

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES
DE 2 TIEMPOS DE BAJA POTENCIA**

**CARLOS FELIPE VARGAS GÓMEZ
CÉSAR DARÍO MUÑOZ MESA**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍA FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2015**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES
DE 2 TIEMPOS DE BAJA POTENCIA**

**CARLOS FELIPE VARGAS GÓMEZ
CÉSAR DARÍO MUÑOZ MESA**

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

JORGE LUIS CHACÓN VELASCO

Ingeniero Mecánico

Codirector

ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍA FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2015

DEDICATORIA

A mi madre Ruth Ángela Vargas, a mi tía Azucena Vargas y a mi prima Laritza Vargas, porque sin su apoyo no hubiese sido posible.

A mi familia que siempre me siempre estuvieron atentos en todo mi proceso de formación.

A mis compañeros de la carrera por su amistad.

Carlos Felipe Vargas Gómez

DEDICATORIA

A mi padre, Rubén Darío, por su apoyo incondicional.

A mis abuelos, José Vicente y Eva, por todas sus enseñanzas y apoyo incondicional.

César Darío Muñoz Mesa

AGRADECIMIENTOS

Al Profesor Jorge Luis Chacón y Alberto David Pertuz por su dedicación, ayuda y apoyo en el desarrollo del trabajo de grado.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander por la formación académica profesional durante el transcurso de la vida universitaria.

A nuestras familias y amistades por el apoyo incondicional.

Carlos Felipe Vargas Gómez
Cesar Darío Muñoz Mesa

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	25
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	27
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	27
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	27
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	28
1.3.1 Objetivos generales	28
1.3.2 Objetivos específicos	28
2. MARCO TEÓRICO	30
2.1 EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS	30
2.1.1 Evolución histórica del MCI de 2T	31
2.1.2 Funcionamiento de un MCI de 2T	33
2.1.3 Curvas Características de una MCI de 2T.	36
2.2 BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	37
2.2.1 La celda de pruebas para el banco	38
2.2.2 Salud y seguridad	38
2.2.3 Dinamómetro	39
2.2.4 Parámetros de medición de torque bajo condiciones de aceleración y desaceleración	41
2.2.5 Tecnología	44
2.2.6 Aplicaciones	45
2.3 ENSAYOS PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	45
2.3.1 Ensayo según el objetivo perseguido	46
2.3.2 Ensayo según la forma de realizarse	46

2.3.3 Funciones del ensayo	47
2.4 NORMAS SAE PARA ENSAYOS DE MOTORES	47
2.4.1 Norma técnica Colombiana 1930	47
2.4.2 Norma ISO 15550	48
2.4.3 Norma SAE J1349	49
2.4.4 Norma SAE J1995	49
3. METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO	51
3.1 IDENTIFICACIÓN DE LA TAREA	51
3.2 FASE DE INVESTIGACIÓN	51
3.3 FASE DE ESTUDIO	52
3.4 FASE DE DISEÑO	52
3.5 FASE DE DESARROLLO	52
3.6 FASE DE OPERACIÓN Y REALIZACIÓN DE PRUEBAS	53
3.7 FASE DE ELABORACIÓN DE MEMORIAS	53
4. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS	55
5. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE 2 TIEMPOS	57
5.1 TERMODINÁMICA DEL MOTOR DE 2 TIEMPOS	57
5.1.1 Cálculo de los parámetros del ciclo de un motor Otto	59
5.1.1.1 Proceso de admisión	59
5.1.1.2 Proceso de compresión	63
5.1.1.3 Proceso de combustión	65
5.1.1.4 Proceso de expansión	68
5.2 CORRECCIÓN DE PRESIÓN FINAL DEL CICLO TERMODINÁMICO	71
5.3 ADAPTACIÓN DE LAS ECUACIONES TERMODINÁMICAS PARA LA SIMULACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	73
5.4 MECANISMO BIELA-MANIVELA PARA MOTORES DE 2T	78

5.5 DINÁMICA DEL SISTEMA BIELA-MANIVELA DEL MOTOR DE 2T	80
5.5.1 Cinemática del motor 2T	80
5.5.1.1 Posición	80
5.5.1.2 Velocidad del grupo pistón	82
5.5.1.3 Aceleración del grupo pistón	83
5.5.2 Dinámica del motor de dos tiempos	84
5.6 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL BANCO DE PRUEBAS	88
5.7 SIMULACIÓN DINÁMICA DEL BANCO DE PRUEBAS	90
5.8 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE AMORTIGUAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS	96
5.9 MATERIAL DEL BANCO DE PRUEBAS	98
5.9.1 Acero Inoxidable	98
5.9.2 Acero SAE 1020	99
5.10 ANÁLISIS DE LA FRECUENCIA NATURAL DEL BANCO DE PRUEBAS	99
6. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES 2T	104
6.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS	104
6.2 SELECCIÓN DEL MODELO DEL BANCO DE PRUEBAS	105
6.2.1 Alternativa de corta altura	105
6.2.2 Alternativa de bases angulares	106
6.2.3 Alternativa móvil	107
6.2.4 Alternativa rígida	107
6.3 DEFINICIÓN EL DISEÑO	108
6.4 MODELO DEL ANÁLISIS DE ESFUERZOS DEL BANCO DE PRUEBAS	111
6.4.1 Parámetros de entrada para la simulación	111
6.4.2 Mallado del modelo	113
6.4.3 Análisis de resultados	114

7. SISTEMAS DE MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD Y EL PAR-MOTOR PARA EL BANCO DE PRUEBAS	119
7.1 SELECCIÓN DE SISTEMA DE MEDICIÓN	119
7.1.1 Alternativa de alto costo	119
7.1.2 Alternativa de medio costo	121
7.1.3 Alternativa de bajo costo	122
7.2 DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE MEDICIÓN	124
7.2.1 método de medición del par-motor	125
7.2.2. Constante de freno	128
8. FABRICACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	130
8.1 CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	130
8.2 MONTAJE DEL SISTEMA DE MEDICIÓN	132
9. ENSAYOS DEL BANCO DE PRUEBAS	135
9.1 PRUEBA DE VERIFICACIÓN Y AJUSTE DEL BANCO DE PRUEBAS	135
9.2 PRUEBAS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL BANCO (VIBRACIONES)	140
9.3 PROTOCOLO DE FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS	145
9.4 PROTOCOLO DE MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS	147
9.5 PRACTICA DE PRUEBAS DE LABORATORIO	148
9.6 PROTOCOLO DE SEGURIDAD DEL BANCO DE PRUEBAS	148
10. CONCLUSIONES	150
11. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS	151
BIBLIOGRAFÍA	153
ANEXOS	156

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Motor de dos tiempos	30
Figura 2. Primer tiempo del motor	34
Figura 3. Segundo tiempo del motor	35
Figura 4. Curva de par-motor y potencia para un motor DOLMAR 115i	37
Figura 5: Dinamómetro	40
Figura 6. Banco de pruebas de motores de combustión interna	45
Figura 7. Diagrama de flujo del desarrollo del banco de pruebas	54
Figura 8. Motor Shindaiwa B450	57
Figura 9. Modelo del proceso de admisión de un motor de carburador	59
Figura 10. Curvas P_c y T_c en función de ϵ	64
Figura 11. Diagrama del proceso de combustión	65
Figura 12. Variación de los exponentes adiabáticos K y politrópicos n durante el proceso de expansión	68
Figura 13. Sistema de ecuaciones termodinámicas en EES	69
Figura 14. Gráfica de presión contra volumen específico del motor Shindaiwa en EES	71
Figura 15. Gráfica de presión contra ángulo de giro del motor Shindaiwa en EES	72
Figura 16 Gráfica de presión contra ángulo de giro	77
Figura 17. Mecanismo biela-manivela centrado y descentrado	78
Figura 18. Diagrama de cuerpo libre con medidas	80
Figura 19. Gráfica de las fuerzas inerciales de primer y segundo orden según el ángulo de giro del cigüeñal	87
Figura 20. Diagrama de cuerpo libre simplificado del sistema amortiguador	89
Figura 21. Diagrama de la simulación en Simulink	91

Figura 22. Parámetros del bloque de la fuerza en Simulink	92
Figura 23. Detalle de la función de la fuerza de los gases en Simulink	93
Figura 24. Gráfica del comportamiento de la fuerzas de los gases en Simulink	94
Figura 25. Gráfica del comportamiento de la fuerza resultante del motor en Simulink	95
Figura 26. Gráfica del comportamiento oscilatorio del banco de pruebas en Simulink	96
Figura 27. Amortiguadores	97
Figura 28. Catálogo MACHINE ELEMENTS de ELESA	98
Figura 29. Frecuencia natural de un sistema resorte-amortiguador	101
Figura 30. Gráfica β vs μ	103
Figura 31. Diagrama de flujo del diseño del banco de pruebas	104
Figura 32. Banco de pruebas de baja altura	105
Figura 33. Banco de pruebas de bases angulares	106
Figura 34. Banco de pruebas móvil	107
Figura 35. Banco de pruebas rígido	108
Figura 36. Definición del diseño	110
Figura 37. Opción de material de Solidworks	111
Figura 38. Modelo para la simulación de esfuerzos del banco de pruebas en Solidworks	112
Figura 39. Mallado del banco de pruebas en Solidworks	113
Figura 40. Estudio de tensiones del banco de pruebas en Solidworks	115
Figura 41. Estudio de desplazamientos del banco de pruebas en Solidworks	116
Figura 42. Factor de seguridad del banco de pruebas en Solidworks	117
Figura 43. Transductor de par dinámico Lorenz	120
Figura 44: Montaje del transductor de par	120
Figura 45. Tacómetro digital de contacto y manómetro	121
Figura 46. Sistema de presión para calcular el torque del motor	122
Figura 47. Tacómetro de contacto y Dinamómetro	123
Figura 48. Freno de Prony	124

Figura 49. Sistema de fuerzas en el pistón	125
Figura 50. Sistema de fuerzas del balancín	126
Figura 51. Sistema de fuerzas de la manivela	126
Figura 52. Refuerzos inferiores de la placa	131
Figura 53. Ajustes y carreteles del banco de pruebas	132
Figura 54. Manivela del sistema para medir el par-motor	133
Figura 55. Balancín del sistema para medir el par-motor	133
Figura 56. Instrumentos de medición	134
Figura 57. Construcción final del banco de pruebas	135
Figura 58. Gráfica torque del motor shindaiwa B450	138
Figura 59. Gráfica potencia del motor shindaiwa B450	138
Figura 60. Diagrama para determinar el grado de aislamiento del elemento amortiguador	141
Figura 61. Pruebas de vibraciones al banco de pruebas de motores 2T	142
Figura 62. Resultados de las mediciones realizadas en la esquina 1	143
Figura 63. Resultados de las mediciones realizadas en la esquina 2	143
Figura 64. Diagrama para determinar el grado de aislamiento del elemento amortiguador con el resultado de las pruebas	144
Figura 65. Palanca de estrangulación	145
Figura 66. Arranque del motor	146
Figura 67. Apagado del motor	146

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Especificaciones de diseño	56
Tabla 2. Características del motor Shindaiwa B450	58
Tabla 3. Parámetros del proceso de compresión en los motores	65
Tabla 4. Coeficiente de aprovechamiento de calor	67
Tabla 5: Resultados de las presiones y temperaturas	70
Tabla 6. Resultados de presiones en función del ángulo de giro	77
Tabla 7. Resultados de las fuerzas inerciales de primer y segundo orden según el ángulo de giro del cigüeñal	88
Tabla 8. Resultados de vibraciones	102
Tabla 9. Alternativas del banco de pruebas	109
Tabla 10. Información de malla	114
Tabla 11. Factores de seguridad	118
Tabla 12. Cálculo de manivela y pistón	127
Tabla 13. Cálculo experimental del motor Shindaiwa B450	136
Tabla 14. Cálculos teóricos del motor Shindaiwa B450	137
Tabla 15. Diferencia porcentual de la adquisición de datos	139

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Procesos termodinámicos del ciclo OTTO	156
Anexo B. Cálculos termodinámicos en EES del motor	166
Anexo C. Simulación de motor de dos tiempos en EES	168
Anexo D. Modelamiento gráfico de la presión en función del ángulo de giro en Excel	172
Anexo E. Fuerzas que actúan en el mecanismo biela-manivela	174
Anexo F. Modelamiento en Excel de fuerzas inerciales	177
Anexo G. Catalogo Machine Elements de ELESA	180
Anexo H. Comportamiento vibratorio del banco de pruebas	183
Anexo I. Planos en solidworks del banco de pruebas.	185
Anexo J. Catálogo Tacómetro digital	189
Anexo K. Manual de mantenimiento del banco de pruebas	192
Anexo L. Guía de práctica experimental del banco de pruebas	199

LISTA DE SÍMBOLOS

H	% de hidrogeno en el combustible
O_c	% de oxígeno en el combustible
Z_k	Altura del nivel desde el eje de la válvula de admisión
Z_a	Altura del nivel desde el eje del sistema de admisión
a	aceleración
ζ	Amortiguamiento relativo
φ	ángulo de giro de la manivela
ΔT	Aumento de la temperatura de la mezcla fresca
A	Área
ε_z	Calor de combustión
C_p	Calor específico a presión constante
M_2	Cantidad de productos de la combustión
M_r	cantidad de gases residuales
l_o	Cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1Kg de combustible
L_o	Cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1Kmol de combustible
M_1	Cantidad total de mezcla carburante en Kmol
S	Carrera del pistón
β_{ad}	Coeficiente de amortiguación de la velocidad de la carga
ζ_z	Coeficiente de aprovechamiento de calor
α_a	Coeficiente de exceso de aire
ζ_{ad}	Coeficiente de resistencia del sistema de admisión
γ_r	coeficiente de gases residuales
ϕ	Coeficiente de variación de temperatura
n_2	Coeficiente politrópico de compresión

n_1	Coeficiente politrópico de expansión
k	Constante de amortiguamiento
R_u	Constante universal de los gases
ρ_k	Densidad de la carga de entrada en el cilindro
ρ_a	Densidad de la carga de entrada en la entrada
k_r	Descentrado relativo
y	Desplazamiento del banco
D	Diámetro del pistón
n_v	Eficiencia volumétrica
U_z	Energía interna de combustión
U_c	Energía interna de compresión
σ	Esfuerzo efectivo Von Mises
N	Factor de seguridad
H_{uCO}	Fracción de calor no desprendido debido al CO
H_{uH_2}	Fracción de calor no desprendido debido al H2
$(\Delta H_U)_{quim}$	Fracción del calor que no se perdió
M_{CO}	Fracción molar de CO en los productos
M_{CO_2}	Fracción molar de CO2 en los productos
M_{H_2}	Fracción molar de H2 en los productos
M_{H_2O}	Fracción molar de H2O en los productos
M_{N_2}	Fracción molar de N2 en los productos
ω_f	Frecuencia del motor
β	Frecuencia relativa
F_a	Fuerza alterna
F_c	Fuerza centrífuga
F	Fuerza del motor
μ	Fuerza relativa transmitida
g	gravedad
L	Longitud de la biela
m_b	Masa del bulón

m_c	Masa centrifuga
M_r	Masa de la mezcla
m	Masa del sistema
m_p	Masa del pistón
m_c	Masa de la caña
m_a	masa dotada de movimiento alterno
μ_r	Masa molecular aparente del aire
μ_c	Masa molecular del combustible
β_c	Masa molecular media del combustible
H_u	Poder calorífico inferior del combustible
P_a	Presión de admisión
P_z	Presión de compresión
P_c	Presión de compresión
P_b	Presión de expansión
P_r	Presión de los gases residuales
P	Presión del gas
P_{max}	Presión máxima de combustión
R	Radio de la manivela
ε	Relación de compresión
λ	Relación de la longitud de la manivela y la biela
λ_p	Relación entre la presión de compresión y de combustión
S_y	Resistencia de fluencia por tensión del material
T_a	Temperatura de admisión
T_z	Temperatura de combustión
T_c	Temperatura de compresión
T_r	Temperatura de los gases residuales
T_b	Temperatura de expansión
T	Torque
$l_{z'z}$	Trabajo de los gases en el tramo z'z
ΔM	Variación en el número de moles

ω	Velocidad angular
n	Velocidad angular en RPM
w_{ad}	Velocidad de aire en la entrada del sistema de admisión
w_k	Velocidad de aire en todo el sistema de admisión
V	Velocidad media del pistón
V_z	Volumen de combustión
V_c	Volumen de compresión
V_b	Volumen de expansión

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE 2 TIEMPOS DE BAJA POTENCIA*

AUTORES: Carlos Felipe Vargas Gómez
Cesar Darío Muñoz Mesa**

PALABRAS CLAVES: Motores de combustión interna, Diseño de banco de pruebas, Motores de dos tiempos.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este trabajo de grado es contribuir con el desarrollo académico de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander mediante un banco de pruebas que pueda utilizarse como complemento de la asignatura Máquinas Térmicas Alternativas en el área de motores de combustión interna de dos tiempos.

El documento consta del desarrollo del proyecto, comenzando con el estudio de las fuerzas resultantes producto de la combustión y las fuerzas alternas del motor, hasta la simulación de dichas fuerzas en SIMULINK, con el fin de lograr establecer las constantes del sistema de amortiguamiento que permitan mitigar las vibraciones de banco desde el diseño para así tener un banco de pruebas optimo en su totalidad.

Con base en los cálculos previamente realizados, se estableció un diseño acorde a los parámetros establecidos, con la definición de un sistema de medición para el par y la velocidad angular de los motores.

El banco de pruebas está construido con un sistema especial de leva para el cálculo del par con respecto a la fuerza ejercida por un émbolo, y al radio de giro de la manivela que está conectada al eje del motor, además, se tiene un tacómetro digital, el cual con una cinta reflectora que se pega al eje podemos tener el valor de la velocidad angular y mediante este sistema sencillo es posible determinar las curvas de desempeño de motores de 2T de baja potencia.

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingeniería Físico-mecánicas Escuela de Ingeniería Mecánica Director Jorge Luis Chacón Velasco Codirector Alberto David Pertuz Comas

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TEST BENCH FOR TWO-STROKE ENGINE LOW POWER*

AUTHORS: Carlos Felipe Vargas Gómez
Cesar Darío Muñoz Mesa**

KEY WORDS: Internal combustion engine, testbed design, two-stroke engines.

DESCRIPTION:

The objective of this degree project is to contribute with the academic development of UIS's Mechanical Engineering School through the employment of a testbed which can be used as a complement for the Alternatives Heat Machines subject in the field of two-stroke internal combustion engines.

This document contains the project's development, beginning with the study of the resultant forces produced by the combustion and the engine's alternating forces, up to the simulation of said forces in SIMULINK, in order to establish the system's damping constant capable of mitigating the testbed vibrations from design so the resultant testbed can be totally optimal.

Based on the calculations previously done, a design according to the parameters previously established was set, with the definition of a measurement system for torque and angular velocity of the engines.

The testbed is built with a special cam system for the calculation of torque with regard of the force exerted by a piston, and the turning radius of the crank connected to the engine's axle, additionally there is a digital tachometer, which can be used in conjunction with a reflective tape attached to the axle to obtain the angular velocity and through this simple system determine the performance curves of low potency two-stroke engines.

* Project of grade

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering School of Mechanical Engineering Director Jorge Luis Chacón Velasco Codirector Alberto David Pertuz Comas

INTRODUCCIÓN

El conocimiento de las características de los motores (en este caso los motores de combustión interna de dos tiempos) se encuentra limitado a la poca información que entregan los fabricantes debido a sus políticas internas como industria. También es común el caso en que se adquiere un motor de segunda mano del cual se desconocen sus cualidades y por eso no se puede aprovechar u optimizar su desempeño. Es por esto que existe la necesidad de medir las diferentes características de estos equipos tan fundamentales para cualquier proceso industrial, y la manera directa de obtener esta información es adquiriendo o diseñando un banco de pruebas para el tipo de motor del que se tiene interés.

Con el desarrollo de este proyecto se desea construir un banco de pruebas para motores de dos tiempos de baja potencia que será entregado al laboratorio de motores de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander. Este banco realizará medición de velocidad de rotación, par motor y potencia en diferentes rangos para motores de combustión interna de dos tiempos de hasta $30[kW]$. De esta manera se complementa la formación de estudiantes competentes en esta área. De igual forma se pueden conocer otras características del motor utilizando estos datos medidos y los conocimientos adquiridos durante el avance en los diferentes cursos de la carrera de Ingeniería Mecánica.

En la presentación del estado del arte, se comienza dando un enfoque específicamente en los motores de combustión interna de dos tiempos que son los de interés para este proyecto, mostrando una resumida evolución histórica y una clasificación. Seguido se profundiza en el funcionamiento de éste tipo de motores. También se ofrece la información investigada sobre los bancos de pruebas, tipos

de bancos y aplicaciones, tipos de ensayos, curvas características de los motores y normas respectivas de los ensayos.

Para el plan de trabajo se tienen en cuenta las siguientes fases: fase de identificación de la tarea, fase de investigación, fase de estudio, fase de diseño, fase de desarrollo, fase de operación y realización de pruebas, y la fase de elaboración de memorias.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Los motores de combustión interna son trascendentales en el diario vivir del mundo, que hace necesario conocer la mejor manera de aprovechar sus ventajas. En este sentido de ideas se presenta el estudio de los motores en la Ingeniería Mecánica, siendo una materia esencial en todos los pensum de las universidades que ofrecen el programa. En la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander se cuenta con un laboratorio para el estudio de motores, y que es utilizado mayoritariamente para la materia de Máquinas Térmicas Alternativas. El reconocimiento detallado de los motores se ve obstaculizado debido a la información minimizada que entregan los fabricantes, lo cual incurre en la búsqueda de metodologías para medir estas características que no tenemos disponibles sobre los motores. Los bancos de pruebas son la herramienta más utilizada para este fin, y en el laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander es necesario contar con un banco específicamente para realizar las pruebas a motores de combustión interna de dos tiempos.

1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Actualmente en la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander (UIS) no posee un banco de pruebas de motores para el cálculo de potencia, velocidad y par motor, por tanto, este proyecto de grado será otorgado al laboratorio de máquinas térmicas alternativas de la escuela de ingeniería

mecánica de la Universidad Industrial de Santander, con el fin de permitir el mejoramiento de los procesos de aprendizaje teórico y práctico, en la asignatura de máquinas térmicas alternativas (MTA), brindando la oportunidad a los estudiantes de analizar de forma práctica y sencilla las características de desempeño de los motores, dando como resultado la expansión de conocimientos y experiencias de los estudiantes, para realizar un análisis experimental de cada motor y las diferencias físicas notorias que se manifiestan al momento de poner en funcionamiento este tipo de motores.

1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1 Objetivos generales Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander en la generación de conocimientos en los campos de acción de la tecnología de las Máquinas Térmicas Alternativas (MTA), dirigida hacia los motores de dos tiempos de baja potencia de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander (UIS).

1.3.2 Objetivos específicos

- ✓ Diseñar y construir un banco de pruebas para motores de baja potencia, con el propósito de determinar:
 - El rango de operación de velocidad mínima y máxima (5500-11000 [RPM]).
 - El par motor dentro del rango de velocidad del motor (2,0-4,0 [Nm]).

- ✓ Diseñar la plataforma para la instalación de un motor de baja potencia y motor-freno. Para este propósito se tiene en cuenta:
 - Selección de un modelo dinámico del sistema motor-freno y suspensión.
 - Simulación del sistema dinámico seleccionado usando MATLAB/SIMULINK.
 - Determinación de las frecuencias naturales del sistema.

- De acuerdo con el modelo del sistema dinámico, seleccionar los materiales para el sistema de amortiguamiento del banco, de acuerdo a las constantes K y C.
 - Seleccionar el método de medición del par motor.
 - Seleccionar el método de medición de la velocidad angular.
- ✓ Realizar el montaje e Instalación de:
- Tacómetro para la velocidad del motor.
 - Medidor de par motor del motor.
- ✓ Elaborar los protocolos de pruebas de desempeño del motor de baja potencia, los cuales son:
- Variación de la potencia vs RPM
 - Variación del par motor vs RPM
- ✓ Realizar la recopilación de información del proyecto:
- Elaboración de memorias.
 - Planos del banco.
 - Anexos.

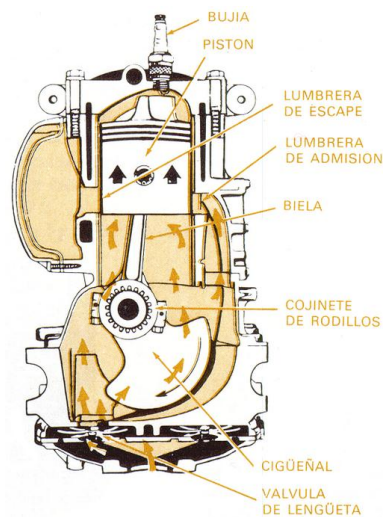
2. MARCO TEÓRICO

2.1 EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS¹

El motor de dos tiempos funciona con un ciclo durante el cual el pistón efectúa dos carreras y el cigüeñal da sólo una vuelta o giro de 360°.

La característica principal de este tipo de motor es que no lleva válvulas, sino que es el propio pistón el que, en su desplazamiento en el interior del cilindro, hace que el fluido operante entre y salga a través de las denominadas lumbreras u orificios tallados en el cilindro (figura 1).

Figura 1. Motor de dos tiempos



Fuente: JUNTA DE ANDALUCIA Maquinas [en línea] disponible en:
<http://www.juntadeandalucia.es/averroes/iescmc/departamentos/tecnologia/web/WebMaquinas/html2/fotos/Image122.gif>

¹ UNIVERSIDAD DE CASTILLA-LA MANCHA. Ciclo Teórico de Funcionamiento. [en línea] Disponible en: < http://www.uclm.es/profesorado/porrasySoriano/motores/temas/ciclo_teorico.pdf > [Citado 30/07/2014]

En este motor se realiza una pre-admisión de los gases frescos en el cárter, el cual con respecto al de los motores de cuatro tiempos es más reducido y estanco. En él son sometidos a una compresión, pasando luego al interior del cilindro por una conducción denominada conducto de carga que lo comunica con el cárter.

Se refrigeran generalmente por aire a través de una serie de aletas que rodean todo el cilindro y la cámara de combustión, y como tampoco llevan circuito de engrase, el cual se realiza por mezcla de aceite con el combustible en una proporción del 3-5%, son ligeros, resistentes y necesitan muy poco mantenimiento.

2.1.1 Evolución histórica del MCI de 2T². Es generalmente aceptado que el motor de dos tiempos fue desarrollado por Sir Dugald Clerk en Inglaterra a finales del siglo XIX. La forma del motor inducía un proceso de compresión junto con el cárter, el control de sincronización y el área de escape; rápidamente este motor se utilizó para motocicletas, razón por la cual se desarrollaban cuidadosamente estéticos. Actualmente, las motocicletas y ciclomotores equipados con motores de dos tiempos siguen siendo producidas en una gran cantidad para propósitos recreativos y de transporte, a pesar de la presión legislativa de las emisiones de algunos países que ha ocasionado que estos motores sean remplazados por motores de cuatro tiempos. Existen también otras aplicaciones para los motores de dos tiempos, estas aplicaciones son muy similares en términos de diseño a los usados en motos.

El pionero en motores fuera de borda fue la compañía Evinrude de Estados Unidos en el año 1909, con un motor de 1.5 HP, el motor de dos tiempos ha dominado esta aplicación hasta el día de hoy. Otra clase de este tipo de aplicación tiene diseños mucho más sofisticados, por ejemplo existen motores poco comunes

² BLAIR, G. Design and Simulation of Two-Stroke Engines. The Queen's University of Belfast: SAE, Inc. 1996, p. 1.

con seis válvulas en V que producen 300 HP, los cuales poseen una eficiencia muy elevada considerando la simplicidad del motor de dos tiempos.

Algunos de los nuevos productos recreacionales que se usan recientemente son las motos para la nieve o las motos de agua, y el tipo de motor que utilizan la mayoría es de dos tiempos. El uso de este tipo de motor es además una aplicación ideal, ya que el sistema de lubricación es mejor a bajas temperaturas. Aunque las motos de nieve se han diseñado para fines recreativos, son una herramienta muy práctica para el transporte diario en ambientes árticos.

En los años 60, La compañía Suzuki construyó un pequeño motor de dos tiempos para automóviles en Japón, el prototipo fue llamado FC y produjo 25 HP de potencia a 6000 revoluciones por minuto. Con el incremento del énfasis ecológico en el consumo de combustible y las normas de emisiones, el motor de dos tiempos para carro desapareció, pero el interés en el diseño de este tipo de motores ha resurgido nuevamente debido a una presión legislativa en las emisiones de ácido. La mayoría de las empresas que se dedican a la manufactura de vehículos están experimentando con varias formas de motores de dos tiempos con inyección directa de gasolina, o con alguna variación de este concepto en términos de estratificación de cargas o de compresión.

El motor de dos tiempos también ha sido utilizado en aeronaves ligeras, y hoy es muy común verlos en aplicaciones para aeromodelismo. Existen otras numerosas aplicaciones para los motores de ignición por chispa, como pequeños generadores de energía o motores para vehículos a control remoto, por ejemplo aeronaves para el servicio meteorológico o para propósitos militares.

El uso de motores de dos tiempos de ignición por compresión merece un sitio especial. Este tipo de motor se usa para camiones y en locomotoras. Los principales fabricantes son General Motors en Estados Unidos y Rooters – Tilling –

Stevens en Reino Unido. Ambos han sido muy exitosos en la producción de estos motores en masa. Este tipo de motor produce una alta potencia específica de salida, también es ampliamente utilizado en la industria militar para tanques de guerra y botes de patrulla rápidas.

Ya sea por la competencia en el mercado de estos motores o por cuestiones legislativas, el motor de dos tiempos ha evolucionado. Y es probable que este tipo de motor produzca una diversidad de opiniones acerca de su uso, pero lo único seguro es que el desarrollo y la manufactura son claramente simple, razón por la cual es necesario continuar investigando y creando las herramientas necesarias para tener un motor de dos tiempos más eficiente.

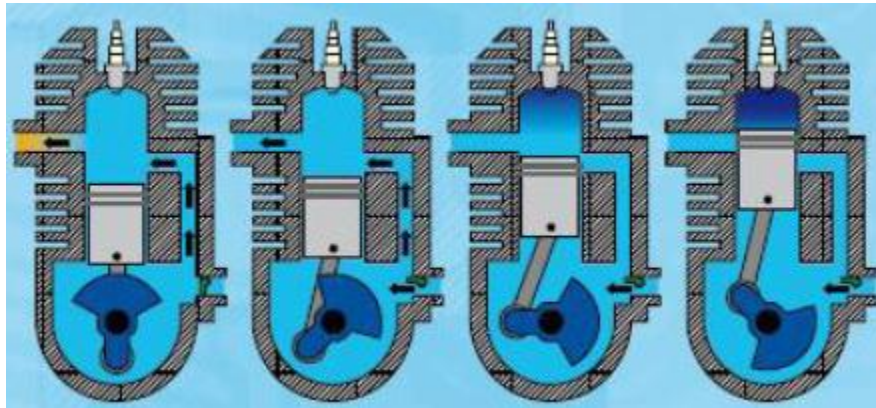
2.1.2 Funcionamiento de un MCI de 2T³. Durante su carrera desde el punto muerto inferior (PMI) al punto muerto superior (PMS) el pistón hace salir a la atmósfera los gases quemados que ocupan el cilindro y abre la lumbrera de admisión por lo que los gases frescos de la atmósfera pasan al interior del cárter, aspirados por la depresión creada al desplazarse. Desde este momento hasta el final de su recorrido se produce la compresión del aire o de la mezcla en el interior del cilindro, mientras continúa la pre-admisión de gases frescos en el interior del cárter (figura 2).

Durante esta carrera la muñequilla del cigüeñal ha girado 180° y se han realizado las siguientes fases:

- Barrido de gases residuales
- Compresión de la mezcla
- Pre-admisión o llenado del cárter

³ UNIVERSIDAD DE CASTILLA-La Mancha. Ciclo Teórico de Funcionamiento. [en línea] Disponible en: < http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/ciclo_teorico.pdf > [Citado 30/07/2014]

Figura 2. Primer tiempo del motor



Fuente: TECNOLOGIA LCP Motor de dos tiempos [en línea] disponible en: http://80.32.206.136/_LCP/Documentos/MOTOR%20DE%20DOS%20TIEMPOS.pdf (consultado: 30 de julio del 2014)

Durante la segunda carrera, que comienza cuando el pistón llega al PMS al final de la compresión, instante en el cual salta la chispa eléctrica o se inyecta combustible, se inicia la combustión y se elevan la presión y temperatura en el interior del cilindro, generándose una fuerza que empuja al pistón con lo que se produce trabajo útil.

Durante el descenso del pistón, se cierra en primer lugar la lumbrera de admisión y se comprime el aire o la mezcla en el interior del cárter (pre-compresión).

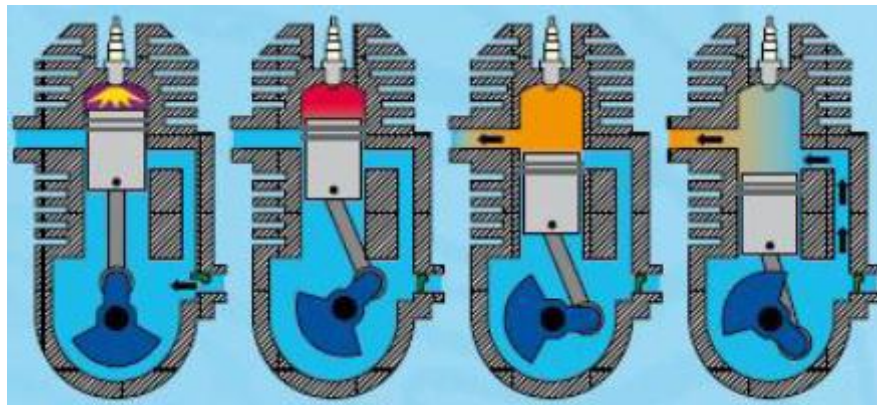
Poco antes de llegar al PMI el pistón abre las lumbreras de carga y escape, a través de las cuales se produce el escape de gases quemados y el llenado del cilindro con los gases frescos que a cierta presión ocupan el cárter, los cuales por el conducto de carga favorecidos por la presión a que se encuentran sometidos, entran en el cilindro incidiendo en la superficie del devector con lo que se impide al desviar su trayectoria que salgan sin quemarse directamente por la lumbrera de escape. A la vez empujan a los gases quemados que quedan a la presión atmosférica en el interior del cilindro y los hace salir a la atmósfera.

En esta segunda carrera la muñequilla del cigüeñal ha girado otros 180°, completando una vuelta del cigüeñal y se han realizado las siguientes fases:

- Combustión y trabajo
- Pre-compresión de la mezcla en el cárter
- Escape
- Admisión

El ciclo completo se realiza en estos motores en tan solo dos carreras del pistón y una vuelta del cigüeñal (figura 3).

Figura 3. Segundo tiempo del motor



TECNOLOGIA LCP Motor de dos tiempos [en línea] disponible en: http://80.32.206.136/_LCP/Documentos/MOTOR%20DE%20DOS%20TIEMPOS.pdf (consultado: 30 de julio del 2014)

En la práctica el trabajo producido por estos motores resulta inferior al previsto, debido a la forma de llenado y barrido de los gases en el cilindro, ya que si en los motores de cuatro tiempos, la admisión y el escape se realizan durante dos carreras completas del pistón y el trabajo durante toda la carrera útil del mismo, en los de dos tiempos, la admisión y el escape de gases se realizan durante un corto recorrido del pistón que depende de la posición de las lumbreras. De tal forma que su posición es fundamental en el funcionamiento de estos motores, ya que cuanto más próximas estén del PMI, el trabajo teórico desarrollado será mayor, si bien el

llenado y vaciado de gases es insuficiente, obteniéndose una menor potencia real del motor. Por el contrario si la lumbreras se sitúan muy alejadas del PMI, aunque el llenado y evacuado de gases se efectúa en mejores condiciones, se acorta la carrera de trabajo y se obtiene un trabajo desarrollado inferior dando lugar, además, a una mayor pérdida de gases frescos que aumenta el consumo del motor.

El rendimiento térmico de los motores de dos tiempos, al igual que en los de cuatro tiempos, es función de la relación de compresión.

Comparando los motores de dos con los de cuatro tiempos, se pueden considerar las siguientes ventajas e inconvenientes de los motores de dos tiempos, con respecto a los de cuatro:

- Más reducidos y con menor peso
- Menor coste de fabricación
- Menor coste de mantenimiento
- Mayor número de revoluciones
- Menos rendimiento térmico
- Mayor consumo específico

2.1.3 Curvas Características de una MCI de 2T. El comportamiento de los motores de combustión interna está caracterizados por las curvas de desempeño.

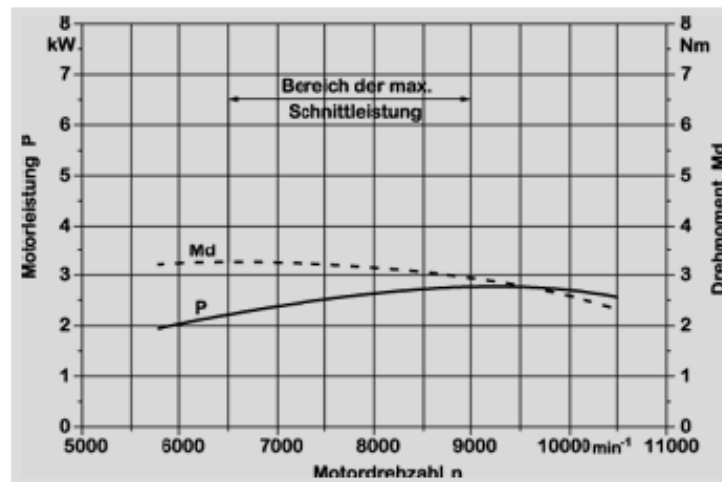
Curva de potencia

La potencia se caracteriza por tener un crecimiento en cierto rango de velocidad angular hasta llegar a un valor máximo, el cual asciende si se sigue aumentando la velocidad angular (figura 4).

Curva de par motor

La curva del par motor tiende a ser más horizontal que la de potencia (figura 4), la línea punteada, pero sin perder concavidad y crece al aumentar la velocidad angular hasta un valor máximo en el cual comienza a descender, pero su razón de cambio es menor, por consiguiente, el torque máximo se consigue en un régimen de menor velocidad angular a comparación que la potencia máxima, dado que el par motor es más lento cuando se aumenta la velocidad.

Figura 4. Curva de par-motor y potencia para un motor DOLMAR 115i



Fuente: DLG-TES Curva de par motor [en línea] disponible en: <http://www.dlg-test.de/tests/4473.pdf>

2.2 BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Los bancos de pruebas constan una instrumentación que determine los parámetros del motor como el par motor, velocidad de rotación, rata de flujo de combustible, rata de flujo de aire, emisiones de gases, fricciones residuales, temperaturas de refrigerante, y la chispa o tiempos de inyección de combustible. En este caso sólo se centra en lo concerniente al proyecto de grado que es la medición del par motor y la velocidad de rotación.

2.2.1 La celda de pruebas para el banco⁴. Una celda de pruebas de motor es un complejo de maquinaria, instrumentación y servicios, que deben funcionar como un todo. Es muy fácil para el especialista, enfocado tal vez en solamente un tópico como combustión, sistemas de control de motores, emisiones de gases o ruido, el fallar a la hora de ver todo el conjunto.

En el desarrollo de la teoría de la termodinámica más utilizada es la de los sistemas abiertos. Ésta es una poderosa herramienta y puede ser muy útil en consideración del comportamiento de la celda de prueba. Está enlazada a la idea del volumen de control, un espacio cerrando el sistema y rodeado por una superficie imaginaria, superficie de control. La gran ventaja de este concepto es que una vez se haya identificado todo el flujo de masa y energía dentro y fuera del sistema, no es necesario conocer exactamente qué está pasando dentro del sistema para poder dibujar una “hoja de balance” de los flujos que entran y salen.

2.2.2 Salud y seguridad⁵. La celda de pruebas de motores es inherentemente un ambiente de trabajo peligroso y debe ser apreciado por cualquier persona concerniente con su diseño y operación. Las paredes, el techo y el piso de la celda deben contener los riesgos de su ambiente. Aberturas como las puertas y ductos de ventilación, no deben comprometer ésta función. Las celdas de prueba de motores son calientes y ruidosas, con pisos resbaladizos y espacios de trabajo atestados de tuberías y cables. La atenuación del sonido entre el área de control y la celda deben ser suficientes para hacer llamadas de auxilio difíciles de escuchar.

El motor que esté puesto a prueba en la celda no ha sido diseñado para instalarse en la celda, sino para una situación completamente diferente. El eje que acopla el motor al dinamómetro y por supuesto el dinamómetro en sí, pueden fallar al

⁴ PLINT, Michael y MARTYR Anthony. Engine Testing theory and Practice. 2da edición. SAE International, 1999. Pag 1.

⁵ *Ibid*, Pag 8.

momento de probar en sus límites un primer motor de diseño novedoso. El diseñador debe prever los posibles resultados de tales fallas.

La presencia de combustibles explosivos potenciales en tales ambientes es claramente un riesgo, y las regulaciones de fuegos locales deben ser discutidas con las autoridades competentes en el diseño del escenario.

2.2.3 Dinamómetro. Un dinamómetro es un dispositivo que proporciona una carga externa al motor, y absorbe la potencia del motor. Los primeros dinamómetros fueron frenos que utilizaban fricción mecánica para absorber la potencia del motor, por eso la potencia absorbida era llamada “caballos de fuerza de freno”.

Los tipos de dinamómetro frecuentemente utilizados son los hidráulicos y eléctricos. Un dinamómetro hidráulico o freno de agua es construido de un rotor de paletas montado en una carcasa que a su vez va montada en el eje del motor rotativo. Se mantiene un flujo continuo de agua a través de la carcasa. La potencia absorbida por el rotor es disipada por la fricción del fluido así como las imperfecciones del rotor a través del agua. La potencia absorbida se varía ajustando el nivel de agua en la carcasa.

Existen muchos diferentes tipos de dinamómetros eléctricos. Éstos incluyen de corriente directa, corriente alternativa regenerativa, y corriente de Foucault. La potencia absorbida en un dinamómetro eléctrico es convertida en energía eléctrica, a cualquiera de las dos: potencia o corriente de Foucault. La electricidad puede ser disipada como calor por una resistencia que calienta agua de refrigerador o flujos de aire. En máquina de corriente directa o alterna, electricidad generada puede ser usada y transformada en energía disponible para suplementar el sistema de potencia. Históricamente, las máquinas de corriente continua ofrecen la mayor flexibilidad en las pruebas pero a elevados costos.

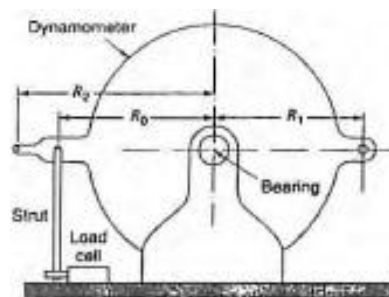
Dinamómetros de motor también pueden ser clasificados dependiendo de si tienen o no la capacidad de mover un motor, es decir, hacer girar el eje del motor sin producir potencia en el motor de arranque como sucede en un automóvil. Los dinamómetros hidráulicos no pueden mover un motor. Estrictamente hablando, tampoco las máquinas de corriente de Foucault pueden mover un motor, pero debido a que usualmente son configuradas en paquetes con un motor eléctrico que corre u motor, para propósitos prácticos la distinción es discutible.

El método más comúnmente usado se encuentra en la figura 5. El dinamómetro está apoyado por apoyos y restringido de rotar solamente por la celda de carga. Si el dinamómetro está absorbiendo o entregando potencia, un torque reactivo es aplicado al dinamómetro. Por lo tanto, si la fuerza aplicada por la barra que está en contacto con la celda de carga es F , entonces el torque aplicado al motor es:

$$\tau = F * R_0 (1)^6$$

Donde R_0 está definido en la figura 5. La celda de carga mide la fuerza F . Para calibrar, los brazos auxiliares se encuentran localizados en R_1 y R_2 para alzar pesos conocidos.

Figura 5: Dinamómetro



Fuente: FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines, Applied Themosciences. 2da edición. John Wiley & Sons, Inc. 2001. P. 107.

⁶ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines, Applied Themosciences. 2da edición. John Wiley & Sons, Inc. 2001. P. 105.

2.2.4 Parámetros de medición de torque bajo condiciones de aceleración y desaceleración⁷. Con el creciente interés en las pruebas transitorias, es esencial tener en cuenta el efecto de los cambios de velocidad en el par medido por un dispositivo acoplado.

El principio básico es:

$$T_1 - T_2 = I * \dot{\omega}^2 = \frac{2\pi * \dot{N} * I}{60} = 0,1047 * \dot{N} * I \text{ (} N * m \text{)} \quad (2)$$

Donde T_1 es el torque de entrada en el dinamómetro en $N * m$, T_2 es el torque registrado por el dinamómetro en $[N * m]$, I es la inercia del dinamómetro en $[Kg * m^2]$, $\dot{\omega}$ es la rata de incremento de velocidad en $\left[\frac{rad}{s^2}\right]$ y \dot{N} es la rata de incremento de velocidad en $\left[\frac{RPM}{s}\right]$.

Para entender el significado de ésta corrección, un dinamómetro típico con capacidad de carga de $150 [kW]$ con un torque máximo de $500Nm$ tiene una inercia de $0,11 [Kg * m^2]$. Un dispositivo de corriente continua de rango equivalente tiene una inercia de $0,60 [Kg * m^2]$.

Si estos dispositivos se acoplan a un motor cuya aceleración es comparativamente lenta de $100 \left[\frac{RPM}{s}\right]$, el primer dispositivo mediría un torque de $1,15 [Nm]$ y el segundo leerá un $6,3 [Nm]$.

Si el motor está desacelerando, los dispositivos leerán cantidades más altas que la equivalente. Con procesamiento computarizado de datos se pueden hacer las correcciones con el software apropiado.

⁷ PLINT, Michael y MARTYR, Anthony. Engine Testing theory and Practice. 2da edición. SAE International, 1999. P. 167.

Un desarrollo reciente es el dinamómetro de transmisión de tipo de disco, que puede ser atornillado a la brida de freno y simplifica considerablemente la instalación. La ventaja más importante de los dinamómetros de transmisión es que suprime la necesidad, discutida, de aplicar correcciones al torque medido.

Medición de velocidad y potencia⁸

La medición de la velocidad utilizando un codificador de eje análogo o pantalla digital es, en principio, muy simple.

