

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE UN MOTOR
DIESEL**

**ALEXANDER HERNANDEZ RUEDA
CRISTIAN LEONARDO PORTILLO ORTEGA**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ADMINISTRACIÓN
FACULTAD DE INGENIERIA MECÀNICA
BUCARAMANGA
2011**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE UN MOTOR
DIESEL**

**ALEXANDER HERNANDEZ RUEDA
CRISTIAN LEONARDO PORTILLO ORTEGA**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
JAVIER MAURICIO CASTELLANOS
Ing. Mecánico**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ADMINISTRACIÓN
FACULTAD DE INGENIERIA MECÀNICA
BUCARAMANGA
2011**

NOTA DE ACEPTACIÓN:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bucaramanga 5 de Abril de 2011

A Dios por darme la vida, la sabiduría y la fortaleza necesaria para lograr mis metas, a mis padres Enrique Hernández Ardila y Esperanza Rueda Cabarique por el apoyo que me han brindado en la vida, especialmente en esta etapa universitaria, a mi esposa Ana Milena Calderón Rangel, a mis hijos Alejandro y Gina Maireth que son mi mayor fuente de alegría, mi motor por quienes lucho y entrego lo mejor día tras día, a mis hermanos por acompañarme. A todos que Dios los bendiga.

ALEXANDER HERNANDEZ RUEDA

Quiero en primer lugar dar gracias a Dios por estar siempre a mi lado y regalarme el despertar cada día, gracias a mis padres Jorge Hernando Portillo Quintero y Nancy Amparo Ortega Ramírez porque me enseñaron a afrontar la vida y me acompañaron por todo el camino, gracias a mis hermanos Angélica y Jorge Portillo Ortega porque sus palabras y acciones siempre fueron de apoyo, gracias a toda mi familia porque mi mayor logro es que estén orgullosos de mí y a los amigos que vivieron a mi lado esta etapa que culmino.

CRISTIAN LEONARDO PORTILLO ORTEGA

AGRADECIMIENTOS

Los realizadores de este proyecto expresan sus más sinceros agradecimientos:

A la Universidad Pontificia Bolivariana, en especial a la Facultad de Ingeniería Mecánica, por abrirnos sus puertas y permitirnos ser parte de una comunidad fiel a sus principios y al conocimiento profesional.

Al ingeniero Javier Castellanos por ser nuestro guía y mayor colaborador en el desarrollo de este proyecto.

A todos los miembros del cuerpo docente de la Facultad de Ingeniería Mecánica por su apoyo y por el conocimiento que nos fue transmitido durante el transcurso de nuestra carrera y desarrollo del proyecto.

A Ludwig Casas quien nos acompañó y colaboró en la construcción de nuestro proyecto.

Finalmente a todos los amigos y compañeros que siempre estuvieron acompañándonos y ayudándonos en este camino de aprendizaje y crecimiento integral.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCION	3
1. MARCO TEORICO	6
1.1 BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA	6
1.1.1 Tecnología	6
1.1.2 Aplicación	7
1.2 MOTOR DIESEL	7
1.2.1 Aplicaciones de los motores diesel	8
1.3 ENSAYOS DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA	8
1.3.1 Clasificación de los ensayos para motores de combustión interna	8
1.3.1.1 Ensayo según el objetivo perseguido	8
1.3.1.2 Ensayo según la forma de realizarse	9
1.3.2 Funciones del ensayo	10
1.4 PARÁMETROS A MEDIR EN LOS ENSAYOS PARA MOTORES	10
1.4.1 Torque del motor al freno	10
1.4.1.1 Frenos de fricción	11
1.4.1.2 Frenos hidráulicos	13
1.4.1.3 Freno eléctrico	14
1.4.2 Medición de Velocidad angular del motor	15

1.4.3 Medición de Potencia al freno	16
1.4.4 Medición del consumo de combustible	16
1.5 NORMAS SAE PARA ENSAYOS DE MOTORES	17
1.5.1 Norma SAE J1349	17
1.5.2 Norma SAE J1995	17
1.6 CURVAS CARACTERÍSTICAS	18
1.6.1 Curva de potencia	18
1.6.2 Curva de torque al freno	19
1.6.3 Curva de consumo	19
1.7 REFERENCIAS COMERCIALES DE MOTORES MONOCILÍNDRICO DIESEL	20
1.7.1 Especificaciones motores monocilíndrico según la versión	21
1.8 ESTADO DEL ARTE EN BANCOS	23
2. SOLUCION CONCEPTUAL	27
2.1 LIMITE DE VARIABLES A MEDIR	27
2.2 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS	29
2.2.1 Selección del freno	29
2.2.2 Selección del medidor de torque	30
2.2.3 selección de medidor de velocidad angular	32
2.2.4 Selección de la norma para pruebas	33
2.3 DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO	33
3. DISEÑO BASICO	

3.1 DISEÑO BÁSICO DEL FRENO	35
3.2 DISEÑO TRANSMISIÓN DE POTENCIA	38
3.3 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL BANCO	40
3.4 DISEÑO DEL EJE CRÍTICO	45
4. METODOLOGIA	51
4.1 CONDICIONES DE ENSAYO TEORICO	51
4.2 ANALISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA INSTRUMENTACIÓN	51
4.3 METODO EXPERIMENTAL	54
5. ANALISIS DE RESULTADOS	55
5.1 TORQUE	55
5.1.1 Análisis de la curva de torque versus rpm	55
5.2 POTENCIA NETA	56
5.2.1 Análisis de la grafica de potencia versus rpm	57
5.3 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE	58
5.3.1 Análisis de la grafica de consumo de combustible	58
6. CONCLUSIONES	60
7. RECOMENDACIONES	62
8. BIBLIOGRAFIA	63

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Banco de ensayos de motores de combustión interna	6
Figura 2. Despiece de motor Diesel	7
Figura 3. Freno de banda	11
Figura 4. Freno de disco	12
Figura 5. Freno de tambor	12
Figura 6. Banco de pruebas de motor con freno hidráulico	14
Figura 7. Freno eléctrico	15
Figura 8. Tipos de tacómetros	16
Figura 9. Curva de potencia de un motor comercial	18
Figura 10. Curvas de potencia y par de un motor comercial	19
Figura 11. Curva del consumo específico de combustible, par y potencia de un motor comercial	20
Figura 12. Curvas característica del motor 170F	21
Figura 13. Curvas características del motor 178F	22
Figura 14. Curvas características del motor 186F	23
Figura 15. Banco de pruebas Saenz AT para motores de alto torque	24
Figura 16. Banco Gunt	25
Figura 17. Entradas y salidas de un equipo para caracterización de motores de combustión interna	27
Figura 18. Caja negra del banco dinamométrico didáctico	28
Figura 19. RS TECHNOLOGIES ROTARY TORQUE TRANSDUCER modelo No 039050-51201 junto al transductor RS TECHNOLOGIES modelo 920	31

Figura 20. Tacómetros de la facultad de ingeniería mecánica	33
Figura 21. Diagrama de funcionamiento del banco didáctico para pruebas de un motor diesel monocilíndrico	34
Figura 22. Diagrama cuerpo libre del freno	36
Figura 23. Diagrama de cuerpo libre de la transmisión de potencia	39
Figura 24. Primer diseño estructural del banco dinamométrico	41
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del primer modelo de mesa	41
Figura 26. Análisis modal	44
Figura 27. Segundo diseño estructural del banco dinamométrico	44
Figura 28. Análisis modal	45
Figura 29. Diagrama de cuerpo libre del eje	45
Figura 30. Diagrama de momento torsor	47
Figura 31. Diagramas de cortantes y momentos flectores	47
Figura 32. Instrumentación de un banco de pruebas de motor diesel monocilíndrico	49
Figura 33. Banco de pruebas de un motor diesel monocilíndrico	50
Figura 34. Imagen del display del transductor modelo 920	52
Figura 35. Falla del tubo que comunica al inyector	53
Figura 36. Curva de torque vs rpm del motor 186f	56
Figura 37. Curva de potencia vs rpm del motor 186f	57
Figura 38. Curva de consumo de combustible vs rpm del motor 186f	59

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Especificaciones del motor 170F	21
Tabla 2. Especificaciones del motor 178F	22
Tabla 3. Especificaciones del motor 186F	23
Tabla 4. Requerimiento del banco	29
Tabla 5. Selección conceptual del freno	30
Tabla 6. Selección conceptual de la transmisión de potencia	32
Tabla 7. Dimensiones del freno de seguridad	35
Tabla 8. Componentes de la distancia al punto de aplicación	42
Tabla 9. Factores de modificación del limite a la fatiga	48
Tabla 10. Datos del torque promedio	55
Tabla 11. Datos de la potencia neta promedio	57
Tabla 12. Datos del consumo especifico de combustible promedio	58

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. PRCTICA DE LABORATORIO DEL BANCO DE PRUEBAS DE UN MOTOR DIESEL MONOCILINDRICO

ANEXO B. PLAN DE MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

ANEXO C. DATOS DE LA PRUEBA

ANEXO D. PRINCIPIO DE OPERACION DEL TORQUIMETRO

ANEXO E. MANUAL DEL TRANSDUCTOR MODELO 920

ANEXO F. PROGRAMA EN LABVIEW PARA VISUALIZAR RPM

ANEXO G. CATALOGO TORQUIMETROS RS TECHNOLOGIES

ANEXO H. PLANO DE LA ESTRUCTURA DEL BANCO

RESUMEN

Este proyecto tiene como entregable principal un banco dinamométrico para evaluar el desempeño de un motor Diesel monocilíndrico de 10 hp, a través de la elaboración de las curvas características (potencia neta al freno, torque al freno y consumo específico de combustible). Para ello se utiliza una máquina térmica alternativa de referencia 186F, sobre la cual se realizan mediciones de velocidad de giro en rpm, consumo de combustible y el torque al freno en N-m.

El banco de pruebas está constituido por una estructura, un freno de tambor, y el motor diesel. Sobre esta infraestructura y con el apoyo de equipos de medición como el torquímetro y el tacómetro, se realizan pruebas de funcionamiento al motor a diferentes regímenes de velocidad con el objeto de obtener las curvas características antes mencionadas. Las curvas obtenidas son reportadas y analizadas en el presente documento.

ABSTRACT

This project deals with the design and building of a dynamometer test bench to evaluate the performance of a single-cylinder 10 hp diesel engine, through the development of the characteristic curves (net power to the brake torque and brake specific fuel consumption). It uses an alternative 186F heat engine, which speed, fuel consumption and brake torque are measured.

The bench test consists of a structure, a brake drum and a diesel engine. With this infrastructure and the support of measuring devices such as a torque sensor and a tachometer, experimental data are collected at different speed in order to obtain the curves of interest. The curves obtained are reported and analyze in this document.

INTRODUCCION

En la actualidad los bancos dinamométricos de fricción son utilizados para el desarrollo, caracterización y pruebas de los motores de combustión interna alternativos. Esta instalación, permite que la máquina térmica funcione a diferentes regímenes y al mismo tiempo ofrece la posibilidad de medir algunas variables físicas asociadas con el funcionamiento del motor.

Con respecto a las pruebas realizadas en estos equipos, las más importantes son las que sirven para obtener los valores relativos al torque del motor al freno, la potencia neta desarrollada, el consumo específico de combustible y la composición de los gases de escape.

Para los fines específicos de este proyecto el banco dinamométrico debe permitir la medición parámetros operativos como, torque al freno, velocidad angular, potencia al freno y consumo de combustible.

En este documento se plasma el diseño básico y la puesta en marcha del banco dinamométrico de fricción para motor diesel monocilíndrico junto con el método para poder caracterizar el desempeño de la maquina térmica. También, el documento contiene información sobre la selección de los equipos para medir y registrar velocidad de giro, torque y el sistema de frenado.

OBJETIVOS

El objetivo general de este proyecto es diseñar, construir y poner en funcionamiento un banco de pruebas de un motor diesel monocilíndrico para caracterizar su desempeño, mediante el uso de sensores de velocidad de giro y un sistema de frenado para el torque.

Los objetivos específicos del proyecto son:

- Evaluar el estado del arte en materia de bancos de laboratorio, para enmarcar el diseño conceptual de un banco de pruebas.
- Realizar el diseño y construcción de la estructura del banco de pruebas del motor diesel de 10 HP monocilíndrico, basados en análisis numéricos.
- Determinar la velocidad de giro del eje del motor utilizando un sensor de velocidad.
- Determinar el torque al freno a distintas velocidades de giro, utilizando un sistema dinamométrico.
- Determinar indirectamente la potencia del motor a distintas velocidades de giro, a partir de la medición de torque y la velocidad.
- Determinar el consumo de combustible específico del motor, a distintas velocidades de giro
- Elaborar el manual de pruebas de experimentos para el banco de motores de combustión interna.

JUSTIFICACION

Este proyecto surge de la necesidad de la Facultad de Ingeniería Mecánica de desarrollar equipos de laboratorio que permitan interactuar con los principios y fenómenos involucrados en los motores de combustión interna diesel para brindar la posibilidad de comprender y evaluar los aspectos básicos del motor para soportar los conceptos teóricos en juego. En este sentido, uno de los entregables importantes del proyecto es el banco de pruebas para motor diesel, que permitirá la realización de ensayos de laboratorio de la asignatura Motores de Combustión Interna Alternativos, que hasta hace poco debían llevarse a cabo por fuera del campus de la universidad, con el apoyo de otras instituciones educativas de la región.

Otro aspecto importante derivado de la creación de este tipo de equipos, es el desarrollo futuro de nuevos trabajos de grado o proyectos de investigación que impulsen a la universidad en este campo específico del conocimiento.

Finalmente, se debe resaltar que este proyecto involucra estudios de una gran cantidad de áreas de conocimiento de la ingeniería mecánica, tales como, motores de combustión interna, termodinámica, materiales, diseño y vibraciones mecánicas, que brindan a los autores la oportunidad de afianzar conocimientos adquiridos durante el proceso de aprendizaje de cada una de ellas.

1. MARCO TEÓRICO

1.1 BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

Un banco de pruebas (véase figura 1), es un dispositivo utilizado para evaluar parámetros operativos como, torque al freno, potencia al freno, velocidad angular y consumo de combustible.

Para Guido Amarilla¹ los bancos de pruebas se clasifican de acuerdo con:

1.1.1 Tecnología

1. **Bancos de prueba dinamométricos.** Producen un frenado del motor por acción de un dispositivo activo que disipa la energía entregada en forma de calor.
2. **Bancos de prueba inerciales.** No poseen un elemento que produzca una carga, sino que cuentan con una masa inercial que opone resistencia al motor o vehículo, solamente mientras esté acelerándose.
3. **Bancos de prueba híbridos.** Es un banco de pruebas que posee una masa inercial importante y al mismo tiempo cuenta con un dinamómetro para producir carga en régimen fijo.

Figura 1. Banco de ensayos de motores de combustión interna



Tomado de: <http://www.ibercampus.es/archivos/Image/motorhidrogeno.jpg>

¹ AMARILLA, Guido. Bancos de Prueba. [en línea] < <http://www.iccode.com.ar/es/articulos/41-bancos-de-prueba-tipos.html> > IC Code Desarrollos en Internet [consulta : 16 marzo 2011]

1.1.2 Aplicación

a) Según la forma de medir.

- **De motores.** Sólo se mide el motor y éste debe desmontarse del vehículo para medirse.
- **De chasis.** Se mide el vehículo completo a través de sus ruedas. Puede usarse un rodillo (simple o doble) o pueden montarse dinamómetros individuales en cada rueda.

1.2 MOTOR DIESEL

Un motor diesel, como el mostrado en la Figura 2, es una máquina térmica de combustión interna en la cual el combustible es inyectado en la cámara muy tarde durante la carrera de compresión; el encendido se logra por la temperatura elevada que produce la presión del aire en el interior del cilindro. Rudolf Diesel desarrolló la idea del motor diesel y obtuvo la patente en 1892. El motor de gasolina al principio tenía muy poca eficiencia por lo que su objetivo era crear un motor que tuviese un mayor desempeño. Rudolf Diesel estableció las razones y desarrolló el motor que lleva su nombre, cuya eficiencia es bastante superior. En teoría, el ciclo diesel difiere del ciclo Otto, en que la combustión se produce a una presión constante, en vez de a volumen constante.

Figura 2. Despiece de motor Diesel



Tomado de: <http://img.motorpasion.com/2008/01/despiece-motor-tsi.jpg>, [consulta: 16 Marzo de 2011]

1.2.1 Aplicaciones de los motores Diesel. Los motores diesel se utilizan como fuente de potencia con diversas finalidades; los vehículos como automóviles y camiones, sólo representan una pequeña parte de esta potencia. Los tractores, maquinaria de construcción, compresores móviles, plantas de potencia, unidades de propulsión marina, locomotoras, submarinos y bombas de regadío, utilizan motores Diesel. Las máquinas térmicas alternativas Diesel más grandes se encuentran en los barcos de pasajeros y en las plantas de energía fijas proporcionando miles de caballos de vapor. Con este abanico tan amplio de aplicaciones, los motores diesel, varían considerablemente en su aspecto y construcción. Su diseño utiliza cualquier forma de configuración de motor incluyendo los modelos en línea, radiales, opuestos y una variedad de configuraciones en “V” con pistones colocados a distintos ángulos desde el centro del cigüeñal.²

1.3 ENSAYOS DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

Los motores de combustión interna se someten a exigentes pruebas de durabilidad y de carga, al mismo tiempo que a una larga serie de mediciones; esto se repite variando las condiciones operativas para estudiar los cambios en los distintos parámetros de funcionamiento de la máquina, hasta alcanzar una precisa puesta a punto. Por lo tanto estas pruebas se hacen necesarias en motores nuevos como en motores usados, con el objetivo de corroborar y verificar que las variables medidas estén dentro del rango y límites de un motor nuevo.

1.3.1 Clasificación de los ensayos para motores de combustión interna.

En la actualidad la tecnología en motores de combustión interna alternativos, plantea la necesidad de realizar ensayos para poder obtener visualmente el comportamiento de las variables de funcionamiento del motor. Según Ruiz Rosales Santiago³ dichos ensayos se pueden clasificar bajo dos criterios; el primero es, según el objetivo perseguido en el ensayo y el segundo, la forma de realización de la misma.

1.3.1.1 Ensayo según el objetivo perseguido. Este tipo de ensayo se divide en cuatro, los cuales se sintetizan a continuación:

- **Ensayo de control de calidad:** Su objetivo principal es verificar los problemas relacionados a nivel de acabados y fiabilidad en las

² Manual Diesel de reparación y mantenimiento por Chilton 1978-84“et al”. 1^a ed., Chilton book, 1984.

³ Prácticas de motores de combustión por Ruiz Santiago “et al”. 1^a ed. México, Alfa omega, 2005.

prestaciones de los motores de combustión interna recién ensamblados, antes de llegar al usuario.

- **Ensayo de homologación:** Su fin es comprobarle a los organismos oficiales y también a su futuro usuario, las prestaciones y emisiones del motor. Estos ensayos por lo general se realizan según alguna norma internacional (DIN, ISO, SAE), en la cual se detalla el método utilizado en el ensayo y las variables a medir en él (par, consumo, potencia y gases contaminantes).
- **Ensayo de repetición:** Este tipo de ensayo se realiza a petición del futuro usuario y tiene como finalidad cumplir alguna norma específica o cláusula en particular del contrato.
- **Ensayo de investigación y desarrollo:** Su principal objetivo es el estudio y comprensión del comportamiento de un motor de combustión interna alternativo. La metodología y la instrumentación a emplear para este tipo de ensayo, depende del fenómeno a estudiar y de la información que se requiera.

1.3.1.2 Ensayo según la forma de realizarse. Se subdivide en tres grupos:

- **Ensayos con combustión:** Este ensayo se realiza a motores de combustión interna alternativos, que estén en buen estado de funcionamiento, con el fin de obtener las curvas de rendimiento bien sea en régimen estacionario o en estado transitorio, sin embargo este ensayo tiene complicaciones cuando se trata de medir algunas variables específicas que tienen que ver con fenómenos internos del motor.
- **Ensayo sin combustión:** Por lo general este tipo de ensayo se utiliza para el estudio de pérdidas mecánicas y se lleva a cabo utilizando el motor de arranque, por este motivo las condiciones de funcionamiento en el cilindro difieren de las reales.
- **Ensayo sobre modelos:** El objetivo de este tipo de ensayo es la realización de pruebas en condiciones controladas a un modelo físico de algún proceso del motor.

1.3.2 Funciones del ensayo. Existen tres funciones básicas en el momento de realizar un ensayo.

- **Medir:** Es conocer el valor ya sea instantáneo o medio de una variable específica a estudiar, utilizando un dispositivo que recibe la energía de

un sensor mecánico, electromagnético o acústico y la transmite a otro, en una señal digital o analógica.

- **Regular:** Mantener la variable medida estable, en un tiempo determinado.
- **Registrar:** Recoger los valores de las variables en una tabla, cuyos datos son obtenidos de las repeticiones del ensayo.

1.4 PARÁMETROS A MEDIR EN LOS ENSAYOS PARA MOTORES.

Los parámetros a medir son aquellos que dan información de las características del funcionamiento de la máquina térmica alternativa.

1.4.1 Torque del motor al freno. El torque es la fuerza que tiende a torcer un cuerpo o hacerlo girar en un eje de rotación y se calcula multiplicando la fuerza por la distancia. Es medida en el sistema internacional en newton-metros (N-m) o en sistema ingles libras-pulgadas (lb-in).

La ecuación que resume la anterior definición es:

$$T = F \times r \quad (\text{Ecuación 1})^4$$

Donde: F: Fuerza
r: Radio de giro

En la cámara de combustión de un motor alternativo se genera presión a causa de la ignición del aire-combustible y las altas temperaturas, esto desplaza los pistones hacia abajo, haciendo girar el cigüeñal.

La forma directa de medir el torque de un motor es acoplando un elemento capaz de absorber y disipar la energía entregada por el mismo. El sistema utilizado para medir el torque al motor se denomina freno dinamométrico. Los más conocidos son: freno de fricción, hidráulico y eléctrico.

1.4.1.1 Frenos de fricción. Estos son una evolución de los frenos prony; dispositivos ya en desuso. Utilizado para detener o disminuir el movimiento giratorio de un cuerpo o eje.

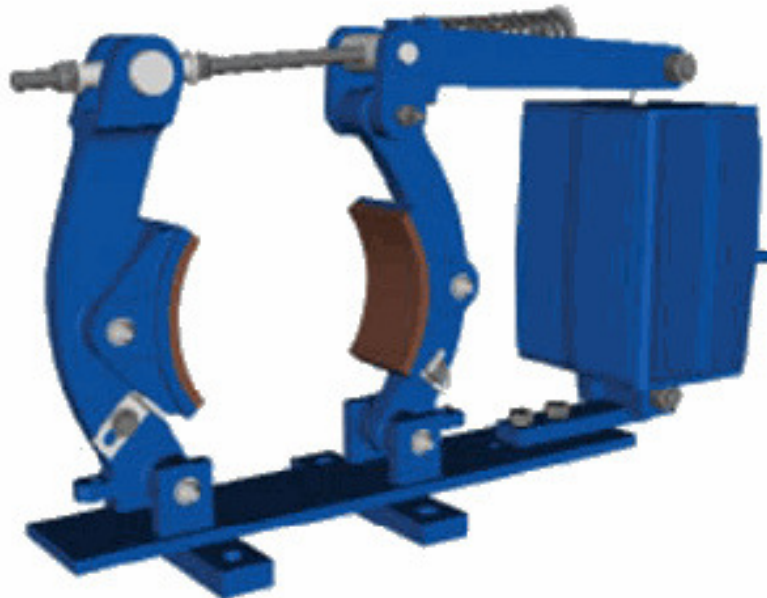
⁴ SERWAY, Raymond A. y JEWETT, Jhon W. Física para ciencias e ingenierías. 6^a ed. México, THOMSON, 2005. Volumen I

Los frenos son transformadores de energía. Convierten la energía cinética del cuerpo desacelerado en calor o trabajo, utilizando para este fin las fuerzas de fricción, entre una parte móvil y una fija.

Entre las variaciones del freno de fricción se encuentra:

- a) **Frenos de banda:** Se utiliza una banda flexible instalada en un par de zapatas que ejercen presión y a la vez generan la fricción necesaria sobre un cilindro o tambor giratorio, que se encuentra solidario al eje, el cual se quiere desacelerar. (Véase figura 3).

