



UNIVERSIDAD DEL AZUAY
FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO
COMPROBADOR DE CONVERTIDORES DE PAR

Trabajo de grado previo a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico Automotriz

Autores

Juan Martín Pulla Salinas
Javier Enrique Patiño Padilla

Director

Edgar Mauricio Barros Barzallo

Cuenca – Ecuador

2013

DEDICATORIA

Dedico este trabajo de grado a mis padres Víctor M. Pulla Samaniego y María F. Salinas Orellana, ejemplos de respeto, esfuerzo y perseverancia. A mis hermanos y amigos que estuvieron siempre a mí lado apoyándome en todo momento para cumplir esta meta.

Juan Martín Pulla Salinas

Dedico este logro a mis padres, a mis hermanos, a mi esposa y a mis hijos, por el apoyo, concejo, paciencia e inspiración para culminar esta fase importante de mi vida.

Javier Enrique

AGRADECIMIENTO

Agradecemos en primer lugar a Dios y a la Universidad del Azuay, por los conocimientos compartidos hacia nosotros, a sus docentes, en especial al Ing. Mauricio Barros el cual guió nuestro proyecto. Igualmente a las personas que colaboraron, el más sincero agradecimiento al Sr. Alex Pulgarin, al Ing. Víctor Sarango y Luis AVECILLAS compañero y amigo, que nos permitieron ocupar cada una de sus instalaciones y equipos para la construcción del banco didáctico. Finalmente a familiares y amigos que nos han apoyado durante el desarrollo de esta tesis.

Juan Martín

Javier Enrique

*Sample
10/2/13*

ABSTRACT

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A DIDACTIC BANK TESTER FOR HYDRAULIC TORQUE CONVERTERS

This graduation work in its first phase consisted of the design and construction of a demonstrative bank of the theoretical principles of operation of hydraulic brake and clutch systems used in automotive. We started from the fundamental concepts of fluid dynamics and how the flow of movement is transmitted or interrupted. We considered the physical characteristics the equipment should have for its didactic use.

In the second stage we designed the structure of the bank, based on analytical calculation and validated by Solid Works software. We chose the materials, determined the best position of each of the components and selected the most representative torque converters for the didactic bank demonstration.

As a final result, we obtained a functional didactic resource for two types of converters (GM and Mitsubishi), which allowed coupling and torque multiplication testing.

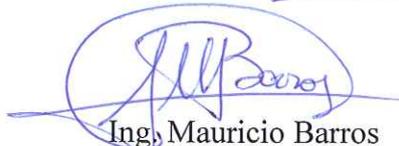
Keywords: Design and Construction, Functional didactic bank, Solid Works software, Hydraulic torque converter, Materials, Testing.



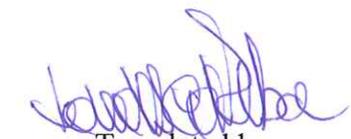
Juan M. Pulla Salinas
Author



Javier E. Patiño Padilla
Author



Ing. Mauricio Barros
Thesis Director



Translated by,
Lic. Lourdes Crespo

*Sumado
01/10/13*

RESUMEN

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO COMPROBADOR DE CONVERTIDORES DE PAR

El trabajo de grado en su primera etapa consistió en el diseño y construcción de un banco demostrativo de los principios teóricos del funcionamiento de embragues hidráulicos utilizados en automoción. Se partió de los conceptos fundamentales de la dinámica de fluidos y como se transmite o interrumpe el flujo de movimiento. Se consideró las características físicas que debería tener el equipo para el uso didáctico.

En una segunda etapa se diseñó la estructura del banco, en base al cálculo analítico y validado por el software Solid Works, se eligió los materiales, se determinó la mejor posición de cada uno de los componentes y se seleccionaron los convertidores de par más representativos para su demostración en el banco.

Como resultado final se obtuvo un recurso didáctico funcional para dos tipos de convertidores (GM y Mitsubishi), que permitieron realizar pruebas de acoplamiento y multiplicación de par.

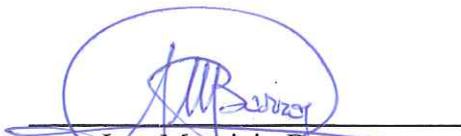
Palabras claves: diseño y construcción, banco didáctico funcional, software Solid Works, materiales, convertidor hidráulico de par, pruebas en el convertidor de par.



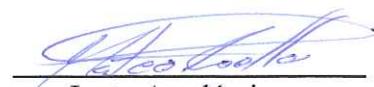
Juan M. Pulla Salinas
Autor



Javier E. Patiño Padilla
Autor



Ing. Mauricio Barros
Director de Tesis



Junta Académica

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Resumen.....	iv
Abstract.....	v
Índice de contenidos.....	vi
Índice de Figuras.....	xii
Índice de Tablas.....	xvii
Índice de Anexos.....	xix
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I: GENERALIDADES, HISTORIA, PARTES Y FUNCIONAMIENTO DE LOS CONVERTIDORES HIDRÁULICOS DE PAR	
1.1 Generalidades.....	3
1.2 Historia.....	3
1.3 Funcionamiento del acoplamiento hidráulico	6
1.4 Funcionamiento del convertidor hidráulico de par.....	8
1.4.1 Fase de multiplicación de par.....	9
1.4.2 Fase de acoplamiento.....	10
1.5 Convertidor de doble estator.....	11
1.6 Capacidad del convertidor.....	12
1.7 Refrigeración del fluido del convertidor hidráulico de par.....	14
1.8 Detección del estado del convertidor hidráulico de par.....	15
1.8.1 Pruebas del convertidor hidráulico del par.....	15

1.8.1.1 Prueba de parada.....	15
1.8.1.1.1 Interpretación de los resultados de la prueba de parada.....	17
1.8.1.2 Pruebas del convertidor hidráulico de par en un banco.....	19
1.8.1.2.1 Métodos de comprobación de los elementos internos CHP..	20
1.8.2 Lavado del convertidor.....	23
1.9 Fabricantes de transmisiones automáticas.....	25

CAPÍTULO II: DISEÑO DEL BANCO

2.1 Introducción.....	28
2.2 Criterios de diseño.....	28
2.3 Diseño del banco.....	29
2.4 Parámetros fundamentales para definir el banco.....	29
2.4.1 Dimensiones principales.....	29
2.4.2 Distribución de pesos de los elementos del banco.....	30
2.4.3 Motor de combustión.....	30
2.4.4 Materiales para la estructura.....	31
2.4.4.1 Características del perfil.....	32
2.5 Estructura.....	32
2.6 Diseño del bastidor principal y selección del tubo.....	32
2.7 Cálculo.....	33
2.7.1 Cálculo de la estructura del banco.....	33
2.7.2 Dimensionado de la estructura en software.....	36
2.7.2.1 Trazado de elementos plano 3D.....	36
2.7.2.2 Miembro estructural.....	36
2.7.2.3 Peso estimado de la estructura según el programa CAD.....	37

2.7.2.4 Simulación de la estructura tubular.....	37
2.7.3 Cálculo del eje principal.....	41
2.7.4 Cálculo de la soldadura.....	50
2.7.4.1 Unión Motor – Eje principal.....	50
2.7.4.2 Unión Eje principal – Convertidor.....	51
2.7.5 Eje de salida.....	52
2.7.6 Freno.....	53
2.7.6.1 Cálculo para elegir el sistema de frenado.....	54
2.8 Sistema electrónico.....	56
2.8.1 Descripción celda de carga y su aplicación en el banco didáctico.....	57
2.8.2 Tipos de celdas de carga.....	58
2.9 Sistema hidráulico.....	60

CAPÍTULO III: CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO

3.1 Proceso de construcción.....	61
3.1.1 Diagrama de flujo.....	61
3.1.2 Facés de construcción.....	63
3.1.2.1 Trazado del tubo.....	6
3.1.2.2 Corte del tubo.....	64
3.1.2.3 Preparación de los tubos antes de soldar.....	64
3.1.2.4 Soldadura de la estructura.....	65
3.1.2.5 Pintado de la estructura.....	65
3.2 Construcción y montaje de elementos.....	66
3.2.1 Conjunto Motor – Transmisión.....	66
3.2.1.1 Bases del motor.....	67

3.2.1.2 Sistema de escape.....	68
3.2.1.3 Depósito de combustible.....	68
3.2.2 Sistema de transmisión.....	68
3.2.2.1 Junta homocinética.....	69
3.2.2.2 Eje de entrada.....	69
3.2.2.3 Apoyos de las chumaceras del eje.....	70
3.2.2.4 Volante de inercia.....	71
3.2.2.4.1 Balanceo del volante de inercia.....	71
3.2.2.5 Montaje del volante de inercia.....	72
3.2.2.6 Montaje del convertidor.....	72
3.2.3 Sistema hidráulico.....	73
3.2.3.1 Bomba paletas.....	73
3.2.3.2 Acople para la bomba de la transmisión.....	74
3.2.3.3 Montaje de la bomba.....	75
3.2.3.4 Montaje del eje de salida o turbina.....	75
3.2.4 Freno.....	76
3.2.4.1 Montaje del freno.....	76
3.2.5 Montaje de la celda de carga.....	80
3.2.6 Contrapunto.....	80
3.2.7 Accesorios.....	81
3.2.7.1 Depósito de aceite.....	81
3.2.7.2 Filtro de aceite.....	82
3.3 Diseño electrónico.....	83
3.3.1 Tarjeta de procesamiento.....	83
3.3.2 Características técnicas del microcontrolador ATMEGA 328.....	84

3.3.2.1 Entrada y salida digital.....	84
3.3.2.2 Entrada y salida analógica.....	85
3.3.2.3 Pines especiales de entrada y salida.....	85
3.3.3 Pantalla de cristal líquida (LCD).....	85
3.3.3.1 Identificación de los pines del módulo LCD.....	86
3.3.3.2 Bus de datos de 4 y 8 Bits de longitud.....	87
3.3.4 Tratamiento de la señal.....	87
3.3.4.1 Celda de carga en forma de S.....	88
3.3.5 Amplificador de Instrumentación.....	89
3.3.5.1 Amplificador de Instrumentación AD620.....	90
3.3.5.2 Diagrama de terminales.....	90
3.3.5.3 Esquema interno.....	91
3.3.6 Diseño del amplificador de instrumentación para la celda de carga.....	91
3.3.6.1 Cálculo de la resistencia de ganancia.....	91

CAPÍTULO IV: PRUEBAS Y RESULTADOS

4.1 Generalidades.....	93
4.2 Funcionamiento del Banco de Pruebas.....	94
4.2.1 Puesta en marcha del Motor mono-cilíndrico.....	94
4.2.2 Pasos para la operación del Banco de Pruebas.....	96
4.3 Pruebas estáticas.....	98
4.3.1 Revisión visual.....	98
4.3.2 Pruebas de elementos internos.....	100
4.3.2.1 Arandelas fuera de sitio.....	100
4.3.2.2 Juego axial del los elementos internos.....	101

4.3.2.3 Interferencia.....	102
4.3.2.3.1 Interferencia: Estator – Turbina y Turbina – Convertidor... 102	
4.3.2.3.2 Interferencia Estator – Impulsor.....	102
4.3.2.4 Prueba de funcionamiento del Embrague unidireccional.....	104
4.4 Pruebas dinámicas.....	106
4.4.1 Diagrama del motor.....	106
4.4.2 Diagrama del convertidor.....	106
4.4.3 Fase de acoplamiento en el Banco de Pruebas.....	107
4.4.3.1 Pruebas con el convertidor de la transmisión 4L60-E.....	108
4.4.3.2 Pruebas con el convertidor de la transmisión Mitsubishi.....	109
4.4.4 Fase de multiplicación de par en el Banco de Pruebas.....	110
4.4.4.1 Pruebas con el convertidor de la transmisión 4L60-E.....	111
4.4.4.2 Pruebas con el convertidor de la transmisión Mitsubishi.....	113
4.5 Procesos de verificación del convertidor.....	115
4.6 Mantenimiento.....	116
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	117
GLOSARIO DE SÍMBOLOS.....	119
BIBLIOGRAFÍA.....	120
REFERENCIAS ELECTRÓNICAS.....	122
ANEXOS.....	124

ÍDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Partes de un acoplamiento hidráulico.....	4
Figura 1.2 Convertidor de par de 5 elementos de la Transmisión Dynaflo.....	5
Figuro 1.3 Estructura y partes de un acoplamiento hidráulico.....	6
Figura 1.4 Comparación del funcionamiento del acoplamiento hidráulico.....	7
Figura 1.5 Funcionamiento del acoplamiento hidráulico.....	7
Figura 1.6 Partes de un convertidor hidráulico de par.....	9
Figura 1.7 Fase de multiplicación de par.....	10
Figura 1.8 Fase de acoplamiento.....	11
Figura 1.9 Convertidor de Doble Estator.....	11
Figura 1.10 Relación entre el diámetro del convertidor y las rpm del motor.....	13
Figura 1.11 Circuito de refrigeración del fluido, intercambiador de agua.....	14
Figura 1.12 Comportamiento del convertidor durante la prueba de parada.....	15
Figura 1.13 Nivel del fluido de la transmisión.....	16
Figura 1.14 Precauciones al realizar la prueba de parada.....	16
Figura 1.15 Tacómetro y posición de la palanca selectora (D).....	17
Figura 1.16 Embrague unidireccional del estator.....	18
Figura 1.17 Herramienta para determinar el juego longitudinal de los elementos internos del convertidor.....	21
Figura 1.18 Comprobación del estado del embrague de una vía.....	23
Figura 1.19 Convertidor con muescas.....	24
Figura 1.20 Equipo de lavado de convertidores.....	24
Figura 1.21 Tipo de remaches.....	25
Figura 2.1 Esquema del Banco Didáctico.....	28
Figura 2.2 Motor JIANSHE.....	31

Figura 2.3 Estructura del Banco.....	33
Figura 2.4 Diagrama de Cuerpo Libre del perfil.....	34
Figura 2.5 Diagrama de Fuerza Cortante (N) del perfil.....	34
Figura 2.6 Diagrama de Momento Flector (N-m) del perfil.....	34
Figura 2.7 Medidas del Banco en 3D.....	36
Figura 2.8 Modelo de la estructura.....	37
Figura 2.9 Estado de las juntas.....	38
Figura 2.10 Cargas verticales sobre el banco.....	38
Figura 2.11 Mallado.....	39
Figura 2.12 Resultado del esfuerzo máximo.....	39
Figura 2.13 Factor de seguridad.....	40
Figura 2.14 Diagrama de esfuerzo cortante de la estructura.....	40
Figura 2.15 Diseño del eje de entrada.....	41
Figura 2.16 Diagrama de cuerpo libre del eje.....	42
Figura 2.17 Diagrama de cuerpo libre del eje.....	43
Figura 2.18 Diagrama de Fuerza Cortante del eje.....	44
Figura 2.19 Diagrama de Momento Flector del eje.....	44
Figura 2.20 Diagrama del filete circular.....	50
Figura 2.21 Junta cardan.....	51
Figura 2.22 Cilindro con chaveta para acoplar al eje principal.....	51
Figura 2.23 Acople del eje principal al convertidor.....	51
Figura 2.24 Eje de la turbina del convertidor de la Transmisión 4L60-E.....	53
Figura 2.25 Disco de freno.....	53
Figura 2.26 Esquema principal de un disco de freno.....	55
Figura 2.27 Galgas Extensiométricas.....	57

Figura 2.28 Celda de Carga.....	57
Figura 2.29 Tipos de Celdas de Carga.....	58
Figura 2.30 Esquema para la aplicación de la Celda de Carga.....	59
Figura 2.31 Válvula de control de presión.....	60
Figura 3.1 Construcción del banco didáctico.....	62
Figura 3.2 Trazado de medidas.....	63
Figura 3.3 Corte manual con sierra de arco.....	64
Figura 3.4 Corte con sierra eléctrica.....	64
Figura 3.5 Proceso de soldadura.....	65
Figura 3.6 Pintado de la estructura del banco.....	66
Figura 3.7 Montaje del motor.....	67
Figura 3.8 Soporte de la base.....	67
Figura 3.9 Sistema de escape.....	68
Figura 3.10 Junta de cardan.....	69
Figura 3.11 Eje de entrada.....	69
Figura 3.12 Chumacera.....	70
Figura 3.13 Montaje de las chumaceras en el eje.....	70
Figura 3.14 Volante de inercia.....	71
Figura 3.15 Balanceo del volante de inercia.....	71
Figura 3.16 Vista real del grupo de movimiento.....	72
Figura 3.17 Convertidor hidráulico de par.....	72
Figura 3.18 Montaje del convertidor.....	73
Figura 3.19 Bomba de paletas.....	74
Figura 3.20 Acople para la bomba.....	74
Figura 3.21 Montaje de la bomba.....	75

Figura 3.22 Montaje del eje de la turbina.....	75
Figura 3.23 Freno de disco.....	76
Figura 3.24 Acople para el eje de la turbina.....	76
Figura 3.25 Montaje del disco de freno.....	77
Figura 3.26 Acople para la mordaza.....	78
Figura 3.27 Soporte de la mordaza.....	78
Figura 3.28 Conjunto armado.....	79
Figura 3.29 Conjunto mordaza disco de freno.....	79
Figura 3.30 Montaje de la Celda de Carga.....	80
Figura 3.31 Montaje del contrapunto.....	81
Figura 3.32 Unión del eje con el contrapunto.....	81
Figura 3.33 Depósito de aceite.....	82
Figura 3.34 Filtro de aceite.....	82
Figura 3.35 ARDUINO UNO con microcontrolador en formato DIP.....	83
Figura 3.36 Pantalla de cristal líquida 2x16.....	86
Figura 3.37 Celda de carga en forma de S.....	87
Figura 3.38 Comportamiento sin peso.....	88
Figura 3.39 Comportamiento con peso.....	89
Figura 3.40 Amplificador AD620.....	90
Figura 3.41 Esquema interno.....	91
Figura 4.1 Banco Didáctico.....	93
Figura 4.2 Interruptores de accionamiento.....	94
Figura 4.3 Indica la posición de marcha en el display y la ubicación de la palanca de cambios.....	95
Figura 4.4 Ubicación de la palanca de estrangulación.....	95

Figura 4.5 Mecanismo completo.....	96
Figura 4.6 Ubicación de embrague y acelerador del motor.....	97
Figura 4.7 Freno de disco.....	97
Figura 4.8 Indicadores del banco didáctico.....	98
Figura 4.9 Revisión del cubo.....	99
Figura 4.10 Revisión pastillas enroscadas.....	99
Figura 4.11 Revisión de espárragos.....	99
Figura 4.12 Revisión de elementos internos.....	100
Figura 4.13 Juego axial de los elementos internos.....	101
Figura 4.14 Prueba de interferencia Estator-Turbina y Turbina-Convertidor.....	103
Figura 4.15 Prueba de interferencia entre Estator e Impulsor.....	103
Figura 4.16 Estado del embrague unidireccional.....	104
Figura 4.17 Embrague unidireccional del estator utilizando un eje falso.....	105
Figura 4.18 Diagrama, Curva rpm-torque y rpm-potencia (Motor).....	106
Figura 4.19 Diagrama, Curva de Rendimiento de un convertidor de par.....	107
Figura 4.20 Medición de la temperatura de fluido.....	111
Figura 4.21 Termómetro.....	111

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Velocidad de parada del Convertidor Hidráulico de Par.....	17
Tabla 1.2 Efectos al realizar la prueba de parada.....	19
Tabla 1.3 Fabricantes de transmisiones automáticas.....	27
Tabla 2.1 Dimensiones principales del Banco Didáctico.....	29
Tabla 2.2 Peso de los elementos del banco.....	30
Tabla 2.3 Especificaciones del motor JIANSHE.....	31
Tabla 2.4 Perfil de la estructura.....	32
Tabla 2.5 Torque eje de salida del motor.....	42
Tabla 2.6 Valores del sistema de freno de disco.....	54
Tabla 3.1 Tipos de filetes en tubo cuadrado.....	65
Tabla 3.2 Características técnicas del freno.....	77
Tabla 3.3 Características Técnicas del Microcontrolador ATMEGA 328.....	84
Tabla 3.4 Descripción de los pines del Módulo LCD.....	86
Tabla 4.1 Juego axial de los elementos internos.....	101
Tabla 4.2 Pruebas de interferencia de los elementos internos del convertidor.....	103
Tabla 4.3 Prueba de estado del embrague unidireccional.....	105
Tabla 4.4 Prueba de acoplamiento del convertidor Serie k3G402.....	108
Tabla 4.5 Prueba de acoplamiento del convertidor Serie k11-G219.....	108
Tabla 4.6 Prueba de acoplamiento del convertidor Serie Mitsubishi M1.....	109
Tabla 4.7 Prueba de acoplamiento del convertidor Serie Mitsubishi M2.....	109
Tabla 4.8 Prueba de multiplicación de par del convertidor Serie k3-G402.....	111
Tabla 4.9 Prueba de multiplicación de par del convertidor Serie k11-G219.....	111
Tabla 4.10 Prueba de multiplicación de par del convertidor Serie k11-G219.....	112
Tabla 4.11 Prueba de multiplicación de par del convertidor Serie k3-G402.....	112

Tabla 4.12 Prueba de multiplicación de par del convertidor Mitsubishi serie M1...	113
Tabla 4.13 Prueba de multiplicación de par del convertidor Mitsubishi serie M2...	113
Tabla 4.14 Prueba de multiplicación de par del convertidor Mitsubishi serie M1...	114
Tabla 4.15 Prueba de multiplicación de par del convertidor Mitsubishi serie M2...	114
Tabla 4.16 Verificación del estado de un convertidor.....	115
Tabla 4.17 Puesta en marcha del banco didáctico funcional.....	116

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo A-1: Propiedades mecánicas del acero ASTM A500.....	124
Anexo A-2: Tubo estructural cuadrado.....	124
Anexo A-3: Propiedades del hilo de la suelda MIG/MAG.....	125
Anexo A-4: Pernos Grado 8.8.....	125
Anexo A-5: Disco de Freno.....	126
Anexo C-1: Características técnicas del Banco Didáctico.....	127

Pulla Salinas Juan Martín
Patino Padilla Javier Enrique
Trabajo de Grado
Ing. Mauricio Barros Barzallo
Octubre 2013

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO COMPROBADOR DE CONVERTIDORES DE PAR

INTRODUCCIÓN

El propósito de este tema es construir un banco didáctico para convertidores de par (GM y Mitsubishi). El diseño y la construcción del banco debe ser lo más eficiente posible para que la estructura sea capaz de responder positivamente ante las pruebas y ofrecer la seguridad para comprobar el funcionamiento del convertidor hidráulico de par de manera didáctica e ilustrar de forma práctica, diagnosticando las averías y sus fases, tanto de acoplamiento como de multiplicación de par optimizando así el nivel de aprendizaje.

La accesibilidad, la maniobrabilidad y la seguridad son los puntos principales para la construcción del banco. Una fácil accesibilidad ayudará a los estudiantes a desmontar el conjunto armado el mismo que consta de tres partes; el convertidor de par, la bomba de la transmisión y el eje de la turbina que esta acoplado al sistema de freno.

En el primer capítulo se describe varios aspectos fundamentales de los convertidores de par, sobre todo, su funcionamiento y su estructura que son las bases para iniciar con el pre-diseño del banco funcional, también se indica las diferentes pruebas estáticas que se realizan cuando el convertidor se encuentra desmontado.

Para el segundo capítulo se hace un énfasis en la forma y en el dimensionado de la estructura del banco, se selecciona los materiales que mejor se acoplan al diseño propuesto y se describe los accesorios utilizados que ayudan a dar lectura a variables de torque y revoluciones.

El tercer capítulo describe los procesos para la construcción de la estructura y ensamblaje y se continúa con el montaje de todos los elementos que se construyeron para acoplar los mecanismos en el banco, comprobando su respectiva alineación del motor con respecto al convertidor de par, bomba de la transmisión y contrapunto. Posteriormente se realiza ensayos de funcionamiento.

En el cuarto capítulo se indica las especificaciones y las pruebas en los convertidores (pruebas estáticas), además se indica los pasos para la operación del banco, las advertencias y el mantenimiento del mismo. Finalmente se realizan las pruebas dinámicas en el banco para diagnosticar el estado de los convertidores hidráulicos de par (MG y Mitsubishi).

CAPÍTULO I

GENERALIDADES, HISTORIA, PARTES Y FUNCIONAMIENTO DE LOS CONVERTIDORES HIDRÁULICOS DE PAR.

1.1 Generalidades

El convertidor hidráulico de par o convertidor de torque de un automóvil con transmisión automática, es un elemento que permite transmitir el movimiento del motor a la caja de cambios, este mecanismo es una unidad de propulsión hidrodinámica que actúa como acoplamiento hidráulico y tiene la capacidad de multiplicar el par motor.

El convertidor actúa como un embrague en un baño constante de aceite, este es una unidad simple y robusta, es un sistema que funciona con fluido, entrega un acoplamiento suave de la potencia del motor al vehículo y elimina las sacudidas de los componentes en el tren de transmisión.

El enlace hidráulico que realiza el convertidor entre el motor y la transmisión, permite obtener una mayor duración de estos elementos en comparación con las transmisiones manuales. Sin embargo, en el momento de reparación, con vehículos de similares características, sus costos superan de 2 a 3 veces en lo referente al convertidor de par con respecto al embrague de disco.

1.2 Historia¹

En el inicio del siglo XX, el alemán Hermann Föttinger es encargado por el astillero Vulkan (Hamburgo, Alemania) a desarrollar un sistema que permita transmitir la potencia y la velocidad de las turbinas de vapor a los propulsores de los barcos.

¹ NAUNHEIMER Harald, BERTSCHE Bernd, LECHNER Gisbert, Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung Und Konstruktion / Springer. Berlin. 2007. Pág. 23

En 1905, Föttinger anuncia el principio hidrodinámico, señalando que, “una potencia establecida puede ser transmitida de un eje rotante (eje de entrada o eje motor) a otro (eje de salida) a través de dos ruedas alabeadas y un fluido de transmisión.

Una de las ruedas alabeadas (rueda primaria) gira solidariamente al eje motor o a la máquina que genera la potencia a transmitir. La otra rueda (rueda secundaria o rueda turbina) está mecánicamente unida a la máquina que va a ser accionada. Ambas ruedas alabeadas se colocan cara a cara, con una separación mínima entre ellas pero sin contacto mecánico entre ambas y envueltas en un compartimiento cerrado que contiene una determinada cantidad de fluido de transmisión por ejemplo, (aceite hidráulico).

La rueda bomba es accionada por el eje motor, empieza a girar, la energía mecánica de rotación se transforma en energía cinética del fluido de transmisión, que es impulsado por los álabes de dicha rueda bomba. El fluido impulsa a su vez a la rueda secundaria, transformándose su energía cinética de nuevo en energía mecánica, pero ya en el eje de salida”²

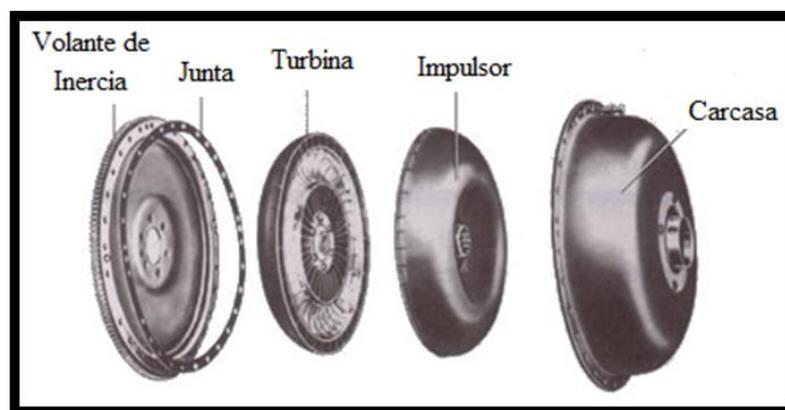


Figura1.1 Partes de un acoplamiento hidráulico

Fuente: http://auto-mecanico.blogspot.com/2012_01_01_archive.html [Acceso: 17/Febrero/2012]

El principio de Föttinger lo lleva a construir el convertidor de par y tiempo más tarde el acoplamiento hidráulico (Figura 1.1). Casi dos décadas fueron los intentos que se hicieron para aplicar los desarrollos de Föttinger a la transmisión de los automóviles.

² <http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/30517/1/DelaCruz.pdf> [Acceso: 17 de Febrero de 2012]

En 1924, Rieseler un colaborador de Föttinger, inventa la primera transmisión automática basado en un convertidor de par y un engranaje planetario pero nunca entró en producción. En 1939, Chrysler en los Estados Unidos, aplicó en sus vehículos el acoplamiento hidráulico y fabricó 10 millones de vehículos con transmisión automática denominada Hydramatic.

En 1948, la Empresa General Motors introduce en los vehículos de la división Buick, el primer acoplamiento del convertidor, basado en un mecanismo de cinco elementos (Figura 1.2) diseñada para su nueva transmisión Dynaflo.

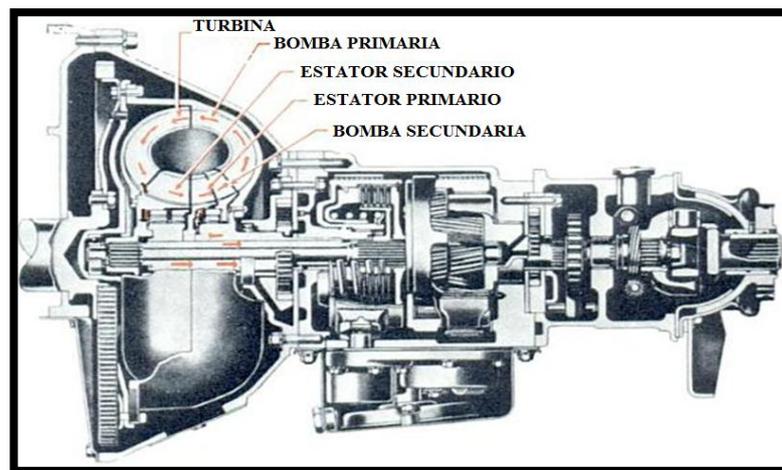


Figura 1.2 Convertidor de par de 5 elementos de la transmisión Dynaflo

Fuente: http://www.hemmings.com/hcc/stories/2011/02/01/hmn_feature15.html [Acceso: 2/ Marzo/ 2012]

El trabajo con convertidores se acopló y se desarrolló mejor en los Estados Unidos después del desarrollo de Dynaflo, actualmente el convertidor es aplicado en la mayoría de vehículos de turismo, camiones y autobuses. “En 1965, el acoplamiento hidráulico dejó de ser usado en las transmisiones automáticas de los vehículos norteamericanos”³, estos presentan desventajas como:

- Generaban resistencia al giro del motor en ralentí
- En arranques de salida su respuesta era lenta
- Encarecimiento del conjunto de embrague
- Aumento de longitud del grupo motor-embrague
- Mayor consumo de combustible, debido al deslizamiento

El uso de convertidores se ha ampliado a maquinaria pesada como: montacargas, remolques, grúas y máquinas de movimiento de tierras.

³BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas/Parainfo. España. 2000. Pág. 18

1.3 Funcionamiento del acoplamiento hidráulico⁴

Hay dos tipos de embragues accionados hidráulicamente, el acoplamiento hidráulico y el convertidor hidráulico de par, estos mecanismos de similar funcionamiento y estructura, la diferencia principal entre los dos es que el convertidor hidráulico tiene la capacidad de multiplicar el par motor. La tesis esta guiada a las fases de funcionamiento del convertidor hidráulico de par, para entender el funcionamiento del convertidor primero se describe el acoplamiento hidráulico.

El acoplamiento hidráulico es un componente que consta de un impulsor y una turbina, estos elementos de idéntica estructura, ambos piezas tienen la forma de un semitoroide (dona) dividido por unas aletas o aspas radiales rectas, contenidos en un cárter lleno de aceite (Figura 1.3). Estas piezas están enfrentadas entre sí y muy juntas, el motor acciona el impulsor y la turbina acciona las ruedas a través de la transmisión, la única unión que existe entre los dos miembros es el fluido hidráulico.

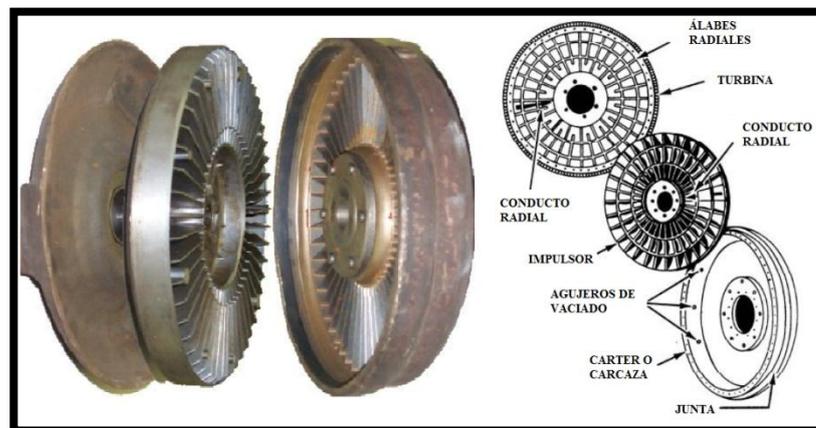


Figura1.3 Estructura y partes de un acoplamiento hidráulico

Fuente: <http://www.tpub.com/engine3/en33-15.htm> [Acceso: 03/Marzo/2012]

El principio puede ser comparado con dos ventiladores eléctricos uno frente al otro. La impulsión de aire que proporciona las aspas de un ventilador encendido hará que las aspas del ventilador apagado empiecen a girar y después de cierto tiempo la velocidad de giro de este serán casi igual al ventilador encendido (Figura 1.4).