Medida de la potencia, que es el producto del par y la velocidad, plantea la importante cuestión de tiempo de muestreo. Los motores nunca se quedan funcionando de manera totalmente constante y el transductor de par y señales de velocidad siempre fluctúa. Una lectura realizada de manera rápida no necesariamente, o incluso probablemente, será idéntica a una lectura hecha con más calma. La elección del tiempo de muestreo y el número de muestras a ser promediadas son una cuestión de vital importancia. Aunque bajo condiciones transitorias puede no haber otra opción que tomar lecturas rápidas.

Procedimiento para medir par de rotación y velocidad con acelerador totalmente abierto⁹

La prueba con el acelerador totalmente abierto es un buen método para determinar la potencia máxima de un motor a cualquier velocidad dentro del intervalo de operación. Esto permite comparar los valores de potencia obtenidos con los indicados en las especificaciones del fabricante.

⁸ *Ibid.* Pag 170.

⁹ WASDYKE y RAYMOND, G. Operating, testing and evaluating the two-cycle engine. 1ra edición. Buck Engineering Co. 1973. Pag T6-1.

Ni la potencia ni el par de rotación permanecen constantes a diversos valores de RPM. Generalmente las hojas de especificaciones dan la potencia y el par de rotación máximos, y las RPM a las que se producen.

La mayoría de los motores no operan continuamente a la velocidad correspondiente a la potencia nominal, por lo cual conviene saber qué potencia se desarrolla a valores superiores e inferiores de RPM.

Los cambios que haya en la temperatura de operación afectan considerablemente el funcionamiento de los motores enfriados con aire. La potencia del motor se puede reducir hasta en 10% cuando la temperatura de la cabeza del cilindro se eleva de 93 [°C] a 204 [°C]. Por esta razón, en todas las pruebas realizadas para fines de comparación no debe haber interrupciones y los cambios de velocidad deben hacerse en el mismo sentido, hacia arriba o hacia abajo, en el intervalo de RPM. Es decir, si una prueba se realiza principiando con una alta velocidad y reduciéndola después, entonces todas las pruebas tienen que iniciarse empezando con una velocidad alta. Conviene proceder siempre de este modo, pues así es menos probable que se sobrecaliente el motor. Para efectuar una prueba completa no se necesita más de 5 minutos.

NOTA: Antes de arrancar el motor repase la revisión pre-operacional y los procedimientos del manual del usuario del motor así como la instalación y el acople tanto para el motor, dinamómetro y banco de pruebas; los pasos a seguir son:

- Arranque el motor y ajuste el acelerador para 5000RPM. Deje que se caliente durante unos segundos.
- Aumente lentamente la apertura del acelerador hasta que el acelerador esté abierto totalmente y el tacómetro indique 9000 [RPM].
- Registre la indicación del par de rotación y calcule la potencia.

- Con el acelerador en la posición de apertura total, realice lecturas del par de rotación disminuyendo las RPM de mil en mil hasta llegar a las 4000 [RPM].
- Reduzca la apertura del acelerador poniéndolo en marcha mínima y pare el motor.
- Realice una tabla con las RPM, par de rotación y potencia, compárela con los datos del fabricante.
- Realice en una misma gráfica las curvas de Par-RPM y Potencia-RPM; compararlas con las gráficas del fabricante.
- Discusión y conclusiones.

2.2.5 Tecnología. Un banco de pruebas (figura 6), es un dispositivo para la evaluación de parámetros físicos operativos tales como la velocidad angular, potencia, par motor, potencia de frenado.

Para Guido Amarilla¹⁰ los bancos de pruebas se clasifican de acuerdo a:

- **Bancos de pruebas dinamométricos:** producen un frenado del motor por acción de un dispositivo activo que disipa la energía entregada en forma de calor.
- **Bancos de pruebas inerciales:** no poseen un elemento que produzca una carga, sino que cuentan con una masa inercial que opone resistencia al motor o vehículo, solamente cuando está acelerándose.
- **Bancos de pruebas híbridos:** es un estante el cual posee una masa inercial importante y al mismo tiempo cuenta con un dinamómetro para producir carga en régimen fijo.

¹⁰ AMARILLA, Guido. Bancos de pruebas. [en línea] disponible en: <<http://www.iccode.com.ar/es/articulos/41-bancos-de-prueba-tipos.html> > IC code desarrollos en internet (consultado: 30 de junio del 2014)

Figura 6. Banco de pruebas de motores de combustión interna



Fuente: DIDATEC-TECHNOLOGIE Banco de pruebas de motores de combustión interna [en línea] disponible en: <http://www.didatec-technologie.com/es/Termodinamica/PRUEBAS-MOTORES/TMT-100-Banco-de-pruebas-de-motores-de-combustion-interna>

2.2.6 Aplicaciones Las aplicaciones de los bancos de pruebas pueden clasificarse según su medición:

- **Medición del motor:** solo se mide el motor y este debe desmontarse del vehículo para medirse.
- **Medición del chasis:** se mide el vehículo completo a través de sus ruedas. Puede usarse un rodillo (simple o doble) o puede montarse dinamómetros individuales en cada rueda.

2.3 ENSAYOS PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

En la actualidad la tecnología de los motores de combustión interna demanda la necesidad de realizar ensayos de pruebas para poder determinar y garantizar el óptimo funcionamiento de los motores, haciendo una visualización del

comportamiento variable que presentan. Según Santiago Ruiz Rosales¹¹ los ensayos de pruebas se clasifican bajo dos criterios; el primero es según su objetivo perseguido y el segundo es la forma de realización.

2.3.1 Ensayo según el objetivo perseguido. Este tipo de ensayo se divide en cuatro:

- **Ensayo de control de calidad:** su objetivo se centra en comprobar los problemas que se presentan en los acabados y fiabilidad de los motores recién ensamblados.
- **Ensayo de homologación:** Tiene como fin último evidenciar a los organismos oficiales los beneficios y manifestaciones del motor, los cuales se llevan a cabo con ensayos realizados bajo las normas internacionales (ISO y SAE), el cual detalla el método utilizado en la prueba y las variables a medir en él; generalmente son par motor, consumo, potencia y gases contaminantes.
- **Ensayo de repetición:** Este ensayo se realiza por petición del futuro adquirente del motor y tiene como objetivo cumplir con algunas especificaciones particulares del contrato.
- **Ensayo de investigación y desarrollo:** realiza estudios del comportamiento de los motores, el cual depende del fenómeno específico a estudiar y de la información que se requiera.

2.3.2 Ensayo según la forma de realizarse. Este tipo de ensayo se divide en dos:

- **Ensayos con combustión:** se realiza a los motores de combustión interna que estén en buen estado de funcionamiento, con el fin de obtener las curvas

¹¹ Manual Diésel de reparación y mantenimiento. 1ra edición. Chilton Book. 1984.

de rendimiento, no obstante, este ensayo tiende a complicarse cuando se quiere medir algunas variables específicas del motor que tienen que ver con los fenómenos internos del mismo.

- **Ensayo sin combustión:** este ensayo tiene como objetivo el estudio de las pérdidas mecánicas y se realiza en el arranque del motor, por ende las condiciones de funcionamiento en el cilindro difieren de las reales.

2.3.3 Funciones del ensayo Los ensayos de los motores de combustión interna tienen tres funciones básicas:

- **Medir:** adquirir valores instantáneos o variables específicos a estudiar, utilizando como medio un sensor que recibe una señal eléctrica, la cual la transforma en una señal digital para ser visualizada en un panel de control.
- **Regular:** mantener las variables medidas en un estado estable bajo un tiempo específico.
- **Registrar:** recopilar los valores obtenidos en tablas de datos para el análisis final de resultados.

2.4 NORMAS SAE PARA ENSAYOS DE MOTORES

De acuerdo con SAE internacional¹², estas normas permiten a los fabricantes garantizarles a los clientes que las características de los motores (potencia, velocidad angular y par motor) son las exigidas.

2.4.1 Norma técnica Colombiana 1930¹³. Esta norma especifica un método para ensayar motores diseñados para vehículos automotores. Se aplica a la evaluación

¹² IHS. SAE J1349 Document information: Engine power test code-spark ignition and compression ignition-net power rating. [en línea] disponible en: <http://engineers.ihs.com/document/abstract/XNFZFBAAAAAAAAA> (consultado: 30 de junio del 2014)

de su funcionamiento, principalmente con el propósito de presentar curvas de potencia y consumo específico de combustible bajo carga completa, como una función de la velocidad del motor (sólo se aplica a la evaluación de la potencia neta).

Esta norma trata los motores de combustión interna, empleados para la propulsión de vehículos de pasajeros y otros automotores, excepto motocicletas, ciclomotores y tractores agrícolas, que normalmente viajan por carretera y están incluidos en una de las siguientes categorías:

- Motores de combustión interna recíprocos (ignición por chispa o compresión), pero excluyendo los motores de pistón libre.
- Motores de pistón rotatorio.

Estos motores pueden ser de aspiración natural o cargados a presión, sea usando un sobrealimentador mecánico o un turbo-cargador.

2.4.2 Norma ISO 15550¹⁴. La norma ISO 15550 establece el marco de las pautas de medición de potencia del motor de la ISO. Especifica las condiciones de referencia estándar y métodos de declarar el consumo de energía, el combustible, el consumo de aceite lubricante y métodos de prueba para motores de combustión interna en la producción comercial el uso de combustibles líquidos o gaseosos.

La norma ISO 15550 se aplica a los motores alternativos de combustión interna de encendido por chispa (o motores de encendido por compresión) pero excluyendo los motores de pistones libres motores de pistones rotativos. Estos motores

¹³ NORMA TÉCNICA COLOMBIANA NTC 1930. [en línea] disponible en: <http://tienda.icontec.org/brief/NTC1930.pdf> (consultado: 15 de abril del 2015)

¹⁴ NORMA ISO 15550 Internal combustion engines -- Determination and method for the measurement of engine power -- General requirements. [en línea] disponible en: <http://www.iso.org/iso/iso_catalogue/catalogue_tc/catalogue_detail.htm?csnumber=28185>(consultado: 15 de abril del 2015)

pueden ser de aspiración natural, ya sea usando una presión-cargador mecánico o turbocompresor.

2.4.3 Norma SAE J1349¹⁵. Esta norma americana es prácticamente equivalente a la ECE R24, ya que incluye todos los elementos necesarios en el motor, como el ventilador y el radiador, ofreciendo por tanto un valor de potencia neta.

Esta norma sirve para especificar:

- Fundamentos para valorar la potencia neta y el par motor.
- La potencia neta del motor.
- La referencia de entrada del aire y las condiciones de suministro de combustible para la prueba.
- Un método para la corrección de la potencia durante los ensayos y el torque a las condiciones especificadas.
- Un seguro de que los controles del motor están operando debidamente.
- Determinar la potencia neta del motor en pleno funcionamiento con un dinamómetro.

2.4.4 Norma SAE J1995¹⁶. Es una norma de ensayo en la que la potencia se mide en el motor prácticamente sin accesorios, ya que falta el filtro del aire, el silenciador de escape, el alternador y el ventilador, por lo que el valor de la potencia obtenido es más alto del que se puede obtener con el motor puesto en el vehículo; hay que definir la potencia obtenida como bruta.

- Esta norma sirve para especificar:
- La potencia del motor en bruto.
- La referencia de entrada del aire y las condiciones de suministro de combustible para la prueba.

¹⁵ SAE internacional certified power. [en línea] disponible en: < <http://www.sae.org/certifiedpower/>>. (fecha de consulta: 15 de abril del 2015)

¹⁶ Ibíd.

- Un método para la corrección de la potencia bruta durante los ensayos.
- Determinar la potencia bruta del motor en pleno funcionamiento con un dinamómetro.

3. METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO

La metodología para el desarrollo del proyecto, se efectúa mediante el diseño conceptual de la solución del problema planteado inicialmente, para ello se efectúan un plan de trabajo acorde al proyecto, con el fin de tener un organigrama que permita un avance óptimo del proyecto.

3.1 IDENTIFICACIÓN DE LA TAREA

Este plan se ha diseñado con relación a las principales actividades que se realizarán a lo largo del proyecto, en el cual se plantea un orden de actividades acorde al sistema a desarrollar para el trabajo, que se mencionan a continuación.

3.2 FASE DE INVESTIGACIÓN

Como trabajo principal se realizará el planteamiento de la necesidad que lleva el desarrollo del proyecto, planteando los objetivos puntuales a alcanzar con la investigación, para así formular una solución adecuada conforme a las necesidades; esto los lleva a la recopilación de información afín al tema que se manejará para avanzar en la meta que se desea alcanzar y estructurando un cronograma de trabajo para una óptima organización del tiempo que se desea invertir.

3.3 FASE DE ESTUDIO

Se realiza un análisis de la información recopilada y con base en eso se hace el estudio de los procesos de diseño que se deben manejar para la esquematización y construcción del banco de pruebas para los motores, en los cuales se tienen que analizar las características física a medir (potencia, velocidad angular y par motor), con el fin de determinar los parámetros del banco y comenzar la elaboración del borrador del proyecto.

3.4 FASE DE DISEÑO

Se realizará primordialmente el diseño de la simulación del sistema dinámico para el amortiguamiento del banco de pruebas, dado que el sistema tiende a presentar grandes oscilaciones transmitidas por el motor, y un banco rígido no soportaría tanto movimiento sin deformarse, por consiguiente se realiza tal prueba en el programa de MATLAB/SIMULINK con el fin de determinar los parámetros óptimos para que posteriormente con base en esos resultados, se pueda diseñar un banco de pruebas acorde a los parámetros obtenidos y así poder determinar, para finalizar, la selección del material acorde para la construcción del proyecto.

3.5 FASE DE DESARROLLO

Se adquieren las herramientas necesarias para la medición y es estudio de los materiales posibles a utilizar que se encuentran en el mercado, el cual se va a utilizar para la construcción y preparación de la fabricación próxima del banco de pruebas, acorde a los parámetros teóricos realizados en el paso anterior.

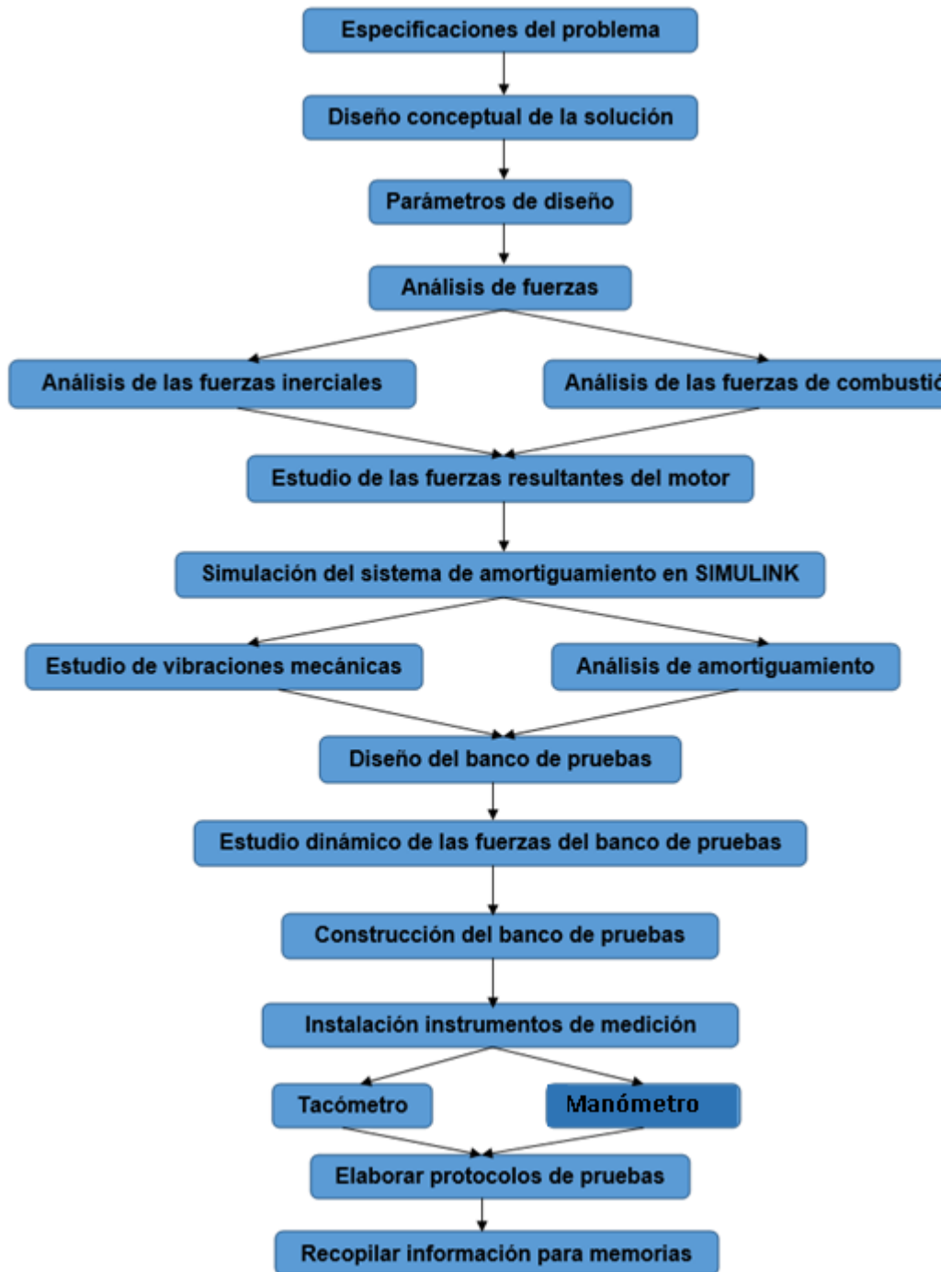
3.6 FASE DE OPERACIÓN Y REALIZACIÓN DE PRUEBAS

Después de la construcción adecuada del banco de pruebas, se realizan los ensayos de funcionamiento del mismo, para esto se tiene en cuenta las normativas de medición de velocidad angular, potencia y par motor, teniendo en cuenta las especificaciones de la nomenclatura estudiada para tal análisis y con base en los resultados, se consideran los datos obtenidos para concluir la funcionalidad del banco.

3.7 FASE DE ELABORACIÓN DE MEMORIAS

Se realiza la elaboración de memorias finales del mismo plan del desarrollo completo y adjuntando los anexos correspondientes; dando lugar a la realización audiovisual de la sustentación final del proyecto ante la escuela, con el fin de concluir el ciclo de desarrollo como estudiantes de ingeniería mecánica (figura 7).

Figura 7. Diagrama de flujo del desarrollo del banco de pruebas



4. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

Con el desarrollo de este proyecto se desea construir un banco de pruebas para motores de dos tiempos de baja potencia que será entregado al laboratorio de motores de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander. Este banco realizará medición de velocidad de rotación, par motor y potencia en diferentes rangos para motores de combustión interna de dos tiempos de hasta 5[kW]. De esta manera se complementa la formación de estudiantes competentes en esta área. De igual forma se pueden conocer otras características del motor utilizando estos datos medidos y los conocimientos adquiridos durante el avance en los diferentes cursos de la carrera de Ingeniería Mecánica.

Para el desarrollo del proyecto, se hace primero un análisis del tipo de motor el cual se planea montar en el banco, para esto se toma en cuenta un motor Shindaiwa B450, que se proyecta empalmar en el banco (de igual forma el banco permite acoplar cualquier motor de dos tiempos en el intervalo de la especificación inicial) tal análisis consta de las fuerzas que influyen en el mismo, las cuales darán oscilación al banco. Ya con los datos de las fuerzas resultantes que se ejercen en el motor, se plantea unos parámetros de diseño para el banco, los cuales constan del amortiguamiento que se plantea utilizar y el diseño del montaje, para ellos se hace una simulación en el programa de SIMULINK, el cual nos determinará las respuestas a determinados sistemas de amortiguamiento que se consideran, con el fin de encontrar el más óptimo para el proyecto, maximizando la disipación de energía.

Como parámetro final ya teniendo los parámetros específicos de fuerzas y amortiguamiento, se desarrolla un diseño en SOLIDWORKS, adaptado al sistema

deseado para su próxima construcción y montaje, el cual se lleva a cabo no solo la instalación del banco de pruebas, sino también la de la celda de carga y el tacómetro para efectuar la respectiva toma de datos para los estudiantes del laboratorio.

EL banco de Pruebas debe satisfacer las siguientes especificaciones:

Tabla 1. Especificaciones de diseño

Velocidad angular máxima	11000 [RPM]
Potencia máxima	5 [Kw]
Par motor máxima	4 [N-m]
Operación	Sencilla para que la usen los estudiantes
Costo	Bajo
Mantenimiento	Sencillo
Seguridad	Alta durante la operación.
Para diferentes velocidades y carga.	Permita obtener curvas T vs ω
Para diferentes velocidades y carga.	Permita obtener curvas P vs ω
Vibraciones mecánicas	Bajas para la óptima visualización de resultados al momento de las pruebas.
Que en lo posible cumpla con las condiciones y de acuerdo a la disponibilidad de recursos que cumpla lo más cercano a la norma.	

5. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE 2 TIEMPOS

En esta sección se hace énfasis en el análisis y comportamiento dinámico del banco de pruebas para motores 2T.

5.1 TERMODINÁMICA DEL MOTOR DE 2 TIEMPOS

Para la realización del diseño del proyecto, se tiene en cuenta los parámetros de un motor Shindaiwa B450 que ya se encuentra en el Laboratorio de Máquinas Térmicas Alternativas (LMTA) de la universidad, para el cual se puede adaptar el banco de pruebas (figura 8).

Figura 8. Motor Shindaiwa B450



Tabla 2. Características del motor Shindaiwa B450

Cilindrada	41.5 [cm^3]
Diámetro	40 [mm]
Relación Carrera/Diámetro	0,825
Potencia máxima	1.7 [KW]
Velocidad de giro	7500 [RPM]
Relación de compresión	8
Velocidad de giro máxima	11000 [RPM]
Peso por unidad de potencia	8.1 [Kg/KW]
Capacidad de depósito de combustible	1000 [cm^3]

Fuente: PROASA Manual del propietario [en línea] disponible en: <http://proasa.com.mx/wp-content/uploads/2013/01/Manual-del-Propietario-B450.pdf>

En la tabla 2 se muestran las características y especificaciones del motor Shindaiwa B450 que se empleará en el proyecto.

Al seleccionar un proceso idealizado, siempre se encuentra con el hecho de que, mientras más simples sean las suposiciones, más fácil será el análisis pero más alejados estarán los resultados de la realidad. Es, por lo tanto, peligroso perder de vista las limitaciones del modelo y tratar de emplearlo más allá de su utilidad real. El valor de construir modelos simples de este tipo de sistemas complejos, como un motor, se incrementa con la complejidad del sistema que se diseñará.

¹⁷En los motores de combustión interna, un proceso idealizado llamado ciclo de aire ha sido ampliamente usado para representar el proceso real. Este ciclo tiene la ventaja de estar basado en unas pocas suposiciones simples y de una tendencia hacia un manejo matemático fácil. Un ciclo de aire es un proceso cíclico en el cual el medio es un gas perfecto que bajo toda circunstancia posee el calor específico y la masa molecular del aire a temperatura ambiente.

¹⁷ JOVAJ., M.S. Motores de Automóvil. ED. MIR. 1982. P. 21

En el proceso de análisis termodinámico, previamente se hace un estudio del comportamiento químico del mismo, lo cual abarca también las cantidades de productos de combustión, para lo cual ya está previamente estandarizado con las cantidades respectivas de los elementos que lo constituyen (anexo A).

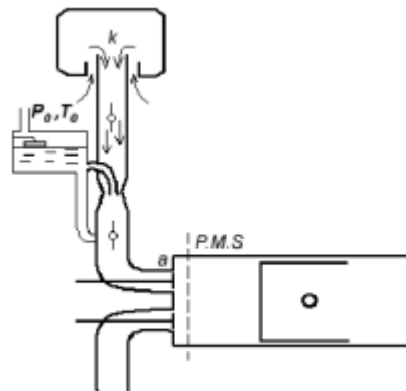
5.1.1 Cálculo de los parámetros del ciclo de un motor Otto¹⁸. El ciclo Otto del motor consta de cuatro procesos (admisión, compresión, combustión y escape) que se describen a continuación.

5.1.1.1 Proceso de admisión. Es el primer proceso del ciclo termodinámico y presenta las siguientes características.

Presión al finalizar la admisión

Todos los fenómenos relacionados con la recarga del cilindro y su barrido se evalúan por coeficientes experimentales. Para simplificar la tarea, en adelante se supone que el proceso de admisión comienza en el punto k y termina en el punto a (figura 9).

Figura 9. Modelo del proceso de admisión de un motor de carburador



Fuente: Motores de automóviles, Jovaj.

¹⁸ Ibíd. P. 81-108

La existencia de resistencias en el sistema de admisión hace que la cantidad de carga fresca que entra en el cilindro del motor disminuya debido al decrecimiento de la densidad de la carga. La influencia de las pérdidas hidráulicas sobre el llenado puede determinarse si se conocen las pérdidas de presión ΔP en el sistema de admisión o la presión en el cilindro P_a en el instante en que se supone finalizado el proceso de admisión. Se puede determinar aproximadamente la presión dentro del cilindro durante la admisión considerando este proceso como estacionario. Utilizando la ecuación de Bernoulli podemos escribir:

$$\frac{P_k}{\rho_k} + \frac{w_k^2}{2} + gZ_k = \frac{P_a}{\rho_a} + \frac{\beta_{ad}w_{ad}^2}{2} + \frac{\varepsilon_{ad}w_{ad}^2}{2} + gZ_a \quad (3)$$

Donde: ρ_a y ρ_k son las densidades de la carga en la entrada y en el cilindro respectivamente; w_a y w_k , respectivamente la velocidad del aire en la entrada del sistema de admisión y la velocidad media del aire en todo el proceso de admisión, (medida en la válvula o en las lumbreras de barrido por ser la sección más estrecha del sistema de admisión por la que fluye la carga fresca) en m/s; Z_k y Z_a son las alturas del nivel respectivamente desde el eje del sistema de admisión y el eje de la válvula de admisión; β_{ad} es el coeficiente de amortiguación resultante de la velocidad de la carga en la sección examinada del cilindro, $\beta_{ad} = \frac{w_c}{w_{ad}}$ (w_c es la velocidad media del aire en la sección examinada del cilindro); y ε_{ad} es el coeficiente de resistencia del sistema de admisión referida a su sección más estrecha.

Adoptando que $w_k = 0$, las alturas de nivel $Z_a = Z_k$, y despreciando la variación de la densidad de la carga fresca durante su movimiento en el sistema de admisión ($\rho_a = \rho_k$), obtendremos:

$$\frac{P_k}{\rho_k} = \frac{P_a}{\rho_a} + \frac{(\beta_{ad} + \varepsilon_{ad})w_{ad}^2}{2} \quad (4)$$

Y

$$P_k - P_a = \frac{(\beta_{ad} + \varepsilon_{ad})w_{ad}^2}{2} \rho_k \quad (5)$$

Para el caso del motor de 2T sin sobrealimentación, $P_k = P_o$ y $P_k = \rho_0$

$$P_o - P_a = \frac{(\beta_{ad} + \varepsilon_{ad})w_{ad}^2}{2} \rho_0 \quad (6)$$

Según datos experimentales obtenidos al investigar motores de automóviles, para la apertura completa de la válvula en el régimen nominal, la velocidad de movimiento de la carga en la sección de paso $w_a = 50 \dots 130$ m/s, $(\beta_{ad} + \varepsilon_{ad}) = 2,5 \dots 4$. En los motores de cuatro tiempos sin sobrealimentación los datos experimentales muestran que $p_a = (0,8 \dots 0,9)P_o$. Para calcular ρ_0 se utiliza la fórmula de gas ideal.

$$\rho_0 = \frac{P_a \mu_a}{R_a T} \quad (7)$$

Cantidad de gases residuales¹⁹

En el proceso de escape no se logra desalojar por completo del cilindro los productos de combustión, y ocupan cierto volumen a presión P_r y temperatura T_r respectivas. En el proceso de admisión los gases residuales se expanden y, mezclándose con la carga fresca que ingresa, disminuyen el llenado del cilindro. La cantidad de gases residuales M_r depende del procedimiento empleado para limpiar el cilindro, así como de la posibilidad de barrido del cilindro por la carga fresca.

¹⁹ Ibíd. P. 81-108

La cantidad de gases residuales se caracteriza por una magnitud relativa denominada coeficiente de gases residuales γ_r .

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} \quad (8)$$

O

$$\gamma_r = M_r / M_1 \quad (9)$$

Dónde: ε es la relación de compresión, ΔT es el aumento de temperatura que experimenta la mezcla al pasar por el sistema de admisión.

Al calcular el coeficiente γ_r se puede asumir que la presión de los gases residuales $P_r = (1,1 \dots 1,25)P_a$ y la temperatura $T_r = (900 \dots 1000)[K]$ para los motores a gasolina.

Durante el cálculo térmico del motor la temperatura ΔT se adopta basándose en los resultados experimentales y en cálculos indirectos. Si el sistema de intercambio de gases ha sido diseñado correctamente, la carga fresca que ingresa al cilindro del motor de carburador con formación externa de la mezcla, experimenta un aumento de temperatura $\Delta T = 0 \dots 20 [^{\circ}C]$.

Temperatura al finalizar la admisión²⁰

La temperatura T_a puede calcularse sobre la base del balance térmico, compuesto para la carga fresca y para los gases residuales, antes y después de su mezcla. Se supone que el proceso de mezclado tiene lugar a presión constante.

²⁰ Ibíd. P. 81-108

Considerando que el calor específico de la mezcla C'_p es igual al calor específico de la carga fresca C_p y el calor específico de los gases residuales C_p y el calor específico de los gases residuales $C_p = \varphi C'_p$, se escribe la ecuación del balance térmico asumiendo $\varphi = 1$.

$$C_p M_1 (T_k + \Delta T) + \varphi C_p M_r T_r = C_p (M_1 + M_r) T_a \quad (10)$$

Puesto que

$$M_1 + M_r = M_1 (1 + \gamma_r) \quad (11)$$

Entonces

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (12)$$

Cuando el motor de dos tiempos trabaja sin sobrealimentación $T_a = 310 \dots 350$ [°K].

El rendimiento volumétrico n_v del ciclo que estamos analizando se calcula según la siguiente expresión:

$$n_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_a (1 + \gamma_r)} \quad (13)$$

5.1.1.2 Proceso de compresión²¹. Resulta difícil determinar analíticamente los parámetros al final de la compresión puesto que el exponente politrópico varía. Se ha adoptado calcular la temperatura y la presión al final de la compresión a partir

²¹ Ibíd. P. 110-118

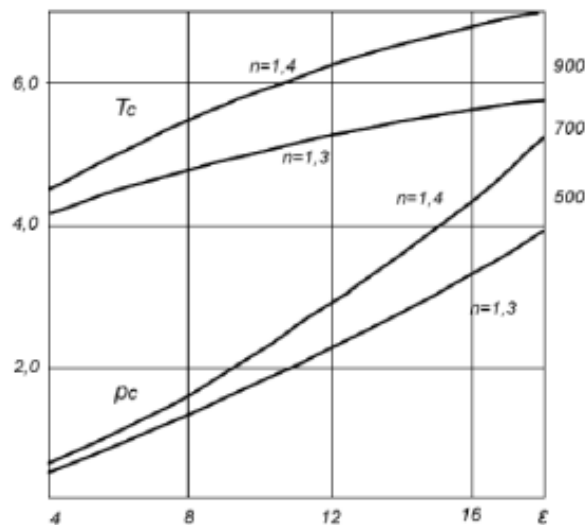
del valor medio de la politrópica, considerándolo constante para todo el proceso. Asumiendo que el comienzo de la compresión coincide con el P.M.I, obtenemos:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \quad (14)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad (15)$$

En la figura 10 se representa cómo varían los valores de P_c y T_c calculados a partir de dos valores de P_a y T_a . Puede verse cómo cambian considerablemente. En consecuencia, los valores de n_1 hay que elegirlos basándose en resultados experimentales de motores similares al que se calcula, en lo que se refiere a las dimensiones de los cilindros, rapidez y parámetros estructurales.

Figura 10. Curvas P_c y T_c en función de ε



Fuente: Motores de automóviles, Jovaj

En la tabla 3 se muestran los parámetros del proceso de compresión en los motores de automóviles y tractores.

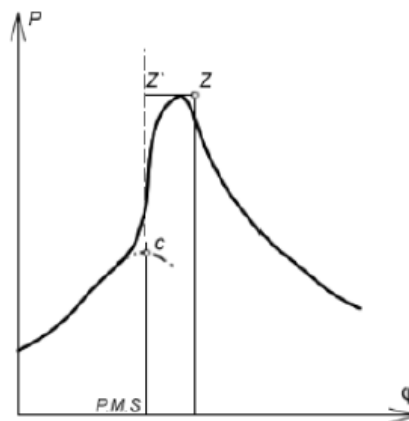
Tabla 3. Parámetros del proceso de compresión en los motores

Parámetros	Motores a gasolina y gas
Relación de compresión ϵ	6-9 (hasta 11)
Exponente politrópico de compresión	1,30-1,37
Presión final de la compresión [Mpa]	0,90-1,50
Temperatura al final de la compresión [°K]	550-750

Fuente: Motores de automóviles, Jovaj

5.1.1.3 Proceso de combustión²². En caso de motores de carburador se supone que la combustión se efectúa instantáneamente a volumen constante de la cámara de combustión V_c , es decir, la curva real de la elevación de presión en el diagrama indicado durante el proceso de combustión es reemplazada por la isocora cz (figura 11). Al hacer esto los gases no efectúan trabajo exterior en el periodo de la combustión y todo el calor desprendido se consume solamente en incrementar su energía interna.

Figura 11. Diagrama del proceso de combustión



Fuente: Motores de automóviles, Jovaj

Siendo la combustión a volumen constante, las pérdidas totales de calor debidas a la combustión incompleta y otros factores como la disociación y a la emisión de calor de las paredes son consideradas por el coeficiente de aprovechamiento del

²² Ibíd. P. 154-157

calor de combustión ε_z , determinado experimentalmente. Para 1Kg de combustible, según el primer principio de la termodinámica, tendremos:

$$\varepsilon_z H_u = U_z - U_c + l_{z'z} \quad (16)$$

El trabajo que efectúan los gases en el tramo z'z durante el período de la combustión será:

$$l_{z'z} = P_z V_z - P_z V_c \quad (17)$$

En caso de motores a gasolina y a gas de encendido por chispa se supone que la combustión se realiza a volumen constante y, consiguientemente $l_{z'z} = 0$; la ecuación (18) adquiere una forma más simple:

$$\varepsilon_z H_u = U_z - U_c \quad (18)$$

Después de algunas transformaciones obtenemos:

$$\varepsilon_z H_u + M_l U_c + M_r U_c = (M_2 + M_r) U_z \quad (19)$$

Donde U_z y U_c son la energía interna de un 1Kmol de productos de la combustión a la temperatura en los puntos y z y c respectivamente; U_c la energía interna de 1Kmol de carga fresca, gases residuales y productos de la combustión respectivamente por 1Kg de combustible introducido al motor.

Considerando que $\frac{M_r}{M_1} = \gamma_r$ y $\frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \mu_r$ (donde μ_r es el coeficiente real de variación molecular), se puede presentar la ecuación (19) en una forma más cómoda:

$$\frac{\varepsilon_z (H_u - (\Delta H_{uquim}))}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c}{1 + \gamma_r} = \mu_r U_z \quad (20)$$

Para calcular los calores específicos y las energías internas del aire y de los productos de combustión, que son indispensables al determinar T_z , hay que utilizar los datos mostrados en el anexo A. La temperatura de combustión T_z se calcula aplicando el método de interpolación. Valores comunes del coeficiente se encuentran en la tabla 4. El coeficiente de aprovechamiento del calor ε_z se fija basándose en los resultados experimentales en correspondencia con el tipo de motor, su rapidez, condiciones de refrigeración y particularidades estructurales de las cámaras de combustión.

Este coeficiente depende de los regímenes de carga y velocidad del motor. Los valores bajos ε_z de indican no solo una fuerte emisión de calor a las paredes, sino también un considerable tiempo que abarca la extinción de la combustión en el proceso de expansión. A continuación vienen expuestos los límites de variación del coeficiente ε_z cuando los motores funcionan a plena carga.

Tabla 4. Coeficiente de aprovechamiento de calor

coeficiente	
motores de carburador	0,85-0,90
motores a gas	0,80-0,85

Fuente: Motores de automóviles, Jovaj

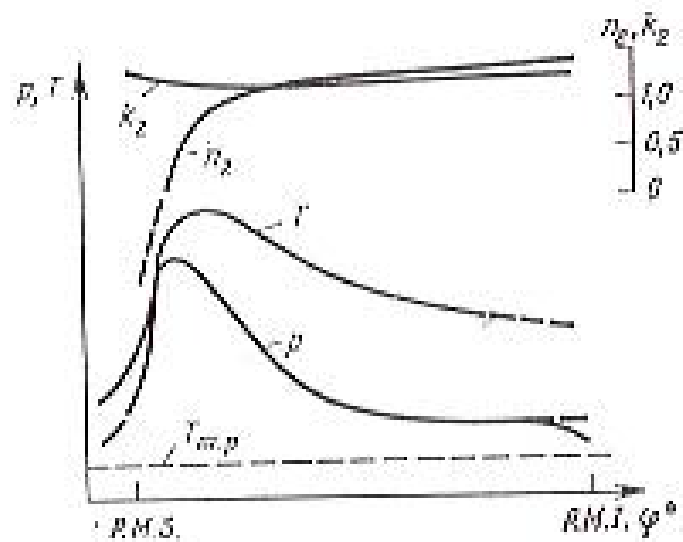
Para calcular la presión final del proceso de combustión, se utiliza la siguiente fórmula:

$$P_z = \lambda_p P_c \quad (21)$$

5.1.1.4 Proceso de expansión²³. Al calcular el ciclo se admite que el proceso de expansión comienza en el punto z siendo máximos los valores calculados P_z y T_z . Se considera que en el ciclo de dos tiempos, el proceso termina en el P.M.I.

Determinar el exponente politrópico de expansión a partir del diagrama es prácticamente imposible (figura 12). En vista de las dificultades que aparecen al determinar los valores variables del exponente n_2 que sirvan para calcular los parámetros al final del proceso de expansión, se utilizan valores promedios del exponente n_2 .

Figura 12. Variación de los exponentes adiabáticos K y politrópicos n durante el proceso de expansión



Fuente: Motores de automóviles, Jovaj

Para el proceso politrópico, siendo el exponente medio n_2 , la presión y la temperatura se determinan acorde con las fórmulas:

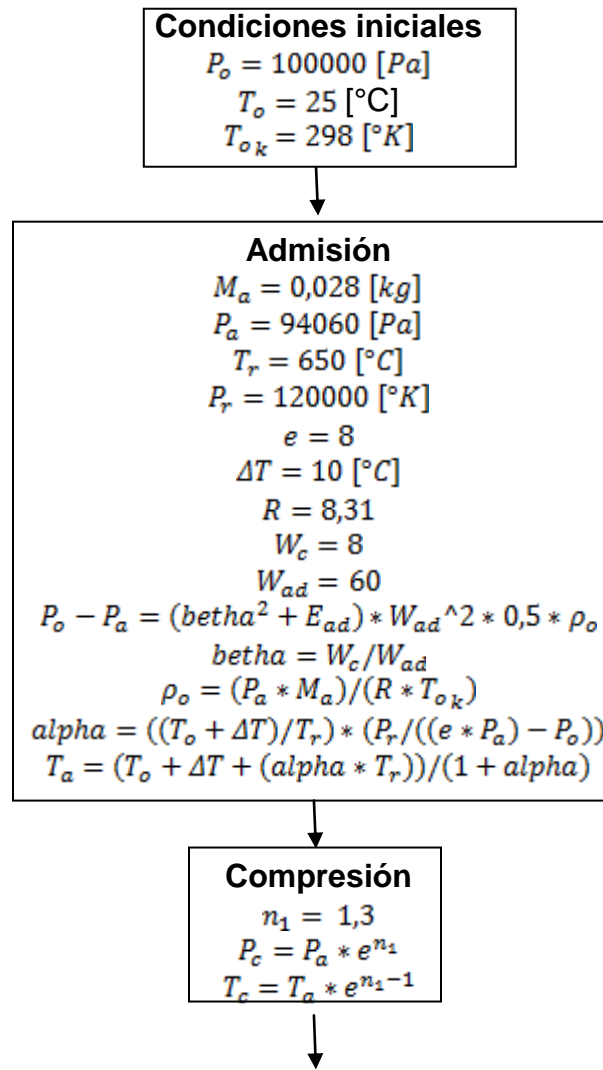
$$P_b = P_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \frac{1}{\varepsilon^{n_2}} \quad (22)$$

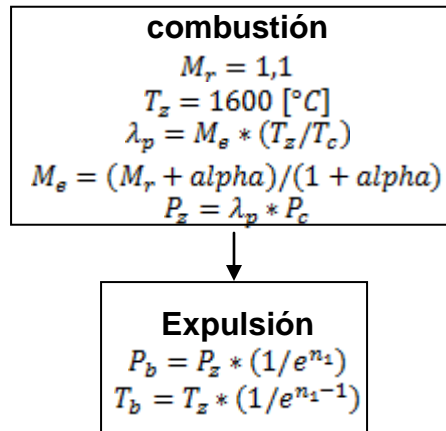
²³ Ibíd. P. 158-166

$$T_b = T_x \left(\frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) \quad (23)$$

Ya teniendo una claridad de las ecuaciones para el cálculo termodinámico del motor, se usa el programa Engineering Equation Solver (EES), el cual nos muestra el comportamiento del motor con base en los parámetros específicos, los cuales son insertados en el software para el cálculo del mismo, dado que el programa nos da la facilidad de dar soluciones a grandes sistemas de ecuaciones en tiempos reducidos para minimizar tiempos de solución (figura 13).

Figura 13. Sistema de ecuaciones termodinámicas en EES





Los resultados se muestran en la tabla 5, y corresponden a un ciclo termodinámico ideal, teniendo en cuenta la eficiencia característica de los motores de dos tiempos de pequeño cilindraje y la eficiencia final para un motor de segunda mano, se hace el respectivo cálculo final aproximado de presiones reales del ciclo del motor Shindaiwa (para más información ver anexo B).

Tabla 5: Resultados de las presiones y temperaturas

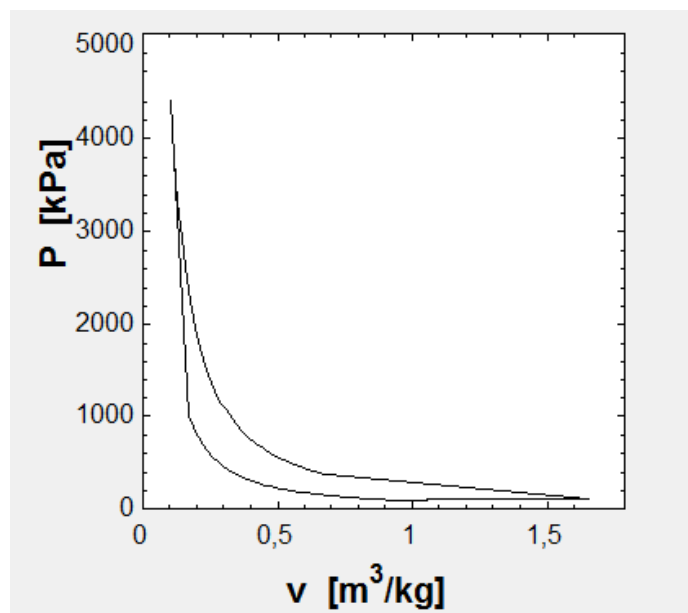
Simbolo	Parametro	Valor	Unidades
Ta	Temperatura de admisión	41,03	[°C]
Pa	Presión de admisión	94,06	[Kpa]
Tc	Temperatura de Compresión	76,57	[°C]
Pc	Presión de compresión	1404	[Kpa]
Tz	Temperatura de combustión	1600	[°C]
Pz	Presión de combustión	32250	[Kpa]
Tb	Temperatura de expulsión	857,4	[°C]
Pb	Presión de expulsión	2160	[Kpa]

5.2 CORRECCIÓN DE PRESIÓN FINAL DEL CICLO TERMODINÁMICO

Los motores de dos tiempos tienen la particularidad de tener una eficiencia aproximada de 20%²⁴ en su proceso termodinámico, cuando están en sus mejores condiciones. Debido a que el banco de pruebas que se construye, se le instalará un motor de segunda mano, se estima que la eficiencia del mismo sea mucho menor.

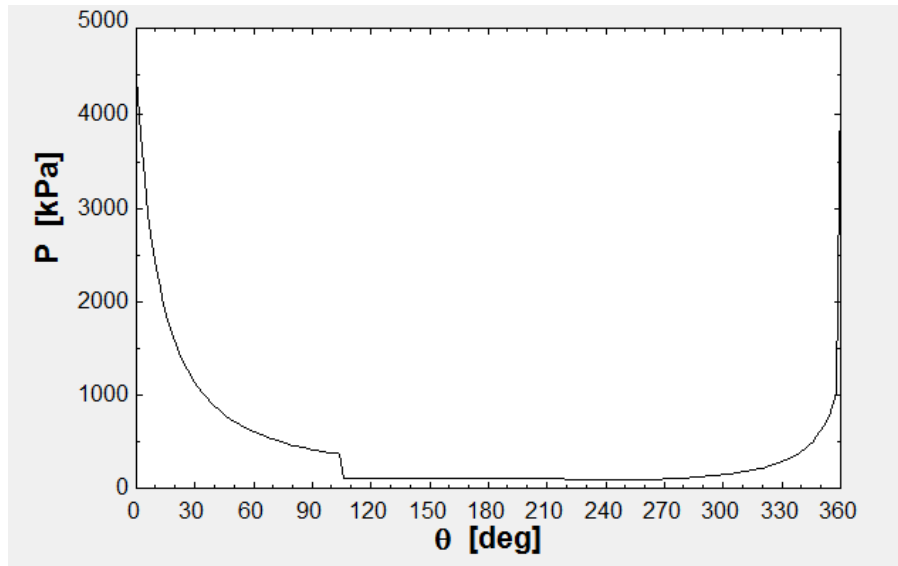
Para la determinación del cambio de la eficiencia del motor de dos tiempos, se implementa la simulación de motores de dos tiempos que cuenta el programa EES (anexo C), donde el simulador, cuenta con gráficas y tablas de resultados del ciclo, con respecto a los datos específicos que se insertan en el programa para la determinación del mismo como se observa en la figura 14 y 15.