Figura 3. Freno de banda



Tomado de: <http://sabelotodo.org/automovil/frenobanda.html>, [consulta: 16 Marzo de 2011]

- b) **Freno de disco:** Este se compone de un plato montado sobre el eje o cuerpo a desacelerar y una mordaza instalada en la parte externa con pastillas que al aplicar los frenos, presionan ambas caras del disco, generando fricción⁵(Véase figura 4).

⁵ RaBaNeLLi, Frenos y Embragues, [en línea], <<http://apuntes.rincondelvago.com/frenos-y-embragues.html>> Rincon del vago en internet. [consulta : 16 marzo 2011]

Figura 4. Freno de disco



Tomado de: <http://img.tallervirtual.com/wp-content/uploads/2010/01/Frenos-Coche.jpg>, [consulta: 16 Marzo de 2011]

- **Freno de tambor:** en este tipo la fricción se causa por un par de zapatas semicirculares que presionan contra la superficie interna de un tambor metálico que gira con el eje. Las zapatas están montadas en un plato de anclaje siendo esta la parte fija del sistema⁶ (Véase figura 5).

Figura 5. Freno de tambor

a) Parte móvil



b) parte fija



Tomado de:

a) <http://www.indubal.cl/wp-content/uploads/2009/10/tambor-de-freno.jpg>, [consulta: 16 Marzo de 2011]

b) <http://www.forocepas.com/vbulletin/showthread.php?t=62381>, [consulta: 16 Marzo de 2011]

⁶ Hidalgo, Alexbier. Generalidades sobre sistemas de freno. [en línea] <http://www.monografias.com/trabajos68/generalidades-sistemas-freno/generalidades-sistemas-freno2.shtml> monografias.com en Internet. [consulta : 16 marzo 2011]

1.4.1.2 Frenos hidráulicos. Este consta de una bomba hidráulica de desplazamiento positivo, un depósito para el fluido hidráulico y las tuberías entre las dos partes. En la tubería de descarga de la bomba se encuentra una válvula regulable y entre estas un indicador u otros instrumentos de medición de la presión hidráulica. Una breve explicación de su funcionamiento sería: el motor es llevado hasta el régimen deseado, luego la válvula se cierra gradualmente. Como la salida de la bomba está restringida, la carga aumenta induciendo una fuerza de frenado en el dispositivo bajo prueba (Véase figura 6).

Como lo indica Metas & Metrólogos asociados⁷, los valores de presión (P) son transformados a valores de fuerza (F) mediante la siguiente ecuación:

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{Ecuación 2})$$

De la cual despejando la fuerza (F) obtenemos:

$$F = P \times A \quad (\text{Ecuación 3})$$

Los valores de área (A) son determinados por la ecuación del círculo la cual es:

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (\text{Ecuación 4})$$

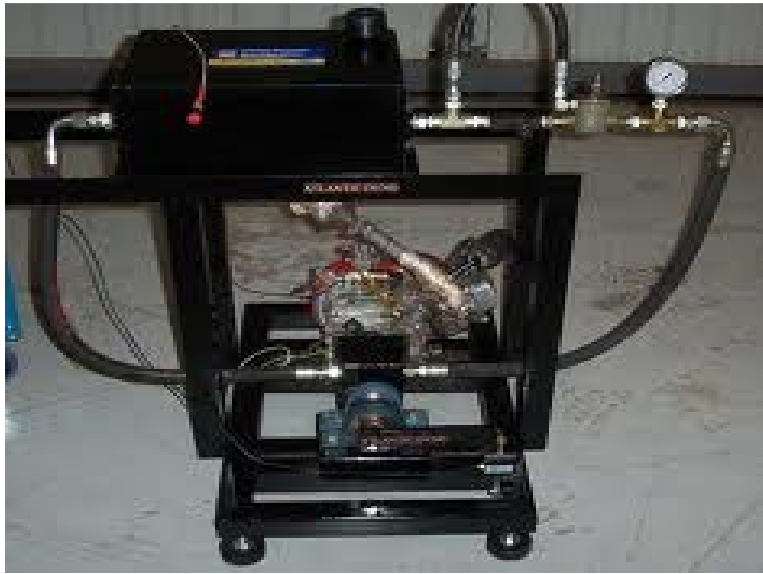
En esta ecuación el valor del diámetro (D) los proporciona el fabricante del instrumento, el cual está especificado comúnmente como "DIA RAM" (diámetro de carga).

Las ventajas más relevantes de este tipo de freno son: menor costo, reducción en su tamaño incluso para potencias elevadas, baja inercia y permite realizar ensayos a carga estabilizada por tiempo indefinido.

Por otro lado las desventajas son: bajo torque de frenado a bajas RPM, infraestructura costosa (bombas, recipientes), rango de trabajo reducido y mantenimiento más frecuente.

⁷ Metas & Metrólogos asociados. La guía metas: Dinamómetros Hidráulicos. [en línea] <
<http://es.scribd.com/doc/42054269/La-Guia-MetAs-09-04-Dinamometros-Hidraulicos> > Scibd en Internet [consulta : 16 marzo 2011]

Figura 6. Banco de pruebas de motor con freno hidráulico



Tomado de: http://www.sportdevices.com/gallery/brake_based.jpg, [consulta: 16 Marzo de 2011]

1.4.1.3 Freno eléctrico. El décimo tercer encuentro regional iberoamericano de CIGRÉ⁸, afirma que este tipo de freno aprovecha la capacidad del sistema de excitación, para sostener un cortocircuito controlado en el bobinado del generador, produciendo pérdidas de energía, durante este proceso estas son disipadas en el bobinado y tomadas de la energía cinética almacenada en las masas rotantes produciendo un par de frenado. (Véase figura 7).

$$C_{fe} = \frac{I_{cc}^2 \times (R_e + P_{ss})}{\omega} \quad (\text{Ecuación 5})$$

Donde:

C_{fe}= par de frenado eléctrico.

R_e= Resistencia del bobinado.

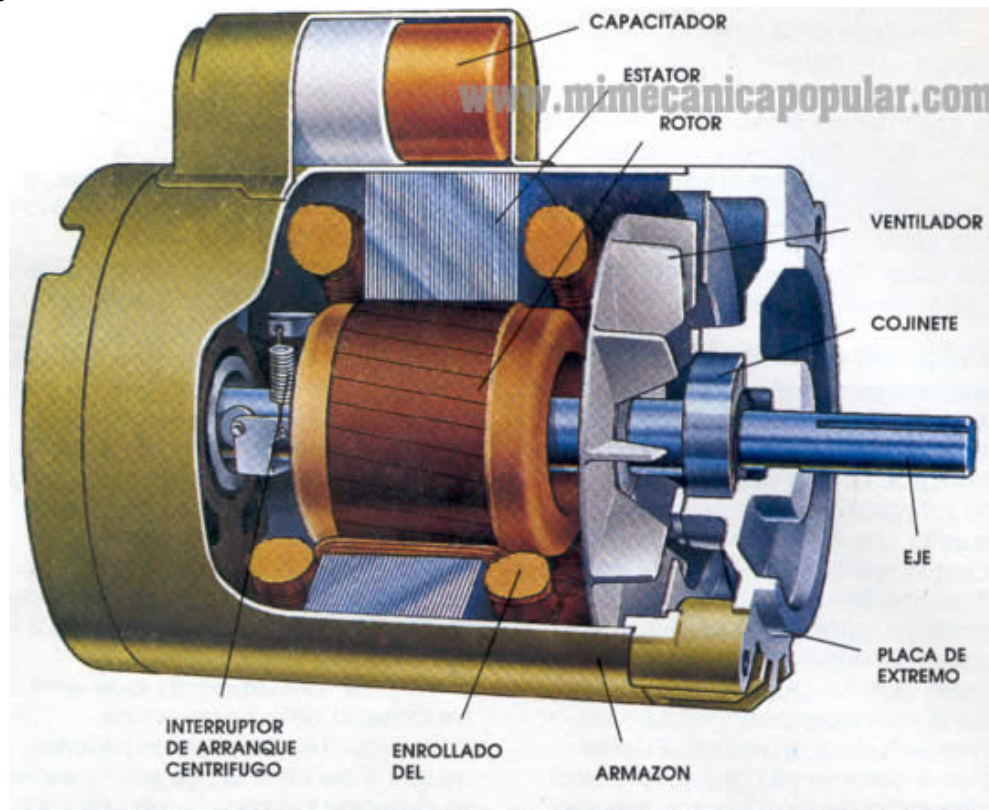
I_{cc}= Corriente de cortocircuito en el bobinado.

P_{ss}= Pérdidas suplementarias en el bobinado.

Las ventajas más representativas para este freno son: alto torque de frenado aún a bajas RPM, alta precisión en el control, permite un control automático preciso, alta durabilidad, mantenimiento simple y menos frecuente, en el caso de los dinamómetros refrigerados por aire no requiere infraestructura adicional, mientras sus desventajas más comunes son: mayor costo, el frenado a plena potencia sólo puede hacerse por un tiempo corto.

⁸ Labplan. Dinamómetro hidráulico. < <http://www.labplan.ufsc.br/congressos/XIII%20Eriac/A1/A1-06.pdf> > Labplan en Internet [consulta : 15 noviembre 2010]

Figura 7. Freno eléctrico



Tomada de:

http://2.bp.blogspot.com/_aLdQxahB98Q/SwMKSTfzpyI/AAAAAAAAAEI/E_SEZTi_qQk/s1600/trabaja_motor_electrico-a.jpg, [consulta: 16 Marzo de 2011]

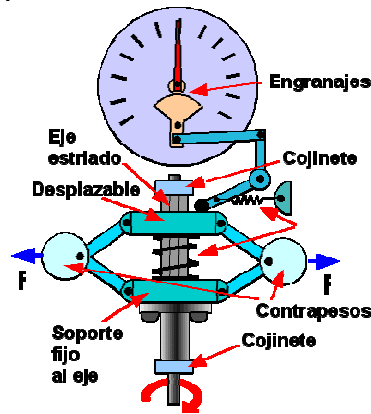
1.4.2 Medición de Velocidad angular del motor. La velocidad angular o velocidad de giro del motor es el complemento al torque para desarrollar las curvas características y se define como el ángulo de giro del cigüeñal con respecto a un tiempo determinado. La medición de la velocidad angular se realiza generalmente con tacómetros, los cuales pueden ser eléctricos o mecánicos. (Véase figura 8).

Entre los tacómetros mecánicos se encuentra el contador de revoluciones que mide localmente la velocidad de rotación de una maquina o dispositivo giratorio y el tacómetro centrífugo que es el que mide la fuerza centrífuga de una masa que gira con el eje. Por otro lado, los tacómetros eléctricos emplean un traductor que produce una señal análoga o digital, como conversión de la velocidad de giro del eje de la máquina.⁹

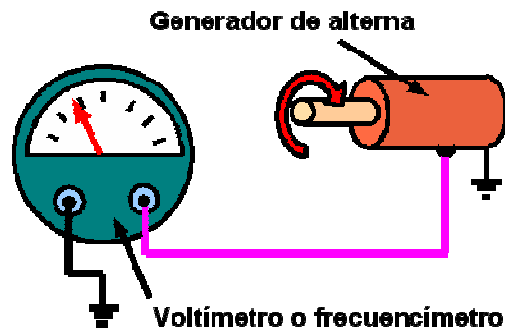
⁹ CREUS, Antonio. Instrumentación industrial. 6^a ed. México, ALFAOMEGA GRUPO EDITOR, 1998.

Figuras 8. Tipos de tacómetros

a). Tacómetro mecánico



b). Tacómetro eléctrico



Tomada de:

a) <http://www.sabelotodo.org/aparatos/imagenes/tacometrocentrifugo3.gif>, [consulta: 16 Marzo de 2011]

b) <http://www.sabelotodo.org/aparatos/imagenes/tacometroelectrico.gif>, [consulta: 16 Marzo de 2011]

1.4.3 Medición de Potencia al freno. La potencia (P) se define como el producto entre el torque al freno (T) y la velocidad angular (ω) que puede estar dada en revoluciones por minuto (rpm) o por radianes por segundo (rad/s).

$$P = T \times \omega \quad (\text{Ecuación 6})^{10}$$

Esta es la definición que más se ajusta para el caso de un motor, ya que al graficar la curva de potencia lo que se hace es medir el torque al freno para cada régimen de giro y posteriormente multiplicar ambas magnitudes.

1.4.4 Medición del consumo de combustible. La medida del consumo de combustible consiste en determinar el tiempo empleado por el motor en consumir una determinada cantidad de combustible. Los métodos más empleados para la medida de este parámetro son: el método gravimétrico y el método volumétrico¹¹.

En el método gravimétrico se determina el tiempo empleado por el motor en consumir una masa conocida de combustible contenida en el depósito de una balanza de presión, mientras que en el método volumétrico se determina el

¹⁰ HAMROCK, Bernard J. JACOBSON, Bo O. SCHMID, Steven R. Elementos de máquinas. 4ª ed. México, McGraw-Hill, 2000

¹¹ Ruiz Santiago, óp. Cit.

tiempo empleado por el motor en consumir un volumen conocido de combustible¹².

1.5 NORMAS SAE PARA ENSAYOS DE MOTORES

De acuerdo con SAE Internacional¹³, estas normas permiten a los fabricantes asegurar a los clientes que los motores entregan la potencia y torque que se exige. Los fabricantes tienen la opción de certificar los motores con la norma J1349 (de potencia neta) o J1995 (de potencia bruta)

1.5.1 Norma SAE J1349. Esta norma tiene por objeto proporcionar un método para obtener mediciones repetibles que reflejan con precisión el rendimiento del motor.

- a) Objeto de la norma.** Esta norma ha sido adoptada por SAE para especificar:
- Fundamentos para la valoración de la potencia neta y torque del motor.
 - La referencia de entrada de aire y las condiciones de suministro de combustible en el ensayo.
 - Un método para la corrección de potencia durante los ensayos y el torque a las condiciones de referencia.
 - Un método para determinar la potencia neta a plena carga del motor y el torque con un dinamómetro.
 - Un procedimiento para asegurar que los controles del motor estén operando de una manera consistente.
- b) Campo de aplicación.** Este documento de código de prueba es aplicable tanto a los motores de encendido por chispa (SI) como los de encendido por compresión (CI), de aspiración natural y sobrecargada con o sin refrigeración por aire. Este documento no se aplica a los motores de las aeronaves o marinos. La norma es aplicable a los motores de combustión interna, utilizados en un sistema de propulsión híbrido, pero no comprende la producción combinada de la cadena de tracción híbrida.

1.5.2 Norma SAE J1995. La norma ha sido adoptada por SAE para especificar:

- La potencia del motor en bruto.

¹² *Ibíd.*

¹³ IHS. SAE J1349 Document Information: Engine power test code—spark ignition and compression ignition—net power rating. [en línea] < <http://engineers.ihs.com/document/abstract/XNFZFBAAAAAAAAA> > IHS en Internet [consulta : 15 noviembre 2010]

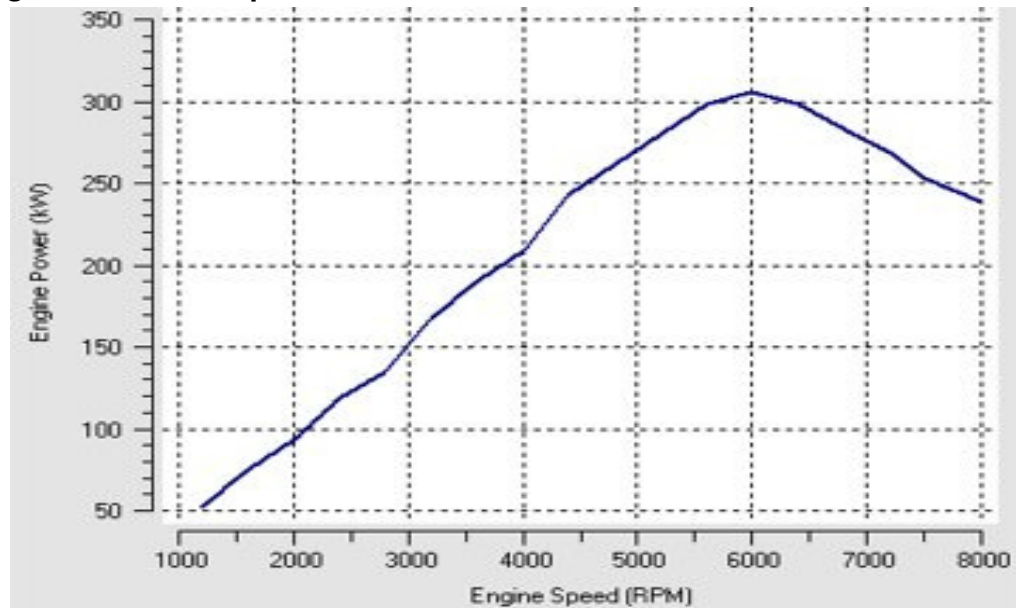
- La del aire de entrada y condiciones del suministro de combustible de prueba.
 - Un método para la corrección de potencia durante los ensayos para condiciones de referencia.
 - Un método para determinar la potencia bruta del motor a plena carga con un dinamómetro.
- a) **Ámbito de aplicación.** El código de prueba es aplicable a motores de cuatro tiempos y de dos tiempos encendido por chispa (SI) y los motores de encendido por compresión (CI) de aspiración natural y sobrecargada, con o sin refrigeración por aire. Este documento no se aplica a los motores de las aeronaves o marinos.

1.6 CURVAS CARACTERÍSTICAS

El comportamiento de un motor está caracterizado por las curvas de desempeño, indicadas en función de la velocidad de rotación del motor, la potencia, torque y consumo de combustible.

1.6.1 Curva de potencia. Como se ve en la figura 9, la curva crece progresivamente hasta un valor máximo de diseño, después decrece rápidamente hasta su límite de utilización, especialmente en el motor Diesel.

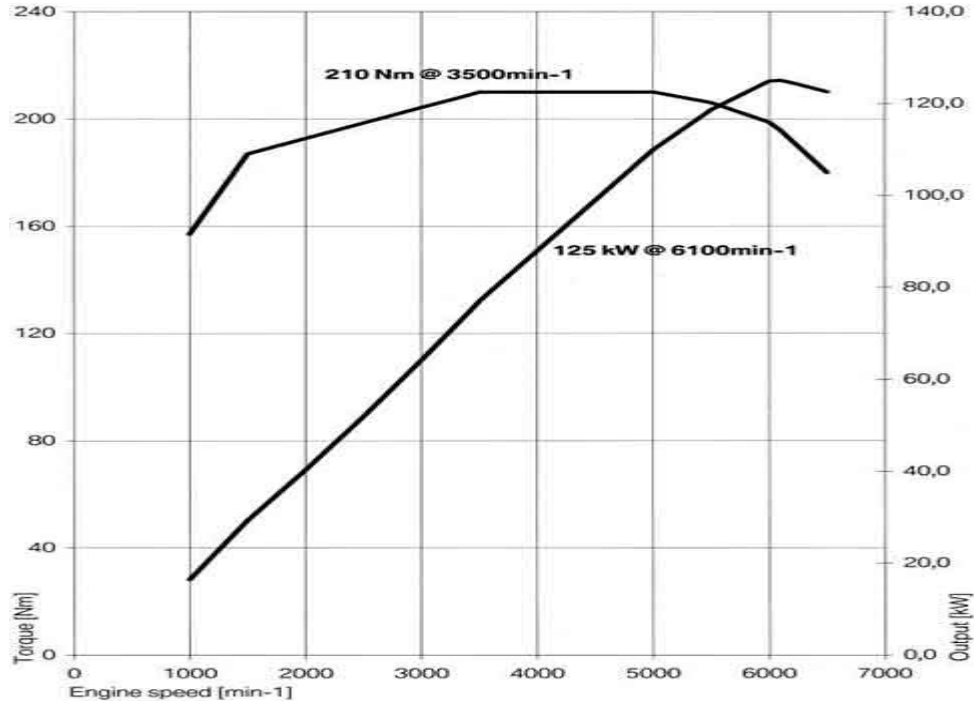
Figura 9. Curva de potencia de un motor comercial



Tomado de <http://www.marviva.org/articulos/curva-potencia-motor-diesel.jpg>, [consulta: 16 Marzo de 2011]

1.6.2 Curva de torque al freno. Como se ve en la figura 10, la curva tiende a ser más horizontal que la de potencia, pero sin perder su concavidad; también crece al aumentar las revoluciones del motor pero su razón de cambio es menor. El torque máximo se consigue a un menor régimen de revoluciones que la potencia máxima pero a la vez el decrecimiento del par es mucho más lento al aumentar la velocidad de giro.

Figura 10. Curvas de potencia y par de un motor comercial

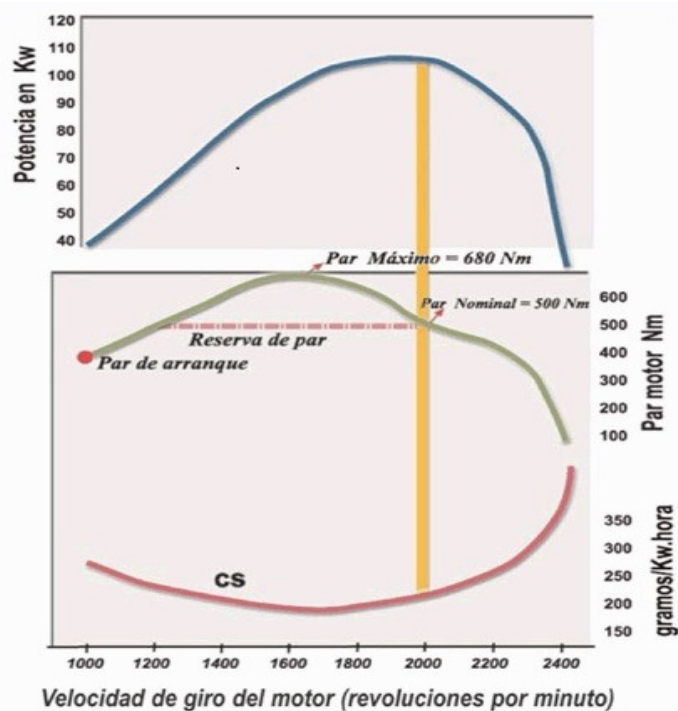


Tomado de:

http://www.autovia.com/noticias/pruebas/bmw_berlina5_03_2003/image002.jpg, [consulta: 16 Marzo de 2011]

1.6.3 Curva de consumo. Como se ve en la figura 11, la curva de consumo específico decrece al aumentar la velocidad de giro del motor hasta llegar al valor de menor consumo y a partir de allí empieza a crecer gradualmente hasta el límite de utilización de diseño. Los motores Diesel tienen su punto de menor consumo específico a régimen de velocidad de giro más altas.

Figura 11. Curva del consumo específico de combustible, par y potencia de un motor comercial.



Tomado de <http://www.fao.org/docrep/009/x0487s/X0487S04.gif>, [consulta: 16 Marzo de 2011]

1.7 REFERENCIAS COMERCIALES DE MOTORES MONOCILÍNDRICO DIESEL

Las últimas versiones de motores monocilíndricos Diesel que han llegado al mercado nacional son las 170F, 176F, 186F. Según CNGENERATOR,¹⁴ las características y ventajas de estos motores son:

- Sistema de combustión de inyección directa.
- Eficiente filtro de aire del sistema.
- Acuerdo en la estructura y de tamaño pequeño.
- Toma de fuerza de elección múltiple.
- Arranque manual y eléctrico.

1.7.1. Especificaciones motores monocilíndrico según la versión: En la figuras 12, 13, 14, se observan las curvas características de los motores 170F, 176F y 186F.

