

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO  
SEDE LATACUNGA**



**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE MOTOR RECIPROCANTE DE 4  
CILINDROS CON PROGRAMACIÓN ELECTRÓNICA”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TOAPANTA DEFAZ MARCELO VICENTE**

**Latacunga, julio del 2008**

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO  
SEDE LATACUNGA  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD**

Yo, Toapanta Defaz Marcelo Vicente

**DECLARO QUE:**

El proyecto de grado denominado “DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE MOTOR RECIPROCANTE DE CUATRO CILINDROS CON PROGRAMACIÓN ELECTRÓNICA” ha sido desarrollado en base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, julio de 2008.

.....  
Toapanta D. Marcelo V.

C.I. 050266868-4

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**  
**SEDE LATACUNGA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**CERTIFICADO**

ING. GUIDO TORRES (DIRECTOR)

ING. JULIO ACOSTA (CODIRECTOR)

**CERTIFICAN:**

Que el trabajo titulado “DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE MOTOR RECIPROCANTE DE CUATRO CILINDROS EN LÍNEA CON PROGRAMACIÓN ELECTRÓNICA” realizado por el Sr. TOAPANTA DEFAZ MARCELO VICENTE ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas en el Reglamento de estudiantes de la ESPE.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, **SI** recomiendan su publicación.

El presente trabajo consta de un empastado y un disco compacto el cual contienen los archivos en formato portátil de Acrobat. Autorizan al Sr. TOAPANTA MARCELO que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Coordinador de la Carrera.

Latacunga, julio de 2008.

.....  
Ing. Guido Torres  
DIRECTOR

.....  
Ing. Julio Acosta  
CODIRECTOR

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO  
SEDE LATACUNGA  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**AUTORIZACIÓN**

Yo, Toapanta Defaz Marcelo Vicente

**AUTORIZO:**

A la Escuela Politécnica del Ejército la publicación en la Biblioteca Virtual de la Institución del trabajo titulado “DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE MOTOR RECIPROCANTE DE CUATRO CILINDROS EN LÍNEA CON PROGRAMACIÓN ELECTRÓNICA”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y auditoría.

Latacunga, julio de 2008.

.....  
Toapanta D. Marcelo V  
C.I. 050266868-4

## AGRADECIMIENTO

*Al Señor Jesucristo, mi Señor y Dios, creador del universo y dueño de mi vida, por la inteligencia y sabiduría que me dio al nacer y por guiarme por el camino correcto.*

*Deseo expresar mi agradecimiento a los supervisores académicos de la Tesis, Ing. Guido Torres, Ing. Julio Acosta e Ing. Juan Correa que con sus conocimientos y orientaciones me han ayudado a seguir creciendo intelectualmente. A su manera, han sido capaces de ganarse mi lealtad y admiración, así como sentirme en deuda con ellos por todo lo recibido.*

*Gracias a cada uno de los profesores del Departamento de Energía y Mecánica, que de una manera u otra participaron en mi desarrollo profesional durante mi carrera.*

*También me siento en deuda con el Director de mi Departamento, Ing. Germán Erazo un gran consejero en los momentos difíciles y que en muchas ocasiones han dado luz a un camino que no se hizo particularmente fácil.*

*De igual manera agradecer a profesores de otros departamentos, su trato humano y su visión crítica de muchos aspectos que me ayudaron a formar como persona.*

*Durante mi estancia en la ESPEL, he disfrutado de la compañía de amigos que no quiero olvidar en este momento, con quienes he compartido pequeños momentos cada día, que merecen sin duda este recordatorio.*

*Para ellos, muchas gracias por todo.*

Marcelo

## DEDICATORIA

*“Lo que hoy es utópico mañana es real.  
Mundos Posibles. La utopía es lo que  
ha conducido a que seamos posibles.”*

*A Jesús el Hijo de Dios por ser mi sentido de vida.*

*A quienes me enseñaron a nadar contra la corriente, mis amados padres Marcelo y Blanca, por su comprensión y ayuda en momentos buenos y malos. Me han enseñado a encarar las adversidades sin perder nunca la dignidad ni desfallecer en el intento. Me han dado todo lo que soy como persona, mis valores, mis principios, mi perseverancia y mi empeño y todo ello con una gran dosis de amor y sin pedir nunca nada a cambio.*