Figura 14. Gráfica de presión contra volumen específico del motor Shindaiwa en EES



²⁴ UNIVERSIDAD NACIONAL ABIERTA Y A DISTANCIA. Lección 18 Principios de funcionamiento del motor de combustión interna. [en línea] disponible en: <http://datateca.unad.edu.co/contenidos/201619/Maquinaria%20y%20Mecanizacion/leccin_18__principios_de_funcionamiento_del_motor_de_combustin_interna.html> [Citado el 10 de abril del 2015]

Figura 15. Gráfica de presión contra ángulo de giro del motor Shindaiwa en EES



Dados los resultados, obtenemos las gráficas del comportamiento real de la presión del motor a través del tiempo, donde la simulación no solo se da una tabla de resultado adjunta, sino también se muestra un breve esquema de como se ve internamente el funcionamiento del motor, dado así que el análisis termodinámico del mismo se toma en diferentes ángulos, dando una respuesta exacta del comportamiento del motor. Para visualizar todos los resultados del simulador de motor de dos tiempos del EES dirigirse al anexo D.

Haciendo un cuadro comparativo entre los resultados que se obtuvieron teóricamente por ecuaciones y los obtenidos en el simulador de motores 2T en el EES, se efectúa la aproximación de que la eficiencia de la fuerza de los gases para un motor 2T de segunda mano es efectivamente menor en comparación con un motor nuevo, tal valor de la diferencia es aproximadamente de 14%.

Los resultados obtenidos en el simulador de EES son los utilizados para el desarrollo del análisis vibratorio del proyecto, puesto que en dichos valores se

tiene en cuenta la eficiencia del motor 2T para tener una aproximación más real del comportamiento del mismo.

5.3 ADAPTACIÓN DE LAS ECUACIONES TERMODINÁMICAS PARA LA SIMULACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS²⁵

Para poder realizar la simulación del sistema en el programa de SIMULINK, se debe tener en cuenta que la relación de la presión del sistema completo debe estar en función del ángulo de giro del motor.

Dado que el comportamiento de las fuerzas de presión es variable con respecto al proceso que se encuentre realizando, es complejo obtener una ecuación precisa que caracterice el comportamiento de la presión en función del ángulo de giro de la manivela del motor para todo el ciclo, por ese caso, para cuestiones de practicidad se trabajará solo la sección en la cual la presión del sistema sea máxima, dado que lo que interesa son las reacciones máximas de la presión porque son las que reflejarán el pico de perturbación vibratoria que se reflejará en el sistema del motor, tratándolo el sistema en las curvaturas del intervalo de la combustión.

Según la ecuación para procesos Isoentrópico (S=cte.), se tiene:

$$P_z * V_z^k = P_b * V_b^k \quad (24)$$

$$P_b = P_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^k \quad (25)$$

²⁵ HERNANDEZ, Marco y HERNANDEZ, Jairo. Banco de pruebas para motores de combustión interna monocilíndricos 2ª parte, mediciones dinámicas. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. 1988. P. 18

Como $V_b/V_a = \phi/\varepsilon$ y $V_a = V_b$, además $\phi = V_z/V_c$ y $\varepsilon = V_a/V_c$, Entonces se tiene:

$$P_b = P_{max} \left(\frac{\phi}{\varepsilon} \right)^k \quad (26)$$

Φ = Relación de corte

De lo anterior se hace el supuesto de la siguiente ecuación:

$$P_z * V_z^k = P_y * V_x^k \quad (27)$$

$$\frac{P_z}{P_y} = \left(\frac{V_x}{V_z} \right)^k \quad (28)$$

Aplicando logaritmo natural:

$$\ln(P_z) - \ln(P_y) = k * \ln\left(\frac{V_x}{V_z}\right) \quad (29)$$

$$\ln(P_y) = k * \ln\left(\frac{V_x}{V_z}\right) + \ln(P_z) \quad (30)$$

Como $V_z = \phi V_c$, se tiene:

$$\ln(P_y) = k * \ln\left(\frac{\phi V_c}{V_x}\right) + \ln(P_z) \quad (31)$$

Donde $V_x/V_c = \phi_x$, Donde $\phi \leq \phi_x \leq \varepsilon$, se tiene:

$$\ln(P_y) = k * \ln\left(\frac{\phi}{\phi_x}\right) + \ln(P_{max}) \quad (32)$$

$$P_y = e^{k \cdot \text{Ln}\left(\frac{\phi}{\phi_x}\right) + \text{Ln}(P_{max})} \quad (33)$$

Como se necesita la ecuación de presión en función del ángulo ϕ , para ello se busca una relación de $\phi = V_a/V_c$:

$$V_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) * d^2 * (Z_B(0) - Z_B(\pi) + h) \quad (34)$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) * d^2 * h \quad (35)$$

$$h = \frac{2r}{\varepsilon - 1} \quad (36)$$

$$Z_B(0) = r \quad (37)$$

$$Z_B(\pi) = r \cos \varphi_i \quad (38)$$

Reemplazando las ecuaciones anteriores:

$$\phi = \frac{1 - \cos \varphi_i + \frac{2}{\varepsilon - 1}}{\frac{2}{\varepsilon - 1}} \quad (39)$$

De igual forma con ϕ_x se efectúa el mismo proceso pero con una variación, tal que:

$$V_x = \left(\frac{\pi}{4}\right) * d^2 * (Z_{Bx}(0) - Z_{Bx}(\pi) + h) \quad (40)$$

$$Z_{Bx}(0) = r \quad (41)$$

$$Z_{Bx}(\pi) = r \cos \varphi \quad (42)$$

Reemplazando las ecuaciones anteriores:

$$\phi_x = \frac{1 - \cos \varphi + \frac{2}{\varepsilon - 1}}{\frac{2}{\varepsilon - 1}} \quad (43)$$

Φ = ángulo de giro

Las ecuaciones (38) y (42) se reemplazan en la ecuación (33) para obtener:

$$P_y = e^{k \cdot \ln \left(\frac{1 - \cos \varphi_i + \frac{2}{\varepsilon - 1}}{1 - \cos \varphi + \frac{2}{\varepsilon - 1}} \right) + \ln(P_{max})} \quad (44)$$

Donde se considera para fines prácticos $\varphi_i = 90^\circ$ obtener la relación directa de presión en función del ángulo de giro.

Ya teniendo la ecuación de presión en función del ángulo de giro para la simulación del banco de pruebas, se hace un breve análisis del comportamiento de esa ecuación en comparación a la del sistema de simulación de motores 2T del programa EES. El comportamiento de la ecuación se puede observar en la figura 16, donde se ve claramente como es la curva de presión con respecto al ángulo de giro.

Figura 16 Gráfica de presión contra ángulo de giro

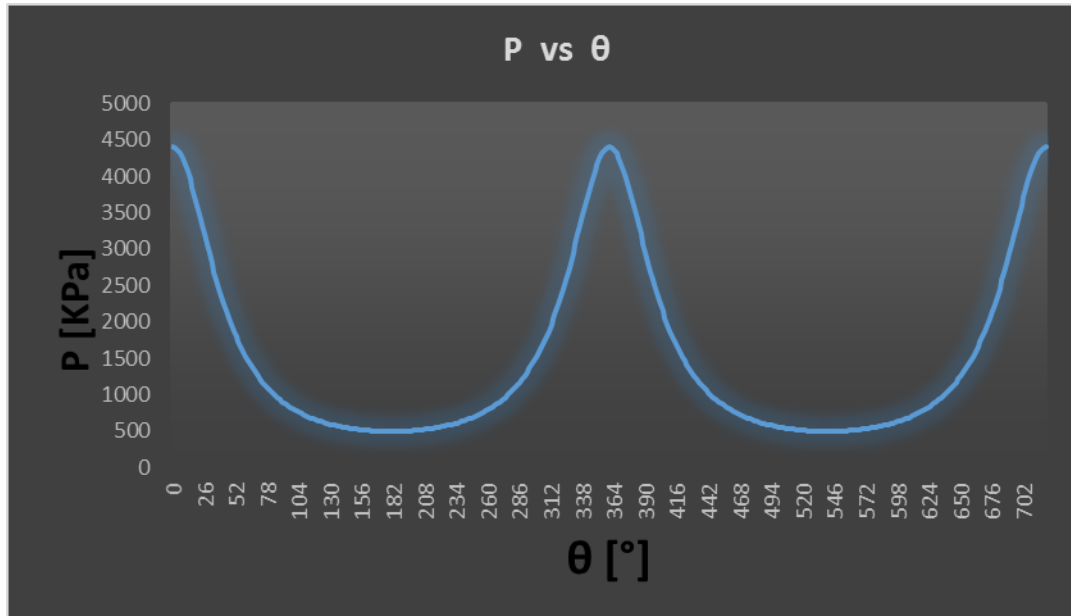


Tabla 6. Resultados de presiones en función del ángulo de giro

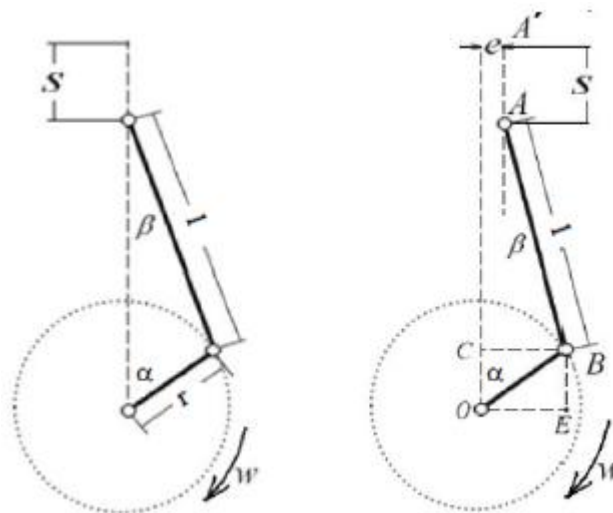
Presión[Kpa]	ángulo[°]	Presión[Kpa]	ángulo[°]
4400	0	495,687754	180
2097,38407	45	572,452569	225
906,942047	90	906,942047	270
572,452569	135	2097,38407	315
495,687754	180	4400	360

En la curva se puede apreciar, no es exacta a la simulación del EES, no obstante el comportamiento es similar pese a que sus datos varíen de cierta manera, sin embargo, lo que interesa para la simulación del banco son los picos de la misma, la cual corresponde a un valor de 4400 [KPa] (tabla 6). El valor pico de la gráfica nos dará una contextualización de los sobresaltos que influyan más en el banco de prueban a la hora de hacer el montaje final y son por consiguiente los factores claves para el estudio de vibraciones que presente el banco. Para más información de los resultados ver anexo D.

5.4 MECANISMO BIELA-MANIVELA PARA MOTORES DE 2T²⁶

Las condiciones de trabajo de las piezas del sistema biela-manivela, se caracterizan por presentar fuerzas considerables y rápidamente variables durante los diferentes regímenes de funcionamiento del motor. La magnitud y carácter con que varían las cargas mecánicas que soportan estas piezas se determinan a base de la investigación cinemática y dinámica del mecanismo biela-manivela. El cálculo dinámico es precedido por el cálculo térmico que asegura la posibilidad de elegir las principales dimensiones del motor y permite hallar las magnitudes y el carácter con que varían las fuerzas originadas por la presión de los gases.

Figura 17. Mecanismo biela-manivela centrado y descentrado



Fuente: Motores de automóviles, Jovaj

En la figura 17 se representan los esquemas de los mecanismos biela-manivela central (axial) *a* y descentrado *b* (o desplazado). En este último, el eje del cilindro no se cruza con el eje del cigüeñal, sino que está desplazado a una pequeña distancia, por lo común, en dirección de la rotación de la manivela cerca del PMS. Esto se hace para mejorar las condiciones de operación del pistón dentro del

²⁶ *Ibid*, pp. 382-387

cilindro. Además, en muchos motores modernos, el eje del bulón se desplaza respecto al eje del cilindro en 0,01-0,03 de su diámetro, con el fin de eliminar permanentemente la luz entre el pistón y las paredes del cilindro, así como para obtener una distribución de la carga sobre las paredes del pistón más favorable.

A continuación se utilizarán las siguientes designaciones: φ ángulo de rotación de la manivela, contado desde la dirección del cilindro en el sentido horario de rotación del cigüeñal; ω velocidad angular del cigüeñal, que se adopta constante, $\omega = d\varphi/dt$; β el ángulo que forma el eje de la biela, en el plano de su movimiento con el eje del cilindro; S carrera del pistón, $S=2R$ (donde R es el radio de la manivela); L es la longitud de la biela, $L = R/\lambda$ (donde λ es un parámetro adimensional); e desplazamiento del plano de movimiento del eje del bulón con respecto al eje del cigüeñal, $e = kR$ (donde k es el descentrado relativo).

Los mecanismos biela-manivela se caracterizan por dos parámetros adimensionales, la relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela está dada por:

$$\lambda = \frac{r}{l} = 0,25 \dots 0,40 \quad (45)$$

Y el descentrado relativo

$$k_r = \frac{e}{r} = 0 \dots 0,15 \quad (46)$$

Teniendo en cuenta las dimensiones del sistema biela-manivela del motor, e puede hacer un análisis de las fuerzas que actúan en la misma, para ello se tiene que caracterizar el hecho que se dividen en dos categorías, las cuales son las fuerzas resultantes por la combustión y las fuerzas alternantes del sistema mismo (para más información ver anexo E).

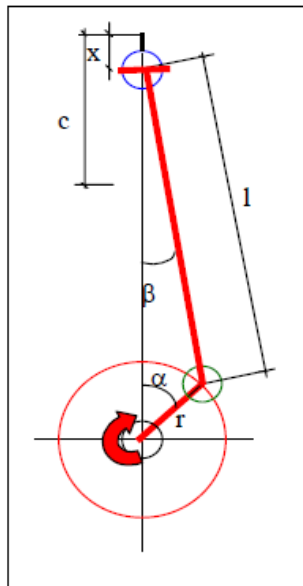
5.5 DINÁMICA DEL SISTEMA BIELA-MANIVELA DEL MOTOR DE 2T

A continuación se hace el análisis de las fuerzas alternas que actúan en el motor 2T, con el fin de obtener una ecuación en función del ángulo de giro para dicha fuerza.

5.5.1 Cinemática del motor 2T. Se analiza el movimiento del sistema biela-manivela en el espacio, sin atender a las causas que lo producen (las fuerzas y momentos del pistón que lo originan).

5.5.1.1 Posición²⁷. Para poder determinar la velocidad y la aceleración del pistón es necesario determinar en primer lugar la ecuación de posición del pistón en función del ángulo girado por el cigüeñal (figura 18).

Figura 18. Diagrama de cuerpo libre con medidas



²⁷ UNIVERSIDAD DE CASTILLA-LA MANCHA. Cinemática y dinámica del motor [en línea] disponible en: http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/cinemática_y_dinámica.pdf [citado el 10 de abril del 2015]

l = longitud de la biela.

r = radio de la manivela.

S = carrera del pistón.

X = posición del pistón referida al punto muerto superior.

α = ángulo girado por el cigüeñal contado desde el punto muerto superior.

β = ángulo que forma la biela con el eje del cilindro.

Con base en la figura anterior se obtiene:

$$x = r * (1 - \cos \alpha) + l * (1 - \cos \beta) \quad (47)$$

En la expresión anterior el desplazamiento del pistón se expresa en función de los ángulos tanto del pistón como del cigüeñal, por lo que para calcularlo solo en función del ángulo girado por el cigüeñal, es necesario hacer una relación de senos que relacione tales parámetros:

$$r * \sin \alpha = l * \sin \beta \quad (48)$$

La cual se despeja para tener como resultado:

$$\sin \beta = \frac{r * \sin \alpha}{l} \quad (49)$$

Llamando λ a la relación entre la longitud de la manivela y la de la biela, que en los motores actuales es del orden de 0,33, se tiene que:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (50)$$

Donde se reemplaza en la ecuación (50) para tener así tener:

$$\beta = \sin^{-1}(\lambda \sin \alpha) \quad (51)$$

De la expresión anterior se obtiene β para cada posición α de la manivela como:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2(\beta)} \quad (52)$$

Sustituyendo $\sin \beta$ por su valor en función de α , se tiene que:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)} \quad (53)$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la expresión del desplazamiento del pistón en función del ángulo de giro de la manivela, da como resultado:

$$x = r * (1 - \cos \alpha) + l * (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)}) \quad (54)$$

5.5.1.2 Velocidad del grupo pistón. La velocidad es una magnitud física de carácter vectorial que expresa el desplazamiento de un objeto por unidad de tiempo, la cual se halla derivando el desplazamiento con respecto al tiempo:

$$V = \frac{dx}{dt} \quad (55)$$

Como x está expresado en función de α , y hay que calcular su derivada respecto al tiempo, se debe expresar:

$$V = \frac{dx}{d\alpha} * \frac{d\alpha}{dt} \quad (56)$$

Considerando la velocidad angular del cigüeñal constante en unidades de radiales por segundo, se tiene que:

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} \quad (57)$$

Po lo que se puede expresar que:

$$V = \omega * r * \left(\sin \alpha + \frac{1}{\lambda} * \frac{\lambda^2 * 2 * \sin \alpha * \cos \alpha}{2 * \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)}} \right) \quad (58)$$

Como r es mucho más pequeña que l y como $\sin^2(\alpha)$ tiene como valor máximo la unidad, es posible sin cometer gran error, despreciar el término $\lambda^2 \sin^2(\alpha)$, por lo que la expresión $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)}$ puede considerarse que tiende a 1. Por tanto, la velocidad del pistón puede calcularse fácilmente de forma aproximada, mediante la expresión:

$$V = \omega * r * (\sin \alpha + \lambda * \sin \alpha * \cos \alpha) \quad (59)$$

Como:

$$\sin \alpha * \cos \alpha = \frac{\sin 2\alpha}{2} \quad (60)$$

Se puede expresar la velocidad mediante la ecuación:

$$V = \omega * r * \left(\sin \alpha + \lambda * \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) \quad (61)$$

5.5.1.3 Aceleración del grupo pistón²⁸. La aceleración es una magnitud vectorial que nos indica el cambio de velocidad por unidad de tiempo, cuyo valor vendrá dado por la derivada de la velocidad con respecto al tiempo:

²⁸ UNIVERSIDAD DE CASTILLA-LA MANCHA. Cinemática y dinámica del motor [en línea] disponible en: <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/cinemática_y_dinámica.pdf> [citado el 10 de abril del 2015]

$$a = \frac{dV}{dt} \quad (62)$$

Como la expresión de la velocidad es función del ángulo de girado por el cigüeñal, para poder derivar en función del tiempo se recurre a la considerar:

$$a = \frac{dV}{d\alpha} * \frac{d\alpha}{dt} \quad (63)$$

Y como se expresó anteriormente:

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} \quad (64)$$

Dadas tales consideraciones, se procede a derivar la aceleración para así llegar a:

$$a = \omega^2 * r * (\cos \alpha + \lambda * \cos 2\alpha) \quad (65)$$

5.5.2 Dinámica del motor de dos tiempos²⁹. Para determinar las fuerzas de inercia es necesario conocer las masas de las piezas del mecanismo biela-manivela. Con el fin de simplificar los cálculos, el mecanismo real biela-manivela es remplazado por un sistema dinámico equivalente de masas concentradas. Todas las piezas móviles se subdividen en tres grupos, de acuerdo al carácter de su movimiento:

- Piezas que efectúan un movimiento alternativo a lo largo del eje del cilindro (grupo pistón). La masa del pistón con los anillos y el bulón se considera concentrada en el eje de este último.

²⁹ UNIVERSIDAD DE CASTILLA-LA MANCHA. Cinemática y dinámica del motor [en línea] disponible en: <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/cinemática_y_dinámica.pdf> [citado el 10 de abril del 2015]

- Partes giratorias del cigüeñal. Las masas de estas piezas se remplazan por una masa que está reducida al radio R de la manivela. La reducción se efectúa manteniendo las condiciones de igualdad entre las fuerzas centrífugas de inercia de las masas reales y la masa reducida.

Las variaciones en la aceleración del pistón, generan en el motor fuerzas variables y, por tanto, vibraciones indeseables, las cuales es preciso considerar.

El cálculo de las fuerzas de inercia que se generan se puede hacer mediante la segunda ley de Newton:

$$F = -m * a \quad (66)$$

Expresión en la que **m** es la masa y **a** es la aceleración.

En el sistema biela-manivela hay partes que están claramente sometidas al movimiento alterno estudiado, como son el pistón, los segmentos, el bulón y el pie de biela, y otras, como son la manivela, el pie de biela, los brazos de la muñequilla del cigüeñal y los cojinetes que giran con ella, que están sometidas a una fuerza centrífuga expresada mediante la ecuación:

$$F_c = m_c * \omega^2 * r_c \quad (67)$$

Expresión en la que ω representa la velocidad angular, m_c es la masa que tiene movimiento centrífugo y r_c es la distancia desde su centro de gravedad al eje de giro.

Para calcular la fuerza de inercia y la fuerza centrífuga es necesario aclarar cuáles son las masas que poseen movimiento alterno y cuales las que tienen movimiento circular, **ma** y **mc** respectivamente, la única duda la ofrece la biela, debido a que

se puede considerar que parte de ella está sometida a movimiento alterno y que la parte restante se mueve con movimiento circular. Como norma se considera que un tercio de su masa se mueve con la cabeza y los dos tercios restantes con el pie³⁰.

Se consideran, con aproximación más que suficiente, concentradas sobre el pistón:

- Pistón completo con sus segmentos (m_p)
- Bulón del pistón y partes externas (m_b)
- Pie de la biela y dos tercios de la manivela (m_c)

$$m_a = m_p + m_b + \frac{2 \cdot m_c}{3} \quad (68)$$

Se consideran concentradas sobre la muñequilla del cigüeñal:

- Manivela con sus brazos
- Cabeza de biela completa y un tercio de la manivela.

El equilibrado estático del cigüeñal exige que el centro de gravedad del mismo se encuentre situado en el eje de rotación. Esto implica que la fuerza resultante de todas las fuerzas centrífugas de las masas con movimiento giratorio sea nulo.

Por otra parte, el equilibrado dinámico de un cigüeñal se consigue cuando, además de cumplirse la condición anterior, la suma de los momentos de las fuerzas centrífugas de las masas con movimiento giratorio con respecto a cualquier punto del eje del cigüeñal sea nula.

³⁰ UNIVERSIDAD DE CASTILLA-LA MANCHA. Cinemática y dinámica del motor [en línea] disponible en: http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/cinemática_y_dinámica.pdf [citado el 10 de abril del 2015]

Las fuerzas alternas actúan según el eje del cilindro y las fuerzas centrífugas actúan pasando constantemente por el centro de giro del cigüeñal.

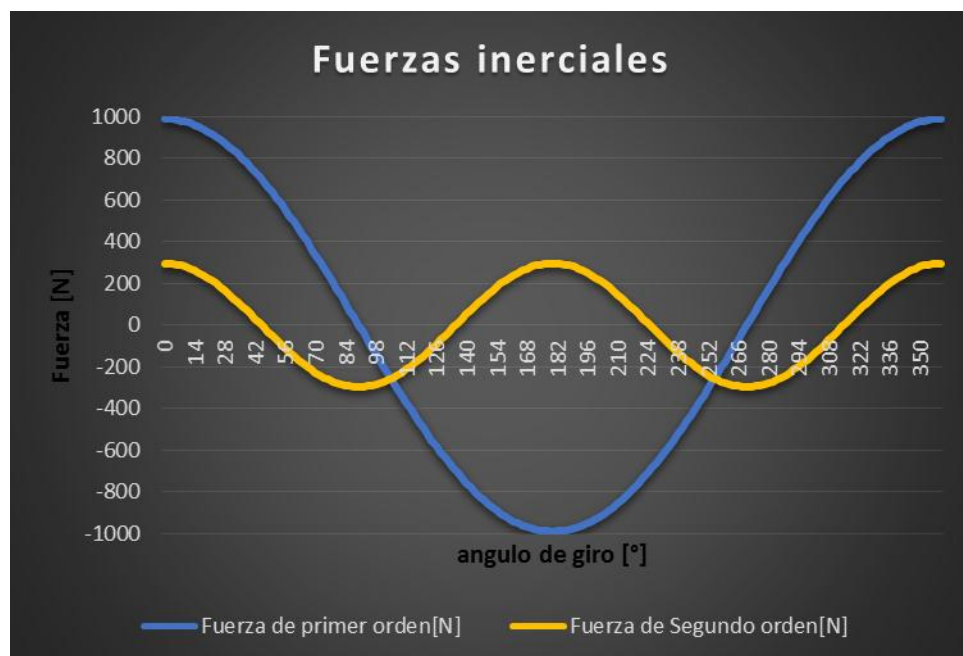
En la ecuación de Newton, sustituyendo a por la expresión hallada, se tiene la fuerza de inercia debida a las masas alternas, o fuerzas alternas de inercia:

$$F_a = m_a * \omega^2 * r * (\cos\alpha + \lambda * \cos 2\alpha) \quad (69)$$

La expresión anterior tiene dos sumandos: uno de valor $m_a * \omega^2 * r * \cos\alpha$, que se denomina fuerzas alternas de inercia de primer orden, y el otro, de valor equivalente a $m_a * \omega^2 * r * \lambda * \cos 2\alpha$, que se denomina fuerzas alternas de inercia de segundo orden (figura 19).

Cabe resaltar que se desprecian las fuerzas horizontales, puesto que son muy pequeñas y no influyen en gran medida en el sistema.

Figura 19. Gráfica de las fuerzas inerciales de primer y segundo orden según el ángulo de giro del cigüeñal



Como se observa en la tabla 7, se tienen los dos valores máximos de las fuerzas inerciales, el de 990 [N] que corresponde a las fuerzas de primer orden y el de 297 [N] que corresponden a las fuerzas de segundo orden (tabla 7), que junto con las fuerzas de los gases de combustión, que dará el parámetro de fuerza oscilante del motor para la próxima selección de un sistema de amortiguamiento adecuado para el mismo, el cual se explicará posteriormente (para mayor información ver anexo F).

Tabla 7. Resultados de las fuerzas inerciales de primer y segundo orden según el ángulo de giro del cigüeñal

ángulo[°]	Fuerza de primer orden[N]	Fuerza de Segundo orden[N]
0	990	297
45	700,0357134	1,81935E-14
90	6,06448E-14	-297
135	-700,0357134	-5,45804E-14
180	-990	297
225	-700,0357134	9,09673E-14
270	-1,81935E-13	-297
315	700,0357134	-1,27354E-13
360	990	297

5.6 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL BANCO DE PRUEBAS

Para el análisis del comportamiento dinámico del banco de pruebas se utilizará un modelo simplificado como se muestra en la figura 20.

Habiendo obtenido por tablas el intervalo en el cual están las constantes K y C de los amortiguadores, y sabiendo la masa tanto del banco de pruebas como del bloque que se consideró poner en el mismo, se pasa al modelado del sistema de ecuaciones del amortiguamiento del sistema (figura 20), para ellos se hace por

medio de un sistema dinámico de ecuaciones diferenciales. Cabe aclarar que se tiene en cuenta los cuatro amortiguadores de vibraciones que se instalarán (uno para cada pata), por consiguiente al momento de plantear la ecuación se tiene en cuenta tal parámetro.

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + 4c \frac{dy}{dt} + 4ky = f(t) \quad (70)$$

En donde:

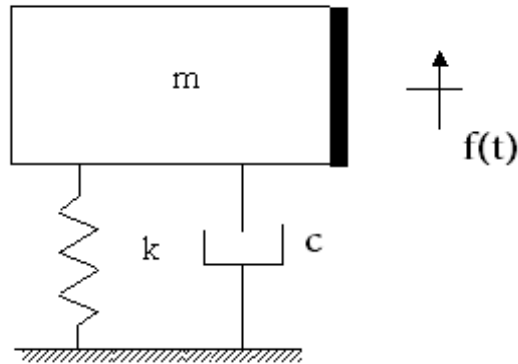
m = masa del sistema

y = Desplazamiento del banco

$f(t)$ = Fuerza del motor que ejerce al banco

k = Constante de amortiguamiento

Figura 20. Diagrama de cuerpo libre simplificado del sistema amortiguador



Con base en la ecuación diferencial obtenida del sistema, se pasó a realizar la transformada de Laplace de dicha ecuación, lo que permitió obtener la ecuación de transferencia del sistema de amortiguamiento del banco de pruebas para la simulación del sistema, que también constará de una masa superior a la masa del banco, dado que se planea agregar un bloque de concreto al banco para que con el peso adicional absorba las vibraciones del sistema y mantenga al mínimo la oscilación del banco.

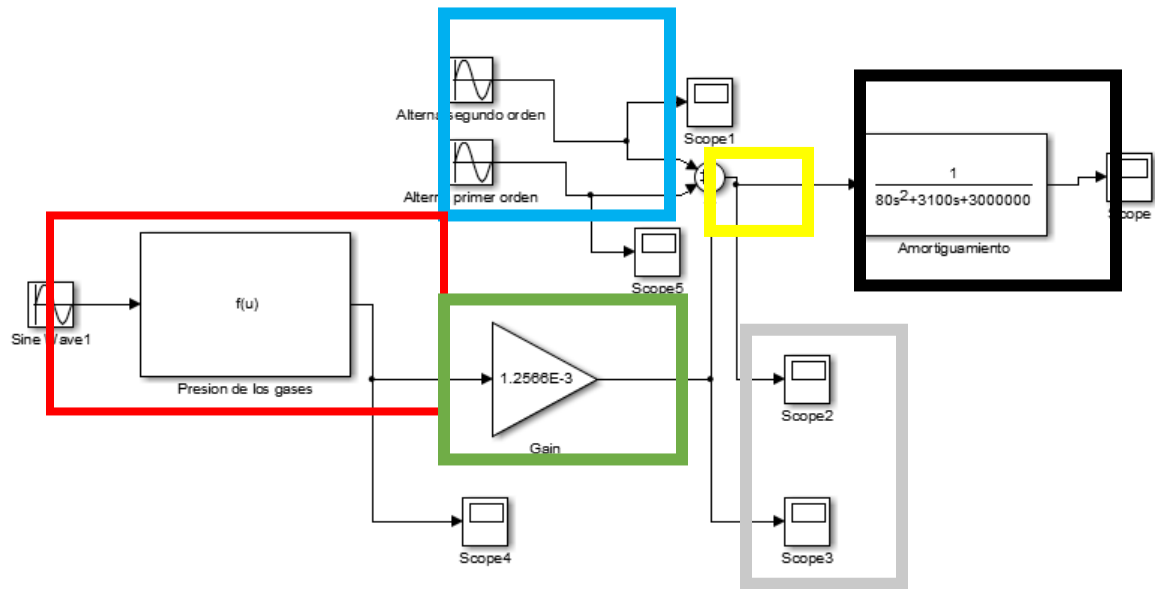
$$m * S^2 * Y(s) + 4 * c * S * Y(s) + 4 * k * Y(s) = F(S) \quad (71)$$

$$\frac{Y(S)}{F(S)} = \frac{1}{mS^2 + 4cS + 4k} \quad (72)$$

5.7 SIMULACIÓN DINÁMICA DEL BANCO DE PRUEBAS

Ya teniendo la función de transferencia que representa nuestro amortiguamiento del banco de pruebas, se pudo realizar la simulación del sistema del banco de pruebas en el programa de SIMULINK, haciendo una variación de las constantes K y C para mirar el sistema que oscila aceptable, al menor costo posible. Se tiene que tener en cuenta que las ecuaciones respectivas que van en el programa tienen que ser una relación de la fuerza que actúa en el motor en función del ángulo de giro, las cuales son las fuerzas de inercia alternativas y las fuerzas de los gases previamente determinadas. En la figura 21 se puede visualizar la estructura de la simulación en SIMULINK del sistema de amortiguamiento del banco de pruebas. Se consideró entre las pruebas más favorables la utilización de un amortiguador que con una constante de amortiguamiento fuera de un valor por encima de 3000000 [N/m] entre los cuatro amortiguadores (750000 [N/m] cada amortiguador) y para el coeficiente de amortiguamiento, con base en la constante de amortiguamiento y considerando una relación de amortiguamiento de 0,1 se estima un valor del coeficiente de amortiguamiento de 3100 [N*s/m], además, se estima un peso del banco de pruebas de 80 [kg]. A los valores seleccionados anteriormente se llegaron como conclusión de que un amortiguamiento aceptable para el banco de pruebas debería estar en un rango de vibraciones por debajo de 2 [mm] de oscilaciones.

Figura 21. Diagrama de la simulación en Simulink

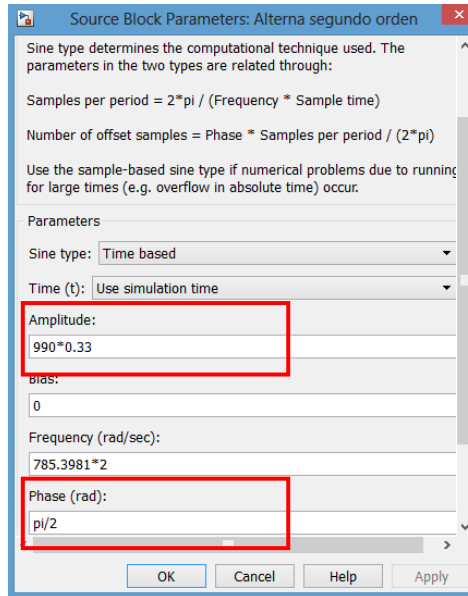


FUERZAS INERCIALES

En primera estancia, de la figura 21, en el recuadro azul, se ubican las fuerzas inercia alternativas del motor, la cual como se mencionó anteriormente, consta de dos fuerzas, una de primer orden y una de segundo orden, por consiguiente se programan en rejillas individuales cada fuerza. Los recuadros de la fuerzas inerciales son para funciones senoidales, y esas fuerzas del motor son funciones cosenoidales, para ello en la sección que dice “*phase*” (fase), se pone un $\pi/2$ para cambiar la fase de la ecuación en el programa, y de esta forma se interpreta como la ecuación correspondiente de la fuerza. Por parte de la amplitud, es el valor constante de la ecuación correspondiente a la fuerza (figura 22).

$$\sin\left(a + \frac{\pi}{2}\right) = \cos a \quad (73)$$

Figura 22. Parámetros del bloque de la fuerza en Simulink



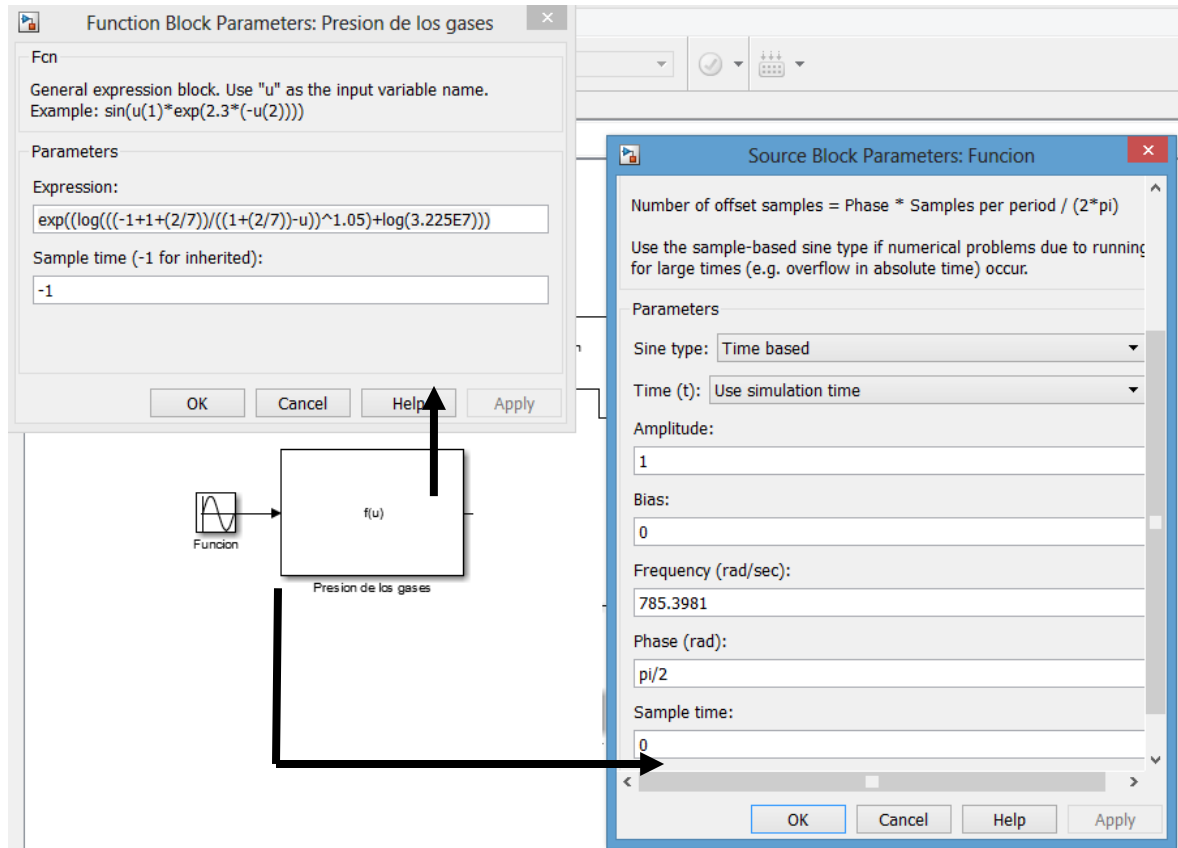
SCOPE

Para observar el comportamiento de cada una de las fuerzas y de la oscilación del sistema completo se visualizan en el SCOPE, como se ve en el recuadro gris de la figura 21, los cuales se muestran el comportamiento gráfico de cada sistema, tanto individual como en conjunto, dependiendo de donde esté ubicado el SCOPE, podremos visualizar tanto el comportamiento parcial del sistema como la resultante final del mismo.

PRESIÓN DE LOS GASES

De la figura 21, en el recuadro rojo de la izquierda, se ubica el sistema que conforma la presión en función del tiempo, por su ecuación compleja (ver ecuación 44 en la página 56), lo que se hace es anexar la ecuación de la misma en función de $u(t)$ que se había hallado previamente (figura 23).

Figura 23. Detalle de la función de la fuerza de los gases en Simulink

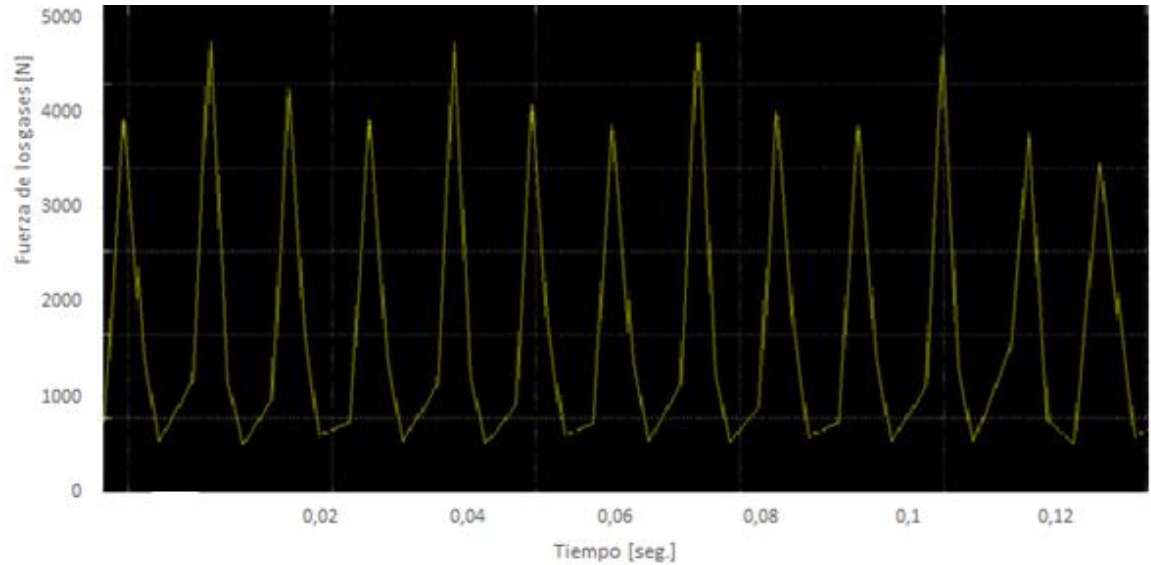


La función $u(t)$ que se deja es para dar paso a la entrada cosenoidal de la función de la presión de los gases, que como se mencionó antes, los recuadros de entrada son senoidales, por ende se agrega una fase para que tomen un comportamiento cosenoidal. Dado que la ecuación de presión en función del tiempo es muy compleja, por eso se usa la herramienta de *Function Block*.

También cabe resaltar que el sistema tiene entradas de fuerzas, para ello la salida de la presión de los gases está conectada a un *Gain* que se puede apreciar en un recuadro verde de la figura 21; el cual es el área del pistón donde se efectúa la presión que tiene un valor de $1,25E-3 \text{ [m}^2\text{]}$, dicho valor del área hará producto con la presión para que dé como resultado la fuerza de los gases (figura 24).

$$F_g = A_p * P_g \quad (78)$$

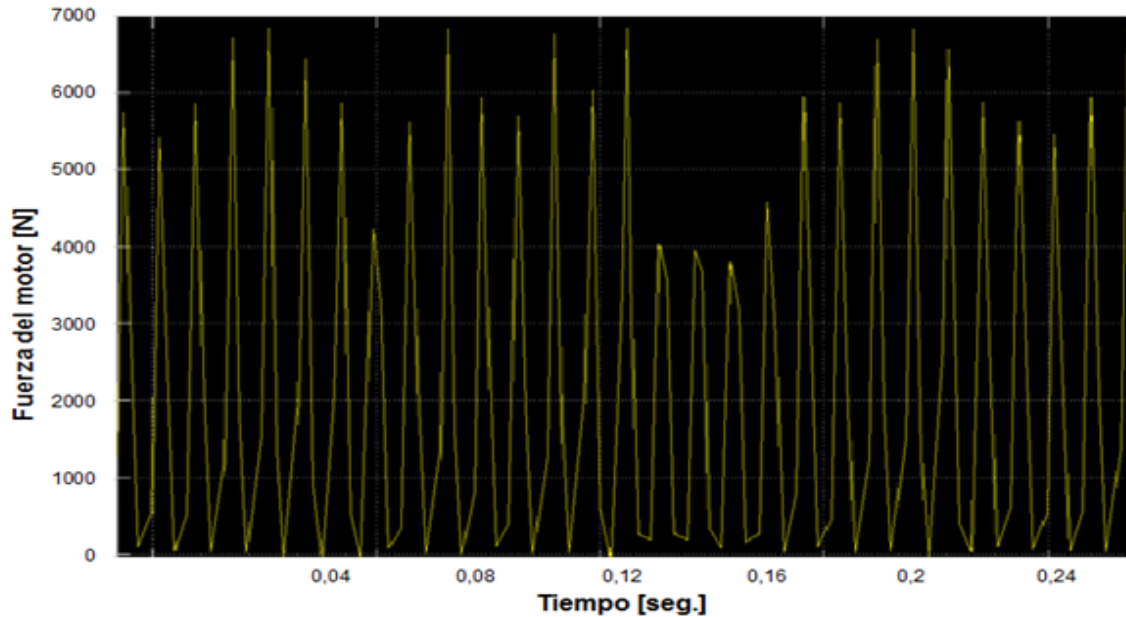
Figura 24. Gráfica del comportamiento de la fuerzas de los gases en Simulink



SUMADOR

El recuadro amarillo De la figura 21, se puede observar un sumador, el cual como su nombre lo indica dará una fuerza resultante producto de la suma entre las dos fuerzas de inercia y la fuerza resultante de los gases del motor, la cual será la entrada del lazo abierto para el cálculo del amortiguamiento del banco de pruebas. La fuerza resultante se puede visualizar en la figura 25, la cual se e el comportamiento final de la fuerza que ejerce el motor al banco de pruebas, su pico de fuerza es de 6787 [N]. Con base en el sistema resultante de la fuerza del motor, se calculó la oscilación final del banco con los parámetros establecidos para minimizar las vibraciones generadas del motor.

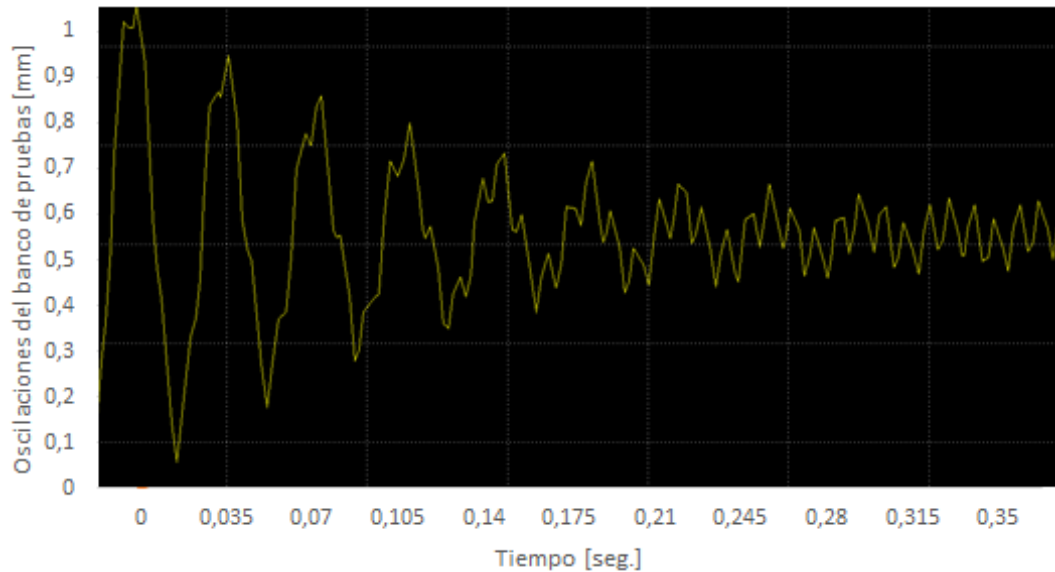
Figura 25. Gráfica del comportamiento de la fuerza resultante del motor en Simulink



SISTEMA DE AMORTIGUAMIENTO

En el recuadro negro de la figura 21, se puede visualizar lo referente a la función de transferencia del sistema de amortiguamiento del banco de pruebas, el cual depende de las constantes m , k y c que son la masa del banco total (incluyendo el excedente del bloque que se planea colocar para la absorción de vibraciones mecánicas), k es la constante de amortiguamiento de los amortiguadores y c es el coeficiente de amortiguamiento (que para la función de transferencia tiene que ser la suma de los cuatro); dicha función, consta de su respectiva entrada que es la fuerza resultante ejercida por el motor y su salida es la oscilación vertical del banco. Las constantes k y c como se mencionaron anteriormente, fueron seleccionados porque se consideró que el banco de pruebas debe vibrar menos de 2 [mm] de amplitud vertical para concluir que el sistema absorbe óptimamente las vibraciones (figura 26).