⁴ CEAC Manual del Automóvil / CEAC. España. 2004. Pág. 525.

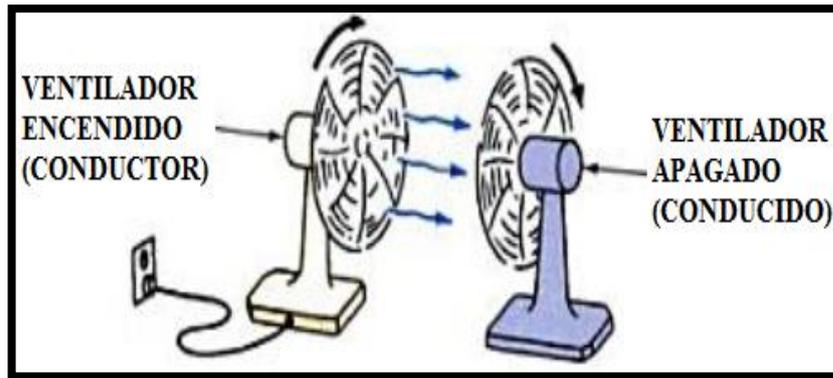


Figura 1.4 Comparación del funcionamiento del acoplamiento hidráulico
 Fuente: GILLES Tim; Automotive Service: Maintenance and Repair, Pág. 950

El funcionamiento de este embrague depende básicamente de las revoluciones del motor (Figura 1.5), es decir, cuando el motor se encuentra en ralentí, el impulsor gira con las mismas revoluciones del motor, pero, el aceite enviado contra las aletas de la turbina no tiene la suficiente fuerza para moverla, por lo tanto, el vehículo no se mueve, con estas velocidades de giro del motor se produce un deslizamiento o resbalamiento total entre el impulsor y la turbina.

A medida que aumentan las revoluciones del motor, las partículas de aceite que salen del impulsor aplican una mayor fuerza sobre las aspas de la turbina y esta empieza girar y a ganar velocidad, todavía existe resbalamiento entre el impulsor y la turbina, siendo el acoplamiento progresivo del embrague. En altas revoluciones, el impulsor envía con mayor fuerza el fluido contra las aletas de la turbina, haciéndola girar hasta casi alcanzar la velocidad de giro del impulsor (resbalamiento entre 2 y 3%).

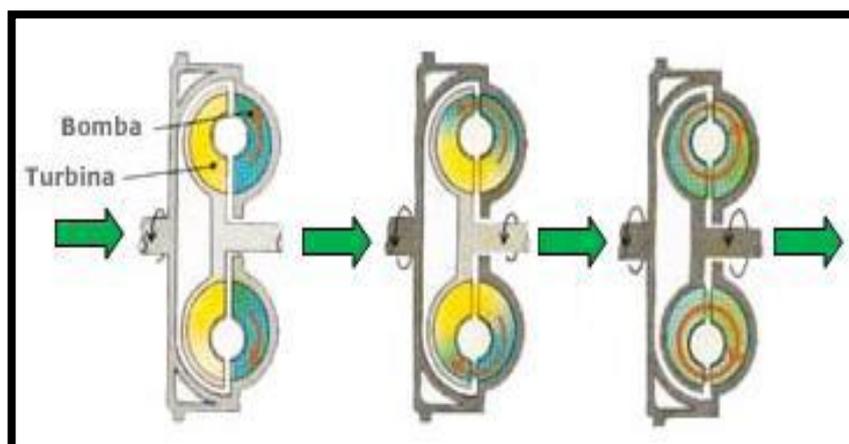


Figura 1.5 Funcionamiento del acoplamiento hidráulico

Fuente: <http://www.repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/2951/1/T-ESPEL-0741.pdf> [Acceso: 02/Marzo/2012]

Este tipo de embrague no puede emplearse en las cajas de cambios convencionales puesto que, siempre se está transmitiendo un par de un eje a otro y eso hace imposible maniobrar el cambio de marcha.

El embrague hidráulico tiene ventajas y desventajas que se detallan a continuación:

Ventajas

- Acople suave (sin tirones).
- Arranque muy suave debido a la progresividad del deslizamiento.
- No es posible que el motor se cale o se apague en los arranques.
- Absorbe vibraciones y variaciones rápidas de par del cigüeñal.
- No requiere mantenimiento.
- Actúa como freno motor cuando se deja de acelerar, es decir, la turbina pasa a ser impulsor y el impulsor turbina.

Desventajas

- Consume más combustible.
- Al presentar daños el embrague hidráulico los costos de reparación son más elevados que el embrague de disco.

1.4 Funcionamiento del convertidor hidráulico de par⁵

Se mencionó en párrafos anteriores que el convertidor hidráulico de par tiene una constitución similar al embrague hidráulico pero la principal diferencia es la capacidad de multiplicar el par que entrega el motor. A continuación se detalla más detenidamente la estructura y funcionamiento de este mecanismo.

El convertidor hidráulico de par esta formado por una bomba (impulsor) y una turbina y en lugar de álabes planos tienen álabes curvos, además, entre la salida de la turbina y la entrada de la bomba existe un tercer elemento giratorio llamado reactor o

⁵ CEAC Manual del Automóvil / CEAC. España. 2004. Pág. 525.

estator, también con álabes curvos, montado sobre una rueda libre en un soporte fijo, de tal forma que puede acompañar a la bomba y turbina en su giro pero no puede girar en sentido contrario (Figura. 1.6).

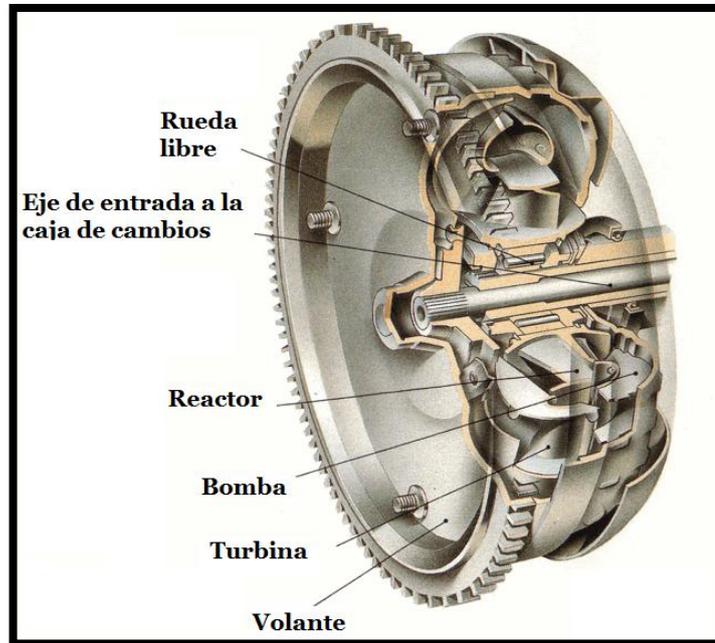


Figura 1.6 Partes de un convertidor hidráulico de par

Fuente: <http://www.green.autoblog.com/2010/08/18/greenlings-why-do-automatic-transmissions-now-get-better-fuel-e/> [Acceso: 10/Abril/2012]

Gracias a la curva de los álabes y la inserción del estator, se produce la multiplicación de par cuando el giro de la turbina es menor a la bomba. El convertidor hidráulico de par tiene dos fases de funcionamiento, de par y acoplamiento.

1.4.1 Fase de multiplicación de par

La fase de par se da cuando la bomba gira más que la turbina y la máxima multiplicación de par es cuando la turbina está parada, es decir, en el momento que el vehículo inicia el movimiento. En esta fase (Figura 1.7), el aceite es conducido por los álabes de la bomba hacia la turbina, aplicando sobre estos una fuerza que obliga a girar en el mismo sentido que la bomba.

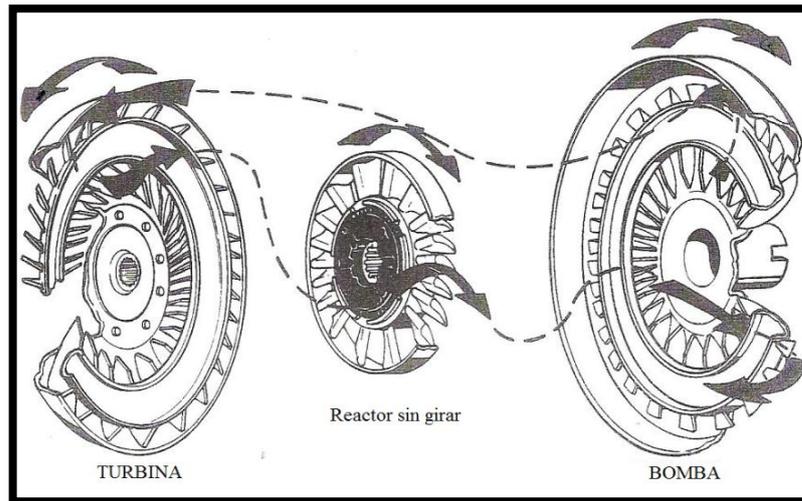


Figura 1.7 Fase de multiplicación de par

Fuente: BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automática Pág. 29

Debido a la curvatura de los álabes la dirección del fluido cambia. El aceite que sale de la turbina choca con los álabes del reactor re direccionando el fluido, permitiendo así, el ingreso favorable del líquido en el sentido del giro de la bomba.

Estos cambios de dirección del fluido produce el efecto de multiplicación de par. La curvatura de los álabes del convertidor esta directamente relacionado con la multiplicación del par, pero si este tiene valores elevados el rendimiento disminuye. En los automóviles la multiplicación de par esta comprendida entre 1,7:1 a 1,8:1⁶.

1.4.2 Fase de acoplamiento

La fase de acoplamiento es cuando funciona como embrague hidráulico, es decir, la bomba y la turbina giran a similares velocidades. A medida que la velocidad de giro de la turbina se aproxima a la bomba, el par generado por el convertidor disminuye gradualmente, hasta ser prácticamente iguales.

En ese momento, el aceite comienza a incidir en las paredes posteriores de los álabes del estator, desbloqueando este y haciéndolo girar en el mismo sentido de la bomba y la turbina (Figura 1.8), a esta acción se denomina fase de acoplamiento ya que el conjunto se comporta como un acoplamiento hidráulico.

⁶ ERJAVEC Jack, TeachOne : Automatic Transmissions/Thomson. 2005. Pág.109

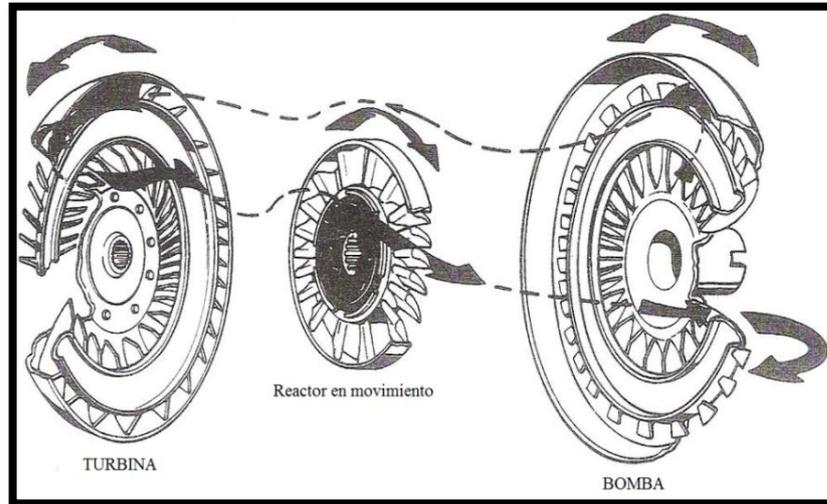


FIGURA 1.8 Fase de acoplamiento

Fuente: BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas.

1.5 Convertidor de doble estator⁷

Este tipo de convertidor es aplicado en ciertas transmisiones modernas de General Motors, entrega una relación de par de parada de 3,5:1. El sistema consta de dos estatores montados en embragues unidireccionales independientes. El estator primario está frente a la bomba, y el secundario frente a la turbina (Figura 1.9).

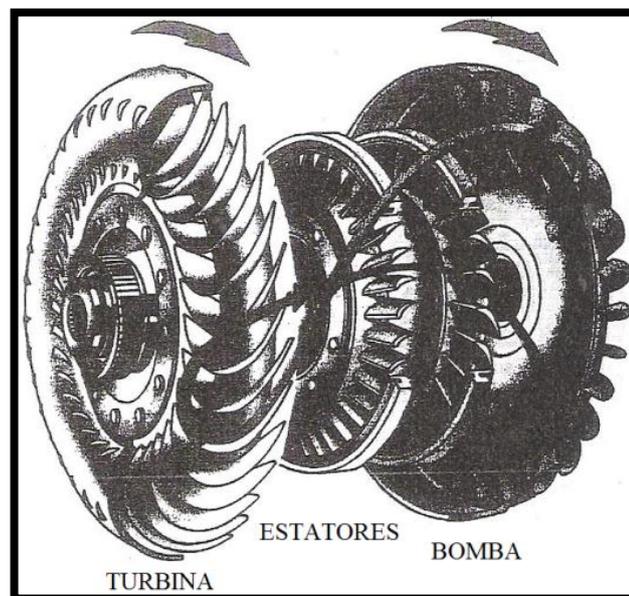


Figura 1.9 Convertidor de doble estator

Fuente: BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas

⁷BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas/Parainfo. España. 2000. Pág. 31

Cuando se requiere el máximo par, los estatores se bloquean y permiten que el fluido que sale de la turbina se re-direccionen con un mayor ángulo hacia los álabes de la bomba. Al subir la velocidad de giro de la turbina, el estator secundario entra en rueda libre disminuyendo el par. El estator primario permanece estático hasta que la relación de velocidad del convertidor esta entre el 90% en adelante.

1.6 Capacidad del convertidor⁸

La construcción básica en la mayoría de convertidores de par es similar a los diseños actuales, de estos dependen básicamente para su aplicación. La velocidad de parada y la capacidad son los requerimientos que se deben aplicar al momento de diseñar un convertidor hidráulico de par.

La capacidad de un convertidor de par es un término de la habilidad de un convertidor de absorber y transmitir el torque del motor con una limitada cantidad de deslizamiento. Una baja capacidad del convertidor tiene una velocidad de parada elevada pero al llegar a la fase de acoplamiento se produce un gran deslizamiento. Sin embargo, esta capacidad permite una mayor multiplicación del torque, consecuentemente, una mejor aceleración.

Un convertidor de alta capacidad permite un menor deslizamiento y una velocidad de parada baja. Este tipo de convertidores son ideales para vehículos que van a circular en autopistas por la baja multiplicación de par que entrega, si un vehículo es equipado con un convertidor con la capacidad adecuada habrá un balance entre el deslizamiento, la multiplicación de torque y la velocidad de parada.

La velocidad de parada de un convertidor de par varía con el diámetro del convertidor y el ángulo de los álabes de la turbina, bomba y estator. El diámetro del convertidor influye directamente con la velocidad de parada. Un convertidor de diámetro pequeño presenta una alta velocidad de parada y la multiplicación del torque se produce con altas velocidades del motor, los dos procesos solo se da en altas revoluciones.

⁸ ERJAVEC Jack, TeachOne : Automatic Transmissions/Thomson. 2005. Pág.111

Un convertidor de gran diámetro tiene una baja velocidad de parada y la multiplicación de torque se produce a bajas revoluciones. Generalmente, motores de altas revoluciones son equipados con convertidores de diámetro pequeño (Figura 1.10).

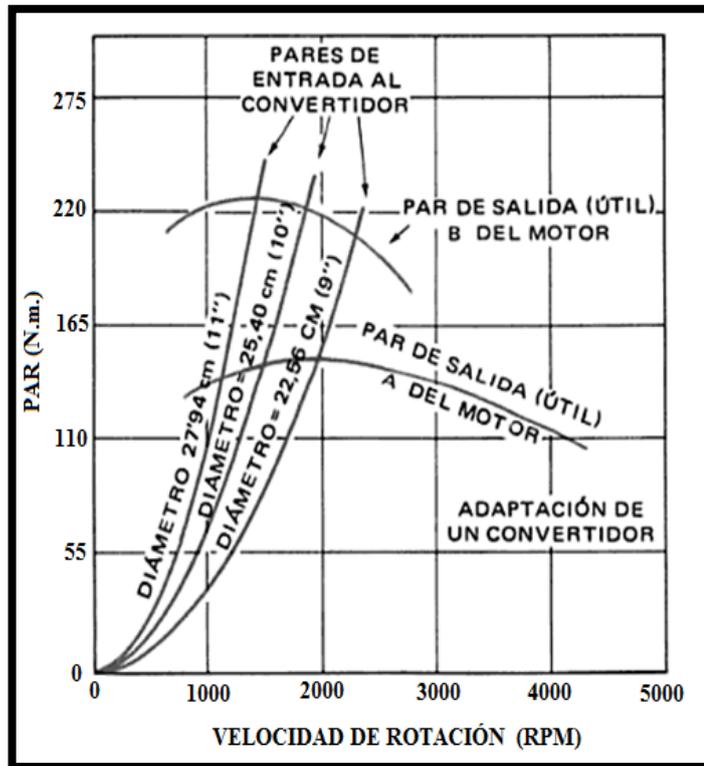


Figura 1.10 Relación entre el diámetro del convertidor y las rpm del motor

Fuente: BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas Pág. 35

En la actualidad, la velocidad de parada de un convertidor esta determinada por la circunferencia, esto se debe a la distancia que recorre el fluido dentro del embrague. Cuando la circunferencia crece, la velocidad del fluido también lo hace, en una determinada velocidad del motor.

El ángulo de los álabes tanto de bomba como turbina también determina la velocidad de parada del convertidor. Los álabes pueden ser inclinados hacia delante o atrás, los álabes de un convertidor inclinado hacia delante produce altas velocidades de fluido, por lo tanto, la velocidad de parada es baja. Cuando los álabes tienen un ángulo hacia atrás, la velocidad de parada crece. El ángulo de los álabes del estator también modifica la capacidad y la velocidad de parada de un convertidor.

Cuando el ángulo de los álabes se incrementa, más fluido retornará a la bomba y la velocidad de parada también se incrementa. Cambiando el ángulo de los álabes de la bomba, turbina y estator es una manera común de modificar la capacidad de un convertidor de par.

1.7 Refrigeración del fluido del convertidor hidráulico de par⁹

Cuando el convertidor esta multiplicando el par, se crea una fricción del fluido entre el impulsor y la turbina provocado por la intensa velocidad de circulación del fluido y al deslizamiento del convertidor. Este proceso consigue elevar la temperatura del fluido considerablemente y para evitar el sobrecaliente es necesario implementar un sistema para su refrigeración. Los métodos utilizados para contrarrestar ese incremento de la temperatura son: intercambiadores por agua y por aire.

En los dos tipos de intercambiadores, el aceite del convertidor es enviado al sistema de refrigeración por la bomba hidráulica de la transmisión automática que posteriormente regresa al cárter. En el intercambiador de agua, el fluido es enviado a un depósito ubicado en la parte inferior o lateral del radiador de agua del sistema de refrigeración del motor. Para el sistema de refrigeración por aire, requiere de un mecanismo auxiliar que cambia al intercambiador de calor ubicado en el radiador del motor. El intercambiador de calor por agua es el más utilizado (Figura 1.11).

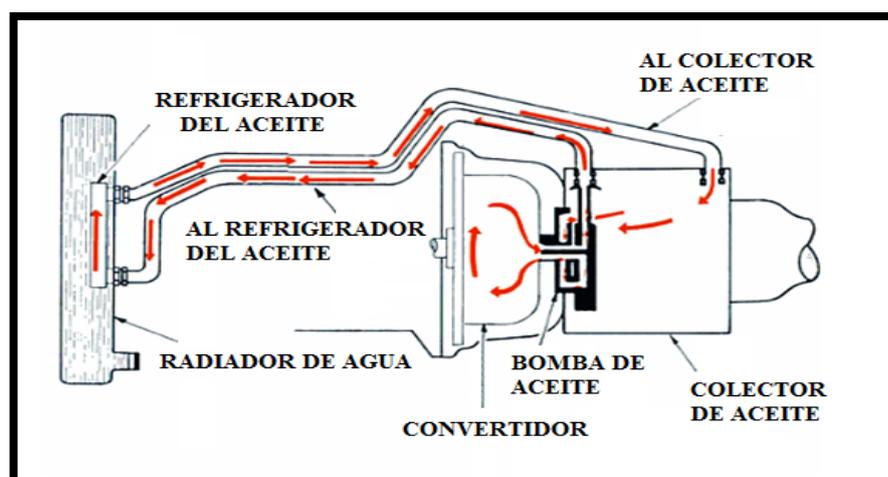


Figura 1.11 Circuito de refrigeración del fluido, intercambiador de agua
Fuente: ALONSO Pérez José Manuel, Tecnología del Automóvil Pág. 54

⁹BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas/Parainfo. España. 2000. Pág. 32

1.8 Detección del estado del convertidor hidráulico de par

Los siguientes puntos indican los métodos para determinar el estado de un convertidor. Estas pruebas se realizan con ayuda del vehículo y se hace trabajar toda la potencia del motor en contra del peso del vehículo.

1.8.1 Pruebas del convertidor hidráulico de par

Existen dos formas para comprobar el estado del convertidor y estas son:

- Prueba de parada. Esta se realiza con el convertidor montado en el vehículo.
- Prueba dinámica. Se realiza en un banco de pruebas y se utiliza herramientas que permitan determinar el estado de los elementos internos.

1.8.1.1 Prueba de Parada¹⁰

El termino parada es la condición donde la bomba gira pero la turbina permanece estática, es decir, esta prueba implica acelerar el motor con la mariposa de aceleración completamente abierta y la turbina permanezca estacionaria (Figura 1.12).

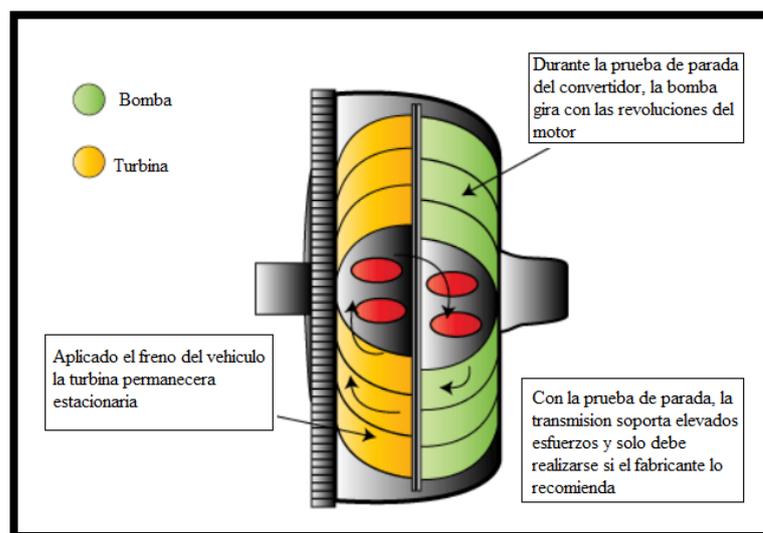


Figura 1.12 Comportamiento del convertidor durante la prueba de parada

Fuente: <http://www.freeasestudyguides.com/graphics/torque-converter-stall-test.gif> [Acceso: 25/Abril/2012]

¹⁰ ERJAVEC Jack, Teachone: Automatic Transmissions/Thomson. 2005. Pág.218

Muchos fabricantes especifican la prueba de parada como procedimiento para el diagnóstico de las transmisiones. Al realizar esta prueba se debe tomar en cuenta que los elementos de la transmisión soportan un gran esfuerzo, por lo tanto, se debe realizar este método de una forma adecuada para no llegar a dañar el sistema.

Para proceder a realizar la prueba de parada se debe cumplir los siguientes pasos:

- Encender el motor hasta alcanzar la temperatura normal de funcionamiento.
- Verificar el nivel del fluido de la transmisión (Figura 1.13).



Figura 1.13 Nivel del fluido de la transmisión

Fuente: <http://tombirch.com/1/ppt/atstall.ppt> [Acceso: 01/Mayo/2012]

- Aplicar el freno de mano y bloquear las ruedas.
- Acoplar un tacómetro si el vehículo no cuenta con este (Figura 1.14).
- Pisar el freno con el pie izquierdo, colocar la palanca selectora en DRIVE y presionar el acelerador a fondo por un tiempo no mayor a 5 segundos.

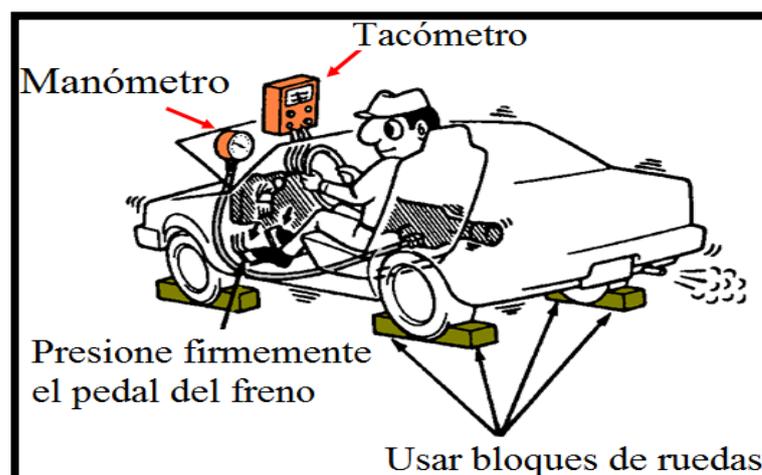


Figura 1.14 Precauciones al realizar la prueba de parada

Fuente: <http://tombirch.com/1/ppt/atstall.ppt> [Acceso: 01/Mayo/2012]

- Observar las rpm alcanzadas por el motor (Figura 1.15).



Figura 1.15 En el panel se observa las rpm y la posición de la palanca selectora (D)

Fuente: <http://tombirch.com/1/ppt/atstall.ppt> [Acceso: 01/Mayo/2012]

- Si en el momento de la prueba las rpm del motor sobrepasan las 2800rpm o se incrementa rápidamente las rpm se debe soltar el pedal del acelerador.
- Pasar la palanca selectora a la posición N y dejarla ahí como mínimo dos minutos para permitirle al fluido de la transmisión enfriar.
- Realizar el mismo procedimiento en las posiciones 1 y R.

1.8.1.1.1 Interpretación de los resultados de la prueba de parada

Si la transmisión, el motor y el convertidor de par se encuentran en buenas condiciones la velocidad del motor debe alcanzar cantidades específicas. Por ejemplo, en la transmisión Torqueflite los fabricantes indican las revoluciones que debe alcanzar el motor según el diámetro del convertidor.

En la Tabla 1.1 se puede apreciar los valores.

Tabla 1.1 Velocidad de parada del convertidor hidráulico de par			
Motor (litros)	Tipo de transmisión	Diámetro del convertidor	rpm del motor parada
1.7	A-404	9-1/2 plg (241mm)	2300-2500
2.2	A-413	9-1/2 plg (241mm)	2200-2410
2.6	A-470	9-1/2 plg (241mm)	2400-2630

Fuente: ERJAVEC Jack, Techone Automatic Transmissions, Pág. 219

Sin embargo, al realizar la prueba de parada se pueden dar los siguientes casos:

- En cualquier posición que esté la palanca de cambios si la velocidad del motor sobrepasa la velocidad de la prueba de parada, esto indica que el defecto puede encontrarse en la caja automática, ya sea en los embragues o en las bandas.
- El otro caso puede ser que la velocidad del motor es menor a la velocidad de prueba de parada, indica que el defecto se encuentra en el convertidor de par.

En el convertidor de par, el principal elemento que falla es el embrague unidireccional del estator (Figura 1.16), las averías que pueden producirse por la falla de este miembro son las siguientes:

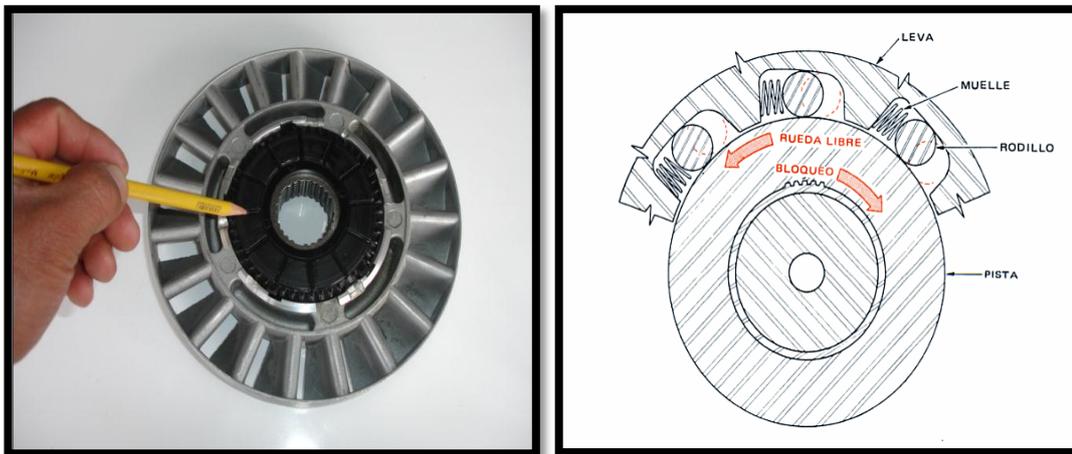


Figura 1.16 Embrague unidireccional del estator

Fuente: BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas Pág. 27

1.- Estator gira en ambas direcciones. El fluido ya no choca con los álabes del estator y el ingreso de este a la bomba no permite la multiplicación de par, este síntoma se puede detectar con la prueba de parada.

2.- Estator trabado. El fluido choca con las paredes posteriores de los álabes del estator y este al encontrarse trabado el estator no gira, el convertidor hidráulico de par se convierte en un freno motor llegando a sobre calentarse (siempre está multiplicando el par).

En la Tabla 1.2 se aprecia un ejemplo de las posibles averías que se pueden dar al realizar la prueba de parada. El término “embrague patina” expresa que uno de los embragues de la transmisión automática están desgastados.

Tabla 1.2 Efectos al realizar la prueba de parada	
PROBLEMA	CAUSA PROBABLE
Alta velocidad de parada en posiciones: D, 2, 1 y R	Bajo nivel de fluido o bajo rendimiento de la bomba de aceite, filtro de aceite obstruido, válvula reguladora de presión abierta, embrague patina
Alta velocidad parada R	Embrague patina
Alta velocidad parada D	Embrague patina
Alta velocidad parada 2	Embrague patina
Baja velocidad de parada en posiciones: D, 2, 1 y R	Motor con bajo rendimiento, embrague de una vía del convertidor de par gira en ambas direcciones.

Fuente: ERJAVEC Jack, Techone Automatic Transmissions, Pág. 219

Nota: Al realizar esta prueba se debe tener presente que el motor debe encontrarse en buen estado.

1.8.1.2 Pruebas del convertidor hidráulico de par en un banco

Una vez desmontado el convertidor de par del vehículo, se requiere revisar ciertos elementos antes de realizar las pruebas en el banco. Cualquiera de los defectos que se encuentren en los siguientes numerales, indica que el convertidor tiene que ser reemplazado.

- 1.- Al presentar la bomba de aceite de la transmisión serios daños, es necesario el reemplazo del convertidor, debido a que este podría encontrarse con limallas.
- 2.- Reemplazar el convertidor si existen desgastes internos como: arandelas de empuje desgastadas, superficies de cojinetes desgastados.

3.- Cuando el aceite de la transmisión se ha mezclado con el refrigerante se debe:

- Lavar el convertidor, sino tiene embrague de bloqueo.
- Sustituir el convertidor, si tiene embrague de bloqueo.

4.- Reemplazar el convertidor, si el embrague de una vía del estator se encuentra defectuoso.

5.- Reemplazar el convertidor, si el cubo del convertidor presenta ralladuras profundas.

6.- Reemplazar el convertidor, si presenta fugas externas.

7.- Reemplazar el convertidor, si este presenta desgastes en los espárragos o las roscas de fijación ya que estos pueden afectar el centrado del elemento.

8.- El convertidor debe ser reemplazado, si el vehículo realizó sobre esfuerzos, sobre cargas o no existía una adecuada lubricación y el fluido no se enfriaba lo suficiente, todo el convertidor presentará un color azul por sobrecalentamiento.

9.- Reemplazar el convertidor, si este se ha caído al suelo por descuido o al momento del desmontaje. Los elementos internos del convertidor pueden estar sueltos y pueden llegar a dañar la transmisión.

1.8.1.2.1 Métodos de comprobación de los elementos internos del convertidor hidráulico de par¹¹

Muchos de los fabricantes de transmisiones automáticas utilizan sus propias herramientas para comprobar el estado de sus convertidores, sin embargo, al tener un concepto claro del trabajo que realizan los elementos internos de los convertidores y mediante la aplicación de herramientas del medio, se puede determinar el estado de estos embragues.

¹¹ BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas/Paraninfo. España. 2000. Pág. 440

A continuación se detalla las comprobaciones que se deben practicar para decidir si el convertidor se encuentra en buen estado o es necesario reemplazarlo.