*A mis maravillosas hermanas, Esthefany la pequeña que ha alegrado mi corazón y Jessica por su cariño incondicional.*

*A toda mi familia por ser la fuente de mi inspiración y motivación para superarme cada día más y así poder luchar para que la vida nos depare un futuro mejor.*

*A la memoria de Adriana mi entrañable y amada amiga que cuida de mí desde lo más alto, nunca te olvidaré.*

*A todos mis amigos que me han entregado su apoyo siempre en todas las penas y alegrías durante estos años, gracias por su amistad.*

*A ellos, muchas gracias de todo corazón.*

*Marcelo*

## INTRODUCCIÓN

El presente Proyecto de Tesis de Grado involucra el diseño mecánico de un prototipo de motor experimental con ciertos parámetros de diseño, para luego con la interfaz de la electrónica utilizando bobinas, elementos sensores de posición para el cigüeñal, programación de dos microcontrolador y una tarjeta de adquisición de datos y demás elementos electrónicos, obtendremos distintas curvas del funcionamiento dinámico de los motores de combustión interna, que están constituidos en base al mecanismo de manivela-biela-pistón.

Los datos gráficos se podrán visualizar en un software de alto nivel como lo es LabVIEW, utilizando la tarjeta USB 6009, para obtener medidas de voltaje de los sensores y actuadores utilizados que nos proporcionará las curvas de todas aquellas fuerzas que se producen dinámicamente en los motores reciprocantes.

## ANTECEDENTES

Siguiendo la línea de acción de la misión de la Escuela Politécnica del Ejército en formar profesionales, líderes y emprendedores de excelencia que impulsen el desarrollo del país; y el de la Carrera de Ingeniería Automotriz en formar profesionales calificados para el diseño, construcción y mantenimiento de sistemas automotrices con transferencia de tecnología y extensión de calidad para servir a la sociedad, se plantea el tema de tesis que responde a una investigación que permite integrar todas las condiciones dinámicas en el diseño de un dispositivo del eslabonamiento biela-manivela que es empleado en **motores multicilíndricos de combustión interna**, así como la aplicación de la electrónica en la obtención de datos y graficación de los mismos mediante software dedicados.

La intención de este proyecto se basa en aplicar principios de dinámica, cinemática, electrónica y programación a un problema de diseño real de interés especialmente hacia los alumnos de Ingeniería Automotriz, cuya complejidad y fascinación están implícitas en el diseño de un mecanismo dinámico muy complejo en su operación.

## **OBJETIVOS GENERAL**

- Diseñar un prototipo de un motor recíprocante de 4 cilindros con programación electrónica para analizar esfuerzos y curvas de operación del sistema biela-manivela.

## **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar y graficar las fuerzas, momentos y torques de inercia que se producen en los motores de combustión interna de 4 cilindros en línea con la utilización de ecuaciones escalares.
- Obtener los diagramas de posiciones, velocidades y aceleración que se generan en el sistema biela-manivela
- Equilibrar el motor mediante una adecuada configuración de las posiciones de ángulos de fase de los muñones de biela en el cigüeñal.
- Establecer el diseño de ángulos de carrera de fuerza para los motores de cuatro tiempos y de 4 cilindros en línea.
- Obtener curvas graficas en LabVIEW en interfaz con la tarjeta DAQ NI USB-6009, y visualizar la variación de los factores dinámicos producidos por el motor en funcionamiento.
- Iniciar con la implementación del laboratorio de Mecanismos para el Departamento de Energía y Mecánica en cuanto al análisis de funcionamiento del motor de combustión interna.



## RESUMEN

El presente proyecto de tesis enfoca al estudio del comportamiento dinámico de los motores multicilíndricos y en especial a los de 4 cilindros en línea, que en su funcionamiento provocan fuerzas que afectan al comportamiento dinámico de los motores de combustión interna.

El Capítulo I menciona sobre la cinemática y dinámica del mecanismo manivela-biela-pistón presente en los motores de combustión interna de uso automotriz, también interviene parámetros básicos que a su vez son requisitos necesarios para entender su funcionamiento.

El Capítulo II trata sobre la dinámica y comportamiento de los motores multicilíndricos de combustión interna, así como las fuerzas, torques y momentos que se producen en él, debido a la configuración de las fases de cigüeñal y al orden de encendido, desarrollando paso a paso expresiones matemáticas que conllevan a la interpretación de los parámetros mencionados anteriormente.