Figura 26. Gráfica del comportamiento oscilatorio del banco de pruebas en Simulink



El cual como se visualiza, tiene un pico inicial de 1 [mm] y luego se estabiliza después de 0,35 [s] en un intervalo de oscilación de aproximadamente 0,2 [mm] como caso extremo, lo que nos refleja que con base en el criterio de la absorción de las vibraciones mecánicas se redujeron considerablemente.

5.8 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE AMORTIGUAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

El sistema de amortiguamiento seleccionado para el banco de pruebas es un tipo de amortiguamiento especial para grandes vibraciones de motores y bombas que son independientes a la hora de su uso, y no depende de un sistema aparte en su acople para realizar su función.

Los amortiguadores que se planean usar en cada pata del banco de pruebas, son amortiguadores de vibraciones mecánicas (figura 27), que son un tipo específico,

el cual es un núcleo metálico y recubierto de caucho, para así tener un sistema que soporte cargas de mayor magnitud.

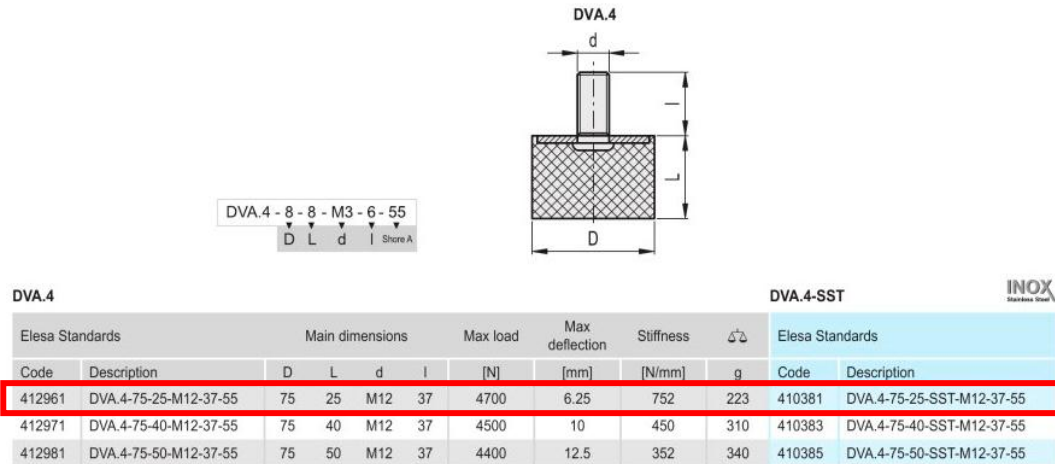
Figura 27. Amortiguadores



Fuente: DIRECTINDUSTRY Amortiguadores metales caucho [en línea] disponible en: <http://www.directindustry.es/prod/vibrostop/amortiguadores-metales-caucho-28243-125241.html>

Los amortiguadores se buscaron según las especificaciones tanto de diseño como de características físicas de la constante K de elasticidad en el catálogo de MACHINE ELEMENTS de ELESA (para mayor información del catálogo mirar Anexo D) y que cumplen con las especificaciones de diseño del banco de pruebas y por la facilidad en la instalación del mismo, el cual se consideró con respecto a los resultados de la simulación que la constante de elasticidad sea de 752 [N/mm], el cual, como se puede ver en la figura 28, en el catálogo al seleccionar nuestro amortiguador con respecto a la constante de amortiguamiento, se puede visualizar las dimensiones del mismo para la integración de la estructura a nuestro diseño del banco de pruebas (para mayor información del catálogo ir al anexo F).

Figura 28. Catálogo MACHINE ELEMENTS de ELESA



Fuente: DIRECT INDUSTRY Machine elements [en línea] disponible en: <http://pdf.directindustry.es/pdf-en/elsa/machine-elements/9336-352879.html#open>

De la figura 28, las dimensiones del amortiguador esta dado en milímetros, la descripción para la selección de cada amortiguador para la solicitud al proveedor está caracterizada por el tipo de amortiguador y las dimensiones del mismo.

5.9 MATERIAL DEL BANCO DE PRUEBAS

En la industria disponible en Bucaramanga, se pueden encontrar dos alternativas de material, de las cuales se utilizará la más conveniente para el proyecto según costo y confiabilidad, con respecto a su vida útil.

5.9.1 Acero Inoxidable³¹. El acero inoxidable es una aleación de acero con +/- 11% de cromo. El acero inoxidable es un acero de elevada resistencia a la corrosión, dado que el cromo, u otros metales aleantes que contiene, poseen gran afinidad por el oxígeno y reacciona con él formando una capa pasivadora,

³¹ BURKLE. Glosario [en línea] disponible en: <https://www.buerkle.de/es/informacion-de-interes/glosario/_letter/v.html> [Citado el 10 de abril del 2015]

evitando así la corrosión del hierro. Por ser una aleación con un alto contenido de cromo, su costo en el mercado es considerablemente alto.

5.9.2 Acero SAE 1020³². Es un acero de bajo carbono (aproximadamente 0,2% de carbono), responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. Tiene un alto índice de soldabilidad, y por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria y usos convencionales de baja exigencia, utilizado para mecanismos que son sometidos a grandes cargas mecánicas.

5.10 ANÁLISIS DE LA FRECUENCIA NATURAL DEL BANCO DE PRUEBAS³³

Por vibración externa se entiende vibración de la estructura del motor como un todo. Es causada por fuerzas desequilibradas, momentos, y los pares de inercia, y por las variaciones en el par de salida transmitida al cigüeñal. Esto va a ser de ayuda para tener referencia de las curvas de amplitud y de la fuerza que se transmite en función de la frecuencia aplicada para un sistema con un grado de libertad.

Estas curvas se refieren a las vibraciones torsional o lineal en cualquier modo particular que se haga el estudio, siempre y cuando el sistema se ajuste a la ley de Hooke, y siempre que la fuerza de amortiguación sea proporcional a la velocidad. Las curvas tienen como fin estudiar las vibraciones de resonancia de un sistema, que se presentan la frecuencia relativa es 1, lo que da un sobresalto de la amplitud del sistema muy grande si el amortiguamiento relativo es cero, dado que el amortiguamiento relativo depende de c y k , y se busca un coeficiente de amortiguamiento grande para aproximar el amortiguamiento relativo a 1, dado que

³² Aceros Bravo SAE 1020. [en línea] disponible en: <<http://www.acerosbravo.cl/productos-pro.php?idcat=2&idpro=47>> [Citado el 10 de abril del 2015]

³³ BLAIR, Gordon. The Internal-combustion Engine in Theory and Practice Vol. 2 P. 289-291

si el amortiguamiento relativo alcanza el valor de 1, el sistema así alcance la resonancia no tendrá un sobresalto muy notorio y casi despreciable (figura 29). La masa M se puede tomar como representación, en uno de sus grados de libertad, un motor unido por un sistema de suspensión, que consiste en amortiguadores de vibraciones, que van a una base cuya masa es tan grande en comparación con la de la motor que puede ser considerado como fijo en el espacio.

En las ecuaciones (74) y (75) se calcula:

$$\beta = \frac{\omega_f}{\sqrt{K/M}} \quad (74)$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{K*M}} \quad (75)$$

β = Frecuencia relativa

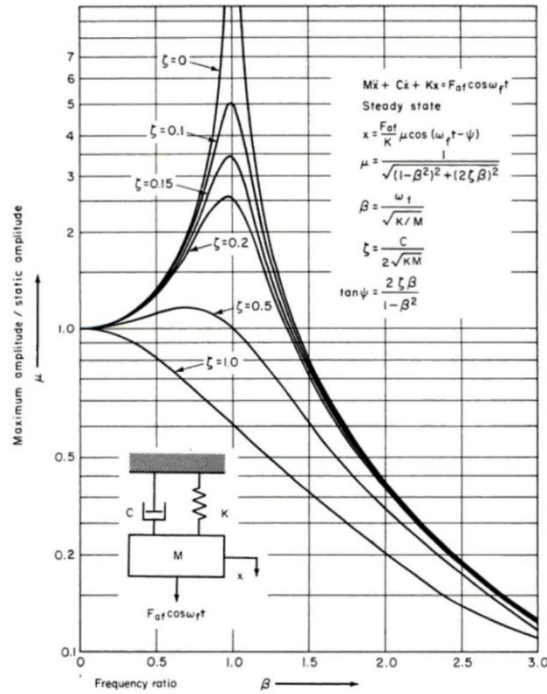
ζ = Amortiguación relativa

ω_f = Frecuencia del motor

c = Coeficiente de amortiguación

μ = fuerza transmitida relativa

Figura 29. Frecuencia natural de un sistema resorte-amortiguador



Fuente: GORDON Blair. The Internal-combustion Engine in Theory and Practice Vol. 2

Dado que el banco de pruebas solo posee amortiguadores de vibraciones, las constantes k y c tienen el mismo pico máximo de fuerza que pueden soportar, dado que dichos amortiguadores tienen la característica de actuar como resorte y como amortiguador. La fuerza transmitida relativa se incrementa en un valor máximo, la ventaja del banco de pruebas es que el valor de la frecuencia relativa nunca alcanzará el valor de 1, porque el valor de la frecuencia relativa está en un intervalo de 2,7-5,4, lo que significa que la fuerza transmitida relativa se encuentra en un intervalo muy pequeño que no afecta en gran medida el banco de pruebas, puesto que para que sea un valor notorio tiene que estar en un valor por encima de 1 como se ve en la figura 29. Los valores de la fuerza transmitida relativa y de la frecuencia relativa se pueden apreciar en la tabla 8 variando en el intervalo de la frecuencia del motor en el rango de 5000-10000 RPM (para ver tabla completa ver anexo G).

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \quad (76)$$

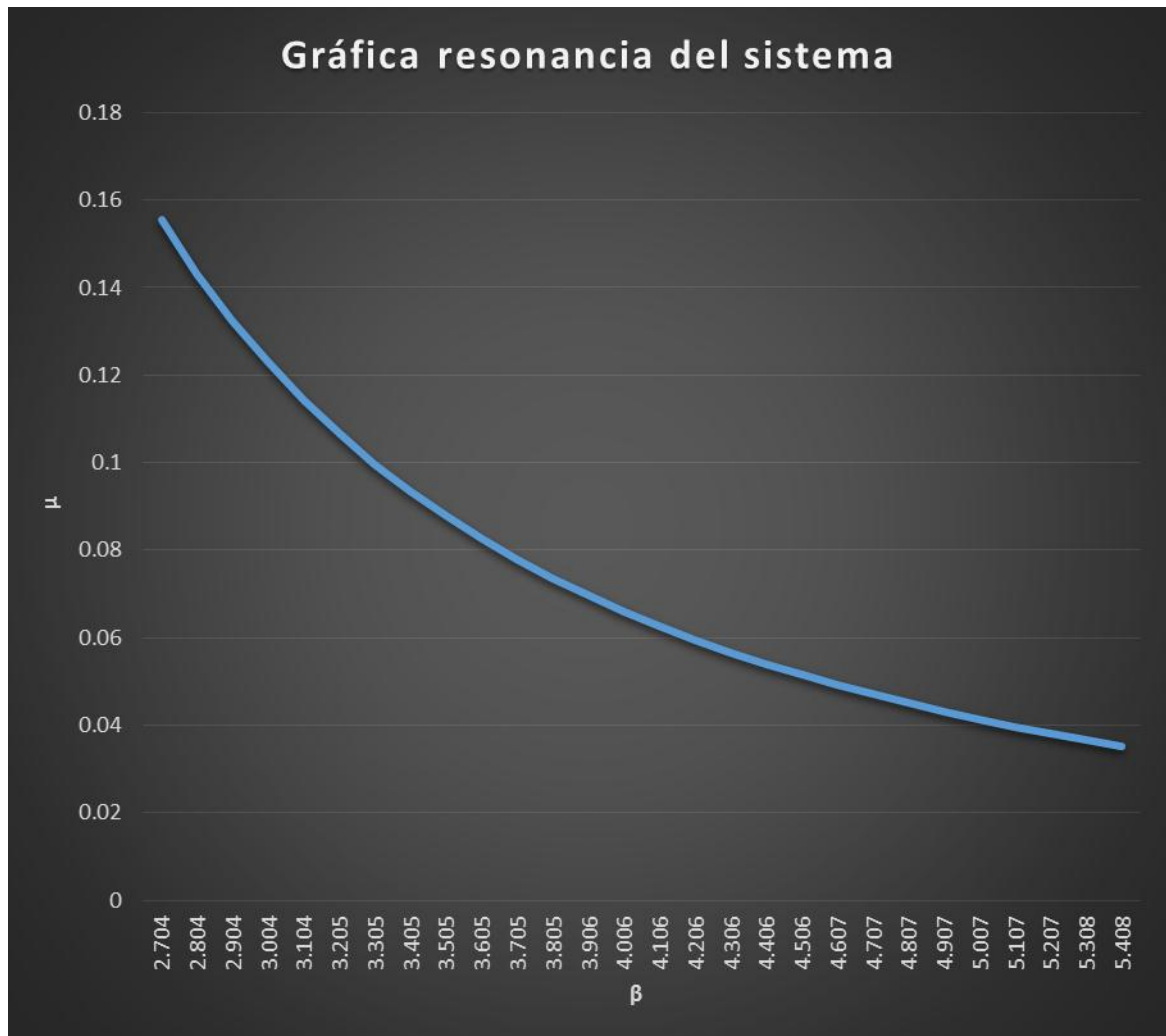
μ = fuerza transmitida relativa

Tabla 8. Resultados de vibraciones

β	μ	β	μ	β	μ
2,704	0,1556	3,605	0,08261	4,607	0,0492
2,804	0,1433	3,705	0,0779	4,707	0,04704
2,904	0,1325	3,805	0,07359	4,807	0,04502
3,004	0,1229	3,906	0,06964	4,907	0,04314
3,104	0,1143	4,006	0,066	5,007	0,04136
3,205	0,1066	4,106	0,06264	5,107	0,0397
3,305	0,09969	4,206	0,05954	5,207	0,03814
3,405	0,09344	4,306	0,05666	5,308	0,03667
3,505	0,08777	4,406	0,05399	5,408	0,03528

La frecuencia del motor está en un intervalo muy alto con respecto al de la frecuencia natural del banco de pruebas (el cual incluye los coeficientes de rigidez del caucho-metal), así que nunca se alcanzará la resonancia en el banco (figura 30).

Figura 30. Gráfica β vs μ



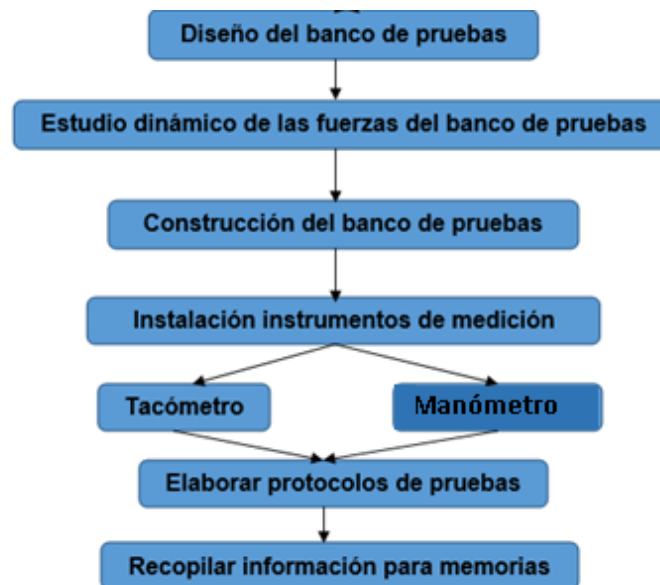
De los resultados obtenidos en la figura 30 de la gráfica del comportamiento de resonancia del banco, se puede concluir que el banco de pruebas nunca llegará a la resonancia, por consiguiente, se tiene total seguridad que al no pasar eso, el banco siempre estará a lo largo del intervalo de frecuencia del mismo, estable para su uso y no habrá peligro de daño o accidente.

6. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES 2T

6.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

Para efectuar la respectiva construcción e instalación del banco de pruebas, se sigue el siguiente protocolo de diseño, el cual comienza con el estudio dinámico de las fuerzas que actúan sobre el banco de pruebas, se continúa con su construcción e instalación de los elementos de medición, que son el objetivo principal del proyecto. A continuación se elaboran los protocolos de pruebas que se realizarán en el banco, y su respectiva recopilación de información para memorias (véase figura 31).

Figura 31. Diagrama de flujo del diseño del banco de pruebas

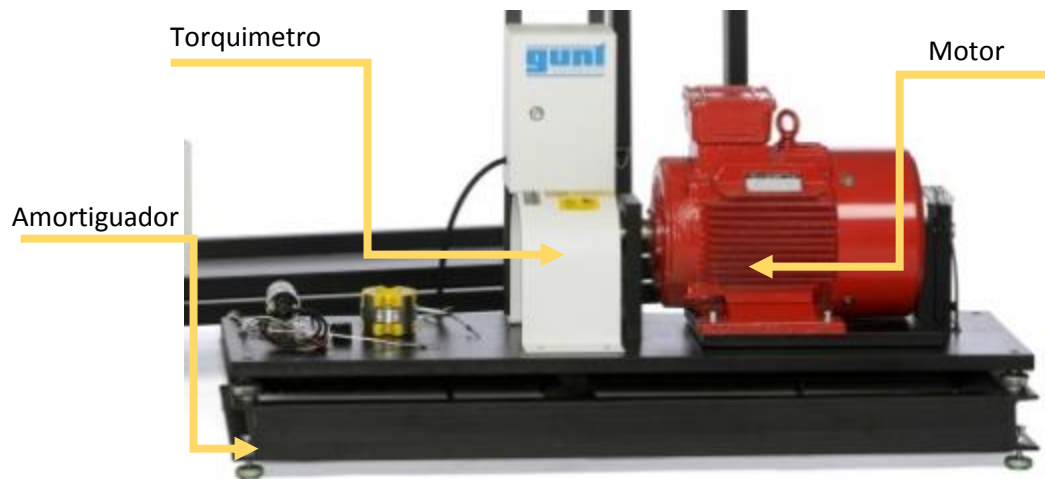


6.2 SELECCIÓN DEL MODELO DEL BANCO DE PRUEBAS

En el diseño de bancos de pruebas, las alternativas suelen ser estandarizadas con respecto a qué ubicación tendrá en la planta (en nuestro caso en el laboratorio de MTA), y a la facilidad con que se desea ejecutar la toma de datos. A continuación se presentan las ventajas y desventajas de cuatro de las alternativas de diseño de bancos de pruebas más comunes.

6.2.1 Alternativa de corta altura. Como primera estancia se planeó un modelo de banco de pruebas de corta altura, el cual tendría unos amortiguadores de caucho-metal que estarían atornillados en el suelo, para que así el mismo mantuviera el sistema rígido mitigando las vibraciones del motor (modelo similar al del banco de pruebas CT 300 de GUNT HAMBURG, véase figura 32).

Figura 32. Banco de pruebas de baja altura



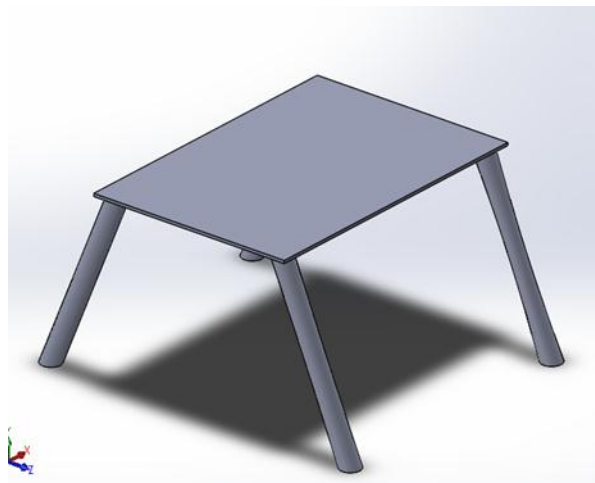
Fuente: DIDATEC-TECHNOLOGIE Banco de pruebas de motores de combustion [en línea] disponible en: <http://www.didatec-technologie.com/es/Termodinamica/PRUEBAS-MOTORES/TMT-100-Banco-de-pruebas-de-motores-de-combustion-interna>

El sistema es bueno en lo que respecta al amortiguamiento de las vibraciones mecánicas, dado que con el agarre en el suelo y el amortiguador limitan casi por

completo las vibraciones del mismo. El inconveniente que se presenta es su altura, debido a que se usa para fines académicos en el laboratorio de MTA, los estudiantes y auxiliares que lo vayan a usar tendrían que hacerlo agachados y sería incómodo, por consiguiente, pese a ser una buena alternativa en lo que respecta al diseño, no alcanza los estándares de seguridad y de confort mínimos que busca el proyecto.

6.2.2 Alternativa de bases angulares. Teniendo en cuenta que el motor genera fuerzas tanto en el eje horizontal y vertical del mismo, se consideró que al hacer el montaje del banco, podría presentarse volcamiento debido a dichas fuerzas, para ello se tiene en cuenta un banco de pruebas de bases angulares (véase figura 33), el cual permitirá limitar las fuerzas generadas por el motor e impedirá cualquier intento de volcamiento del mismo.

Figura 33. Banco de pruebas de bases angulares

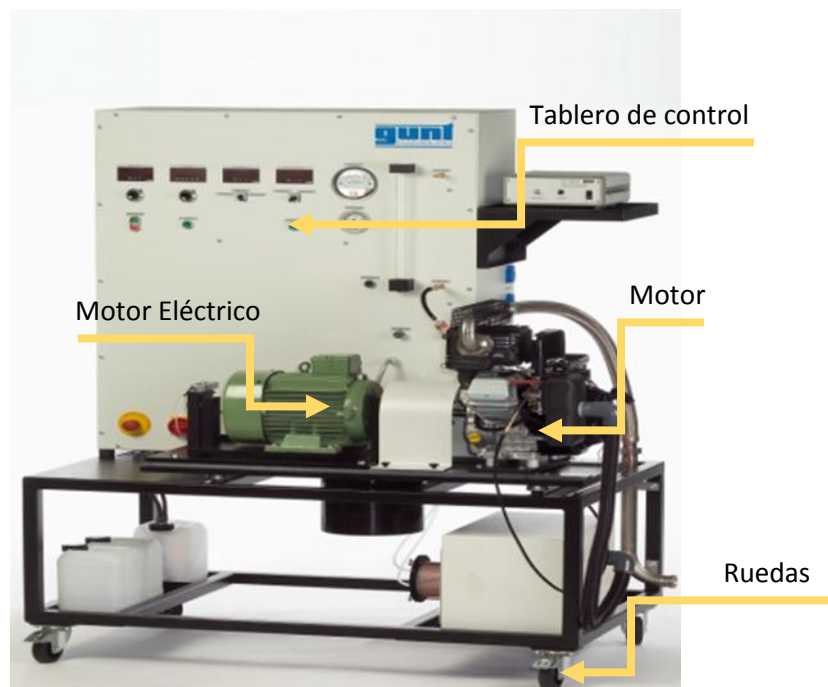


Esta alternativa tiene la desventaja de que las bases en ángulo hacen que el banco requiera de más espacio, y el laboratorio de MTA no cuenta con él. Por consiguiente, pese a ser una alternativa viable que tiene en cuenta todas las fuerzas influyentes en el sistema, no es de fácil acomodamiento en áreas pequeñas.

6.2.3 Alternativa móvil. Se tiene en cuenta que un laboratorio está en constantes cambios, por tal razón, se piensa en un banco de pruebas el cual cuente con ruedas en las bases, para poder desplazarlo con facilidad cuando sea necesario (véase figura 34).

El banco de pruebas con posibilidad de desplazamiento tiene el inconveniente de que no cumple con la absorción de las vibraciones mecánicas que transmite el motor, para la facilitación de la toma de datos. Además dificulta la fijación de cualquier tipo de motor 2T de baja potencia, por lo que no es una alternativa viable para el proyecto.

Figura 34. Banco de pruebas móvil



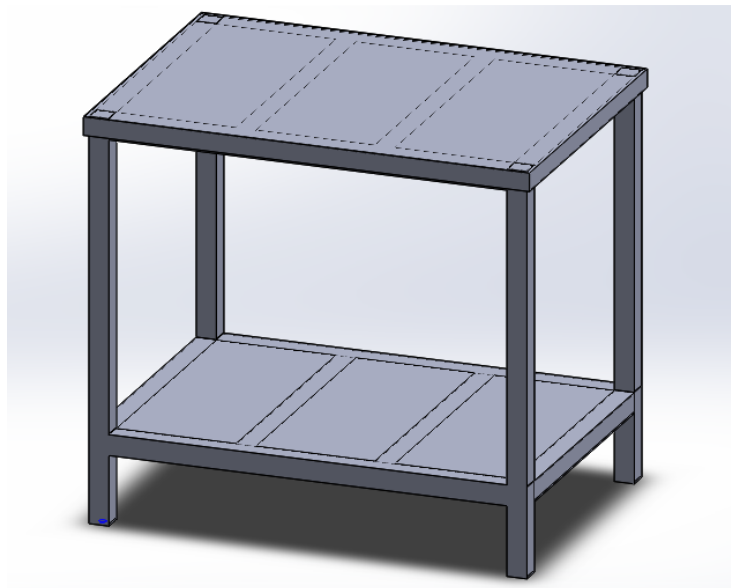
Fuente: GUNT [en línea] disponible en: <http://www.gunt.de/networks/gunt/sites/s1/mmcontent/produktbilder/06311000/Datenblatt/06311000%204.pdf>

6.2.4 Alternativa rígida. Este modelo busca darle más altura al banco para que sea más cómodo a la hora de ser manejado por los estudiantes. En la parte

superior se instalarán carreteles para instalar placas móviles y unas correas ajustables, con la función de mantener el motor lo más rígido posible en el momento de ponerlo en funcionamiento y además permitirá la instalación de otros motores (figura 35).

En la parte inferior se piensa poner una placa de gran densidad, que absorba vibraciones mecánicas por medio su peso alto, el cual no permitirá sobresaltos del sistema, y unos amortiguadores de vibraciones en las bases, para complementar tal función de disipación de las vibraciones y así realizar la toma adecuada de los datos.

Figura 35. Banco de pruebas rígido



6.3 DEFINICIÓN EL DISEÑO

Con base en las alternativas planteadas anteriormente, se tienen diversas alternativas para la selección del banco (tabla 9).

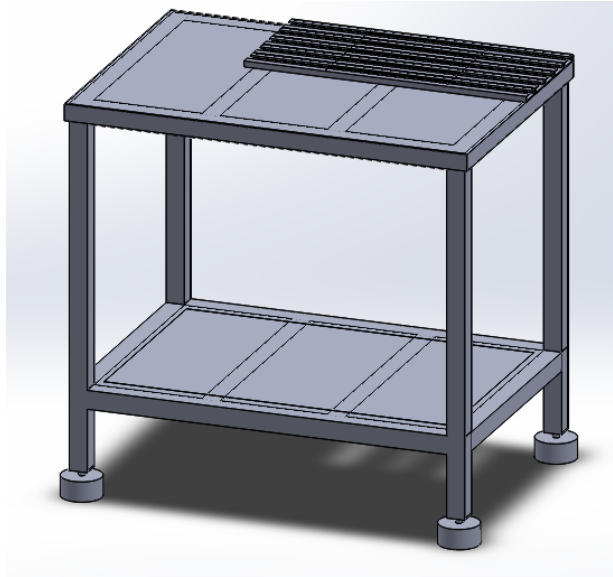
Tabla 9. Alternativas del banco de pruebas

Alternativas de diseño	Ventajas	desventajas
Alternativa de corta altura	Amortigua casi por completo las vibraciones. Ocupa menos espacio.	Muy bajo para la comodidad a la hora de tomar las pruebas.
Alternativa de bases angulares	Estable en caso de volcamiento.	Requiere más espacio para su instalación.
Alternativa móvil	Posibilidad de trasladar Ocupa menos espacio.	No absorbe adecuadamente las vibraciones mecánicas.
Alternativa rígida	Amortigua casi por completo las vibraciones. Ocupa menos espacio. Altura adecuada para la comodidad a la toma de datos	Mayor costo

El diseño del banco de pruebas parte de una solución conceptual para la medición de rpm y par del motor, para ello se consideró un sistema de la alternativa rígida, que además nos ofrece la mejor opción de reducción de vibraciones. Esta alternativa consta de un mesón en acero de calibre 16 (figura 36), que llevará dos láminas:

- Lamina superior: En donde irán los carretes, los cuales llevarán correderas para ajustar cualquier motor de dos tiempos de pequeña potencia que se quiera hacer su respectivo análisis.
- Lamina inferior: En donde irá reposado el bloque de concreto, que es aquel que absorberá la mayor parte de las vibraciones mecánicas del sistema, el cual llevará refuerzos en la parte inferior del mismo, dado que el peso de bloque de concreto puede llegar a deformar la lámina.

Figura 36. Definición del diseño



Para el análisis del estudio de deformaciones del banco de pruebas, se consideraron dos fuerzas:

- La obtenida por la fuerza alterna del sistema.
- La obtenida por las fuerzas de combustión.

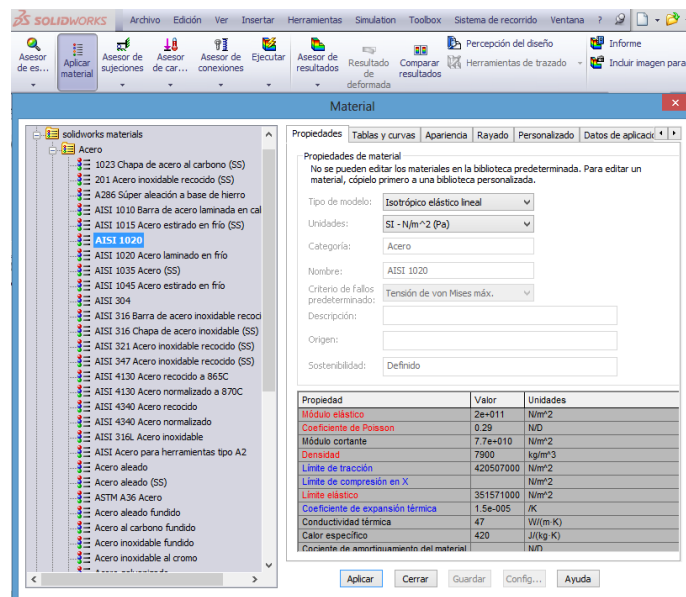
El diseño se efectúa en acero SAE 1020, puesto que es el material que tiene buenas propiedades mecánicas, bajo costo, y buena disponibilidad. Para mejorar su resistencia a la oxidación, se le hace un recubrimiento con pintura epóxica especial, que es aplicable para superficies ferrosas de gran resistencia a químicos fuertes, humedad y desgaste por calor, alta flexibilidad, libre de convertidores químicos tóxicos, alto espesor y alta durabilidad. Teniendo en cuenta esto, se analizó el comportamiento del banco de pruebas en los casos tanto de desplazamiento que pueda generar las fuerzas, como el factor de seguridad resultante el mismo (para mayor información de los planos ver anexo H).

6.4 MODELO DEL ANÁLISIS DE ESFUERZOS DEL BANCO DE PRUEBAS

Ya teniendo definido el diseño para el banco de pruebas, se efectúa un análisis de cargas, las cuales son las resultantes de las fuerzas que efectúan el motor y las del banco como tal. Para ello se realiza el análisis en el programa SOLIDWORKS, el cual tiene una opción de simulación de cargas para así poder visualizar el comportamiento, y con unos respectivos parámetros de entrada como la fuerza a la que está sometida, el punto donde se somete esa fuerza, donde se apoya y el material del banco, que permite el estudio de los esfuerzos del banco.

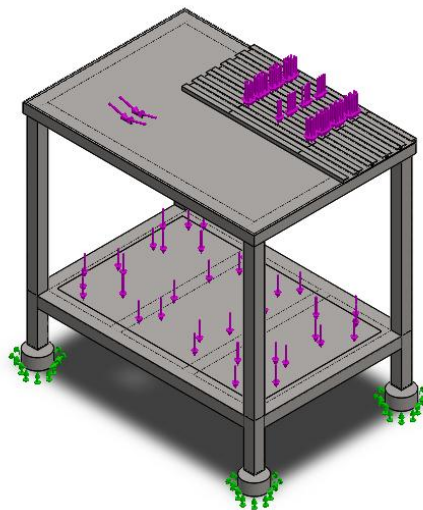
6.4.1 Parámetros de entrada para la simulación. Para la simulación, el primer parámetro que pide es la selección del material, para ello el programa ya tiene predeterminados diversos materiales con sus respectivas propiedades, y como anteriormente se mencionó el material que se seleccionó en un acero al carbono, entonces se selecciona un acero 1020 para el banco de pruebas (figura 37).

Figura 37. Opción de material de Solidworks



Se considera para el sistema un análisis de carga estática, puesto que como se visualiza el lugar donde se efectuarán las fuerzas en el banco de pruebas, las cuales se han representado por flechas moradas en la simulación (figura 38). Estas fuerzas oscilatorias no poseen la amplitud suficiente para ser consideradas como causantes de una falla por fatiga. Las mismas se encuentran en el rango de amplitudes de vibración.

Figura 38. Modelo para la simulación de esfuerzos del banco de pruebas en Solidworks



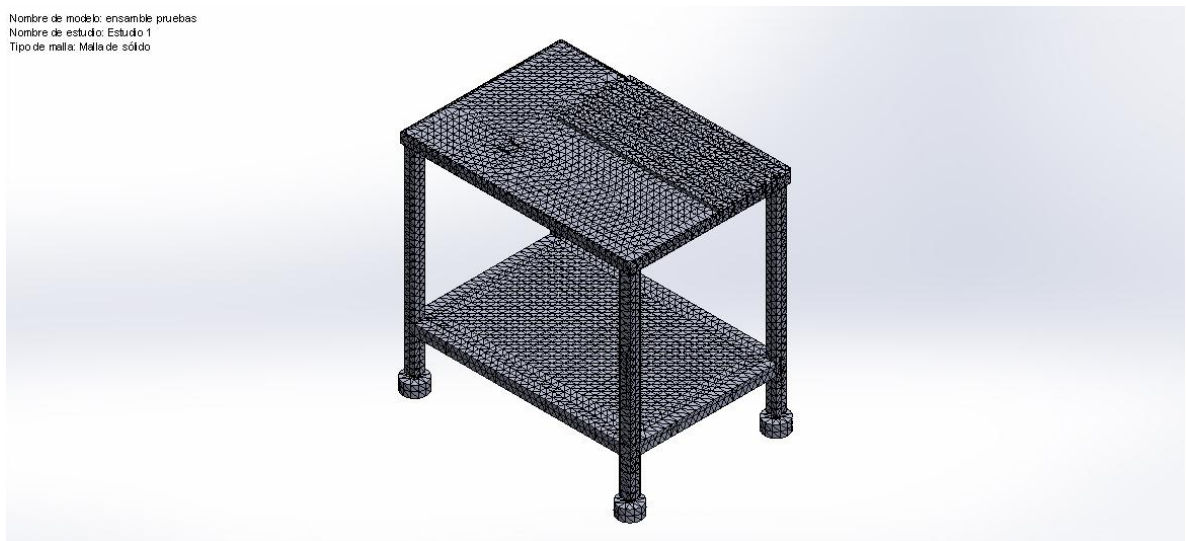
La sección donde se observan las flechas que representan las fuerzas en la placa superior, es la fuerza que efectúa el motor hacia el banco, y como el motor está acordonado al banco, se tiene en cuenta la fuerza máxima de la gráfica de fuerzas que se halló anteriormente en la simulación dinámica del banco de pruebas, la cual es de 6870 [N]. En la placa inferior se encuentra la fuerza que realiza el bloque de concreto, el cual es de 40 [kg], y una fuerza en los apoyos donde va situado el sistema de cilindro-pistón equivalente a 110 [N].

El programa SOLIDWORKS para la simulación del banco de pruebas requiere fijar la sección del elemento al cual se le piensa hacer el estudio, que como se puede

observar en la figura 38, está representado por flechas verdes, que para nuestro banco son los amortiguadores que están en las patas (para más detalle dirigirse al anexo I).

6.4.2 Mallado del modelo³⁴. El proceso de subdividir el modelo en pequeñas partes se llama malla. Los programas de análisis de elementos finitos consideran al modelo como una red de elementos interconectados. El mallado es un paso crucial en el análisis de diseño. El software crea automáticamente una malla combinada de elementos sólidos, de vaciado y de viga. La malla sólida es adecuada para los modelos voluminosos o complejos en 3D. Los elementos de vaciado son adecuados para las piezas delgadas. La precisión de la solución depende de la calidad de la malla. En general, cuanto más delgada es la malla mayor es la precisión (figura 39).

Figura 39. Mallado del banco de pruebas en Solidworks



³⁴ DASSAULT SYSTEMES. Help Solidworks. [en línea] disponible en: <<http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Fundamentals/Meshing.htm>> [Citado 27/04/2015]

Para el banco de pruebas, el mallado se hizo con elementos lo más pequeño posible, dado que las láminas de calibre 16 son delgadas, si se efectuaba un mallado normal el programa generaba error al realizar el análisis de esfuerzos (tabla 10).

Tabla 10. Información de malla

Número total de nodos	67075
Número total de elementos	34979
Cociente máximo de aspecto	82.125
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	5.1
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	49.8
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:02:40
Nombre de computadora:	HP

6.4.3 Análisis de resultados. EL estudio del modelo de deformación para el banco de pruebas que usa el programa SOLIDWORKS es según la teoría de tensión de Von Mises o también conocida como teoría del criterio de máximo esfuerzo. ³⁵El esfuerzo de Von mises se define como el esfuerzo de tensión uniaxial que crearía la misma energía de distorsión que la combinación real de los esfuerzos aplicados. El esfuerzo efectivo Von Mises σ para el caso tridimensional es:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_3\sigma_2} \quad (78)$$

Donde:

$\sigma_1 =$ *esfuerzo principal en el eje X*

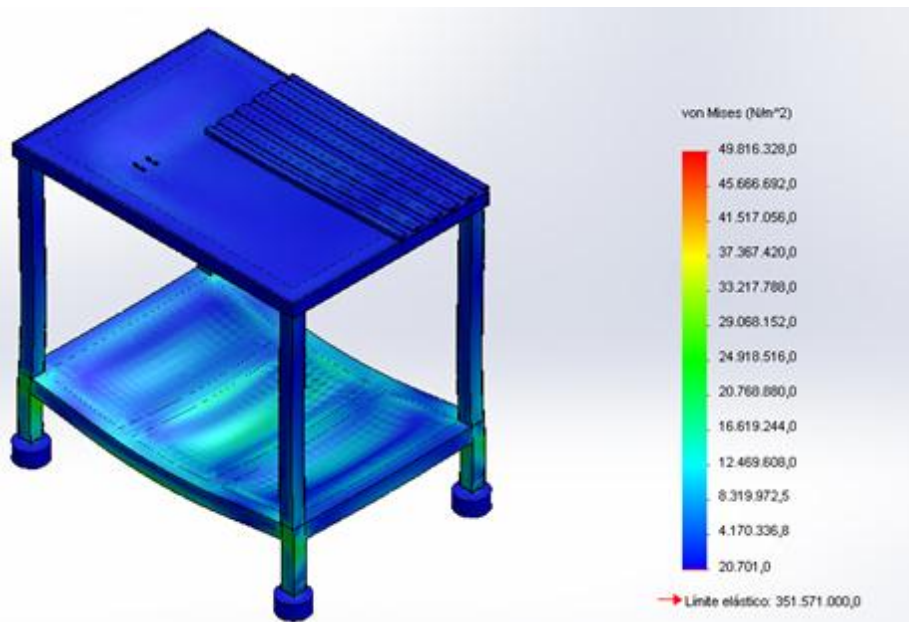
$\sigma_2 =$ *esfuerzo principal en el eje Y*

³⁵ NORTON, Robert. Diseño de máquinas. McGraw-Hill Interamericana. 2009. P. 179

$\sigma_3 = \text{esfuerzo principal en el eje Z}$

Con base en la teoría el programa efectúa el cálculo de esfuerzos, para así mostrarnos escalarmente como es el comportamiento de las fuerzas en el banco, dándonos la facilidad de observar como es la deformación con claridad, así sea pequeña (figura 40).

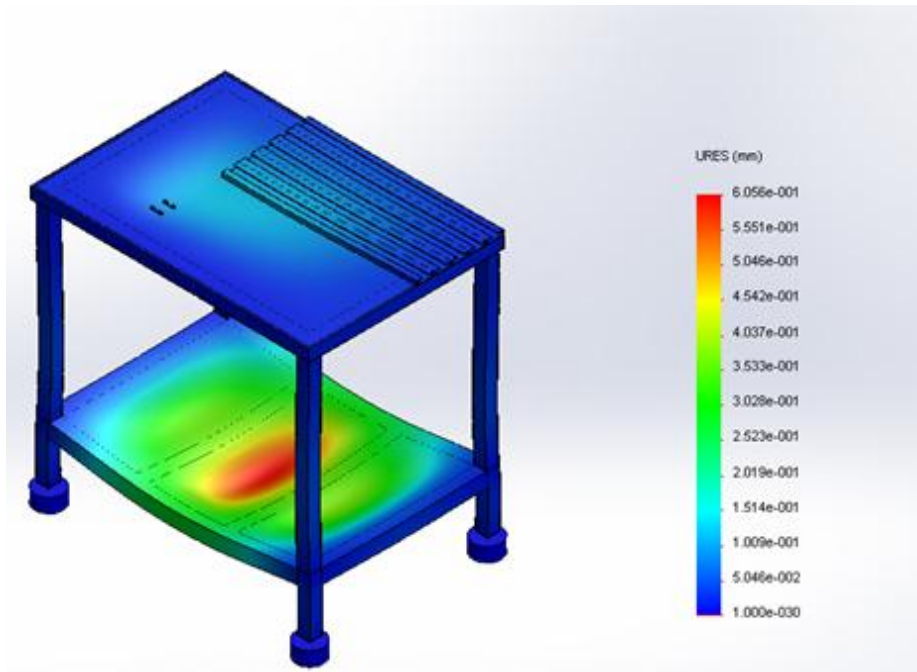
Figura 40. Estudio de tensiones del banco de pruebas en Solidworks



Se denota una escala de los esfuerzos que se presentan en el banco de forma de colores, donde el esfuerzo mínimo de 12554.4 [N/m²] esta de color azul, y el esfuerzo máximo de 7.14E7 [N/m²] esta de color rojo. Como se puede observar en la figura 40, solo en la parte donde se encuentra el motor presenta mayores esfuerzos pero no son críticos por la escala de colores que se puede visualizar en la figura. Dado que si el banco de pruebas presentara fallas, el programa notificaría inmediatamente a la hora de realizar el análisis.

Con respecto al desplazamiento, como se mencionó anteriormente, solo se presenta los mayores esfuerzos en la parte donde se encuentra el motor, por consiguiente ahí también estarán ubicadas las máximas deformaciones del mismo (figura 41).

Figura 41. Estudio de desplazamientos del banco de pruebas en Solidworks



Como se observa en la figura 41, se puede apreciar una escala de colores, en la cual el color rojo denota el máximo desplazamiento y el azul el mínimo desplazamiento, el color rojo no denota que es crítica la sección, sólo representa, como se mencionó anteriormente, el punto de mayor deformación con respecto al resto del sistema. Dicho desplazamiento máximo es de $6,1E-1$ [mm] y no es una deformación permanente. Gracias al programa SOLIDWORKS se puede tener una buena visualización de los desplazamientos del banco de pruebas.

Para asegurar la confiabilidad del diseño, se hace un estudio general del factor de seguridad del banco de pruebas (figura 42), dado que este nos permite conocer el valor de las cargas máximas que puede soportar el banco sin fallar:

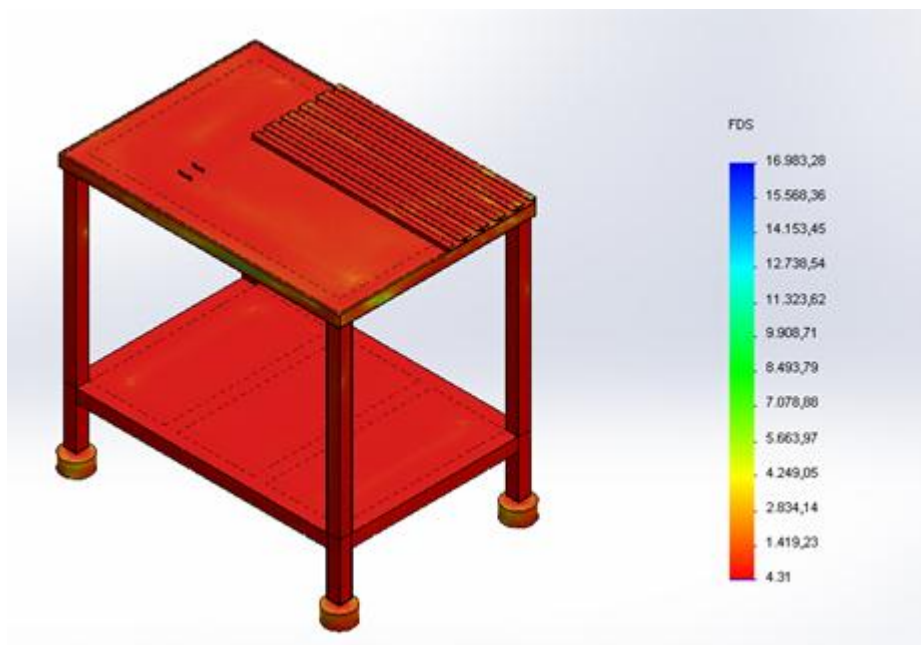
$$N = \frac{S_y}{\sigma} \quad (79)$$

N = Factor de seguridad

S_y = Resistencia de fluencia por tensión del material

σ = Esfuerzo en el material

Figura 42. Factor de seguridad del banco de pruebas en Solidworks



El factor de seguridad del banco de pruebas que establece el programa es de 4.3. Faïres³⁶ propone una tabla que se representa el intervalo del factor de seguridad N posible para ciertos materiales, dependiendo de sus propiedades y el criterio de falla (tabla 9).