1. Sostener el convertidor en forma vertical y observar a través del cubo si no hay alguna arandela fuera de su sitio, esto indica que existe un huelgo excesivo. Mientras se observa, gire el convertidor lentamente y prestar atención si no existe ruidos extraños dentro de éste. asa
2. Otro método para comprobar el huelgo interno es utilizando una herramienta especial equipada con un mango en forma de T (Figura 1.17). Esta herramienta sostiene al cubo estriado de la turbina y permite determinar el huelgo de los elementos internos del convertidor. En la mayoría de los convertidores el huelgo no debe sobrepasar los 1,27mm.

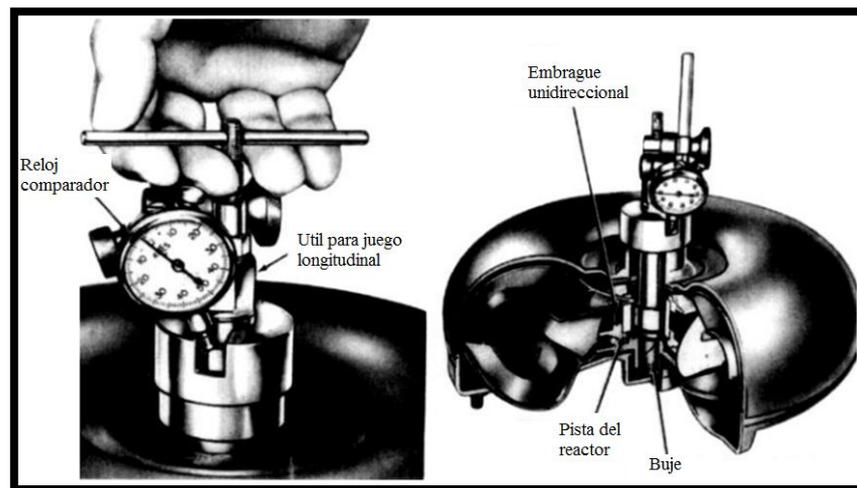


Figura 1.17 Herramienta para determinar el juego longitudinal de los elementos del Convertidor

Fuente: BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas Pág. 440

Nota: Al colocar la herramienta esta debe quedar fija al cubo estriado de la turbina.

3. El método para determinar este huelgo y si no dispone de la herramienta especial, es mediante el uso de alicates. Se introduce el alicate dentro del convertidor y se sujeta el estator, un movimiento seco de arriba abajo permite observar el huelgo, este no debe exceder los 1,59mm.

4. Se debe verificar que el giro de los elementos internos del convertidor no presenten interferencia u obstrucción entre ellos, los métodos son:
 - a. Interferencia entre estator-turbina y turbina-carcasa
 - Situar el convertidor sobre un banco boca abajo.
 - Insertar la bomba de aceite y el eje de la transmisión en el convertidor.
 - Sujetar la bomba de aceite con el convertidor y girar el eje de la turbina en ambos sentidos, cualquier agarrotamiento o rozadura indicará la existencia de desgaste de los elementos internos.
 - b. Interferencia estator-bomba
 - Con el fin de que el estator caiga sobre la arandela de empuje de la bomba, se coloca el convertidor con la bomba hidráulica de la transmisión.
 - Se Sostiene la bomba hidráulica y se gira el convertidor en ambos sentidos y se verifica si hay agarrotamiento o rozaduras. Con este método se comprueba el estado de la arandela de empuje.
5. El elemento que está sujeto a mayor carga en el convertidor de par es el embrague de una vía, por lo tanto, el método para comprobar este mecanismo permite decidir si un convertidor se encuentra en buen estado o es necesario sustituir.
6. Para comprobar el estado del embrague, se fija un eje falso en el estator del convertidor. Girar el eje en sentido anti-horario y este debe ocasionar una sensación de rueda libre, pero, si se gira el eje en sentido horario debe producir una sensación de bloqueo. Una acción de rueda libre o bloqueo en ambos sentidos indica que el embrague de una vía se encuentra defectuoso (Figura 1.18). Para que los resultados sean los recomendables, el convertidor debe estar lleno de aceite.

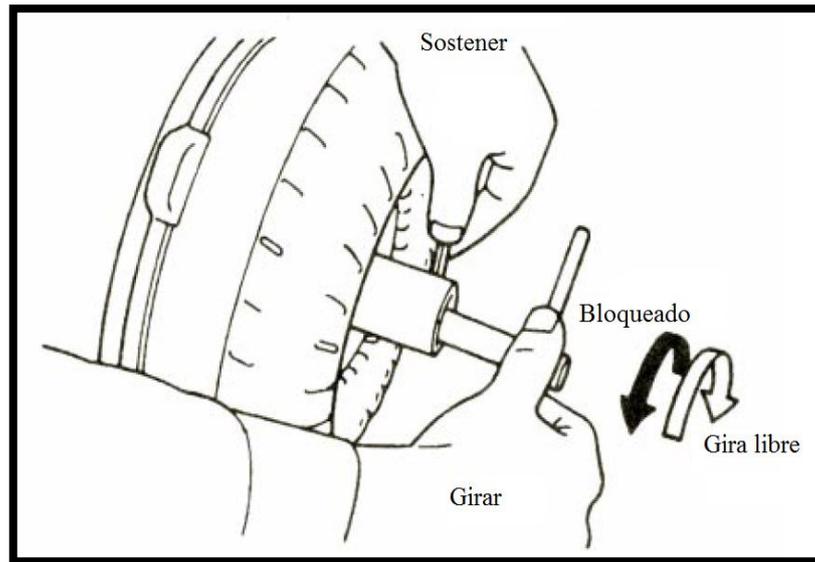


Figura 1.18 Comprobación del estado del embrague de una vía

FUENTE: <http://www.autoshop101.com/forms/AT02.pdmf> [Acceso: 01/Mayo/2012]

Nota: En el caso de no contar con eje falso se puede utilizar un alicate que permite sujetar las estrías del estator y lograrlo girar.

Al practicar estos métodos de comprobación de los convertidores, se puede dar como resultado final convertidores en buen estado, sin embargo, se debe realizar un proceso de lavado de estos elementos antes de montarlos nuevamente al vehículo.

1.8.2 Lavado del convertidor

Debido a la forma de los convertidores, el proceso de lavado de su interior resulta imposible. Algunos fabricantes han diseñado y construido convertidores con un tapón de drenaje para las ocasiones que sea necesario lavarlos. Para los que no tienen tapón de drenaje el proceso de lavado es el siguiente:

- Realizar un agujero de 3,5mm entre las muescas de los álabes de la parte superior de bomba (Figura 1.19). Este agujero se debe realizar colocando el convertidor en tal posición que el fluido salga en el instante que pase la broca al interior de este. Cabe recalcar que en convertidores que no tengan las muesca no se debe realizar ningún agujero

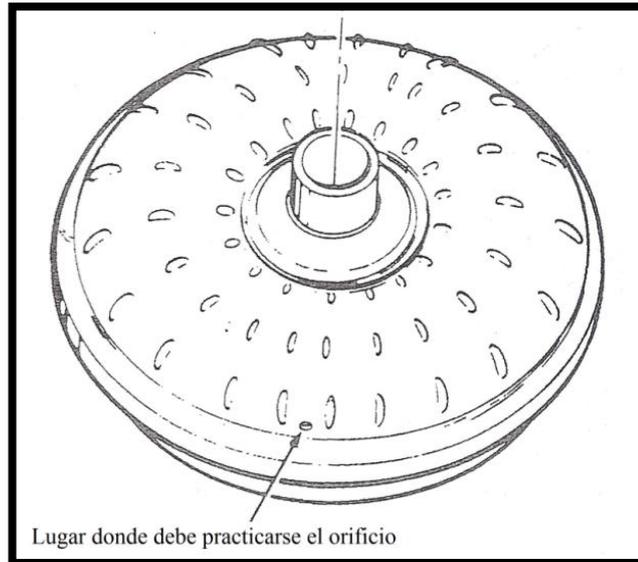


Figura 1.19 Convertidor con muescas

Fuente: BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas Pág. 444

- Dejar drenar el fluido usado.
- Cuando el convertidor este completamente drenado, se monta en una máquina de lavado (Figura 1.20). Si no se cuenta con una máquina de lavado se puede utilizar una pistola de succión.

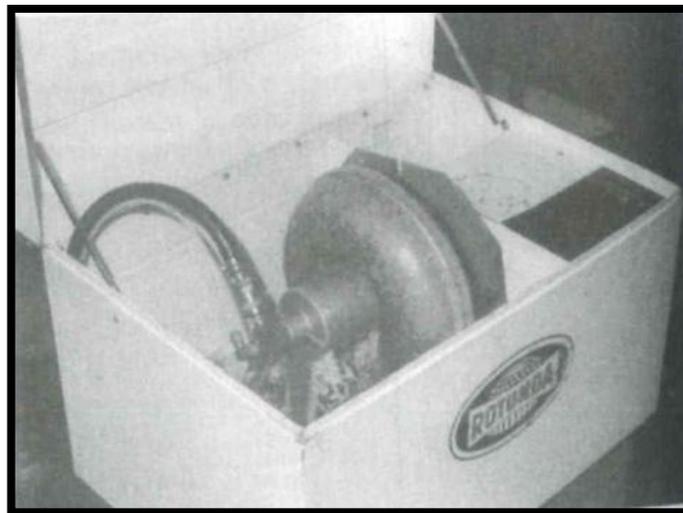


Figura 1.20 Equipo de lavado de convertidores

Fuente: BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas Pág. 444

- Para cerrar el agujero practicado, se utiliza un remache de cabeza cerrada (Figura 1.21) cubierto con silicona, otro método para tapar el agujero es soldarlo con suelda MIG.

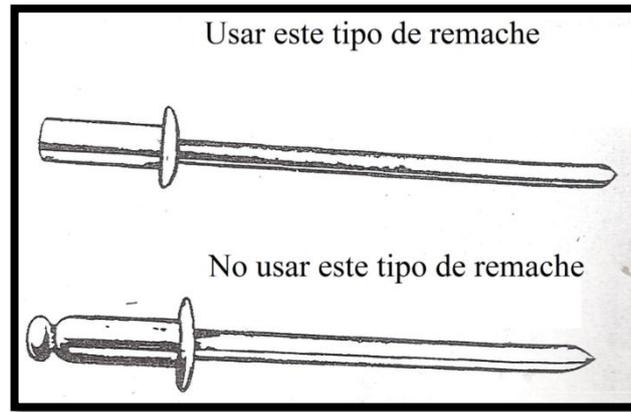


Figura 1.21 Tipo de remaches

Fuente: BREJCHA Mathias, Cajas de Cambios Automáticas Pág. 444

- Para comprobar que la hermeticidad del convertidor, se introduce en un depósito con agua y se presuriza a un valor no menor de 5,5 bar.

Nota: No limpiar los convertidores con disolventes y agitándolos manualmente, este método nunca elimina los materiales atrapados en el convertidor.

1.9 Fabricantes de transmisiones automáticas¹².

Las transmisiones automáticas comparten características como: entregar confort y comodidad al conductor y a los ocupantes de los vehículos, además, ayudan a reducir el consumo de combustible y por lo tanto a despedir menos gases contaminantes a la atmósfera, sin embargo, el uso de esta transmisión no es aceptado o se ha ido incrementando progresivamente en algunos países del mundo.

“En Norteamérica el uso de la transmisión automática es aceptada ampliamente, tal es caso que en 1993, el 87% de los vehículos fueron ensamblados con este tipo de transmisión, de igual manera sucedió en el país nipón, en 1970, solamente el 3% de los vehículos eran montados con transmisiones automáticas, pero, en el año de 1993, el porcentaje de aceptación había llegado al 74%. En el viejo continente no sucedía lo mismo, en 1993, solamente el 9% de los vehículos vendidos por los concesionarios eran ensamblados con transmisión automática.”

¹² BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas/Parainfo. España. 2000. Pág. 684

La demanda de vehículos con transmisión automática en Estados Unidos y Canadá ha permitido que los fabricantes de vehículos de esos países hagan mejoras continuas en sus transmisiones y estas se establezcan. Los fabricantes de vehículos de Norteamérica que desarrollan sus propias transmisiones son siguientes: Ford, GM (General Motors) y Chrysler.

Gracias al desarrollo que han obtenido estas marcas en transmisiones automáticas, algunos fabricantes europeos y asiáticos montan estas transmisiones en varios de sus modelos. La mayoría de fabricantes de automóviles construyen sus propias transmisiones, sin embargo, para algunos de sus modelos, utilizan transmisiones de fábricas independientes. A continuación se describe las más importantes.

ZF Industries, Inc. Esta empresa de origen alemán elabora transmisiones tanto automáticas como manuales, distribuye transmisiones a nivel mundial. Las marcas de vehículos que utilizan esta transmisión son: Audi, BMW, Peugeot, Citroën, Porsche, Rover, Saab y Volvo.

Aisin - Seiki. Empresa de origen japonés elabora transmisiones para el mercado asiático pero también algunas de sus transmisiones son utilizadas en marcas de vehículos europeas y norteamericanas. Esta fábrica pertenece a Toyota, elabora el 5% de las transmisiones automáticas para el mercado asiático. Estas son utilizadas por Daihatsu, GM (Geo Prizm), Isuzu, Subaru, Suzuki y Toyota.

Aisin - Wagner. Empresa japonesa que cubre aproximadamente el 21% de las necesidades del mercado asiático y además esta transmisión también es utilizada en marcas de vehículos europeos y norteamericanos. El 90% de las acciones de esta empresa pertenece a Toyota. Las marcas que aplican esta transmisión son: Chrysler, Isuzu, Mitsubishi, NUMMI (New United Motor Manufacturing) y Toyota.

JATCO. (Japanese Automatic Transmission Company) La marca Nissan posee el 40% y Mazda el 60% de las acciones de la fábrica de esta transmisión. La aplicación de las unidades JATCO es aproximadamente el 17% de los fabricantes asiáticos como: Isuzu, Mazda, Mitsubishi, Nissan, Suzuki y Subaru. Esta empresa también suministra la transmisión a empresas norteamericanas y a la europea BMW.

En la siguiente tabla se indica los fabricantes de transmisiones automáticas.

Tabla 1.3 Principales fabricantes de automóviles que fabrican o adquieren Transmisiones Automáticas	
FABRICANTES	TRANSMISIONES
Acura	Utiliza transmisiones Honda
Audi	Utiliza transmisiones Volkswagen
BMW	Utiliza sus propias transmisiones, y para algunos modelos utiliza de ZF y GM
Chrysler	Utiliza sus propias transmisiones, además son utilizadas en FIAT, Maseratti y Mitsubishi
Ferrari	Utiliza sus propias transmisiones y utiliza transmisiones GM
Ford	Utiliza sus propias transmisiones, además utiliza transmisiones de Mazda, Nissan y Volkswagen
FIAT	Utiliza sus propias transmisiones, además de GM y Chrysler
GM	Utiliza sus propias transmisiones, y también son aplicadas en los modelos de: Bentley, BMW, CAMI, Daewoo, Daimler, Isuzu, Jaguar, Opel, Saxby, Sepma, Sisu, Suzuki
Honda	Utiliza sus propias transmisiones
Hyundai	Utiliza transmisiones Mitsubishi
Infinity	Utiliza transmisiones Nissan y Jatco.
Isuzu	Esta marca utiliza transmisiones Aisin Wagner, GM, JATCO
Jaguar	Esta marca utiliza transmisiones GM, ZF, Ford
Lexus	Utiliza transmisiones de las empresas subsidiarias de Toyota
Maserati	Esta marca utiliza transmisiones Chrysler
Mazda	Utiliza sus propias transmisiones, además utiliza JATCO y Ford
Mercedes Benz	Utiliza sus propias transmisiones
Mitsubishi	Utiliza sus propias transmisiones, y también son aplicadas en algunos modelos de Chrysler
Nissan	Utiliza sus propias transmisiones, además utiliza en algunos modelos transmisiones Jatco
Peugeot	Utiliza transmisiones ZF y GM
Porsche	Utiliza transmisiones ZF y Volkswagen
Renault	Utiliza sus propias transmisiones
Volvo y Saab	Utiliza transmisiones Aisin Wagner y ZF
Sterling	Utiliza transmisiones Honda
Subaru	Utiliza transmisiones Jatco y de las empresas de Toyota
Suzuki	Utiliza transmisiones GM y Aisin Seiki
Toyota y Volkswagen	Utiliza sus propias transmisiones

Fuente: BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas/Paraninfo. España. 2000

Siendo un mecanismo para uso didáctico, tiene que facilitar la manipulación en el momento de realizar las simulaciones y éste debe presentar un buen aspecto estético y brindar seguridad al momento de realizar las pruebas, el convertidor va a girar hasta 1500rpm.

2.3 Diseño del banco

El banco está proyectado a funcionar con dos tipos de convertidores, el uno pertenece a la transmisión automática de GM (4L60-E) y el otro a la marca Mitsubishi. Para el diseño se optó el de mayor diámetro que corresponde a la transmisión 4L60-E con un torque máximo de $775N.m$

2.4 Parámetros fundamentales para definir el banco

2.4.1 Dimensiones principales

En la Tabla 2.1 se indica las dimensiones del banco didáctico.

Tabla 2.1 Dimensiones principales del Banco Didáctico	
Características	Dimensiones (mm)
Altura total	1300
Ancho total	1220
Largo total	835
Altura H1	1020
Largo L1	500

2.4.2 Distribución de pesos de los elementos del banco

En la Tabla 2.2 se puede observar los pesos más significativos y los accesorios que van sobre la estructura del banco. El peso de cada uno de los elementos esta medido en kilogramos, para realizar los cálculos se transforma a Newton.

Tabla 2.2 Peso de los elementos del banco		
Elementos	Masa	Peso
Motor de combustión interna	38 kg	372,78 N
Convertidor de par de caja 4160E	25 kg	245,25 N
Deposito de “aceite hidráulico”	19 kg	186,39 N
Bomba de aceite	4.5 kg	44,15 N
Chumaceras	2 kg	19,62 N
Eje de entrada	5 kg	49,05 N
Eje de salida	6.5 kg	63,77 N
Disco de freno	1.5 kg	14,72 N
Contrapunto	35 kg	343,35 N
Accesorios y equipamientos	49 kg	480,68 N
TOTAL	185.5 kg	1820 N

2.4.3 Motor de combustión

El motor es fundamental para el desarrollo del proyecto. El generador de potencia es el encargado de generar el par y las revoluciones necesarias para que el embrague hidráulico desarrolle sus fases de funcionamiento.

Los motores de combustión tienen la ventaja de obtener grandes potencias a partir de cilindradas reducidas, para el proyecto se optó por un motor mono cilíndrico de 4 tiempos (Figura 2.2) de la marca JIANSHE de 149,4cc y además ofrece una ventaja en cuanto al costo.

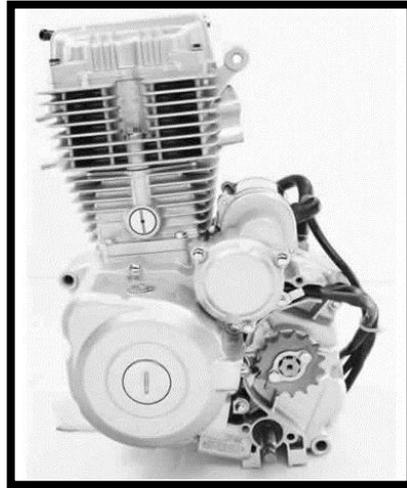


Figura 2.2 Motor JIANSHE

En la Tabla 2.3 se indica las especificaciones técnicas del motor.

Tabla 2.3 Especificaciones del motor JIANSHE			
Especificación	Valor		
Tipo de motor	Mono cilíndrico, 4 Tiempos. Refrigerado por aire		
Cilindrada	149,4cc		
Diámetro por carrera	----- x -----mm		
Relación de compresión	10,5 : 1		
Sistema de lubricación	-----		
Sistema de arranque	Eléctrico y retroceso		
Potencia	11,26 Hp a 9000 rpm		
Par	10,5 N-m a 7000 rpm		
Sistema de alimentación	Carburador		
Sistema de transmisión	Mecánica		
Tipo de transmisión	Relación de reducción primaria. Constante		4,055
	Relación de transmisión:	1st	2,769
		2nd	1,882
		3rd	1,400
		4th	1,130
		5th	0,960

Fuente: Catálogo de motor JIANSHE 162FMJ

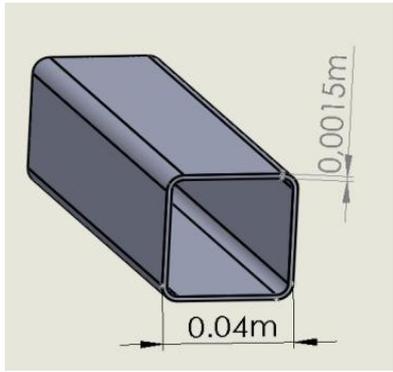
2.4.4 Materiales para la estructura

La construcción de la estructura metálica del banco depende de factores como las propiedades mecánicas, propiedades metalúrgicas, soldabilidad, accesibilidad y costos. Se eligió el Acero ASTM A 500 grado B, (Anexo A-1).

2.4.4.1 Características del perfil

Las características del perfil cuadrado se detallan a continuación en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4 Perfil de la estructura	
ESPECIFICACIONES	MEDIDAS
Largo de fabricación	6m
Recubrimiento	Negro
Norma de fabricación	ASTM 500 Grado B NTE INEN 2415
Dimensiones	B 40mm Espesor: 1.5mm Área: 2.94cm ² Peso: 2.31kg/m



Fuente: <http://www.ipac-acero.com> [Acceso: 07/Noviembre/2012]

2.5 Estructura

Se ha optado por diseñar un tipo de estructura que ofrezca una resistencia estructural adecuada. Uno de los principales puntos a la hora de diseñar la estructura fue la facilidad del montaje de los mecanismos en el banco y los esfuerzos a los que estará sometido. La estructura debe satisfacer las diferentes funciones como:

- Brindar seguridad estructural al momento de realizar las pruebas esto depende de un buen factor de seguridad calculado.
- Facilitar la instalación de cambio del convertidor hidráulico de par.
- Disminuir las vibraciones.
- Dar rigidez.

2.6 Diseño del bastidor principal y selección del tubo

En la (Figura 2.3), se indica el diseño de la estructura con todos los elementos principales que conforman el banco didáctico. Se ha elegido montar en un bastidor

con perfil metálico cuadrado de 40mm por 1,5mm de espesor debido al cálculo de la sección de inercia del perfil tubular (S_{xx}).

Este perfil se escogió para garantizar que la estructura resista el peso de los elementos que son parte del mismo como: el motor de combustión interna, el convertidor hidráulico de par, la bomba de la transmisión, los ejes de entrada y salida, el freno de disco, la mordaza, el contrapunto y el depósito para aceite hidráulico.

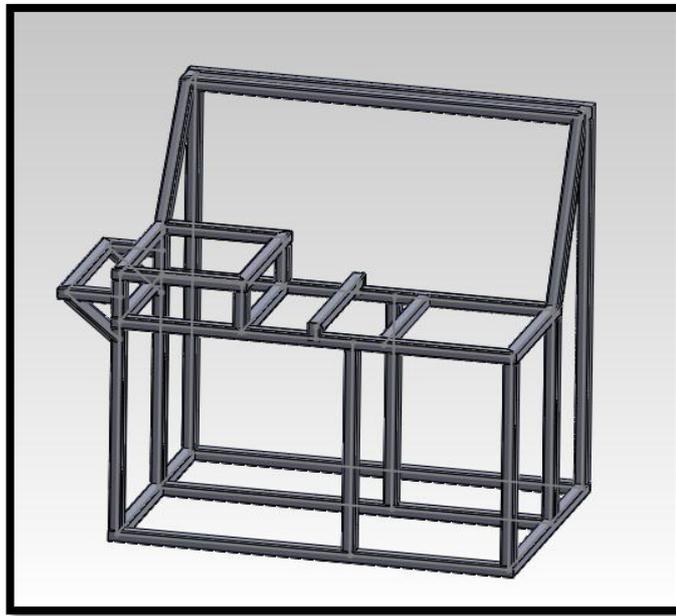


Figura 2.3 Estructura del Banco

2.7 Cálculo

2.7.1 Cálculo de la estructura del banco

El bastidor se diseñará en tubo estructural de sección cuadrada, se analiza como una viga simplemente apoyada donde las cargas de diseño que van sobre el bastidor son las siguientes: peso del motor, convertidor, bomba, contrapunto, depósito de aceite (15lt) y peso propio de la estructura, se considera como carga vertical distribuida “DCL” (Figura 2.4).

$$w = \frac{Wd}{L} \quad (2.1)$$

Donde:

$$w = \text{Carga total distribuida [N/m]}$$

$$Wd = \text{Carga de diseño puntual (185,5kg = 1820N)}$$

$$L = \text{Longitud (distancia entre tubos verticales 1,18m)}$$

$$w = \frac{1820N}{1,18m} = 1542,37 \frac{N}{m}$$

El bastidor consta de dos vigas apoyadas, se divide esta carga para la mitad y así se puede analizar con facilidad solo una viga $w_1 = 771,19N/m$. Se determinan el diagrama de fuerzas cortantes (Figura 2.5) y el diagrama de momentos (Figura 2.6).

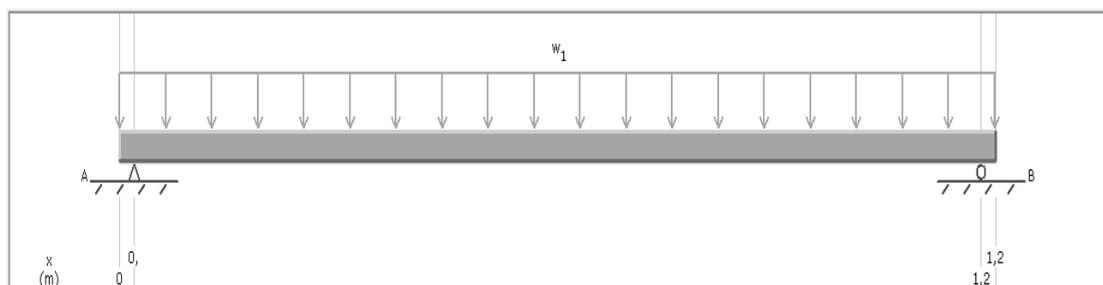


Figura 2.4 Diagrama del Cuerpo Libre

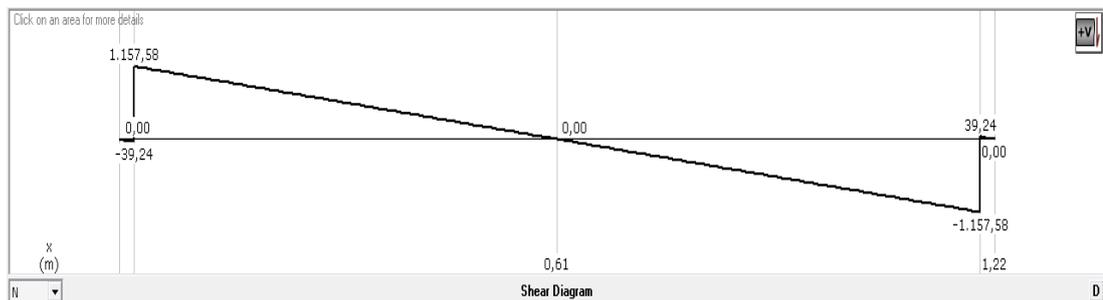


Figura 2.5 Diagrama de Fuerza Cortante (N)

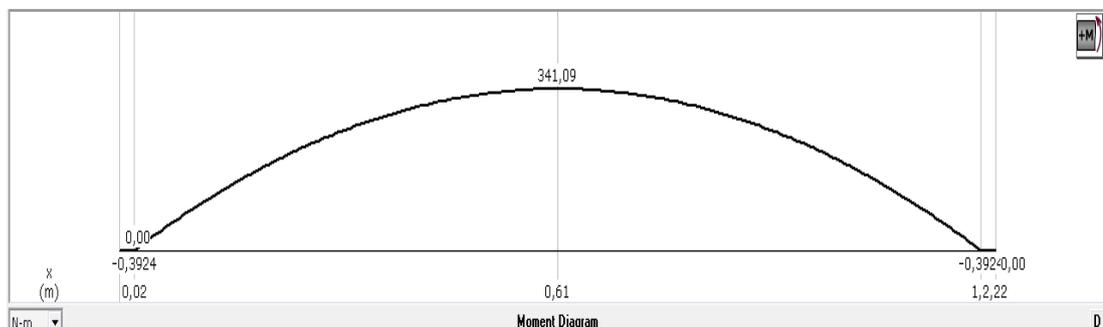


Figura 2.6 Diagrama de Momento Flector (N-m)

Momento máximo del bastidor es de: **$M_{m\acute{a}x} = 341N.m$**

Para calcular el esfuerzo máximo se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S_{xx}} \quad (2.2)$$

Características del Acero Estructural ASTM A 500 Grado B (Anexo A-1)

$$\begin{aligned} \text{Limite de tensión} &= 400MPa \\ \text{Limite de fluencia}(S_y) &= 315MPa \\ \text{Limite elástico} &= 400MPa \end{aligned}$$

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{n} \quad (2.3)$$

Utilizando un valor tentativo del factor de seguridad $n = 2$, se va a calcular el esfuerzo máximo que soportará el material y se determina el tipo de perfil a utilizar.

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{n} = \frac{315MPa}{2} = \mathbf{157,5MPa}$$

Cálculo de la sección de inercia de un perfil tubular(S_{xx}).

$$S_{xx} \geq \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} \quad (2.4)$$

$$S_{xx} = \frac{341N.m}{157,5MPa} = \mathbf{2,16cm^3}$$

En el catálogo de perfiles (Anexo A-1), se selecciona el perfil adecuado que tenga un valor mayor al calculado. Es el tubo estructural cuadrado 40x1,5mm con $S_{xx} = 2,74cm^3$.

$$\sigma_{max} = \frac{341N.m}{2,74 \times 10^{-6}m^3} = \mathbf{124,45MPa}$$

Ahora se despeja el factor de seguridad (n) de la ecuación 2.3

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{315MPa}{124,45MPa} = \mathbf{2,5}$$

El factor de seguridad calculado, determinó que el perfil es el adecuado para soportar el esfuerzo máximo.

2.7.2 Dimensionado de la estructura en software

2.7.2.1 Trazo de elementos plano 3D

En esta etapa se trazan todas las medidas del bastidor que conforma la parte interna y el repartimiento del banco, dibujando en tres planos (x, y, z) a continuación se escribe las medidas reales (Figura 2.7). Se debe analizar la correcta unión entre vértices de los elementos, basándose en un plano de referencia “Pre diseño”.

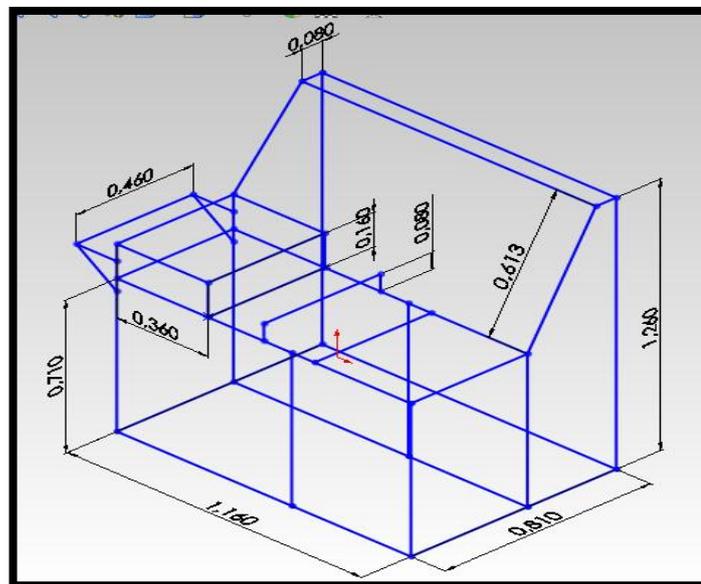


Figura 2.7 Medidas del banco en 3D

2.7.2.2 Miembro estructural

Se elige el perfil estructural adecuado para la estructura del bastidor generado por las cargas (Figura 2.8), se optó por sus diferentes características como: la dimensión, espesor, peso y las propiedades mecánicas. Además facilita la visualización de un esquema en tres dimensiones y se aprovecha la flexibilidad del programa para poder realizar el rediseño, dando como resultado un modelo real para su análisis.

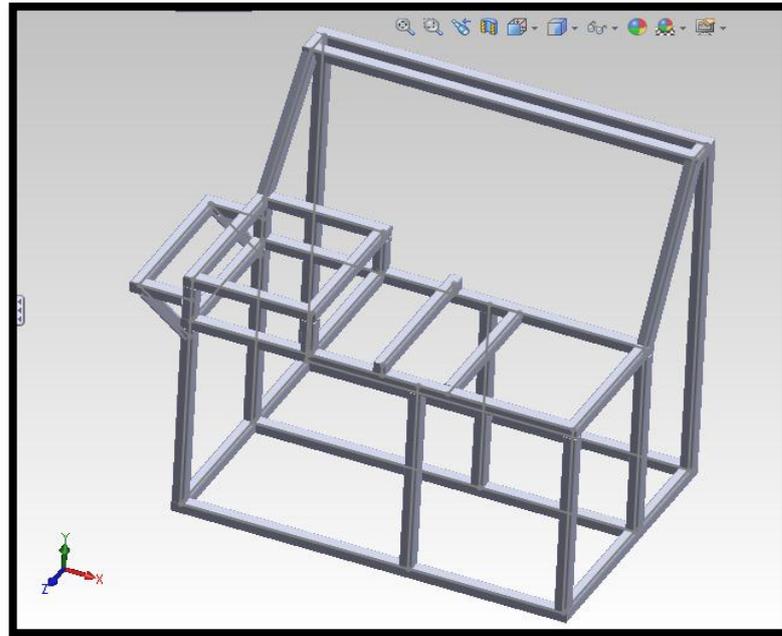


Figura 2.8 Modelo de la estructura

2.7.2.3 Peso estimado de la estructura según el programa CAD

Una vez generado el diseño completo, se puede verificar el peso total y el peso de cada uno de los mecanismos. Se recomienda utilizar en la estructura el acero ASTM A 500 Grado B y el tipo de perfil, peso total del banco 185,5kg.