¹⁴ CNGENERATOR. Motor diesel refrigerado por aire. [en línea] <http://www.cngenerator.com/product/air_cooled_diesel_engine.html> CNGENERATOR en Internet [consulta : 17 de marzo 2011]

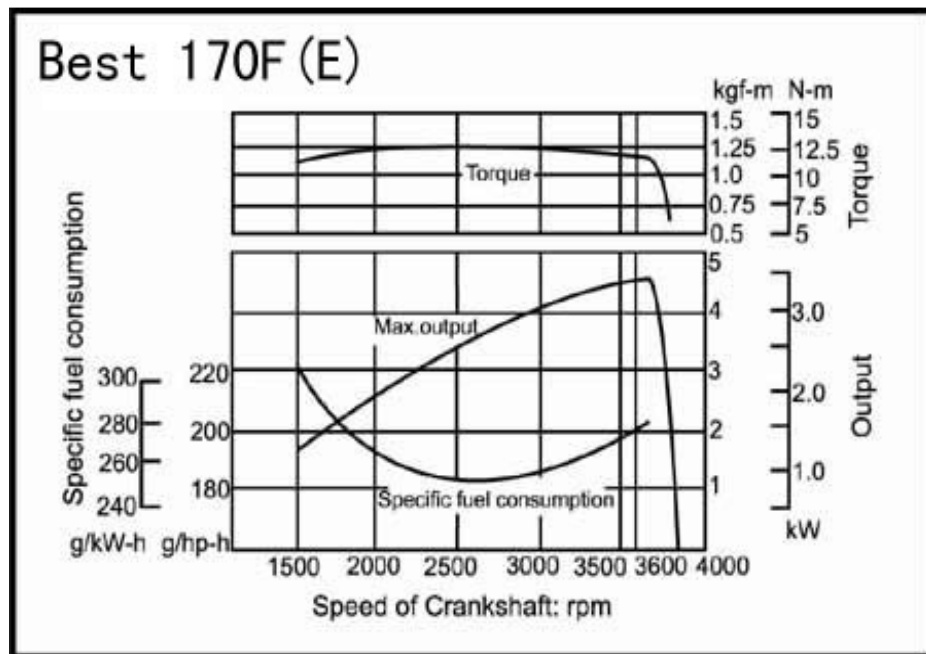
a) Modelo 170F

Tabla 1. Especificaciones del motor 170F

Tipo de motor: monocilindro, refrigerado por aire, 4 tiempos vertical
Diámetro X carrera (mm):70x55
Desplazamiento: 211cc
Relación de compresión: 20:01
Max Potencia de salida (3.1kW) / 3600rpm
Rotación: hacia la derecha
Capacidad del tanque de combustible: (L / gal) 2,5 / 0,66
El consumo de combustible: 295 g / kWh
Combustible: diesel
Aceite lubricante: SAE 10W30
Peso neto: (kg / lb) 20 / 44.1

Adaptado de: http://www.cngenerator.com/product/air_cooled_diesel_engine.html,
[consulta: 16 Marzo de 2011

Figura 12. Curvas característica del motor 170F



Tomado de: http://www.cngenerator.com/product/air_cooled_diesel_engine.html,
[consulta: 16 Marzo de 2011

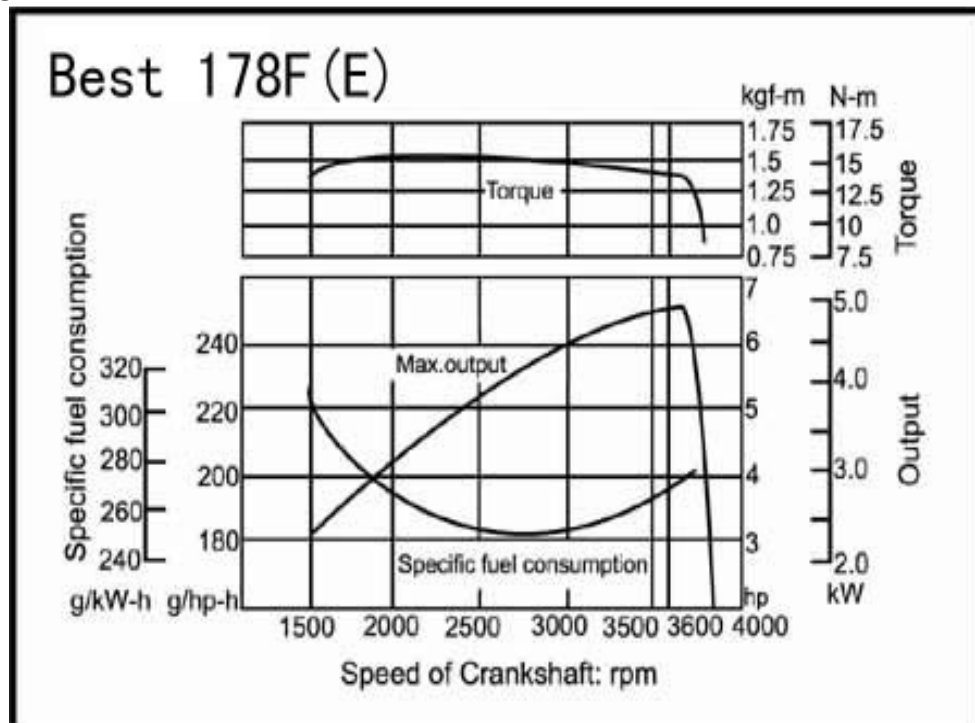
b) Modelo 178F

Tabla 2. Especificaciones del motor 178F

Tipo de motor: monocilindro, refrigerado por aire, 4 tiempos verticales.
Diámetro X carrera (mm): 78x62.
Desplazamiento: 296cc.
Relación de compresión: 20:01
Max Potencia de salida: (4.4kW) / 3600rpm
Rotación: hacia la derecha
Capacidad del tanque de combustible: (L / gal) 3,5 / 0,93
El consumo de combustible: 285 g / kWh
Combustible: diesel
Aceite lubricante: SAE 10W30
Peso neto: (kg / lb) 43 / 94.8

Adaptada de: http://www.cngenerator.com/product/air_cooled_diesel_engine.html, [consulta: 16 Marzo de 2011

Figura13. Curvas características del motor 178F



Tomado de: http://www.cngenerator.com/product/air_cooled_diesel_engine.html, [consulta: 16 Marzo de 2011

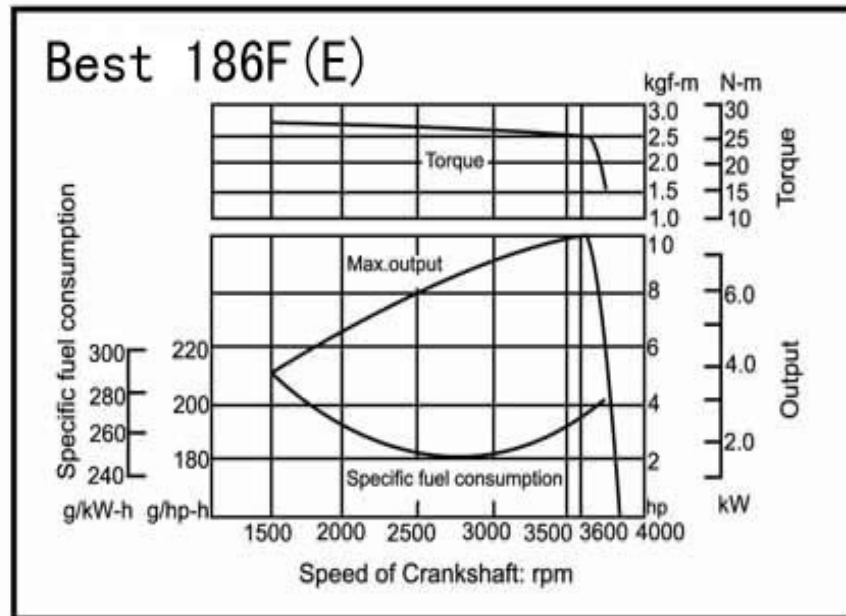
c) **Modelo 186F**

Tabla 3. Especificaciones del motor 186F

Tipo de motor: monocilindro, refrigerado por aire, 4 tiempos vertical
Diámetro X carrera: (mm) 86x70
Desplazamiento: 406cc
Relación de compresión: 20:01
Max Potencia de salida: (6.6kW) / 3600rpm
Rotación: hacia la derecha
Capacidad del tanque de combustible: (L / gal) 5,5 / 1,45
El consumo de combustible: 270 g / kW-h
Combustible: diesel
Aceite lubricante: SAE 10W30
Peso neto (kg / lb): 53 / 116,9

Adaptado de: http://www.cngenerator.com/product/air_cooled_diesel_engine.html, [consulta: 16 Marzo de 2011]

Figura 14. Curvas características del motor 186F



Tomado de: http://www.cngenerator.com/product/air_cooled_diesel_engine.html, [consulta: 16 Marzo de 2011]

1.8 ESTADO DEL ARTE EN BANCOS

Un banco de pruebas es una instalación utilizada para el desarrollo, caracterización y pruebas del motor de combustión interna. La instalación

permite el funcionamiento del motor en regímenes diferentes y ofrece medición de algunas variables físicas.

Un banco de pruebas sofisticado consta de varios sensores o transductores, adquisición de datos de características y actuadores para controlar el estado del motor. Los sensores que miden diversas variables físicas de interés, como son: velocidad angular, aire de admisión, consumo de combustible, aire-combustible, mezcla de admisión, gases de escape, condiciones atmosféricas como temperatura, presión y humedad.

La información obtenida a través de los sensores es procesada y registrada a través de sistemas de adquisición de datos.

En cuanto a los Bancos de Prueba de Motores un equipo que está a la vanguardia en tecnología es el SAENZ modelo AT¹⁵ el cual está diseñado para motores Diesel de alto torque con gran capacidad, precisión y estabilidad. (Véase figura 15).

Estos bancos están equipados con un sistema electrónico de adquisición de datos con software para Windows, que permiten probar motores hasta 4000 RPM en forma sostenida y controlada. Se fabrican en diferentes versiones, de esta forma se cubre una gran gama de capacidades, lo cual permite probar prácticamente cualquier tipo de motor.

El sistema electrónico de adquisición de datos realiza las mediciones de potencia, torque y rpm. El software permite construir gráficos y reportes comparativos para las variables medidas.

Figura 15. Banco de pruebas Saenz AT para motores de alto torque



Tomado de: http://www.saenzdynos.com.ar/img/prod_at.gif, [consulta: 15 noviembre 2010]

¹⁵ SAENZ. banco de pruebas de motores: AT. [en línea] < http://www.saenzdynos.com.ar/content/motores_at.php >Saenz en Internet [consulta : 15 noviembre 2010]

Entre los accesorios del banco se encuentra un tablero de control y un monitor para la visualización de la adquisición de datos. Este banco tiene cuatro soportes sobre los cuales es posible montar cualquier motor.

Como ejemplo de un banco didáctico se tiene el modelo Gunt CT 110¹⁶ para motores de combustión interna de hasta 7,5kW. Este equipo consta de dos elementos principales: una unidad de mando de carga y un motor Diesel de cuatro tiempos (Véase figura 16).

Figura 16. Banco Gunt.



Tomado de:

http://www.gunt.de/networks/gunt/sites/s1/mmcontent/produktbilder/06315900/BILDER/Foto_Totale_thumb1.jpg, [consulta: 15 noviembre 2010]

La función principal de la unidad de mando y carga es entregar la potencia de frenado requerida. Como freno se utiliza un motor asíncrono, con unidad de retroalimentación. El torque y las revoluciones se dan por medio de un convertidor de frecuencia. El motor se monta sobre unos soportes que absorben las vibraciones.

En la parte inferior del banco hay depósitos de combustible y uno para el reposo del aire de admisión. El flujo volumétrico de aspiración se mide por medio de una tobera. El consumo de combustible se mide a través del nivel de llenado en el tubo vertical. El armario de distribución contiene indicaciones digitales para el

¹⁶ GUNT HAMBURGER. Equipos para educación en la ingeniería: CT 110 Banco de Pruebas para Motores de 1 Cilindro, 7,5kW. [en línea] < http://www.saenzdynos.com.ar/content/motores_at.php > Gunt en Internet [consulta : 15 noviembre 2010]

número de revoluciones, el torque al freno y las temperaturas. Unos manómetros indican la presión de aspiración y el consumo de aire. Todas las señales de medición se pueden procesar por medio de un software para adquisición de datos.

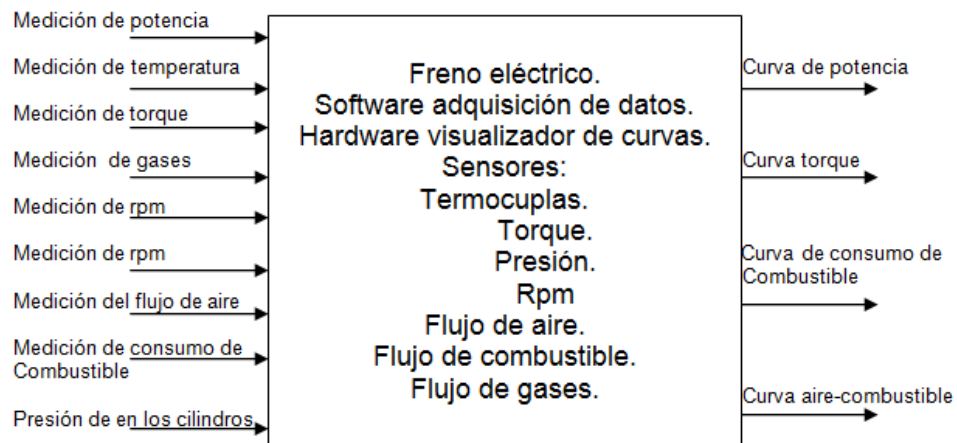
2. SOLUCION CONCEPTUAL

El diseño del banco de pruebas parte del planteamiento de una solución conceptual que permite responder a los objetivos planteados y desarrollar alternativas de solución.

2.1. LIMITE DE VARIABLES A MEDIR

En la figura 17 se plasma la instrumentación, tipos de mediciones y curvas de salida de un equipo para medición de variables operativas de un motor de combustión interna. Establecer los anteriores parámetros ayuda a delimitar un banco de pruebas dinamométrico didáctico.

Figura 17. Entradas y salidas de un equipo para caracterización de motores de combustión interna.



Fuente: Alexander Hernandez Rueda y Cristian Portillo Ortega, 2011.

Primero se realizó, una investigación sobre un banco dinamométrico comercial que cumpliera con los requerimientos de un equipo actual desde un punto de vista funcional.

Un banco de pruebas de motores es una instalación utilizada para el desarrollo, caracterización y pruebas del motor de combustión interna. La instalación, permite el funcionamiento del motor en regímenes diferentes y ofrece medición de algunas variables físicas.

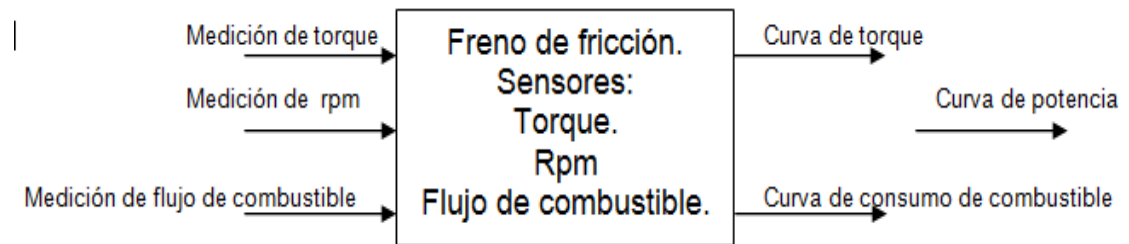
Un banco de pruebas consta de sensores, transductores, sistema de adquisición de datos y actuadores para controlar el régimen del motor. También posee sensores que miden diversas variables físicas de interés, como velocidad angular, aire de admisión, consumo de combustible, aire-combustible

para la mezcla de admisión, gases de escape, condiciones atmosféricas como temperatura y presión.

Normalmente, estos tipos de bancos están equipados con un software que procesa y registra la información obtenida a través de los sensores, lo cual permite probar los motores en diferentes regímenes en forma controlada, construyendo gráficos y reportes comparativos para las variables medidas.

Este proyecto se busca diseñar y construir un banco de pruebas didáctico, compuesto por un dinamómetro, un motor diesel, sistemas de adquisición de datos para las distintas variables de interés y una estructura que sirva de soporte a estas piezas. Su propósito es medir la potencia al freno, la velocidad de giro y el flujo específico de combustible de manera que se puedan derivar las curvas de torque y consumo de combustible e indirectamente la curva de potencia como se muestra en la figura 18.

Figura 18. Modelo conceptual del banco dinamométrico didáctico



Fuente: Alexander Hernandez Rueda y Cristian Portillo Ortega, 2011.

Para este proyecto se utiliza un motor de origen chino adquirido por la facultad de Ingeniería mecánica para experiencias del laboratorio de motores de combustión interna alternativos. Como aspectos importantes del mismo deben destacarse su simplicidad, bajo costo y fácil acceso a repuestos y mantenimiento.

La definición de la configuración más conveniente parte de dos restricciones principales. El primero tiene que ver con la necesidad de desarrollar un banco de pruebas con fines académicos y el segundo utilizar el motor comercial disponible para el proyecto. La construcción de la Tabla 4 contempló los requerimientos estipulados por la universidad y se clasifican en seis categorías: capacidad, precio, facilidad de operación, mantenimiento, seguridad y confiabilidad.

Tabla 4. Requerimiento del banco

REQUERIMIENTO	DEMANDADO	DESEADO
Capacidad		
Capaz de medir una potencia de hasta 10 HP (7,46 KW)	*	
Capaz de medir un par de hasta 60 N-m	*	
Capaz de medir una velocidad angular de hasta 1800 rpm	*	
Precio		
Valor igual o menor al 50% del costo del motor		*
Forma de operar		
Trasductor que entregue unidades de par, velocidad angular y potencia	*	
Software para adquisición de datos		*
Software que muestre curvas de par y potencia contra velocidad angular		*
Facil acople dinamometro-motor	*	
Mantenimiento		
Fácil lubricación	*	
Menor número de piezas posibles y fáciles de ensamblar y desensamblar	*	
Facil comercializacion de piezas sometidas a desgaste mecanicos	*	
Seguridad		
Cero filos vivos y/o elementos corto-punzantes	*	
Pocas piezas exteriores que se puedan desensamblar a causa del uso	*	
Elementos exteriores aislados		*
Confibilidad		
Resolución mínima del medidor de fuerza de 1 N		*
Resolución mínima del medidor de velocidad angular de 1 rpm		*
Carga de frenado variable para ajustar a las condiciones propicias para el motor	*	

Fuente: Alexander Hernandez Rueda y Cristian Portillo Ortega, 2011.

2.2 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS

2.2.1 Selección del freno. Para la selección del freno se hace un estudio y análisis de ventajas y desventajas de las alternativas disponibles para elegir el que mejor se acomoda a las necesidades del proyecto. En la tabla 2 se especifican los tipos y generalidades de los mismos.

Tabla 5. Selección conceptual del freno

Tipo de frenos	Ventajas	Desventajas
 Freno de tambor	Facil adquisición en el mercado, bajo costo del sistema completo, repuestos economicos, dicipa cantidades considerables de energia,	mantimiento especializado, muy robusto, Las pastillas están dentro del tambor con lo que la ventilación es muy escasa y sufren problemas de calentamiento si les exigimos demasiado.
 Freno electromagnetico	alto torque de frenado aún a muy bajas RPM, alta precisión en el control, permite un control automático preciso, alta durabilidad, mantenimiento simple y menos frecuente	Mantenimeinto especializado y alto costo del mismo, no se consigue facil en el mercado, alto costo del sistema
 Freno de abrazadera	Economico, fabricacion artesanal	Dicipa poca energia, baja eficiencia, no permite un facil control, desgaste acelerado de la banda
 Freno de disco	Mejor calidad de frenada, mantienen la potencia constante con la velocidad, Mejor rendimiento y refrigeración	alto costo del sistema, el accionamiento mecanico para altos torques es difil de conseguir en el mercado.
 Freno hidráulico	reducción en su tamaño incluso para potencias elevadas, Baja Inercia, y permite realizar ensayos a carga estabilizada por tiempo indefinido	Infraestructura costosa (bombas, recipientes), rango de trabajo reducido y mantenimiento más frecuente

Fuente: Alexander Hernandez Rueda y Cristian portillo Ortega, 2011.

La elección adoptada para el proyecto es el freno de fricción, puesto que se ajusta a las necesidades técnicas y económicas del mismo, con un alto rango de disipación de energía y gran facilidad para su consecución.

2.2.2 Selección del medidor de torque. La facultad de ingeniería mecánica de la universidad pontificia bolivariana seccional Bucaramanga cuenta con dos sensores de torque de la marca RS TECHNOLOGIES. Uno de ellos es el ROTARY TORQUE TRANSDUCER, modelo No 039075-50301 con capacidad de 407 N-m a una velocidad máximas de 2000 RPM y el otro es el ROTARY TORQUE TRANSDUCER, modelo No 039050-51201 con capacidad de 200 N-

m a una velocidad máxima de 2500 RPM. Para la adquisición de datos del medidor de torque se utilizara un transductor modelo 920 de la misma marca del sensor, el cual también es propiedad de la universidad.

Con cualquiera de los dos modelos se tiene el inconveniente que el límite máximo de la velocidad angular está por debajo de las revoluciones en las que operan normalmente los motores Diesel monocilíndricos. Por otro lado, el rango de torque del motor encaja perfectamente en la capacidad de medición de los torquímetros, por lo que su utilización en el proyecto es viable realizando alguna adecuación en el sistema. Se utiliza el modelo No 039050-51201 debido a que le cable de adquisición de datos del transductor solo es compatible con este (Véase figura 19).

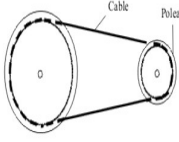
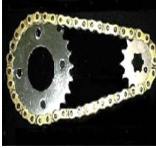

Figura 19. RS TECHNOLOGIES ROTARY TORQUE TRANSDUCER modelo No 039050-51201 junto al transductor RS TECHNOLOGIES modelo 920



Fuente: Alexander Hernandez Rueda y Cristian Portillo Ortega. 2011.

Como mecanismo para reducir las revoluciones del motor de tal manera que se encuentre en el rango de medición del sensor se contempla el uso de una transmisión de potencia. En la tabla 6 se realiza el análisis de las ventajas y desventajas que poseen estos mecanismos.

Tabla 6. Selección conceptual de la transmisión de potencia

Tipos de transmisión	Ventajas	Desventajas
 <p data-bbox="412 575 589 604">Transmisión por banda</p>	<p data-bbox="610 300 976 600">Posibilidad de unir el árbol conductor al conducido a distancias relativamente grandes, funcionamiento suave, sin choques y silencioso, facilidad de ser empleada como un fusible mecánico, debido a que presenta una carga límite de transmisión, valor que de ser superado produce el patinaje (resbalamiento) entre la correa y la pulea, diseño sencillo, costo inicial de adquisición o producción relativamente bajo.</p>	<p data-bbox="992 352 1352 554">Grandes dimensiones exteriores, inconstancia de la relación de transmisión cinemática debido al deslizamiento elástico, grandes cargas sobre los árboles y apoyos, y por consiguiente considerables pérdidas de potencia por fricción, vida útil de la correa relativamente baja.</p>
 <p data-bbox="412 789 589 819">Transmisión por cadena</p>	<p data-bbox="610 632 976 768">Dimensiones exteriores son menores, ausencia de deslizamiento, alto rendimiento, pequeña magnitud de carga sobre los ejes, posibilidad de cambiar con facilidad la cadena.</p>	<p data-bbox="992 621 1352 814">Pueden ser un poco ruidosas, requieren de una lubricación adecuada, presentan cierta irregularidad del movimiento durante el funcionamiento de la transmisión, requiere de una precisa alineación durante el montaje y un mantenimiento minucioso.</p>
 <p data-bbox="399 1010 602 1039">Transmisión por engranajes</p>	<p data-bbox="610 884 976 982">La relación de rotaciones con velocidad angular de la transmisión engranajes es uniforme, permiten grandes transmisiones de potencia.</p>	<p data-bbox="992 905 1352 968">No pueden transmitir potencia entre distancias grandes, tiene un costo elevado.</p>

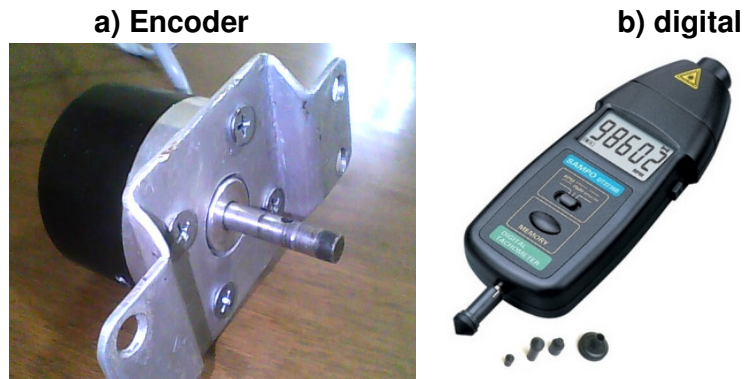
Fuente: Alexander Hernandez Rueda y Cristian Portillo Ortega. 2011.