³⁶ FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquinas. Limusa. 1997. P. 24

Tabla 11. Factores de seguridad

TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES FRÁGILES	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima	Basado en la resistencia de fluencia	Basado en la resistencia máxima	
Carga muerta o carga variable bajo análisis por fatiga	3- 4	1,5 - 2	5 - 6	7
Repetida en una dirección, gradual (choque suave)	6	3	7 - 8	10
Repetida invertida, gradual (choque medio)	8	4	10-12	15
Choque fuerte	10-15	5-7	15-20	20

Fuente: FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquinas

Nótese que en la tabla se considera el caso de diseño de materiales dúctiles con base en la resistencia máxima, sin embargo, muchos autores no consideran este caso y plantean que el diseño de estos materiales se base en la resistencia de fluencia.

Teniendo en cuenta que el factor de seguridad de 4,3 que provee el programa es basado en la resistencia de fluencia, al ver la tabla en la sección de aceros, nos enfocamos en la columna de factores de seguridad que se basan en la resistencia de la fluencia y en la fila de carga muerta (carga estática), que es la que efectuamos para la simulación, podemos ver que el intervalo óptimo del factor de seguridad está entre 1,5 y 2, por consiguiente, se puede concluir que el banco de pruebas cumple con las especificaciones previamente establecidas para un buen factor de seguridad, y que además es superior al valor del intervalo establecido por el libro, respecto al material y al tipo de carga establecidos por el autor.

7. SISTEMAS DE MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD Y EL PAR-MOTOR PARA EL BANCO DE PRUEBAS

7.1 SELECCIÓN DE SISTEMA DE MEDICIÓN

Para el montaje se planean diversas alternativas para tener facilidad en la toma de datos correspondientes a las curvas características de cada motor, tomando en cuenta que se desea un sistema que sea de fácil manejo, de bajo costo y desempeño óptimo. Para eso se plantean tres alternativas posibles para el sistema de medición de la velocidad de giro y el torque del motor, el cual será un montaje análogo, para darle la oportunidad a los estudiantes de que ellos mismos realicen las curvas características de los motores, y de esta forma paso a paso estudien el comportamiento de la fuerza del motor a sus diferentes velocidades.

7.1.1 Alternativa de alto costo. Para la medición del torque y la velocidad de giro del motor, se utilizará una unidad digital de fácil adaptación a diferentes ejes que consta de un transductor de par dinámico Lorenz eje macho-hembra DR1 que soporta hasta 50000 [N-m] y 99999 [RPM] (figura 43), la cual viene con sus respectivas ampliaciones de señal y se conecta a un tablero de programación para conversión de unidades, de esta forma se puede ver directamente en el tablero del dispositivo digital los valores de velocidad de giro, torque y potencia del motor.

Figura 43. Transductor de par dinámico Lorenz

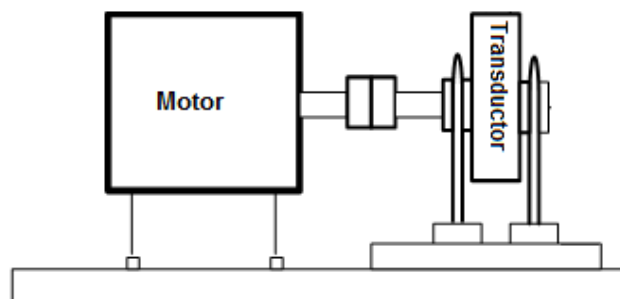


Fuente: SENSORES-DE-MEDIDA [en línea] disponible en: http://www.sensores-de-medida.es/uploads/lorenz_dr-1.pdf

A pesar de ser más costoso, con ésta alternativa no se tiene la necesidad de adquirir dos sensores diferentes para el cálculo de las variables del motor (torque y rpm), dado que como el transductor de par dinámico va conectado directamente a un eje acoplado al motor, hace el cálculo de los tres parámetros que buscamos del motor (torque, rpm y potencia).

El montaje del transductor al motor tiene que tener un eje, en el cual cada extremo tenga su respectivo diámetro adaptado para cada entrada, tanto la entrada del transductor como la del motor, además como los centros deben estar alineados, se le da altura a la celda de carga para obtener dicha alineación (figura 44).

Figura 44: Montaje del transductor de par



7.1.2 Alternativa de medio costo. La siguiente alternativa tiene una similitud a la anterior, pero cambia en que el tacómetro digital de contacto modelo 461891 (figura 45a), el cual tiene un rango de velocidades más bajas, que va hasta las 19999 [RPM], su tiempo de muestreo de 0.5 segundos y con un eje de adaptación. Aunque su rango es menor al del primero, es de igual forma muy exacto al momento del muestreo para el caso de este proyecto, y con su menor costo es más factible.

Para el cálculo del torque, se considera el uso de un mecanismo biela-manivela acoplado al motor para ejercer una presión a un fluido, y así calcular la fuerza del motor y por consiguiente su torque, para ello se considera un manómetro Tipo Tubo de Bourdon MAN-R (ver figura 45b), el cual alcanza una presión máxima de 10 [bar].

Figura 45. Tacómetro digital de contacto y manómetro



(a)



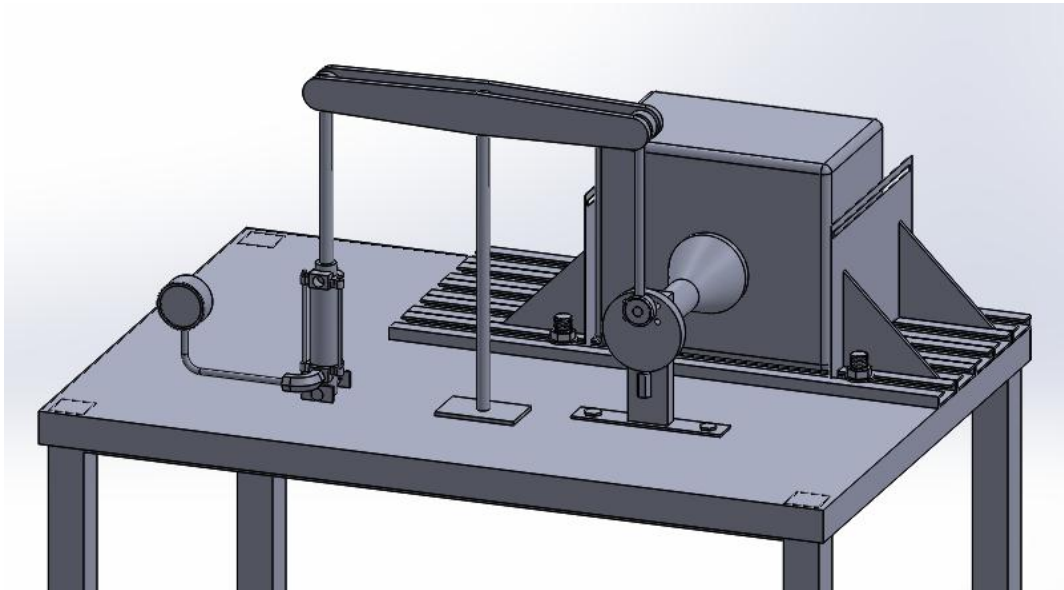
(b)

Fuente: a) EXTECH [en línea] disponible en:
http://www.extech.com/instruments/resources/manuals/461891_UMsp.pdf
 b) KOBOLD [en línea] disponible en:
http://www.kobold.de/es/range/pressure/applications?field_range_tid%5B%5D=139

Con respecto al cálculo del par motor, se hace un sistema de embolo de movimiento unidireccional, el cual va acoplado con un mecanismo de transmisión

de fuerza simple a un sistema biela-manivela, el cual tiene un contrapeso en la parte opuesta a la conexión de la manivela y unas perforaciones en la parte superior, para mitigar las vibraciones mecánicas generadas por el desbalance de masa del sistema. El acople de la manivela va a un eje de salida que viene del motor. El embolo hará presión a un fluido, dicha presión se mide con un manómetro, entonces teniendo el área del embolo se calcula la fuerza y con el radio de giro de la biela se calcula el torque (figura 46).

Figura 46. Sistema de presión para calcular el torque del motor



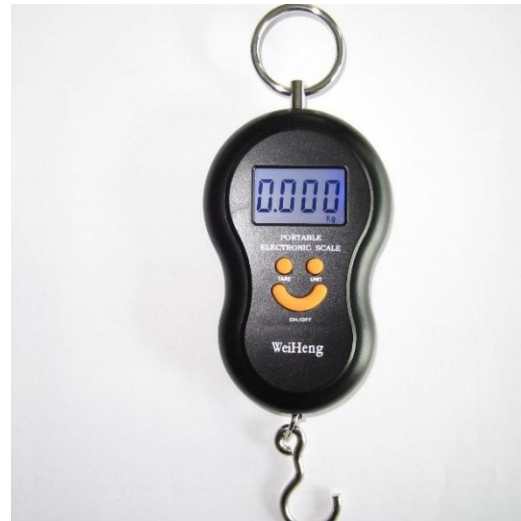
7.1.3 Alternativa de bajo costo. La alternativa en caso de tener un presupuesto más reducido, como se puede ver en la figura 39, consta de un tacómetro de contacto modelo PCE-DT 65, que alcanza las 99999 [RPM] (figura 47a), y tiene una velocidad de lectura de 1 segundo, el cual es más lento al momento de la lectura pero es viable por la economía que se tendría, también el rango de velocidad es limitado en base a las velocidades de los motores que se planean instalar en el banco, dado que el banco se adaptara para motores de dos tiempos de hasta 11000 [RPM].

Para el cálculo del torque, se tiene en cuenta un sistema más sencillo, el cual consiste en que con la fuerza del eje y el radio, hallamos el par motor del motor, para ello se piensa un dinamómetro Weiheng (Figura 47b), el cual soporta 50 [kg] en fuerza de tensión.

Figura 47. Tacómetro de contacto y Dinamómetro



(a)

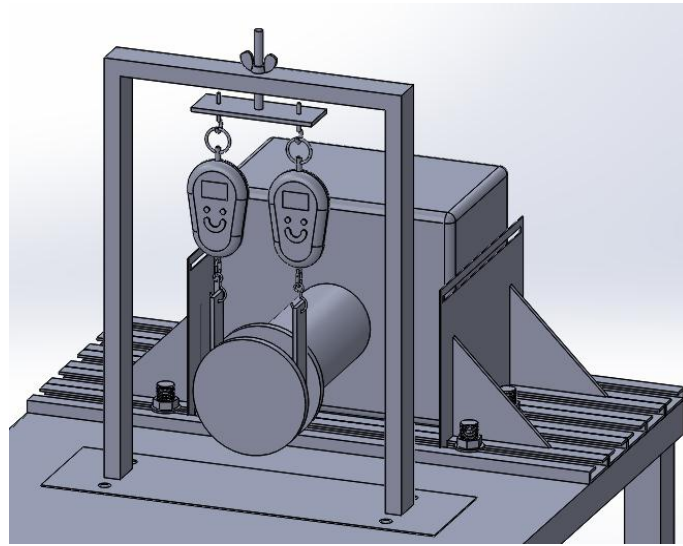


(b)

Fuente: a) PCE-INSTRUMENTS Medidor [en línea] disponible en: <https://www.pce-instruments.com/espanol/instrumento-medida/medidor/> b) CHINAWEIHENG Product list [en línea] disponible en: <http://chinaweiheng.en.alibaba.com/productlist.html>

Para la medición del torque, se considera el uso de un freno de Prony, el cual usa una banda de alta fricción que va alrededor de un eje de salida del motor, donde la banda en sus extremos estará sujeta a un dinamómetro. Con respecto a la diferencia de fuerza que se lee en cada dinamómetro se obtiene la fuerza del motor y con el radio del eje en el cual la banda de alta fricción va acoplada, se halla el torque del motor (figura 48).

Figura 48. Freno de Prony



7.2 DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE MEDICIÓN

Teniendo en cuenta las alternativas expuestas anteriormente, se define para el montaje del sistema de medición de velocidad y torque del banco de pruebas, centrándonos en la selección con respecto al montaje para la medición del torque del motor, dado que en todas las alternativas se consideró el uso de tacómetro para hallar la velocidad angular del motor, no es necesario un sistema para medir tal variable, puesto que es un medidor portable. La alternativa seleccionada es la de medio costo, dado que a diferencia a la alternativa de mayor costo, es más asequible en presupuesto, y con respecto a la alternativa de menor costo, su precisión es mayor porque la transmisión de fuerza es directa, mientras que la precisión del freno de Prony no es muy exacta, dado que depende mucho de la fricción de la banda, al momento que ésta presente desgaste y deslizamiento en el eje, la fuerza disminuirá, por ende el valor de fuerza registrado en los dinamómetros no será el correspondiente del motor.

7.2.1 método de medición del par-motor. Ya habiendo definido el diseño del sistema de medición, profundizamos en los fundamentos del sistema, el cual depende de factores importantes: el radio de la biela R y el diámetro del pistón D. Primero se define la variable a la cual se quiere llegar, la cual es el torque, y puesto que el sistema es un sistema básico de biela-manivela, se representa el par-motor como:

$$T = F * R \quad (80)$$

Teniendo en cuenta que el sistema de transmisión es un sistema simétrico de transmisión de fuerza, la fuerza que ejerce la biela es igual a la fuerza que es ejercida al pistón (figura 49), por consiguiente:

$$F = P * A \quad (81)$$

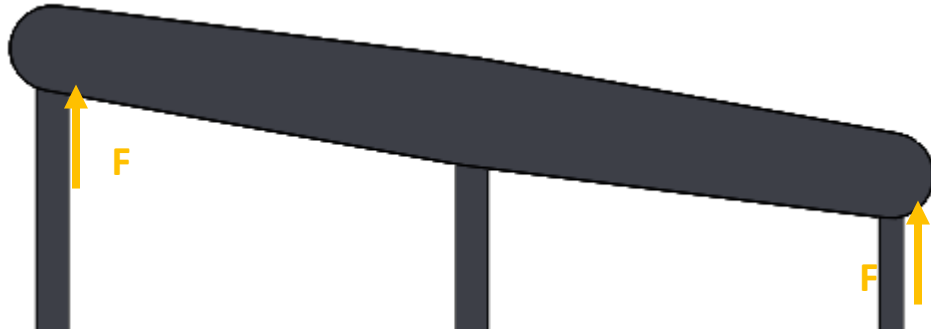
$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (82)$$

Figura 49. Sistema de fuerzas en el pistón



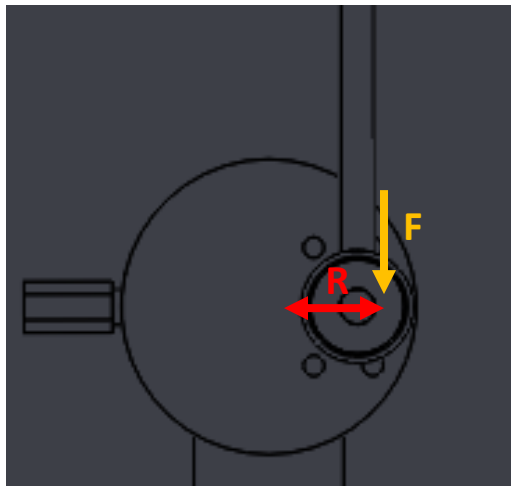
Este sistema de fuerzas se transmite con mínimo de pérdidas, ya que el balancín tiene rodamientos en sus extremos y en el centro, lo que permite una óptima transmisión del movimiento (figura 50).

Figura 50. Sistema de fuerzas del balancín



La fuerza que es transmitida a través del balancín, es llevada a cabo por un sistema de biela-manivela, el cual ya teniendo la fuerza que se ejerce en el émbolo, con el radio que va del centro de la manivela al centro de la biela, se obtiene el torque del motor (figura 51).

Figura 51. Sistema de fuerzas de la manivela



Reemplazamos (81) en (80)

$$T = P * R * A \quad (83)$$

Reemplazamos (82) en (83)

$$T = P * R * \left(\frac{\pi * D^2}{4}\right) \quad (84)$$

Teniendo en cuenta la ecuación que nos definirá el torque del motor, se pasa a mirar cuales deben ser las dimensiones de la manivela y el pistón, para ello tomamos como referencia el valor máximo de torque de los motores de dos tiempos de pequeño cilindraje que se estipuló al inicio del proyecto, y con base en eso se mira cual es la respuesta de presión máxima que se presentaría en el sistema, y de acuerdo a eso, tener conocimiento de si el manómetro seleccionado es apto o hay que cambiarlo (tabla 10).

Tabla 12. Cálculo de manivela y pistón

D [m]	P [Psi]	R [m]	D [m]	P [Psi]	R [m]
0,01	609,4	0,01	0,06	2,821	0,06
0,02	76,18	0,02	0,07	1,777	0,07
0,03	22,57	0,03	0,08	1,19	0,08
0,04	9,522	0,04	0,09	0,8359	0,09
0,05	4,875	0,05	0,1	0,6094	0,1

Con respecto a los resultados obtenidos, se considera que el radio de la manivela sea de 3 [cm] y el diámetro del pistón sea también de 3 [cm], dado que si las dimensiones son pequeñas, el manómetro que se necesitaría para el sistema tendría que sea de mayor capacidad a 22,57 [Psi], y por el contrario, si las dimensiones son muy grandes, las presiones no serían apreciables correctamente por el manómetro por ser valores tan bajos.

7.2.2. Constante de freno. ³⁷Haciendo un análisis del sistema de medición de la potencia desarrollada dentro del cilindro de un motor, se encuentra una expresión de la potencia que es cedida por el medio al pistón.

$$h_{p_i} = \frac{(p_m * l * A * N_i)}{60 * 76} \quad (85)$$

p_m = presión efectiva media [kg/cm^2]

l = carrera real del motor [m]

A = área del pistón en [cm^2]

N_i = pistonadas por minuto (útiles)

Donde 1 [HP] = 76 [kgm/s]

N_i no son las r.p.m., sino una función del número de cilindros, velocidad del motor y tipo del ciclo (ciclo de dos o cuatro tiempos y de simple o doble efecto).

La potencia real cedida por el cigüeñal de un motor se denomina potencia al freno o potencia de eje h_{p_f} . Debido a las pérdidas por rozamientos ocasionados por las piezas móviles del motor, y por otras causas, la potencia al freno es siempre más pequeña que la potencia indicada. La potencia al freno de los motores pequeños se puede determinar mediante diversos métodos como el freno de Prony y por medio de un dinamómetro motor entre los más comunes. En el sistema que implementamos para el cálculo del torque. Este freno consiste en la manivela que va conectada al eje del motor y se induce una fuerza resistiva al eje, donde se considera como una potencia de freno.

³⁷ SEVERNS, W. La producción de energía mediante vapor, aire o gas. Editorial Reverte, 1961. Pag. 14

Debido a que el trabajo se define como el producto de una fuerza por el camino a lo largo del cual actúa la fuerza, el trabajo absorbido por un freno será:

$$\text{Trabajo} = 2 * \pi * r * RPM * F \quad (86)$$

Como quiera que 1 [HP] se define como 76 [kgm] por segundo, la potencia absorbida por el freno vendrá dada por:

$$h_{pf} = \frac{2 * \pi * r * RPM * F}{60 * 76} \quad (87)$$

En la formula (87) la cantidad $\frac{2 * \pi * r}{60 * 76}$, con r en metros, es fija para un freno dado y se denomina constante del freno. La mayoría de los frenos se construyen de manera que su constante sea un número sencillo, que para nuestro sistema la constante al freno es de 4,85E-5.

8. FABRICACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

8.1 CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

El proceso de construcción se inició con el montaje de la estructura del banco, como se estipuló en el diseño, se usaron tubos cuadrados para dicha estructura, la cual por medio de soldadura se realizó el ensamble de la misma. Teniendo la estructura de banco de pruebas ensamblada, se pasó a incorporar al sistema las dos láminas de acero, en las cuales se pondrán el montaje del sistema de medición de torque y el motor en una, y el peso extra de concreto para la reducción de las vibraciones mecánicas en la otra, como se ha mencionado en la parte del diseño.

Después de haber puesto las láminas, se soldaron los refuerzos en la parte inferior de las placas, la cual ayuda a aumentar la resistencia para soportar grandes cargas y asegurar que las placas no se flectarán, de igual forma, también se instalan los refuerzos en los soportes del banco, para que la mesa no se mueva hacia los lados, adelante o atrás (figura 52).

Figura 52. Refuerzos inferiores de la placa



Ya teniendo la mesa del banco de pruebas, se sueldan unas placas con perforaciones roscadas a la medida de los amortiguadores, luego pasamos a instalar los amortiguadores de vibraciones mecánicas, los cuales por ser roscados, permiten ajustar la altura para los diferentes desniveles que presente el piso donde se vaya a utilizar el banco de pruebas.

Para la fabricación de los carretes, se hace el corte de una lámina de acero, con las dimensiones extendidas que se pueden identificar en los planos, para posteriormente hacer el doblado de los perfiles, para tener los 5 carretes del sistema, que luego se soldaron a la placa superior de la mesa. Teniendo ya los carretes del banco, se pasa a hacer los ajustes del motor, los cuales son dos laminas, que se cortan a las dimensiones establecidas con anterioridad y con los respectivos espaciamientos para las correas de ajuste del motor, después se soldaron los pie de amigo, que son los que ayudarán a darle estabilidad las placas de ajuste para que se mantengan verticales, de igual forma también se soldaron las placas en la parte inferior del mismo, que son en los cuales van los ejes roscados para tener fijadas las placas de ajustes del motor respectivo (figura 53).

Figura 53. Ajustes y carretes del banco de pruebas



8.2 MONTAJE DEL SISTEMA DE MEDICIÓN

Teniendo la construcción la estructura de apoyo del banco de pruebas, se pasa a la adaptación del montaje del sistema para el cálculo de torque, para ello, primero instalamos el eje que va conectado a la salida de la campana del motor, para ello se toma un eje y se hace un chavetero con el torno, para acoplarlo a las dimensiones de la campana, luego se construye un apoyo para el eje de la campana, la cual cumple con la función de soporte para el motor y así no se inclina hacia adelante (no necesita rodamiento dado que el soporte va al eje de la campana, y no al eje del montaje del sistema. El eje va soldado a una manivela circular, la cual va junto con una biela para efectuar la transmisión de la fuerza del motor al sistema, dicha biela tiene cuatro perforaciones en el área donde va conectada la manivela, y adicional un contra peso en el lado opuesto de la manivela, para que así se disminuyan las vibraciones mecánicas y hacer un equilibrio de masas en el mismo a la hora de girar (figura 54).

Figura 54. Manivela del sistema para medir el par-motor



A continuación, se construyó el pedestal que va con el mecanismo de transmisión de fuerza del sistema, el cual en su parte superior, tiene una base para instalar el balancín, dicho balancín esta acoplado al pedestal con un rodamiento para que el coeficiente de fricción sea despreciable y la transmisión de fuerza sea lo más óptima posible, de igual forma se ponen también rodamientos a los extremos del balancín para los acoples de la biela que viene de la manivela del acople del motor y para el otro extremo del eje pistón que va al cilindro, donde se hará el cálculo de la presión (figura 55).

Figura 55. Balancín del sistema para medir el par-motor



Para finalizar, se instala un sistema prediseñado de cilindro-pistón neumático, el cual se acopla al balancín, y este a su vez va ajustado a un cubo que está soldado a la mesa, y la salida del sistema va conectada al manómetro para así medir la presión del mismo (figura 56a). Para medir la velocidad de giro del motor, se instaló un tacómetro portátil serie TM-5000, el cual tiene adaptación para realizar la toma de datos por medio de láser y también por contacto el cual llega a un máximo de 99999 [RPM] (figura 56b), con una sensibilidad de 0,1, apto para la seguridad de los estudiantes, porque pueden estar a una distancia pertinente del banco para evitando accidentes (para más información del tacómetro ver anexo J).

Figura 56. Instrumentos de medición



(a)

(b)

9. ENSAYOS DEL BANCO DE PRUEBAS

Una vez construido el banco de pruebas, se hacen los respectivos protocolos de ensayo correspondientes para la validación de su funcionalidad.

9.1 PRUEBA DE VERIFICACIÓN Y AJUSTE DEL BANCO DE PRUEBAS

Ya teniendo la construcción final del banco de pruebas, se agregan los ladrillos de concreto, para darle al banco de pruebas un peso final de aproximadamente 80 [kg], con el fin de ayudar a amortiguar mejor las vibraciones mecánicas del motor, y ya con esto se enciende el motor para ver el comportamiento del banco (figura 57).

Figura 57. Construcción final del banco de pruebas



Fuente: Autores

El comportamiento del banco de pruebas es satisfactorio, y en la sección del cilindro-pistón no presente mayor fuga de aire, dado que se debe tener en cuenta que ningún sistema está exento de fugas, y las del sistema no generan mayor cambio en el comportamiento de la presión que se estimaba, y teniendo en cuenta la presión, se hace el cálculo del par motor como se explicó a lo largo del proyecto con la relación del mecanismo que se instaló para ello y para calcular la velocidad angular, se desensambla la manivela que está conectada al eje del motor (figura 54) y se pega una cinta reflectiva que se encuentra en el estuche del tacómetro, la cual reflejará el láser emitido por el tacómetro para así tomar la medida de la velocidad de giro del motor. Teniendo en cuenta el valor de par y la velocidad angular del motor, se procede a efectuar el cálculo de la potencia del motor

$$Pot_{exp} = \frac{Torque * RPM}{745} \quad (88)$$

Donde la potencia está dada en [HP], el torque en [N*m] y la RPM en [rad/s]. Lo anterior se lleva a cabo a 5 velocidades diferentes, y por cada velocidad se efectúa la toma de datos 3 veces, para así poder obtener un valor medio (tabla 13).

Tabla 13. Cálculo experimental del motor Shindaiwa B450

RPM	P[Psi]	P[N/m]	F[N]	T[N*m]	Pot[W]	Pot[HP]
5000	12	82737.0875	58.4834009	1.46208502	765.545928	1.02661393
6500	14	96526.6021	68.2306344	1.70576586	1161.07799	1.55703113
7500	16	110316.117	77.9778679	1.9494467	1531.09186	2.05322786
8300	15	103421.359	73.1042511	1.82760628	1588.5078	2.13022391
10600	12	82737.0875	58.4834009	1.46208502	1622.95737	2.17642153

Los resultados obtenidos experimentalmente se comparan con los teóricos del motor, pero dichos valores del motor Shindaiwa B450 no fueron obtenidos del proveedor, sino fueron calculados empíricamente de la siguiente forma:

$$Pot_{teorica} = Pot_{max} * \left(\frac{RPM_x}{RPM_{max}}\right) * \left(1 + \left(\frac{RPM_x}{RPM_{max}}\right) - \left(\frac{RPM_x}{RPM_{max}}\right)^2\right) \quad (89)$$

$Pot_{teorica}$ = Potencia teórica [W]

Pot_{max} = 1700 [W] Potencia máxima del motor [W]

RPM_x = Velocidad angular de referencia [RPM]

RPM_{max} = Velocidad angular máxima [RPM]

Con las velocidades obtenidas con el tacómetro, como velocidad de giro de referencia y los valores máximos del motor, se pueden obtener las curvas características del motor (tabla 14).

Tabla 14. Cálculos teóricos del motor Shindaiwa B450

velocidad	potencia [w]	potencia [HP]	torque [N*m]
5000	964.312547	1.293143125	1.841701302
6500	1247.37979	1.672736298	1.832553779
7500	1410.54658	1.891542966	1.795963687
8300	1520.29684	2.038718068	1.749128369
10600	1695.58588	2.273780659	1.527514378

Con respecto a los resultados de las curvas de par-motor vs RPM y potencia vs RPM son aproximadas a lo esperado (Figura 58 y 59).

Figura 58. Gráfica torque del motor shindaiwa B450

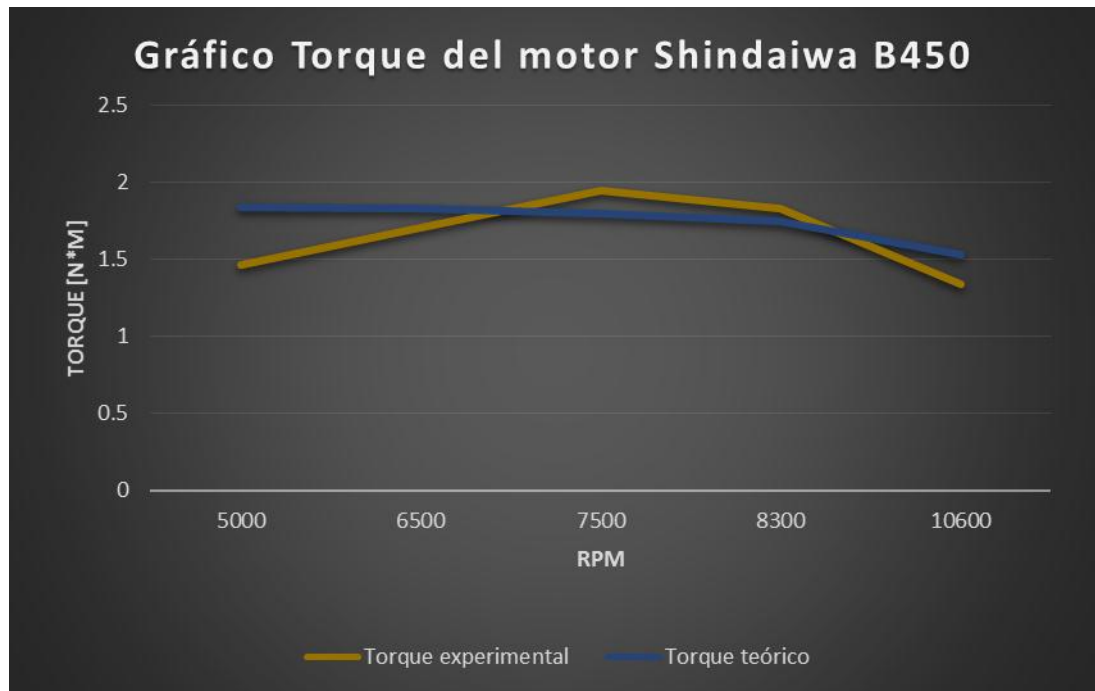
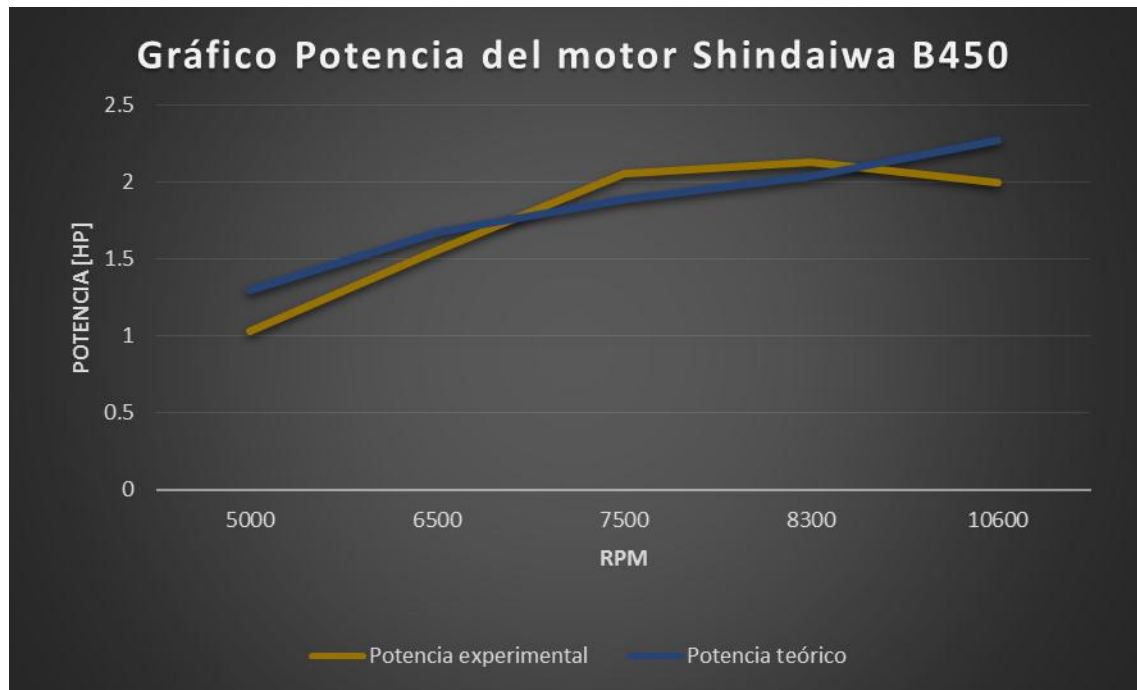


Figura 59. Gráfica potencia del motor shindaiwa B450



Teniendo en cuenta lo anterior, se puede observar la diferencia de la toma de datos (tabla 15).

Tabla 15. Diferencia porcentual de la adquisición de datos

Potencia teórica	Potencia experimental	% de diferencia
1.026613931	1.293143125	-25.9619694
1.557031128	1.672736298	-7.431140412
2.053227862	1.891542966	7.874668902
2.130223907	2.038718068	4.295597182
1.995053072	2.273780659	-13.97093593

Fuente: Autores

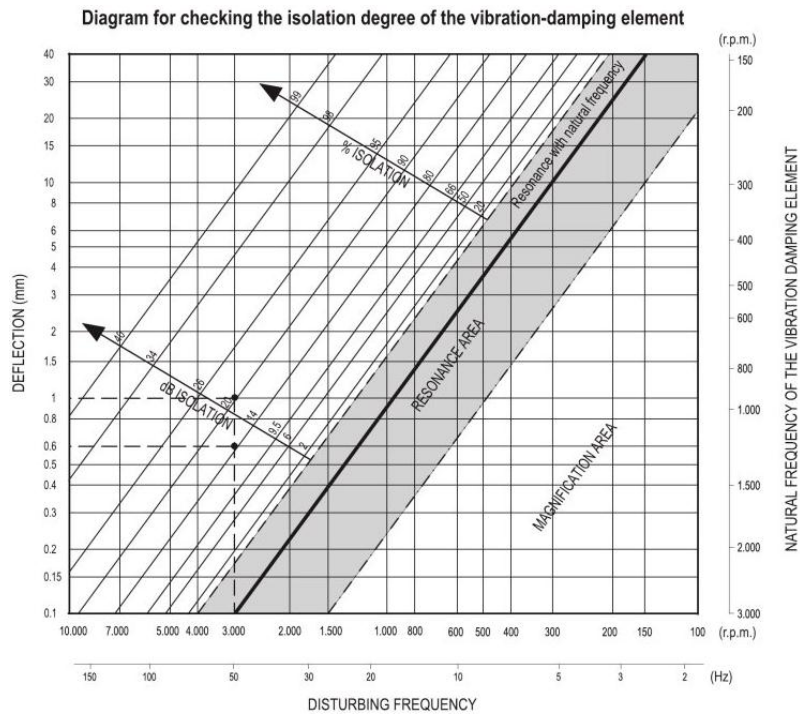
La diferencia aproximada media es de 11,89%, con esto se afirma la eficiencia del banco después de la construcción y con ello continuamos con las pruebas de vibraciones del banco de pruebas, para ver la precisión de los cálculos de las vibraciones mecánicas simuladas en puntos anteriores y discutir el intervalo de tolerancia del mismo en base a los resultados. Pero también cabe resaltar, que en el momento de efectuar las pruebas, el motor que se usó es de segunda mano, lo que complica la continuidad de la toma de datos, es decir, que para tomar los datos a la mejor eficiencia posible, no se puede tener el motor encendido por largos periodos de tiempo. Se tuvo que utilizar un ventilador para enfriar el motor y esperar un tiempo aproximado de 5 minutos para poder encender el motor nuevamente y tomar de nuevo los datos, y así consecutivamente. Se sugiere adquirir un motor nuevo y tener un ventilador como complemento de refrigeración, para que así no haya recalentamiento que afecte el rendimiento del motor.

9.2 PRUEBAS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL BANCO (VIBRACIONES)

Las siguientes pruebas se realizaron con el fin de mostrar de manera más clara la eficiencia del aislamiento de las vibraciones mecánicas inducidas por el motor recíprocante en uso, es aceptable, es decir, no es nocivo para los equipos cercanos al banco, el piso, el ambiente y los estudiantes.

Para caracterizar el elemento amortiguador utilizado en los soportes del banco de pruebas, se utiliza el catálogo de *Machine Elements* de Elesa (véase anexo G), donde encontramos el diagrama para determinar el grado de aislamiento del elemento amortiguador (figura 60). En la gráfica encontramos los valores de deflexión en mm, velocidad angular en rpm, área de amplificación, área de resonancia, y área de aislamiento (en ésta área es donde debemos encontrarnos siempre), además de los porcentajes de aislamiento y los decibeles de aislamiento.

Figura 60. Diagrama para determinar el grado de aislamiento del elemento amortiguador



Fuente: DIRECTINDUSTRY Machine-elements [en línea] disponible en: <http://pdf.directindustry.es/pdf-en/elesa/machine-elements/9336-352879.html#open>

El objetivo es determinar el porcentaje de aislamiento de las vibraciones mecánicas, para lo cual mediremos el desplazamiento en las esquinas que más vibran, es decir, las dos esquinas numeradas en la siguiente foto del banco (figura 61).

Figura 61. Pruebas de vibraciones al banco de pruebas de motores 2T



Para la medición de la deflexión causada por las vibraciones, se utiliza un acelerómetro PCB modelo 352C65 (que se muestra en la figura anterior ubicada en la esquina número 2) con una tarjeta de adquisición de datos de la *National Instruments* NI 9234. Con la ayuda del programa de Labview se integra dos veces las señales de las aceleraciones para obtener el patrón de desplazamiento, con el cual podemos visualizar los picos de las vibraciones. Estos picos de desplazamiento deben ser multiplicados por un factor de conversión de 1000 para obtenerlos en milímetros. La velocidad angular para las mediciones es de 1200 rpm pues a esta velocidad se presentan los mayores niveles de vibración en el banco (esto resultados son determinados empíricamente en las pruebas a

diferentes velocidades de rotación), y con estos datos podemos encontrar en la gráfica del catálogo el porcentaje de aislamiento. A continuación se adjuntan las figuras de los resultados de las pruebas (figura 62 y 63).

Figura 62. Resultados de las mediciones realizadas en la esquina 1

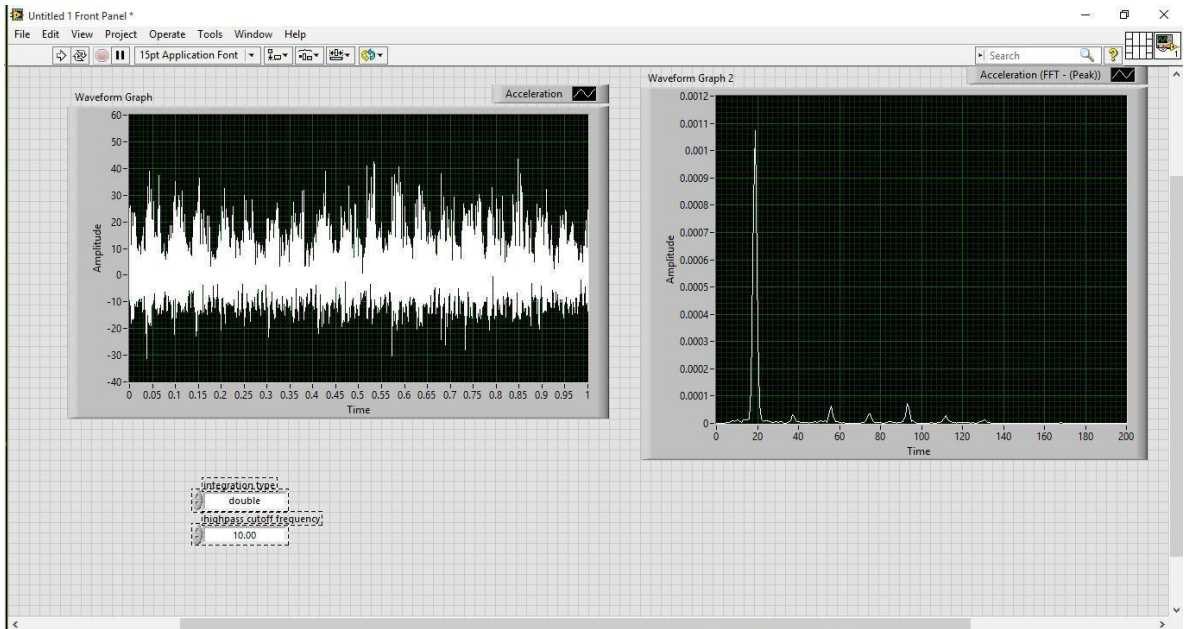
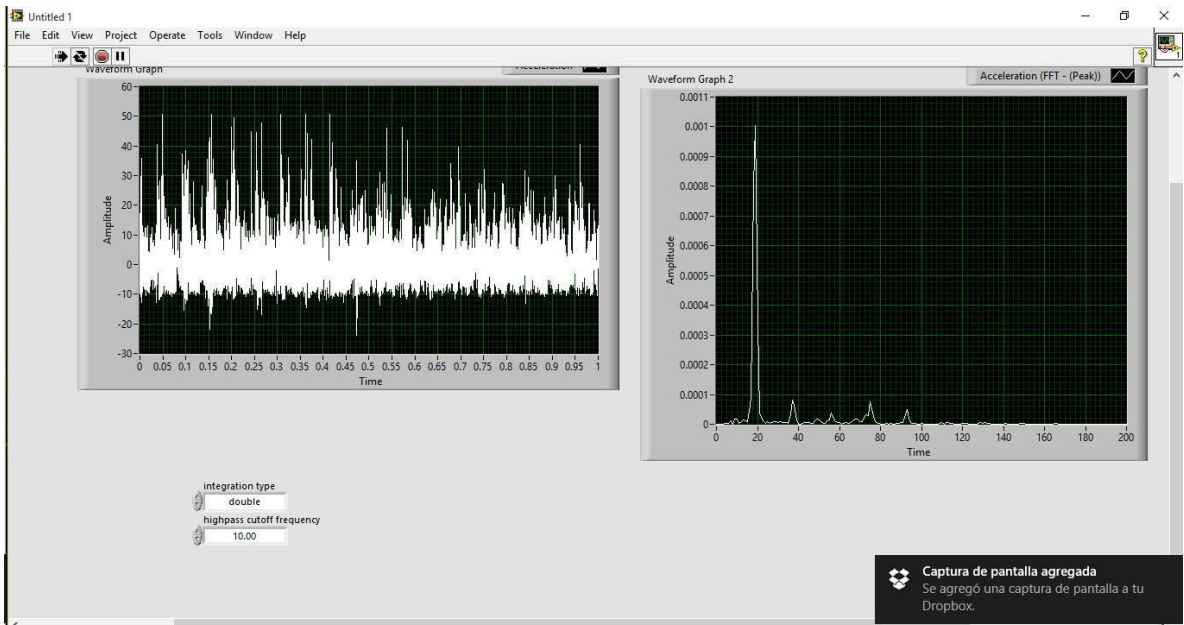


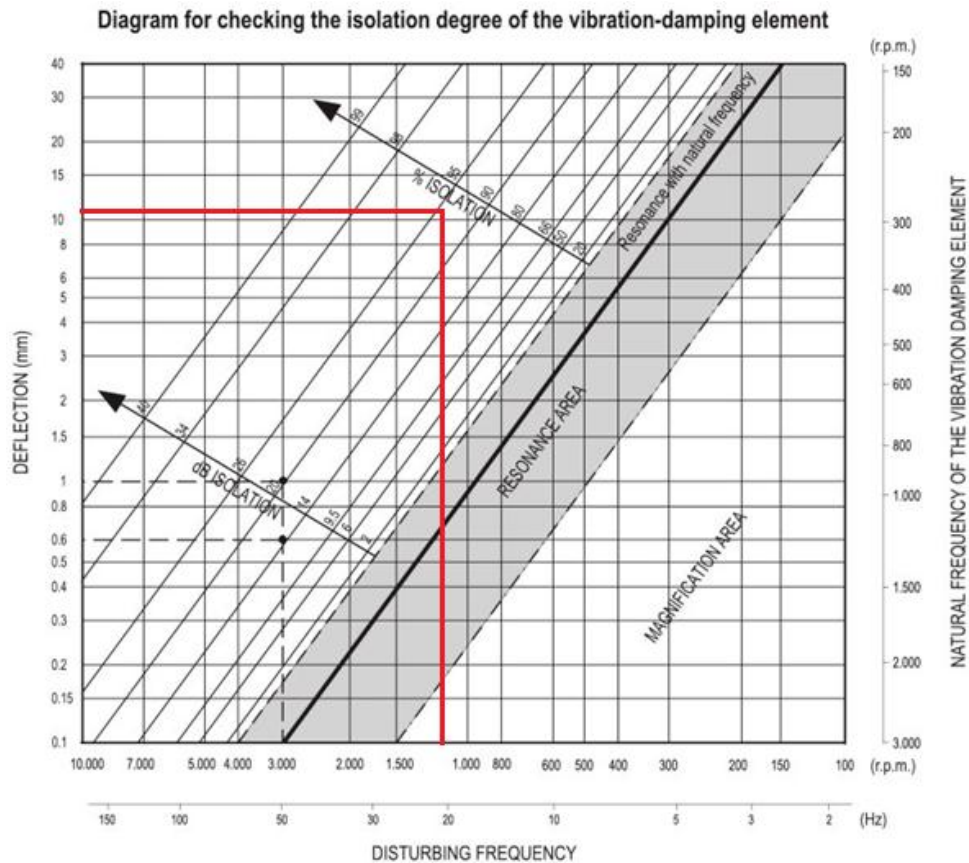
Figura 63. Resultados de las mediciones realizadas en la esquina 2



En las figuras 61 y 62, se encuentran en la parte izquierda las gráficas, los resultados de las mediciones de aceleración para cada una de las esquinas donde realizamos las pruebas, entonces al integrarse dos veces, se obtienen los valores de desplazamiento que están ubicados en la parte derecha de las figuras. Como se puede observar en las figuras, los picos de desplazamiento de mayor amplitud se encuentran entre los 11 milímetros aproximadamente.

A continuación se entra al diagrama de la figura 60 con los valores de 1200 rpm y 11 milímetros, luego en el punto hallado se desplaza paralelamente a las líneas diagonales del diagrama para encontrar el porcentaje de aislamiento, y también se puede encontrar el valor de los decibeles de aislamiento.

Figura 64. Diagrama para determinar el grado de aislamiento del elemento amortiguador con el resultado de las pruebas



Se puede observar que el porcentaje de aislamiento en ambos casos está cercano a los 95%, por lo tanto se puede concluir que se cumple el objetivo de que el banco no vibre demasiado con respecto a un intervalo aceptable de vibraciones (figura 64).