El capítulo III se estudia la fase de la elaboración del prototipo experimental, mediante el dimensionamiento de los elementos, elección de los materiales a utilizar, maquinaria y herramientas utilizadas, hasta llegar a ensamblar el prototipo en sus medidas y dimensiones.

El IV Capítulo, comprende la interfaz del mecanismo mecánico con el software de LabVIEW, con la adquisición de datos a través de la tarjeta USB 6009, y con un panel de mando que incorpora dos microcontroladores que controlan al motor paso a paso y las bobinas que simular la ignición en los cilindros.

El Capítulo V, muestra los datos y graficas de las fuerzas que actúan en el motor y que son obtenidas en LabVIEW con la tarjeta de adquisición de datos NI USB 6009, a través de la programación con las expresiones matemáticas desarrolladas en el Capítulo II, también incluye la interpretación de las mismas y un análisis de los resultados, las conclusiones y recomendaciones del proyecto.

# ÍNDICE

<b>CONTENIDO</b>	<b>PÁG.</b>
Declaración de responsabilidad	i
Certificación	ii
Autorización	iii
Agradecimiento	iv
Dedicatoria	v
Introducción	vi
Antecedentes	vi
Objetivo General	vii
Objetivos Específicos	vii
Resumen	viii
Índice de Contenidos.	ix
Índice de Figuras	xiii
Índice de Tablas	xvii

## **CAPÍTULO I**

### **1. DINÁMICA DE LA MAQUINARIA**

1.1 Introducción	1
1.2 Centroides y centros de masa	2
1.3 Momentos de Inercia	4
1.4 Centro de percusión	5
1.5 Análisis de fuerzas de un eslabonamiento biela-manivela	9
1.6 Fuerzas y Torques de sacudimiento	13
1.7 Control de torque	14
1.7.1 Variación del torque	14
1.7.2 Capacidad de energía de un volante	15
1.7.3 Dimensionado del volante	16

## **CAPÍTULO II**

### **2. MOTORES MULTICILÍNDRICOS**

2.1 Introducción	18
2.2 Diseño de motores multicilíndricos	19
2.2.1 Motores en línea	20
2.3 Análisis dinámico; Generalidades	20
2.4 Cinemática del mecanismo manivela-biela-corredera	23
2.5 Fuerza y torque debido a la expansión de los gases	28
2.6 Masas equivalentes	30
2.6.1 Modelo dinámicamente equivalente	31
2.6.2 Masas estáticamente equivalentes	33
2.7 Fuerzas de inercia y sacudimiento	35
2.8 Torques de inercia y sacudimiento	36
2.9 Torque total del motor	37
2.10 Diagrama de fase de manivela	38
2.11 Fuerzas de sacudimiento en los motores con cilindros en línea	40
2.12 Torque de inercia en los motores en cilindros en línea	43
2.13 Momento no rotatorio de sacudimiento en motores en línea	44
2.14 Encendido regular	46
2.14.1 Motor con ciclo de cuatro tiempos	47

## **CAPÍTULO III**

### **3. DISEÑO MECÁNICO**

3.1 Diseño del prototipo	53
3.2 Análisis de las masas equivalentes y Centro de Gravedad	54
3.2.1 Modelo de masas dinámicamente equivalente	54
3.2.2 Modelo de masas estáticamente equivalente	58
3.3 Momento de inercia másico del cigüeñal	61
3.4 Capacidad de energía de un volante	63
3.5 Dimensionado del volante	64
3.6 Diseño de la viga bastidor	65
3.7 Diseño de la columna del bastidor	67