A partir de los resultados de este análisis se escoge una transmisión por cadena, pues se adapta a las características técnicas y económicas para este proyecto.

2.2.3 selección de medidor de velocidad angular. Las opciones de medidores de velocidad que se encuentran en el mercado son bastante variadas y para el caso particular de este proyecto todas las opciones son compatibles con el desarrollo del mismo.

La facultad de ingeniería mecánica de la universidad pontificia bolivariana seccional Bucaramanga cuenta con dos tipos de medidores, un tacómetro digital de contacto y óptico; y un encoder configurado para leer revoluciones por minuto. (Véase figura 20).

Figura 20. Tacómetros de la facultad de ingeniería mecánica



a) Fuente: Hernandez Rueda, Cristian Portillo.

b) Tomada de: <http://www.inforsecuritel.com>, [consulta: 15 noviembre 2010]

Se utiliza el encoder ya que se puede fijar a la estructura del banco y es un sistema que permite obtener una señal digital la cual se puede llevar hasta un computador permitiendo el mejoramiento del banco de pruebas en materia de adquisición y procesamiento de señales.

Así mismo se realiza un programa en el software Labview que junto con el sistema de adquisición de datos de la tarjeta NI USB 6008 de National Instruments permite interpretar la señal entregada por el encoder y visualizarla en unidades de revoluciones por minuto en un computador.

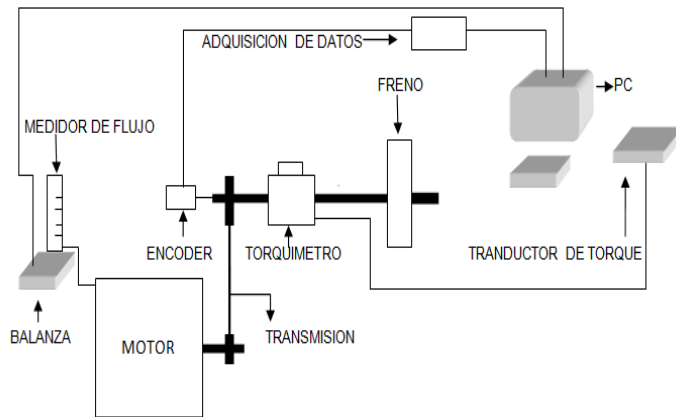
2.2.4 Selección de la norma para pruebas. Como se menciona en el capítulo 1 existen dos normas SAE para ensayos de motores. La norma SAE j1349 certifica la potencia neta, mientras que la SAE j1995 la potencia bruta.

Para el desarrollo de este proyecto se utilizara la norma SAE j1349 en su sección de estado estacionario, ya que el motor seleccionado opera a velocidad constante y cuenta con todos los accesorios instalados de fábrica, por lo que la variable a medir es la potencia neta.

2.3 DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO

El motor se conecta al dinamómetro por medio de una transmisión de potencia por cadena con el fin de reducir la velocidad de giro que sale del cigüeñal del motor para que el torquímetro funcione dentro de su límite máximo. La transmisión, el torquímetro, el encoder y el freno, están conectados a través de un eje. En un lado se instala el medidor de flujo, posteriormente se conecta los medidores a sus respectivas formas de adquisición de datos (Véase figura 21).

Figura 21. Diagrama de funcionamiento del banco didáctico para pruebas de un motor diesel monocilíndrico



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

3. DISEÑO BASICO

En este capítulo se muestran los cálculos necesarios para el diseño de la estructura, selección del freno de tambor y los elementos de transmisión de potencia.

3.1 DISEÑO BÁSICO DEL FRENO

En el mercado se encuentran diferentes versiones de frenos remanufacturados, que varían en tamaño, estado y precio, de los cuales existen dos modelos de fácil adquisición, el primero es el freno de seguridad de un NPR (vehículo de carga media con capacidad de 5 Ton) que se encuentra ubicado en el eje de mando y el segundo, también es un freno de seguridad pero de un Mazda turbo 4.5T (vehículo de carga media con capacidad de 5 Ton) siendo este último de mayor tamaño.

Como los dos frenos están diseñados para la misma capacidad de disipación de energía, se realizan los cálculos al de menor costo que es del Mazda turbo 4.5T. En la tabla 7 se presentan los datos de las dimensiones del freno junto con las características del motor del que proviene. En la figura 22 se plasma el diagrama cuerpo libre del freno.

Tabla 7. Dimensiones del freno de seguridad.

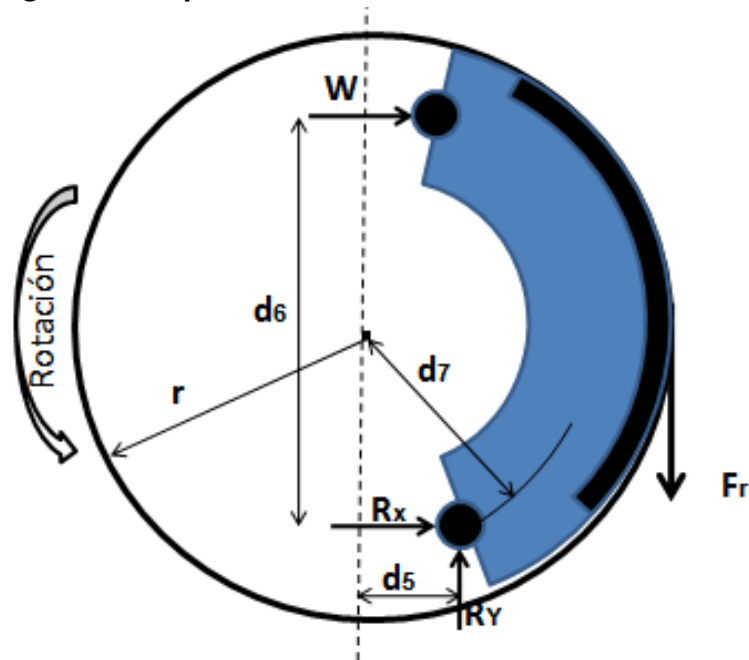
DATOS FRENO DE TAMBOR (m)	DATOS FRENO MAZDA TURBO 4.5T
$r = 0.102$	$P = 11900 \text{ Watt}$
$d_6 = 0.162$	$\omega = 2600 \text{ rpm} = 272.27 \text{ rad/min}$
$d_7 = 0.089$	$T = 411 \text{ N-m}$
$d_5 = 0.031$	
$b = 0.044$	

Fuente: Alexander Hernández Rueda, Cristian Portillo Ortega, 2011

Para calcular la energía disipada del freno, se toman como base las ecuaciones de Hamrock¹⁷ en su capítulo 17 y los datos de la tabla 7.

¹⁷ HAMROCK, op. cit.

Figura 22. Diagrama cuerpo libre del freno



Fuente: Alexander Hernandez rueda y Cristian portillo Ortega, 2011

Para realizar cualquier cálculo del freno, primero se tiene que determinar si este es autoenergizante o desenergizante.

$$Wd_6 + M_f - M_p = 0 \text{ (Ecuacion 7)}$$

$$M_f = \frac{0.35 * Pmax * 0.044 * 0.102}{\sin 90} \left[-0.102(\cos 152 - \cos 41) - \frac{0.089}{2} (\sin^2 152 - \sin^2 41) \right]$$

Como los momentos de accionamiento (Wd_6) y de fricción (M_f) tiene el mismo signo la zapata que se muestra en la figura 22 es autoenergizante.

Con lo anterior y la ecuación (17.34) de Hamrock¹⁸, se obtiene el momento de la fuerza normal (MP).

$$MP = \frac{0.044 * 0.102 * Pmax}{4 \sin 98} \left[2(152 - 41) \frac{\pi}{180} - \sin(2 * 152) + \sin(2 * 41) \right]$$

$$MP = 1.22 * 10^{-3} * Pmax * [3.71]$$

¹⁸ibíd

$$MP = 4.162 * 10^{-3} * Pmax$$

De acuerdo con la ecuación (17.35) de Hamrock el momento por fricción es

$$Mf = 2.77 * 10^{-4} * Pmax$$

De acuerdo con la ecuación (17.38) de Hamrock¹⁹, el par de torsión de frenado para cada zapata autoenergizante es

$$T = \frac{\mu * Pmax * b * r^2 * (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\sin \theta_a}$$

Para el banco con T=30N

$$T = 30 = \frac{0.35 * Pmax * 0.044 * (0.102)^2 * (\cos 41 - \cos 152)}{\sin 90}$$

Despejando Pmax se tiene

$$Pmax = 114334.47 Pa$$

Para el freno del Mazda turbo 4.5T con T=411N

$$T = 411 = \frac{0.35 * Pmax * 0.044 * (0.102)^2 * (\cos 41 - \cos 152)}{\sin 90}$$

Despejando Pmax se tiene

$$Pmax = 1.57 MPa$$

Al tener Pmax se puede obtener MP y Mf

- **Para el banco**

$$MP = 475.9 N - m$$

$$Mf = 31.67 N - m$$

- **Para Mazda turbo 4.5T**

¹⁹ Ibíd

$$MP = 6534.34 N - m$$

$$Mf = 434.9 N - m$$

Según la ecuación (17.37) de Hamrock²⁰, la fuerza de accionamiento para las zapatas autoenergizantes es:

- **Para el banco**

$$W_{\text{banco}} = \frac{475.9 - 31.67}{0.162} = 2742.2 N$$

- **Para Mazda turbo 4.5T**

$$W_{\text{mazda}} = \frac{6534.34 - 434.9}{0.162} = 37650 N$$

El porcentaje de utilización es;

$$\% = \frac{W_{\text{banco}} * 100}{W_{\text{mazda}}} = 7.3$$

3.2. DISEÑO TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Como se menciona en el capítulo anterior, se debe seleccionar una transmisión de potencia como reductor del sistema para que el torquímetro funcione en el rango de trabajo establecido por el fabricante. Debido a que el motor 186f trabaja a una velocidad máxima de 3600 rpm y el torquímetro seleccionado opera hasta un máximo de 2000 rpm, se adopta una disminución de velocidad del motor a la mitad, obteniendo así una relación 2 a 1 en los piñones.

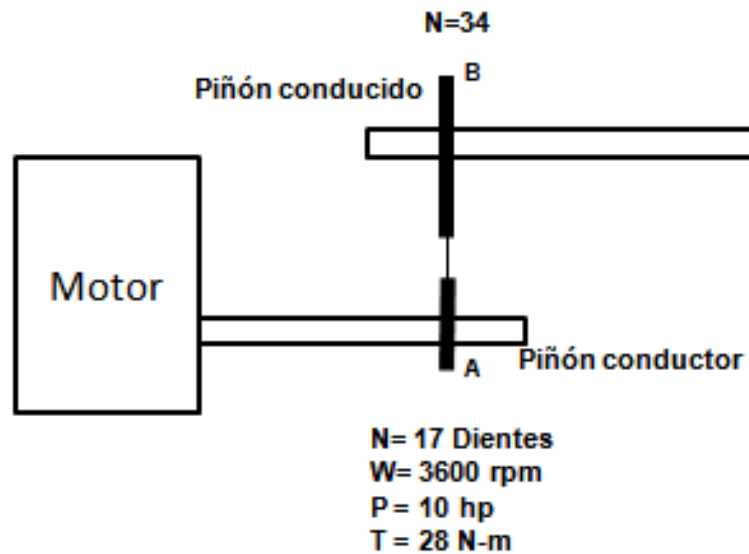
Con base en esto y en las correlaciones de Hamrock²¹, se realizan los cálculos de la potencia nominal del sistema de transmisión, la tensión en la cadena, el sistema de seguridad y la distancia central entre piñones para que funcione de la manera más eficiente posible.

En la figura 23 se relaciona los datos de los piñones utilizados para transmisión de potencia.

²⁰ Ibíd

²¹ Ibíd.

Figura 23. Diagrama de cuerpo libre de la transmisión de potencia



Fuente: Alexander Hernández Rueda, Cristian Portillo Ortega, 2011

El cálculo para determinar el torque en el piñón conducido, se realizó a partir de la ecuación (18,22) de Hamrock²²;

$$\frac{T_A}{T_B} = \frac{N_A}{N_B} \rightarrow T_B = T_A * \frac{N_B}{N_A}$$

$$T_B = 28 * \frac{34}{17} = 56 \text{ N} - \text{m}$$

De otro lado, el cálculo para determinar la velocidad angular en el piñón conducido, se hizo con la ecuación (18,22) de Hamrock²³;

$$\frac{W_B}{W_A} = \frac{N_A}{N_B} \rightarrow W_B = W_A * \frac{N_A}{N_B}$$

$$W_B = 3600 * \frac{1}{2} = 1800 \text{ rpm}$$

El cálculo de la potencia nominal, la tensión en la cadena y el factor de seguridad para el piñón de paso 40 (que son los tienen a disposición para el

²² Ibid

²³ Ibid

proyecto), se hizo a partir de las ecuaciones (4,37), (18,31), (18,32) de Hamrock²⁴.

$$h_{pr} = (10)(1.7)(1) = 17 \text{ hp}$$

$$v_1 = \frac{(3600)(0.5)(18)}{12} = 2700 \text{ Pies/min}$$

$$P_1 = \frac{(33000)(17)}{2700} = 207.7 \text{ lb} - f$$

$$\eta_s = \frac{3700}{207.7} = 17.8$$

La longitud de la cadena se calcula usando un $\frac{c_d}{p_t}$ de 40 y la ecuación (18,26), de acuerdo con Hamrock²⁵;

$$L = \left(2(40) + \frac{17 + 34}{2} + \frac{(34 - 17)^2}{4 \times \pi^2 \times 40} \right) 0.0127 = 1.34m$$

3.3 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL BANCO

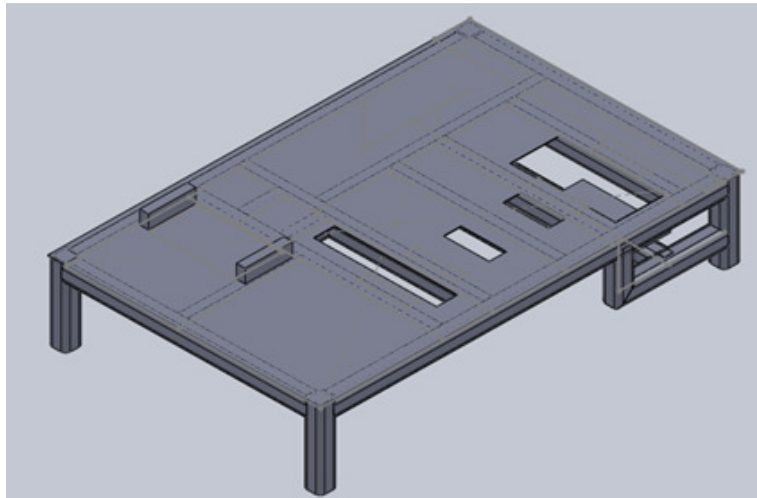
Para el desarrollo del diseño estructural del banco se realizan varias alternativas preliminares en la herramienta de diseño CAD (SolidWorks) con el fin de procesarlos posteriormente en un sistema CAE (Ansys) para predecir cómo funciona y reacciona bajo parámetros de carga en un análisis estructural, modal y armónico y de esta manera llegar a un prototipo que más se acomode a las necesidades del proyecto.

La primera alternativa fue concebida para que todos los instrumentos se encuentren al mismo nivel, ya que el procedimiento de encendido del motor obliga a que la cuerda de encendido se encuentre por debajo de la cadera del usuario, por ende se diseño una estructura de baja altura (Véase figura 24).

²⁴ Ibíd

²⁵ Ibíd

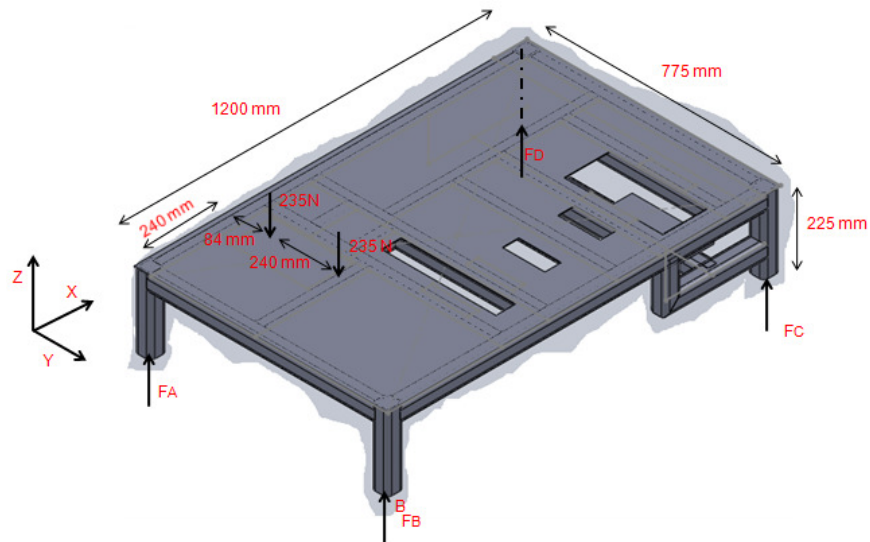
Figura 24 Primer diseño estructural del banco dinamométrico



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

Con un análisis de fuerzas y momentos se llevaron a cabo los cálculos para determinar si el área del perfil, que para este proyecto es tubo estructural de sección cuadrada, soporta las cargas aplicadas (Véase figura 25).

Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del primer modelo de mesa



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

En la tabla 8 se relacionan los componentes de las fuerzas y las distancias de cada una trasladadas al punto "A"

Tabla 8. Componentes de la distancia al punto de aplicación

$r_{B/A} = (0 i + 0,775 j + 0 k)$
$r_{C/A} = (1,2 i + 0,775 j + 0 k)$
$r_{D/A} = (1,2 i + 0 j + 0 k)$
$r_{E/A} = (0,274 i + 0,084 j + 0,225 k)$
$r_{F/A} = (0,274 i + 0,324 j + 0,225 k)$
$F_A = (0 i + 0 j + F_A k)$
$F_B = (0 i + 0 j + F_B k)$
$F_C = (0 i + 0 j + F_C k)$
$F_D = (0 i + 0 j + F_D k)$
$F_E = (0 i + 0 j -235 k)$
$F_F = (0 i + 0 j -235 k)$

Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

Con base en la tabla 8 se realizan los cálculos de los momentos en el punto A;

$$\sum M_{Ax} = 0,775F_B + 0,775F_C + 995,88 = 0$$

$$\sum M_{Ay} = -1,2F_C - 1,2F_D + 128,78 = 0$$

Después de calcular las reacciones individualmente se prosigue a sumarlos para hallar una fuerza resultante.

$$\sum F = F_A + F_B + F_C + F_D - 470 = 0$$

El parámetro a analizar es que la mesa no tenga volcamiento eminente bajo carga. Para ello se asume que $F_C = 0$.

Entonces;

$$0,775FB + 95,88 = 0$$

$$- 1,2FD + 128,78 = 0$$

$$FA + FB + FD - 470 = 0$$

De donde;

$$FB = 123.7 \text{ N}$$

$$FD = 107.3 \text{ N}$$

$$FA = 239 \text{ N}$$

Con la reacción de mayor valor se calcula el área del perfil que más se acomode para este modelo. El S_y para este perfil de $77.33 \times 10^6 \text{ Pa}$.²⁶

$$A = \frac{239}{77.33 \times 10^6} = 3.09 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

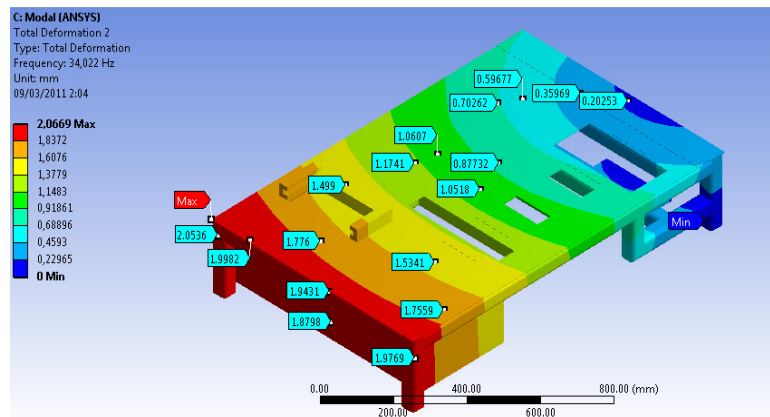
El área calculada es la mínima requerida para soportar esta carga, pero en el mercado el tamaño del tubo estructural cuadrado que más se acerca a este valor es el 2X2X1/4 in.

Como los resultados anteriores son satisfactorios se procede a simular la alternativa de diseño en el software ANSYS WORK BENCH, para evidenciar a través de simulaciones, el comportamiento de la estructura e identificar posibles causas de falla.

Con base en los análisis realizados en ANSYS, se encuentra que en varios puntos del rango de trabajo del equipo la estructura entra en resonancia. Para mejorar el comportamiento vibratorio se aumenta la masa en algunas partes del banco como se muestra en la figura 26.

²⁶ MATERIALES LOS ANDES Información técnica: Tubos y perfiles de acero para uso estructural. [en línea] <http://www.materialeslosandes.com/tproductos.php?pagina=conduven_estr> Materiales los andes en internet [consulta : 15 septiembre 2010]

Figura 26. Análisis modal

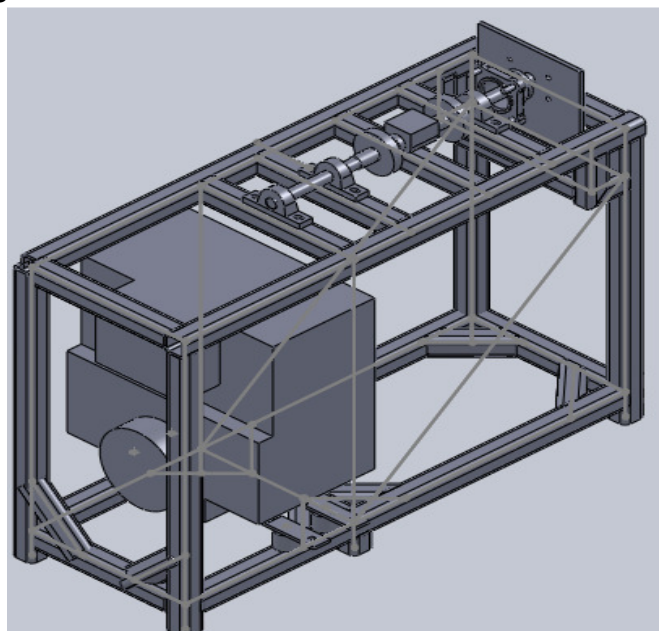


Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

Para este modelo los resultados arrojados por el programa no son los deseados, aun realizando diferentes modificaciones a la estructura. Además, el área que ocupa es muy grande y tener todos los instrumentos al mismo nivel del motor complica el manejo de los mismos, ya que para alcanzarlos las personas tendrían que agacharse adoptando una postura inadecuada.

Teniendo en cuenta lo anterior, se plantearon modificaciones importantes para la segunda alternativa. En la parte inferior se encuentra el motor permitiendo un encendido acorde al procedimiento de encendido y en la parte superior se ubica la instrumentación restante. (Véase figura 27).