9.3 PROTOCOLO DE FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

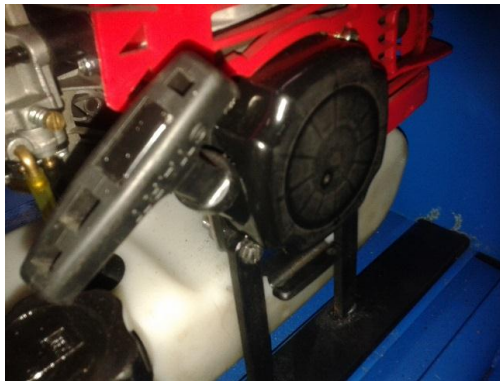
Para dar marcha al banco de pruebas para motores de dos tiempos, primero se tiene que hacer una revisión previa de los ajustes del motor, que estén bien y no halla un sobresalto inesperado que pueda causar daños en el sistema, posteriormente, revisar que el acelerador desde motor esté en el mínimo para que así pueda arrancar el motor, también hay que poner la palanca de estrangulación hacia abajo para que la mezcla sea rica en gasolina a la hora de encender el motor, dado que el motor está frío, pero en caso de que el motor ya haya estado en funcionamiento y se necesita volver a encender, se sube la palanca de estrangulación a la mitad, ya que el motor ya está caliente (figura 65).

Figura 65. Palanca de estrangulación



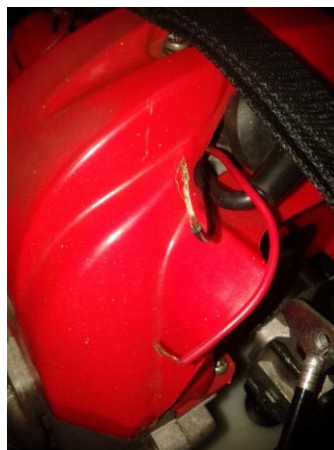
Ya teniendo en cuenta las consideraciones anteriores para el arranque del motor, se pasa a encenderlo halando fuerte la cuerda para dar marcha, teniendo en cuenta que no se debe halar completamente (para evitar que se rompan o desensamblen sus piezas internas), solo hasta la mitad y repetidas veces hasta que arranque el motor (figura 66).

Figura 66. Arranque del motor



Como paso final, para apagar el motor, en la parte superior tiene dos cables, los cuales al hacer contacto finalizan la marcha del motor, recordar que para apagar el motor se debe hacer con la velocidad mínima para así evitar que se apague de golpe y tenga un sobresalto abrupto, evitando daños en el motor (figura 67).

Figura 67. Apagado del motor



9.4 PROTOCOLO DE MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas cuando no esté en uso, se debe mantener cubierto para que no le caiga polvo y dañe el motor, también hay que tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Siempre mantener el motor lo más limpio posible y mantenga el banco de pruebas libre de basura u objetos que no hagan parte del mismo.
- Cuando se vaya a usar el banco de pruebas, siempre tener en cuenta la proporción de mezcla de gasolina-aceite que se debe utilizar para este tipo de motores, la cual es 50:1 (un litro de gasolina mezclada con 20 ml de aceite de mezclar para motores de dos tiempos), y solo usar la cantidad necesaria para las pruebas del momento, nunca dejar mezcla reposada en el motor, de ser necesario almacenar el combustible por más de 30 días, mezclarlo primero con un estabilizador como STA-BIL.
- Siempre usar gasolina, limpia y sin plomo, con un índice de octanaje de 87 o superior.

Además de las recomendaciones con el uso de la gasolina, también se debe siempre estar revisando que todos los tornillos estén bien ajustados, puesto que como el motor está expuesto a muchas vibraciones, suelen soltarse poco a poco, y por consiguiente hay que revisar paulatinamente(para visualizar manual de mantenimiento ver anexo K).

9.5 PRACTICA DE PRUEBAS DE LABORATORIO

Después de ensamblar e instalar todos los componentes que conforman el banco de pruebas, se diseñó una práctica experimental teniendo en cuenta los siguientes objetivos:

- Determinar la potencia, el par y la velocidad angular de un motor de 2 tiempos.
- Graficar las curvas características del motor.
- Comparar los resultados obtenidos con los característicos del motor.

Esta práctica se diseñó para que los estudiantes se familiarizaran con el banco de pruebas, en el cual se les enseña una teoría básica de los componentes de un motor de 2T de pequeño cilindraje y su funcionamiento (ver anexo L).

9.6 PROTOCOLO DE SEGURIDAD DEL BANCO DE PRUEBAS

La seguridad y el orden son las principales consideraciones que se deben tomar con los motores y ensayo de estos, con el fin de evitar accidentes al usarlo, a continuación una serie de medidas de seguridad para el uso de bancos de prueba:

- Se debe revisar siempre antes de encender el motor que esté bien asegurado al banco y el manómetro esté firme para evitar daños al motor, la estructura o los estudiantes.
- Al momento de que el motor esté en funcionamiento, mantenerse a una distancia adecuada para no tener accidentes con el mecanismo, ya que éste oscila a alta frecuencia.

- Siempre dejar enfriar el motor antes de volver a llenar el tanque de combustible.
- Nunca fume ni encienda fuego cerca del motor ni del tanque de combustible.
- Nunca coloque material inflamable cerca del silenciador del motor.
- Nunca trabajar a velocidades por debajo de 3000 [RPM], de lo contrario, el embrague del motor se puede dañar.

El protocolo de seguridad está hecho pensando en la seguridad y el desarrollo de una prueba exitosa.

10. CONCLUSIONES

- Gracias a la información bibliográfica recopilada en el estado del arte y anexos, el proyecto cumple con el objetivo de medir la velocidad angular y torque por medio del montaje funcional. El banco está diseñado para adaptar diferentes tipos de motores de combustión interna de pequeño cilindraje, que se encuentran dentro del intervalo máximo de potencia de 5 [KW], pero para ello se tiene que tener en cuenta que el centro de sus embragues está a distancias diferentes, por ende hay que hacer un pequeño ajuste para quedar apto para el banco.
- Con los datos medidos en el laboratorio se realizaron las curvas de torque vs velocidad angular y de potencia vs velocidad angular, con un porcentaje de diferencia media del 11,89% de la potencia calculada del motor Shindaiwa B450 de 2T, y se usaron formulas empíricas para trazar las curvas características teóricas del motor.
- El uso del banco de pruebas es sencillo de manejar, esto facilita al usuario poder examinar correctamente el funcionamiento del sistema de medición, y así entender tanto el funcionamiento y comportamiento del motor, como el del sistema de medición, no obstante siempre hay que tener en cuenta los parámetros de operación para evitar accidentes.
- Se diseñaron cuatro prácticas de laboratorio para realizar con el banco de pruebas para motores de 2T de pequeño cilindraje, las cuales son: medidas de seguridad para la manipulación de motores de combustión interna, operación de motores de 2T, funcionamiento de los motores de 2T y determinar las curvas características de un motor de 2T.

11. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS

- Este proyecto deja abierta la posibilidad para automatizar el banco de pruebas para un futuro proyecto, de tal forma que de manera digital se pueda hacer la recopilación de datos y generación de las curvas de los motores, para ello hay que tener en cuenta que se deben cambiar los componentes de medición por sensores.
- Siempre cumplir con los protocolos de seguridad y mantenimiento del banco de pruebas, para poder efectuar óptimamente las experiencias.
- Verificar siempre que haya buena distancia entre la chumacera y la manivela del sistema de medición de torque (1 cm), antes de empezar cualquier prueba.
- No prolongar por mucho tiempo los periodos de las pruebas, porque el motor se recalienta y pierde potencia, causando mediciones que no corresponden a las esperadas para las prácticas.
- Para encender el motor cuando está frío, debe accionarse la palanca de estrangulación de manera que la mezcla sea rica en combustible y hacer dos intentos de encendido, luego ubicar la palanca de estrangulación en la posición central y encender el motor.
- Revisar los tornillos del motor siempre antes de encenderlo, debido a que éstos se aflojan con las vibraciones.
- El proyecto da la posibilidad de realizar pruebas de medición del consumo del combustible para futuras prácticas en el laboratorio.

- El proyecto da la posibilidad de realizar pruebas de medición del consumo de aire para futuras prácticas en el laboratorio.

BIBLIOGRAFÍA

Aceros Bravo SAE 1020. [en línea] disponible en: <<http://www.acerosbravo.cl/productos-pro.php?idcat=2&idpro=47>> [Citado el 10 de abril del 2015]

AMARILLA, Guido. Bancos de pruebas. [en línea] disponible en: <<http://www.iccode.com.ar/es/articulos/41-bancos-de-prueba-tipos.html> > IC code desarrollos en internet (consultado: 30 de junio del 2014)

BLAIR, G. Design and Simulation of Two-Stroke Engines. The Queen's University of Belfast: SAE, Inc. 1996, p. 1.

BLAIR, Gordon. The Internal-combustion Engine in Theory and Practice Vol. 2 P. 289-291

BURKLE. Glosario [en línea] disponible en: <https://www.buerkle.de/es/informacion-de-interes/glosario/_letter/v.html> [Citado el 10 de abril del 2015]

DASSAULT SYSTEMES. Help Solidworkds. [en línea] disponible en: <<http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Fundamentals/Meshing.htm>> [Citado 27/04/2015]

FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquinas. Limusa. 1997. P. 24

FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines, Applied Themosciences. 2da edición. John Wiley & Sons, Inc. 2001. P. 105.

HERNANDEZ, Marco y HERNANDEZ, Jairo. Banco de pruebas para motores de combustión interna monocilindricos 2ª parte, mediciones dinámicas. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. 1988. P. 18

IHS. SAE J1349 Document information: Engine power test code-spark ignition and compression ignition-net power rating. [en línea] disponible en: <http://engineers.ihs.com/document/abstract/XNFZFBAAAAAAAAAAAA> (consultado: 30 de junio del 2014)

JOVAJ., M.S. Motores de Automóvil. ED. MIR. 1982. P. 21

Manual Diésel de reparación y mantenimiento. 1ra edición. Chilton Book. 1984.

NORMA ISO 15550 Internal combustion engines -- Determination and method for the measurement of engine power -- General requirements. [en línea] disponible en: http://www.iso.org/iso/iso_catalogue/catalogue_tc/catalogue_detail.htm?csnumber=28185<(consultado: 15 de abril del 2015)

NORMA TÉCNICA COLOMBIANA NTC 1930. [en línea] disponible en: <http://tienda.icontec.org/brief/NTC1930.pdf> (consultado: 15 de abril del 2015)

NORTON, Robert. Diseño de máquinas. McGraw-Hill Interamericana. 2009. P. 179

PLINT, Michael y MARTYR Anthony. Engine Testing theory and Practice. 2da edición. SAE International, 1999. Pág. 1.

SAE internacional certified power. [en línea] disponible en: <http://www.sae.org/certifiedpower/>>. (fecha de consulta: 15 de abril del 2015)

SEVERNS, W. La producción de energía mediante vapor, aire o gas. Editorial Reverte, 1961. Pag. 14

UNIVERSIDAD DE CASTILLA-LA MANCHA. Ciclo Teórico de Funcionamiento. [en línea] Disponible en: <
http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/ciclo_teorico.pdf>
[Citado 30/07/2014]

UNIVERSIDAD DE CASTILLA-La Mancha. Ciclo Teórico de Funcionamiento. [en línea] Disponible en: <
http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/ciclo_teorico.pdf>
[Citado 30/07/2014]

UNIVERSIDAD DE CASTILLA-LA MANCHA. Cinemática y dinámica del motor [en línea] disponible en:
<http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/cinemática_y_dinámica.pdf> [citado el 10 de abril del 2015]

UNIVERSIDAD NACIONAL ABIERTA Y A DISTANCIA. Lección 18 Principios de funcionamiento del motor de combustión interna. [en línea] disponible en:
<http://datateca.unad.edu.co/contenidos/201619/Maquinaria%20y%20Mecanización/lección_18__principios_de_funcionamiento_del_motor_de_combustión_interna.html>
[Citado el 10 de abril del 2015]

WASDYKE y RAYMOND, G. Operating, testing and evaluating the two-cycle engine. 1ra edición. Buck Engineering Co. 1973. Pag T6-1.

ANEXOS

Anexo A. Procesos termodinámicos del ciclo OTTO

Ciclo de aire aplicado a los motores de combustión interna³⁸

Un ciclo de aire particular se utiliza para representar una aproximación de algún ciclo real que se tenga en mente. Cuando se utiliza un ciclo de aire para modelar un proceso real, se llama ciclo de aire equivalente de ese proceso. Para motores recíprocos de encendido por chispa el ciclo de aire equivalente usado es conocido como ciclo de aire de volumen constante. Este se compone de las siguientes cuatro etapas:

1-2 Compresión adiabática reversible.

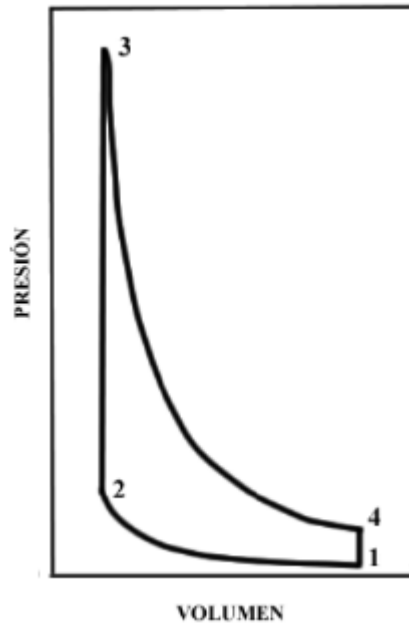
2-3 Adición de calor a volumen constante para incrementar la presión.

3-4 Expansión adiabática reversible.

4-1 Extracción de calor a volumen hasta el punto inicial (ver figura 68).

³⁸ JOVAJ., M.S. Motores de Automóvil. ED. MIR. 1982. P. 21-38

Figura 68: Ciclo de aire a volumen constante



Fuente: Motores de automóviles, Jovaj.

Un ciclo de aire de este tipo se conoce como ciclo Otto.

Debemos recordar en este momento la definición de gas perfecto: es aquel que tiene un calor específico constante y sigue la ley de estado.

$$\bar{m}pV = mR_uT \quad (90)$$

Dónde: p = presión del gas, V = volumen del gas, m = masa del gas, \bar{m} = masa molecular del gas, R_u = constante universal de los gases, T = temperatura absoluta.

Para un proceso adiabático reversible de un gas perfecto del estado 1 al 2 como aquellos que presentan en el ciclo Otto.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n \quad (91)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (92)$$

Donde n = coeficiente politrópico de expansión o compresión.

Este modelo es útil debido a su manejo matemático fácil, exento de la necesidad de recurrir al uso de tablas de valores termodinámicos y se puede obtener valores del estado del gas en ciertos puntos que se quieren analizar.

El ciclo equivalente tiene, en general, las siguientes características en común con el ciclo real que modela:

1. Una secuencia similar de procesos.
2. La misma relación entre el volumen máximo y mínimo (motores reciprocantes) o entre las presiones máxima y mínima.
3. La misma presión y temperatura en un punto de referencia escogido.
4. Una cantidad de calor por unidad de masa de aire añadido apropiada.

Un ciclo aire-combustible se define como un proceso termodinámico idealizado que modela el proceso que ocurre en algún tipo particular de motor usando como medio de trabajo gases reales que representen los usados en el motor correspondiente. Para construir tal ciclo, son necesarios datos termodinámicos de los fluidos presentes en el motor.

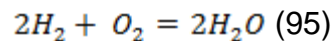
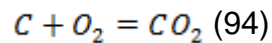
En el caso del ciclo aire-combustible, no se añade calor, sino una mezcla aire-combustible que es quemada al tiempo apropiado, desprendiendo calor como resultado.

Reacciones de combustión del carburante líquido³⁹

Se denomina composición química al contenido másico de cada elemento en el combustible. Se expresa en unidades de masa, acorde con la siguiente expresión:

$$C + H_c + O_c = 1Kg \quad (93)$$

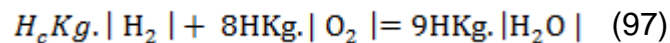
Cuando la combustión es completa se supone que el resultado de las reacciones del carbono y del hidrogeno con el oxígeno del aire, se forman anhídrido carbónico y vapor de agua respectivamente. En este caso la oxidación del carbono y del hidrógeno del combustible corresponde a las ecuaciones químicas:



En los cálculos de los productos iniciales y finales de la reacción en unidades másicas obtenemos: para C Kg. | C |

$$CKg. | C | + \frac{8}{3} CKg. | O_2 | = \frac{11}{3} CKg. | CO_2 | \quad (96)$$

Para H_c Kg. | H₂ |



³⁹ JOVAJ., M.S. Motores de Automóvil. ED. MIR. 1982. P. 38-67

Determinación de la cantidad teórica de aire necesaria para que se quemara totalmente el carburante líquido

La menor cantidad de oxígeno que se necesita suministrar desde el exterior al combustible para su completa oxidación se denomina cantidad teórica de oxígeno. De las ecuaciones (94) y (95) se deduce que para la combustión completa de 1Kg de combustible se necesita la siguiente cantidad de oxígeno:

$$O_0 = \frac{8}{3}C + 8H_C - O_C \quad (98)$$

Considerando que el contenido en masa de oxígeno en el aire es aproximadamente 23% y en volumen 21%, obtendremos respectivamente la cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1 [Kg] de combustible en Kg:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H_C - O_C \right) \quad (99)$$

O en Kmol,

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{21} + \frac{H_C}{4} - \frac{O_C}{32} \right) \quad (100)$$

La masa molecular aparente del aire es $\mu_a = 28,97$, por lo tanto:

$$l_0 = \mu_a L_0 = 28,97 L_0 \quad (101)$$

En el motor de automóvil la cantidad de aire realmente consumida puede ser, en función del tipo de formación de la mezcla, de las condiciones de encendido y combustión, así como del régimen de funcionamiento, mayor, igual o menor que la

necesaria teóricamente para la combustión completa. La relación entre la cantidad real de aire que ingresa al cilindro del motor (l , en Kg. o L , en Kmol) y la cantidad de aire teóricamente necesaria para la combustión de 1Kg. de carburante, se denomina coeficiente de exceso de aire y se designa con la letra α_a :

$$\alpha_a = l/l_0 \text{ o } \alpha_a = L/L_0 \text{ (102)}$$

Siendo la mezcla estequiométrica $L=L_0$ ($l = l_0$) el coeficiente de exceso de aire $\alpha_a = 1$; si $\alpha_a < 1$ (insuficiencia de oxígeno), la mezcla se denomina rica; cuando $\alpha_a > 1$ (exceso de oxígeno), la mezcla se denomina pobre.

En caso de $\alpha_a < 1$, debido a la insuficiencia de oxígeno, el combustible no se quema totalmente, como consecuencia de lo cual durante la combustión el desprendimiento de calor es incompleto y en los gases de escape aparecen los productos de la oxidación incompleta (CO, H, CH₄ y otros).

Cantidad de mezcla fresca

En el motor de encendido por chispa el aire y el combustible forman una mezcla la cual se suministra en el proceso de admisión al cilindro. La cantidad total de mezcla carburante necesaria (en Kmol), constituida por vapores de combustible y aire, en caso de combustión completa de 1 Kg de carburante es:

$$M_1 = \alpha_a L_0 + \frac{1}{\mu_c} \text{ (103)}$$

Donde: μ_c es la masa molecular del combustible y está entre 110 y 120 Kg/Kmol (ver tabla 16).

Tabla 16. Propiedades de la gasolina

Composición másica elemental	
C	0,855
H	0,145
O	-
Masa molecular media μ_c Kg/kmol	110-120
Poder calorífico del combustible H_u MJ/kg	44
Característica β_c del combustible	0,402

Fuente: Motores de automóviles, Jovaj

Para cualquier combustible la masa de la mezcla (en Kg):

$$G_l = l + \alpha_a l_0 \quad (104)$$

Cuando el combustible arde totalmente ($\alpha_a > 1$) los productos de la combustión están constituidos por anhídrido carbónico, vapor de agua, oxígeno sobrante y nitrógeno que se han formado como resultado de la reacción química.

Cantidad de productos de combustión

La cantidad de productos de combustión se halla mediante la siguiente fórmula:

$$M_2 = \frac{H_c}{2} + \alpha_a L_0 - \frac{\beta_c C}{12 \cdot 0,79} \quad (105)$$

En esta ecuación, β_c es llamado característica del combustible, que depende de la composición química del combustible y de la cantidad de oxígeno del aire. La característica β_c se encuentra según la expresión:

$$\beta_c = \frac{2,37}{c} \left(H_c - \frac{O_c}{8} \right) \quad (106)$$

El valor de la β_c para la gasolina puede encontrarse en la tabla 1. Del hecho de que esta ecuación se diferencia de la ecuación (88) se desprende que existe una cierta variación en el volumen cuando se comparan los productos de combustión y la mezcla fresca. La variación en el número de moles se denota como ΔM y se define como:

$$\Delta M = M_2 - M_1 \quad (107)$$

No obstante, esta variación es mejor expresarla mediante un solo coeficiente: el coeficiente teórico de variación molecular que se define como:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \quad (108)$$

Composición de los productos de la combustión siendo $\alpha_a < 1$ (combustión incompleta del carburante)

En estas condiciones, debido a la escasez de oxígeno, parte del carbono del combustible se oxida formando monóxido de carbono y parte del hidrogeno no reacciona con el oxígeno. El análisis de los gases de escape (para $\alpha_a < 1$) muestra que la relación entre el número de moles de hidrógeno y del monóxido de carbono es aproximadamente constante para el combustible dado y no depende de la magnitud α_a . Designemos esta relación por:

$$K_r = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} \quad (109)$$

Donde: M_{H_2} = fracción molar del H₂ en los producto, M_{CO} = fracción molar del CO en los productos.

De acuerdo a experimentos efectuados con gasolinas cuyo H/C = 0,17...0,19, la relación Kr está entre 0,45 y 0,50 y en caso de H/C = 0,13, Kr=0,30.

La cantidad (en Kmol) de cada componente que integra los productos de combustión se determina por las siguientes fórmulas:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} (110)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} (111)$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha_a - 1)L_0 (112)$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha_a L_0 (113)$$

La calidad del combustible se determina por el poder calorífico, es decir, por la cantidad de calor desprendido al quemar por completo una unidad másica de combustible líquido.

El poder calorífico del combustible puede determinarse quemando una muestra en una bomba calorimétrica especial. Como resultado de la combustión completa del combustible se forman anhídrido carbónico y vapor de agua. Al determinar la cantidad de calor desprendida en el calorímetro, los productos de combustión que se han formado en el proceso de la reacción se enfrían hasta la temperatura inicial. En este caso, el vapor de agua se condensa desprendiendo respectivamente calor. De esta manera se determina el poder calorífico superior H_o , es decir, todo el calor que se ha desprendido por efecto de la reacción. Sin embargo, en el motor de combustión interna los gases de escape se expulsan a alta temperatura, cuando no se produce la condensación del vapor de agua. Por eso, es más conveniente efectuar los cálculos con el poder calorífico inferior H_u , el

cual es menor que el superior en la magnitud del calor latente de vaporización del agua. No obstante, si se conoce su composición química, el poder calorífico inferior de un combustible se puede calcular aproximadamente aplicando una formula empírica. Se puede calcular el poder calorífico inferior de un combustible líquido (en J/Kg.) así:

$$H_U = [34,013C + 125,6H_C - 10,9(O_C - S) - 2,512(9H_C + W)] * 10^6 \quad (114)$$

Según esta fórmula, para una gasolina común H_u está cerca de los 44MJ/Kg. Dónde: W y S son la humedad contenida en 1Kg. De combustible y el porcentaje de azufre respectivamente, en Kg. Cuando $\alpha_a < 1$, debido a la combustión incompleta, la cantidad de calor desprendida disminuye:

$$(H_U)_{\alpha < 1} = H_u - (\Delta H_U)_{CO} - (\Delta H_U)_{H_2} \quad (115)$$

Dónde: $(\Delta H_U)_{CO}$ y $(\Delta H_U)_{H_2}$ son las fracciones del calor no desprendido debido a la presencia del monóxido de carbono e hidrógeno. Se puede calcular la fracción sumaria del calor que no se desprendió $(\Delta H_U)_{quim} = (\Delta H_U)_{CO} + (\Delta H_U)_{H_2}$ si se conoce a α_a . En este caso:

$$(\Delta H_U)_{quim} = A_U(1 - \alpha_a)L_0 \quad (116)$$

Donde: $(\Delta H_U)_{quim}$ se Expresa en J/Kg. Para $Kr=0,5...0,45$, $A_U = 114 * 10^6$ para $Kr=0,3$, $A_U = 116 * 10^6$

Anexo B. Cálculos termodinámicos en EES del motor

Figura 69. Ecuaciones termodinámicas en EES

$$P_o - P_a = (\text{betha}^2 + E_{ad}) \cdot W_{ad}^2 \cdot 0.5 \cdot \rho_o$$

$$P_o = 100000 \text{ [Pa]}$$

$$\text{betha} = \frac{W_c}{W_{ad}}$$

$$W_c = 8$$

$$W_{ad} = 60$$

$$\rho_o = \frac{P_a \cdot M_a}{R \cdot T_{o,k}}$$

$$T_{o,k} = 25 + 273 \text{ [°K]}$$

$$T_o = 25 \text{ [°C]}$$

$$R = 8.31$$

$$M_a = 0.028$$

$$P_a = 94060 \text{ [Pa]}$$

$$X = \text{betha}^2 + E_{ad}$$

$$T_r = 650 \text{ [°C]}$$

$$P_r = 120000 \text{ [Pa]}$$

$$e = 8$$

$$\Delta T = 10 \text{ [°C]}$$

$$\alpha = \left[\frac{T_o + \Delta T}{T_r} \right] \cdot \left[\frac{P_r}{e \cdot P_a - P_o} \right]$$

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \alpha \cdot T_r}{1 + \alpha}$$

compression

$$n_1 = 1.3 \text{ coeficiente politropico}$$

$$P_c = P_a \cdot e^{n_1}$$

$$T_c = T_a \cdot e^{(n_1 - 1)}$$

$$\text{tetha} = 1$$

combustion

$$M_r = 1.1$$

$$T_z = 1600$$

$$\text{landa}_p = M_e \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$M_e = \frac{M_r + \alpha}{1 + \alpha}$$

$$P_z = \text{landa}_p \cdot P_c$$

expulsion

$$P_b = P_z \cdot \frac{1}{e^{n_1}}$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{e^{(n_1 - 1)}}$$

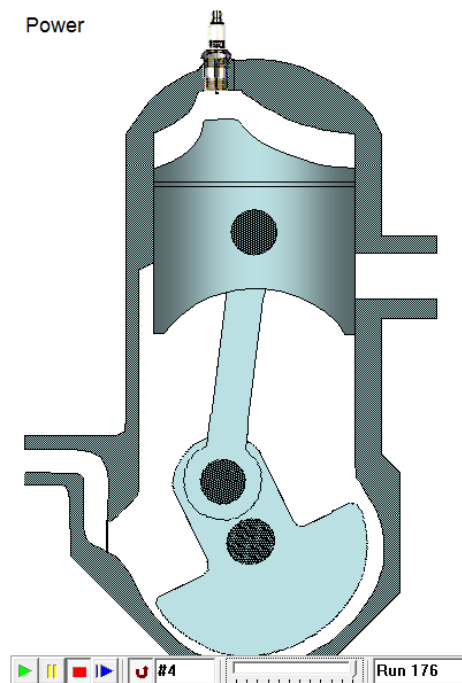
Figura 70. Resultados termodinámicos en EES

$\alpha = 0.009903$	$\text{betha} = 0.1333$	$\Delta T = 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$e = 8$
$E_{\text{ad}} = 3.085$	$\text{landa}_p = 22.97$	$M_a = 0.028$	$M_e = 1.099$
$M_r = 1.1$	$n_1 = 1.3$	$P_a = 94060 \text{ [Pa]}$	$P_b = 2.160\text{E}+06 \text{ [Pa]}$
$P_c = 1.404\text{E}+06 \text{ [Pa]}$	$P_o = 100000 \text{ [Pa]}$	$P_r = 120000 \text{ [Pa]}$	$P_z = 3.225\text{E}+07 \text{ [Pa]}$
$R = 8.31$	$\rho_o = 1.064$	$\text{tetha} = 1$	$T_a = 41.03 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$T_b = 857.4 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_c = 76.57 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_o = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{o,k} = 298 \text{ [K]}$
$T_r = 650 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_z = 1600 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$W_{\text{ad}} = 60$	$W_c = 8$
$X = 3.103$			

Anexo C. Simulación de motor de dos tiempos en EES

El programa de EES nos muestra no solo el comportamiento termodinámico del motor, también el movimiento dinámico del sistema (figura 68).

Figura 71. Representación de la simulación del motor de 2T en EES



Fuente: EES

Tabla 17. Resultados termodinámicos de la simulación del motor 2T en EES

θ [°]	V [m ³]	T [°K]	P [Kpa]	θ [°]	V [m ³]	T [°K]	P [Kpa]
0	5,188E-05	1600	4404	18	0,0001087	1269	1667
2	5,821E-05	1544	3787	20	0,0001149	1246	1548
4	6,455E-05	1495	3308	22	0,0001212	1225	1444
6	7,088E-05	1452	2926	24	0,0001274	1205	1351
8	7,721E-05	1414	2615	26	0,0001336	1187	1269
10	8,352E-05	1379	2358	28	0,0001397	1170	1195

θ [°]	V [m ³]	T [°K]	P [Kpa]	θ [°]	V [m ³]	T [°K]	P [Kpa]
12	8,983E-05	1348	2143	30	0,0001459	1154	1129
14	9,613E-05	1319	1960	32	0,000152	1138	1069
16	0,0001024	1293	1803	34	0,000158	1124	1015
36	0,0001641	1110	965,8	114	0,0003564	632,1	110
38	0,0001701	1097	920,7	116	0,0003598	617,2	110,3
40	0,0001761	1084	879,3	118	0,0003631	607,3	110,4
42	0,000182	1073	841,4	120	0,0003664	597,5	110,4
44	0,0001879	1061	806,4	122	0,0003695	588,3	110,4
46	0,0001938	1050	774,1	124	0,0003725	579,5	110,3
48	0,0001996	1040	744,2	126	0,0003754	571,2	110,3
50	0,0002053	1030	716,4	128	0,0003782	563,2	110,3
52	0,0002111	1021	690,6	130	0,000381	555,7	110,2
54	0,0002167	1012	666,6	132	0,0003836	548,4	110,2
56	0,0002224	1003	644,2	134	0,0003861	541,5	110,1
58	0,0002279	994,9	623,2	136	0,0003886	534,9	110
60	0,0002334	986,9	603,6	138	0,0003909	528,5	109,9
62	0,0002389	979,2	585,2	140	0,0003931	522,4	109,8
64	0,0002443	971,8	568	142	0,0003952	516,5	109,7
66	0,0002496	964,7	551,8	144	0,0003972	510,8	109,6
68	0,0002549	957,9	536,5	146	0,0003991	505,3	109,4
70	0,0002602	951,3	522,1	148	0,0004009	500	109,3
72	0,0002653	945	508,6	150	0,0004026	494,9	109,2
74	0,0002704	938,9	495,8	152	0,0004042	489,9	109
76	0,0002754	933	483,6	154	0,0004057	485	108,9
78	0,0002804	927,3	472,2	156	0,0004071	480,3	108,7
80	0,0002853	921,8	461,4	158	0,0004083	475,8	108,5
82	0,0002901	916,6	451,1	160	0,0004095	471,3	108,3
84	0,0002949	911,5	441,4	162	0,0004105	466,9	108,1
86	0,0002995	906,6	432,2	164	0,0004115	462,7	107,9
88	0,0003041	901,8	423,4	166	0,0004123	458,5	107,7
90	0,0003086	897,2	415,1	168	0,000413	454,4	107,5
92	0,0003131	892,8	407,2	170	0,0004136	450,4	107,3
94	0,0003174	888,6	399,7	172	0,0004141	446,5	107
96	0,0003217	884,5	392,5	174	0,0004145	442,6	106,8
98	0,0003259	880,5	385,7	176	0,0004148	438,8	106,5

θ [°]	V [m ³]	T [°K]	P [Kpa]	θ [°]	V [m ³]	T [°K]	P [Kpa]
100	0,00033	876,7	379,3	178	0,0004149	435,1	106,2
102	0,0003341	873	373,1	180	0,000415	431,4	106
104	0,000338	869,5	367,3	182	0,0004149	427,7	105,7
106	0,0003419	632,1	110	184	0,0004148	424,1	105,4
108	0,0003456	632,1	110	186	0,0004145	420,6	105,1
110	0,0003493	632,1	110	188	0,0004141	417	104,8
112	0,0003529	632,1	110	190	0,0004136	413,5	104,4
192	0,000413	410	104,1	270	0,0003086	306,7	98,91
194	0,0004123	406,5	103,8	272	0,0003041	308,5	101
196	0,0004115	403,1	103,4	276	0,0002949	312,3	105,4
198	0,0004105	399,7	103	278	0,0002901	314,4	107,9
200	0,0004095	396,2	102,6	280	0,0002853	316,5	110,4
202	0,0004083	392,8	102,2	282	0,0002804	318,7	113,1
204	0,0004071	389,4	101,8	286	0,0002704	323,3	119
206	0,0004057	386	101,4	288	0,0002653	325,8	122,2
208	0,0004042	382,5	101	292	0,0002549	331	129,2
210	0,0004026	379,1	100,5	294	0,0002496	333,8	133,1
212	0,0004009	375,7	100,1	296	0,0002443	336,7	137,2
214	0,0003991	372,2	99,58	300	0,0002334	342,8	146,2
216	0,0003972	368,7	99,09	302	0,0002279	346,1	151,1
218	0,0003952	365,2	98,57	304	0,0002224	349,5	156,5
220	0,0003931	361,7	98,05	308	0,0002111	356,9	168,3
222	0,0003909	358,2	97,5	310	0,0002053	360,8	174,9
224	0,0003886	354,6	96,94	312	0,0001996	364,9	182
226	0,0003861	350,9	96,35	314	0,0001938	369,2	189,7
228	0,0003836	347,3	95,75	316	0,0001879	373,7	198
230	0,000381	343,6	95,13	318	0,000182	378,5	207
232	0,0003782	339,8	94,49	320	0,0001761	383,5	216,8
234	0,0003754	336	93,82	324	0,0001641	394,4	239,3
236	0,0003725	332,2	93,13	326	0,000158	400,3	252,1
238	0,0003695	328,3	92,42	328	0,000152	406,6	266,3
240	0,0003664	324,3	91,68	330	0,0001459	413,2	282
244	0,0003598	316,2	90,13	334	0,0001336	427,8	318,9
246	0,0003564	312	89,31	336	0,0001274	435,9	340,7
248	0,0003529	307,7	88,46	338	0,0001212	444,6	365,2

θ [°]	V [m ³]	T [°K]	P [Kpa]	θ [°]	V [m ³]	T [°K]	P [Kpa]
250	0,0003493	303,4	87,58	340	0,0001149	453,9	393,1
252	0,0003456	299	86,67	342	0,0001087	463,9	424,9
254	0,0003419	294,4	85,72	344	0,0001024	474,8	461,5
256	0,000338	289,8	84,74	346	9,613E-05	486,7	503,9
258	0,0003341	297,2	88,54	348	8,983E-05	499,6	553,6
260	0,00033	298,6	90,06	350	8,352E-05	513,9	612,4
262	0,0003259	300,1	91,65	352	7,721E-05	529,7	682,9
264	0,0003217	301,7	93,33	354	7,088E-05	547,3	768,6
268	0,0003131	305	96,95	360	5,188E-05	1600	4404

Anexo D. Modelamiento grafico de la presión en función del ángulo de giro en Excel

La ecuación que corresponde a la presión en función del ángulo (tabla 9), la cual es una aproximación para poder simularla en Simulink es:

$$P_y = e^{k \cdot \ln \left(\frac{1 - \cos \varphi_i + \frac{2}{\varepsilon - 1}}{1 - \cos \varphi + \frac{2}{\varepsilon - 1}} \right) + \ln(P_{max})}$$

Tabla 18. Resultados de presiones del motor de dos tiempos con respecto al ángulo de giro

θ [°]	P [Kpa]	θ [°]	P [Kpa]	θ [°]	P [Kpa]	θ [°]	P [Kpa]
0	4400	108	723,368081	216	543,245948	324	2570,55211
4	4360,95196	112	693,393233	220	555,198937	328	2811,77835
8	4247,9449	116	666,491336	224	568,785915	332	3068,1388
12	4072,34885	120	642,36025	228	584,13511	336	3333,52898
16	3850,10366	124	620,737497	232	601,395091	340	3598,5105
20	3598,5105	128	601,395091	236	620,737497	344	3850,10366
24	3333,52898	132	584,13511	240	642,36025	348	4072,34885
28	3068,1388	136	568,785915	244	666,491336	352	4247,9449
32	2811,77835	140	555,198937	248	693,393233	356	4360,95196
36	2570,55211	144	543,245948	252	723,368081	360	4400
40	2347,83374	148	532,816755	256	756,763709		
44	2144,97564	152	523,817245	260	793,980616		
52	1797,90502	160	509,801756	268	881,792932		
56	1651,46894	164	504,664642	272	933,53063		
60	1521,08452	168	500,712929	276	991,395842		
64	1405,1379	172	497,913492	280	1056,19497		
72	1210,41207	180	495,687754	288	1210,41207		
76	1128,85042	184	496,243043	292	1302,0661		
80	1056,19497	188	497,913492	296	1405,1379		
84	991,395842	192	500,712929	300	1521,08452		

θ [°]	P [Kpa]	θ [°]	P [Kpa]	θ [°]	P [Kpa]	θ [°]	P [Kpa]
88	933,53063	196	504,664642	304	1651,46894		
92	881,792932	200	509,801756	308	1797,90502		
96	835,480002	204	516,167765	312	1961,95754		
100	793,980616	208	523,817245	316	2144,97564		
104	756,763709	212	532,816755	320	2347,83374		

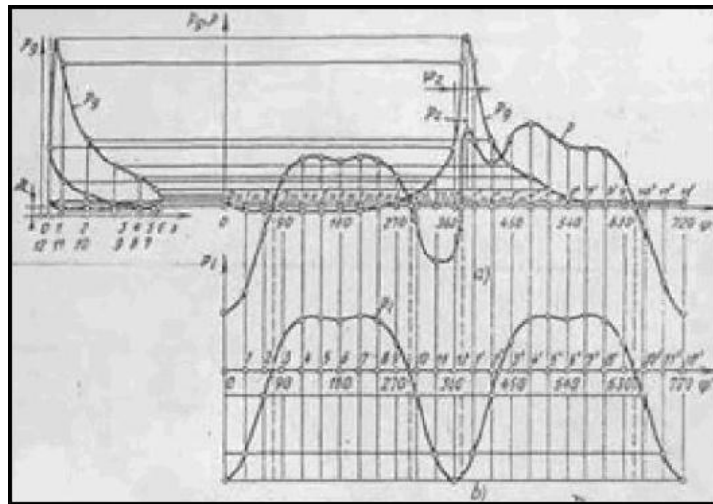
Anexo E. Fuerzas que actúan en el mecanismo biela-manivela

⁴⁰El análisis de las fuerzas que actúan en el mecanismo biela-manivela es indispensable para calcular la resistencia mecánica de las piezas del motor y para determinar las cargas sobre los cojinetes. Este análisis se efectúa para un determinado régimen de funcionamiento del motor. En consecuencia con el método cinetostático, al calcular el mecanismo biela-manivela del motor se consideran las cargas provenientes de las fuerzas de presión de los gases en el cilindro, mientras que las fuerzas de fricción se desprecian. El cárter motor se considera inmóvil y se adopta que el cigüeñal gira con velocidad angular constante. Además, las fuerzas de inercia de las masas en movimiento del mecanismo biela-manivela se dividen en fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo y fuerzas de inercia de las masas con movimiento giratorio.

La presión de los gases sobre el pistón $p_g = f(s)$ y, respectivamente la fuerza de presión de los gases $P_g = p_g F_p$ (donde F_p es el área del pistón) se determinan del diagrama indicado, el cual se construye a partir de los resultados del cálculo térmico (que generalmente se hace para la potencia nominal y la velocidad de rotación respectiva). Para reconstruir gráficamente este diagrama obteniendo el desarrollo en función del ángulo de rotación del cigüeñal $p_g = f(\varphi)$, aplicando la fórmula (1) se calcula el desplazamiento del pistón s y se trazan el diagrama desde el PMS (figura 72) los valores correspondientes a cada ángulo determinado (prácticamente cada 15° o 30°) de rotación del cigüeñal.

⁴⁰ *Ibid*, pp. 387-400

Figura 72. Construcción de las curvas referentes a la variación de las diferentes fuerzas en función del ángulo de rotación del cigüeñal



Fuente: Motores de automóviles, Jovaj

La presión de los gases en el cilindro del motor origina la fuerza p'_g , aplicada en la culata esta fuerza actúa a lo largo del eje del cilindro, su magnitud es igual pero está en sentido contrario a la fuerza P_g que actúa sobre el pistón.

Los valores de m_p y m_b se eligen de acuerdo a los datos de las estructuras existentes. Las masas constructivas m'_p y m'_b , referidas a la unidad de superficie del pistón se ilustran en la siguiente tabla:

Tabla 19. Masas referidas al pistón

Motores	Masa del pistón de aleación de aluminio m'_p	Masa de la biela m'_b
De carburador ($D = 60 - 100 \text{ mm}$)	100-150 (10-15)	120-200 (12-20)
Diesel ($D = 80 - 120 \text{ mm}$)	200-300 (20-30)	250-350(25-35)

Fuente: Motores de automóviles, Jovaj

En conformidad con el sistema adoptado, en el cual dos masa dinámicamente reemplazan en el mecanismo biela-manivela, las fuerzas de inercia se reducen a dos: la fuerza de inercia P_i de las masas que tienen movimiento alternativo y la centrífuga de inercia Z_R de las masas rotativas. La fuerza de inercia de las masas con movimiento alternativo es:

$$P_i = -m_i a = -m_i R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k \lambda \sin \varphi) \quad (117)$$

La fuerza de inercia de las masas con movimiento alternativo en el sistema del mecanismo biela-manivela se manifiesta en forma de una fuerza libre de magnitud y signo variable que actúa a lo largo del eje del cilindro.

La fuerza centrífuga de las masas rotativas del mecanismo biela-manivela:

$$Z_R = -m_R R \omega^2 \quad (118)$$

Está siempre dirigida a lo largo del radio de la manivela, tiene un valor constante y está aplicada en el centro B del muñón de biela de la manivela.

Anexo F. Modelamiento en Excel de fuerzas inerciales

Tabla 20. Fuerzas inerciales del motor Shindaiwa B450

Ángulo [°]	Fuerza de primer orden[N]	Fuerza de Segundo orden[N]	Ángulo [°]	Fuerza de primer orden[N]	Fuerza de Segundo orden[N]
0	990	297	70	338,5999419	-227,5151996
2	989,3969187	296,2765229	72	305,9268244	-240,2780473
4	987,5884098	294,1096164	74	272,8809823	-251,8702846
6	984,5766764	290,5098374	76	239,5026766	-262,2354351
8	980,3653881	285,4947237	78	205,8325739	-271,3230009
10	974,9596755	279,0887084	80	171,9116959	-279,0887084
12	968,3661247	271,3230009	82	137,78137	-285,4947237
14	960,592769	262,2354351	84	103,4831786	-290,5098374
16	951,649079	251,8702846	86	69,05890901	-294,1096164
18	941,5459511	240,2780473	88	34,55050174	-296,2765229
20	930,2956946	227,5151996	90	6,06448E-14	-297
22	917,912016	213,6439207	92	-34,55050174	-296,2765229
24	904,4100031	198,7317901	94	-69,05890901	-294,1096164
26	889,8061058	182,8514582	96	-103,4831786	-290,5098374
28	874,1181169	166,0802923	98	-137,78137	-285,4947237
30	857,3651497	148,5	100	-171,9116959	-279,0887084
32	839,5676152	130,1962306	102	-205,8325739	-271,3230009
34	820,7471968	111,2581582	104	-239,5026766	-262,2354351
36	800,9268244	91,77804733	106	-272,8809823	-251,8702846
38	780,1306461	71,85080299	108	-305,9268244	-240,2780473
40	758,3839987	51,57350877	110	-338,5999419	-227,5151996
42	735,7133772	31,04495359	112	-370,8605275	-213,6439207
44	712,1464023	10,36515052	114	-402,6692766	-198,7317901
46	687,7117868	-10,36515052	116	-433,9874353	-182,8514582
48	662,4393003	-31,04495359	118	-464,7768472	-166,0802923
50	636,3597336	-51,57350877	120	-495	-148,5
52	609,5048606	-71,85080299	122	-524,6200716	-130,1962306
54	581,9073998	-91,77804733	124	-553,6009744	-111,2581582

Ángulo [°]	Fuerza de primer orden[N]	Fuerza de Segundo orden[N]	Ángulo [°]	Fuerza de primer orden[N]	Fuerza de Segundo orden[N]
56	553,6009744	-111,2581582	126	-581,9073998	-91,77804733
58	524,6200716	-130,1962306	128	-609,5048606	-71,85080299
60	495	-148,5	130	-636,3597336	-51,57350877
62	464,7768472	-166,0802923	132	-662,4393003	-31,04495359
64	433,9874353	-182,8514582	134	-687,7117868	-10,36515052
66	402,6692766	-198,7317901	136	-712,1464023	10,36515052
68	370,8605275	-213,6439207	138	-735,7133772	31,04495359
140	-758,3839987	51,57350877	216	-800,9268244	91,77804733
142	-780,1306461	71,85080299	218	-780,1306461	71,85080299
144	-800,9268244	91,77804733	220	-758,3839987	51,57350877
146	-820,7471968	111,2581582	222	-735,7133772	31,04495359
148	-839,5676152	130,1962306	224	-712,1464023	10,36515052
150	-857,3651497	148,5	226	-687,7117868	-10,36515052
152	-874,1181169	166,0802923	228	-662,4393003	-31,04495359
154	-889,8061058	182,8514582	230	-636,3597336	-51,57350877
156	-904,4100031	198,7317901	232	-609,5048606	-71,85080299
158	-917,912016	213,6439207	234	-581,9073998	-91,77804733
160	-930,2956946	227,5151996	236	-553,6009744	-111,2581582
162	-941,5459511	240,2780473	238	-524,6200716	-130,1962306
164	-951,649079	251,8702846	240	-495	-148,5
166	-960,592769	262,2354351	242	-464,7768472	-166,0802923
168	-968,3661247	271,3230009	244	-433,9874353	-182,8514582
170	-974,9596755	279,0887084	246	-402,6692766	-198,7317901
172	-980,3653881	285,4947237	248	-370,8605275	-213,6439207
174	-984,5766764	290,5098374	250	-338,5999419	-227,5151996
176	-987,5884098	294,1096164	252	-305,9268244	-240,2780473
178	-989,3969187	296,2765229	254	-272,8809823	-251,8702846
180	-990	297	256	-239,5026766	-262,2354351
182	-989,3969187	296,2765229	258	-205,8325739	-271,3230009
184	-987,5884098	294,1096164	260	-171,9116959	-279,0887084
186	-984,5766764	290,5098374	262	-137,78137	-285,4947237
188	-980,3653881	285,4947237	264	-103,4831786	-290,5098374
190	-974,9596755	279,0887084	266	-69,05890901	-294,1096164
192	-968,3661247	271,3230009	268	-34,55050174	-296,2765229
194	-960,592769	262,2354351	270	-1,81935E-13	-297

Ángulo [°]	Fuerza de primer orden[N]	Fuerza de Segundo orden[N]	Ángulo [°]	Fuerza de primer orden[N]	Fuerza de Segundo orden[N]
196	-951,649079	251,8702846	272	34,55050174	-296,2765229
198	-941,5459511	240,2780473	274	69,05890901	-294,1096164
200	-930,2956946	227,5151996	276	103,4831786	-290,5098374
202	-917,912016	213,6439207	278	137,78137	-285,4947237
204	-904,4100031	198,7317901	280	171,9116959	-279,0887084
206	-889,8061058	182,8514582	282	205,8325739	-271,3230009
208	-874,1181169	166,0802923	284	239,5026766	-262,2354351
210	-857,3651497	148,5	286	272,8809823	-251,8702846
212	-839,5676152	130,1962306	288	305,9268244	-240,2780473
214	-820,7471968	111,2581582	290	338,5999419	-227,5151996
292	370,8605275	-213,6439207	328	839,5676152	130,1962306
294	402,6692766	-198,7317901	330	857,3651497	148,5
296	433,9874353	-182,8514582	332	874,1181169	166,0802923
298	464,7768472	-166,0802923	334	889,8061058	182,8514582
300	495	-148,5	336	904,4100031	198,7317901
302	524,6200716	-130,1962306	338	917,912016	213,6439207
304	553,6009744	-111,2581582	340	930,2956946	227,5151996
306	581,9073998	-91,77804733	342	941,5459511	240,2780473
308	609,5048606	-71,85080299	344	951,649079	251,8702846
310	636,3597336	-51,57350877	346	960,592769	262,2354351
312	662,4393003	-31,04495359	348	968,3661247	271,3230009
314	687,7117868	-10,36515052	350	974,9596755	279,0887084
316	712,1464023	10,36515052	352	980,3653881	285,4947237
318	735,7133772	31,04495359	354	984,5766764	290,5098374
320	758,3839987	51,57350877	356	987,5884098	294,1096164
322	780,1306461	71,85080299	358	989,3969187	296,2765229
324	800,9268244	91,77804733	360	990	297

Anexo G. Catalogo Machine Elements de ELESA

Figura 73. Catálogo de amortiguadores (a)

DVA

Vibration-damping elements

1 Base

- DVA: glossy zinc-plated steel.
- DVA-SST: AISI 304 stainless steel.