2.7.2.4 Simulación de la estructura tubular

El programa analiza al diseño de la estructura y da a conocer de forma exacta las deformaciones, el esfuerzo cortante máximo y el factor de seguridad. Con estos datos se puede identificar que perfil soportará mas carga. El esfuerzo máximo debe ser menor al calculado.

a. Verificar estado de juntas

Antes de comenzar con la simulación se procede a verificar que todas las juntas estén correctamente unidas. En todos los vértices debe estar de un solo color (Figura 2.9), para continuar con el cálculo. Si existe alguna unión de otro color se debe a que no esta unido y no hay como continuar con el análisis.

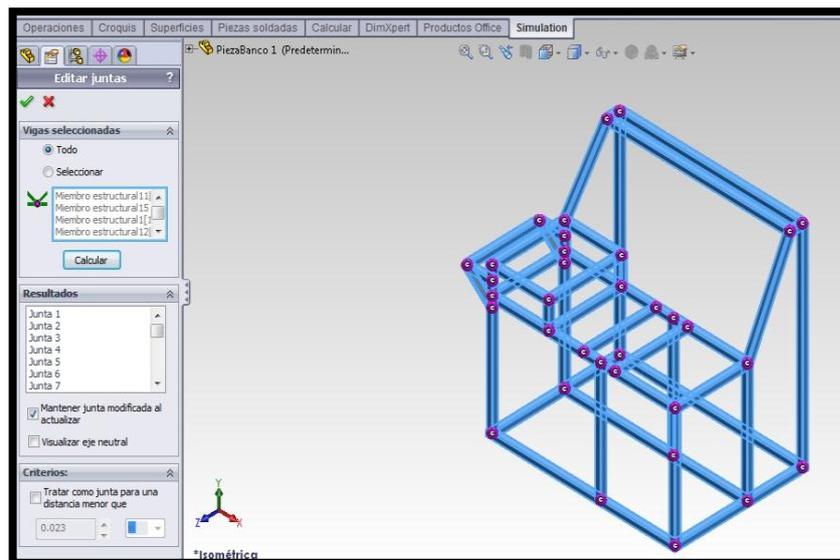


Figura 2.9 Estado de las juntas “Color”

b. Ubicación de cargas verticales

A continuación se distribuye el peso de cada uno de los mecanismos que soportará la estructura y se ubican en las respectivas vigas para el análisis, (Tabla 2.2). La ubicación de las cargas se coloca según el diseño del banco en las diferentes vigas (Figura 2.10).

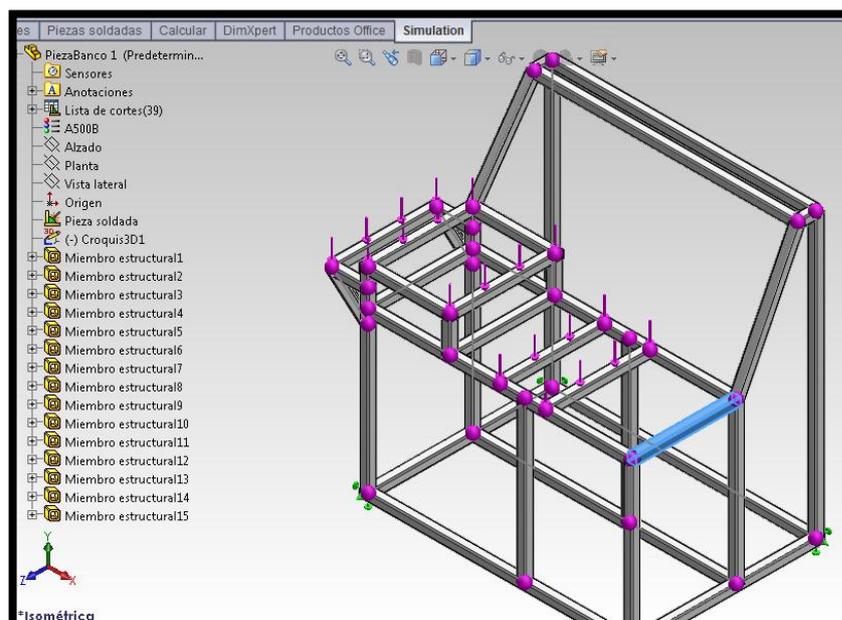


Figura 2.10 Cargas verticales sobre el banco

c. Creación del mallado

Se realiza este procedimiento, para dividir a la estructura en elementos finitos, y se obtiene un análisis del cálculo exacto (Figura 2.11).

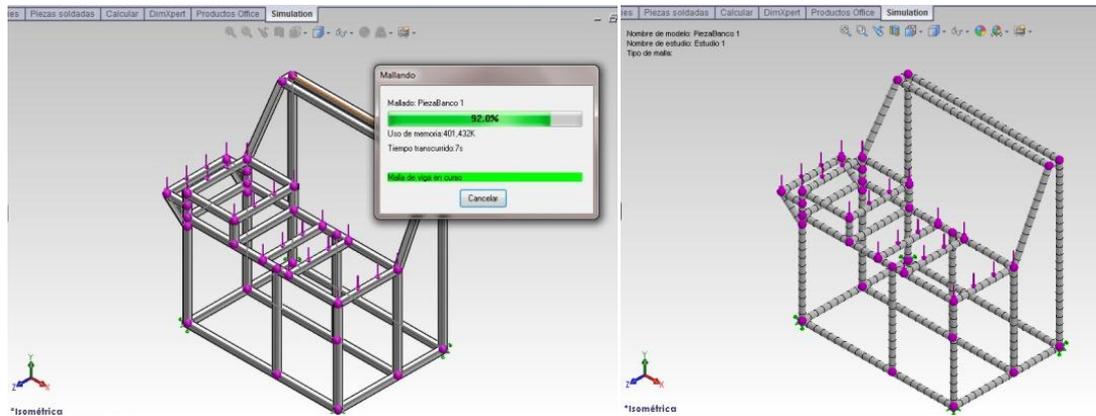


Figura 2.11 Mallado

d. Análisis con cargas verticales

En la figura 2.12, se observa el esfuerzo máximo que soportará la estructura cuando se aplica una carga vertical distribuida de $1,82kN$. Obteniendo el valor del esfuerzo máximo de $17,277MPa$.

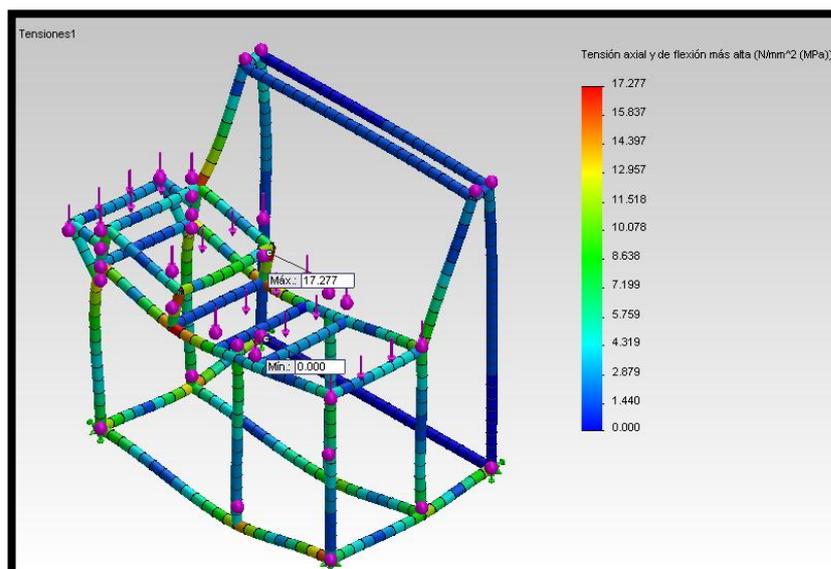


Figura 2.12 Resultado del esfuerzo máximo

En la figura 2.13, se aplica la teoría de *Von Mises*, el resultado del factor de seguridad mínimo es de **18,4** indica que la estructura esta sobre dimensionada, puede soportar más peso.

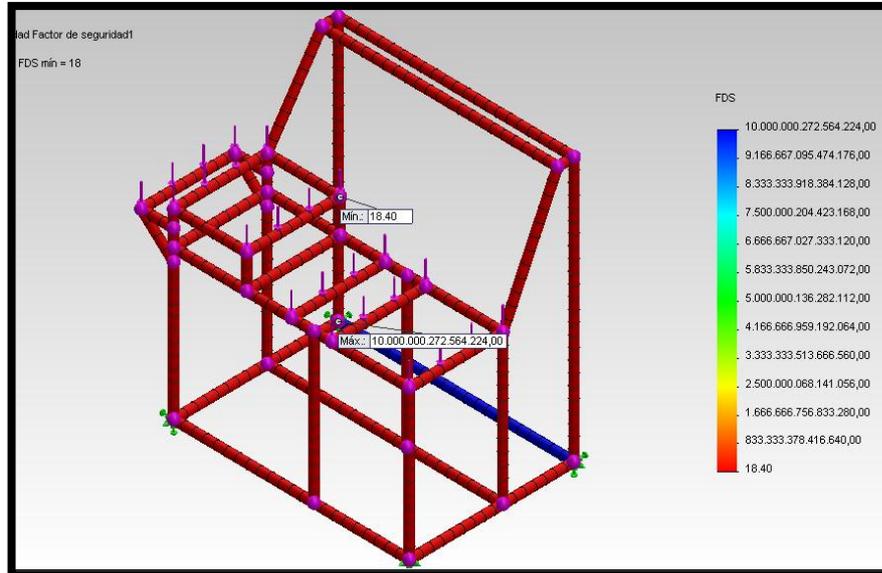


Figura 2.13 Factor de seguridad

En la figura 2.14, se muestra el resultado de los diferentes diagramas de esfuerzos cortantes, el diagrama de color rojo es el más crítico y por eso se elige el tipo de perfil. Sobre esas 2 vigas asienta el eje principal y el convertidor hidráulico de par.

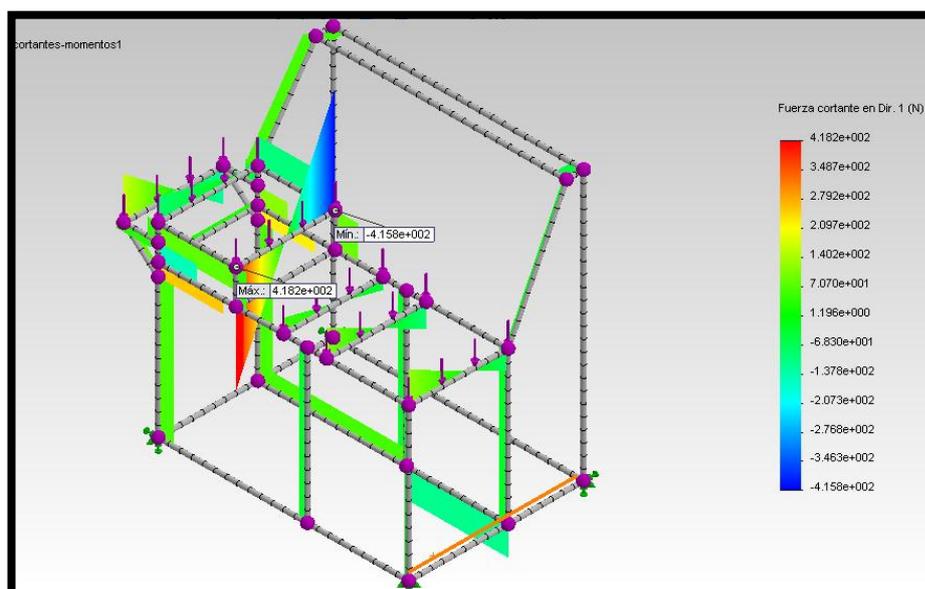


Figura 2.14 Diagrama de esfuerzo cortante

2.7.3 Cálculo del eje principal

Descrito las características del motor a utilizar en el banco se puede iniciar con el cálculo para el diseño del eje principal (Figura 2.15). El eje va a unir el motor con el convertidor de par.

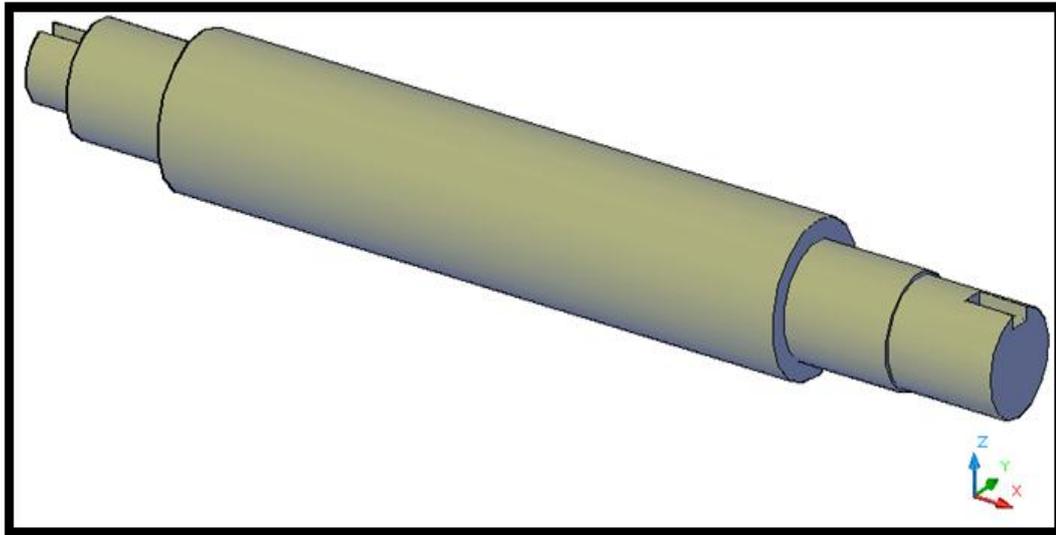


Figura 2.15 Diseño del eje de entrada

El primer paso es calcular el torque de salida del motor. Se multiplica el máximo torque que entrega el motor por la constante de reducción y por la relación de transmisión en primera, segunda, tercera, cuarta y quinta marcha, con la siguiente ecuación.

$$T_s = K * R_t \quad (2.5)$$

Donde:

T_s = Torque de salida

K = Constante de reducción

R_t = Relación de transmisión

En la (Tabla 2.5), se puede observar el torque que entrega el motor a la salida de caja de cambios.

Tabla 2.5 Torque eje de salida del motor						
Marchas	rpm y torque del motor (N.m)		Constante de reducción	Relación de transmisión	rpm. Eje de salida motor	Torque eje de salida motor N.m (lb.plg)
1st	7000	10,5	4,055	2,769	623,43	117,9 (1041)
2nd	7000	10,5	4,055	1,882	917,25	80,13 (707)
3rd	7000	10,5	4,055	1,400	1233	59,61 (526)
4th	7000	10,5	4,055	1,130	1327,90	55,35 (488)
5th	7000	10,5	4,055	0,960	1798,19	40,87 (360)

Para el diseño del eje se va a utilizar el torque en primera velocidad.

$$T_{\text{máx}} = 117,9 \text{ N.m} (1041 \text{ lb.plg})$$

Diagrama de cuerpo libre

El diagrama de cuerpo libre, es la presentación grafica de un objeto en la que se puede indicar las fuerzas externas y los momentos que actúan sobre éste. El eje esta aislado o liberado, de las cargas. Las fuerzas externas y los momentos son aquellos que ejercen los objetos y no se incluyen en el DCL (Figura 2.16).

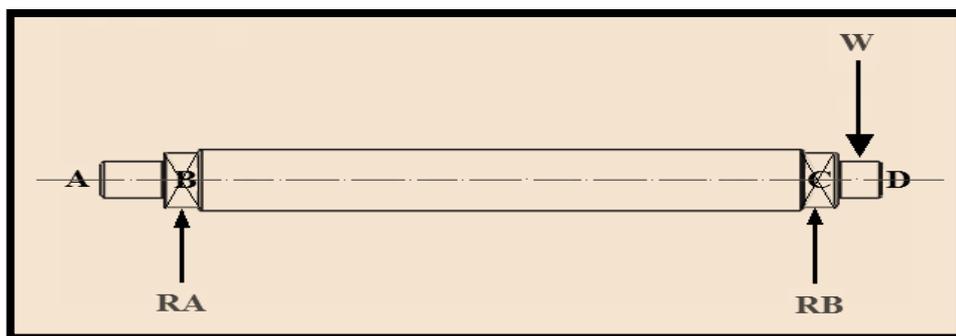


Figura 2.16 Diagrama de cuerpo libre

Analizando el diagrama de cuerpo libre, se observa que no existen cargas en el eje X, pero si en el eje Y. Para comprobar los resultados se utiliza el programa MD SOLID (Figura 2.17).

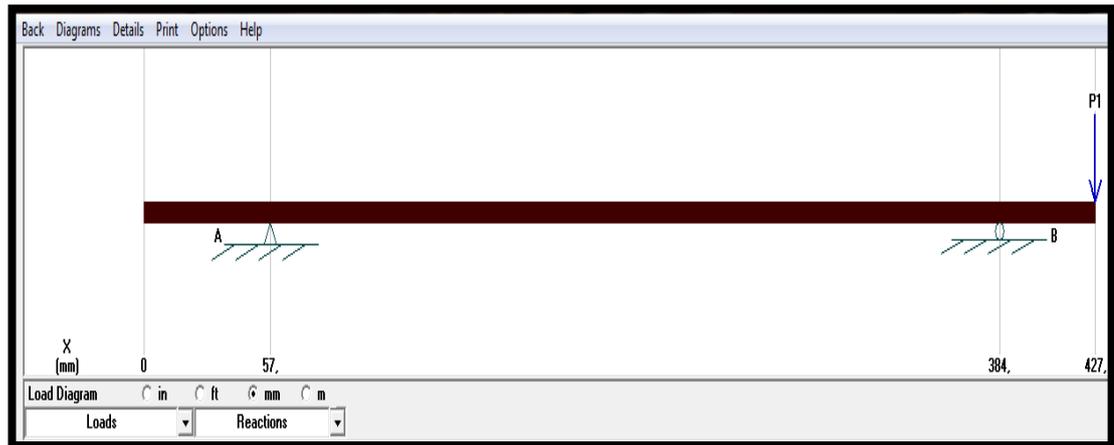


Figura 2.17 Diagrama de cuerpo libre

PLANO X-Y

$$\sum MB = 0$$

$$RC \cdot (0,328m) - (294,3N) \cdot (0,371m) = 0$$

$$RC = \frac{(294,3N) \cdot (0,371m)}{0,328m}$$

$$RC = 332,88N$$

$$\sum Fy = 0$$

$$RB + RC - (294,3N) = 0$$

$$RB = -332,88N + 294,3N$$

$$RB = -38,58N$$

Diagrama de fuerza cortante

En la figura 2.18, se indica el punto más crítico en la viga y se considera para encontrar el torque máximo. Como se trata de una viga apoyada se realiza la sumatoria de momentos.

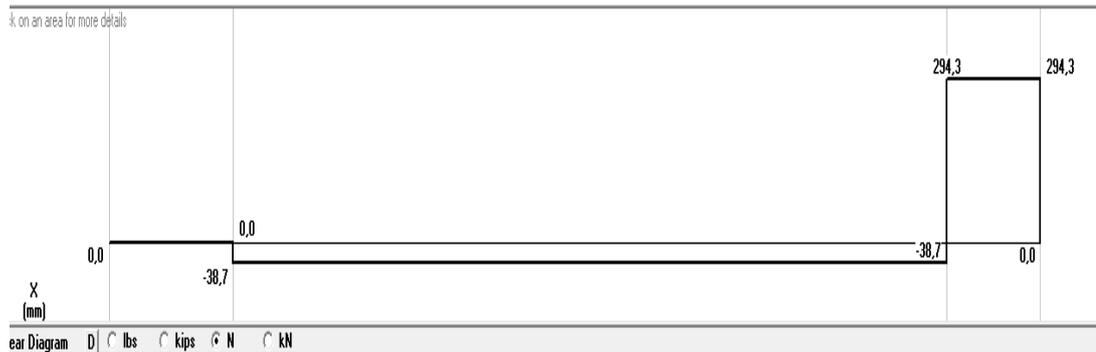


Figura 2.18 Diagrama de Fuerza Cortante

$$MA = 0$$

$$MB = 0$$

$$MC = (-294,3N) \cdot (0.043m) = -12,7N \cdot m (-112lb \cdot plg)$$

$$MD = 0$$

Diagrama de momento flector

En la figura 2.19, se muestra el valor de $-12,7N \cdot m$ es el mas alto, en este caso negativo, pero no influye en nada.

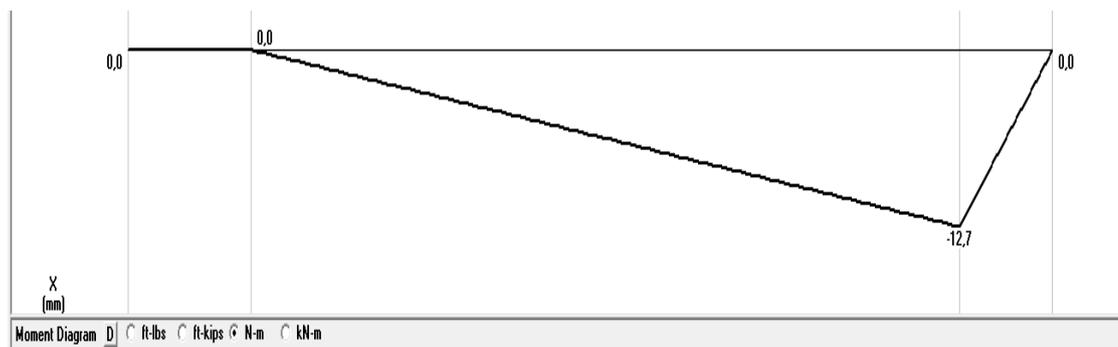


Figura 2.19 Diagrama de Momento Flector

Por lo tanto se determina que:

$$\text{Momento Máximo} = -12,7N \cdot m (-112,14lb \cdot plg)$$

Propiedades del material

Para la construcción del eje de entrada se va a utilizar acero de transmisión ST - 37, que presenta alta resistencia, fácil mecanizado y bajo costo.

- Acero de Transmisión ST – 37 (Anexo A-2)
- $S_{ut} = 450MPa$ (65kpsi)
- $S_y = 260Mpa$ (38kpsi)

Esfuerzos: Punto B¹³

$$d = 1plg \quad D = 1,5plg$$

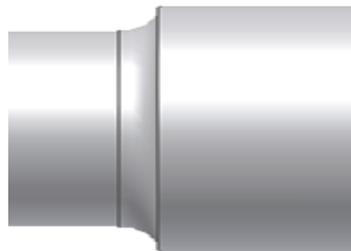
$$r = \frac{d}{8} = \frac{1}{8}$$

$$r = 0,125plg$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,125}{1}$$

$$\frac{r}{d} = 0,125$$

$$\frac{D}{d} = \frac{1,5}{1} = 1,5$$



$$kt \text{ (flexión)} = \mathbf{1,825}$$

Esfuerzo de flexión punto “B”

$$\sigma_{flex} = \frac{32M}{\pi.d^3} \tag{2.6}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{32(12,7N.m)}{\pi(0,0254m)^3}$$

⁷ Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Figura E-15-9. Pág. 1205

$$\sigma_{flex} = 7,9MPa$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$S'_e = (0,506). (Sut) \tag{2.7}$$

$$S'_e = (0,506). (65Kpsi)$$

$$S'_e = 32,89kpsi$$

Factores modificantes

Factor de acabado superficial¹⁴

$$ka = a. Sut^b \tag{2.8}$$

$$ka = (2,67). (65kpsi)^{-0.265}$$

$$ka = 0,142$$

Maquinado

$$a = 2,67$$

$$b = -0,265$$

Factor de tamaño¹⁵

$$kb = (0,879). (d)^{-0.107} \tag{2.9}$$

$$kb = (0,879). (1)^{-0.107}$$

$$kb = 0,879$$

Factor de carga (Flexión)¹⁶

$$kc = (\alpha). (Sut)^\beta \tag{2.10}$$

$$\alpha = 1 \quad \beta = 0$$

$$kc = (1). (65)^0$$

¹⁴ Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Tabla 7.5. Pág. 380

¹⁵ Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Ecu. (7-10). Pág.380

¹⁶ Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Tabla 7-7. Pág. 383

$$kc = 1$$

Factor de temperatura (ambiente)¹⁷

$$kd = 1$$

Factor de efectos diversos

$$ke = \frac{1}{kf} \tag{2.11}$$

En flexión

$$kf = \frac{kt}{1 + \frac{2}{\sqrt{r}} \frac{kt-1}{kt} \cdot \sqrt{a}} \tag{2.12}$$

Datos

$$d = 1plg$$

$$D = 1,5plg$$

$$r = \frac{d}{8}$$

$$r = \frac{1}{8}$$

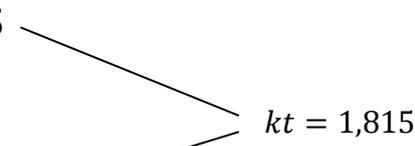
$$r = 0,125 plg$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,125}{1} = 0,125$$

$$\frac{D}{d} = \frac{1,5}{1} = 1,5$$

$$\sqrt{a}^{18}$$

$$\sqrt{a} \rightarrow \text{Hombro } \frac{4}{Sut}$$



¹⁷ Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Tabla 7-11 Pág.385

¹⁸ Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Tabla 7-12. Pág. 389

$$\sqrt{a} = \frac{4}{65} = 0,0615$$

$$kf = \frac{1,815}{1 + \frac{2}{\sqrt{0,125}} \cdot \frac{1,815-1}{1,815} \cdot (0,0615)}$$

$$kf = 1,57$$

$$ke = \frac{1}{1,57}$$

$$ke = 0,637$$

Límite de fatiga

$$S_e = S'_e \cdot ka \cdot kb \cdot kc \cdot kd \cdot ke \tag{2.13}$$

$$S_e = (32,89) \cdot (0,142) \cdot (0,879) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0,637)$$

$$S_e = 2,62kpsi$$

Esfuerzo nominal

$$\sigma_{nom} = \frac{M \cdot c}{I}$$

$$\sigma_{nom} = \frac{(112lb \cdot plg) \cdot (0,5plg)}{(0,049pul^4)} = 1,14kpsi$$

$$\sigma_{flex} = (Kf) \cdot \sigma_{flex} \tag{2.14}$$

$$\sigma_{flex} = (1,57) \cdot (7,9MPa)$$

$$\sigma_{flex} = 12,4MPa$$

Esfuerzo Alternante

$$\sigma' = (Kf) \cdot \sigma_{nom} \tag{2.15}$$

Inercia

$$I = \frac{\pi \cdot r^4}{4}$$

$$I = \frac{(\pi) \cdot (0,5)^4}{4}$$

$$I = 0,049plg^4$$

$$\sigma' = (1,57) \cdot (1,14kpsi)$$

$$\sigma' = \mathbf{1,8kpsi}$$

Factor de seguridad

$$n = \frac{Se}{\sigma'} \tag{2.16}$$

$$n = \frac{2,62kpsi}{1,8kpsi}$$

$$n = \mathbf{1,45}$$

Ecuación General del Diámetro

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot n}{\pi} \left[\left(kf \cdot \frac{Mmax}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(kf \cdot \frac{Tmax}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \tag{2.17}$$

Donde:

d = Diámetro del eje (plg)

n = Factor de seguridad

Kf = Factor de concentración al esfuerzo de fatiga

Se = Límite de fatiga

Sy = Límite elástico

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot (1,45)}{\pi} \left[\left((1,57) \cdot \frac{(112)}{(2620)} \right)^2 + \frac{3}{4} \left((1,57) \cdot \frac{(1041)}{(38000)} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\mathbf{d = 1 plg}$$

2.7.4 Cálculo de la soldadura¹⁹

Para la soldadura se analiza la zona donde exista mayor esfuerzo verificando el tipo de cordón, el material de aporte y el tipo de filete que ofrezca una robustez estructural adecuada. Se utiliza la suelda MIG, con un alambre de espesor 0,9 AWS (American Welding Society) 5,18: ER 70 S-2 y las características resistivas son $S_u = 480MPa$ y $S_y = 400MPa$ (Anexo A-3).

Como se especifica en el objetivo del proyecto, la parte de la soldadura del banco no forma parte del mismo, ya que el proyecto se centra más en la investigación y viabilidad del banco de pruebas.

Esto significa que no se realizaron los cálculos del filete de soldadura, pero si mencionamos uno de los principales puntos a la hora de soldar y acoplar en la geometría de la estructura. Es la unión entre el eje de entrada y el volante de inercia del convertidor, se utilizó la suelda de tipo filete circular (Figura 2.20).

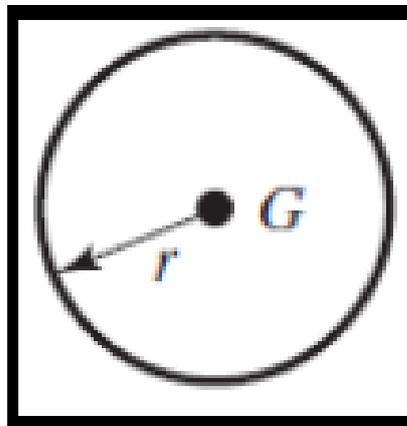


Figura 2.20 Diagrama del filete circular

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Pág. 545

2.7.4.1 Unión Motor – Eje principal

Partimos de la geometría de referencia del eje de salida del motor que ya está diseñado, para unir el eje principal con una junta cardan (Figura 2.21), cuyo diámetro del eje principal es de 25mm el cual esta calculado.

¹⁹ BUDYNAS, Richard; NISBETT, J. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley/ Edición 2006. Pág. 537



Figura 2.21 Junta cardan

2.7.4.2 Unión Eje principal – Convertidor

Se diseña un cilindro en acero de transmisión ST-37 al que se mecaniza una chaveta de las mismas características, la distancia entre los dos elementos es de 60mm.

Las medidas del cilindro (Anexo D), son las siguientes: $\varnothing e = 50mm$

$$\varnothing i = 40mm$$

$$L = 50mm$$

El diámetro exterior se escoge para conseguir un espesor de 10mm entre el diámetro exterior e interior y la longitud se determinó por la distancia que hay entre el extremo del eje principal y el convertidor (Figura 2.22).

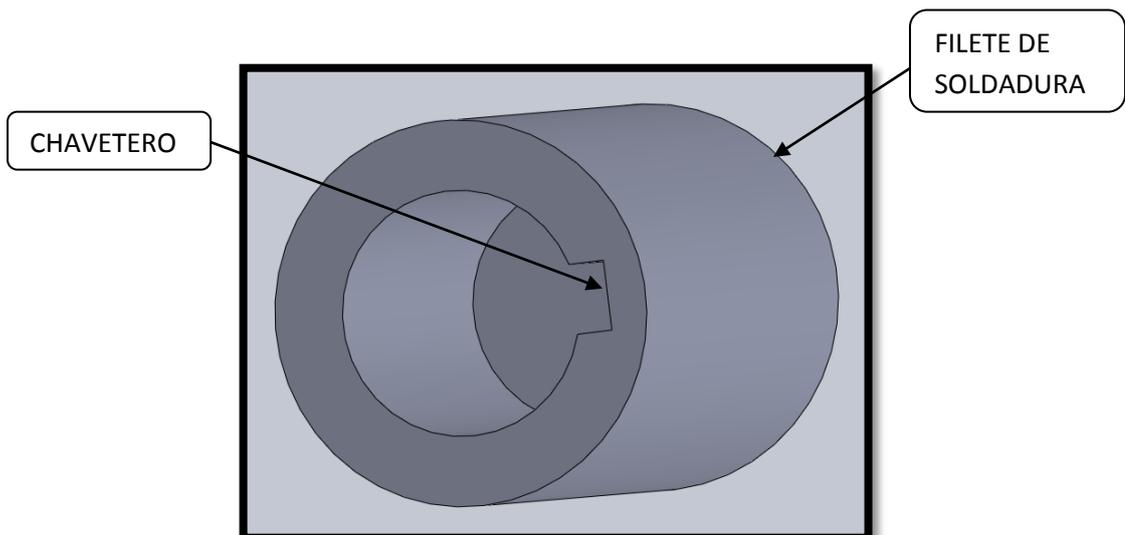


Figura 2.22 Cilindro con chaveta para acoplar al eje principal

La necesidad de un cilindro hueco se requiere para encajar el eje principal y por el otro extremo va soldado el volante de inercia. El radio exterior del volante se determina por el diámetro del convertidor de la transmisión automática de GM (4L60-E) de mayor diámetro 330mm.