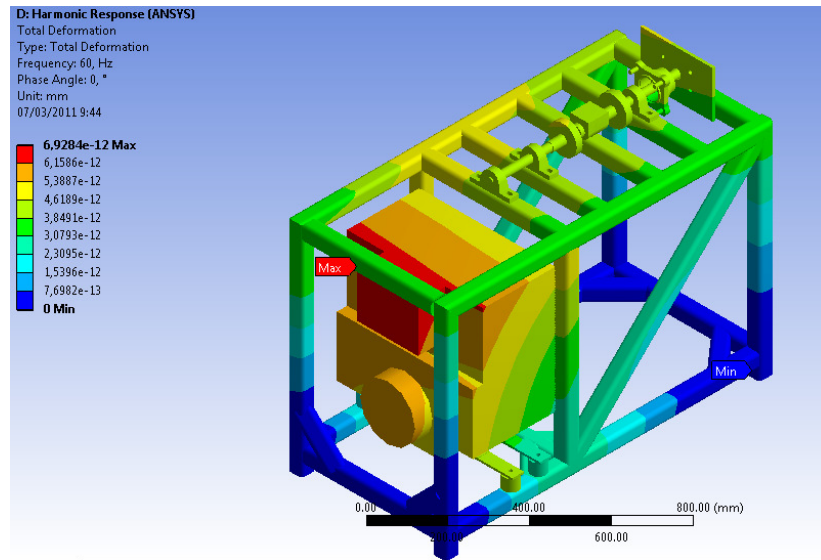
Figura 27. Segundo diseño estructural del banco dinamométrico



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

De igual manera, a esta alternativa de diseño se aplicaron pruebas en Ansys arrojando resultados satisfactorios, aunque con la presencia de varios puntos que entran en resonancia, por lo que se incorporan cambios en la estructura agregando soportes en algunas locaciones para mejorar la rigidez del mismo derivando de esto un mejor comportamiento dinámico (Véase figura 28).

Figura 28. Análisis modal

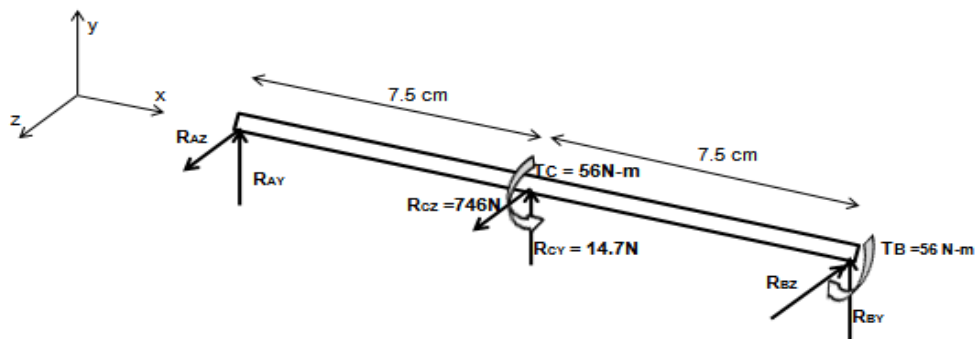


Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

3.4. DISEÑO DEL EJE CRÍTICO

Para el cálculo del eje, se usa como referencia las ecuaciones de Hamrock²⁷ y los datos de la figura 29

Figura 29 Diagrama de cuerpo libre del eje



Fuente: Alexander Hernández Rueda, Cristian Portillo Ortega, 2011

- Plano XY

²⁷ HAMROCK, op. cit.

Cálculo del Momento;

$$\sum MA = 0$$

$$-(0.075 * 14.7) + (0.15 * R_{By}) = 0$$

$$-1.1 + 0.15R_{By} = 0$$

$$R_{By} = \frac{1.1}{0.15} = 7.33N$$

Cálculo de las fuerzas;

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} - 14.7 + 7.33 = 0$$

$$R_{Ay} = 7.37N$$

- **Plano XZ**

Cálculo del Momento;

$$\sum MA = 0$$

$$(0.075 * 746) - (0.15 * R_{Bz}) = 0$$

$$55.95 - 0.15R_{Bz} = 0$$

$$R_y = \frac{55.95}{0.15} = 373N$$

Cálculo de las fuerzas;

$$\sum F_y = 0$$

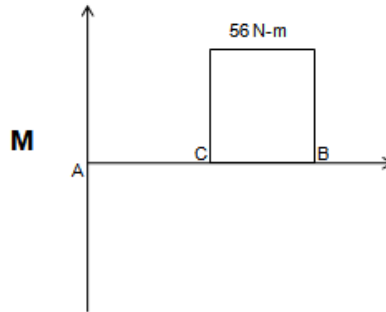
$$R_{Ay} - 746 + 373 = 0$$

$$R_{Ay} = 373N$$

- **Plano YZ**

En la figura 30 plasma el diagrama de momento torsor del eje crítico.

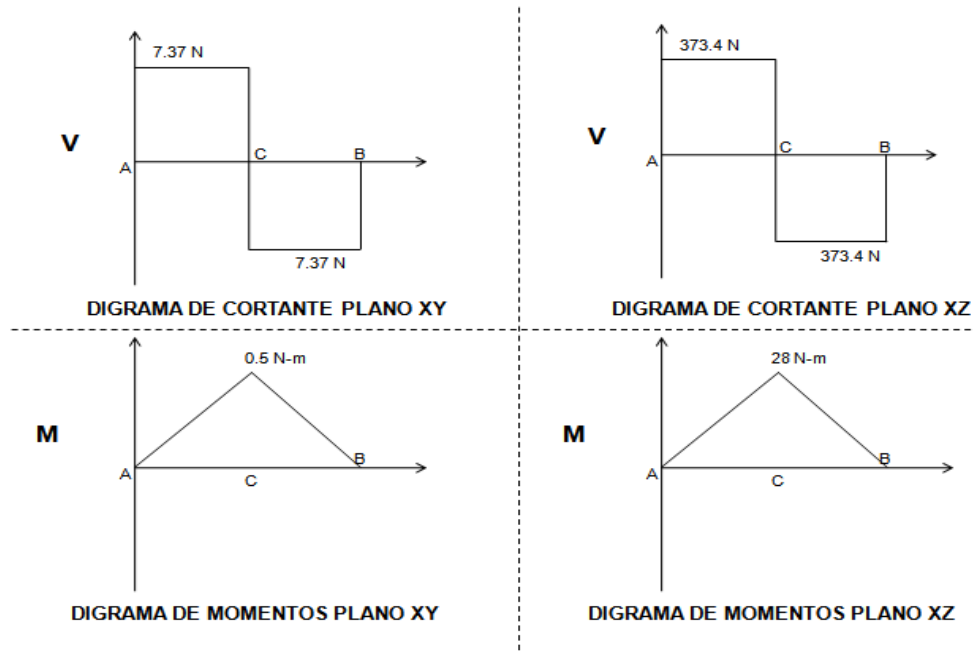
Figura 30. Diagrama de momento de torsor



Fuente: Alexander Hernández Rueda, Cristian Portillo Ortega, 2011

Para poder determinar los puntos críticos en el eje se constituyen las gráficas de fuerzas cortantes y momentos flectores. (Véase figura 31).

Figura 31. Diagramas de cortantes y momentos flectores



Fuente: Alexander Hernández Rueda, Cristian Portillo Ortega, 2011

Después de encontrar el punto crítico, se calculan los esfuerzos para el mismo. Para ello se asume un diámetro de 1 pulgada que es comercial y económico

- **Esfuerzos alternantes**

Las cargas flexionantes generan un esfuerzo normal, el cuál es igual al esfuerzo alternante.

$$m_e = \sqrt[2]{0.55^2 + 28^2} = 28N - m$$

$$\sigma_a = \sigma_n = \frac{28 * 0.0127}{\frac{\pi}{4} * 0.0127^4} = 17.4043 \times 10^6 Pa$$

- **Esfuerzos medios**

$$\tau = \frac{56 * 0.0127}{\frac{\pi}{2} * 0.0127^4} = 17.4043 \times 10^6 Pa$$

$$\sigma_m = \sqrt[2]{3 * (17.4043 \times 10^6)^2} = 30.1451 \times 10^6 Pa$$

Para los factores de modificación del límite a la fatiga, se toma un acero comercial (AISI 1045), las ecuaciones y nomogramas de Hamrock²⁸.

Tabla 9. Factores de modificación del límite a la fatiga

ANSI 1045 con un diámetro de 1 pulgada	$S_u = 520 \times 10^6$
	$S_y = 350 \times 10^6$
	$S'_e = 260 \times 10^6$
	$K_f = 0,79$
	$K_s = 0,87$
	$K_r = 0,9$

Fuente: Alexander Hernández Rueda, Cristian Portillo Ortega, 2011

Con base a la tabla 9 se halla el límite a la fatiga modificado;

$$S_e = (0.79) \times (0.87) \times (0.9) \times (260 \times 10^6) = 160.8282 \times 10^6 pa$$

Para un eje sin muesca $K_f = 1$. Usando la línea de Soderberg la cual se encuentra expresado de Hamrock²⁹

²⁸ Ibid.

²⁹ Ibid.

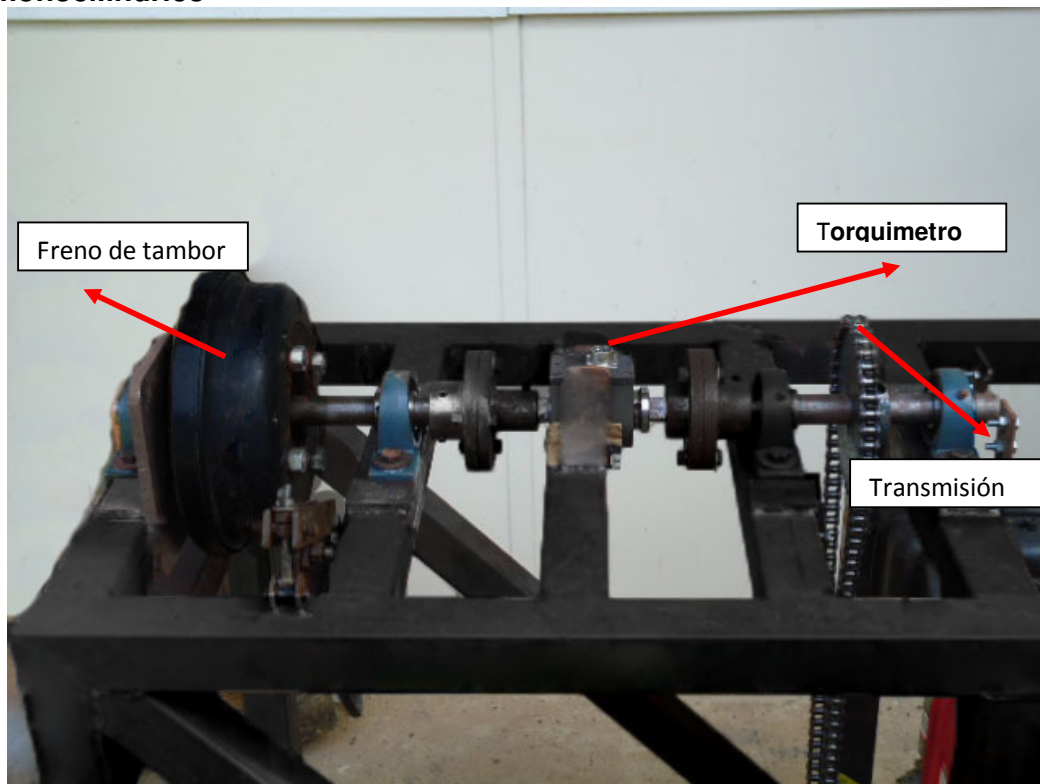
$$\frac{(1) \times (17.4043 \times 10^6)}{160.8282 \times 10^6} + \frac{30.1451 \times 10^6}{350 \times 10^6} = \frac{1}{n_s}$$

$$n_s = 5.146$$

Como el factor de seguridad (n_s) es mayor que 1, no ocurrirá la falla.

Después de seleccionar y realizar los cálculos pertinentes para comprobar que el funcionamiento de las partes del banco es el correcto, se procede a realizar la construcción de la estructura y el posterior montaje de toda la instrumentación a utilizar. (Véase figura 32).

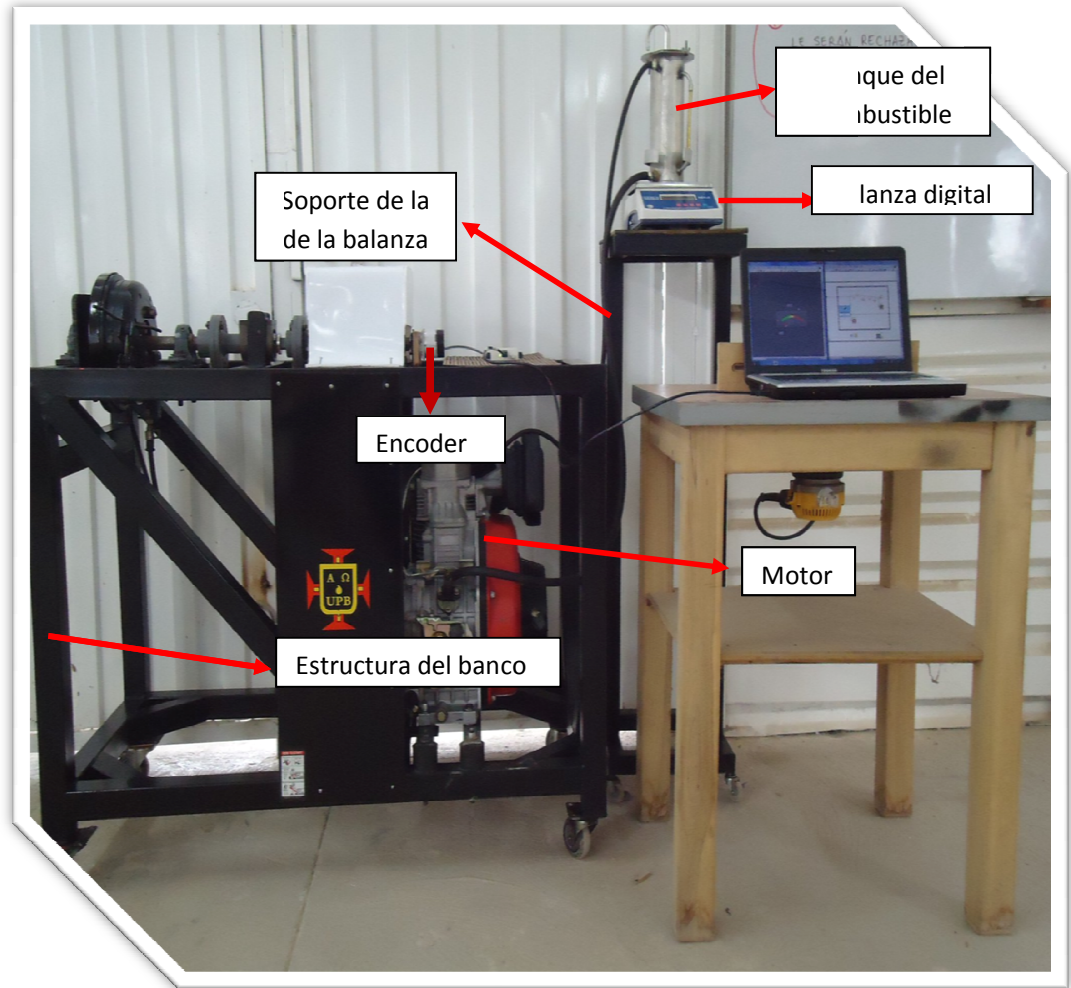
Figura 32. Instrumentación de un banco de pruebas de motor diesel monocilíndrico



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

El banco ya terminado consta de dos estructuras, la primera es donde va colocado el motor, los ejes, el torquimetro y el freno de tambor y en la segunda se encuentra ubicado la balanza y el recipiente de combustible del motor utilizados para realiza el método gravimétrico de consumo de combustible. (Véase figura 33)

Figura 33. Banco de pruebas de un motor diesel monocilíndrico



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

4. METODOLOGIA

4.1 CONDICIONES DE ENSAYO TEORICO

De acuerdo con el capítulo 2, los ensayos para el motor se realizan bajo la norma SAE j1349 la cual indica el procedimiento para hallar la potencia neta del mismo.

Según esta norma, el ensayo de potencia neta para un motor de encendido por compresión consiste en mantener la carga total fija para la bomba de inyección de combustible. Después el motor se debe arrancar y calentar según las condiciones del fabricante.

Las mediciones se hacen en incrementos de no más de 500 rpm, empezando por las más bajas revoluciones posibles o recomendadas por el fabricante, hasta las más altas. Entre las velocidades de funcionamiento se incluyen los picos de potencia y torque máximo con incrementos de 100 rpm para los datos alrededor de los mismos. La velocidad debe estabilizarse en el rango de $\pm 1\%$ o 5 rpm de la velocidad nominal elegida para la medición.

No se toman datos hasta que el torque y las mediciones de velocidad se hayan mantenido estables en el 1% durante al menos 1 minuto. Las mediciones a tener en cuenta serán el promedio de las lecturas en un lapso de 1 minuto. Los resultados se considerarán válidos si la repetición de al menos tres mediciones es del 1% de la media.

4.2 ANALISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA INSTRUMENTACIÓN

Antes de iniciar las pruebas se verifica el correcto funcionamiento y calibración de cada instrumento de medición instalado en el banco.

De acuerdo con el manual del transductor, el modelo 920 de la marca RS TECHNOLOGIES, posee dos maneras de medir el torque, la primera es PEAK TQ la cual sirve solo para grabar el pico o el valor máximo medido por el torquimetro y la segunda CLICK TQ que sirve para calibrar llaves manuales de torque, es decir, llaves que regulan un torque de apriete. Para asegurar la veracidad de los valores registrados se realizó una prueba en configuración CLICK TQ la cual consistió en generar un torque al sensor con una carga conocida, logrando comparar los resultados obtenidos, con los teóricos Para efectos del proyecto la forma más adecuada para registrar el torque es la configuración PEAK TQ, ya que en teoría permite registrar varios datos en un lapso de tiempo como lo sugiere la norma.

Para verificar el desempeño del freno se practican ensayos en este sistema, con los cuales se puede comprobar si posee la capacidad de disminuir y sostener las velocidades que la práctica requiere. También se ensaya la palanca de frenado, para demostrar que cumple con su función

También se realizaron pruebas preliminares con todos los instrumentos instalados y funcionando. Usando el método de la norma SAE j1349 se comprobó el funcionamiento y desempeño de todos los accesorios en conjunto.

Sin embargo al iniciar las pruebas y disminuir la velocidad para llegar a la más baja como lo señala la norma, el sistema de adquisición de datos del torquímetro no permite hacer mediciones de manera continua. Este registra un pico muy alto debido a la gran carga inicial que se necesita aplicar al freno para llegar a las velocidades de giro a estudiar y no permite registrar otro valor a menos que se libere el freno, lo cual se repite una y otra vez aun cambiando todos los parámetros que el sistema posee. De igual manera si el transductor es apagado y encendido cuando las condiciones se encuentren establecidas, este produce un error al calibrarse y arroja valores que no son acordes con la realidad (Véase figura 34).

Figura 34. Imagen del display del transductor modelo 920



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

De igual manera, al realizar varias repeticiones de las pruebas, se afecta la resistencia del tubo que comunica la bomba con el inyector del motor por las vibraciones de gran amplitud que se producen en el momento de la aplicación de la carga, generando falla por fatiga como se ilustra en la figura 35.

Figura 35. Falla del tubo que comunica al inyector



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

Debido a la dificultad de seguir el procedimiento establecido en la norma SAE j1349 para ensayo de motores, se adopto un método con el cual se pueden registrar los valores picos en un lapso de tiempo determinado y al mismo tiempo evitar la falla del tubo que conecta la entrada del inyector. De esta manera se obtienen las curvas de potencia y de torque de manera didáctica teniendo en cuenta que estas no se pueden comparar sino contrastar con las suministradas por el fabricante.

Para realizar las mediciones de torque a una determinada velocidad, se inyecta combustible hasta alcanzar velocidades cercanas a 30 rpm por encima a la medida a estudiar, evitando el caudal excesivo de combustible en el tubo. Luego se aplica el freno, llegando así a las rpm deseadas y por último se enciende el transductor anulando el pico alto que se registra mientras se aplica la carga.

En esta metodología se tiene en cuenta los mismos incrementos de 500 rpm señalados por la norma SAE j1349

De manera similar, la prueba del consumo específico de combustible se desvía también de los resultados de la aplicación del estándar SAE j1349 puesto que la potencia al freno se calcula por método experimental propuesto. Sin embargo, si bien esto no posibilita la comparación directa de los resultados con las curvas suministradas por el fabricante, el comportamiento del motor puede ser evidenciado sin problema.

4.3 METODO EXPERIMENTAL

Con base en los aspectos expuestos anteriormente se desarrolla la metodología experimental para obtener las curvas del motor en el banco dinamométrico.

Antes de encender el transductor e iniciar las pruebas, el primer paso es conectar el transductor al torquimetro verificando que los pines queden instalados de forma correcta, pero sin encenderlo. Posteriormente se enciende el motor con apertura de la mariposa del combustible al máximo y se disminuye paulatinamente el consumo de combustible hasta alcanzar unas 30 rpm por encima de las revoluciones a caracterizar.

Se aplica la carga resistiva girando el dispositivo de accionamiento del freno hasta llegar a la velocidad de giro de interés, manteniéndolo de forma constante. Se enciende el torquimetro, esperando que calibre y registre los valores del torque.

El ensayo del consumo específico de combustible se realiza por el método gravimétrico el cual consiste en hallar la masa consumida en un determinado tiempo bajo los mismos regímenes de velocidad de giro utilizados en el método para hallar la potencia.

Los resultados se considerarán válidos si la repetición de al menos tres mediciones es del 1% de la media³⁰.

³⁰ IHS. SAE J1349. Op cit.

5. ANALISIS DE RESULTADOS

Con base en la metodología experimental se adquieren datos de las variables de interés los cuales poseen un rango de error el cual fue hallado con la siguiente ecuación:

$$e = Z \times \left(\frac{s}{\sqrt{n}} \right) \text{ (Ecuación 7)}^{31}$$

Donde:

e = *margen error*

Z = *nivel de confianza*

s = *desviación estandar*

n = *número de pruebas*

Con estos datos se construyen tablas que relacionan las velocidades de giro, los torques correspondientes y los consumos de combustible. Luego utilizando la información adquirida de las tablas se genera las curvas características del motor (potencia al freno, torque al freno y consumo de combustible), con el fin de contrastarlas con las del fabricante

5.1 TORQUE

En la tabla 10, se muestra los datos obtenidos del torque (T_{prom}); a las diferentes velocidades de giro. Para visualizar como se desarrolló la tabla tomamos como ejemplo el punto a 3600 rpm.

$$e = 1.96 \times \left(\frac{6.6}{\sqrt{20}} \right) = 2.9$$

Tabla 10. Datos del torque promedio.

RPM	T_{prom} (N*m)
3600	24 ± 2,9
3500	23 ± 3,8
3000	21 ± 1,9
2500	22 ± 1,7
2000	22 ± 2,4
1600	22 ± 2,4
1500	24 ± 3,6

Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

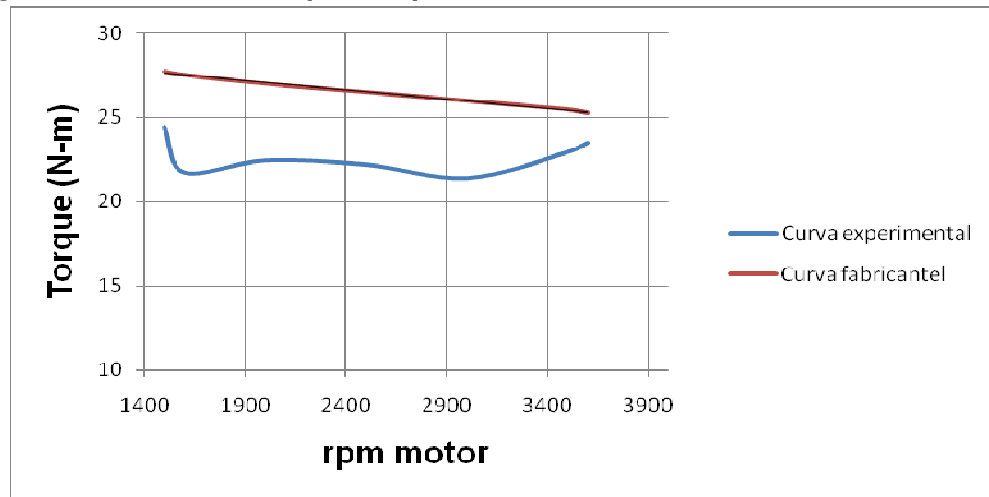
³¹Calculo del tamaño de la muestra. [en línea] <http://www.psicologia.uniovi.es/Dpto_Psicologia/metodos/tutor.7/p3.html> [consulta : 5 mayo del 2011]

5.1.1 Análisis de la curva de torque versus rpm

Cuando se realiza la prueba a 3600 rpm, se observa que al comparar el torque (T_{prom}) de la prueba con el valor ofrecido por el fabricante es muy similar, debido a que a esta velocidad se cumple el con las condiciones estándar SAE j1349.