2 Vibration-damping body

Natural rubber NR, hardness 55±5 Shore A, black colour.

3 Standard executions

- DVA.1: glossy zinc-plated steel threaded studs.
- DVA.1-SST: AISI 304 stainless steel threaded studs.
- DVA.2: threaded stud and boss in glossy zinc-plated steel, threaded blind hole.
- DVA.2-SST: threaded stud and boss in AISI 304 stainless steel, threaded blind hole.
- DVA.3: glossy zinc-plated steel bosses, threaded blind hole.
- DVA.3-SST: AISI 304 stainless steel bosses, threaded blind hole.
- DVA.4: glossy zinc-plated steel threaded stud.
- DVA.4-SST: AISI 304 stainless steel threaded stud.
- DVA.5: glossy zinc-plated steel boss, threaded blind hole.
- DVA.5-SST: AISI 304 stainless steel boss, threaded blind hole.
- DVA.6: glossy zinc-plated steel threaded stud.
- DVA.6-SST: AISI 304 stainless steel threaded stud.
- DVA.7: glossy zinc-plated steel boss, threaded blind hole.
- DVA.7-SST: AISI 304 stainless steel boss, threaded blind hole.

4 Special executions on request

- Natural rubber NR, hardness 40±5 Shore A.
- Natural rubber NR, hardness 70±5 Shore A.

5 Features and applications

ELESA vibration-damping elements have been designed to damp vibrations, shocks and noises produced by moving bodies or non-balanced vibrating masses of equipment and machines which can cause:

- malfunctioning and reduction of the machine lifespan and/or of the adjacent ones;
- damage to operator's health;
- noise.

6 Technical data and guidelines for the choice

1) Basic data required:

- disturbing frequency: the frequency of the disturbing vibration produced by a on-duty machine. In general, it is obtained by the number of rotations of the engine [Hz=r.p.m./60];
- the load applied to every single vibration-damping element [N];
- the isolation degree required [%];
- the deflection value of the vibration-damping element under a given load [mm].

the rigidity, that is to say the load that applied to the vibration-damping element produces a deflection of 1.0 mm [N/mm].

For DVA.6 and DVA.7 the non-linear progress of the rigidity as reported in the graphs.

2) How to choose the vibration-damping element:

- with reference to the diagram for checking the isolation degree, intersect the disturbing frequency value with the isolation degree required (each isolation degree corresponds to a line in the diagram) and define the deflection [in mm];
- divide the load applied onto the vibration-damping element by the deflection value to obtain the required rigidity of the vibration-damping element;
- compare the rigidity obtained with the rigidity shown in the table and choose the vibration-damping element which presents the nearest value (lower) to the calculated one.

3) Check the values obtained:

- the deflection of the vibration-damping element chosen can be obtained in the graphs on the basis of the load;
- intersect the disturbing frequency value with the vibration-damping element deflection value in the diagram to obtain the isolation degree offered by the vibration-damping element chosen;
- compare the obtained value with the isolation degree required.

4) Example:

Conditions of use:

- disturbing frequency= 50 Hz (3,000 r.p.m.);
- load applied on each vibration-damping element 120 N;
- 90% isolation required;
- diagram shows that with a 50 Hz disturbing frequency and an isolation degree of 90%, the deflection obtained is 1,0 mm;
- divide the load applied by the deflection obtained to define the rigidity required, which is $120/1.0 = 120$ N/mm;

Machine elements

508

- compare the rigidity value obtained (120 N/mm) with the values reported in the table;

- the values reported in table, for type DVA.1, show that the vibration-damping element which should be used is DVA.1-25-20-M6-18-55.

For a further check:

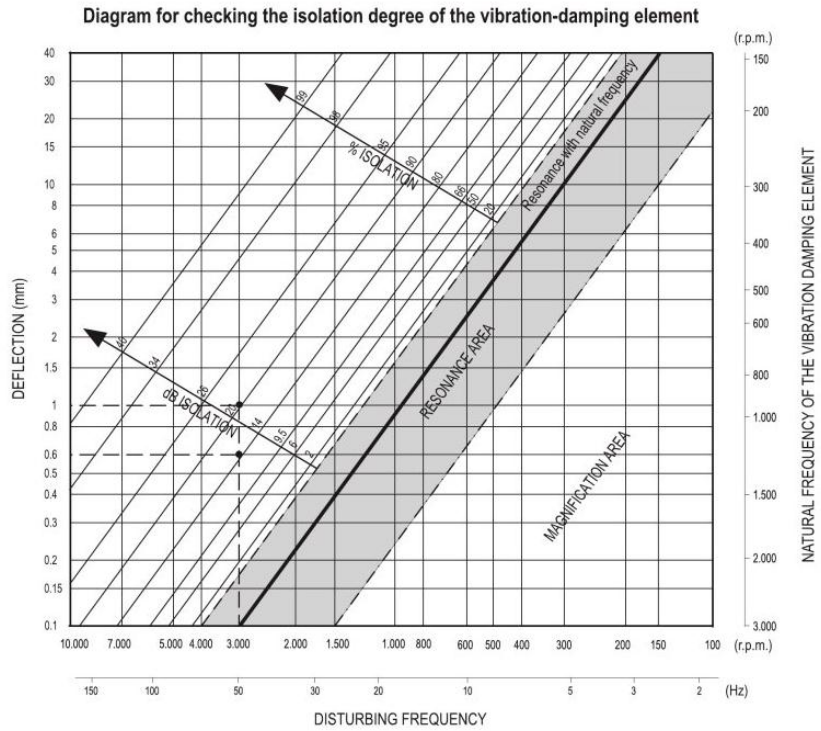
- graph shows that DVA.1-25-20-M6-18-55 (120 N/mm) deflection is 1.0 mm;
- by intersecting the deflection value with the disturbing frequency of 50 Hz in the diagram, the isolation degree obtained is 90%.

This value is the same as the required one; your choice has proved to be correct.

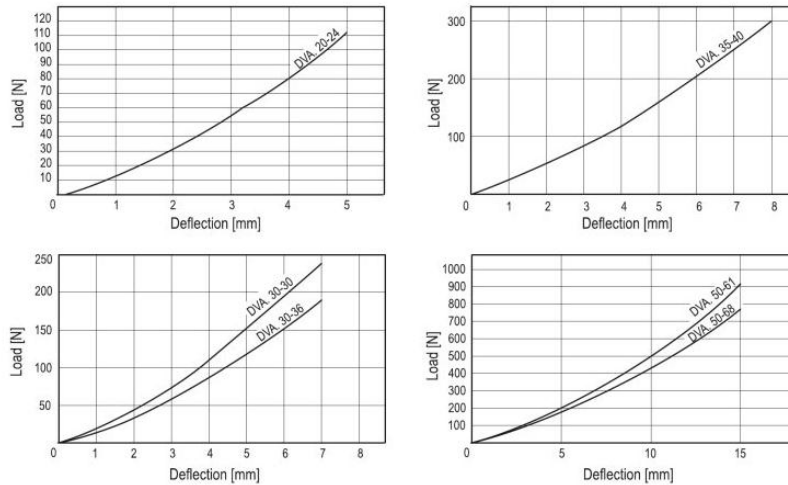
Models all rights reserved in accordance with the law. Always mention the source when reproducing our drawings.

Fuente: DIRECTINDUSTRY Machine-elements [en línea] disponible en: <http://pdf.directindustry.es/pdf-en/elesa/machine-elements/9336-352879.html#open>

Figura 74. Catálogo de amortiguadores (b)



Graphs (DVA.6 - DVA.7)



Machine elements

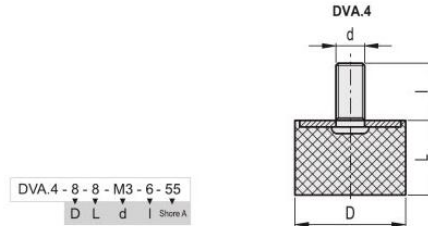
Models all rights reserved in accordance with the law. Always mention the source when reproducing our drawings.



Fuente: DIRECTINDUSTRY Machine-elements [en línea] disponible en: <http://pdf.directindustry.es/pdf-en/elesa/machine-elements/9336-352879.html#open>

Figura 75. Catálogo de amortiguadores (c)

DVA.4



DVA.4										DVA.4-SST	
Elesa Standards		Main dimensions				Max load	Max deflection	Stiffness	Δz	Elesa Standards	
Code	Description	D	L	d	l	[N]	[mm]	[N/mm]	g	Code	Description
412700	DVA.4-8-8-M3-6-55	8	8	M3	6	40	2	20	3	410301	DVA.4-8-8-SST-M3-6-55
412701	DVA.4-10-10-M4-10-55	10	10	M4	10	59	2.5	24	2	410305	DVA.4-10-10-SST-M4-10-55
412703	DVA.4-10-15-M4-10-55	10	15	M4	10	78	3.75	21	3	410307	DVA.4-10-15-SST-M4-10-55
412706	DVA.4-15-10-M4-10-55	15	10	M4	10	154	2	77	4	410311	DVA.4-15-10-SST-M4-10-55
412709	DVA.4-15-15-M4-10-55	15	15	M4	10	241	3.75	64	5	410313	DVA.4-15-15-SST-M4-10-55
412711	DVA.4-15-20-M4-10-55	15	20	M4	10	287	5	57	7	410315	DVA.4-15-20-SST-M4-10-55
412716	DVA.4-15-30-M4-10-55	15	30	M4	10	210	7.5	28	9	410317	DVA.4-15-30-SST-M4-10-55
412721	DVA.4-20-10-M6-18-55	20	10	M6	18	315	2.5	126	15	410321	DVA.4-20-10-SST-M6-18-55
412741	DVA.4-20-15-M6-18-55	20	15	M6	18	289	3.75	77	10	410323	DVA.4-20-15-SST-M6-18-55
412746	DVA.4-20-20-M6-18-55	20	20	M6	18	302	5	60	13	410325	DVA.4-20-20-SST-M6-18-55
412751	DVA.4-20-30-M6-18-55	20	30	M6	18	285	7	38	23	410327	DVA.4-20-30-SST-M6-18-55
412756	DVA.4-25-15-M6-18-55	25	15	M6	18	612	3.75	163	18	410331	DVA.4-25-15-SST-M6-18-55
412761	DVA.4-25-17-M6-18-55	25	17	M6	18	770	4.25	181	20	410333	DVA.4-25-17-SST-M6-18-55
412766	DVA.4-25-20-M6-18-55	25	20	M6	18	560	5	112	20	410335	DVA.4-25-20-SST-M6-18-55
412771	DVA.4-25-30-M6-18-55	25	30	M6	18	509	7.5	68	25	410337	DVA.4-25-30-SST-M6-18-55
412776	DVA.4-30-15-M8-20-55	30	15	M8	20	934	3.75	294	30	410341	DVA.4-30-15-SST-M8-20-55
412781	DVA.4-30-17-M8-20-55	30	17	M8	20	1960	4.25	460	31	410343	DVA.4-30-17-SST-M8-20-55
412801	DVA.4-30-20-M8-20-55	30	20	M8	20	924	5	185	35	410345	DVA.4-30-20-SST-M8-20-55
412811	DVA.4-30-25-M8-20-55	30	25	M8	20	815	6.25	130	38	410347	DVA.4-30-25-SST-M8-20-55
412821	DVA.4-30-30-M8-20-55	30	30	M8	20	876	7.5	117	43	410349	DVA.4-30-30-SST-M8-20-55
412831	DVA.4-40-20-M8-23-55	40	20	M8	23	1235	5	247	55	410351	DVA.4-40-20-SST-M8-23-55
412836	DVA.4-40-25-M8-23-55	40	25	M8	23	1546	6.25	247	60	410353	DVA.4-40-25-SST-M8-23-55
412841	DVA.4-40-30-M8-23-55	40	30	M8	23	1600	7.5	213	73	410355	DVA.4-40-30-SST-M8-23-55
412861	DVA.4-40-40-M8-23-55	40	40	M8	23	1820	10	182	83	410357	DVA.4-40-40-SST-M8-23-55
412881	DVA.4-50-20-M10-28-55	50	20	M10	28	2587	5	517	90	410361	DVA.4-50-20-SST-M10-28-55
412901	DVA.4-50-30-M10-28-55	50	30	M10	28	2453	7.5	327	118	410363	DVA.4-50-30-SST-M10-28-55
412921	DVA.4-50-40-M10-28-55	50	40	M10	28	2468	10	247	140	410365	DVA.4-50-40-SST-M10-28-55
412931	DVA.4-60-20-M10-28-55	60	20	M10	28	3630	5	726	219	410371	DVA.4-60-20-SST-M10-28-55
412936	DVA.4-60-40-M10-28-55	60	40	M10	28	3400	10	340	195	410373	DVA.4-60-40-SST-M10-28-55
412941	DVA.4-70-40-M10-28-55	70	40	M10	28	4100	10	410	265	410377	DVA.4-70-40-SST-M10-28-55
412951	DVA.4-70-55-M10-28-55	70	55	M10	28	4500	13.75	327	357	410379	DVA.4-70-55-SST-M10-28-55
412961	DVA.4-75-25-M12-37-55	75	25	M12	37	4700	6.25	752	223	410381	DVA.4-75-25-SST-M12-37-55
412971	DVA.4-75-40-M12-37-55	75	40	M12	37	4500	10	450	310	410383	DVA.4-75-40-SST-M12-37-55
412981	DVA.4-75-50-M12-37-55	75	50	M12	37	4400	12.5	352	340	410385	DVA.4-75-50-SST-M12-37-55
413001	DVA.4-100-40-M16-41-55	100	40	M16	41	14000	10	1400	570	410391	DVA.4-100-40-SST-M16-41-55
413011	DVA.4-100-50-M16-41-55	100	50	M16	41	16250	12.5	1300	655	410393	DVA.4-100-50-SST-M16-41-55
413021	DVA.4-100-60-M16-41-55	100	60	M16	41	16500	15	1100	830	410395	DVA.4-100-60-SST-M16-41-55

Models all rights reserved in accordance with the law. Always mention the source when reproducing our drawings.



Machine elements

513

Fuente: DIRECTINDUSTRY Machine-elements [en línea] disponible en:
<http://pdf.directindustry.es/pdf-en/elsa/machine-elements/9336-352879.html#open>

Anexo H. Comportamiento vibratorio del banco de pruebas

Figura 76. Sistema de ecuaciones en EES de vibraciones

$$F_{na} = 29,215 \text{ [rad/s]} \text{ frecuencia natural del amortiguador}$$

$$F_{nb} = \sqrt{\frac{K}{M}} \text{ frecuencia natural del Banco}$$

$$F_m = \frac{\omega_{motor} \cdot 2 \cdot \pi}{60} \text{ frecuencia del motor}$$

$$\text{betha} = \frac{F_m}{F_{nb}} \text{ frecuencia relativa}$$

$$Z = \frac{C}{2 \cdot \sqrt{K \cdot M}} \text{ amortiguación relativa}$$

$$K = 3, \times 10^6 \text{ [N/m]} \text{ constante de amortiguamiento}$$

$$M = 80 \text{ [Kg]} \text{ masa}$$

$$C = 3100 \text{ [N*s/m]} \text{ coeficiente de amortiguamiento}$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1 - \text{betha}^2)^2 + 2 \cdot Z \cdot \text{betha}^2}} \text{ fuerza transmitida relativa}$$

Tabla 21. Resultados de vibraciones del banco de pruebas

β	μ	ω_{motor}	β	μ	ω_{motor}
2,704	0,1556	5000	4,106	0,06264	7593
2,804	0,1433	5185	4,206	0,05954	7778
2,904	0,1325	5370	4,306	0,05666	7963
3,004	0,1229	5556	4,406	0,05399	8148
3,104	0,1143	5741	4,506	0,05151	8333
3,205	0,1066	5926	4,607	0,0492	8519
3,305	0,09969	6111	4,707	0,04704	8704
3,405	0,09344	6296	4,807	0,04502	8889
3,505	0,08777	6481	4,907	0,04314	9074
3,605	0,08261	6667	5,007	0,04136	9259

β	μ	ω_{motor}	β	μ	ω_{motor}
3,705	0,0779	6852	5,107	0,0397	9444
3,805	0,07359	7037	5,207	0,03814	9630
3,906	0,06964	7222	5,308	0,03667	9815
4,006	0,066	7407	5,408	0,03528	10000

Anexo I. Planos en solidworks del banco de pruebas.

Figura 77. Modelo ensamblado del banco de pruebas

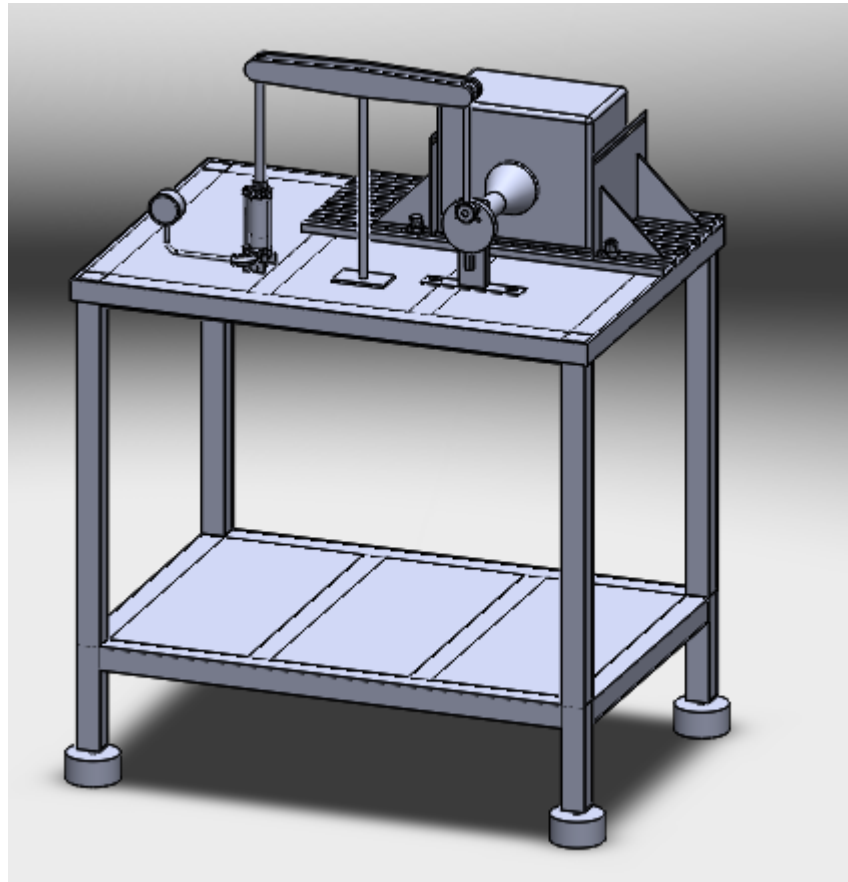


Figura 78. Plano de la vista explosionada del modelo

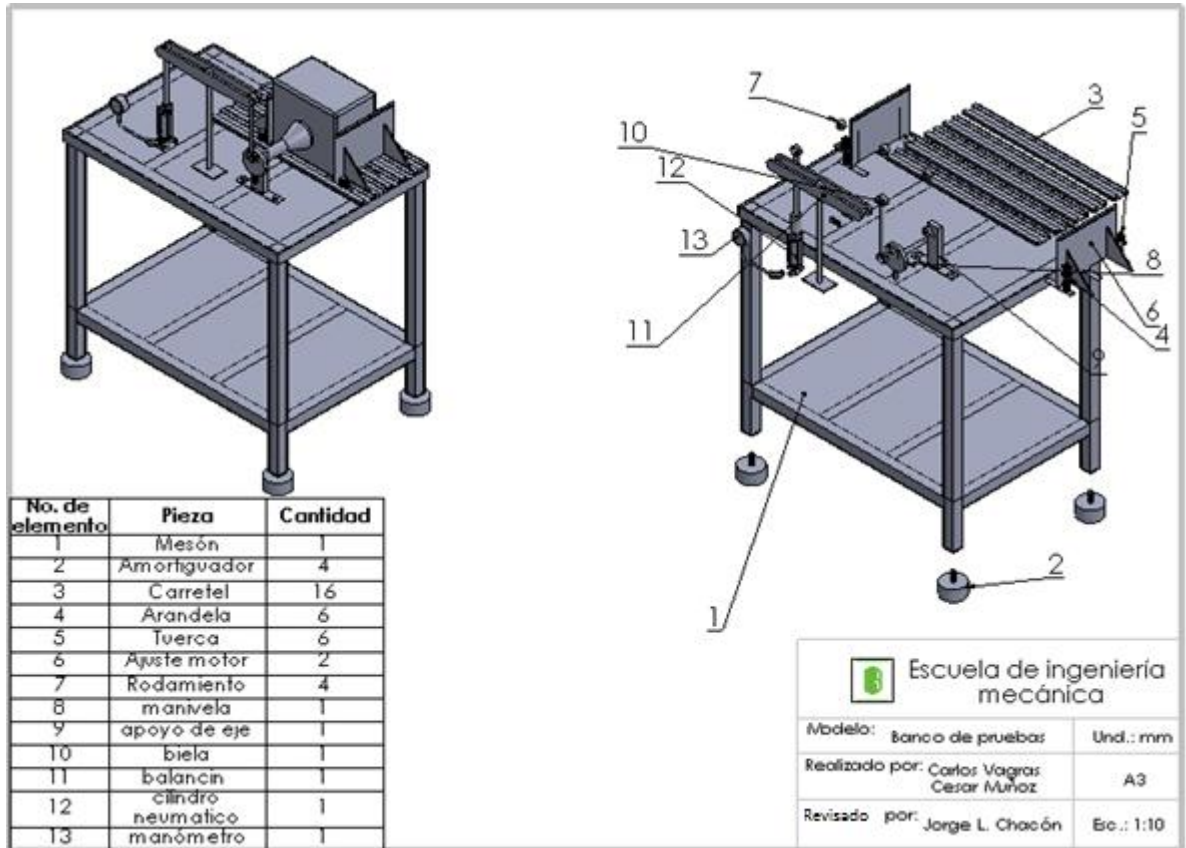


Figura 79. Plano del mesón

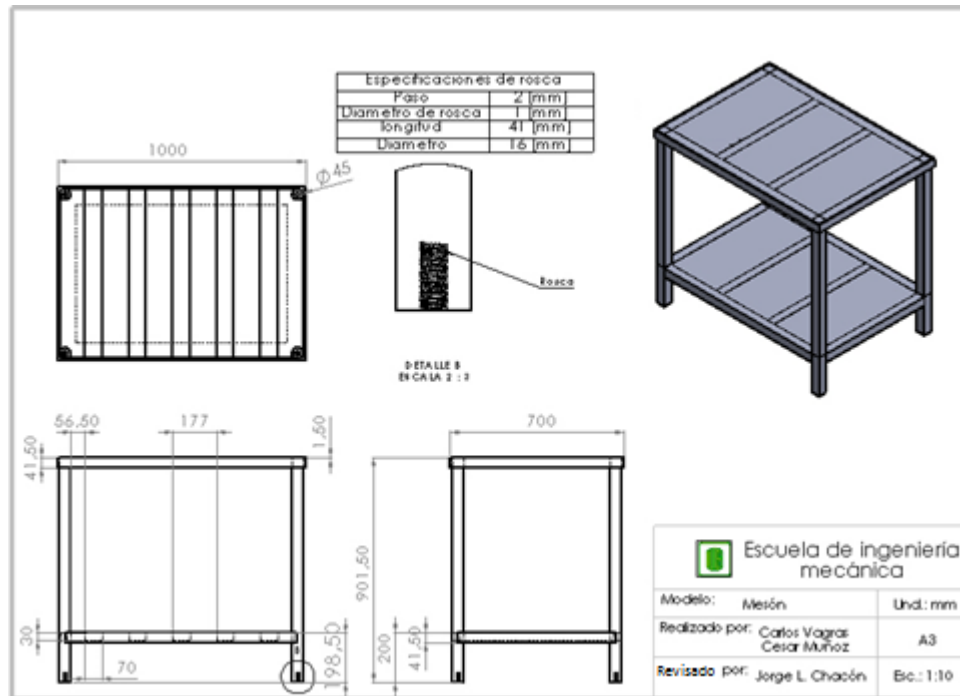


Figura 80. Plano del carretel

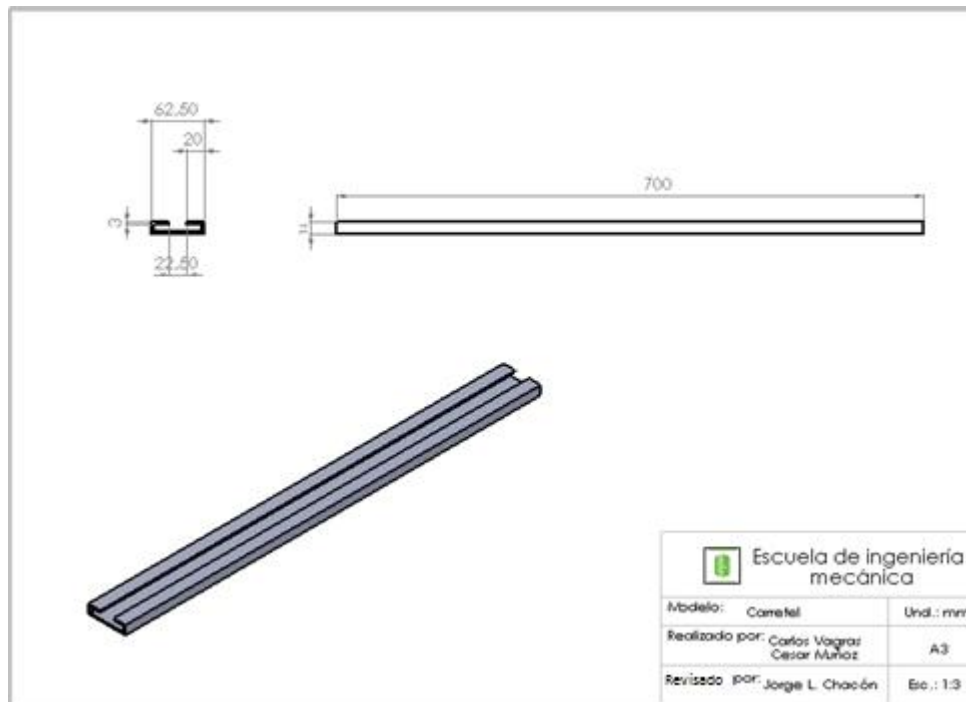
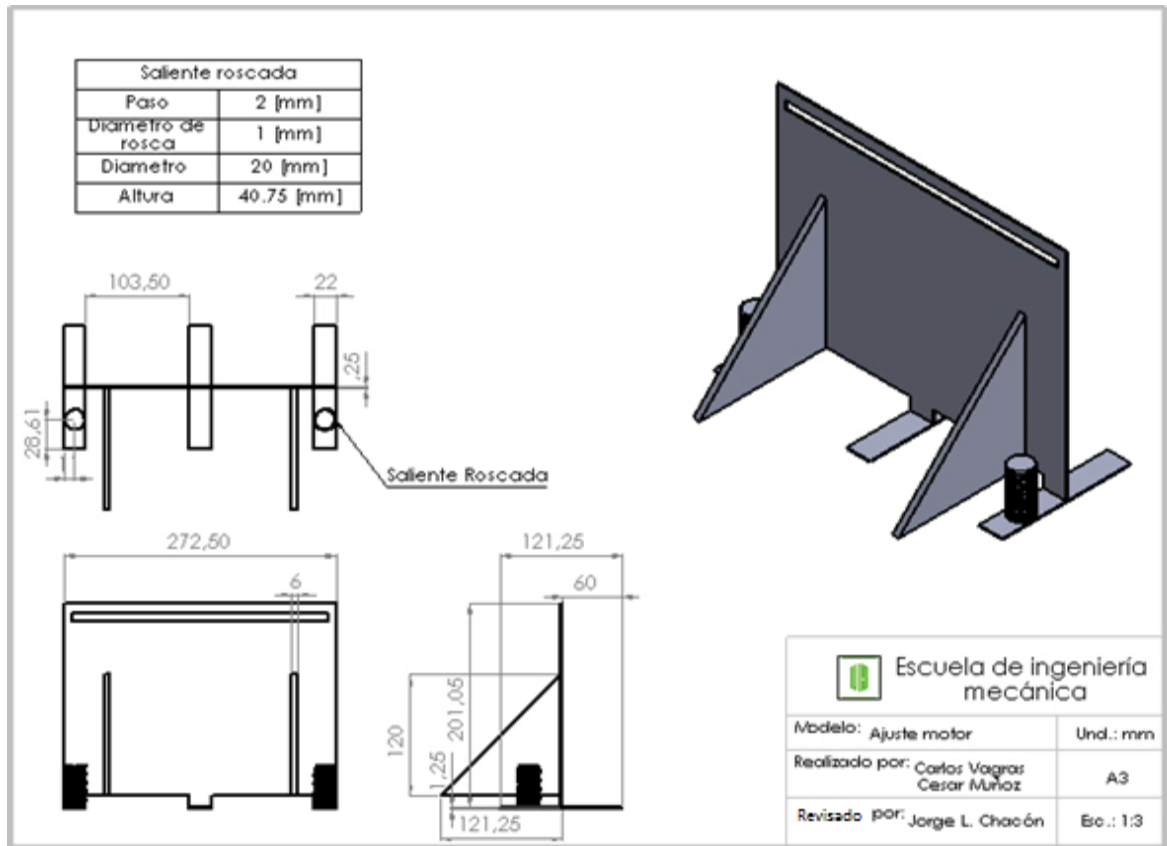


Figura 81. Plano de ajuste del motor



Anexo J. Catálogo Tacómetro digital

Figura 82. Ficha técnica tacómetro TM-5000 (a)

LINE SEIKI

HAND TACHOMETER
TM-5000/TM-5010

- Non-contact and contact measurement using an adapter
- Measurement for hard to reach areas using the remote sensor
- 6.0~99999.9 rev/min Measuring range with multi-unit selection
- Easy to measure
- In conformance to CE

◀ **TM-4015**
Remote sensor

▶ **TM-5013/TM-5014**
In contact adapter
Rubber tip
Surface speed wheel

CE
RoHS



▲ **TM-5000**
0.1 rpm resolution

▶ **TM-5010/TM-5010E** ▲
8 items memory,
MIN/MAX memory,
rpm/rps
unit of peripheral speed selection

◀ **TM-5000K/TM5000EK**
TM-5000 Kit models
TM-5010K/TM-5010EK
TM-5010 Kit models
TM-5010E Kit models
All kit models includes the main unit, reflective tape,
contact adapter, rubber tip, surface speed wheel, AAA
batteries and carrying case.

Fuente: LINESEIKI [en línea] disponible en:
<http://www.lineiseiki.com/products/productdetails.aspx?id=85>

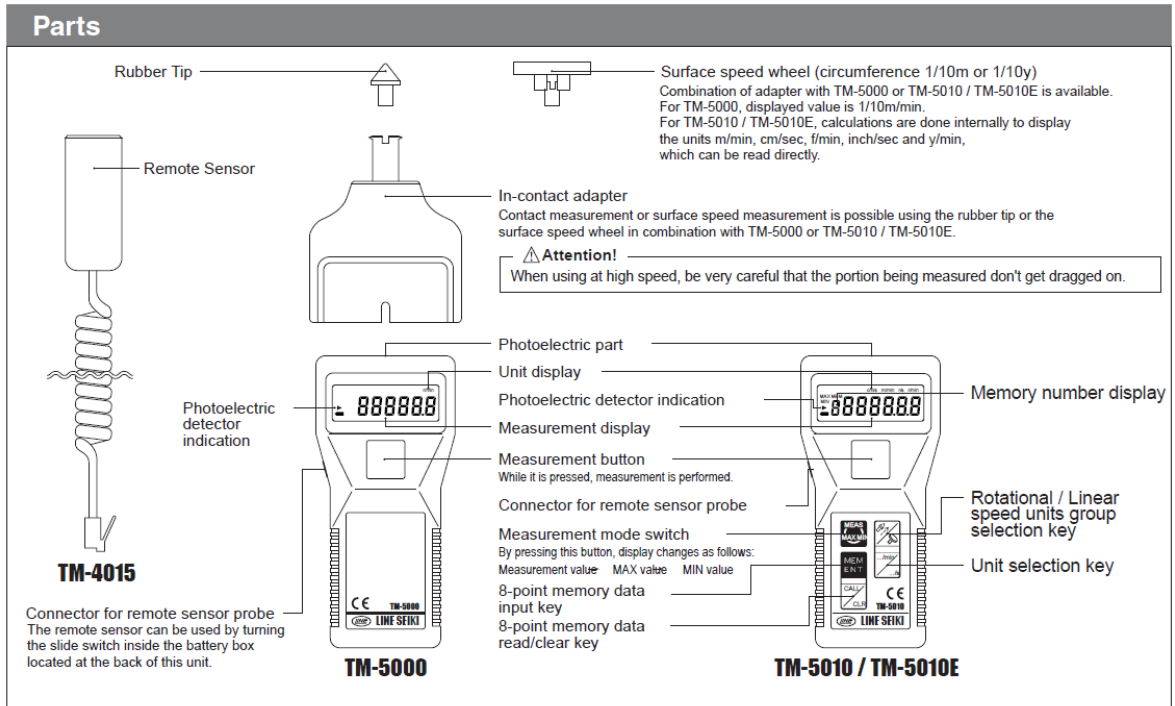
Figura 83. Ficha técnica tacómetro TM-5000 (b)

Specifications (Main unit)		
Model	TM-5000	TM-5010/5010E
Measuring Range	6.0 - 99999.9 r/min	
Resolution	0.1 r/min	0.1 rpm/fpm, others 0.01
Accuracy	±0.01%±1digit r/min, m/min (for other units, the conversion accuracy is ±0.05%±1digit)	
Sampling Time	1.0 - 10.0 seconds	
Display	Display : 6 digits, 7 segment LCD Battery alarm :  mark Reflective light :  mark Display unit : r/min	Display unit : r/min, r/s, m/min, cm/s [inch/s, f/min, y/min]* Memory display : MAX,MIN,MEM1-8
Auto Power-off	After 3 mins. from last measurement or key operation	
Data Hold Time	Measurement data: until the next data is defined	
Measuring Method	Non-contact measurement using the main unit or with remote sensor (use with reflective tape) Contact measurement using the in-contact adapter (use with rubber tip, surface speed wheel)	
Measuring Distance	50 - 300mm (using reflective tape)	
Power Supply	4 pieces of AAA alkaline battery (continuous measurement of 20 hrs.)	
Storage Temperature	-10 - 60°C (Non-Freezing)	
Operating Temperature	5 - 40°C (Non-Freezing)	
Operating Humidity	35 - 85%RH (Non-Condensing)	
Dimension/Weight	122(H) x 58(46)(W) x 28(D)mm approx. 130g (including batteries)	

[]* These measuring units are only available in TM-5010E model.

Fuente: LINESEIKI [en línea] disponible en:
<http://www.lineiseiki.com/products/productdetails.aspx?id=85>

Figura 84. Ficha técnica tacómetro TM-5000 (c)



LINE SEIKI CO., LTD.

Address: 37-7 Chuo-cho, 2-Chome Meguro-ku, Tokyo 152-0001 Japan
Contact : Tel : +81-3-37165151 Fax : +81-3-37104552
E-mail : webtrade@line.co.jp Web: http://www.lineiseiki.com

This catalog was last revised as of May 9, 2014.
*Specifications Subject to Change Without Notice
All Rights Reserved, Copyright©2014, LINE SEIKI CO., LTD.

Fuente: LINESEIKI [en línea] disponible en:
<http://www.lineiseiki.com/products/productdetails.aspx?id=85>

Anexo K. Manual de mantenimiento del banco de pruebas

 <p>LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS ALTERNATIVAS</p>	 <p>Universidad Industrial de Santander</p>  <p>CONSTRUIMOS FUTURO</p>
Manual de mantenimiento para el banco de pruebas	Página 1 de 6
Director: Profesor Jorge Luis Chacón	Fecha:
Auxiliar:	Código:
introducción	
<p>Al iniciar cada práctica de laboratorio en el banco de pruebas se debe realizar el correspondiente plan de mantenimiento para evitar el mal funcionamiento del banco o futuras averías que puedan ser irreparables.</p>	
Elementos de inspección	
<p>El banco de pruebas cuando no esté en uso, se debe mantener cubierto para que no le caiga polvo y dañe el motor. El motor Shindaiwa de 2 tiempos es un motor pequeño, compacto y ligero utilizado para guadañadoras y dispositivos similares. Debido a su construcción compacta y ligera y su capacidad para operar en cualquier posición, los fabricantes pueden incorporarlo en equipo portátil o de mano.</p>	
 <p>Manómetro</p> <p>Motor</p> <p>Mesón</p> <p>Mecanismo de transmisión de fuerza</p>	

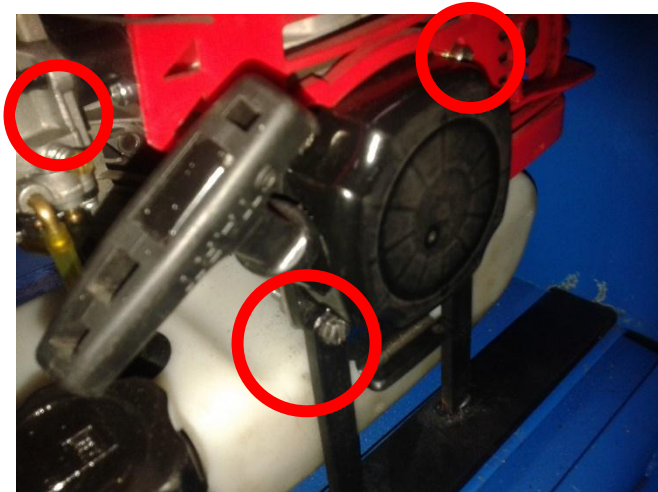
Se deben realizar ciertas actividades específicas para la utilización segura y eficiente del banco de pruebas:

1) Limpieza exterior de banco de pruebas

Siempre mantener el motor lo más limpio posible y mantenga el banco de pruebas libre de basura u objetos que no hagan parte del mismo.

2) inspección visual del banco de pruebas

Mediante una breve inspección revisar cada uno de los tornillos de apriete y elementos del sistema, asegurándose de que se encuentren adecuadamente ajustados para evitar posteriores averías y fallas en el sistema. De esta forma garantizar el correcto funcionamiento del banco, se debe tener en cuenta que si el sistema tiene un ruido como de golpeteos es porque hay tornillos mal ajustados.



3) Ajuste del sistema de transmisión de fuerza del banco de pruebas

Revisar el adecuado ajuste de la manivela cada vez que se inicie una práctica en el banco y ajustarla correctamente, el cual se encuentra atornillado con un tornillo prisionero, sino la manivela va a comenzar a deslizarse y por ende el mecanismo para el cálculo del par del motor no se podrá efectuar.



4) Revisión operacional

Antes de arrancar el motor deben efectuarse las siguientes operaciones:

a) Cuando se vaya a usar el banco de pruebas, siempre tener en cuenta la proporción de mezcla de gasolina-aceite que se debe utilizar para este tipo de motores, la cual es 50:1 (un litro de gasolina mezclada con 20 ml de aceite de mezclar para motores de dos tiempos), el cual se puede medir con facilidad con el frasco para mezclar la gasolina y el aceite, dicho frasco está junto al banco de pruebas y tiene especificado para $\frac{1}{4}$ de galón de gasolina cuanto aceite debe mezclarse, señalado con una línea en el frasco para mayor facilidad.



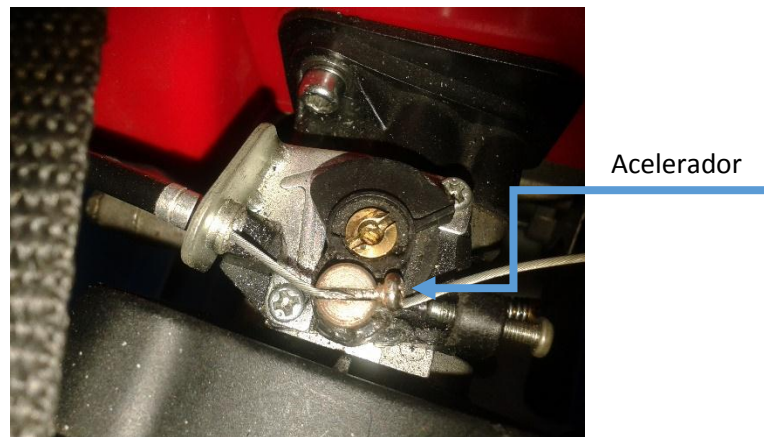
solo usar la cantidad necesaria de mezcla para las pruebas del momento, nunca dejar mezcla reposada en el motor, de ser necesario almacenar el combustible por más de

30 días, mezclarlo primero con un estabilizador como STA-BIL, Siempre usar gasolina, limpia y sin plomo, con un índice de octanaje de 87 o superior.

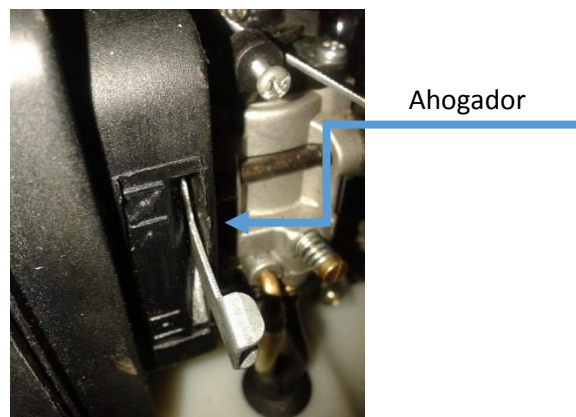
5) consideraciones al utilizar el banco de pruebas

El siguiente procedimiento sirve para arrancar el motor y debe seguirse en el orden indicado.

- a) Asegúrese de que el motor esté ventilado adecuadamente antes de arrancarlo.
- b) Ponga el acelerador en una posición de 40% de apertura aproximadamente.

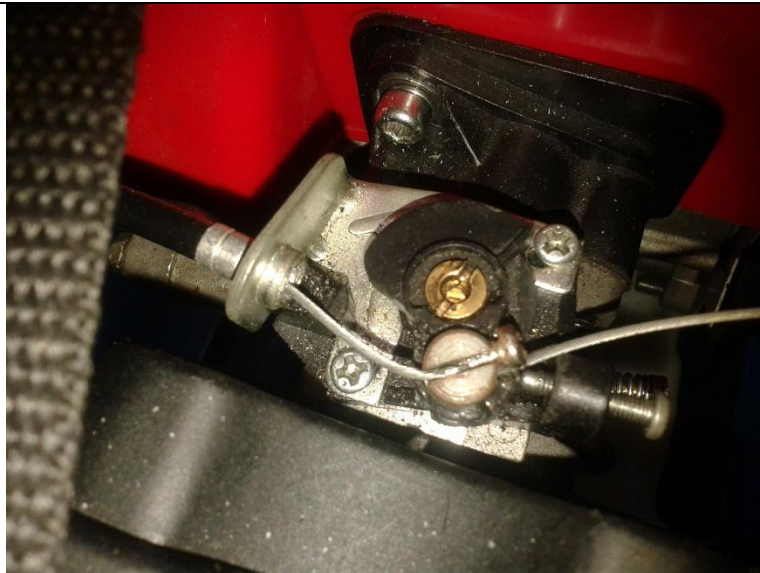


- d) Cierre totalmente el ahogador.