3.8 Selección de los pernos de sujeción	68
3.9 Ensamblado del prototipo	69
3.10 Diagrama de procesos	71

## **CAPÍTULO IV**

### **4. PROGRAMACIÓN Y DISEÑO ELECTRÓNICO**

4.1 Introducción	72
4.2 Motores paso a paso	72
4.2.1 Principio de funcionamiento	73
4.2.2 Tipos de motores paso a paso	73
4.2.3 Motores unipolares	74
4.2.4 Control de los motores paso a paso	74
4.2.5 Secuencia del circuito de control	75
4.2.6 Parámetros de los motores paso a paso	76
4.2.7 Aplicaciones	77
4.3 Diseño del panel de control	77
4.3.1 Diseño del circuito electrónico	78
4.3.2 Diseño del circuito impreso	79
4.4 Selección y descripción del software (LabVIEW)	79
4.4.1 ¿Qué es LabVIEW?	79
4.4.2 Programación gráfica con LabVIEW	80
4.4.3 Diseño de la interfaz de usuario a partir de su código	80
4.4.4 Aplicaciones de LabVIEW	80
4.5 Tarjeta DAQ NI USB-6009	81
4.5.1 Descripción	81
4.5.2 Especificaciones técnicas	83
4.6 Configuración de la Tarjeta NI USB-6009	84
4.6.1 Configuración de entradas analógicas	86
4.7 El sistema de Adquisición de Datos	88
4.8 Acondicionamiento de señales	90
4.9 Configuración de la función DAQ Assistant	93

## CAPÍTULO V

### 5. PRUEBAS DE OPERACIÓN Y RESULTADOS

5.1 Programación y diseño de pantallas en labview	96
5.2 Parámetros para la adquisición de curvas de operación	97
5.3 Pantalla de las señales obtenidas del motor a pasos	98
5.4 Pantalla del contador de pulsos	99
5.5 Cinemática del mecanismo manivela-biela-pistón	101
5.5.1 Posición del pistón	102
5.5.2 Velocidad del pistón	103
5.5.3 Aceleración del pistón	105
5.6 Dinámica de motores multicilíndricos	107
5.6.1 Fuerzas de sacudimiento	108
5.6.2 Torque de inercia	110
5.6.3 Momento no rotatorio de sacudimiento	113
5.7 Fuerzas producidas por la expansión de los gases	116
5.7.1 Fuerza y torque en los eslabones	118
5.7.2 Torque total de gas en los motores multicilíndricos	120
CONCLUSIONES	124
RECOMENDACIONES	126
Bibliografía	127
<b>ANEXOS</b>	128
ANEXO A.1 ARMAZÓN	
ANEXO A.2 CIGÜEÑAL	
ANEXO A.3 BIELA	
ANEXO A.4 CILINDRO	
ANEXO A.5 PISTÓN	
ANEXO A.6 BASTIDOR	
ANEXO B PROGRAMACIÓN EN EL PIC16F877A Y PIC16F628A	
ANEXO C GRADO SAE DE ACEROS PARA FABRICAR PERNOS	
ANEXO D DIMENSIONES AMERICAN ESTÁNDAR DE CUERDAS, TAMAÑOS FRACCIONARIOS.	

## ÍNDICE DE FIGURAS

CONTENIDO	PÁG.
<b>CAPÍTULO I</b>	
Figura 1.1 (a) Masas que se concentran sobre una recta. (b) Masas concentradas en un plano.	2
Figura 1.2 Ubicación del centro de masa CG en: (a) un círculo, (b) un rectángulo, (c) un triángulo.	3
Figura 1.3 Centro de Masa y Centro de Percusión.	7
Figura 1.4 Análisis de las fuerzas dinámicas del eslabonamiento de cuatro barras de manivela - corredera.	10
Figura 1.6 Gráfica característica de <i>Torque -Velocidad</i> de un motor eléctrico.	15
Figura 1.7 Volante montado en un eje de impulsión.	15
<b>CAPÍTULO II</b>	
Figura 2.1 Motor de combustión interna "Mercedes-Benz".	19
Figura 2.2 Pistón, biela, cigüeñal de un motor de C.I.	19
Figura 2.3 Motor de combustión interna de 4 cilindros en línea.	20
Figura 2.4 Mecanismo de cuatro barras de manivela-corredera para el motor de C.I.	21
Figura 2.5 Explosión de la mezcla aire/combustible en el cilindro.	21
Figura 2.6. Ciclo Otto de cuatro tiempos.	22
Figura 2.7 Análisis de posición y fuerza de gas en un eslabonamiento manivela-corredera.	23
Figura 2.8 Modelos dinámicos de masas concentradas de una biela.	31
Figura 2.9 Modelo con masa concentradas para la manivela.	33
Figura 2.10 Modelo dinámico con masas concentradas del mecanismo manivela-corredera.	34
Figura 2.11 Ángulos de fase y diagrama de fase de cigüeñal.	39