A medida que se disminuyen las velocidades se percibe la diferencia entre el método experimental y el estandarizado ya que a partir de 3500 rpm el T_{prom} empieza a caer y luego vuelve a aumentar hasta su valor máximo, mientras que en la caracterización del fabricante este valor empieza a aumentar linealmente como se observa en la figura 36.

Figura 36. Curva de torque vs rpm del motor 186f



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

5.2 POTENCIA NETA

Los datos suministrados por el torquimetro no muestran las dimensiones de la variable de potencia, por ello se requiere hacer algunas transformaciones y cálculos para llegar indirectamente a la potencia, estos valores no poseen rango de error.

Primero se hace uso del factor de conversión para transformar las velocidades de giro (rpm) en radianes.

$$\frac{1 rev}{1 min} = \frac{1 min}{60 seg} = \frac{2\pi rad}{1 rev}$$

Para obtener los valores de potencia se debe utilizar la ecuación 4.42 de Hamrock³². Estos datos se muestran en la tabla 9 y aparecen graficados en la figura 37.

$$P = T \times \omega \text{ (Ecuación 8)}^{33}$$

Tabla 11. Datos de la potencia neta promedio.

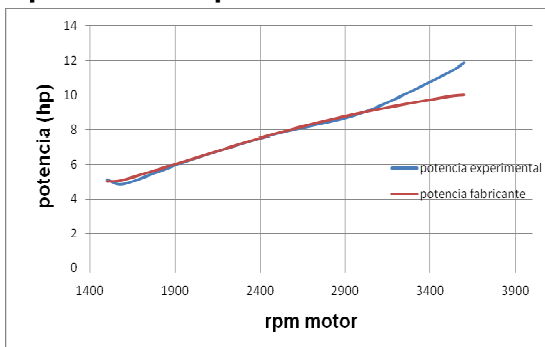
RPM	P (HP)
3600	12
3500	11
3000	9
2500	8
2000	6
1600	5
1500	5

Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

5.2.1 Análisis de la grafica de potencia versus rpm.

Como se observa en la figura 37 la caracterización de la potencia utilizando el método experimental tiene una tendencia similar a la curva suministrada por el fabricante del motor, en la cual si se aumentan las revoluciones la potencia también se eleva, alcanzando su punto máximo alrededor de las 3600 rpm y su mínimo cerca a las 1500 rpm. Se puede observar que aunque los valores no son comparables, estos son muy cercanos, lo que evidencia que en la práctica de laboratorio se puede llegar a una experiencia cercana a la estandarizada.

Figura 37. Curva de potencia vs rpm del motor 186f.



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

³² HAMROCK, op. cit.

³³ Ibid.

5.3 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE

En la tabla 12 se encuentran plasmados los valores promedio del consumo específico de combustible a diferentes velocidades de giro, los cuales fueron hallados tomando el flujo másico obtenido por el método gravimétrico y dividiéndolo por la potencia neta experimental.

La variable de flujo másico si posee un rango de error hallado con la ecuación antes mencionada, pero no se plasma en la tabla debido a que esta es del consumo específico de combustible la cual depende de la potencia.

Tabla 12. Datos del consumo específico de combustible promedio.

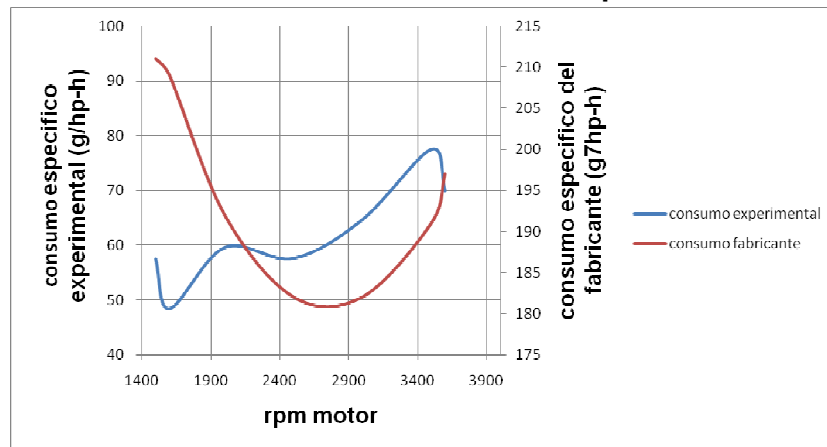
Rpm	bsfc (prom)
3600	70,0
3500	77,5
3000	64,7
2500	57,6
2000	59,6
1600	48,4
1500	57,5

Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

5.3.1 Análisis de la gráfica de consumo de combustible. Debido a que la caracterización de esta variable depende de la potencia, la práctica se realizó bajo las mismas condiciones del método experimental, lo que da como resultado una grafica con valores muy por debajo de los suministrados por el fabricante, pero que posee cierta tendencia que se puede contrastar con la misma.

En la figura 38, se observa que a altas revoluciones el consumo de combustible es mayor, entre 2400 y 3000 rpm se encuentra un menor gasto, y a bajas rpm el consumo nuevamente aumenta, aunque en este rango se encuentran un pico de bajo consumo, esto se atribuye al método utilizado mas no al funcionamiento del motor, ya que el suministro de combustible se restringe para llegar a las velocidades de giro deseadas para el ensayo.

Figura 38. Curva de consumo de combustible vs rpm del motor 186f



Fuente: Alexander Hernandez Rueda, Cristian Portillo, 2011

6. CONCLUSIONES

- Gracias a la información recopilada en el estado del arte, este proyecto logra delimitar los parámetros operativos y la instrumentación, obteniendo así un banco de pruebas dinamométrico didáctico que permite la medición del torque al freno, la velocidad angular, la potencia al freno y el consumo de combustible, apoyados en equipos de medición como el torquímetro y el tacómetro.
- Las herramientas de análisis computacional aplicadas de forma correcta al diseño de equipos especializados son muy útiles, al punto de lograr una tendencia similar con los resultados que se obtiene en la realidad, ya que brindan la oportunidad de simular su comportamiento bajo las condiciones de operación esperadas.
- La utilización del NI 6008 USB como tarjeta de adquisición de datos y el software Labview en la programación, simplifica la adecuación del encoder como sensor de velocidad y permite al usuario visualizar de forma amigable en una pantalla de computador las revoluciones por minuto a las que opera el motor durante la práctica.
- La curva de torque se realiza tomando los valores medidos por el torquímetro seleccionado contra la velocidad angular. La prueba para obtener dichos valores se lleva a cabo bajo un método experimental, debido a que la instrumentación no permite seguir fielmente la norma SAE j1349, lo que solo posibilita contrastar y no comparar los resultados con la curva suministrada por el fabricante.
- El contraste de los datos obtenidos de la curva de potencia versus velocidad de giro con la suministrada con el fabricante, mediante el método experimental permite obtener una gráfica con una tendencia similar generando la oportunidad caracterizar el motor en forma didáctica pero asemejándose a la realidad.
- El método gravimétrico adoptado para realizar la curva de consumo de combustible versus velocidad de giro, demuestra su utilidad y sencillez para pruebas en bancos con las características del desarrollado, ya que permite al operario realizar la prueba y determinar el flujo másico consumido con la utilización de una balanza y un cronometro, y aunque los resultados no son comparables con los datos suministrados por el

fabricante, si muestran una tendencia con las que se puede analizar el funcionamiento del motor bajo las condiciones del método experimental.

- Aunque no se logra generar curvas de desempeño del motor 186f siguiendo todos los lineamientos de la estándar SAE j1349, la adopción del método experimental de este proyecto se acopla al funcionamiento de la instrumentación seleccionada (el torquímetro y el transductor), y deriva en curvas didácticas que describen una tendencia similar a las suministradas por el fabricante. Estos resultados posibilitan sin ninguna duda el estudio del desempeño de un motor diesel
- La utilización del torquímetro RS TECHNOLOGIES ROTARY TORQUE TRANSDUCER, modelo No 039075-50301, constituye una alternativa interesante para medir el torque del motor, debido a que fue adquirido originalmente para ser utilizado en otros bancos de la universidad. Sin embargo tiene limitaciones para esta aplicación como tal, ya que está diseñado como herramientas de calibración.
- La disipación de calor con el freno de tambor constituye un problema para pruebas de larga duración, como el planteado por el método de la norma SAE j1349, ya que el sistema se calienta demasiado y pierde capacidad de frenado. Esto dificulta mantener de forma constante las revoluciones a estudiar. Una opción económica que debería estudiarse en una siguiente etapa de este proyecto es el uso de un freno de corrientes de Foucault.
- El documento para las prácticas de laboratorio elaborado como parte de este proyecto, permite orientar de manera efectiva a los estudiantes de ingeniería mecánica de la universidad pontificia bolivariana seccional Bucaramanga, durante la experiencia de laboratorio con el banco de pruebas. Mediante esta guía es posible recrear el trabajo experimental hecho en este proyecto y develar el comportamiento del motor diesel para comparar con la información teórica manejada por los estudiantes.

7. RECOMENDACIONES

- Para realizar las pruebas bajo la estándar SAE j1349 a cabalidad, se recomienda cambiar el torquimetro utilizado en este proyecto por uno que este diseñado para realizar pruebas dinamométricas como por ejemplo el RS TECHNOLOGIES REACTION TORQUE.
- Se recomienda cambiar el sistema de freno de tambor por un freno de disco o de corrientes de Focault, con el cual se puede disipar el calor de forma más sencilla y se logra un frenado uniforme.
- En la prueba de consumo de combustible se puede ganar agilidad y precisión en la toma del dato si se utiliza un caudalímetro para medir directamente el gasto del combustible en lugar del método gravimétrico.
- En este proyecto todos los sistemas de medición tienes la capacidad de registrar y enviar a un computador los datos obtenidos, por lo que se sugiere a futuro, realizar una programación la cual recopile la información adquirida y construya las gráficas de las características del motor.

8. BIBLIOGRAFIA

AMARILLA, Guido. Bancos de Prueba. [En línea] <<http://www.iccode.com.ar/es/articulos/41-bancos-de-prueba-tipos.html> > IC Code Desarrollos en Internet [consulta: 16 marzo 2011]

CNGENERATOR. Motor diesel refrigerado por aire. [En línea] <http://www.cngenerator.com/product/air_cooled_diesel_engine.html > CNGENERATOR en Internet [consulta: 17 de marzo 2011]

CREUS, Antonio. Instrumentación industrial. 6ª ed. México, ALFAOMEGA GRUPO EDITOR, 1998.

GUNT HAMBURGER. Equipos para educación en la ingeniería: CT 110 Banco de Pruebas para Motores de 1 Cilindro, 7,5kW. [En línea] <http://www.saenzdynos.com.ar/content/motores_at.php > Gunt en Internet [consulta: 15 noviembre 2010]

HAMROCK, Bernard J. JACOBSON, Bo O. SCHMID, Steven R. Elementos de máquinas. 4ª ed. México, McGraw-Hill, 2000

Hidalgo, Alexbier. Generalidades sobre sistemas de freno. [en línea] <http://www.monografias.com/trabajos68/generalidades-sistemas-freno/generalidades-sistemas-freno2.shtml> > monografias.com en Internet. [consulta : 16 marzo 2011]

IHS. SAE J1349 Document Information: Engine power test code—spark ignition and compression ignition—net power rating. [en línea] <<http://engineers.ihs.com/document/abstract/XNFZFBAAAAAAAAAAAA> > IHS en Internet [consulta: 15 noviembre 2010]

Labplan. Dinamómetro hidráulico. <<http://www.labplan.ufsc.br/congressos/XIII%20Eriac/A1/A1-06.pdf> > Labplan en Internet [consulta: 15 noviembre 2010]

Manual Diesel de reparación y mantenimiento por Chilton 1978-84“et al”. 1ª ed., Chilton book, 1984.

MATERIALES LOS ANDES Información técnica: Tubos y perfiles de acero para uso estructural. [En línea] <http://www.materialeslosandes.com/tproductos.php?pagina=conduven_estru> Materiales los andes en internet [consulta: 15 septiembre 2010]

Metas & Metrólogos asociados. La guía metas: Dinamómetros Hidráulicos. [En línea] <<http://es.scribd.com/doc/42054269/La-Guia-MetAs-09-04-Dinamometros-Hidraulicos> > Scibd en Internet [consulta: 16 marzo 2011]

Prácticas de motores de combustión por Ruiz Santiago "et al". 1^a ed. México, Alfa omega, 2005.

RaBaNeLLi, Frenos y Embragues, [en línea], <<http://apuntes.rincondelvago.com/frenos-y-embragues.html>> Rincon del vago en internet. [Consulta: 16 marzo 2011]

SAENZ. banco de pruebas de motores: AT. [En línea] <http://www.saenzdynos.com.ar/content/motores_at.php> Saenz en Internet [consulta: 15 noviembre 2010]

SERWAY, Raymond A. y JEWETT, Jhon W. Física para ciencias e ingenierías. 6^a ed. México, THOMSON, 2005. Volumen I

ANEXO A

PRCTICA DE LABORATORIO DEL BANCO DE PRUEBAS DE UN MOTOR DIESEL MONOCILINDRICO

LABORATORIO DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA		
PRACTICA n° 1	ENSAYO A UN MOTOR DIESEL MONOCILINDRICO DE 10HP	Realizó: ALEXANDER HERNANDEZ CRISTIAN PORTILLO
		Revisó: JAVIER CASTELLANOS

PRCTICA DE LABORATORIO DEL BANCO DE PRUEBAS DE UN MOTOR DIESEL MONOCILINDRICO

INTRODUCCION

En la actualidad los bancos dinamométricos de fricción son utilizados para el desarrollo, caracterización y pruebas de los motores de combustión interna alternativos. Esta instalación, permite que la maquina térmica funcione a diferentes regímenes y al mismo tiempo ofrece la posibilidad de medir algunas variables físicas asociadas con el funcionamiento del motor.

OBJETIVOS

Determinar el torque al freno a distintas velocidades de giro, utilizando un sistema dinamométrico.

Determinar indirectamente la potencia del motor a distintas velocidades de giro, a partir de la medición de torque y la velocidad.

Determinar el consumo de combustible específico del motor, a distintas velocidades de giro

MARCO TEÓRICO

El torque, que por definición es el producto de una fuerza por la distancia, es una de las magnitudes fundamentales para las curvas características de un motor. La forma directa de medir el torque de un motor es acoplado un elemento capaz de absorber y disipar la energía entregada por el mismo. El sistema utilizado normalmente para medir par al motor se denomina freno dinamométrico. Se han desarrollado varios tipos de frenos basados en distintos principios, los más conocidos son: freno de fricción, frenos hidráulicos y frenos eléctricos.

En un freno de fricción o freno prony la potencia en el cigüeñal es disipada en forma de calor por el material del freno. Con diferentes rangos de fuerza aplicados al freno, se puede cambiar la magnitud del torque. Los frenos

hidráulicos son una aplicación del principio de Pascal, se ejerce una fuerza en un pistón pequeño, el fluido la transmite y la amplifica. En los frenos eléctricos la potencia disipada se controla con la magnitud de corriente suministrada a las bobinas, con lo que se consigue una variación del par.

La velocidad angular o velocidad de giro de motor es el complemento al torque para desarrollar las curvas características y se define como el ángulo de giro del cigüeñal con respecto a un tiempo determinado. La medición de velocidad angular se realiza generalmente con tacómetros, los cuales pueden ser eléctricos o mecánicos.

La medida del consumo de combustible consiste en determinar el tiempo empleado por el motor en consumir una determinada cantidad de combustible. Los métodos más empleados para la medida de este parámetro son: el método gravimétrico y el método volumétrico.

El comportamiento de un motor está caracterizado por las curvas de desempeño, que indican, en función de la velocidad de rotación del motor, la potencia par y consumo de combustible.

La curva de potencia crece progresivamente hasta un valor máximo de diseño, después decrece rápidamente hasta su límite de utilización, especialmente en el motor Diesel.

La curva de par del motor tiende a ser más horizontal que la de potencia, pero sin perder su concavidad; también crece al aumentar las revoluciones del motor pero su razón de cambio es menor. El par máximo se consigue a un menor régimen de revoluciones que la potencia máxima pero a la vez el decrecimiento del par es mucho más lento al aumentar la velocidad de giro.

La curva de consumo específico decrece al aumentar la velocidad de giro del motor hasta llegar al valor de menor consumo y a partir de allí empieza a crecer gradualmente hasta el límite de utilización de diseño. Los motores Diesel tienen su punto de menor consumo específico a régimen de velocidad de giro más altas.

PROCEDIMIENTO

Antes de encender el transductor e iniciar las pruebas, el primer paso es conectar el transductor al torquimetro verificando que los pines queden instalados de forma correcta, pero sin encenderlo. Posteriormente se enciende el motor con apertura de la mariposa del combustible al máximo e ir

disminuyendo el consumo de combustible hasta estar 30 rpm por encima de las deseadas a estudiar.

Se aplica la carga de frenado girando el dispositivo de accionamiento de freno hasta llegar a las velocidades de giro a estudiar, manteniéndolo de forma constante. Se enciende el torquimetro, esperando que calibre y registre los valores del torque.

El ensayo del consumo específico de combustible se realizo por el método gravimétrico el cual consiste en hallar la masa consumida en un determinado tiempo bajo los mismos regímenes de velocidad de giro utilizados en el método para hallar la potencia.

Los resultados se considerarán válidos si la repetición de al menos tres mediciones es del 1% de la media.

ACTIVIDADES

a) Toma de datos

- torque y potencia

RPM	T1 (N-m)	T2 (N-m)	T _{prom} (N-m)	P (watt)	P (HP)
1800					
1750					
1500					
1250					
1000					
800					
750					

- Consumo de combustible

RPM	m _i (g)	m _f (g)	Δm (g)	t (min)	flujo masico (g/h)	bSFC (g/ hp-h)
1800				1		
1750				1		
1500				1		
1250				1		
1000				1		
800				1		
750				1		

b) Realizar graficas:

- Torque & rpm
- Potencia & rpm
- bsfc & rpm

ANEXO B

PLAN DE MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

<p style="text-align: center;">UPB Seccional Bucaramanga</p>	<p style="text-align: center;">PROCEDIMIENTO DE MANTENIMIENTO DEL BANCO DE BRUEBAS DEL MOTOR DIESEL MONOCILINDRICO DE 10 HP</p>	<p style="text-align: center;">PROGRAMA DE MANTENIMIENTO</p>
<p style="text-align: center;">ELABORADO POR: ALEXANDER HERNANDEZ RUEDA CRISTIAN PORTILLO ORTEGA</p>		<p style="text-align: center;">CODIGO:MTP</p>

1. GENERALIDADES

1.1 TITULO

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO DEL BANCO DE BRUEBAS DEL MOTOR DIESEL MONOCILINDRICO DE 10 HP

1.2 ALCANCE

Este programa comprende el mantenimiento del banco de ensayos que se debe realizar regularmente.

1.3 INTRODUCCION

Este manual ha sido preparado para que usted conozca la operación, el mantenimiento del banco y suminístrele información para su seguridad. Sigas las recomendaciones para estar seguro de obtener una operación del dinamómetro de fricción libre de fallas.

Al fin de garantizar un ensayo seguro y debe realizar periódicamente las inspecciones de mantenimiento, de acuerdo al programa de mantenimiento.

1.4 OBJETIVOS

- Entender conceptualmente los métodos de mantenimiento.
- Garantizar el funcionamiento del banco y sus servicios.
- Conseguir ambos objetivos a un costo razonable.

1.5 CONCEPTOS BÁSICOS

- periodos de mantenimiento preventivo
- ✓ Calibración de freno de tambor
- ✓ Lubricación del sistema de transmisión

- Predictivo
 - ✓ Fuga de aceite.
 - ✓ espesor de bandas.
 - ✓ etc.

- Mantenimiento: Son todas las actividades necesarias para mantener el equipo e instalaciones en condiciones adecuadas para la función que fueron creadas; además de mejorar la producción buscando la máxima disponibilidad y confiabilidad de los equipos e instalaciones.

- Finalidad del mantenimiento: Es mantener operable el equipo e instalación y restablecer el equipo a las condiciones de funcionamiento predeterminado; con eficiencia y eficacia para obtener la máxima productividad.

- Objetivos del mantenimiento:
 1. Garantizar la disponibilidad y la confiabilidad de el equipo.
 2. Cumplir todas las normas de seguridad.
 3. Maximizar la eficiencia.

- Cantidad de mantenimiento: La cantidad de mantenimiento está relacionada con el uso de los equipos y el manejo de los mismos.
 - a. La cantidad está en función del nivel mínimo permitido de las propiedades del equipo definidas por el fabricante.
 - b. El tiempo de uso o de funcionamiento durante el cual equipo está en marcha y se determina que sus propiedades de funcionamiento bajan.
 - c. Forma en que los equipos están sometidos a tensiones, cargas, desgaste, corrosión, etc. Que causan pérdida de las propiedades de los mismos.

El mantenimiento no debe verse como un costo si no como una inversión ya que está ligado directamente a la producción, disponibilidad, calidad y eficiencia.

- Mantenimiento Preventivo: Es el mantenimiento que se realiza con el fin de prevenir la ocurrencia de fallas, y mantener en un nivel determinado a los equipos, se conoce como mantenimiento preventivo directo o

periódico, por cuanto sus actividades están controladas por el tiempo; se basa en la confiabilidad de los equipos.