En este volante de inercia (Figura 2.23), se mecanizan 3 agujeros para el uno y 3 para el otro convertidor (Mitsubishi) con menor diámetro 250mm. Estos agujeros sirven para unir al convertidor con el volante de inercia mediante pernos.

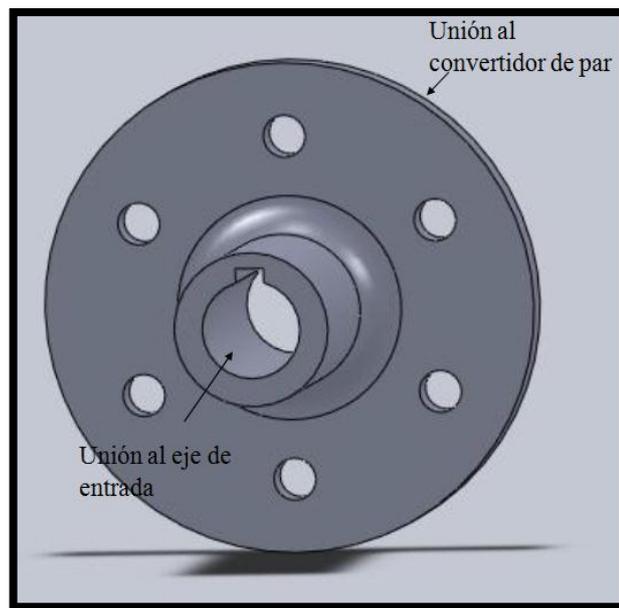


Figura 2.23 Acople del eje principal al convertidor

Estos 3 agujeros y los otros 3 están dispuestos a una distancia del centro del eje de 120mm y 140mm, cada uno de ellos tiene un diámetro de 10mm. El volante va acoplado al eje por una chaveta y un prisionero métrico M8x1,25 y, para sujetar al convertidor se utilizan 3 pernos de grado 8,8 con una resistencia mínima de fluencia a la tensión de 660MPa (Anexo 4).

2.7.5 Eje de salida

El eje de salida debe presentar mayor resistencia que el eje de entrada, debido a que este elemento soportará mayores esfuerzos y por razones de acoplamiento se

utilizaron los mismos ejes de las transmisiones correspondientes a cada uno de los convertidores (Figura 2.24).



Figura 2.24 Eje de la turbina del convertidor de la transmisión 4L60-E

2.7.6 Freno

Para establecer el estado de los convertidores de par, es necesario colocar un mecanismo que se oponga al movimiento del eje de la turbina del embrague hidráulico, el objetivo de este freno es generar la resistencia suficiente para realizar la prueba de parada mencionada en el capítulo anterior, además, el freno ofrece un proceso seguro en el momento de realizar las pruebas (Figura 2.25).



Figura 2.25 Disco de freno

Existen varios sistemas de frenos, sin embargo, para el banco se optó por el freno de disco, este tipo de freno presenta mayor eficacia de frenado, fácil acoplamiento y bajo costo. Este freno se acoplará a un sistema electrónico que permite obtener una medición del torque que genera el convertidor, por lo tanto, es importante llegar a un criterio de diseño adecuado para su desarrollo.

2.7.6.1 Cálculo para elegir el sistema de frenado

Para el cálculo del sistema de freno se toma como referencia el máximo torque generado por el motor en primera marcha (117,9N.m). El convertidor hidráulico en su fase de multiplicación de par, en el mejor de los estados, puede multiplicar ese par hasta 2,5 veces.

$$T_{sc} = T_c * K \tag{2.18}$$

Donde:

- T_{sc} = Torque de salida del convertidor
- T_c = Torque a la salida de la caja del motor
- K = Constante del convertidor (eficiencia 98%)

$$T_{sc} = 117,9 * 2,5$$

$$T_{sc} = 294,75N/m$$

Características del disco de freno, se indica en la siguiente (Tabla 2.6).

Tabla 2.6 Valores del sistema de freno de disco		
Símbolo	Dimensión	Denominación
Ri	9cm	Radio interior de la pastilla
Ro	12cm	Radio exterior de la pastilla
θ1	44°	Angulo 1 que delimita la pastilla
θ1	136°	Angulo 2 que delimita la pastilla
F	0,33	Coefficiente de fricción entre pastilla y disco
Φ	27mm	Diámetro del cilindro hidráulico mordaza
T.sc	294,75N.m/2	Par de frenado

En la siguiente (Figura 2.26), se observa las dimensiones a considerar, que están descritas en la (Tabla 2.6).

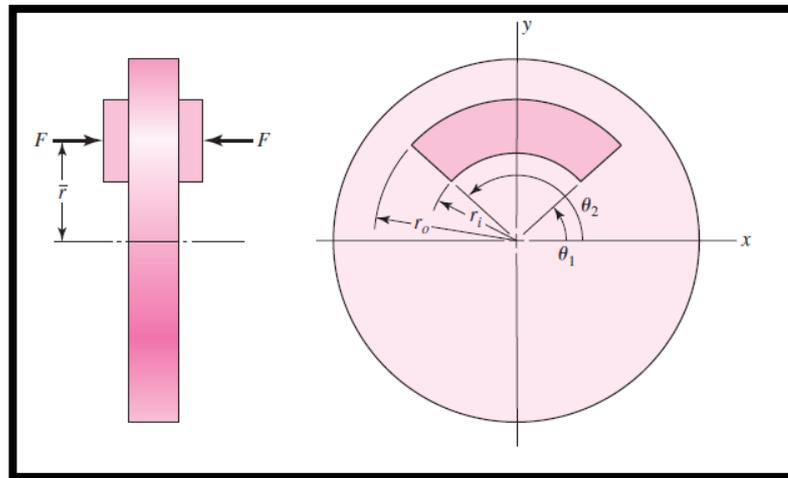


Figura 2.26 Esquema principal de un disco de freno

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Pág. 1027

- Cálculo de la presión normal de funcionamiento.

$$Pa = \frac{T.sc}{(\theta_2 - \theta_1) * f * \frac{ri(ro^2 - ri^2)}{2}} \quad (2.19)$$

$$Pa = \frac{147,35}{(136 - 44)\pi/180 * 0,33 * \frac{0,09(0,12^2 - 0,09^2)}{2}}$$

$$Pa = 245262,769 Pa [35,57 Psi]$$

En el (Anexo A-5), se indica la presión máxima y los materiales del disco. En el cálculo del disco de freno la presión generada está muy por debajo de los límites establecidos.

- Fuerza de Accionamiento

$$Fac = (\theta_2 - \theta_1) * Pa * ri * (ro - ri) \quad (2.20)$$

$$Fac = (136 - 44) \frac{\pi}{180} * 245262,769 \frac{N}{m^2} * 0,09 * (0,12 - 0,09)$$

$$Fac = 1063,31 N$$

-Radio equivalente

$$re = \frac{ro+ri}{2} \quad (2.21)$$

$$re = \frac{9cm + 12cm}{2}$$

$$re = 10,5cm$$

-Ubicación de la fuerza r

$$r = \frac{\cos\theta_1 - \cos\theta_2}{\theta_2 - \theta_1} * \frac{ro+ri}{2} \quad (2.22)$$

$$r = \frac{\cos 44 - \cos 136}{(136 - 44) \frac{\pi}{180}} * \frac{9cm + 12cm}{2}$$

$$r = 9,407cm$$

-Presión requerida, es la fuerza de accionamiento dividida para el número de cilindros (dos).

$$P.Hidráulica = \frac{Fac}{Ap} \quad (2.23)$$

$$P.Hidráulica = \frac{1063,31N/2}{\left(\frac{\pi*(0,027m)^2}{4}\right)}$$

$$P.Hidráulica = 928566,86Pa(134,68psi)$$

2.8 Sistema electrónico

El funcionamiento del convertidor hidráulico de par se basa en tres variables como son: las revoluciones de entrada, revoluciones de salida y torque entregado. Para el banco didáctico es necesario implementar un sistema que permita obtener y mostrar estos valores los cuales permitirán establecer el estado del embrague.

Para obtener el torque en el banco didáctico se utiliza un sensor denominado celda de carga, este elemento ayuda a medir el par generado en el eje de la turbina del convertidor hidráulico de par.

2.8.1 Descripción celda de carga y su aplicación en el banco didáctico

La celda de carga es un elemento formado básicamente por un metal (aluminio o acero), que tiene una forma según su aplicación, con un área de menor sección para debilitar la estructura. Adherido a este metal se encuentra un dispositivo galga extensiométrica.

Las galgas extensiométricas, (Figura 2.27) son resistencias eléctricas que varían su valor según la deformación del metal.

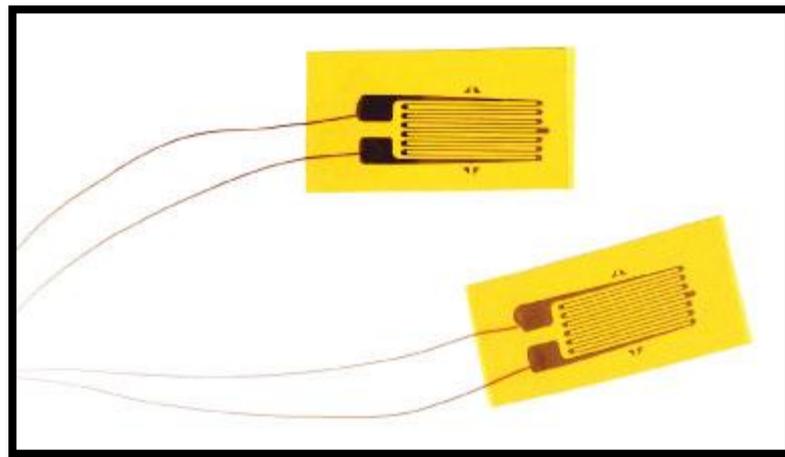


Figura 2.27 Galgas Extensiométricas

Fuente: <http://www.omega.com/literature/transactions/volume3/strain.html> [Acceso: 12/Diciembre/2012]

Una celda de carga es un sensor que transforma una fuerza (masa, torque) a una señal eléctrica, las celdas de carga son conocidas como transductores de carga (Figura 2.28).

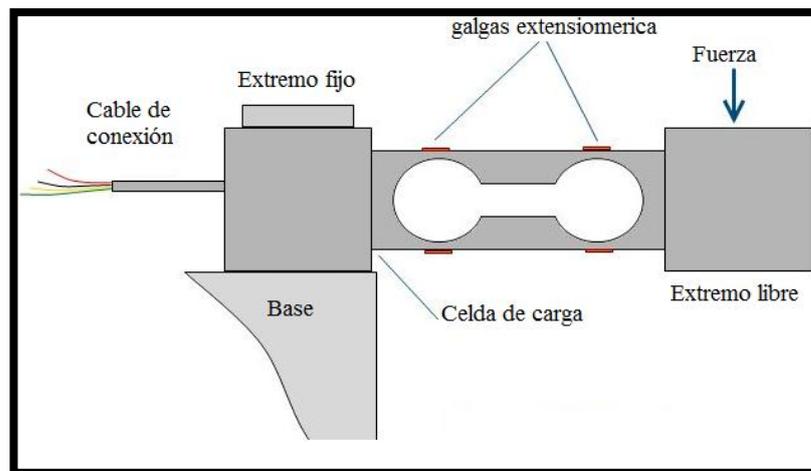


Figura 2.28 Celda de Carga

Fuente: http://2.bp.blogspot.com/_RYTgr0EJQKs/TIY4oLJxp-I/AAAAAAAAAG0/rrugAbqWnPE/s1600/Load+Cell+Cantilever.jpg [Acceso: 12/Diciembre/2012]

2.8.2 Tipos de celdas de carga

Existen diferentes tipos de celdas de carga, distinguiéndose en forma, tamaño y la manera en que se realizará la medida. Algunos de estos modelos de sensores se ven a continuación (Figura 2.29).



Figura 2.29 Tipos de Celdas de Carga

Fuente: <http://www.nib.fmed.edu.uy/Seminario%202009/Monografias%20seminario%202009/Bellini-Celdas%20de%20carga%20para%20plataforma.pdf> [Acceso: 12/Diciembre/2012]

En la figura 2.29, se puede observar los tipos de celdas comerciales que existen. Cada celda tiene diferentes propósitos, para seleccionar el tipo de celda se debe considerar el peso máximo que va a soportar y el sentido de la fuerza (compresión o tensión).

Para el proyecto se utilizó la celda de carga con viga en forma de “S”, tiene una capacidad de 2230N y presenta una mayor exactitud en el momento de visualizar los resultados. Este sensor dinamométrico es fácil de adaptar al freno de disco y va a captar la fuerza en los dos sentidos (tensión y compresión).

En la figura 2.30, se puede apreciar un esquema para acoplar la celda de carga en la estructura del banco didáctico y las cotas a considerar para la obtención del torque.

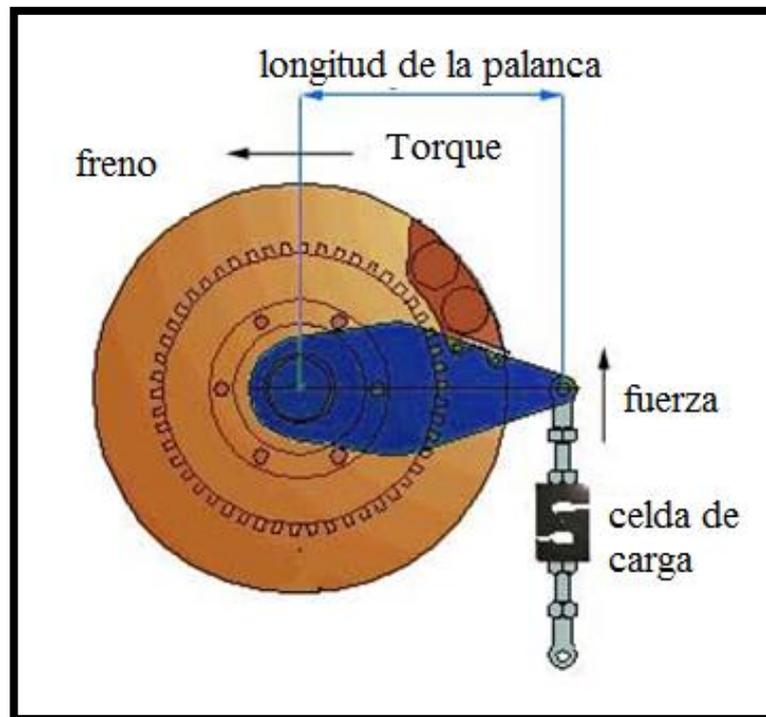


Figura 2.30 Esquema para la aplicación de la Celda de Carga

Para obtener el torque en el eje de la turbina del convertidor se utiliza la siguiente ecuación:

$$Fuerza = \frac{Torque}{Longitud\ de\ la\ palanca} \quad (2.24)$$

En la figura anterior se puede observar que el freno está solidario a la celda de carga, entonces, al aplicarse el freno éste va a ser arrastrado en sentido anti horario por el disco, pero al estar unido a la celda de carga ésta va a sufrir una fuerza de tensión.

La fuerza que se aplica a la celda de carga, ésta la convierte en señales eléctricas que serán enviadas a un módulo donde las captará e interpretará para posteriormente visualizar en un display.

2.9 Sistema hidráulico

Otro componente importante del banco didáctico es el sistema hidráulico. El convertidor hidráulico de par debe estar alimentado de fluido hidráulico con presión y caudal similar al generado por la bomba de aceite de la transmisión automática.

La presión que genera la bomba de aceite es de 4,12 a 19,3bar, esta presión que genera, es regulada y enviada a todos los elementos de la transmisión, sin embargo, la presión del convertidor debe ser reducida en algunos sistemas de la transmisión, las presiones están entre 0,7 a 1,03bar.

Para evitar problemas de cavitación el depósito debe estar a una altura promedio a la bomba y la sobre presión es controlada por la válvula de regulación de la bomba hidráulica (Figura 2.31).

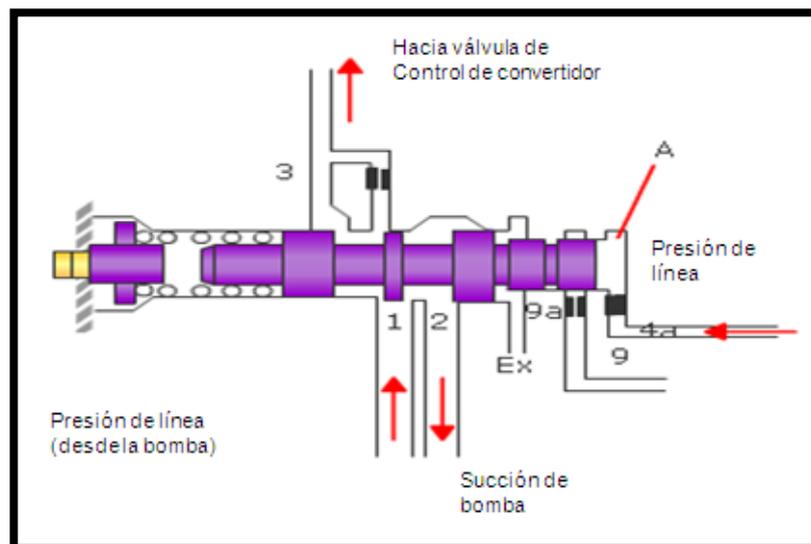


Figura 2.31 Válvula de control de presión

Fuente: HYUNDAI Service Training

Para facilitar el acoplamiento y un buen funcionamiento de los mecanismos, se optó por utilizar las mismas bombas de aceite de la transmisión automática a la que corresponde cada convertidor hidráulico de par. Es muy importante controlar el estado de la bomba para evitar fugas de presión.

CAPITULO III

CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO

A continuación se presenta la solución elegida según las razones de diseño del banco didáctico. Se hace una breve descripción del proceso de construcción del banco y las posibles alternativas para mejorar el diseño, la siguiente disposición es la preferida finalmente para desarrollar el proyecto.

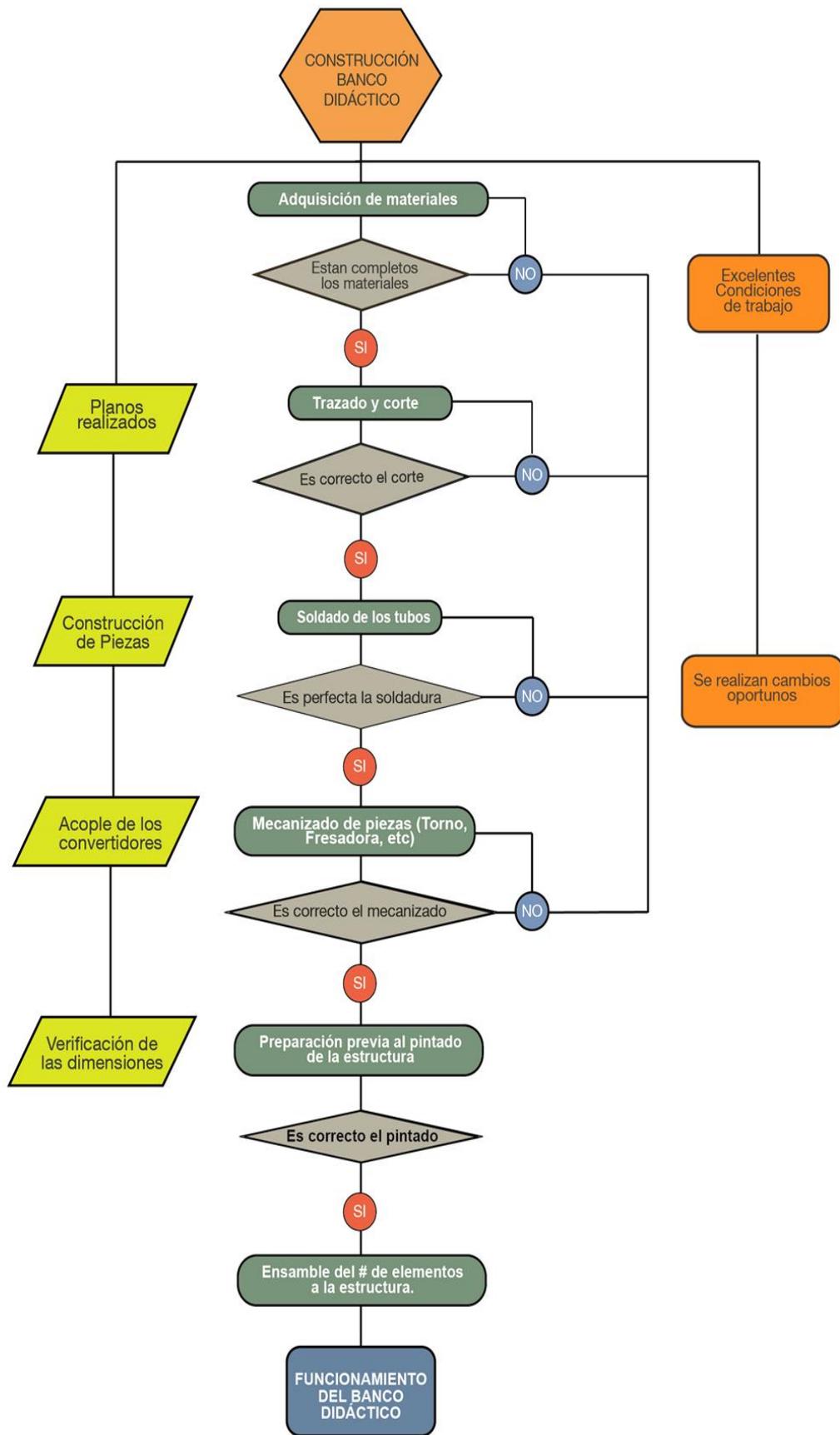
3.1 Proceso de construcción

En esta sección se establecen los materiales que van a ser utilizados en la construcción del banco didáctico mediante un diseño previo y de acuerdo a las especificaciones indicadas. Para una rápida revisión se describe en un diagrama de flujo las diferentes fases.

3.1.1 Diagrama de flujo

El flujo grama consiste en indicar de manera técnica y ordenada las diferentes fases de trabajo en adquisición de materiales, construcción y montaje. Ayuda a disminuir el tiempo y los costos al momento de construir el banco funcional. Los pasos a seguir se indican en el siguiente diagrama.

Figura 3.1 Fases de la construcción del banco didáctico.



3.1.2 Faces de construcción

Para construir la estructura del banco didáctico se emplearon procesos básicos de elaboración. Las siguientes fases de trabajo se realizaron de acuerdo a los puntos principales que se describen a continuación.

- Trazado y dimensión del tubo
- Corte del tubo utilizando un proceso de aserrado
- Preparación de aristas de los tubos para soldar
- Soldadura
- Proceso de preparación y pintado
- Proceso de pulido

3.1.2.1 Trazado del tubo

Este proceso consiste en delinear (Figura 3.2), las diferentes dimensiones en los perfiles que constan en el plano del bastidor, cuando se traza una medida en el tubo se tiene en cuenta el espacio desprendido por la sierra eléctrica durante el corte, de tal forma que al cortar el tubo este debe presentar las mismas cotas del plano.



Figura 3.2 Trazado de medidas

3.1.2.2 Corte del tubo

El corte es una operación con arranque de viruta y se utiliza una sierra (Figura 3.3). Es importante marcar las longitudes correspondientes para realizar de forma correcta cada corte.

En el proyecto se utilizó el aserrado con sierra eléctrica ya que proporciona un corte rápido, preciso y sin filetes, además facilita un corte exacto en ángulo para su perfecta unión (Figura 3.4).

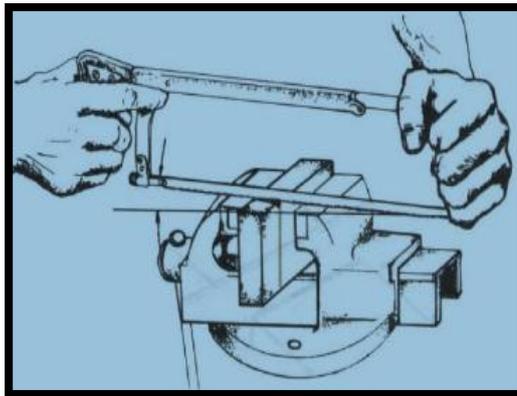


Figura 3.3 Corte manual con sierra de arco

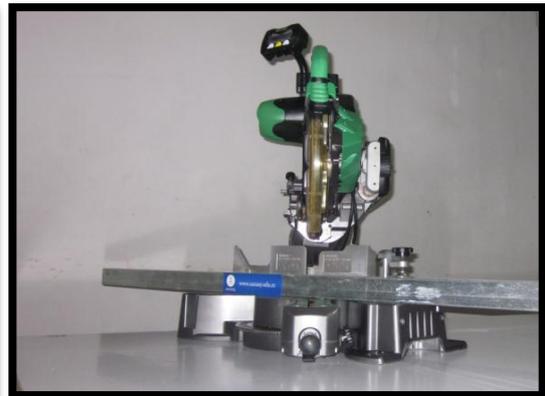
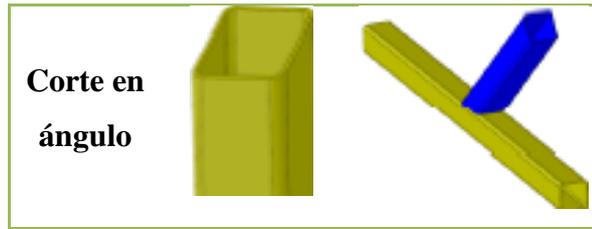


Figura 3.4 Corte con sierra eléctrica

3.1.2.3 Preparación de los tubos antes de soldar

Una vez ya cortados los tubos a la medida se procede a unir correctamente. La unión debe ser perfecta en relación al otro tubo a soldar; primero, se suelda en los vértices de los tubos, se revisa la unión y luego se continúa soldando. Durante el soldado se debe obtener un buen cordón de soldadura. En la (Tabla 3.1), se indica los tipos de uniones aplicados para la construcción de la estructura del banco.

Tabla 3.1 Tipos de filetes en tubo cuadrado	
Corte recto o escuadra	Ilustración que muestra un tubo cuadrado amarillo cortado a 90 grados, formando una escuadra. A la derecha, se muestra un tubo azul que se va a unir perpendicularmente al tubo amarillo.



3.1.2.4. Soldadura de la estructura

El proceso de soldadura elegido para la construcción del banco fue la soldadura M.I.G. (Metal Inerte Gas). “La soldadura es un proceso de fabricación en donde se realiza la unión de dos materiales, generalmente metales, se consigue a través de la fusión. Las piezas son soldadas fundiéndose ambas y agregando un material de relleno fundido (metal o plástico), el cual tiene un punto de fusión menor a la pieza a soldar, para conseguir un baño de material fundido que, al enfriarse, se convierte en una unión resistente”²⁰ (Figura 3.5).

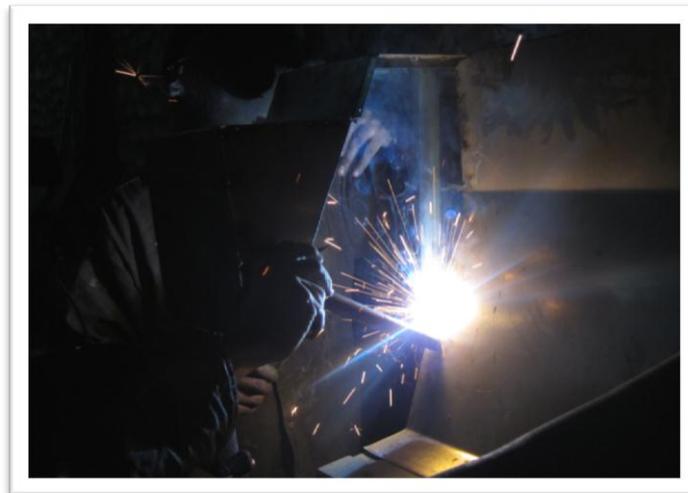


Figura 3.5 Proceso de soldadura

3.1.2.5 Pintado de la estructura

Finalmente con el banco ya construido se procedió a limar los filos cortantes y los cordones de suelda. A continuación se limpió las grasas, limallas e impurezas para iniciar con el proceso de macillado.

²⁰ TOALONGO, Manuel. Fundamentos de soldadura, Universidad del Azuay Ecuador-Cuenca, 2da Edición.2008

El siguiente proceso es el pintado de la estructura del banco (Figura 3.6), se utilizó pintura acrílica. Es una clase de pintura que contiene un material plastificado y necesita de diluyente acrílico para obtener un secado rápido y un acabado brillante; su aplicación es factible ya que utilizan pistolas por gravedad con aire a presión. Su uso puede ser en diferentes materiales como el acero, aluminio y metales galvanizados.



Figura 3.6 Pintado de la estructura del banco

3.2 Construcción y montaje de elementos

Esta etapa es una de las más importantes del proyecto debido a que se construyen y se unen todos los elementos según el diseño propuesto y analizado anteriormente, realizando un proceso ordenado y considerando las características físicas y funcionales de cada elemento. Todos los elementos principales del banco se especificarán a continuación:

3.2.1 Conjunto Motor - Transmisión

El conjunto se monta sobre los tres soportes de la estructura del banco, estos soportes se construyeron a la medida de las bases del motor (Figura 3.7). Para sujetar se utilizan sus respectivos pernos.

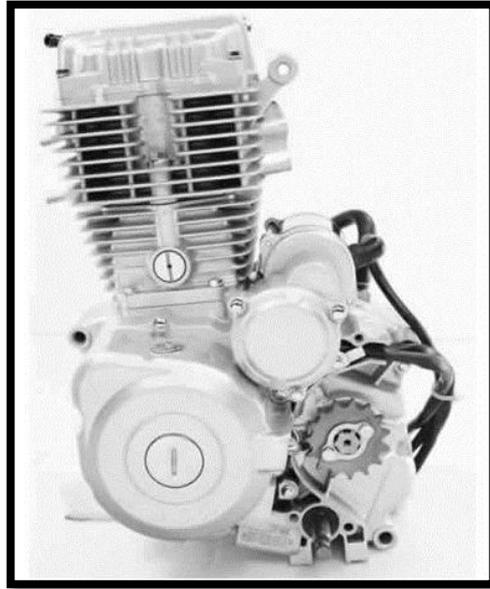


Figura 3.7 Montaje del motor

3.2.1.1 Bases del motor

Los soportes de las bases (Figura 3.8), están diseñadas con una platina lamada de 25mm por 6mm de espesor, la calidad del acero ASTM A-36.

El conjunto soporte-base absorbe las vibraciones del motor evitando que estas afecten a la estructura, se colocaron minuciosamente, de tal forma que el motor quede correctamente nivelado, en altura y en ángulo, para que el eje principal se acople con facilidad y tenga un correcto funcionamiento.



Figura 3.8 Soporte de la base

3.2.1.2 Sistema de escape

El sistema de escape del motor mono-cilíndrico esta conformado por un tubo de 40mm de diámetro y un silenciador, los mismos que están unidos con suelda eléctrica.

El tubo de escape va acoplado en el cabezote del motor por un extremo y el resto del tubo se fija a la estructura con juntas flexibles (Figura 3.9). El diseño del conducto de escape se orienta a mejorar la evacuación de gases y al control del nivel de ruido, debido a la ubicación del motor en el banco, no se construyó el sistema de escape con las medidas originales del motor, ya que el recorrido de CO₂ es mayor.



Figura 3.9 Sistema de escape

3.2.1.3 Depósito de combustible

El depósito de combustible esta en la parte superior de la estructura, la gravedad ayuda a ingresar al combustible hacia el carburador sin necesidad de una bomba eléctrica, entre el depósito y el carburador se coloca un filtro de combustible.

3.2.2 Sistema de transmisión

Es el conjunto de elementos que tiene la misión de hacer llegar el giro del motor y de multiplicar el par motor. La multiplicación del par se obtiene en el eje de la turbina, (Eje de salida).

3.2.2.1 Junta homocinética

Para disminuir las vibraciones en el banco didáctico, se acopló entre el motor y el eje principal una junta de cardan simple (Figura 3.10). La sujeción se realiza a través de chavetas y prisioneros.



Figura 3.10 Junta de cardan

3.2.2.2 Eje de entrada

La función principal que cumple el eje de entrada (Figura 3.11), es transmitir el movimiento del motor hacia el convertidor hidráulico. Las especificaciones, dimensiones y el material del eje están ya indicadas en el Capítulo II.

El eje consta de una chaveta y un prisionero a cada extremo, por un lado se acopla la junta de cardan y por el otro lado va el volante de inercia y el radio en los cambios de diámetro es de 0,25mm el mismo que es mecanizado y pulido.



Figura 3.11 Eje de entrada

3.2.2.3 Apoyos de las chumaceras del eje

La chumacera (Figura 3.12), es un tipo de cojinete deslizante, teniendo movimiento oscilatorio o rotatorio pero no axial. Consta de tres prisioneros métricos que sujetan al eje y un graseo para su mantenimiento. Estas forman un solo conjunto con el eje de entrada.