- e) Coja la manija del arrancador con una mano y coloque la otra firmemente sobre la parte superior de la cubierta del volante. Tire de la cuerda del arrancador rápida y uniformemente.





j) Espere unos minutos a que se caliente y luego abra por completo el ahogador.

6) Paro del motor del banco de pruebas

Se debe Cerrar completamente el acelerador hasta que el motor esté en neutro, y una los dos cables que se encuentran en la parte superior del motor, ésta acción apagará el motor.



Cables para
apagar el motor



7) Mantenimiento preventivo para el motor del banco de pruebas

- La bujía se debe limpiar y recalibrar después de cada 100 horas de operación (para motores nuevos), o cuando el instructor le indique que tiene que limpiar la bujía.
- El filtro de aire debe limpiarse después de cada 25 horas de operación. Un filtro sucio puede ocasionar pérdida de potencia y consumo excesivo de combustible. Cuando el instructor recomiende limpiar el depurador de aire, siga las instrucciones del fabricante para efectuar su desmontaje, desarmado y limpieza.
- El carburador proporciona al motor la mezcla adecuada de aire y combustible en condiciones variables de carga y velocidad. El carburador del motor viene ajustado de fábrica y normalmente no requiere ningún reajuste, a menos que se cambie o haya sido desarmado.

Anexo L. Guía de práctica experimental del banco de pruebas

 <p>LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS ALTERNATIVAS</p>	 <p>Universidad Industrial de Santander</p> <p>CONSTRUIMOS FUTURO</p>
laboratorio N°1: Medidas de seguridad para la manipulación de motores de combustión interna	Página 1 de 6
Director: Profesor Jorge Luis Chacón	Fecha:
Auxiliar:	Código:
Objetivos de la práctica	
<ul style="list-style-type: none">• Medir la potencia real consumida por el sistema de compresión en dos etapas• Calcular la potencia teórica consumida en el sistema de compresión en dos etapas.• Medir el caudal de aire o capacidad del sistema de compresión.• Calcular la capacidad máxima teórica del sistema.• Estudiar la relación entre el enfriamiento del aire y el consumo de potencia.• Calcular la disminución del requerimiento de potencia al usar un sistema de compresión en dos etapas con relación a la compresión en una etapa.	
Materiales	
<ul style="list-style-type: none">• Banco de pruebas de M.C.I. de 2T• Extinguidor• Protocolos de seguridad de la UIS para realizar pruebas de laboratorio	

Marco teórico

La seguridad es necesaria en todos los campos de actividad y, como se indicó antes, siempre puede lograrse, con el simple expediente de detenerse y reflexionar un minuto o dos sobre la situación a considerar.

Cuando se trabaja con motores pequeños de combustión interna se tendrán que utilizar sustancias químicas volátiles como la gasolina y el combustible (o aceite) Diesel, se estará cerca de ejes y otras partes que tienen rápido movimiento rotatorio, superficies muy calientes y sistemas con presiones y vacíos; además, si no hay una ventilación adecuada, se respirará aire que podría estar contaminado por los gases y humos de combustible parcialmente quemado.

1. Gasolina

a) En muchas instalaciones hay uno o varios recipientes con gasolina que se guardan en algún lugar. La gasolina tiene mayor fuerza explosiva que el TNT, pero parece que este hecho tiene sin cuidado a un alarmante número de personas, empresas e instituciones educativas. Tal negligencia se debe a que es un líquido de uso cotidiano y porque se desconoce o subestima su poder destructivo.

b) La gasolina nunca debe “dejarse por ahí” y ciertamente nunca debe almacenarse en el interior de un laboratorio. Debe guardarse en un garaje, cobertizo de herramientas u otro sitio separado de almacenamiento.

c) A continuación se dan algunas reglas básicas para el almacenamiento correcto de gasolina:

1) Ponga este combustible en un recipiente metálico.

2) Guarde la gasolina en un sitio exterior y no dentro del laboratorio.

3) No la almacene durante periodos en que no se va a utilizar regularmente.

4) Cerciórese de que la gasolina está fuera del alcance de niños y animales domésticos.

5) Guarde tal carburante en sitios bastante apartados de llamas, objetos a alta temperatura y donde no esté expuesto a chispas causadas por electricidad estática, operación de contactos eléctricos o fricción mecánica.

6) Consiga un extinguidor de incendios portátil del tipo apropiado y guárdelo en un sitio de fácil acceso para utilizarlo cuando sea necesario.

d) Cuando emplee gasolina o trabaje cerca de ella, tome las siguientes precauciones:

1) Siempre tenga presente que la gasolina es peligrosa.

2) Utilícela solamente donde realmente se necesita, es decir, en motores de gasolina, sierras de cadena, estufas de campo, etc. ¡No la utilice para encender fogatas o como líquido limpiador disolvente!

3) Nunca fume o haga fuego cerca de la gasolina.

4) Nunca llene el tanque de un motor que está caliente o en marcha, sobre todo si el tanque se encuentra a poca distancia de dicho motor. Si la gasolina cae sobre un motor caliente puede encenderse espontáneamente o hacer explosión.

5) Cuando la gasolina se vierte en una vasija metálica al tanque de un motor, compruebe que el pico de la vasija se apoye firmemente sobre el borde metálico de la apertura o boca del tanque. Así, se evita que se produzca una chispa por electricidad estática. Puede ser peligroso utilizar gamuza como filtro, ya que se corre el peligro de ocasionar descargas de electricidad estática.



2. Incendios

a) Los incendios accidentales no son cosa agradable de mencionar o pensar en ella, sin embargo, se debe pensar y hablar acerca del mismo para comprender su naturaleza y saber la mejor manera de combatirlos.

b) La mayoría de los incendios pertenecen a una de las tres categorías siguientes, relativas a los materiales inflamables o causantes de fuegos:

Clase A: Madera, tela, papel, basura.

Clase B: Gasolina, aceite, grasa, pintura.

Clase C: Equipo eléctrico.

1) Los incendios de clase A son los menos peligrosos y destructivos y generalmente pueden apagarse con un extinguidor de agua o ácido que enfría el material ardiente para reducir su temperatura por debajo del punto de inflamación. El extinguidor simplemente se coloca de cabeza y el chorro se dirige hacia atrás y hacia adelante, en la parte inferior del fuego.

2) Los incendios de clase B produce mucho más calor y requieren una extinción más severa que la proporcionada por el extinguidor para la clase A. Un incendio de clase B debe ser sofocado cortando el abasto de oxígeno que alimenta el fuego. El extinguidor de dióxido de carbono es muy eficaz para combatir incendios de clase B. El dióxido de carbono ayuda a la combustión y cuando reemplaza al oxígeno en el aire que rodea, debe aplicarse con un movimiento lento y de barrido, dirigiéndolo de lado a lado, comenzando desde el frente y avanzando hacia la parte posterior del área en llamas. Deben observarse dos reglas de seguridad cuando se utiliza un extinguidor de dióxido de carbono.

- La boquilla de descarga se pone extremadamente fría y no se debe tocar.
- En espacios pequeños y cerrados, el uso del extinguidor puede ocasionar una escasez de oxígeno, lo cual representaría un serio peligro para quienes combaten el incendio. Ventilense perfectamente esas área tan pronto como el fuego esté dominado.

Los extinguidores que producen espuma también son efectivos para atacar incendios de clase B. Una capa de espuma con base de agua depositada sobre el material ardiente elimina el oxígeno y sofoca las llamas. Dirija el chorro más allá de las llamas y deje que la espuma se extienda sobre el área del incendio. Así, se evita que la espuma caiga directamente sobre un recipiente con gasolina ardiendo y el líquido encendido salpique el área adyacente. En ninguna circunstancia trate

de apagar un incendio de clase B con agua. El oxígeno del agua, sólo puede hacer que la intensidad del fuego aumente y éste se propague más rápidamente.

3) Los incendios de clase C se producen en aparatos eléctricos, por lo cual sería peligroso extinguirlos con agua, pues se podría sufrir un choque eléctrico. Si el equipo está energizado, el fuego debe atacarse con extinguidores de dióxido de carbono, productos químicos en polvo o bien con líquido vaporizante. Si todo el equipo puede desconectarse de la línea de potencia, entonces, y sólo entonces, se puede proceder con confianza a combatir el incendio con la sustancia que sea adecuada para el tipo de material en llamas



3. Monóxido de carbono

a) Un veneno ideal sería aquel que fuera inodoro, incoloro e insípido. Si un tóxico posee estas tres propiedades, el hombre no puede detectarlo por medio de los sentidos únicamente. El solo pensar en tal cosa aterroriza y parece diabólico, como algo sacado de un manual de guerra química o de una película de horror. Pero tal veneno existe y es bastante común. Vivimos con él todos los días: se llama monóxido de carbono.

b) El peligro que representa esta sustancia es real. Es un tóxico mortal y, de hecho, ha ocasionado más muertes que cualquier otra sustancia venenosa.

c) El monóxido de carbono es un producto de la combustión incompleta de combustibles carbonáceos sólidos, líquidos o gaseosos. Se halla en las cercanías de hornos de gas, calentadores de agua, estufas, hornos de secado y fundición, mina, fraguas y motores de combustión interna.

d) El monóxido de carbono, afecta al cuerpo humano con gran rapidez. La hemoglobina, el pigmento y el elemento respiratorio de los glóbulos rojos de la sangre, tiene una gran afinidad por el monóxido de carbono, casi 30 veces más que por el oxígeno. Cuando el monóxido de carbono se combina con la hemoglobina, se reduce la cantidad de hemoglobina disponible para llevar oxígeno a los tejidos del cuerpo. Si el volumen de monóxido de carbono que se combina con hemoglobina es considerable, el cuerpo literalmente sufre sofocación debido a la falta de oxígeno.

e) En espacios cerrados es esencial eliminar los humos o gases desprendidos de combustible parcialmente quemado, proporcionando una buena ventilación o conduciendo al exterior los gases de escape, por medio de tubos, chimeneas, ductos o ventiladores.

f) El monóxido de carbono puede penetrar al interior de automóviles y si las ventanas, puertas y ventilas se hallan cerradas herméticamente, los ocupantes sufrirán asfixia (o sea incapacidad o muerte por falta de oxígeno).

g) Los síntomas del envenenamiento por monóxido de carbono son: sensación de tirantez en la piel de la frente, seguida de palpitaciones en las sienes, debilidad, fatiga, dolor de cabeza, vértigos, náusea, control muscular deficiente y ritmos cardíaco y respiratorio acelerados. Si alguna vez tiene alguno de ellos, suspenda cualquier actividad y salga sin demora al aire libre.

h) Para prevenir el envenenamiento con monóxido de carbono siga estas reglas:

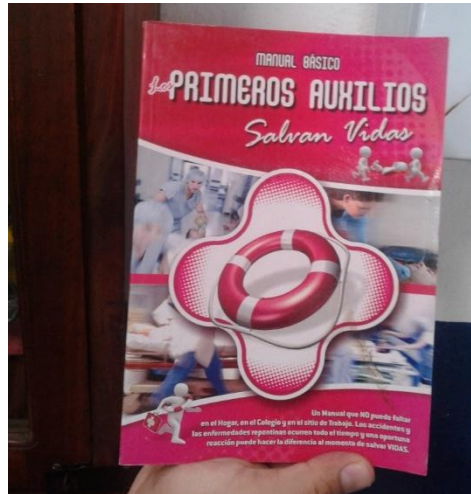
1) No maneje o viaje en un auto que tiene todas las ventanas cerradas.

2) Los motores de combustión interna nunca deben ponerse en marcha en espacios cerrados o limitados como garajes o cuartos pequeños, a menos que tales zonas cuenten con un sistema de escape o extracción de gases y se haya comprobado que dicho sistema funciona correctamente.

3) Todos los motores de combustión interna (y otras máquinas o aparatos que

despidan monóxido de carbono) deben mantenerse bien ajustados y afinados, a fin de reducir al mínimo el monóxido de carbono que se produzca en ellos.

4) No permanezca más de unos cuantos minutos en el interior de un automóvil estacionado con el motor en marcha.



Prueba de conocimiento

1) ¿Por qué es peligrosa la gasolina?

2) escriba tres reglas para el almacenamiento correcto gasolina.

3) Enuncie tres reglas relativas al manejo o empleo de gasolina.

4) ¿Por qué es peligroso llenar un tanque de gasolina cuando el motor está en marcha o caliente y dicho tanque está cerca del motor?

5) Dé el nombre de dos tipos de extinguidores que son eficaces para apagar fuegos de gasolina

6) ¿Cuáles son las características del monóxido de carbono?

7) ¿Cómo se produce el monóxido de carbono?



LABORATORIO DE MAQUINAS
TERMICAS ALTERNATIVAS



Laboratorio N° 2: Operación de motores pequeños de 2 tiempos	Página 1 de 6
Director: Profesor Jorge Luis Chacón	Fecha:
Auxiliar:	Código:
Objetivos de la práctica	
<ul style="list-style-type: none">• Realizar mantenimiento de rutina.• Identificar las partes principales del banco de pruebas de M.C.I de 2T.• Arrancar, operar y para un motor 2T.• Ajustar el carburador de un motor 2T para su operación satisfactoria.	
Materiales	
<ul style="list-style-type: none">• Banco de pruebas de M.C.I de 2T.• Motor Shindaiwa de 2T.• Mezcla de aceite y combustible.	
Marco teórico	
<p>En esta práctica nos centraremos en el motor Shindaiwa de 2T que se encuentra en el banco de pruebas para motores de combustión interna de baja potencia.</p> <p>El motor Shindaiwa de 2 tiempos es un motor pequeño, compacto y ligero utilizado para guadañadoras y dispositivos similares. Debido a su construcción compacta y ligera y su capacidad para operar en cualquier posición, los fabricantes pueden incorporarlo en equipo portátil o de mano.</p> <p>El motor 2T difiere en varios aspectos del motor 4T. La carrera de fuerza del pistón se produce una vez durante cada revolución del cigüeñal en lugar de una vez durante cada dos revoluciones, como sucede en el motor 4T. La lubricación la realiza el propio combustible del motor, por lo que se utiliza como combustible una mezcla de gasolina y aceite. Puesto que está diseñado para operar eficazmente en cualquier posición, el carburador, el flujo de combustible y las válvulas son diferentes de las del motor 4T.</p>	

Procedimiento:

1) Identifique y localice las siguientes partes en el motor.

- a) Carburador
- b) Ahogador
- c) Acelerador
- d) Tanque de combustible
- e) Cáster



2) Cuando se hace funcionar el motor 2T deben seguirse ciertas prácticas de seguridad a fin de prevenir lesiones a uno mismo o daños al motor

- a) Siga las reglas para almacenamiento y uso de gasolina mencionadas en el laboratorio N°1.
- b) No llene el tanque de combustible mientras el motor está en marcha.
- c) Limpie todos los derrames de gasolina tan pronto ocurran y deposite los trapos o tela de limpieza en un recipiente de seguridad apropiado.
- d) Utilice el embudo para llenar el depósito de combustible.
- e) No haga trabajar sin carga el motor con el acelerador abierto al máximo.

- f) Póngase una bata de taller u otra indumentaria apropiada cuando trabaje cerca de motores.
- g) No toque el eje de salida cuando el motor está en marcha y si tiene ropa suelta manténgase alejado del eje.
- h) Pare el motor sólo con el interruptor.
- i) Proporcione suficiente ventilación para el escape del motor.

Revisión operacional

- 3) Antes de arrancar el motor deben efectuarse las siguientes operaciones.
 - a) Este motor requiere una mezcla medida cuidadosamente de gasolina y aceite para una operación y lubricación eficiente. Prepare la mezcla de combustible en la botella de Shindaiwa con sus respectivas medidas de volumen necesarias (véase el manual de mantenimiento).
 - b) Utilice sólo gasolina fresca y pura.
 - c) Emplee únicamente aceite sin aditivos SAE 40.
 - d) Llene el tanque de combustible con la mezcla.

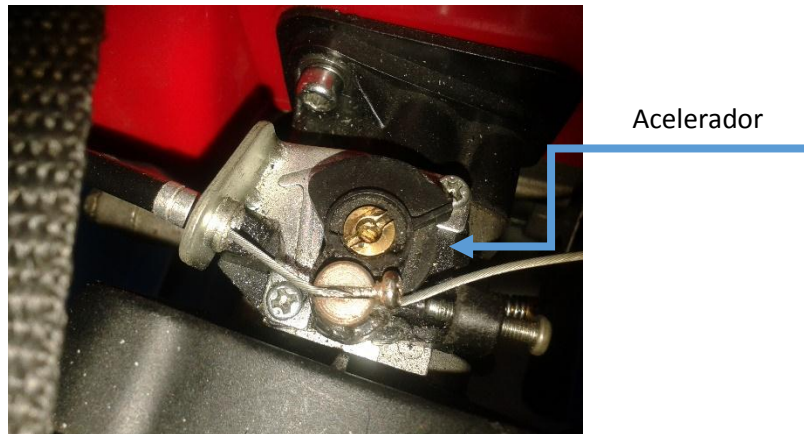


Arranque del motor

4) El siguiente procedimiento sirve para arrancar el motor y debe seguirse en el orden indicado.

a) Asegúrese de que el motor esté ventilado adecuadamente antes de arrancarlo.

b) Ponga el acelerador en una posición de 40% de apertura aproximadamente.



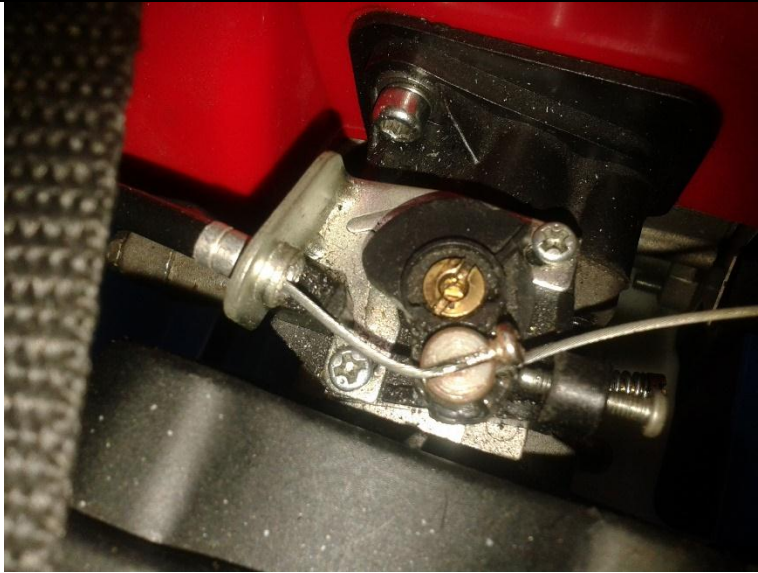
d) Cierre totalmente el ahogador.



e) Coja la manija del arrancador con una mano y coloque la otra firmemente sobre la parte superior de la cubierta del volante. Tire de la cuerda del arrancador rápida y uniformemente.



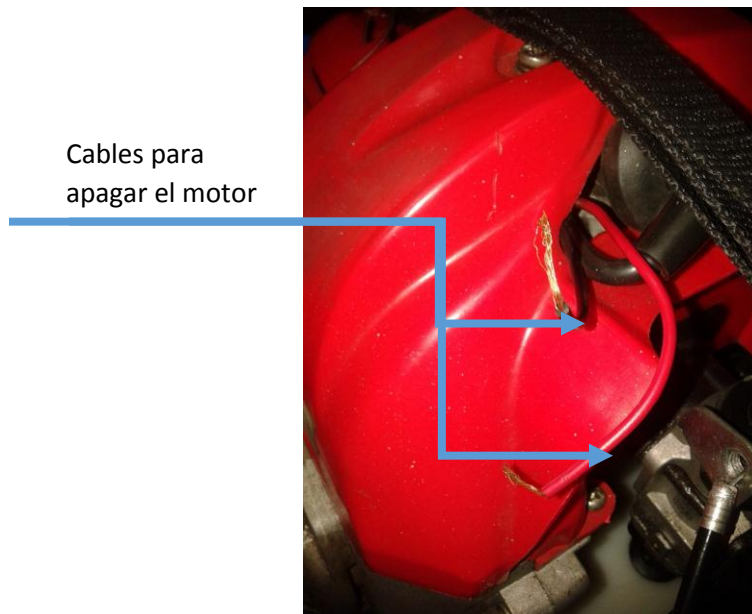
- g) Si el motor no arranca con los primeros dos o tres tirones, ponga el ahogador en la posición de abierto a la mitad e intente de nuevo.
- h) Cuando encienda el motor, mueva el acelerador a la posición de 50% y el ahogador a la de semi-abierto.
- i) Una vez que el motor esté en marcha, reduzca la apertura del acelerador hasta que el motor esté trabajando suavemente.



j) Espere unos minutos a que se caliente y luego abra por completo el ahogador.

Paro del motor

5) Cierre completamente el acelerador hasta que el motor esté en neutro, y una los dos cables que se encuentran en la parte superior del motor, ésta acción apagará el motor.



Mantenimiento

6) La bujía se debe limpiar y recalibrar después de cada 100 horas de operación (para motores nuevos), o cuando el instructor le indique que tiene que limpiar la bujía.

7) El filtro de aire debe limpiarse después de cada 25 horas de operación. Un filtro sucio puede ocasionar pérdida de potencia y consumo excesivo de combustible. Cuando el instructor recomiende limpiar el depurador de aire, siga las instrucciones del fabricante para efectuar su desmontaje, desarmado y limpieza.

8) El carburador proporciona al motor la mezcla adecuada de aire y combustible en condiciones variables de carga y velocidad. El carburador del motor viene ajustado de fábrica y normalmente no requiere ningún reajuste, a menos que se cambie o haya sido desarmado.

Prueba de conocimientos

1) Explique cómo difiere la lubricación del motor 2t de la del motor 4T

2) ¿Aceite de qué tipo y número SAE debe ser utilizado al preparar la mezcla de aceite y combustible para el motor Shindaiwa de 2T?

3) ¿Cómo se enciende el motor Shindaiwa de 2T y qué se debe hacer en caso de que éste no prenda en los primeros intentos?

4) ¿Qué se debe hacer antes de apagar el motor shindaiwa de 2T y qué acción lo apaga?



LABORATORIO DE MAQUINAS
TERMICAS ALTERNATIVAS



Práctica N° 3: Funcionamiento del motor de combustión interna de 2T

Página 1 de 4

Director: Profesor Jorge Luis Chacón

Fecha:

Auxiliar:

Código:

Objetivos de la práctica

- Reconocer los componentes que constituyen un motor de 2 tiempos.
- Obtener la potencia, y el par del motor de 2 tiempos en función de la velocidad de rotación.

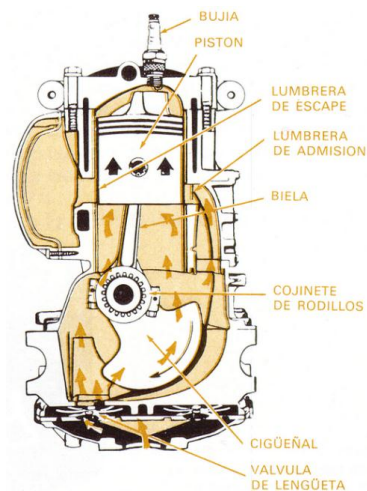
Materiales

- Banco de pruebas de M.C.I de 2T.
- Motor Shindaiwa de 2T.

Marco teórico

Motor de combustión interna de dos tiempos

El motor de dos tiempos funciona con un ciclo durante el cual el pistón efectúa dos carreras y el cigüeñal da sólo una vuelta o giro de 360°. La característica principal de este tipo de motor es que no lleva válvulas, sino que es el propio pistón el que, en su desplazamiento en el interior del cilindro, hace que el fluido operante entre y salga a través de las denominadas lumbreras u orificios tallados en el cilindro.



En el motor de 2 tiempos el intercambio de gases se dirige mediante el pistón o émbolo. El pistón en su movimiento varía las circunstancias de compresión del cárter y el cilindro que completan el ciclo.

1º tiempo: Compresión y Admisión: El pistón ascendente comprime la mezcla de combustible y aire en el cilindro y simultáneamente crea un vacío en el cárter que al final de la carrera del pistón, este deja libre la entrada de mezcla o lumbrera de admisión que llena el cárter con mezcla carburada.

2º tiempo: Explosión y Escape (barrido): Mediante una chispa provocada por la bujía se incendia la mezcla comprimida, creando una explosión que empuja el pistón con gran fuerza. En el cárter la mezcla es precomprimida por el pistón descendente, en el momento preciso el pistón deja libre de canal de escape o lumbrera de escape en el cilindro por donde salen los gases de escape de este y poco después la lumbrera de carga que conecta el cárter con el cilindro, por lo que la mezcla precomprimida pasa por este llenando el cilindro y expulsando los últimos resto de los gases de escape quedando preparado el cilindro para un nuevo ciclo.

Funcionamiento:

Tiempo de admisión

El movimiento ascendente del pistón provoca la apertura de la lumbrera de admisión y una depresión en el colector de admisión que succiona la mezcla de combustible. Pasa directamente al carter en lugar de al cilindro como ocurría en el motor de 4 tiempos. El carter está aislado del resto del motor y hace la función de cámara de precomprensión y no de depósito de aceite como en el de 4 tiempos.

El tiempo de admisión comienza cuando el pistón en su recorrido ascendente destapa la lumbrera de admisión y termina cuando el pistón en su movimiento descendente cierra la citada lumbrera. Como puede observarse, dicho tiempo nada tiene que ver con el del motor de 4 tiempos.

Tiempo de precomprensión

Consiste en precomprimir la mezcla en el carter de antes de que esta se introduzca en el cilindro. Comienza cuando el pistón inicia su carrera descendente, aunque tiene verdadera eficacia cuando el pistón ha cerrado las lumbreras de

transferencias denominadas comúnmente transferí, las cuales, comunican la cámara de precomprensión con el cilindro. La presión generada durante el tiempo facilita el trasvase de mezcla.

Tiempo de compresión

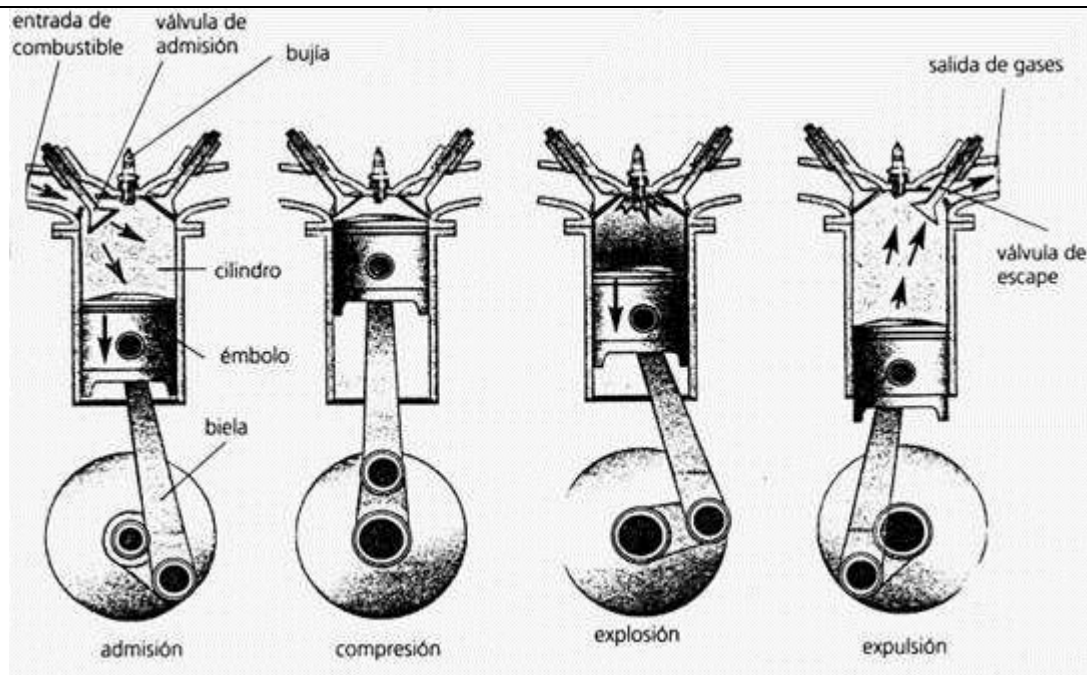
La mezcla comienza a comprimirse en el interior del cilindro cuando el pistón inicia su carrera ascendente, aunque realmente solo tiene eficacia cuando se cierran las lumbreras. Por tanto, el tiempo efectivo de compresión se produce durante la carrera ascendente del motor desde que las lumbreras se cierran hasta que se produce el salto de chispa en la bujía.

Tiempo de combustión

Comienza cuando se produce el salto de chispa en la bujía y consecuentemente la explosión de la mezcla. En ese momento el pistón es lanzado hacia el P.M.I. finaliza cuando el pistón comienza a descubrir la lumbrera de escape.

Tiempo de escape

Una vez lanzado el pistón hacia el P.M.I., como consecuencia de la explosión, la lumbrera de escape se descubre expulsando los gases hacia el exterior a través del tubo de escape. El tiempo de escape se produce mientras la lumbrera permanezca abierta. Como consecuencia de la extraordinaria subida de presión que origina la explosión de los gases, al descubrir la lumbrera el pistón en su carrera descendente, el resto es ayudado por los gases frescos de admisión que entran por las lumbreras de transferencia.



Características:

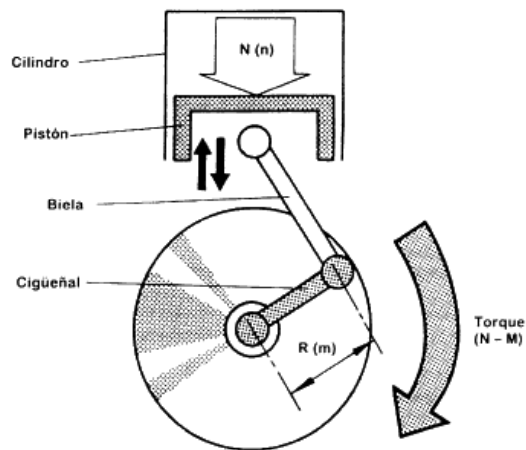
El motor de dos tiempos se diferencia en su construcción del motor de cuatro tiempos en las siguientes características:

- * Ambas caras del pistón realizan una función simultáneamente, a diferencia del motor de cuatro tiempos en que únicamente es activa la cara superior.
- * El cárter del cigüeñal debe estar sellado y cumple la función de cámara de precompresión. En el motor de cuatro tiempos, por el contrario, el cárter sirve de depósito de lubricante.
- * La entrada y salida de gases al motor se realiza a través de las lumbreras (orificios situados en el cilindro). Este motor carece de las válvulas que abren y cierran el paso de los gases en los motores de cuatro tiempos. El pistón dependiendo de la posición que ocupa en el cilindro en cada momento abre o cierra el paso de gases a través de las lumbreras.
- * La lubricación, que en el motor de cuatro tiempos se efectúa mediante el cárter, en el motor de dos tiempos se consigue mezclando aceite con el combustible en una proporción que varía entre el 2 y el 5 por ciento. Dado que esta mezcla está en contacto con todas las partes móviles del motor se consigue la adecuada

lubricación.

Par de un motor:

El par o torque del motor se refiere a la fuerza que producen los cuerpos en rotación, mide la capacidad del motor para producir un trabajo. Matemáticamente es el producto de la fuerza por la distancia (Par = Fuerza x Distancia). En un motor de combustión interna, la fuerza se produce por la explosión de la mezcla (aire / gasolina) dentro del cilindro; esta explosión que se aplica sobre la cabeza del pistón, se transmite a través de la biela hacia el cigüeñal que transforma el movimiento vertical en rotatorio. Y se mide mayormente en newton/ metros. El par máximo es la cantidad de vueltas que genera esta torque en un cierto número de vueltas.



Potencia de un motor:

La potencia es la rapidez con que puede trabajar el motor, es decir, es la velocidad con que se puede realizar una labor. Ahora, matemáticamente, se refiere a la cantidad de trabajo realizado en una unidad de tiempo.

Matemáticamente hablando se puede expresar de la siguiente forma:

$$Pot = \frac{Torque \times RPM}{745}$$

Torque= par motor $[N \cdot m]$

RPM= revoluciones por minuto [RPM]

Pot= potencia del motor [HP]

Prueba de conocimientos

1) ¿Cómo funciona un motor de 2T?

2) ¿Cuáles son las características de un motor de 2T?

3) ¿Cómo es la lubricación en los motores de 2T?

4) explique con sus palabras que es el par motor.

5) explique la relación que hay entre el par y la velocidad de giro del motor.



LABORATORIO DE MAQUINAS
TERMICAS ALTERNATIVAS



Práctica N° 4: Determinar curvas características de un motor de 2T	Página 1 de 9
Director: Profesor Jorge Luis Chacón	Fecha:
Auxiliar:	Código:
Objetivos de la práctica	
<ul style="list-style-type: none">• Reconocer los componentes que constituyen un motor de 2 tiempos.• Determinar la potencia, y el par del motor de 2 tiempos en función de la velocidad angular o revoluciones• Obtener las curvas características del motor de 2 tiempos.	
Materiales	
<ul style="list-style-type: none">• Banco de pruebas de M.C.I de 2T.• Motor Shindaiwa de 2T.• Tacómetro• manómetro	
Marco teórico	
<p>En esta práctica se utilizarán todas las funciones para las que se diseñó el banco de pruebas para M.C.I. de 2T, que son la medición del par motor y la velocidad angular para hallar la potencia, y así obtener las curvas características del motor Shidaiwa de 2T.</p> <p>Se debe tener presente del laboratorio anterior la ecuación que representa la Potencia del motor:</p> $Pot = \frac{Torque \cdot RPM}{745}$ <p>Donde la potencia esta en [HP], el torque esta en [N*m] y la velocidad angular esta en [rad/s]</p>	
Especificaciones del motor	
El banco de pruebas actualmente tiene instalado un motor shindaiwa B450, el cual	

tiene las siguientes especificaciones:

Cilindrada	41.5 [cm^3]
Diámetro	40 [mm]
Relación Carrera/Diámetro	0,825
Potencia máxima	1.7 [Kw]
Velocidad de giro	7500 [RPM]
Relación de compresión	8
Velocidad de giro máxima	11000 [RPM]
Peso por unidad de potencia	8.1 [Kg/Kw]
Capacidad de depósito de combustible	1000 [cm^3]

Procedimiento

1. cálculo de la velocidad de giro del motor

Para calcular la velocidad de giro del motor se debe desensamblar la manivela que va acoplada al eje, dado que al hacer una fuerza resistiva no se puede apreciar la velocidad de giro real del motor.



Ya habiendo separado la manivela, al eje se pega una cinta reflectiva que está en el estuche del tacómetro, para que se refleje la luz emitida por el mismo y así el tacómetro pueda calcular la velocidad de giro del motor.



Con el acelerador que está instalado en el motor (una adaptación con una palanca de cambios de una bicicleta, la cual tiene 10 posiciones), se toman 5 datos de velocidad angular y efectuar dicho procedimiento 3 veces por cada velocidad para hallar un valor medio. Tener en cuenta que después de terminar la toma de datos de la primera serie, se debe apagar el motor por un tiempo de 20 minutos, ya que se sobrecalienta y los datos obtenidos varían.

2. Cálculo del par motor

Primero se vuelve a ensamblar la manivela al eje, después de ello se revisa que está bien ajustado el tornillo prisionero de la manivela al eje, luego de haber revisado dicho ajuste, se repite el mismo procedimiento anterior de tomar 5 datos en los mismos intervalos de ajuste de la palanca de cambios que se realicen anteriormente y de igual forma repetir la toma de datos 3 veces para cada velocidad, para obtener un valor medio de par motor.

Para el cálculo del par motor, se visualiza el manómetro, que nos dará la presión ejercida por el Sistema de transmisión de fuerza que se instaló para dicho cálculo.



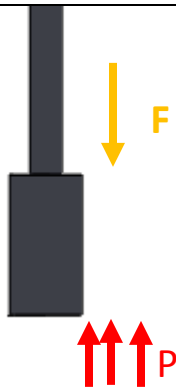
Primero se define la variable a la cual queremos llegar, la cual es el torque, y puesto que el sistema es un sistema básico de biela-manivela, se representa el par-motor como:

$$T = F * R \quad (2)$$

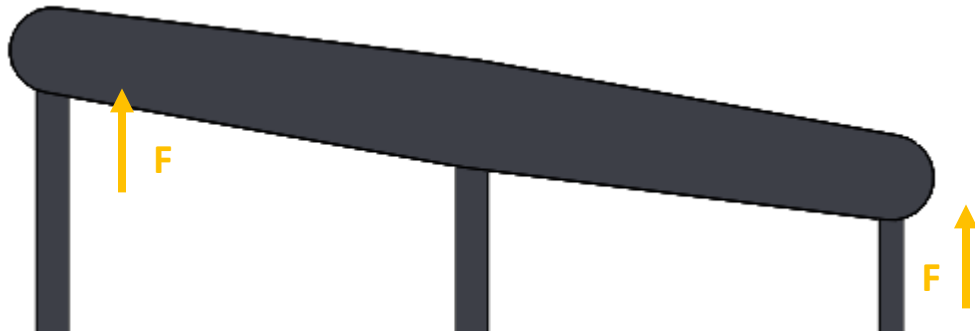
Teniendo en cuenta que el sistema de transmisión es un sistema simétrico de transmisión de fuerza, la fuerza que ejerce la biela es igual a la fuerza que es ejercida al pistón, por consiguiente:

$$F = P * A \quad (3)$$

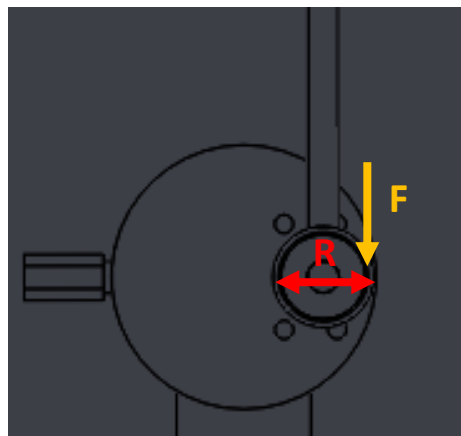
$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (4)$$



Este sistema de fuerzas se transmite con mínimo de pérdidas, ya que el balancín tiene rodamientos en sus extremos y en el centro, lo que permite una óptima transmisión del movimiento.



La fuerza que es transmitida a través del balancín, es llevada a cabo por un sistema de biela-manivela, el cual ya teniendo la fuerza que se ejerce en el émbolo, con el radio que va del centro de la manivela al centro de la biela, se obtiene el torque del motor.



Reemplazamos (3) en (2)

$$T = P * R * A \quad (5)$$

Reemplazamos (4) en (5)

$$T = P * R * \left(\frac{\pi * D^2}{4} \right) \quad (6)$$

T= par motor [N*m]

R = radio de la manivela [m]

D = diámetro del pistón [m]

P = presión [Pa]

Donde R = 3 [cm] y D = 3 [cm]

La presión que es medida por el manómetro está dada en unidades inglesas (PSI), por ende se debe pasar a pascales:

$$1 \text{ [PSI]} = 6894.75729 \text{ [Pa]}$$

Con la ecuación (6) hacemos el cálculo del par motor que del motor y finalmente hallamos la potencia del motor.

3. Cálculo de la potencia teórica

Como las curvas del motor shindaiwa B450 no se pueden obtener por medio del proveedor, se hace un cálculo empírico para la construcción de las mismas, por medio de la siguiente ecuación:

$$Pot_{teorica} = Pot_{max} * \left(\frac{RPM_x}{RPM_{max}} \right) * \left(1 + \left(\frac{RPM_x}{RPM_{max}} \right) - \left(\frac{RPM_x}{RPM_{max}} \right)^2 \right)$$

$Pot_{teorica}$ = Potencia teórica [W]

Pot_{max} = Potencia máxima del motor [W]

RPM_x = Velocidad angular de referencia [RPM]

RPM_{max} = Velocidad angular máxima [RPM]

Tabla de resultados

Tabla resultados experimentales

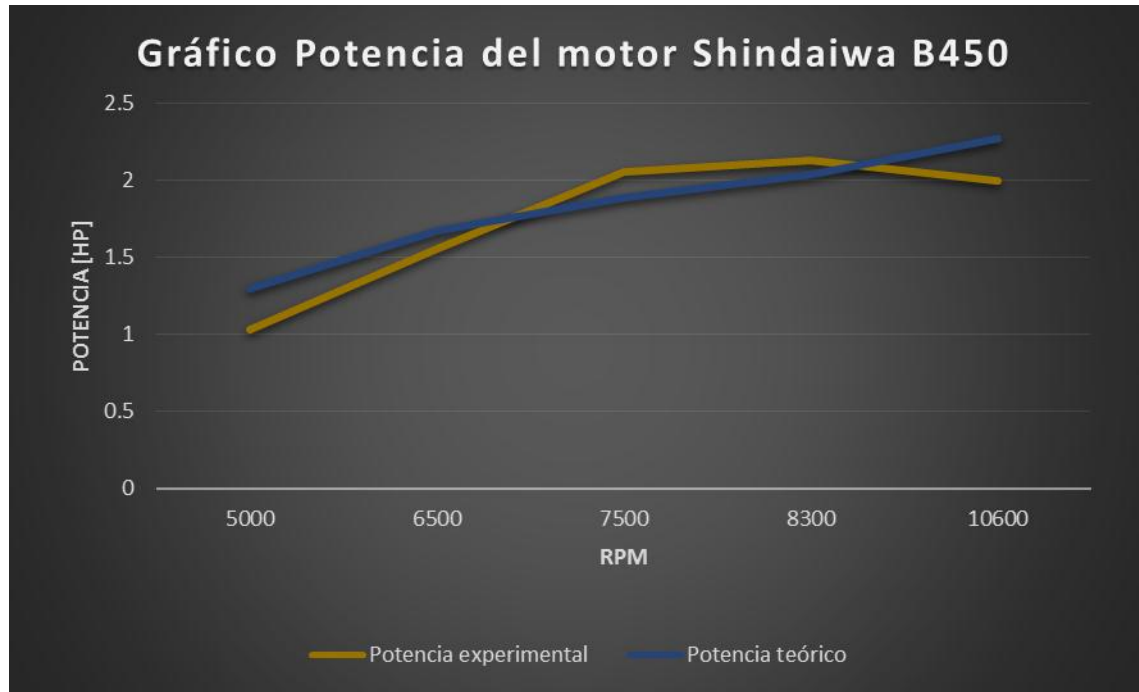
RPM	muestra	P [Psi]	P[Psi]	P[Pa]	F [N]	T [N*m]	Pot.[W]	Pot.[HP]
5000	1	12	12	82737.0875	58.483	1.462	765.54	1.02661393
	2	13						
	3	11						
	media	12						
6500	1	14	14	96526.6021	68.230	1.705	1161.07	1.55703113
	2	14						
	3	14						
	media	14						
7500	1	16	16	110316.117	77.977	1.949	1531.091	2.05322786
	2	15.5						
	3	16						
	media	16						
8300	1	15	15	103421.359	73.104	1.827	1588.50	2.13022391
	2	15						
	3	15						
	media	15						
10600	1	11	12	82737.087	58.483	1.462	1622.95	2.17642153
	2	12						
	3	12						
	media	12						

Tabla resultados teóricos

velocidad	potencia [w]	potencia [HP]	torque [N*m]
5000	964.312547	1.293143125	1.841701302
6500	1247.37979	1.672736298	1.832553779
7500	1410.54658	1.891542966	1.795963687
8300	1520.29684	2.038718068	1.749128369
10600	1695.58588	2.273780659	1.527514378

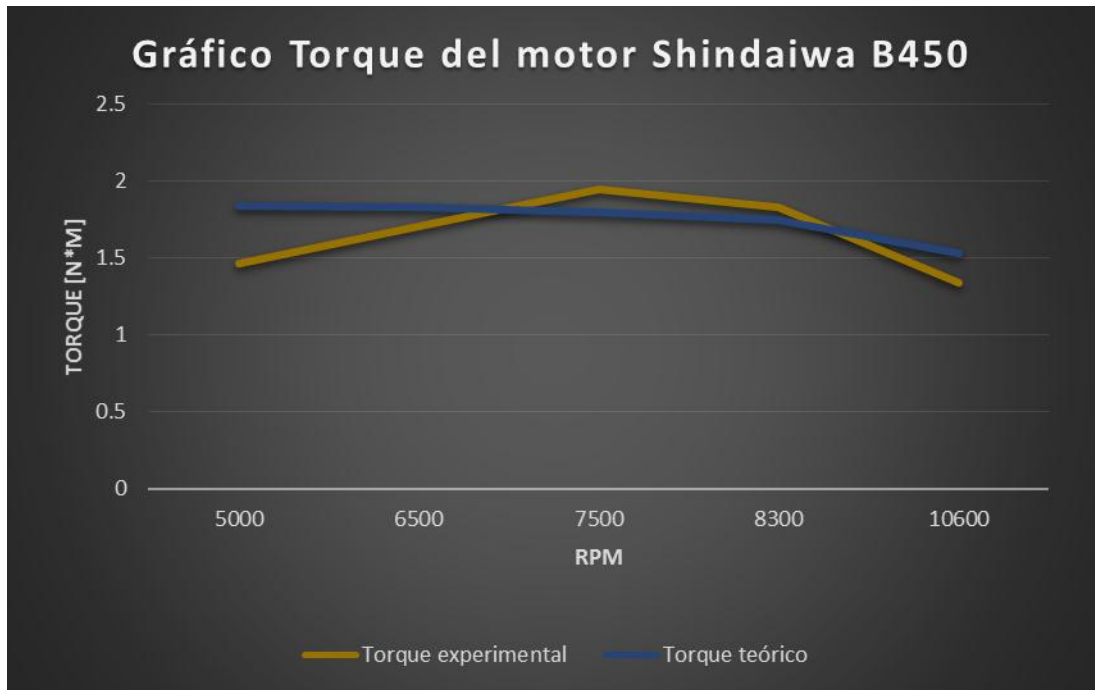
Prueba de conocimiento

- 1) Llenar las tablas de datos de acuerdo a los valores obtenidos a las diferentes velocidades del motor y calcular la potencia del motor a las diferentes velocidades.
- 2) Graficar la potencia teórica y experimental del motor en función de su velocidad angular.



- 3) De una breve explicación de la relación entre la potencia y velocidad angular.

4) Graficar el par teórico y experimental del motor en función de su velocidad angular.



4) De una breve explicación de la relación entre el par motor y velocidad angular.

5) ¿Cómo varía la velocidad de giro del motor cuando se pone a trabajar por largos periodos de tiempo?