2. PLAN DE MANTENIMIENTO

2.1 METODOLOGIA

- **P**lanear
- **H**acer
- **V**erificar
- **A**ctuar

2.2. PLANEAR: Definir tareas de mantenimiento preventivo

- Inspeccionar
- Probar
- Verificar
- Cambiar
- Calibrar
- Alinear
- Ajustar
- Reconstruir
- Lubricar
- Limpiar

2.2.1 Identificar componentes a intervenir

- Motor
- Transmisión
- Freno de tambor

3. PROCEDIMIENTOS DE VERIFICACION

El mantenimiento se realizara antes de cada práctica

OPERACIÓN DE MATENIMIENTO

I: Inspeccionar y corregir o reemplazar
A: Ajustar.
T: Reemplazar o cambiar.
L: Lubricar, engrasar

BANCO DE PRUEBAS	
ITEM	OPERACIÓN REALIZADA
Aceite de motor	
Filtro de aceite principal	
Filtros de combustible	
Filtró de aire	
perdidas de aceite	
perdida de combustible	
Lubricación transmisión	
tanque de combustible	
Inyector	
perdida de aceite	
calibración de bandas	
desgaste de bandas y campanas	
recorrido y juego libre del pedal de freno	
Guaya del freno	

ANEXO C

DATOS DE LA PRUEBA

RESULTADOS PRUEBA CONSUMO DE COMBUSTIBLE

Δt (min)	m (dinam)	rpm (motor)	m_i (gm)	m_f (gm)	Δm (gm)	bsfc
1	1800	3600	1561.9	1548.0	13.9	70.2
	1750	3500	1525.8	1511.3	14.5	77.1
	1500	3000	1494.6	1484.8	9.8	65.4
	1250	2500	1471.7	1464.2	7.5	57.7
	1000	2000	1450.0	1443.7	6.3	59.9
	800	1600	1438.0	1434.2	3.8	46.8
	750	1500	1424.7	1419.8	4.9	57.2

Δt (min)	m (dinam)	rpm (motor)	m_i (gm)	m_f (gm)	Δm (gm)	bsfc
2	1800	3600	1364.4	1337.0	27.4	69.2
	1750	3500	1291.4	1261.4	30.0	79.8
	1500	3000	1025.0	1006.6	18.4	61.4
	1250	2500	1388.1	1372.9	15.2	58.5
	1000	2000	1244.5	1232.0	12.5	59.5
	800	1600	1176.2	1168.1	8.1	49.8
	750	1500	1164.6	1154.4	10.2	59.5

Δt (min)	m (dinam)	rpm (motor)	m_i (gm)	m_f (gm)	Δm (gm)	bsfc
1	1800	3600	1459.5	1445.4	14.1	71.2
	1750	3500	1425.9	1411.1	14.8	78.7
	1500	3000	1397.5	1388.0	9.5	63.4
	1250	2500	1372.8	1365.5	7.3	56.2
	1000	2000	1334.7	1328.6	6.1	58.0
	800	1600	1297.0	1293.1	3.9	48.0
	750	1500	1276.9	1272.0	4.9	57.2

Δt (min)	m (dinam)	rpm (motor)	m_i (gm)	m_f (gm)	Δm (gm)	bsfc
1	1800	3600	1524.7	1511.1	13.6	68.7
	1750	3500	1499.2	1484.6	14.6	77.7
	1500	3000	1477.6	1468.0	9.6	64.0
	1250	2500	1443.7	1436.0	7.7	59.3
	1000	2000	1411.0	1404.5	6.5	61.9
	800	1600	1387.3	1383.2	4.1	50.5
	750	1500	1378.1	1373.1	5.0	58.4

Δt (min)	m (dinam)	rpm (motor)	m_i (gm)	m_f (gm)	Δm (gm)	bsfc
1	1800	3600	1573.8	1559.6	14.2	71.7
	1750	3500	1542.4	1528.4	14.0	74.5
	1500	3000	1508.2	1498.2	10.0	66.7
	1250	2500	1483.0	1476.0	7.0	53.9
	1000	2000	1455.9	1449.6	6.3	59.9
	800	1600	1441.3	1437.3	4.0	49.2
	750	1500	1428.0	1423.3	4.7	54.9

Δt (min)	m (dinam)	rpm (motor)	m_i (gm)	m_f (gm)	Δm (gm)	bsfc
1	1800	3600	1520.6	1506.6	14.0	70.7
	1750	3500	1486.4	1472.1	14.3	76.1
	1500	3000	1459.9	1450.2	9.7	64.7
	1250	2500	1442.3	1434.7	7.6	58.5
	1000	2000	1427.4	1421.4	6.0	57.1
	800	1600	1412.0	1408.3	3.7	45.5
	750	1500	1399.8	1394.9	4.9	57.2

Δt (min)	m (dinam)	rpm (motor)	m_i (gm)	m_f (gm)	Δm (gm)	bsfc
1	1800	3600	1569.2	1555.7	13.5	68.2
	1750	3500	1531.6	1516.8	14.8	78.7
	1500	3000	1507.1	1497.0	10.1	67.4
	1250	2500	1485.3	1477.6	7.7	59.3
	1000	2000	1467.9	1461.5	6.4	60.9
	800	1600	1452.7	1448.7	4.0	49.2
	750	1500	1439.6	1434.6	5.0	58.4

RESULTADOS PRUEBA TORQUE

1500 RPM

	DATE	TIME	PK TQ (Nm)	ANG @ PK (deg)	FINAL ANG (deg)	CYCLE STATUS
1	02/09/11	11:34:27	43.6	0	0	OK
2	02/09/11	11:34:33	60.5	0	0	OK
3	02/09/11	11:34:35	42.8	0	0	OK
4	02/09/11	11:34:38	42.3	0	0	OK
5	02/09/11	11:34:42	42.1	0	0	OK
6	02/09/11	11:34:45	49.6	0	0	OK
7	02/09/11	11:34:47	39.1	0	0	TQLO
8	02/09/11	11:34:50	42.6	0	0	OK
9	02/09/11	11:34:52	43.4	0	0	OK
10	02/09/11	11:34:56	43.2	0	0	OK
11	02/09/11	11:35:05	47.2	0	0	OK
12	02/09/11	11:35:12	61.5	0	0	OK
13	02/09/11	11:35:17	55.0	0	0	OK
14	02/09/11	11:35:22	49.6	0	0	OK
15	02/09/11	11:35:25	40.6	0	0	OK
16	02/09/11	11:35:41	60.0	0	0	OK
17	02/09/11	11:35:44	39.6	0	0	TQLO
18	02/09/11	11:35:48	58.9	0	0	OK
19	02/09/11	11:35:53	51.8	0	0	OK
20	02/09/11	11:35:58	63.3	0	0	OK

1600 RPM

	DATE	TIME	PK TQ (Nm)	ANG @ PK (deg)	FINAL ANG (deg)	CYCLE STATUS
1	02/09/11	11:29:34	62.3	0	0	OK
2	02/09/11	11:29:37	40.0	0	0	OK
3	02/09/11	11:29:45	44.1	0	0	OK
4	02/09/11	11:29:49	48.2	0	0	OK
5	02/09/11	11:29:53	47.8	0	0	OK
6	02/09/11	11:29:56	39.8	0	0	TQLO
7	02/09/11	11:30:01	42.5	0	0	OK
8	02/09/11	11:30:04	46.2	0	0	OK
9	02/09/11	11:30:09	51.1	0	0	OK
10	02/09/11	11:30:12	39.6	0	0	TQLO
11	02/09/11	11:30:16	41.4	0	0	OK
12	02/09/11	11:30:20	43.6	0	0	OK
13	02/09/11	11:30:24	39.5	0	0	TQLO
14	02/09/11	11:30:28	39.6	0	0	TQLO
15	02/09/11	11:30:37	40.4	0	0	OK
16	02/09/11	11:30:41	40.0	0	0	OK
17	02/09/11	11:30:45	40.4	0	0	OK
18	02/09/11	11:30:54	40.1	0	0	OK
19	02/09/11	11:31:00	40.6	0	0	OK
20	02/09/11	11:31:12	40.9	0	0	OK

2000 RPM

	DATE	TIME	PK TQ (Nm)	ANG @ PK (deg)	FINAL ANG (deg)	CYCLE STATUS
1	02/09/11	11:12:13	44.6	0	0	OK
2	02/09/11	11:12:28	40.6	0	0	OK
3	02/09/11	11:12:32	39.8	0	0	TQLO
4	02/09/11	11:12:39	49.3	0	0	OK
5	02/09/11	11:12:45	49.2	0	0	OK
6	02/09/11	11:12:53	44.4	0	0	OK
7	02/09/11	11:12:56	40.5	0	0	OK
8	02/09/11	11:13:03	55.8	0	0	OK
9	02/09/11	11:13:07	48.1	0	0	OK
10	02/09/11	11:13:10	49.6	0	0	OK
11	02/09/11	11:13:20	51.4	0	0	OK
12	02/09/11	11:13:26	40.8	0	0	OK
13	02/09/11	11:13:32	45.4	0	0	OK
14	02/09/11	11:13:35	40.3	0	0	OK
15	02/09/11	11:13:41	56.6	0	0	OK
16	02/09/11	11:13:44	42.3	0	0	OK
17	02/09/11	11:13:47	39.3	0	0	TQLO
18	02/09/11	11:13:50	39.2	0	0	TQLO
19	02/09/11	11:13:54	42.0	0	0	OK
20	02/09/11	11:14:01	39.2	0	0	TQLO

2500 RPM

	DATE	TIME	PK TQ (Nm)	ANG @ PK (deg)	FINAL ANG (deg)	CYCLE STATUS
1	02/09/11	10:51:12	44.9	0	0	OK
2	02/09/11	10:51:15	42.0	0	0	OK
3	02/09/11	10:51:20	46.4	0	0	OK
4	02/09/11	10:51:24	45.7	0	0	OK
5	02/09/11	10:51:27	40.1	0	0	OK
6	02/09/11	10:51:30	41.6	0	0	OK
7	02/09/11	10:51:32	45.8	0	0	OK
8	02/09/11	10:51:36	41.6	0	0	OK
9	02/09/11	10:51:39	47.1	0	0	OK
9	02/09/11	10:51:39	47.1	0	0	OK
11	02/09/11	10:51:44	48.3	0	0	OK
12	02/09/11	10:51:47	40.7	0	0	OK
13	02/09/11	10:51:51	55.0	0	0	OK
14	02/09/11	10:51:54	40.1	0	0	OK
15	02/09/11	10:51:57	42.4	0	0	OK
16	02/09/11	10:52:01	48.7	0	0	OK
17	02/09/11	10:52:04	43.0	0	0	OK
18	02/09/11	10:52:08	42.5	0	0	OK
19	02/09/11	10:52:12	48.9	0	0	OK
20	02/09/11	10:52:14	39.3	0	0	TQLO
21	02/09/11	10:52:17	41.9	0	0	OK

3000 RPM

	DATE	TIME	PK TQ (Nm)	ANG @ PK (deg)	FINAL ANG (deg)	CYCLE STATUS
1	02/09/11	10:08:36	47.0	0	0	OK
2	02/09/11	10:08:39	42.8	0	0	OK
3	02/09/11	10:08:44	44.4	0	0	OK
4	02/09/11	10:08:48	41.1	0	0	OK
5	02/09/11	10:08:53	58.3	0	0	OK
6	02/09/11	10:08:57	41.1	0	0	OK
7	02/09/11	10:09:04	41.4	0	0	OK
8	02/09/11	10:09:12	39.9	0	0	TQLO
9	02/09/11	10:09:17	45.6	0	0	OK
10	02/09/11	10:09:20	39.3	0	0	TQLO
11	02/09/11	10:09:27	40.3	0	0	OK
12	02/09/11	10:09:35	39.7	0	0	TQLO
13	02/09/11	10:09:44	42.3	0	0	OK
14	02/09/11	10:09:52	44.1	0	0	OK
15	02/09/11	10:09:56	40.8	0	0	OK
16	02/09/11	10:10:02	44.0	0	0	OK
17	02/09/11	10:10:07	43.0	0	0	OK
18	02/09/11	10:10:12	40.1	0	0	OK
19	02/09/11	10:10:16	39.1	0	0	TQLO
20	02/09/11	10:10:20	39.9	0	0	TQLO

3500 RPM

	DATE	TIME	PK TQ (Nm)	ANG @ PK (deg)	FINAL ANG (deg)	CYCLE STATUS
1	02/07/11	09:57:34	42.0	0	0	OK
2	02/07/11	09:57:59	56.7	0	0	OK
3	02/07/11	09:58:09	44.4	0	0	OK
4	02/07/11	09:58:18	56.0	0	0	OK
5	02/07/11	09:58:39	49.0	0	0	OK
6	02/07/11	09:59:05	46.2	0	0	OK
7	02/07/11	09:59:10	42.6	0	0	OK
8	02/07/11	09:59:35	58.5	0	0	OK
9	02/07/11	10:00:17	40.7	0	0	OK
10	02/07/11	10:00:26	57.1	0	0	OK
11	02/07/11	10:00:47	52.5	0	0	OK
12	02/07/11	10:00:56	42.1	0	0	OK
13	02/07/11	10:01:06	66.7	0	0	OK
14	02/07/11	10:02:13	41.9	0	0	OK
15	02/07/11	10:02:26	51.8	0	0	OK
16	02/07/11	10:02:46	48.3	0	0	OK
17	02/07/11	10:02:51	50.5	0	0	OK
18	02/07/11	10:03:01	46.6	0	0	OK
19	02/07/11	10:03:28	40.4	0	0	OK
20	02/07/11	10:03:37	41.1	0	0	OK

3600 RPM

	DATE	TIME	PK TQ (Nm)	ANG @ PK (deg)	FINAL ANG (deg)	CYCLE STATUS
1	02/09/11	11:38:50	62.5	0	0	OK
2	02/09/11	11:39:11	42.3	0	0	OK
3	02/09/11	11:39:15	44.5	0	0	OK
4	02/09/11	11:39:19	42.3	0	0	OK
5	02/09/11	11:39:23	45.0	0	0	OK
6	02/09/11	11:39:27	46.3	0	0	OK
7	02/09/11	11:39:32	40.6	0	0	OK
8	02/09/11	11:39:36	39.2	0	0	TQLO
9	02/09/11	11:39:41	56.2	0	0	OK
10	02/09/11	11:39:43	39.4	0	0	TQLO
11	02/09/11	11:39:48	45.2	0	0	OK
12	02/09/11	11:39:52	51.2	0	0	OK
13	02/09/11	11:39:57	55.4	0	0	OK
14	02/09/11	11:40:01	45.2	0	0	OK
15	02/09/11	11:40:06	47.1	0	0	OK
16	02/09/11	11:40:09	39.1	0	0	TQLO
17	02/09/11	11:40:15	49.3	0	0	OK
18	02/09/11	11:40:21	42.7	0	0	OK
19	02/09/11	11:40:24	46.9	0	0	OK
20	02/09/11	11:40:48	59.2	0	0	OK

ANEXO D

PRINCIPIO DE OPERACION DEL TORQUIMETRO

Torque Sensors

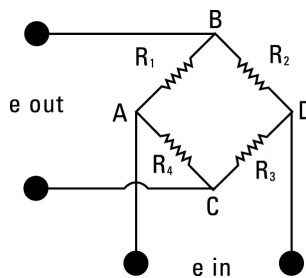
An Overview of their Design and Application

By: Kenneth Watkins, Application Engineer

Principle of Operation

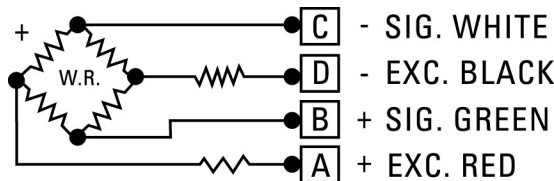
All torque sensors manufactured by PCB Load & Torque, Inc are strain gage based measuring instruments whose output voltage is proportional to applied torque. The output voltage produced by a resistance change in strain gages that are bonded to the torque sensor structure. The magnitude of the resistance change is proportional to the deformation of the torque sensor and therefore the applied torque.

The four-arm Wheatstone Bridge configuration shown below depicts the strain gage geometry used in the torque sensor structures. This configuration allows for temperature compensation and cancellation of signals caused by forces not directly applied about the axis of the applied torque.

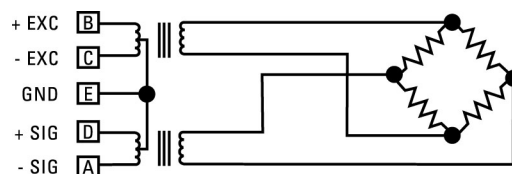


A regulated 5 to 20 volt DC or AC RMS excitation is required and is applied between points A and D of the Wheatstone Bridge. When torque is applied to the transducer structure the Wheatstone Bridge becomes unbalanced, thereby causing an output voltage between points B and C. This voltage is proportional to the applied torque.

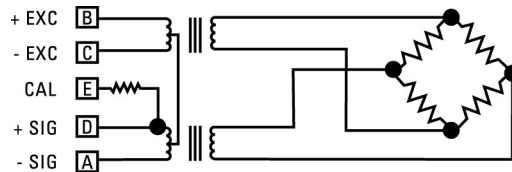
PCB Load & Torque, Inc. Series 2300 reaction torque sensors have the following wiring code:



PCB Load & Torque, Inc Series 4100 rotary transformer torque sensors have the following wiring code:



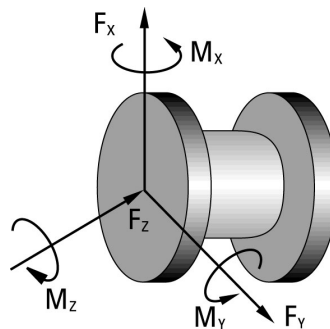
PCB Load & Torque, Inc Series 4200 rotary transformer torque sensors have the following wiring code:



Axis Definition

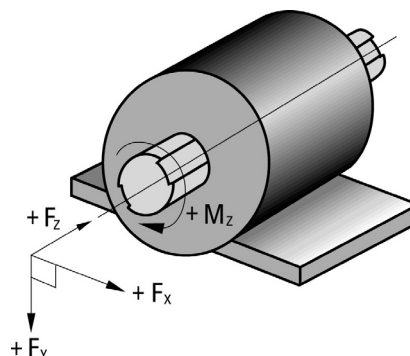
All PCB Load & Torque, Inc. torque sensors comply with the Axis and Sense Definitions of NAS-938 (National Aerospace Standard-Machine Axis and Motion) nomenclature and recommendations of the Western Regional Strain Gage committee.

The axes are defined in terms of a “Right Handed” orthogonal coordinate system as show below:



A “+” sign indicates force in a direction that produces a “+” signal voltage and generally defines a clockwise torque.

The principal axis of a transducer is normally the z-axis. The z-axis will also be the axis of radial symmetry or axis of rotation. In the event there is no clearly defined axis, the following preference system will be used z, x, y. The following illustration shows the axis and sense nomenclature for PCB Load & Torque, Inc. torque sensors:



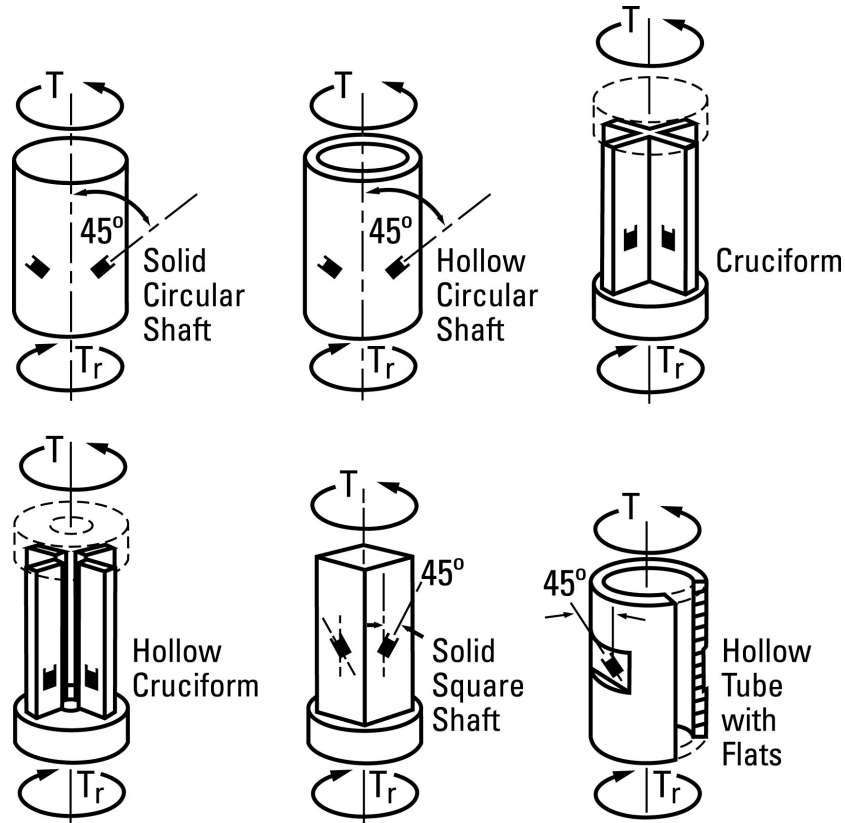
PCB LOAD & TORQUE, INC.

24350 Indoplex Circle, Farmington Hills, MI 48335 USA
 Phone: 866-684-7107 Fax: 716-684-0987 Email: ltinfo@pcbloadtorque.com www.pcbloadtorque.com

ISO 9001 CERTIFIED A2LA Accredited to ISO 17025

Torque Sensor Structure Design

Torque sensor structures are symmetrical and typically manufactured from steel (SAE 4140 or 4340) that has been heat-treated to Rc 36 to 38. Common configurations are solid circular shaft, hollow circular shaft, cruciform, hollow cruciform, solid square, and hollow tube with flats.



The solid square offers advantages over the solid circular design, especially in capacities greater than or equal to 500 in-lb. The solid square offers high bending strength and ease of application of strain gages. Torque sensors with capacities less than 500 in-lb are usually of the hollow cruciform type. The hollow cruciform structure produces high stress at low levels of torque, yet has good bending strength.

A variety of end configurations are available, including: keyed shaft, flange, and spline.



Keyed Shaft



Flange Drive



Spline Drive

Reaction Torque Sensors

Typical reaction torque sensor applications are listed below.

- Viscosity and Lubrication Studies
- Bearing Friction
- Stepping Switch Torque
- Axle Torsion Test
- Starter Testing
- Automotive Brake Testing

Reaction torque is the turning force or moment, imposed upon the stationary portion of a device by the rotating portion, as power is delivered or absorbed. The power may be transmitted from rotating member to stationary member by various means, such as the magnetic field of a motor or generator, brake shoes or pads on drums or rotors, or the lubricant between a bearing and a shaft. Thus, reaction torque sensors become useful tools for measuring properties such as motor power, braking effectiveness, lubrication, and viscosity.

Reaction torque sensors are suitable for a wide range of torque measurement applications including motor and pump testing. Due to the fact that these sensors do not utilize bearings, slip rings, or any other rotating elements, their installation and use can be very cost effective. Reaction torque sensors are particularly useful in applications where the introduction of a rotating mass between the driver and driven is undesirable. An example of this can be found in small motor testing, where introduction of a rotating mass between the motor and load device will result in an error during acceleration. For these applications, the reaction torque sensor can be used between the drive, or driven, and ground. An added benefit is that such an installation is not limited in RPM by the torque sensor. PCB Load & Torque, Inc. manufactures reaction torque sensors with capacities ranging from a few inch ounces to 500,000 inch pounds, in configurations including keyed shaft and flange.

Rotary Torque Sensors

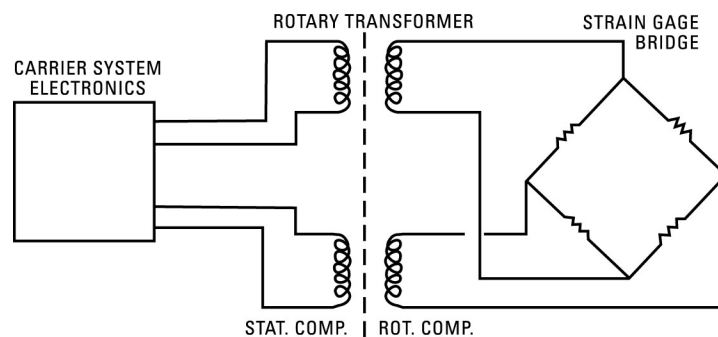
Typical rotary torque sensor applications are listed below.

- Chassis Dynamometer
- Engine Dynamometer
- Efficiency Testing
- Clutch Testing
- Blower or Fan Testing
- Small Motor / Pump Testing

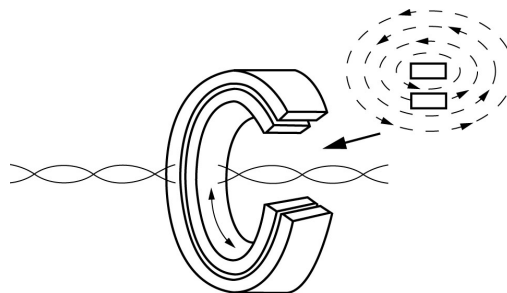
Rotating torque sensors are similar in design and application with the exception that the torque sensor is installed inline with the device under test. Consequently, the torque sensor shaft rotates with the device under test. In PCB Load & Torque, Inc. Series 3100, 4100, and 4200, the rotating torque sensor shaft is supported in a stationary housing by two bearings. Signal transfer between the rotating torque sensor shaft and the stationary housing is accomplished by means of slip rings, or rotary transformer.

Rotary Transformers

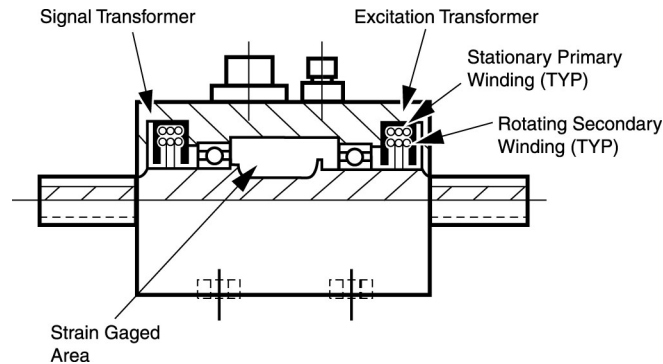
Rotary Transformers provide a non-contact means of transferring signals to and from the rotating torque sensor structure. Rotary transformers are similar to conventional transformers except that either the primary or secondary winding is rotating. For rotating torque sensors, two rotary transformers are used. One serves to transmit the excitation voltage to the strain gage bridge, while the second transfers the signal output to the non-rotating part of the transducer. Thus no direct contact is required between the stationary and rotating elements of the transducer.