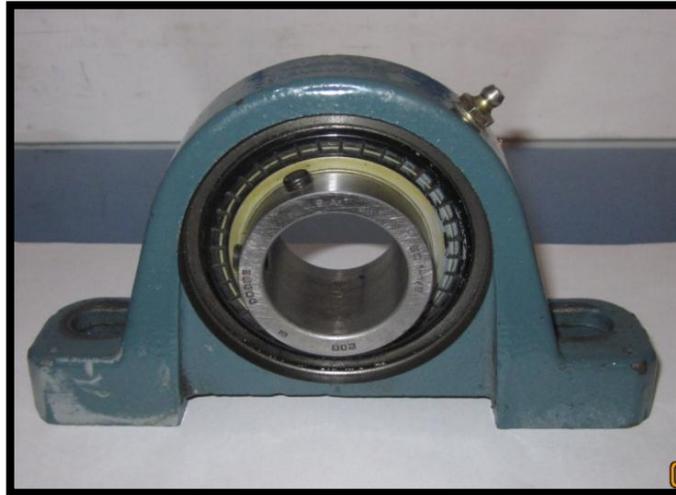


Figura 3.12 Chumacera

En la construcción del banco funcional se necesitó dos chumaceras de 40mm de diámetro, la misma que brindará seguridad al momento de realizar las prácticas ya que el giro máximo es de 2500rpm. El montaje se realiza de acuerdo al diseño del eje (Figura 3.13).



Figura 3.13 Montaje de las chumaceras en el eje

3.2.2.4 Volante de inercia

El volante motor une al eje de entrada con el convertidor hidráulico de par (CHP) (Figura 3.14), este fue construido según las geometrías de los convertidores de par. La diferencia entre los dos modelos radica en el diámetro del convertidor y la distancia de los pernos.

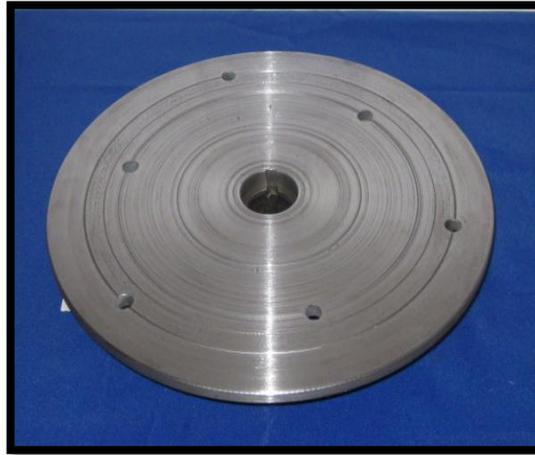


Figura 3.14 Volante de inercia

3.2.2.4.1 Balanceo del volante de inercia

Para realizar el balanceo del volante de inercia, se necesitó armar el eje de entrada con el volante motor. El siguiente paso fue verificar en la balanceadora, se soldó dos contrapesas en la periferia del disco (Figura 3.15) hasta balancearlo completamente.

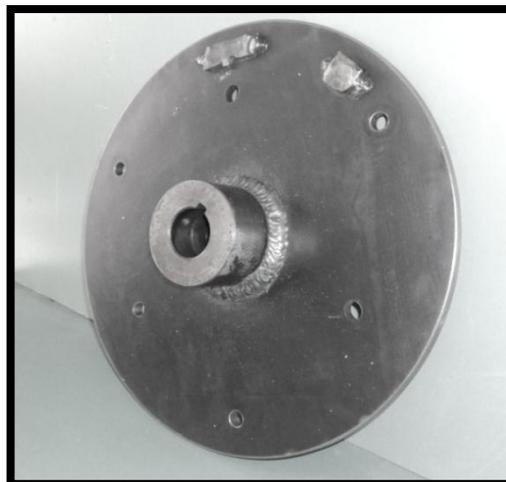


Figura 3.15 Balanceo del volante de inercia

3.2.2.5 Montaje del volante de inercia

El montaje del volante de inercia va directamente al acople del chavetero del eje de entrada (Figura 3.16), para mayor seguridad se coloca un prisionero métrico M8X1,25 de paso.

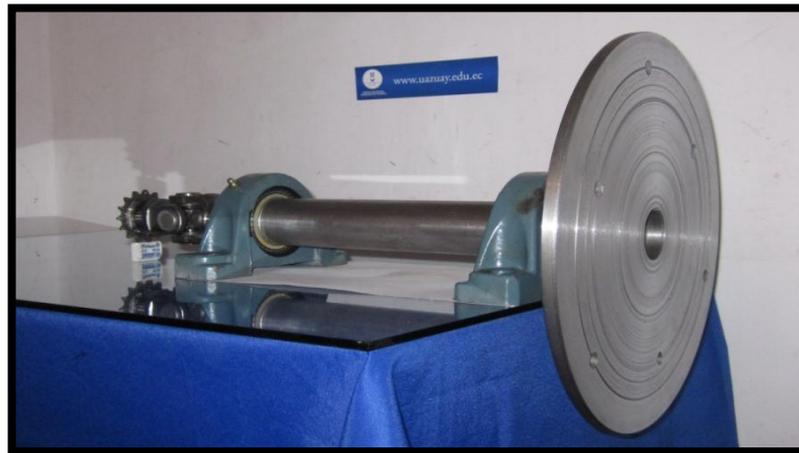


Figura 3.16 Vista real del grupo de movimiento

3.2.2.6 Montaje del convertidor

El piloto o guía del convertidor asienta en el centro del volante de inercia y la fijación se efectúa con tres pernos originales del convertidor grado 8,8 (Figura 3.17). Antes de montar el convertidor se debe revisar el roscado de las pastillas y el estado de la suelda.



Figura 3.17 Convertidor hidráulico de par 4L60-E

A continuación se debe verificar que el convertidor acople perfectamente en el volante de inercia (Figura 3.18), el piloto y las bases (espárragos o pastillas roscadas) del convertidor sirven para este fin. El convertidor debe estar completamente alineado para que acople bien el cubo del convertidor en las ranuras de la bomba.

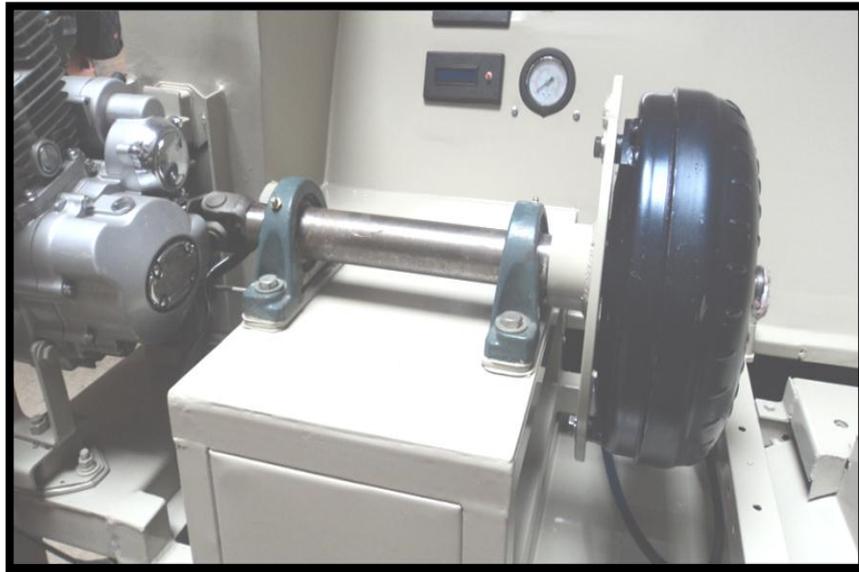


Figura 3.18 Montaje del convertidor

3.2.3 Sistema hidráulico

El sistema de control hidráulico es el que se encarga de transformar la carga del motor y las revoluciones del eje de la turbina en determinadas y diferentes presiones hidráulicas. El flujo de fluido va a transformar la energía mecánica de rotación en energía cinética del mismo.

3.2.3.1 Bomba de paletas

“El elemento motor de este sistema es la bomba de aceite de la transmisión (Figura 3.19). Un engrane en la bomba del convertidor impulsa a la bomba de aceite, esto hace que siempre este girando a la velocidad del motor”²¹. La presión que genera la bomba de aceite es de 4bar.

²¹ TOYOTA C.O. “Transee y Transmisión Automática”.(2005). Vol. 9

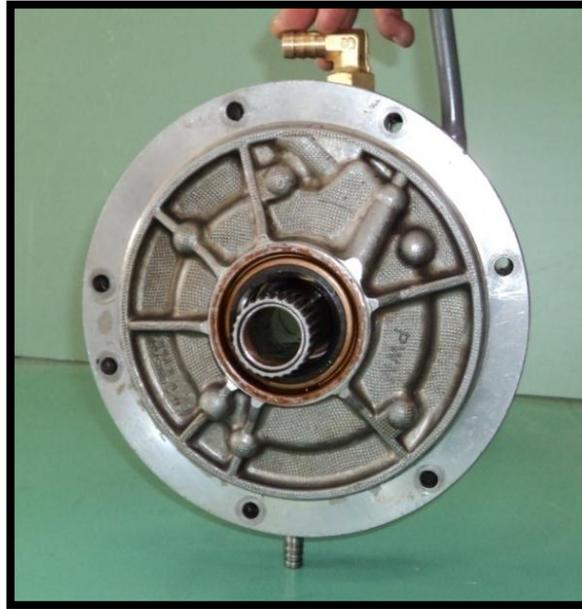


Figura 3.19 Bomba de paletas

3.2.3.2 Acople para la bomba de la transmisión

En el proyecto la bomba esta fuera de la transmisión y presenta fugas de aceite. Para eliminarlas se construyó una tapa en acero de transmisión de acuerdo al diámetro y posición de los agujeros de la bomba (Figura 3.20), se coloca un reten de alta presión en el centro de la pieza, donde se acopla el eje de la bomba.

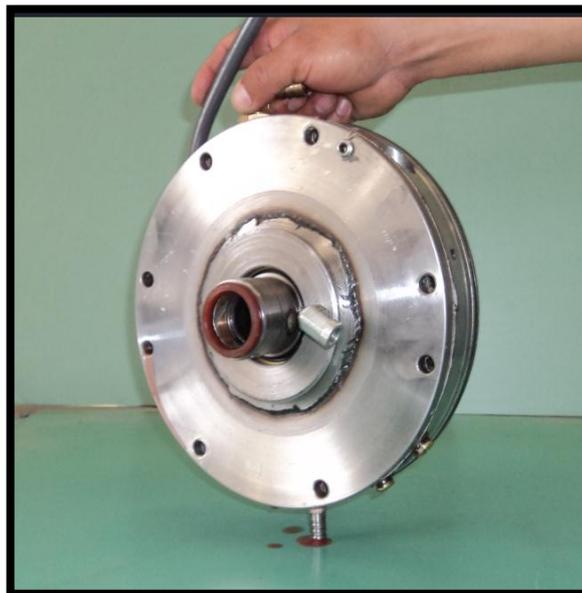


Figura 3.20 Acople para la bomba

3.2.3.3 Montaje de la bomba

Para realizar el montaje de la bomba en el banco se necesitó una placa de acero de 6mm de espesor que va empernado a la bomba con 8 pernos de 3/8plgx 2 ½plg de largo y se fija a la estructura con 4 pernos de 3/8plgx2plg (Figura 3.21).



Figura 3.21 Montaje de la bomba

3.2.3.4 Montaje del eje de salida o turbina

El montaje del eje de la turbina se realiza de forma directa (Figura 3.22), el eje tiene dos estriados uno a cada extremo, el primero engrana en el reactor del convertidor y en el otro estriado se fija al acople del disco de freno mediante tornillos.



Figura 3.22 Montaje del eje de la turbina

3.2.4 Freno

Está compuesto por un freno de disco perforado que se fija a la salida del eje de la turbina, además cuenta con un sistema hidráulico conformado por una bomba paralela de simple efecto (Figura 3.23).

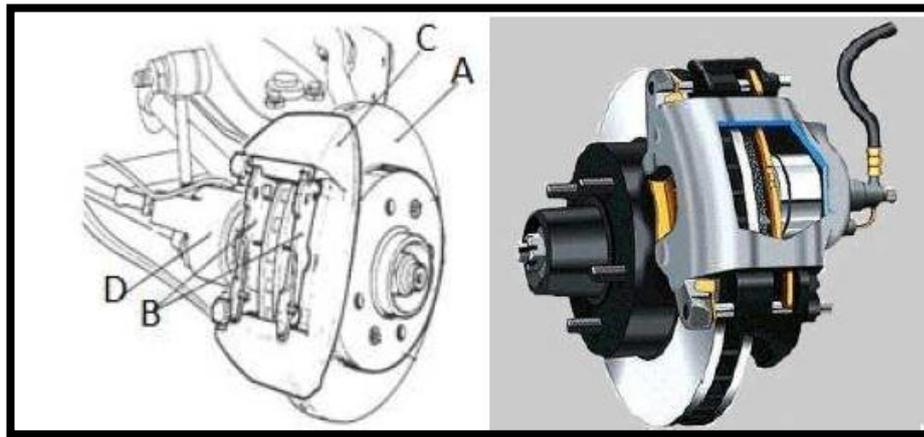


Figura 3.23 Freno de disco

Fuente: <http://www.todomecanica.com/sistemas-de-frenos-fundamentos.html>[Acceso: 10/Enero/2013]

3.2.4.1 Montaje del freno

-Para unir el eje de la turbina con el disco de freno se construyó un acople en acero de transmisión con un estriado interno a la mitad del eje (Figura 3.24).

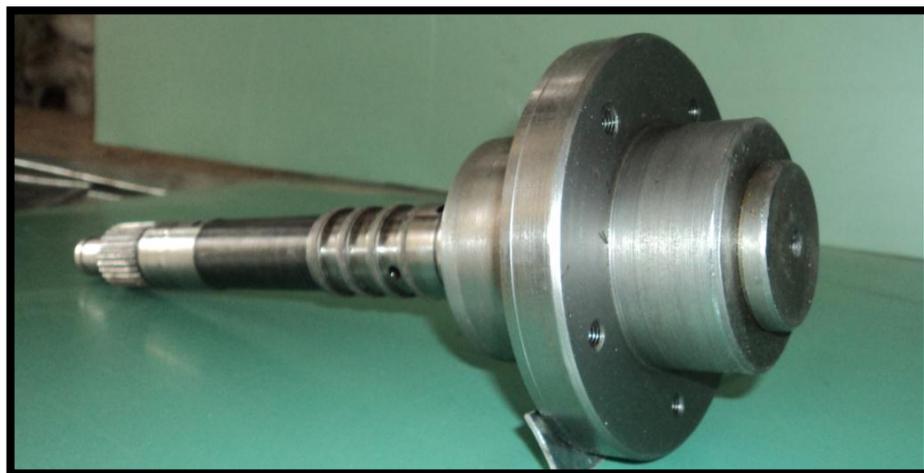


Figura 3.24 Acople para el eje de la turbina

-El siguiente paso es colocar el disco de freno a la pieza construida, esto se realiza con 5 pernos originales del disco grado 8.8 (Figura 3.25).



Figura 3.25 Montaje del disco de freno

Las características que posee el disco de freno y la mordaza se indica en la Tabla 3.2

Tabla 3.2 Características técnicas del freno	
Características del disco de freno	
Diámetro exterior	200mm
Espesor	5mm
Espesor mínimo	3mm
Tipo de fijación	Con pernos
Peso	700 gr
Tipo disco	Ventilado
Características de la mordaza	
Diámetro del pistón	40mm
Área de contacto	1200mm ²
Espesor del disco	6mm
Cuerpo de pinza	2 piezas
Material	Aluminio
peso	1000gr



Fuente: <http://www.eaucland.com/KINROAD-150-BUGGY--SERVICE-WORKSHOP-REPAIR-MANUAL-itemname.148646.id.auctiondetails> [Acceso: 10/Enero/2013]

-Para adaptar la mordaza en el disco de freno, se construyó una pieza en acero de transmisión a la medida de un rodillo que se fija al acople del eje de la turbina de manera flotante (Figura 3.26).

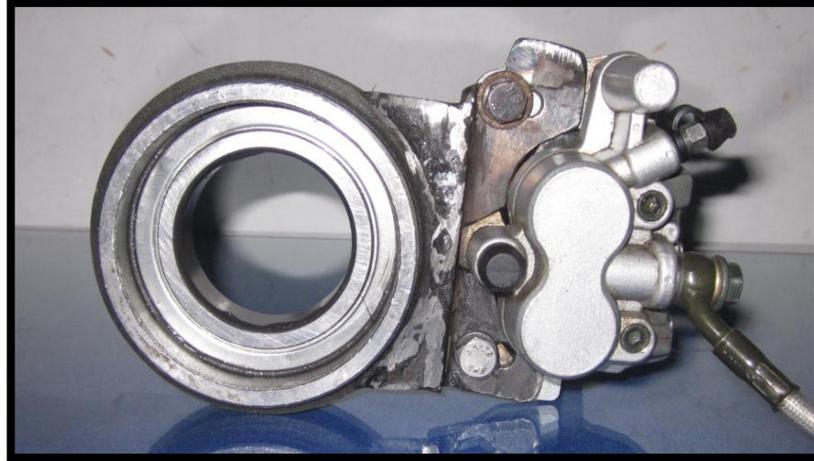


Figura 3.26 Acople para la mordaza

-A continuación se diseñó un soporte que fue construido en una platina laminada de 1plgx 1/4plg de espesor, la misma que es maleable y ductil, ofrece facilidad para trabajar y es de bajo costo. Esta se fija con dos pernos (Figura 3.27).

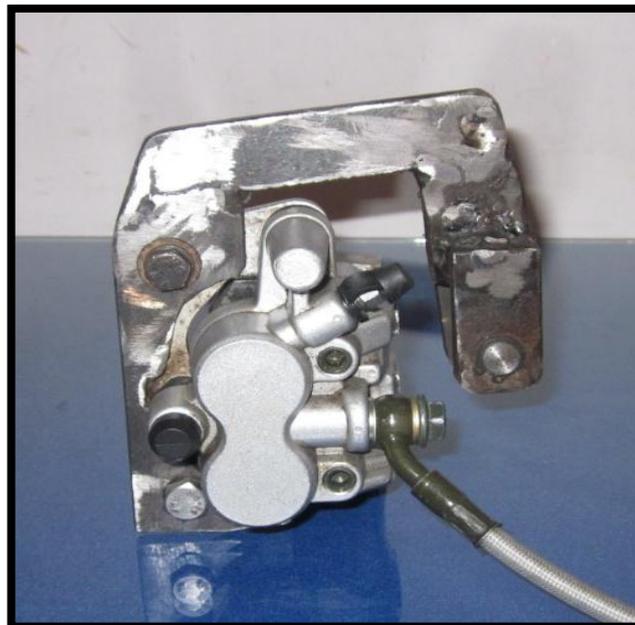


Figura 3.27 Soporte de la mordaza

- Una vez construidas las dos piezas se procede a acoplar en la mordaza (Figura 3.28). Al realizar la unión, se debe tener presente la alineación del conjunto con la mordaza.

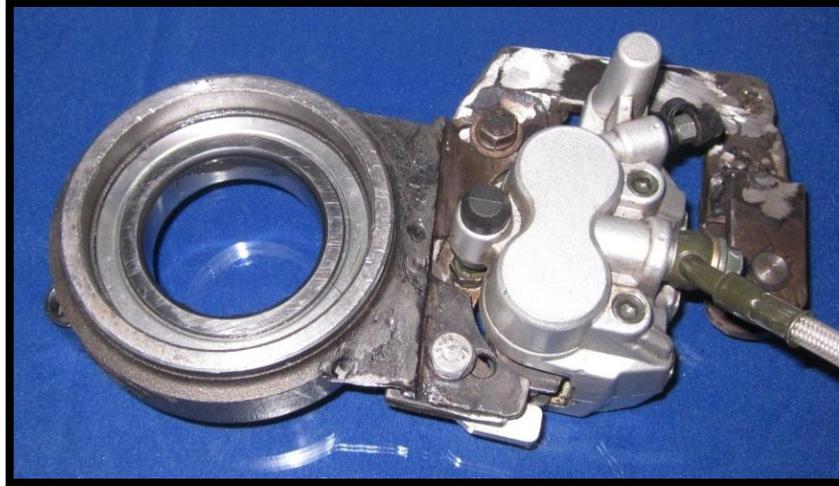


Figura 3.28 Conjunto armado

- Por último se realizó el montaje del conjunto armado (mordaza) en el disco de freno (Figura 3.29). La mordaza se coloca de manera flotante al eje y por el otro extremo se fija con la celda de carga.



Figura 3.29 Conjunto mordaza disco de freno

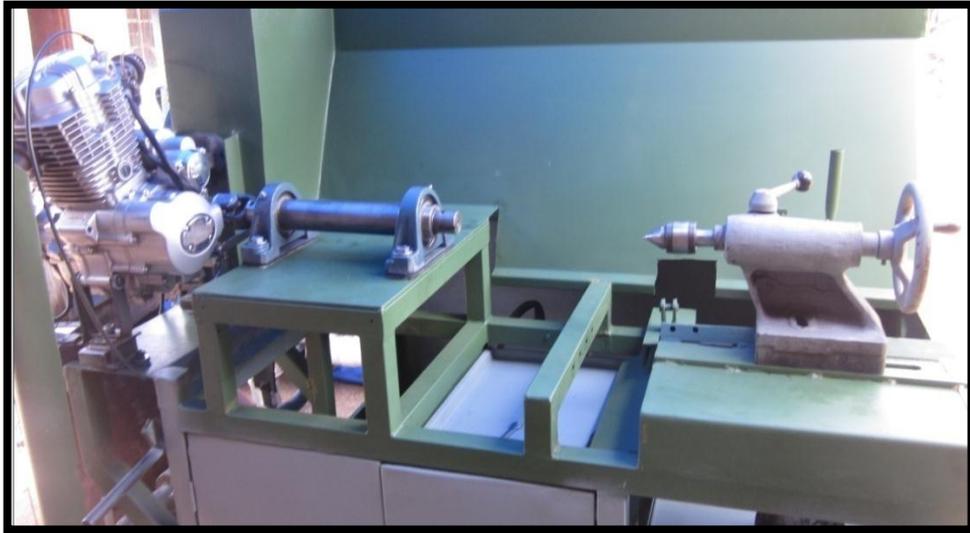


Figura 3.31 Motaje del contrapunto

Éste mecanismo (Figura 3.32), es el punto de referencia para la alineación y sirve para el montaje de los dos modelos de transmisiones que se va a utilizar en el banco didáctico para realizar las diferentes pruebas dinámicas.

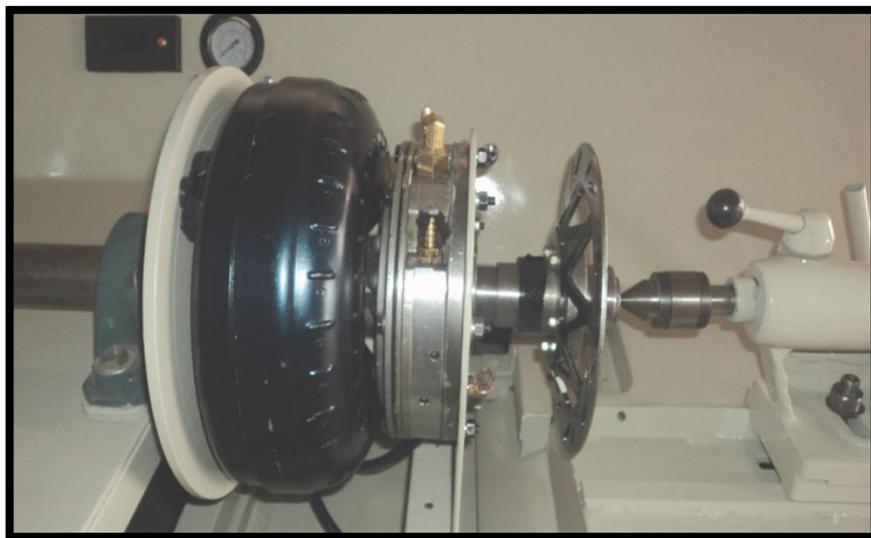


Figura 3.32 Unión del eje con el contrapunto

3.2.7 Accesorios

3.2.7.1 Depósito de aceite

La capacidad del depósito de aceite es de 15 litros (Figura 3.33), está ubicado en la parte superior de la estructura y se fija con dos pernos. Este consta de una salida de aceite que va al filtro, un retorno que viene desde la bomba, un tapón de vaciado y la tapa de llenado.



Figura 3.33 Depósito de aceite

3.2.7.2 Filtro de aceite

Durante el paso de aceite hacia la bomba de la transmisión se realiza el filtrado de partículas metálicas de todo sistema por medio del filtro (Figura 3.34). Su ubicación es a la salida del depósito de aceite. El filtro consta de un elemento metálico que se puede lavar con gasolina.



Figura 3.34 Filtro de aceite

3.3 Diseño electrónico

Para realizar la interpretación de los datos recogidos por los sensores del banco didáctico, es necesario realizar un procesamiento eficaz de cada una de las señales a velocidades muy elevadas, de forma que los diferenciales de potencial sean transformados a otras unidades de medida.

La parte electrónica se ha desarrollado en la plataforma Arduino Uno utilizando un micro controlador de la marca ATMEL que es el cerebro de procesamiento, al cual se conectan los periféricos digitales de entrada del banco didáctico.

3.3.1 Tarjeta de procesamiento

La tarjeta Arduino Uno esta basada en un micro controlador ATMEL de la serie ATMEGA 128P (Figura 3.35), dispone de 14 pines digitales que pueden configurarse como entrada o salida, permitiendo conectar cualquier dispositivo que sea capaz de transmitir o recibir señales digitales (0V o 5V).

También permite realizar la lectura y escritura de señales analógicas, mediante estas entradas se puede obtener datos de sensores en forma de variaciones continuas de un voltaje, mientras con las salidas analógicas se tiene la capacidad de enviar señales de control en forma de señales PWM.

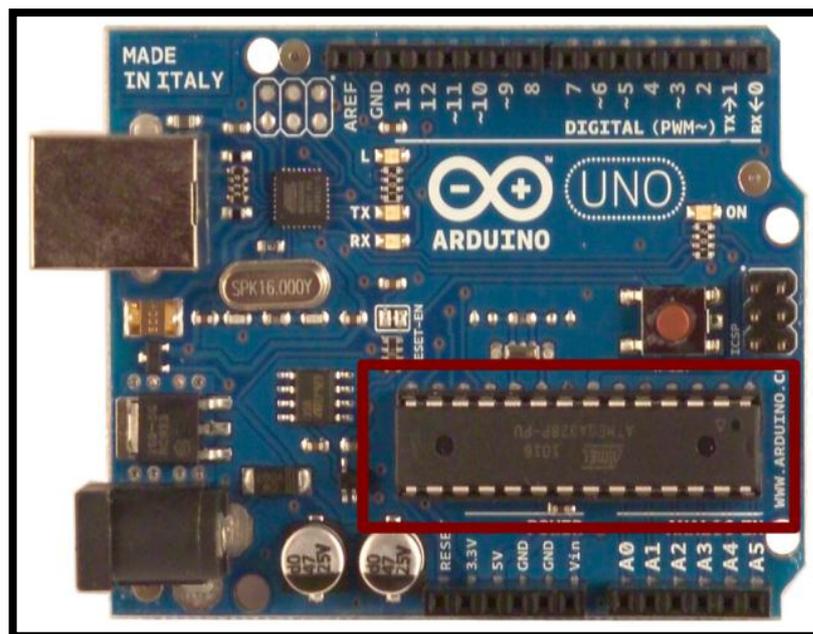


Figura 3.35 Arduino Uno con micro controlador en formato DIP

El Arduino Uno que se empleó esta constituido por un micro controlador en formato DIP, este formato hace referencia al tipo de encapsulado del micro controlador, este tipo de encapsulado se utiliza para armar circuitos de prueba en una placa, la principal ventaja de este encapsulado es que permite programar el chip sobre la propia placa (Arduino Uno R2) y después integrarlo al banco.

3.3.2 Características técnicas del micro controlador ATMEGA 328

En la Tabla 3.3 se indica las características técnicas del micro controlador.

Tabla 3.3 Características Técnicas del Microcontrolador ATMEGA 328	
Voltaje de operación	5V
Voltaje de entrada (Recomendado)	7 a 12V
Voltaje de entrada (Límite)	6 a 20V
Pines para entrada – salida digital	14 (6 pueden usarse como salida de PWM)
Pines de entrada analógica	6 pines
Corriente continua por pin IO	40 mA
Corriente continua en el pin 3.3V	50 mA
Memoria Flash	32 kB (0,5kB ocupados por el bootloader)
SRAM	2 kB
EEPROM	1kB
Frecuencia de reloj	16MHz

Fuente: Características Data Sheet

3.3.2.1 Entrada y salida digital

Cada uno de los 14 pines digitales dispone de una resistencia de salida interna que va de 20kΩ y 50 kΩ que está desconectada, mediante programación se puede activar o desactivar estas resistencias, estos pines se pueden usar como entrada o salida; para su funcionamiento leen o escriben datos de 0V o 5V, permitiendo suministrar hasta

40mA por cada uno de los pines, de igual manera la intensidad máxima de entrada también es de 40mA.

3.3.2.2 Entrada y salida analógica

El Arduino Uno también dispone de 6 pines de entrada analógica que trasladan las señales a un transformador analógico - digital de 10 bits.

3.3.2.3 Pines especiales de entrada y salida

- **RX y TX.** Pines utilizados para transmisiones seriales de información en niveles de voltaje de trabajo *TTL* → 5V.
- **Interrupciones externas.** Los pines 2 y 3 están configurados para generar una interrupción en el ATMEGA. Las interrupciones pueden dispararse cuando se encuentra un valor bajo en estas entradas y con flancos de subida o bajada de la entrada.
- **PWM.** Dispone de 6 salidas destinadas a la generación de señales PWM de hasta 8 bits.
- **SPI.** Los pines 10, 11, 12 y 13 pueden emplearse para trasladar información full dúplex en un entorno Maestro/Esclavo.
- **I2C.** Permite establecer comunicaciones a través de un bus I2C.

3.3.3 Pantalla de cristal líquida (LCD)

La pantalla de cristal líquida tiene la capacidad de mostrar cualquier carácter alfa numérico, internamente estos dispositivos vienen con la lógica de control pre-programada de fábrica, manteniendo el consumo de corriente mínimo.

En la figura 3.36, se puede observar un módulo LCD típico 2x16 (dos líneas con 16 caracteres por cada línea incluyendo los detalles de la matriz de como esta conformado un carácter). El proceso de visualización es gobernado por un micro controlador incorporado a la pantalla, siendo el Hitachi 44780 el modelo de controlador más utilizado.



Figura 3.36 Pantalla de cristal líquida (LCD 2X16)

3.3.3.1 Identificación de los pines del módulo LCD

A continuación se presenta en la (Tabla 3.4), la descripción de señales empleadas por el módulo LCD así como el número de pin al que corresponde.

Tabla 3.4 Descripción de los pines del Módulo LCD				
Pin N°	Sismología	Nivel	I/O	Función
1	VSS	-	-	0 V (GND)
2	VCC	-	-	+ 5 V DC
3	Vee = Vc	-	-	Ajuste del Contraste
4	RS	0/1	I	0= Escribir en módulo LCD 1= Leer del módulo LCD
5	R/W	0/1	I	0= Entrada de una Instrucción 1= Entrada de un dato
6	E	1	I	Habilitación del módulo LCD
7	DB0	0/1	I/O	BUS DE DATO LINEA 1 (LSB)
8	DB1	0/1	I/O	BUS DE DATO LINEA 2
9	DB2	0/1	I/O	BUS DE DATO LINEA 3
10	DB3	0/1	I/O	BUS DE DATO LINEA 4
11	DB4	0/1	I/O	BUS DE DATO LINEA 5
12	DB5	0/1	I/O	BUS DE DATO LINEA 6
13	DB6	0/1	I/O	BUS DE DATO LINEA 7
14	DB7	0/1	I/O	BUS DE DATO LINEA 8 (MSB).
15	A	-	-	LED (+) Back Light
16	K	-	-	LED (-) Back Light.

Fuente: Características Data Sheet

3.3.3.2 Bus de datos de 4 y 8 Bits de longitud

El Bus de datos de un módulo LCD puede ser configurado para trabajar con 4bits y 8bits. Para los diseños electrónicos que están limitados por la cantidad de pines a utilizar en el Bus de datos, se emplea un bus de datos con una longitud de 4bits, de igual manera si se desea se puede emplear el bus de datos completo de 8 bits.

Las señales de control (RS - R/W - E) trabajan de igual forma, independiente si se utiliza un bus de datos de 4bits o de 8bits. Cuando se utiliza el bus de 8bits, esta configuración esta cargada por defecto en el controlador interno que posee el LCD, motivo por el cual no es necesario realizar dicha configuración en la tarjeta maestra de entradas y salidas, pero al utilizar el bus de datos de 4bits, es necesario configurar una secuencia cuidadosa de instrucciones previas inmediatamente después de encender el módulo LCD.

3.3.4 Tratamiento de la señal

En la figura 3.37, se puede observar la celda de carga que se emplea en el banco didáctico, básicamente esta constituida de aluminio, con galgas extenso métricas adheridas a la superficie de la celda de carga, en el momento que se aplique una fuerza de compresión o tensión, sufra una deformación física, dicha deformación genera una variación sobre la resistencia de la galga.



Figura 3.37 Celda de carga en forma de S

Esta variación que emite, esta comprendida en el rango de 30mV de tensión de salida, por este motivo es necesario diseñar una etapa de amplificación que le permita al micro controlador procesar la señal.

3.3.4.1 Celda de carga con viga en forma de S

Esta celda de carga se caracteriza por medir fuerzas de tensión y compresión, rechazando la carga lateral, empleada principalmente en la industria textil, medición de prensas y balanzas, el rango de operación de estos dispositivos va desde 107,91N hasta 178542N.