Rotary transformers are made up of a pair of concentrically wound coils, with one coil rotating within or beside the stationary coil. A time varying voltage (carrier excitation) is applied to one of the coils producing magnetic flux line. The diagram below depicts a rotary transformer torque sensor.



Transmission of energy through any transformer requires that the current be alternating. A suitable signal conditioner with carrier excitation in the range of 3000 to 5000 Hz is required.



Mechanical Installation of Keyed Shaft Torque Sensors

Proper installation must be observed when assembling a torque sensor into a driveline. Careful selection of components must be made so that problems are not created which could lead to part failure or danger to personnel.

Shaft Misalignment

Provision must be made to eliminate the effects of bending and end loading on the torque sensors shaft due to parallel offset of shafts, angular misalignment, and shaft end float. The proper use of couplings can reduce these problems to a negligible level.

All shafts must first be aligned mechanically, as accurately as possible, to lessen the work of the couplings. Alignment within 0.001" per inch of shaft diameter is normally satisfactory, however, for some critical applications such as high speed, this level of alignment is not acceptable and a tighter tolerance must be achieved. Contact PCB Load & Torque, Inc. for information regarding specific applications.

Torque Sensor with Foot Mounted Housing Installation

A foot mounted torque sensor has a plate on its housing which can be securely attached to a machine base or bed-plate. This installation reduces the mass in suspension on the couplings and can increase the shafts critical speed, if the torque sensor is within its speed rating. Normally, if both the driving and load sources are fully bearing supported in foot-mounted housings, and the torque sensor housing is foot mounted, double-flex couplings should be used on each shaft end. Double-flex couplings provide for two degrees of freedom, meaning they can simultaneously allow for angular and parallel misalignment and reduce the effects of bending on the torque sensor shaft. Half of each coupling weight is supported on the torque sensors shaft while the driving and load shafts carry the other half.

Torque Sensor with Floating Shaft Installation

A floating shaft torque sensor does not have a foot mount plate on the housing, nor is the housing affixed to a bedplate in any other fashion, it depends on being carried by the driver and load shafts. The housing, which is meant to remain stationary and not rotate with the shaft, must be restrained from rotating with a conductive flexible strap. Tapped threaded holes are provided on the side of the housing for this purpose. The other end of the strap is bolted to a bedplate or other stationary-grounded member, which will electrically ground the torque sensor housing to the electrical system ground.

Therefore, with the floating shaft, there is just one degree of freedom between each shaft end of the torque sensor and the adjacent mating shaft, which is bearing supported (driver and load shafts) on the bedplate. Consequently, a single flex coupling is required at each end of the torque sensor.

Error Analysis

PCB Load & Torque, Inc. typically supplies accuracy information on its products in the form individual errors. They are Non-Linearity, Hysteresis, Non-Repeatability, Effect of Temperature on Zero Unbalance, and Effect of Temperature on Output.

The customer can combine these individual errors to establish the maximum possible error for the measurement or just examine the applicable individual error. If the temperature remains stable during the test, the temperature related errors can be ignored. If the sensor is used for increasing load measurement only, the Hysteresis error can be ignored. If the load measurement is near the full capacity, the linearity error can be ignored. If the capability exists to correct the data through linearization-fit or a look-up-table, the error in the measurement can be minimized. A sophisticated user can get rid of all the errors except for the non-repeatability error in the measurement.

Often overlooked is the error due to the presence of non-measured forces and bending moments. Even though the Single Axis of Measurement sensors are designed and built to withstand these non-measured forces and bending moments (extraneous loads), the errors due to them are present. The Measurement Engineer can design the set-up to eliminate or minimize these extraneous loads. However, if these extraneous loads are present, the errors due to them should be considered.

Application Questionnaire

1. Determine the capacity required

- A. What is the maximum expected torque, including transients?
- B. What is the minimum expected torque?
- C. What is the typical expected torque?
- D. What are the dynamics of the system, i.e., frequency response?
- E. What are the maximum extraneous loads that the torque sensor will be subjected to?

2. How will the torque sensor be integrated into the system?

- A. What are the physical constraints, i.e., length, diameter
- B. Will the torque sensor be foot mounted or floated?
- C. Couplings, torsionally stiff or torsionally soft?

3. What type of environment will the torque sensor be operating in?

- A. Maximum temperature?
- B. Minimum temperature?
- C. Humidity?
- D. Contaminants, i.e., water, oil, dirt, dust?

4. What speed will the torque sensor be required to rotate?

- A. What length of time will the torque sensor be rotating and at what speed?

ANEXO E

MANUAL DEL TRANSDUCTOR MODELO 920



Portable Digital Transducer Instrument

For Product Audits, Tool Setup and Calibration, In-process SPC, & Troubleshooting

Highlights

- Simultaneous display of track and peak data
- Collects up to 300 time and date stamped readings
- Compatible with most conventional strain gage transducers
- Selectable units of measure
- Selectable filter for use with power tools
- Calculated population and sample size statistics
- Serial port for printing reports or uploading data to a computer
- Reads RS Technologies' auto ID chip for simple set up

Applications

- Calibrate Hand Torque Wrenches Including "Click" Type Wrenches
- Setup and Test Assembly Tools
- Verify Power Tool Performance
- Perform Post-Assembly Torque Audits On Threaded Fasteners
- Troubleshoot & Analyze Bolted Joints
- Measure Fastener Clamp Load
- Monitor Press Force



RS Technologies, a division of PCB Load & Torque, Inc., Model 920 Portable Digital Transducer Instrument can be used with other RS Technologies' products such as the Stationary Torque Tool Transduce, Rotary Torque Transducers, Force Washers, and more.

The instrument fits comfortably in your hand, and is powerful and accurate enough to be used as a primary standard for auditing most torque applications in manufacturing and quality departments. When connected to a Rotary Torque Transducer, the unit can be used to test the capability of power tools, verify the accuracy of hand tools, monitor the capability of a fastening process, or audit the quality of an assembled joint. Model 920 can also be easily set up for use with force washers, clamp force sensors, and other transducers to measure fastener assembly preload, press force, pressure, and numerous other applications.

Model 920 can monitor and record data quickly, easily, and accurately. The alphanumeric display is easy to read and prompts you through setup and operation as needed. The unit displays track and peak torque or force simultaneously and measures in either the clockwise or counterclockwise (compression or tension) direction. Model 920 can also read the auto ID chip in RS Technologies' transducers to simplify setup.

The built-in serial port allows for printing data and statistics right from the unit. The recorded data can also be uploaded to a personal computer for further analysis using the HyperTerminal application provided.

RS Technologies provides calibration services for this and their other torque and force products at its A2LA Accredited Calibration Laboratory in Farmington Hills, Michigan.

As with all PCB® instrumentation, these products are complemented with toll-free applications assistance, 24-hour customer service, and are backed by a no-risk policy that guarantees Total Customer Satisfaction.





Model 920 Portable Digital Transducer Instrument

Specifications

A/D Resolution	16-bit
Accuracy	±0.5% FS Peak Mode, ±0.025% FS Track Mode
Angle Input	Quadrature, up to 2880 CPR Depending Upon Transducer Type
Angle Resolution	Up to 1/8 Degree
Bridge Excitation	5 VDC
Calibration	External Binding Posts
Communications Port	RS232 Serial for Printout or Upload to Computer via HyperTerminal
CS/CCW Operation	Software Selectable
Data Memory	Automatic Storage of 300 Peak Torque Angle or Force Readings, Scrolling Feature for Viewing Readings, Last Reading Deletable
Dimensions (L x W x H)	2.750 x 4.375 x 8.500 in 70 x 111 x 216 mm
Display	LCD, 20 Alphanumeric Characters by 4 Lines with 5-digit Readout Plus 6-digits for Angle
Enclosure	High Impact Plastic with Shoulder Strap
Engineering Units	Software Selectable (ft-lb, in-lb, in-oz, N-m, kgcm, kgm, lb, and N)
Frequency Response	Software Selectable Filter 500 and 1000 Hz of Off (3200 Hz)
Humidity	5 to 95% N.C.
Input Power	Metal Hydride (NimH) Battery, AC Battery Charger 115/220 VAC, Low Battery Charge Warning
Input Signal	Compatible with Conventional Strain Gage Transducer with Outputs Ranging from 0.8 to 5.0 mV/V and with High Level Devices up to ±5 VDC
Keypad	16-key Numeric and Special Function
Maximum Angle Count	10,000 Degrees
Operating Temperature	0 to +55 °C +32 to +131 °F
Options	Multiple Limit Sets
Printout	Transducer and Limits Data, Time and Date Stamped Peak Data, Angle at Peak (if Used), and Statistics
Recommended Recalibration	Yearly
Statistics	High, Low, Mean, Standard Deviation, ±3 Sigma, Cpk, and Cp; Calculations Based on Software Selectable Sample Size or Entire Population
Weight	1.50 lb 0.68 kg

Supplied Accessories

Battery Charger, Shoulder Strap, Instruction Manual, & Calibration Certificate

Recommended Accessories

Serial Communications Cable, & Local Serial Printer



Portable Digital Transducer Instrument with Optional Cable (097000-34445)



Back Panel



RS TECHNOLOGIES

A DIVISION OF PCB LOAD & TORQUE, INC.

24350 Indoplex Circle, Farmington Hills, MI 48335

Toll-Free: 888-684-2894 Fax: 248-888-8266

E-mail: rsinfo@pcbloadtorque.com

www.pcbloadtorque.com

ISO 9001 CERTIFIED ■ A2LA ACCREDITED to ISO 17025

RS Technologies, a division of PCB Load & Torque, Inc, is a leading manufacturer of a complete line of rotary and stationary torque sensors, hand torque wrenches, measuring instruments, and threaded fastener torque-tension testing systems for the product assembly and fastener manufacturing community. From ready-to-ship stock products, to custom-made specials, RS Technologies proudly stands behind all products with services customers value most, including calibration services from our A2LA accredited laboratory, 24-hour customer support, a global distribution network, and the industry's only commitment to Total Customer Satisfaction. For more information, please visit www.pcbloadtorque.com.



24350 Indoplex Circle, Farmington Hills, MI 48335 USA

Toll-Free in USA 866-684-7107 ■ 24-hour SensorLineSM 716-684-0001

Fax 248-888-8266 ■ E-mail info@pcbloadtorque.com

www.pcbloadtorque.com

ISO 9001 CERTIFIED ■ A2LA ACCREDITED to ISO 17025

© 2010 PCB Group, Inc. In the interest of constant product improvement, specifications are subject to change without notice. PCB, ICP, Modally Tuned, Spindler, Swiveler and TORKDISC are registered trademarks of PCB Group. SoundTrack LXT, Spark and Blaze are registered trademarks of PCB Piezotronics. SensorLine is a service mark of PCB Group. All other trademarks are property of their respective owners.

LT-RS-920-0910

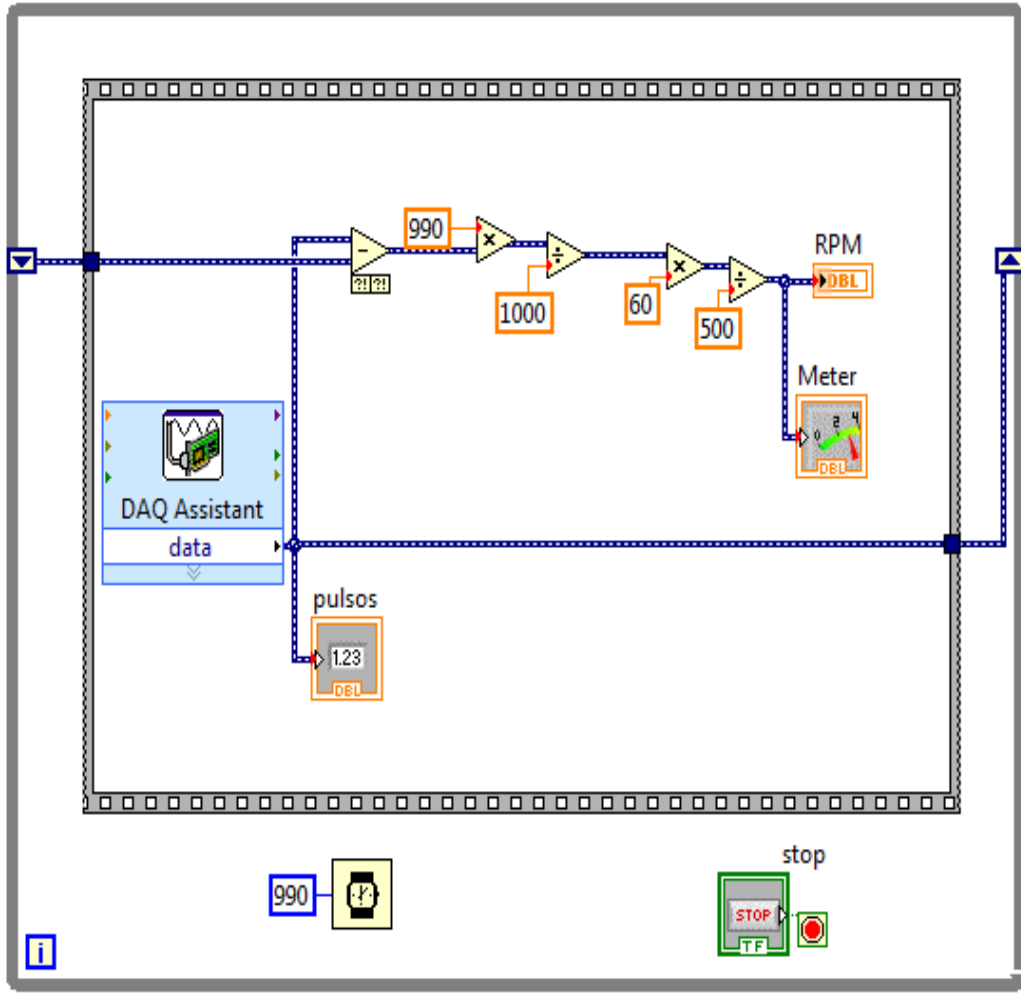
Printed in U.S.A.



Visit www.pcb.com to locate your nearest sales office

ANEXO F

PROGRAMA EN LABVIEW PARA VISUALIZAR RPM



ANEXO G

CATALOGO TORQUIMETROS RS TECHNOLOGIES



Rotary Torque Transducers

Highlights

- Measure torque only or torque & angle
- Industrial-rated for power tool and fastener testing applications including pulse tools
- On-board auto ID technology simplifies sensor setup and calibration when used with RS Technologies digital instruments
- Industry-Standard Transducers compatible with all RS Technologies Fastener, Joint Analysis, and Tool Certification Equipment, and most conventional strain gage readout instrumentation
- 2 mV/V output with matched shunt calibration

Applications

- Power Tool Calibration & Performance Verification
- Threaded Fastener Testing
- Bolted Joint Troubleshooting



RS Technologies, a division of PCB Load & Torque, Inc., Series PC9000 Rotary Torque Sensors are widely used in the fastener assembly market to verify the performance of hand and power torque tools. These strain gage-based transducers are fitted on the output drive of a power tool and measure the torque applied by the tool to the fastener on an actual assembly. This measurement provides important information about tool shut off and can assist in establishing specifications for proper assembly.

When equipped with an optional angle encoder, the rotary torque transducer can also measure the angle of fastener rotation which is an important indication of joint integrity. Torque-angle transducers can provide the data to draw torque vs. time or torque vs. angle plots that can help analyze problematic joints and determine appropriate tightening strategies. They are also a key component of a threaded fastener torque tension testing machine.

Rotary torque transducers are available in capacities ranging from 32 in-oz to 18k ft-lb (0.23 to 25k N-m), and fit most popular drive sizes.

RS Technologies provides calibration services for this and their other torque and force products at its A2LA Accredited Calibration Laboratory in Farmington Hills, Michigan.

As with all PCB® instrumentation, these products are complemented with toll-free applications assistance, 24-hour customer service, and are backed by a no-risk policy that guarantees Total Customer Satisfaction.





Series PC9000 Rotary Torque Transducers

Torque Only

Model No.	Drive Size	Capacity
039030-50002	¼-inch Hex	32 in-oz (0.2 N-m)
039030-50021	¼-inch Hex	20 in-lb (2.3 N-m)
039025-50051	¼-inch Square	50 in-lb (5.7 N-m)
039030-50101	¼-inch Hex	100 in-lb (11.3 N-m)
039025-50101	¼-inch Square	100 in-lb (11.3 N-m)
039037-50022	⅜-inch Square	200 in-lb (22.7 N-m)
039037-50051	⅜-inch Square	50 ft-lb (67.8 N-m)
039050-50101	½-inch Square	100 ft-lb (135.6 N-m)
039050-51201	½-inch Square	148 ft-lb (200 N-m)
039075-50301	¾-inch Square	300 ft-lb (407 N-m)
039075-51501	¾-inch Square	368 ft-lb (500 N-m)
039075-53601	¾-inch Square	600 ft-lb (814 N-m)
039001-53102	1-inch Square	1000 ft-lb (1356 N-m)
039001-01302	1-inch Square	2213 ft-lb (3000 N-m)
039001-53033	1-inch Square	3000 ft-lb (4068 N-m)
039001-01103	1 ½-in Square	7350 ft-lb (10,000 N-m)
039025-00183	2 ½-in Square	18,000 ft-lb (24,408 N-m)

Torque-Angle

Model No.	Drive Size	Capacity
039230-50002	¼-inch Hex	32 in-oz (0.23 N-m)
039230-50021	¼-inch Hex	20 in-lb (2.3 N-m)
039230-50101	¼-inch Hex	100 in-lb (11.3 N-m)
039225-50101	¼-inch Square	100 in-lb (11.3 N-m)
039237-50022	⅜-inch Square	200 in-lb (22.7 N-m)
039237-50051	⅜-inch Square	50 ft-lb (67.8 N-m)
039250-50101	½-inch Square	100 ft-lb (135.6 N-m)
039250-51201	½-inch Square	148 ft-lb (200 N-m)
039275-50301	¾-inch Square	300 ft-lb (407 N-m)
039275-51501	¾-inch Square	368 ft-lb (500 N-m)
039275-53601	¾-inch Square	600 ft-lb (814 N-m)
039201-53102	1-inch Square	1000 ft-lb (1356 N-m)
039201-01302	1-inch Square	2213 ft-lb (3000 N-m)
039201-53302	1-inch Square	3000 ft-lb (4068 N-m)
039301-01103	1 ½-in Square	7360 ft-lb (10,000 N-m)
039625-00183	2 ½-in Square	18,000 ft-lb (24,408 N-m)

Specifications

Torque	
Output at Rated Capacity	2 mV/V ±0.25% FS
Shunt Calibration	Matched 2mV/V ±0.25% with 44k Ohm Precision Resistor
Interchangeability	Matched for mV/V and Shunt Calibration ±0.3% FS
Non-Linearity	±0.25% FS
Hysteresis	±0.25% FS
Recommended Excitation	10 VDC or AC (RMS)
Bridge Resistance	350 Ohms
Compensated Temperature Range	+70 to +150°F +21 to +66°C
Operating Temperature Range	0 to +200°F -18 to +93°C

General

Connector	PT02H-12-10P
Mating Connector	PT06A-12-10S(SR)

Angle

Magnetic Encoder	360 Poles (540 Poles on ¾-inch Drives, 720 Poles on 1-inch and 1 ½-inch Drives, 900 Poles on 2 ½-inch Drives)
Output	A-B Track 90 Degrees Phase Difference Flat Over Operating Speed Range
Resolution w/Quadrature	¼ Degree (⅜ Degree on ¾-inch Drives, ½ Degree on 1-inch and 1 ½-inch Drives, ⅙ Degree on 2 ½-inch Drives)
Output Voltage	High 5V, Low 0.5V
Power Required	5 VDC @ 120 mA Maximum

Recommended Maximum RPM

¼-inch Drive	5000
⅜-inch Drive	2500
½-inch Drive	2500
¾-inch Drive	2000
1-inch Drive	1000
1 ½-inch Drive	750
2 ½-inch Drive	500

Supplied Accessories

Shunt Calibration Resistor, & A2LA Accredited Calibration Certificate

Recommended Accessories

Model 920 Portable Digital Transducer Instrument	080920-01000
Cable Assembly, 10' Coiled, PT to DB15 Male	097000-34445

Dimensions (in.)

	1/4-in Hex	1/4-in Sqare	3/8-in	1/2-in	3/4-in	1-in (1000 ft-lb)	1-in (2213 ft-lb)	1-in (3000 ft-lb)	1 1/2-in	2 1/2-in
Overall Length	4.25	3.23	3.23	3.23	4.13	4.00	4.42	4.33	5.50	9.48
Housing Length	2.30	2.30	2.30	2.30	2.69	2.00	2.42	2.44	2.63	4.62
Housing Height	2.00	2.00	2.00	2.00	2.94	3.63	3.63	4.74	4.88	7.25
Housing Width	1.50	1.50	1.50	1.50	2.50	3.25	3.25	3.88	4.26	6.50
Male Drive Length	1.00	0.58	0.58	0.58	0.94	1.15	1.25	1.14	1.60	2.25



24350 Indoplex Circle, Farmington Hills, MI 48335 USA

Toll-Free in USA 866-684-2894 ■ 24-hour SensorLineSM 716-684-0001

Fax 248-888-8266 ■ E-mail rsinfo@pcbloadtorque.com

www.pcbloadtorque.com

ISO 9001 CERTIFIED ■ A2LA ACCREDITED to ISO 17025

© 2010 PCB Group, Inc. In the interest of constant product improvement, specifications are subject to change without notice. PCB, ICP, Modally Tuned, Spindler, Swiveler and TORKDISC are registered trademarks of PCB Group. SoundTrack LXT, Spark and Blaze are registered trademarks of PCB Piezotronics. SensorLine is a service mark of PCB Group. All other trademarks are property of their respective owners.

LT-RS-PC9000Series-0910

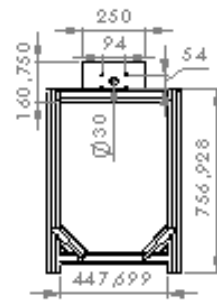
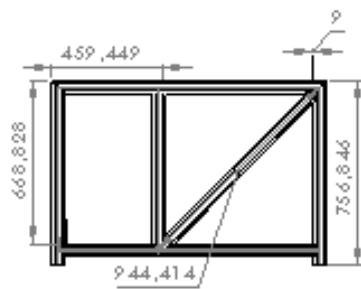
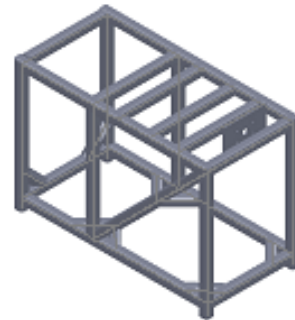
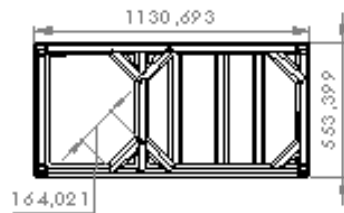
Printed in U.S.A.

RS Technologies, a division of PCB Load & Torque, Inc, is a leading manufacturer of a complete line of rotary and stationary torque sensors, hand torque wrenches, measuring instruments, and threaded fastener torque-tension testing systems for the product assembly and fastener manufacturing community. From ready-to-ship stock products, to custom-made specials, RS Technologies proudly stands behind all products with services customers value most, including calibration services from our A2LA accredited laboratory, 24-hour customer support, a global distribution network, and the industry's only commitment to Total Customer Satisfaction. For more information, please visit www.pcbloadtorque.com.

Visit www.pcb.com to locate your nearest sales office

ANEXO H

PLANO DE LA ESTRUCTURA DEL BANCO



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCACAO, CIENCIA E TECNOLOGIA DO RIO GRANDE DO NORTE INSTITUTO DE TECNOLOGIA DE PERNAMBUCO INSTITUTO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM TECNOLOGIA DE PERNAMBUCO				NOME DO PROJETO PROJETO DE ARQUITETURA		NOME DO CLIENTE CLIENTE	
DISCIPLINA PROJETO DE ARQUITETURA				FASE PROJETO DE ARQUITETURA		NOME DO PROJETO plano mesa	
DATA DATA				MATERIAL MATERIAL		NOME DO CLIENTE CLIENTE	
LOCAL LOCAL				NOME DO PROJETO PROJETO		NOME DO CLIENTE CLIENTE	

A4