Comportamiento interno de la celda de carga con una viga en forma de S (Figura 3.38), se puede observar la celda de carga en un momento inicial, no se aplica ningún peso, en este estado inicial el puente de Wheatstone interno mantiene sus resistencias con igual valor, manteniendo una diferencia de potencial medido en sus extremos de 0mV.

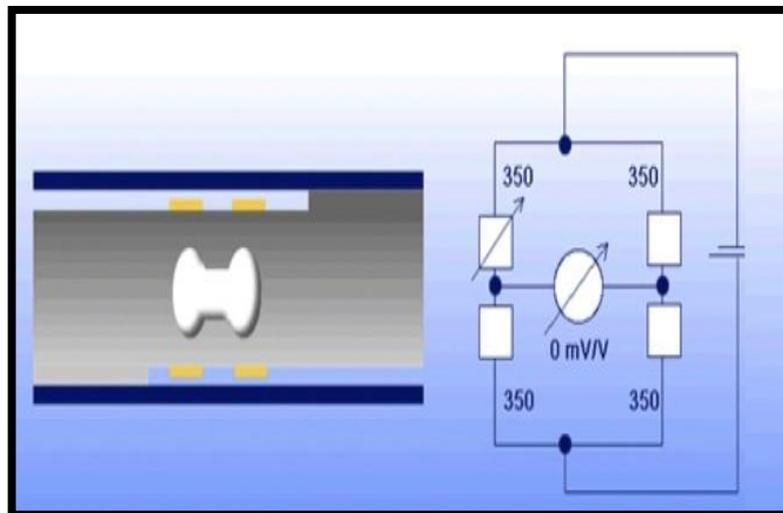


Figura 3.38 Comportamiento sin peso

Fuente: Características Data Sheet

En la figura 3.39, se puede observar el comportamiento de la misma celda de carga al aplicar un peso de 98,1N el valor de las 4 resistencias del puente de Wheatstone varían, generándose una diferencia de potencial lineal que permite interpretar el valor del peso en mili-voltios (2mV).

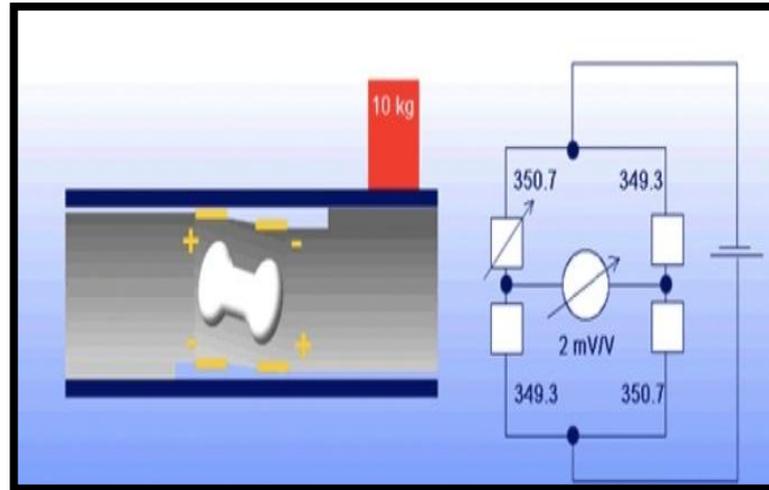


Figura 3.39 Comportamiento con peso

Fuente: Características Data Sheet

Debido a que estas variaciones de potencial esta en el rango de pocos mili-voltios por cada libra fuerza, con un máximo de 30,167mV, es necesario amplificar esta señal para poder registrar las fuerzas ejercidas, siendo indispensable utilizar una etapa de amplificación de gran exactitud que permita amplificar la señal sin agregarle ruido.

En la electrónica los amplificadores mantienen las características de la lectura agregando un offset casi despreciable, son conocidos como amplificadores de instrumentación o bio-amplificadores, estos dispositivos se emplean para aumentar la amplitud o potencia de una señal eléctrica.

3.3.5 Amplificador de Instrumentación

El amplificador debe tener una impedancia de entrada muy elevada para evitar la interferencia diferencial de red.

Características:

- Utiliza amplificación diferencial para atenuar señales de modo común.
- Posee un rechazo al modo común muy elevado.
- Posee impedancias de entrada muy elevadas para disminuir la interferencia diferencial debida a la red.

3.3.5.1 Amplificador de Instrumentación AD620

Durante su producción los amplificadores cuentan con un control de calidad donde se prueban las características de operación del amplificador AD620 (Figura 3.40).

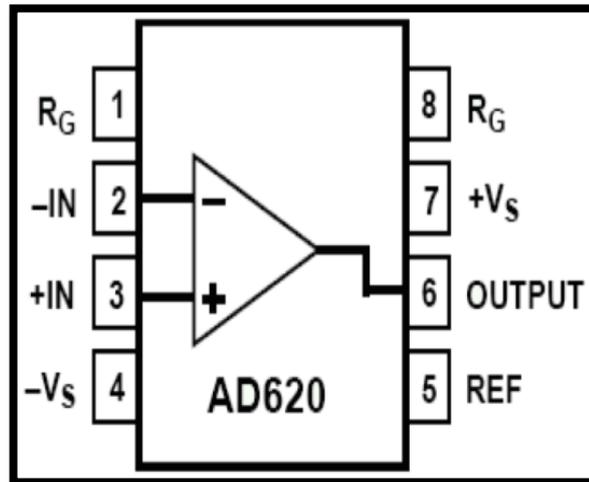


Figura 3.40 Amplificador AD620

Fuente: Data Sheet

Características:

- La ganancia de voltaje es de 1 a 10000V.
- Para determinar la ganancia se utiliza una sola resistencia.
- Opera con voltajes BIPOLARES de ± 2.3 a $\pm 18V$.
- Disponible en empaquetado de 8 pines.
- Consumo de 1.3mA.
- El desempeño en DC es excelente, con un máximo de 50uV de offset.
- Desvió máximo de 0.6uV/°C
- En AC tiene un ancho de banda de 120kHz con una ganancia de 100.

3.3.5.2 Diagrama de terminales

El diagrama de terminales corresponde a un amplificador de instrumentación donde la salida está dada por la siguiente ecuación.

$$V_o = G \cdot (V_{in}) \quad (3.1)$$

Donde:

- V_o = Voltaje de salida
- G = Ganancia esperada
- (V_{in}) = Voltaje de entrada

- El voltaje de entrada es el voltaje diferencial entre las terminales $-IN$ y $+IN$
- La ganancia AV está dada por la ecuación 3.2

$$G = \frac{49.4k\Omega}{R_G} + 1 \quad (3.2)$$

Donde:

R_G = Resistencia de Ganancia

3.3.5.3 Esquema interno

Una vez observado el esquema de terminales (Figura 3.40), se observa el esquema interno del amplificador de instrumentación AD620 (Figura 3.41).

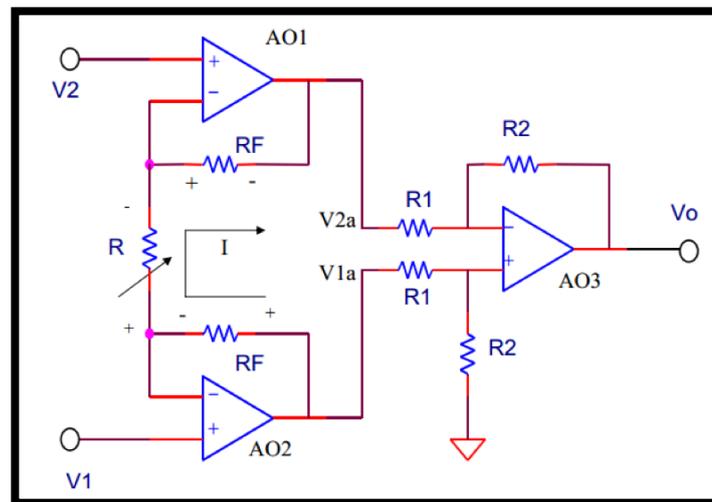


Figura 3.41 Esquema Interno

Fuente: Data Sheet

3.3.6 Diseño del amplificador de instrumentación para la celda de carga.

3.3.6.1 Cálculo de la resistencia de ganancia

Para determinar la ganancia del circuito, es necesario conocer el voltaje máximo que alcanza el transductor de 31mV, al amplificar 100 veces este nivel se obtendrá un valor de 3.1V que es un voltaje admisible para la lectura en el micro controlador, por lo tanto la ganancia se establece en 100.

Cálculo de resistencia de ganancia.

$$G = \frac{49,4k\Omega}{RG} + 1$$

$$100 = \frac{49,4k\Omega}{RG} + 1$$

$$RG = \frac{49,4k\Omega}{100 - 1}$$

$$\mathbf{RG = 498,98\Omega}$$

La resistencia de ganancia según el cálculo es de 498,98Ω, pero este valor de la resistencia no es normalizado por lo tanto se opta por un valor de 510Ω y se procede a calcular la nueva ganancia, para finalizar con el cálculo del voltaje de salida.

$$G = \frac{49,4k\Omega}{510} + 1$$

$$\mathbf{G = 97,86\Omega}$$

$$V_o = G \cdot (V_{in})$$

$$V_o = 97,86\Omega \cdot (30mV)$$

$$\mathbf{V_o = 2,9358V}$$

Para alcanzar una fuerza de 2229,54N se obtiene un voltaje de 2.94V que es un valor admisible para el micro controlador.

Después de amplificar la señal, se coloca un capacitor de 1uF y una resistencia de 18Ω que funciona como filtro para estabilizar el voltaje que ingresa al micro controlador, además se utiliza un diodo zener de 5.1V para evitar que no ingrese al micro controlador más de 5V y dañe el pin de lectura.

Este filtro debe tener una frecuencia de corte menor, que es la mitad de la frecuencia de muestreo del conversor analógico a digital, como la frecuencia de muestreo del conversor AD es de 20kHz, la frecuencia de corte del filtro debe ser menor a 10kHz, para los valores de capacitor y resistencia mencionados.

CAPITULO IV

PRUEBAS Y RESULTADOS

4.1 GENERALIDADES



Figura 4.1 Banco Didáctico

Elaborado el banco didáctico (Figura 4.1), se inició con las pruebas de funcionamiento para verificar el estado de los dos tipos de convertidores hidráulicos de par de GM de la serie 4L60-E y el otro convertidor de la marca Mitsubishi de diferentes diámetros.

Existen dos métodos para comprobar el estado del convertidor de par, el primero es en el vehículo, esta se llama prueba de parada, el otro método es con convertidor desmontado, esta se llama prueba en el banco, que consiste en revisar los elementos internos y externos del convertidor.

Con el banco didáctico se pretende simular el trabajo que realiza el convertidor (pruebas dinámicas) en el vehículo a diferentes velocidades, esto consiste en indicar las fases de acoplamiento y multiplicación de par.

4.2 Funcionamiento del Banco de Pruebas

El banco funciona con dos fuentes de energía, eléctrica y mecánica. La primera ayuda en el encendido del motor térmico, alimenta a los circuitos electrónicos que controlan a los sensores e indicadores. La segunda fuente entrega el movimiento a los mecanismos (convertidor, bomba hidráulica, freno y ejes).

Para la obtener la energía eléctrica se implementó una batería de 12V y 110V de corriente alterna. Para el funcionamiento de los mecanismos del banco se utilizó un motor de cuatro tiempos ciclo Otto.

Antes de poner en funcionamiento el banco funcional se debe revisar los niveles de aceite del motor, sistema hidráulico, combustible y líquido de frenos para continuar con la práctica.

4.2.1 Puesta en marcha del Motor mono-cilíndrico.

Puesto que el generador de movimiento es un motor térmico, es necesario describir los pasos para encenderlo:

- a. Pulsar el interruptor de encendido (Figura 4.2).



Figura 4.2 Interruptores de accionamiento

- b. Los indicadores deben entrar en funcionamiento, ubicar el display de posición de marcha, esta debe mostrar el literal N (Neutro), caso contrario mover la palanca de cambios hasta encontrar esa posición (Figura 4.3).

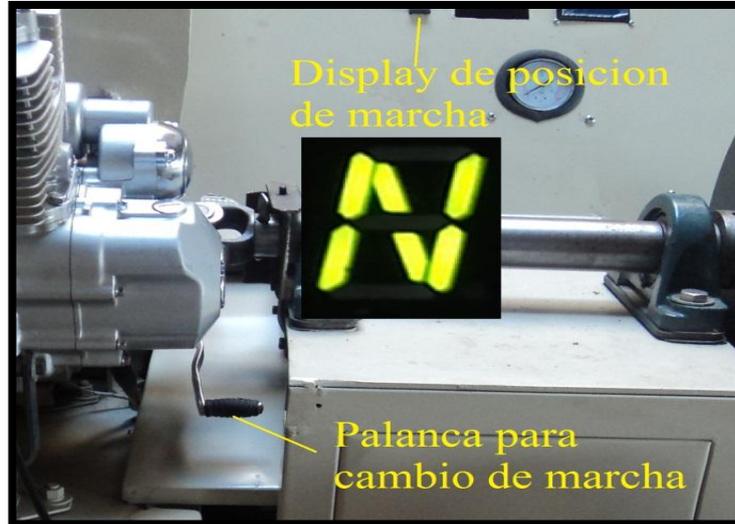


Figura 4.3 Indica la posición de marcha en el display y la ubicación de la palanca de cambios

- c. Presionar el pulsante del motor de arranque (Figura 4.2) para que el motor entre en funcionamiento. Si éste no enciende, se mueve la palanca de estrangulación ubicado en el carburador del motor (Figura 4.4).

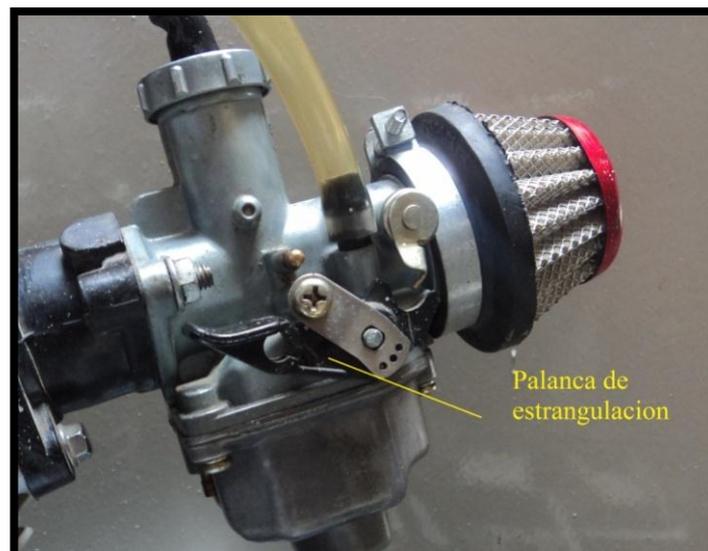


Figura 4.4 Ubicación de la palanca de estrangulación

- d. Antes de realizar las pruebas con los convertidores, el motor debe precalentarse por los menos 5 minutos.

4.2.2 Pasos para la operación del Banco de Pruebas

Por razones de peso de los convertidores al momento de colocarlos en el banco didáctico y maniobrabilidad al realizar las pruebas, se recomienda que este sea utilizado por dos operadores.

Los pasos a seguir son los siguientes:

1. Colocar el convertidor de par a comprobar en el banco, colocar los pernos y ajustarlos con un torque de $25N.m$
2. Colocar la bomba hidráulica y acoplar las cañerías.
3. Colocar el eje de la turbina con el freno de disco.
4. Acoplar la mordaza de freno con el sensor de torque.
5. Para evitar que los elementos acoplados salgan de su ubicación, se asegura con el contrapunto (Figura 4.5).

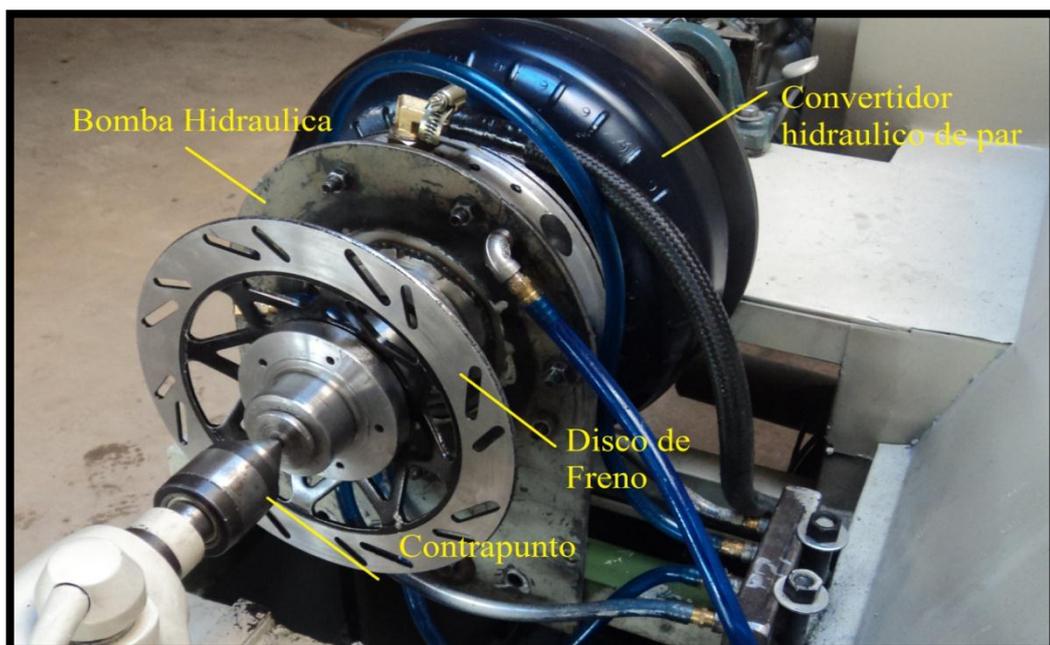


Figura 4.5 Mecanismo completo

6. Encender el motor.

7. Se presiona el embrague (Figura 4.6) y se coloca en primera marcha.

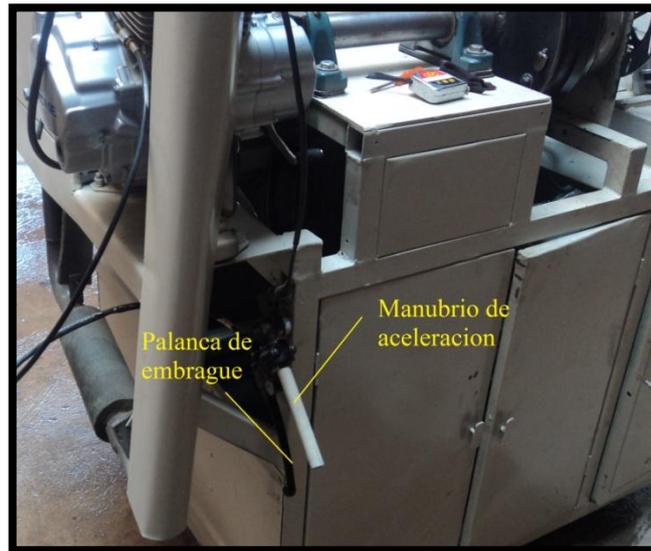


Figura 4.6 Ubicación del embrague y acelerador del motor

8. Se libera lentamente el embrague, esto hará girar al convertidor que accionará la bomba hidráulica.
9. Dejar en esa posición durante 5 minutos para cargar el sistema hidráulico y liberar de aire
10. Para realizar las pruebas se coloca en la marcha necesaria (segunda y tercera).
11. Es necesario actuar sobre el freno de disco antes de realizar las pruebas, caso contrario se estará acortando la vida del sensor de torque (Figura 4.7).

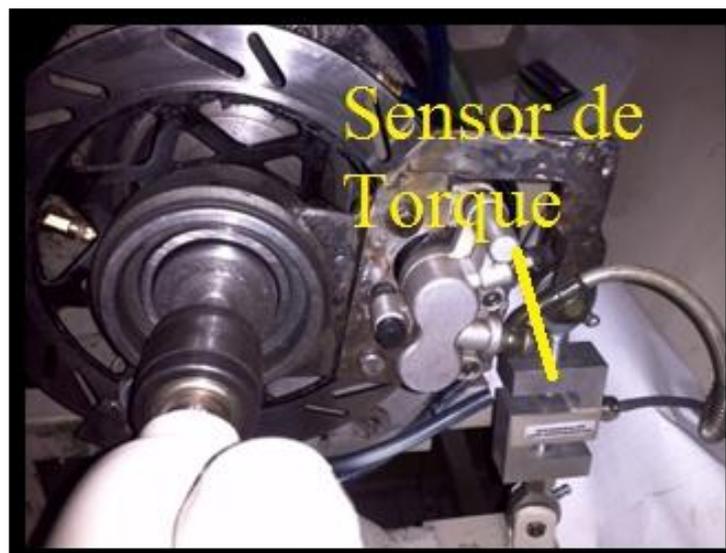


Figura 4.7 Freno de disco

12. Observar el display de torque y rpm para dar lectura al valor (Figura 4.8).



Figura 4.8 Indicadores del banco didáctico

13. Para realizar otra lectura de torque acercamos el display.

4.3 Pruebas Estáticas

Las pruebas estáticas se mencionaron en el primer capítulo, estas indican los métodos para establecer el estado de los convertidores, es importante realizarlas para determinar si los convertidores están en condiciones para seguir en uso.

4.3.1 Revisión visual

Es importante verificar el estado externo del convertidor sobre todo la superficie externa del cubo (Figura 4.9), este al encontrarse con excesivo desgaste podría provocar fugas de fluido hidráulico y dañar el retén de la bomba hidráulica. Otro elemento a inspeccionar son las partes roscadas, pastillas enroscadas (Figura 4.10) Se debe desechar un convertidor si este se encuentra azulado (recalentado) o se ha caído por descuido.

Al inspeccionar los convertidores, uno de ellos presenta pequeños desgastes en el cubo, sin embargo, se pulió a mano con una lija N°600 para eliminar estas ralladuras.



Figura 4.9 Revisión del cubo



Figura 4.10 Revisión pastillas enroscada

Inspeccione los espárragos (Figura 4.11), estos guían al convertidor para que acople con el volante, seguir los siguientes pasos:

- Revisar si los espárragos están bien fijados y tienen buenas roscas
- Los collarines de los espárragos deben no debe estar dañados
- Un collarín deformado provoca, mala alineación, daños en el buje de la bomba. El cubo del accionamiento de la bomba sea excéntrico.



Figura 4.11 Revisión de espárragos

NOTA. Sustituir el convertidor si los espárragos o collarines están en mal estado.

4.3.2 Pruebas de los elementos internos

Los fabricantes de transmisiones han diseñado herramientas específicas para realizar estas pruebas y obtener resultados que permitan decidir su estado. Sin embargo, se puede realizar una serie de pruebas con herramientas de nuestro medio (un alicate y un reloj comparador) y con la ayuda de los mismos elementos de la transmisión (eje de la turbina y bomba hidráulica) se deduce el estado del embrague hidráulico.

4.3.2.1 Arandelas fuera de sitio

A modo de ejemplo, se sujetará el convertidor en forma vertical y se observa a través del cubo las piezas internas (Figura 4.12). Existe un huelgo excesivo si hay una arandela fuera de su sitio.

Si no se observa ninguna arandela, es correcto realizar las diferentes pruebas para comprobar el huelgo. Mientras observa, gire el convertidor lentamente y preste atención por si se escucha piezas sueltas o rotas.



Figura 4.12 Revisión de elementos internos

Los convertidores que se utilizaron para las pruebas en el banco didáctico no presentan estas averías.

4.3.2.2 Juego axial de los elementos internos

En esta prueba sirve de ayuda un alicate y un reloj comparador. Se introduce el alicate por la apertura de cubo del convertidor y se sujeta el estriado del reactor, realizando un movimiento seco de arriba a abajo y colocando el reloj, de tal manera que pueda medirse esa acción (Figura 4.13), se puede determinar el juego axial de los elementos internos. Esta medida no debe ser mayor a 1,59mm.

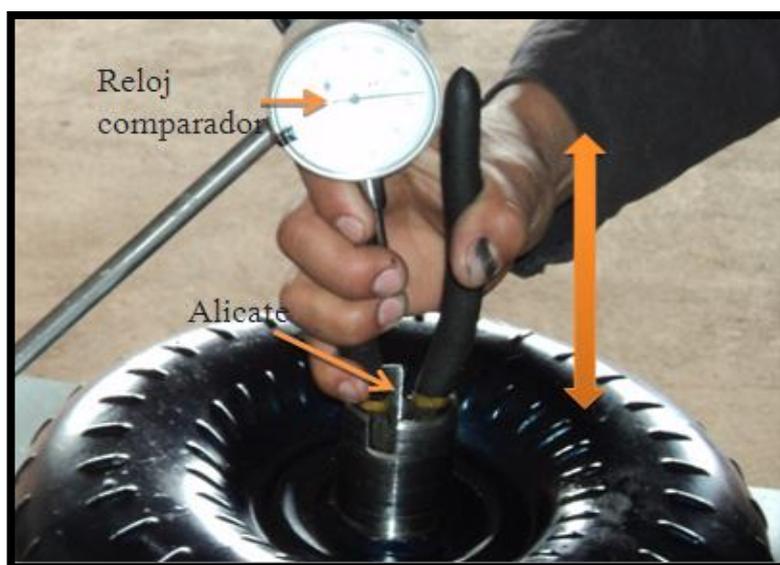


Figura 4.13 Juego axial de los elementos internos

En la Tabla 4.1 se observa los valores obtenidos de cada uno de los convertidores de GM de la serie 4L60-E, Mitsubishi y Ford.

Tabla 4.1 Juego axial de los elementos internos			
Modelo	Serie del convertidor	Medida: Juego axial (mm)	Desgaste Tolerancia 1.59mm
4L60 – E	K3 – G402	0.6	Leve
4L60 – E	K11 – G219	1.00	Leve
Mitsubishi	CHP 1	0.8	Leve
Mitsubishi	CHP2	1.15	Moderado
Ford	CHP 1	1.10	Moderado

4.3.2.3 Interferencia

Hace referencia a la facilidad de giro de los elementos internos, para esta prueba se utilizo el eje de la turbina y la bomba hidráulica correspondiente a cada uno de los convertidores.

Los elementos internos del convertidor se comprobaron de la siguiente manera:

4.3.2.3.1 Interferencia: Estator - Turbina y Turbina - Convertidor

En la figura 4.14, se indica el eje de la turbina, bomba hidráulica y convertidor forman un solo conjunto. Se sujeta el convertidor y la bomba hidráulica y se hace girar el eje de la turbina en ambos sentidos, al existir endurecimiento o rozamiento con la acción realizada, nos indica que hay evidencia de desgaste e interferencia de los elementos.

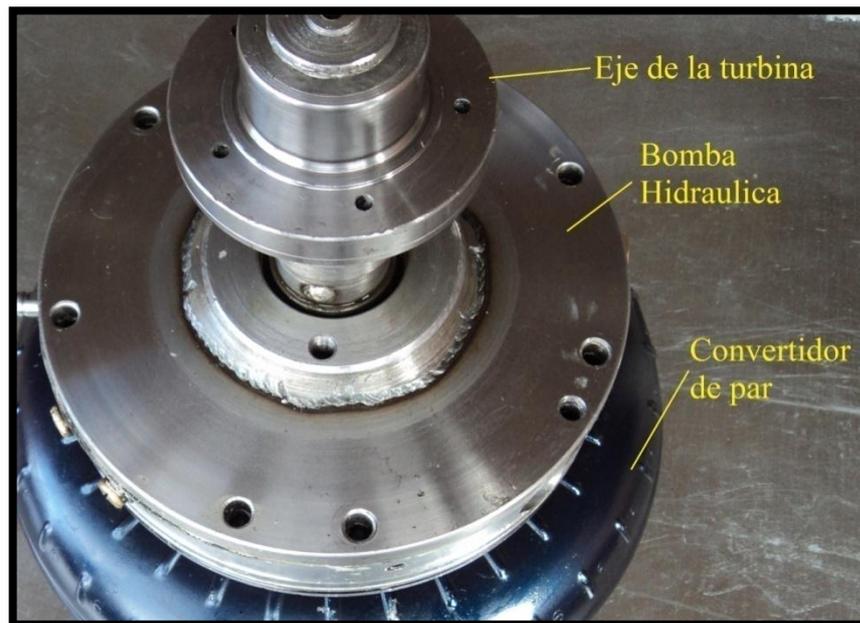


Figura 4.14 Prueba de interferencia Estator-Turbina y Turbina-Convertidor

4.3.2.3.2 Interferencia Estator – Impulsor

Para realizar esta prueba se invierte el convertidor de par insertando la bomba hidráulica (Figura 4.15), se sujeta la bomba hidráulica y se hace girar el convertidor

en ambos sentidos. Así se comprueba la existencia de rozamiento o endurecimiento entre superficies o arandelas de empuje.



Figura 4.15 Prueba de interferencia entre Estator e Impulsor

Al realizar las pruebas de interferencia en los convertidores se comprobó que no existía desgaste de los elementos internos (Tabla 4.2). Ya que el conjunto se desliza fácilmente el uno con respecto al otro.

Tabla 4.2 Pruebas de interferencia de los elementos internos del convertidor					
PRUEBA	4L60-E		MITSUBISHI		FORD
	K3-G402	K11-G219	CHP 1	CHP 2	CHP 1
Interferencia: estator - turbina y turbina - convertidor	√	√	√	√	√
Interferencia. estator-impulsor	√	√	√	√	√
ESTADO	OK	OK	OK	OK	OK

4.3.2.4 Prueba de funcionamiento del Embrague Unidireccional

Para verificar el correcto funcionamiento del embrague unidireccional del estator, introducimos la bomba hidráulica (Figura 4.16). Para esta prueba se debe sujetar el convertidor y girar la bomba hidráulica en ambos sentidos. En sentido horario con un movimiento rápido se tendrá una sensación de bloqueo y en sentido anti horario con un movimiento seco, en el giro se debe obtener una sensación de rueda libre.

El convertidor debe estar lleno de aceite, además, la sensación de bloqueo o rueda libre en ambos sentidos, determina que el convertidor se encuentra defectuoso.



Figura 4.16 Estado del embrague unidireccional

Otra manera de comprobar el funcionamiento del embrague unidireccional del estator, es insertando un eje falso de un estator en el convertidor para enganchar la pista de rodadura del embrague unidireccional.

Se ha sacado el estator de un convertidor (Figura 4.17), para indicar el procedimiento se debe realizar en esta prueba.

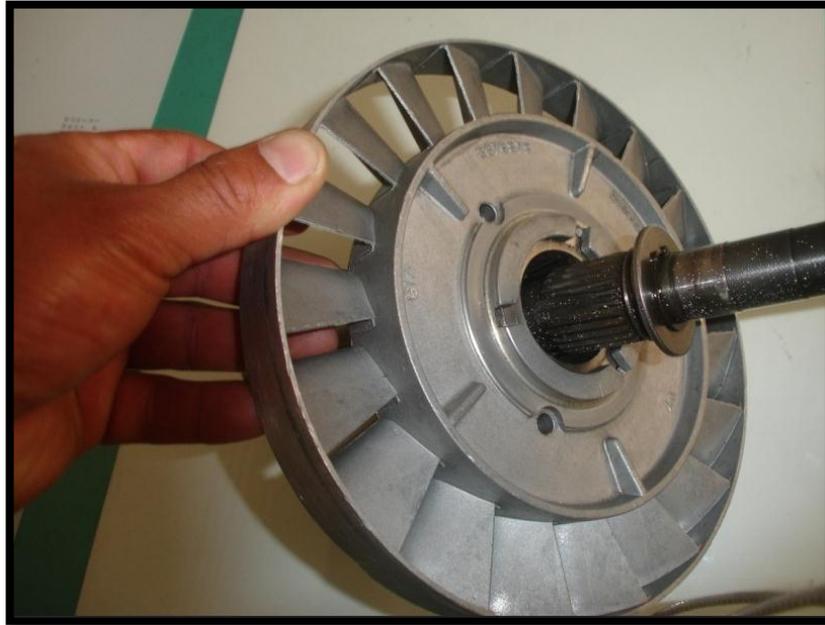


Figura 4.17 Embrague unidireccional del estator utilizando un eje falso

En la siguiente Tabla 4.3, se indica el resultado de la prueba que se realizó en todos los convertidores hidráulicos de GM, Mitsubishi y Ford. Se verificó el estado del embrague unidireccional.

Tabla 4.3 Prueba de estado del embrague unidireccional					
Sentido de giro	4L60-E		MITSUBISHI		FORD
	K3-G402	K11-G219	CHP 1	CHP 2	CHP 1
Giro anti-horario Rueda Libre	√	√	√	√	√
Giro horario Bloqueo	√	√	√	√	√
Sensación de bloqueo o rueda libre en ambos sentidos	No	No	No	No	No
ESTADO	OK	OK	OK	OK	OK

Una vez realizadas las pruebas estáticas y verificando el estado de los convertidores, se toma los que se encuentren en las mejores condiciones para proceder con las pruebas dinámicas en el banco didáctico.

4.4 Pruebas Dinámicas

4.4.1 Diagrama del motor

Para realizar las pruebas dinámicas (Figura 4.18), es necesario implementar la curva de torque-rpm del motor mono-cilíndrico de combustión interna que se utilizó en el banco didáctico.

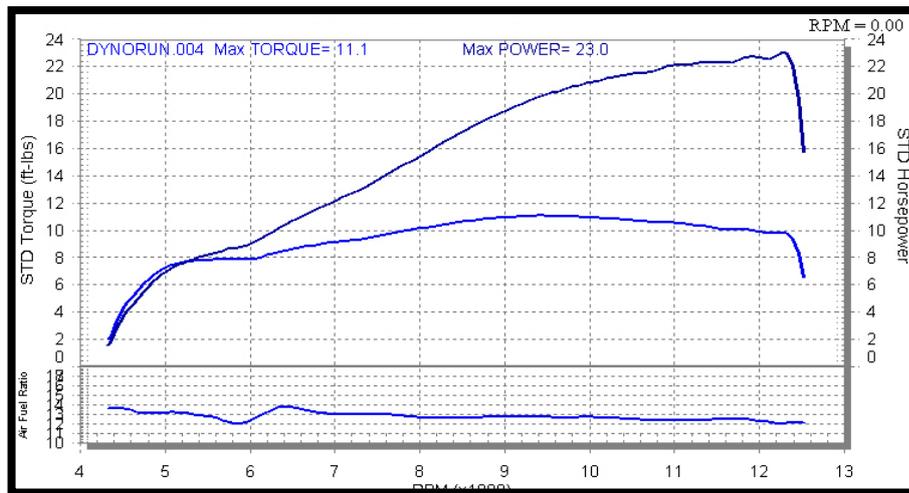


Figura 4.18 Diagrama, Curva rpm-torque y rpm-potencia (Motor)

Fuente: <http://www.hardcoresledder.com/forums/352-general-snowmobile-forum/470397-4-stroke-vs-2-stroke-9.html> [Acceso: 12/Abril/2013]

4.4.2 Diagrama del convertidor

Con la curva de rendimiento de un convertidor (Figura 4.19), se obtiene una relación motor – convertidor basado en las variables de torques y rpm de ambos mecanismos. Con los datos del resultado de todas las prácticas realizadas se puede llegar a una conclusión sobre el estado de los embragues hidráulicos.

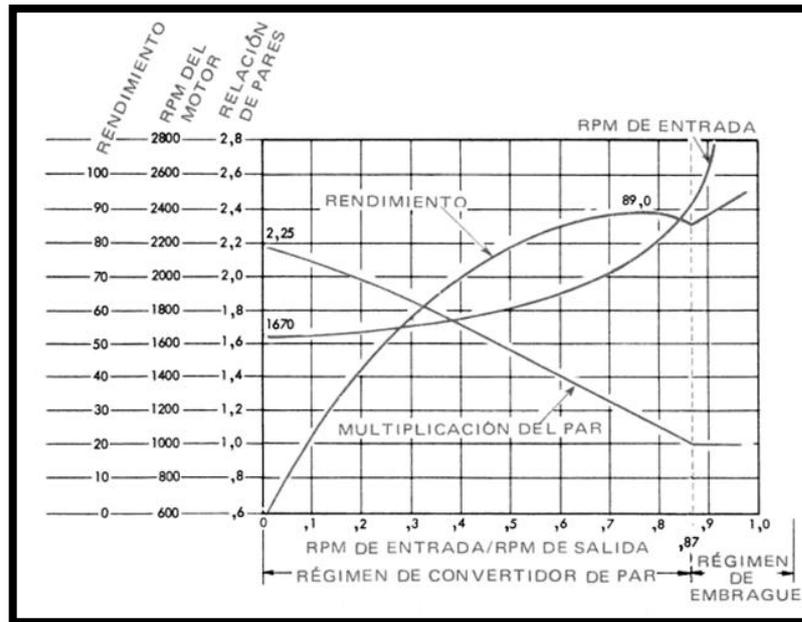


Figura 4.19 Diagrama, Curva de Rendimiento de un convertidor de par
 Fuente: BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas Pág. 19

Las pruebas están basadas en cumplir las dos fases de funcionamiento del convertidor (acoplamiento y multiplicación de par).

4.4.3 Fase de acoplamiento en el Banco de Pruebas

Es importante recalcar que en el banco de pruebas, no existe en el eje de salida una carga que se oponga al movimiento, por lo tanto, al poner en funcionamiento el motor, las velocidades de giro de los ejes de entrada y salida se igualan inmediatamente. Sin embargo, para cumplir la fase de acoplamiento, se observa en la curva de rendimiento del convertidor, que esta se cumple cuando la relación de par es uno y las rpm del motor se encuentran a 1000.

Nuestra hipótesis es dar movimiento al eje de entrada y bloquear el giro del eje de salida del convertidor con el freno de disco acoplado hasta que el torque entregado por el convertidor iguale al del motor.

Para realizar esta prueba se colocó en tercera marcha en la caja de cambios del motor y se fue acelerando desde las 1500rpm hasta las 7000rpm. Realizando las siguientes mediciones de revoluciones en el eje de salida del motor y comparando el torque del motor con respecto al torque del convertidor.

4.4.3.1 Pruebas con el convertidor de la transmisión 4L60-E

En esta prueba se utilizó dos convertidores con la numeración K3-G402 y K11-G219, se indica en las siguientes Tablas 4.4 y 4.5.

Tabla 4.4 Prueba de acoplamiento del convertidor Serie k3-G402				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/RPM	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
3/1500	110	265	75	0
3/2000	150,54	350	150	0
3/3000	225,8	530	230	0
3/4000	301,0	700	320	0
3/5000	376,34	880	395	0
3/5600	420,00	980	420	0
3/6000	451,61	1050	×	0
3/7000	526,88	1230	×	0

Tabla 4.5 Prueba de acoplamiento del convertidor Serie k11-G219				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
3/1500	110	265	70	0
3/2000	150,54	350	140	0
3/3000	225,8	530	215	0
3/4000	301,0	700	290	0
3/5000	376,34	880	352	0
3/6000	420,00	1050	420	0
3/6600	462,90	1200	462,90	0
3/7000	526,88	1230	×	0

CONCLUSIÓN: Los resultados obtenidos al realizar las pruebas de acoplamiento indican que el convertidor K11-G219, necesita de 1200rpm para alcanzar el torque que entrega el motor. Con el convertidor K3-G402 el convertidor alcanza el torque del motor a las 980rpm del eje de entrada lo que indica que se encuentra dentro del rango de funcionamiento.

El primer convertidor de la serie K11-G219 tiene mayor resbalamiento por lo que necesita de mayor número de rpm.

4.4.3.2 Pruebas con el convertidor de la transmisión Mitsubishi

Los convertidores de la transmisión Mitsubishi no cuentan con serie o numeración, para distinguirlos se realizó una marca (M1 y M2), se indica en las siguientes Tablas 4.6 y 4.7.

Tabla 4.6 Prueba de acoplamiento del convertidor Serie Mitsubishi M1				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
3/1500	110	265	55	0
3/2000	150,54	350	160	0
3/3000	225,8	530	250	0
3/4000	301,0	700	300	0
3/5000	376,34	880	397	0
3/6000	451,61	1050	486	0
3/7000	526,88	1230	527	0

Tabla 4.7 Prueba de acoplamiento del convertidor Serie Mitsubishi M2				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
3/1500	110	265	65	0
3/2000	150,54	350	150	0
3/3000	225,8	530	235	0
3/4000	301,0	700	290	0
3/5000	376,34	880	350	0
3/6000	451,61	1050	475	0
3/7000	526,88	1230	519	0
3/7200	526,88	1250	527	0

Los resultados de la prueba de acoplamiento de los convertidores demuestran que el convertidor M1 y M2 necesitan de altas rpm para igualar el torque del motor.

CONCLUSIÓN: Estos convertidores presentan resbalamiento.

4.4.4 Fase de multiplicación de par en el banco de pruebas²²

Esta prueba está basada en encontrar el torque máximo que entrega el convertidor con respecto al motor utilizado, cabe indicar que el torque máximo es de $10,5 N.m$ ($92,71 lb * plg$) a 7000rpm, sin embargo, al colocar en las marchas necesarias para realizar las pruebas, estos valores varían, sobre todo las revoluciones bajan a 1233 en tercera y 917 en segunda, con estas velocidades de giro, el convertidor tiene una baja multiplicación de par o nula.

En la fase de multiplicación de par se tomó los valores de la temperatura del fluido en la entrada y salida de la bomba (Figura 4.20), durante esta prueba el fluido puede sufrir una variación de temperatura que lo afecte. Para medir la temperatura se utilizó un termómetro.



Figura 4.20 Medición de la temperatura



Figura 4.21 Termómetro ° F

La duración de cada prueba no debe superar los 5 segundos para evitar sobreesfuerzos en el motor y el convertidor, sin embargo, el torque que genera el motor no afectó a la temperatura del fluido se tomó un valor de referencia que es la temperatura ambiente (Figura 4.21), la lectura es de $71,9^{\circ} F$ que equivale a $22,16^{\circ} C$.

²² BREJCHA Mathias, TURI Ronald, Cajas de Cambios Automáticas/Parainfo. España. 2000. Pág. 300.

4.4.4.1 Pruebas con el convertidor de la transmisión 4L60-E

En la prueba de multiplicación de par se utilizó los convertidores de la prueba anterior, se indica en las siguientes Tablas 4.8 y 4.9.

Tabla 4.8 Prueba de multiplicación de par del convertidor Serie k3-G402				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
3/1500	110	265	75	0
3/2000	150,54	350	150	0
3/3000	225,8	530	230	0
3/4000	301,0	700	320	0
3/5000	376,34	880	395	0
3/5600	420,00	980	420	0
3/6000	451,61	1050	480	0
3/7000	526,88	1230	600	0

Tabla 4.9 Prueba de multiplicación de par del convertidor Serie k11-G219				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
3/1500	110	265	70	0
3/2000	150,54	350	140	0
3/3000	225,8	530	215	0
3/4000	301,0	700	290	0
3/5000	376,34	880	352	0
3/6000	420,00	1050	420	0
3/6600	462,90	1200	462,90	0
3/7000	526,88	1230	550	0
3/7200	526,88	1250	570	0

NOTA: A partir de estas revoluciones el motor se cala y no se puede realizar la fase de multiplicación de par.

CONCLUSIÓN: El torque que entrega el motor en tercera marcha es inferior al que necesita el convertidor para la multiplicación de torque. La temperatura del fluido no varía en la entrada y salida del convertidor.

En segunda marcha (Tabla 4.10 y 4.11), el torque es de 707,5 *lb.plg* a 7000rpm, hay un buen torque pero las revoluciones no son suficientes (917rpm) para multiplicar el torque del motor.

Tabla 4.10 Prueba de multiplicación de par del convertidor Serie k11-G219				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
2/1500	151	197	70	0
2/2000	202	262	140	0
2/3000	303	393	215	0
2/3900	395	510	395	0
2/4000	404	524	404	0
2/5000	505	655	505	0
2/6000	606	790	606	0
2/7000	707,5	917	707,5	0

Tabla 4.11 Prueba de multiplicación de par del convertidor Serie k3-G402				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
2/1500	151	197	70	0
2/2000	202	262	140	0
2/3000	303	393	215	0
2/3400	345	445	345	0
2/4000	404	524	404	0
2/5000	505	655	505	0
2/6000	606	790	606	0
2/7000	707,5	917	707,5	0

CONCLUSIÓN: Al realizar esta prueba, el convertidor no multiplica el par del motor, las revoluciones de salida del motor son bajas.

4.4.4.2 Pruebas con el convertidor de la transmisión Mitsubishi

Pruebas realizadas en tercera marcha con los convertidores de la prueba anterior (M1 y M2). En las tablas 4.12 y 4.13 se indican los valores obtenidos.

Tabla 4.12 Prueba de multiplicación de par del convertidor Mitsubishi serie M1				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
3/1500	110	265	55	0
3/2000	150,54	350	160	0
3/3000	225,8	530	250	0
3/4000	301,0	700	300	0
3/5000	376,34	880	397	0
3/5600	420,00	980	486	0
3/6000	451,61	1050	500	0
3/7000	526,88	1230	527	0

Tabla 4.13 Prueba de multiplicación de par del convertidor Mitsubishi serie M2				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
3/1500	110	265	70	0
3/2000	150,54	350	140	0
3/3000	225,8	530	215	0
3/4000	301,0	700	290	0
3/5000	376,34	880	352	0
3/6000	420,00	1050	420	0
3/6600	462,90	1200	462,90	0
3/7000	526,88	1230	527	0
3/7200	526,88	1250	527	0

CONCLUSIÓN: En esta prueba los convertidores presentan alto resbalamiento y no existe multiplicación de par, es igual (1 - 1).

Prueba de multiplicación de par en segunda marcha. En las tablas 4.14 y 4.15 se observa los valores obtenidos.

Tabla 4.14 Prueba de multiplicación de par del convertidor Mitsubishi serie M1				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
2/1500	151	197	70	0
2/2000	202	262	140	0
2/3000	303	393	178	0
2/3900	395	510	220	0
2/4000	404	524	250	0
2/5000	505	655	275	0
2/6000	606	790	300	0
2/7000	707,5	917	360	0

Tabla 4.15 Prueba de multiplicación de par del convertidor Mitsubishi serie M2				
MOTOR 149CC			CONVERTIDOR	
Marcha/rpm	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Salida	Torque (<i>lb * plg</i>)	rpm Turbina
2/1500	151	197	70	0
2/2000	202	262	140	0
2/3000	303	393	178	0
2/3400	345	445	220	0
2/4000	404	524	250	0
2/5000	505	655	275	0
2/6000	606	790	300	0
2/7000	707,5	917	360	0

CONCLUSIÓN: En segunda marcha el torque que entrega el convertidor al eje de la turbina es menor al entregado por el motor, las revoluciones entregadas por el motor son bajas, por lo tanto no se puede llegar a la etapa de multiplicación.

4.5 Procesos de verificación del convertidor

En la Tabla 4.16, se indica los procesos para verificar el estado de los convertidores hidráulicos de par.

Tabla 4.16 Verificación del estado de un convertidor					
	PROCESO	EFEECTO	CAUSA	SOLUCIÓN	
PRUEBAS EN EL VEHICULO	PRUEBA DE PARADA	RPM>RPM ESPECIFICAS	>Deslizamiento de embragues >Cintas de freno de la caja automática	> Sustituir elementos	
		RPM<RPM ESPECIFICAS	>Falla en el convertidor hidráulico de par (embrague unidireccional) >Falla en el motor	>Reemplazar convertidor >Chequear estado del motor	
PRUEBAS EN BANCO (PRUEBAS ESTÁTICAS)	REVISIÓN VISUAL	Limallas en el aceite hidráulico	>Desgaste excesivo del elementos de la bomba hidráulica	>Reemplazar convertidor	
		Mescla de aceite con liquido refrigerante	>Perforaciones entre el radiador del sistema de refrigeración y radiador del fluido hidráulico	>Reparar y limpiar el sistema de refrigeración. >Lavar convertidor en el caso de convertidor sin embrague bloqueo. >Sustituir en el caso de embrague con bloqueo.	
		Desgaste del cubo del convertidor	>Desgaste por uso >Presencia de limallas >Reten defectuoso	>Pulir con lija fina si el diámetro del cubo no ha disminuido en 0,025mm. >Sustituir el convertidor si ha sobrepasado esa medida.	
		Desgaste de esparrago o pastilla enroscadas	>Ajuste incorrecto de pernos o turcas	>Reemplazar convertidor	
		Piloto del convertidor roto o dañado	>Montaje incorrecto >daños por caídas o golpes	>Reemplazar convertidor	
		Fugas de aceite convertidor golpeado	>Fugas de aceite por golpes >Daños de elementos internos	>Reemplazar convertidor	
		Convertidor presenta color azulado	>Inadecuada conducción >Embrague de una vía trabado >Falta de lubricación	>Reemplazar convertidor	
	REVISIÓN DE ELEMENTOS INTERNOS	Arandelas fuera de sitio	>Desgaste excesivo de arandelas de empuje	>Reemplazar convertidor	
		Huelgo radial o longitudinal	>Desgaste de arandelas de empuje	>Reemplazar convertidor si la medida del huelgo sobrepasa de 1.59mm	
		Interferencia entre los elementos internos	>Presencia de limallas >Desgaste de arandelas de empuje	>Reemplazar convertidor	
		Embregue de una vía se traba o gira en ambos sentidos	>Desgaste por uso >Falta de lubricación	>Reemplazar convertidor	
	PRUEBAS EN EL BANCO DIDÁCTICO (PRUEBAS DINÁMICAS)	FASE DE ACOPLAMIENTO	Torque entregado por el convertidor menor al entregado por el motor 110 lb * plg (máximo permitido <5%)	>Embrague de una vía trabado en ambos sentidos	>Reemplazar convertidor
		FASE DE MULTIPLICACIÓN DE PAR	Multiplicación de torque motor 151 lb * plg del convertidor es menor al específico (2 veces el torque del motor)	>Embrague de una vía gira en ambos sentidos	>Reemplazar convertidor
	NOTA: Para las fases de multiplicación de par y acoplamiento en el banco didáctico, las rpm requeridas son de 750 en segunda marcha y 1000 en tercera marcha respectivamente.				

4.6 Mantenimiento

Los principales elementos del banco didáctico son el motor térmico y la bomba hidráulica, se debe realizar un mantenimiento adecuado para una vida prolongada de estos mecanismos.

El banco didáctico no será una herramienta de constante uso, se debe realizar un chequeo antes de su funcionamiento: bujías, filtros de aire y combustible, niveles de los fluidos, chequear el estado de las pastillas de freno. Se recomienda cambiar el aceite del motor cada semestre.

TABLA 4.17 Puesta en marcha del banco didáctico funcional	
PASOS	DESCRIPCIÓN
PASO 1	Verificar el estado del convertidor de par antes de colocar en el banco
PASO 2	Acoplar el convertidor en el banco, ajustar los pernos a un torque de $25N.m$
PASO 3	Colocar la bomba hidráulica y acoplar las cañerías
PASO 4	Colocar el eje de la turbina con el freno de disco
PASO 5	Acoplar la mordaza de freno y el sensor de torque
PASO 6	Como medida de seguridad se debe asegurar los elementos antes mencionados con el contrapunto.
PASO 7	Verificar los niveles de fluidos (aceite de motor y sistema eléctrico, combustible de motor).
PASO 8	Encender los elementos eléctricos (Sensores de rpm, Sensor de Torque y elementos eléctricos del motor).
PASO 9	Poner en marcha el motor monocilíndrico (se debe permitir precalentar el motor por lo menos 5 minutos y este debe estar en posición neutral).
PASO 10	Para la prueba de acoplamiento colocar la palanca de cambios en tercera marcha, presionar el freno y acelerar el motor hasta que alcance las 1000 rpm, el torque entregado por el convertidor debe ser $\leq 5\%$ del entregado por el motor ($110lb * plg$).
PASO 11	Para la siguiente prueba se debe esperar 30 segundos para evitar sobre calentamiento del motor.
PASO 12	Para la prueba de acoplamiento colocar la palanca de cambios en segunda marcha, presionar el freno y acelerar el motor hasta que alcance las 750 rpm, el torque entregado por convertidor debe ser ≥ 2 veces el entregado por el motor ($151lb * plg$)
NOTA: Por razones de peso de los elementos del banco didáctico y por seguridad, se recomienda que sea utilizado por dos operarios.	

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Se consiguió alcanzar los objetivos planteados al inicio del proyecto. En diseñar y construir un banco didáctico basado en el funcionamiento del convertidor hidráulico de par.
- El banco didáctico permite realizar pruebas de funcionamiento, diagnosticar averías y medir el rendimiento mecánico de este conjunto. Se aplican principios de funcionamiento hidráulico, tanto de accionamiento, arrastre e impulsión del elemento conductor a la turbina o elemento conducido.
- El banco funcional se diseñó para dos tipos de convertidores de par (4L60-E y Mitsubishi) se consigue la explicación y demostración real de conceptos teóricos de un convertidor y se ilustra de forma práctica, las averías. Dichas pruebas favorecerán a incrementar o mejorar el nivel de aprendizaje.
- Este proyecto es un buen punto de partida para realizar un nuevo diseño de un banco didáctico destinado a la temática de la carrera en mecánica automotriz. El banco va a ser donado a la universidad.
- Con el funcionamiento del banco didáctico se puede diferenciar con facilidad las dos fases del convertidor de par, multiplicación de torque y acoplamiento.
- Este proyecto ayudará a identificar los elementos del convertidor de par y los mecanismos de la transmisión automática y las averías más comunes que se dan en el convertidor y la bomba.
- Los sistemas acoplados en la estructura de banco fueron adaptados adecuadamente según los criterios del tutor y los autores; los materiales e insumos empleados para la construcción del banco didáctico son accesibles, obteniendo un conjunto funcional y evitando un incremento en los costos.

- Se recomienda utilizar el banco didáctico de acuerdo a los parámetros que se han establecido (sección mantenimiento), deben operar dos personas. Los observadores no deben estar cerca de los elementos giratorios (convertidor de par y disco de freno), tener presente las etiquetas de Advertencia.
- El banco da seguridad de los operadores y observadores ya que se ubicaron los elementos de mando e indicadores en lugares seguros y visibles, se realizaron diferentes pruebas dinámicas de desempeño.
- El banco didáctico debido a las vibraciones que genera el propio motor y las condiciones que se realizan las pruebas dinámicas, se recomienda realizar revisiones periódicas (reajustar pernos).

GLOSARIO DE SÍMBOLOS

w= Carga total distribuida (N/m)	wd= Carga de diseño puntual
L= Longitud	σ_{max} = Esfuerzo máximo
Mmax= Momento máximo	Sxx= Inercia del perfil
n= Factor de seguridad	Ts= Torque de salida
K= Contante de reducción	Rt= Relación de transmisión
σ_{flex} = Esfuerzo Flexionante	Sy= Limite de fluencia
Sut= Limite de tensión	S'e= Limite de resistencia a la fatiga
ka= Factor de acabado superficial	kb= Factor de tamaño
kc= Factor de carga	kd= Factor de temperatura
ke= Factor de efectos diversos	Se= Limite de fatiga
d= Diámetro	kf= Factor de concentración al esfuerzo de fatiga
Tsc= Torque de salida del convertidor	Tc= Torque a la salida a la caja del motor
K= Constante del convertidor 98%	Pa= Presión normal
Fac= Fuerza de accionamiento	Vo= Voltaje de salida
G= Ganancia esperada	Vin= Voltaje de entrada
I= Momento de inercia	

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALONSO, Pérez José Manuel. Tecnología del Automóvil. Paraninfo 8va. Edición. España. 2000.
- BOYLESTAND, Robert. Fundamentos de Electrónica. Prentice Hall. 4ta. Edición. México. 2001.
- BREJCHA, Mathias, TURI, Ronald. Cajas de Cambios Automáticas. Paraninfo. España. 2000.
- BUDYNAS, Richard. NISBETT, J. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Mc Graw Hill. 6ta. Edición. México. 2006.
- CEAC, Manual del Automóvil. Grupo Editorial CEAC S.A. 4ta Edición. Barcelona España. 2004.
- ERJAVEC, Jack. TeachOne: Automatic Transmissions. Thomson Delmar Learning. Estados Unidos. 2005.
- GILLES, Tim. Automotive Service Inspection. Maintenance and Repair. 4ta. Edición. Estados Unidos. 2012.
- HEREDIA, R., Diseño y Construcción de un Banco Didáctico con Sistemas Mecánicos, Hidráulicos y Electrónicos de una Transmisión Automática Toyota. Tesis, Escuela Politécnica del Ejército. Latacunga. 2010..
- MOTT. Robert L. Diseño de Elementos de Máquinas. Pearson Education. 4ta. Edición. México. 2006.
- NAUNHEIMER Harald, BERTSCHE Bernd, RYBORZ Joachim, NOVAK Wolfgang. Automotive Transmissions Fundamentals, Selections and Applications. Springer. 2da Edición. Alemania. 2011.

- TOALONGO, Manuel. Fundamentos de Soldadura, Universidad del Azuay Ecuador.- Cuenca. 2da Edición.2008.
- TOALONGO, Manuel. Métodos y Técnicas de Investigación, Universidad del Azuay. 2da. Edición. Ecuador.- Cuenca. 2007.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS:

- DE LA CRUZ, R.. Universidad Veracruzana. Convertidor Hidráulico de par. <http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/30517/1/DelaCruz.pdf> [Acceso: 14 de Febrero de 2012]
- MECANICA, Despiece de un Embrague Hidráulico. (s.f.). Transmisión Automática. http://auto-mecanico.blogspot.com/2012_01_01_archive.html [Acceso: 17 de Febrero de 2012]
- INTEGRATED, Publishing. (s.f.). Acoplamiento Hidráulico. <http://www.tpub.com/engine3/en33-15.htm> [Acceso: 01 de Marzo de 2012]
- BOHACZ, R.. Elementos de la Transmisión Dynaflo. http://www.hemmings.com/hcc/stories/2011/02/01/hmn_feature15.html [Acceso: 02 de Marzo de 2012]
- ABUELSAMID, S. (18 de Agosto de 2010). Partes del Convertidor Hidráulico de Par. <http://www.green.autoblog.com/2010/08/18/greenlings-why-do-automatictransmissions-now-get-better-fuel-e/> [Acceso: 10 de Abril de 2012]
- FREEASTUDY Prueba de Parada. (s.f.) Funcionamiento del Convertidor de Par. <http://www.freeasestudyguides.com/graphics/torque-converter-stall-test.gif> [Acceso: 25 de Abril de 2012]
- BIRCH, T. (s.f.). Prueba de Parada Convertidor Hidráulico de Par. <http://tombirch.com/1/ppt/atstall.ppt> [Acceso: 01 de Mayo de 2012]
- TOYOTA, Technical Training. (s.f.). Pruebas estáticas del Convertidor de Par. <http://www.autoshop101.com/forms/AT02.pdf> [Acceso: 03 de Mayo de 2012]

- IPAC S.A. Perfiles metálicos. Ecuador. <http://www.ipac-acero.com> [Acceso: 11 de Julio de 2012]
- OMEGA. (s.f.). Galgas Extensiométricas. “Sensor Celda de Carga”.
<http://www.omega.com/literature/transactions/volume3/strain.html> [Acceso: 12 de Diciembre de 2012]
- BELLINI, B. Tipos de Celda de Carga. Recuperado, de Universidad de la Republica.<http://www.nib.fmed.edu.uy/Seminario%202009/Monografias%20seminario%202009/BelliniCeldas%20de%20carga%20para%20plataforma.pdf> [Acceso: 12 de Diciembre de 2012]
- TODO, Mecánica. (s.f.). Sistemas de Frenos. Fundamentos. Disco de freno.
<http://www.todomecanica.com/sistemas-de-frenos-fundamentos.html> [Acceso: 10 de Enero de 2013]
- HONDA, Motorcycles Honda.Curva del Mortor Honda. Torque-rpm.
<http://www.hardcoresledder.com/forums/352-general-snowmobile-forum/-470397-4-stroke-vs-2-stroke-9.html> [Acceso: 16 de Abril de 2013]

ANEXOS

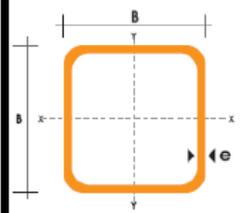
Anexo A-1: Propiedades mecánicas del acero ASTM A500

Physical Properties		Metric	English	Comments
Density		7.85 g/cc	0.284 lb/in ³	Typical of ASTM Steel
Mechanical Properties		Metric	English	Comments
Tensile Strength, Ultimate		400 MPa	58000 psi	
Tensile Strength, Yield		315 MPa	45700 psi	
Elongation at Break		23.0 %	23.0 %	
Bulk Modulus		140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Shear Modulus		80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel
Material Components Properties		Metric	English	Comments
Carbon, C		<= 0.30 %	<= 0.30 %	
Copper, Cu		<= 0.18 %	<= 0.18 %	
Iron, Fe		99.0 %	99.0 %	
Phosphorous, P		<= 0.050 %	<= 0.050 %	
Sulfur, S		<= 0.0630 %	<= 0.0630 %	

Fuente: <http://www.eaglesteel.com/download/techdocs/ASTM-A500-Grade-B.pdf> [Acceso: 25 de Abril de 2012]

Anexo A-2: Tubo estructural cuadrado.

	DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
	A mm	ESPELOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
	20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
	20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
	20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
	25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
	25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
	25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
	30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
	30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
	30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
	40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
	40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
	40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
	40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
	50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
	50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
	50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
	60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
	60	3,0	5,42	6,81	35,06	11,69	2,34
	75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
	75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
	75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
	100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
	100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
	100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
	100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



Fuente: Catálogo IPAC <http://www.ipac-acero.com> [Acceso: 11 de Julio de 2012]

Anexo A-3: Propiedades del hilo de la suelda MIG/MAG

Características del hilo ER70S-2												
Composición química												
C	Mn	Si	P	S	Ni	Cr	Mo	V	Cu	Ti	Zr	Al
0.07	0.9-1.4	0.4-0.7	0.025	0.035	0.15	0.15	0.15	0.03	0.5	0.05-0.15	0.02-0.12	0.05-0.15
Gas de protección								CO ₂				
Resistencia a la tracción (min)								70000psi/480MPa				
Resistencia a la fluencia (min)								58000psi/400MPa				
Alargamiento % (min)								22				

Fuente: www.metalia.es/guiadeempresas/Praxair/pdf/HilosMIG.pdf

[Acceso: 03 de Noviembre de 2012]

Anexo A-4: Pernos Grado 8.8

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia mínima de prueba, † MPa	Resistencia de tensión mínima, † MPa	Resistencia mínima de fluencia, † MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero al bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero al bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero al bajo o medio carbono	
8.8	M1.6-M36	600	830	660	Acero al medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero al medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico al bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero de aleación, T y R	

Fuente: SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica Mc Graw Hill. México. 6ª. Edición 2002

Anexo A-5: Disco de Freno

Características de materiales de fricción para frenos y embragues Fuente: Ferodo Ltd., Chapel-en-le-frith, Inglaterra; Scan-pac, Mequon,Wisc; Raybestos, Nueva York, N.Y. y Stratford, Conn.; Gatke Corp., ChicagoIll.; General Metals Powder Co., Akron, Ohio; D.A.B. Industries, Troy, Mich.; Friction Products Co., Medina, Ohio.

Material	Coeficiente de fricción <i>f</i>	Presión máxima <i>P_{máx}</i> psi	Temperatura máxima		Velocidad máxima <i>V_{máx}</i> ft/min	Aplicaciones
			Instantáneo °F	Continua °F		
Cermet	0.32	150	1500	750		Frenos y embragues
Metal sinterizado (seco)	0.29-0.33	300-400	930-1020	570-660	3600	Embragues y frenos de disco de yugo
Metal sinterizado (húmedo)	0.60-0.08	500	930	570	3600	Embragues
Asbesto moldeado rígido (seco)	0.35-0.41	100	660-750	350	3600	Frenos y embragues de tambor
Asbesto moldeado rígido (húmedo)	0.06	300	660	350	3600	Embragues industriales
Zapatas de asbesto moldeado rígido	0.31-0.49	750	930-1380	440-660	4800	Disco de freno
Que no sea asbesto moldeado rígido	0.33-0.63	100-150		500-750	4800-7500	Embragues y frenos
Asbesto moldeado semirrígido	0.37-0.41	100	660	300	3600	Embragues y frenos
Asbesto moldado flexible	0.39-0.45	100	660-750	300-350	3600	Embragues y frenos
Hilo y alambre de asbesto arrollado	0.38	100	660	300	3600	Embragues de automóvil
Hilo y alambre de asbesto tejido	0.38	100	500	260	3600	Embragues y frenos industriales
Algodón tejido	0.47	100	230	170	3600	Embragues y frenos industriales
Papel resiliente (húmedo)	0.09-0.15	400	300		PV<500000 psi .ft/min	Embragues y bandas de transmisión

Fuente: BUDYNAS, Richard; NISSET,J. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley/Mc Graw Hill. México. 6ª. Edición 2006

ANEXO C

Anexo C-1: Características técnicas del Banco Didáctico.

Banco Didáctico de Convertidores Hidráulicos de Par			
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS			
MOTOR			
Tipo	Monocilíndrico de 4 Tiempos		
Cilindrada	149,4 cc		
D. del Pistón	62 mm		
C. del Pistón	49,5 mm		
R.C.	10,5 : 1		
Potencia	11,26 Hp		
Revoluciones	7000 rpm		
Tipo de Bujía	NGK		
Ignition	CDI		
Encendido	Eléctrico/pedal		
ESPECIFICACIONES		DIMENSIONES	
Transmisión	Mecánica	Alto total	1300 mm
Combustible	Gasolina 90 oct	Ancho total	1120 mm
Aceite motor	SAE 10W30	Largo total	835 mm
Refrigeración	Venti. Forzada	Peso bruto	230 Kg
Tipo de freno	Disco	Movilidad	4 Ruedas
Embrague	Cable		
Acelerador	Cable		
ELÉCTRICO		ESTRUCTURA	
Batería	12V 14Ah	Perfil	40 x 1.5 mm
C.Alterna	110V	Deposito de aceite	15 Litros
PRUEBAS REALIZADAS			
Tipo de Transmisión	Prueba realida	Marcha	Revoluciones
4L60-E	Fase. Multiplicación Par	2 ^{da} Velocidad	800 rpm
4L60-E	Fase. Acoplamiento	3 ^{ra} Velocidad	1500 rpm
MITSUBISHI	Fase. Multiplicación Par	2 ^{da} Velocidad	800 rpm
MITSUBISHI	Fase. Acoplamiento	3 ^{ra} Velocidad	1600 rpm

Fuente: Autores