Figura 2.12 Diagrama esquemático de fases de manivela.	40
Figura 2.13 Brazos de momentos correspondientes al momento de sacudimiento.	44
Figura 2.14 Diagrama de fases de manivela para un motor de 4 tiempos y 4 cilindros en línea con ángulos de fase de cigüeñal de 0-90-180-270 grados.	47
Figura 2.15 Diagrama de fases de manivela para un motor de 4 tiempos y 4 cilindros con encendido regular; con ángulos de fase de cigüeñal de 0-180-0-180 grados.	48
Figura 2.16 a) Cigüeñal de 0, 180, 0, 180° no simétrico b) Cigüeñal de 0, 180, 180, 0° simétrico	50
Figura 2.17 Diagrama de fases de manivela para un motor de 4 tiempos y 4 cilindros con encendido regular; con ángulos de fase de cigüeñal de 0-180-180-0° con simetría especular.	51

### **CAPÍTULO III**

Figura 3.1 Centro de masa	56
Figura 3.2 Dimensiones de la biela	56
Figura 3.3 Cigüeñal	58
Figura 3.4 Conjunto de discos del cigüeñal.	59
Figura 3.5 Localización de los agujeros espaciados a 120°	61
Figura 3.6 Masas equivalentes para obtener el Momento de Inercia del Cigüeñal.	62
Figura 3.7 Fuerza de flexión en la viga.	65
Figura 3.8 a) Diagrama de fuerza cortante, b) Diagrama de momento flector.	66
Figura 3.9. Fuerzas que actúan sobre la columna del bastidor.	67
Figura 3.10 Prototipo ensamblado con todos los componentes	70

## CAPÍTULO IV

Figura 4.1 Motor paso a paso Unipolar de seis hilos	72
Figura 4.2 Rotor de un motor paso a paso.	73
Figura 4.3 Esquema de un motor unipolar y motor bipolar.	73
Figura 4.4 Diagrama de control de un motor paso a paso unipolar.	74
Figura 4.5 Diagrama de bloques de un sistema con motor paso a paso	74
Figura 4.6 Panel de Control del Prototipo.	77
Figura 4.7 Circuito electrónico simulado en PROTEUS.	78
Figura 4.8 Circuito Impreso y Componentes Electrónicos.	79
Figura 4.9 Interfaz de trabajo entre el usuario y LabVIEW	80
Figura 4.10 Tarjeta NI USB 6009.	81
Figura 4.11 Diagrama de bloques de la tarjeta USB 6009.	81
Figura 4.12 Reconocimiento de la tarjeta USB 6009.	84
Figura 4.13 Prueba del estado de la tarjeta.	85
Figura 4.14 Panel de Prueba de la tarjeta USB 6009.	85
Figura 4.15 Tipo de señales para un canal virtual.	86
Figura 4.16 Entradas Analógicas.	87
Figura 4.17 Canales físicos de la tarjeta USB 6009.	87
Figura 4.18 Nombre de la tarea del canal virtual	87
Figura 4.19 Configuración de valores y prueba de adquisición de la señal.	88
Figura 4.20 Panel de prueba de una entrada análoga.	88
Figura 4.21 Estructura de un sistema de adquisición de datos.	89
Figura 4.22 Acondicionamiento de las señales que ingresan a la tarjeta NI USB 6009 procedentes de los Microcontroladores.	92
Figura 4.23 Funciones Express.	94
Figura 4.24 Icono DAQ Assistant.	94
Figura 4.25 Construyendo VI.	94
Figura 4.26 Icono del DAQ Assistant.	95



## CAPÍTULO V

Figura 5.1 Pantalla principal.	96
Figura 5.2 Programa para ejecutar el VI2.	96
Figura 5.3 Diagrama de bloques de las señales del motor a pasos.	98
Figura 5.4 Señales obtenidas del motor a pasos.	99
Figura 5.5 Diagrama de bloques del contador de pulsos.	100
Figura 5.6 Panel frontal del contador de pulsos	101
Figura 5.7 Diagrama de bloques y ecuaciones de la cinemática del mecanismo manivela- biela-pistón.	101
Figura 5.8 Gráfica del desplazamiento del pistón.	102
Figura 5.8 Gráfica de la curva de velocidad del pistón.	104
Figura 5.9 Gráfica de la aceleración del pistón.	105
Figura 5.10 Ecuaciones utilizadas en el bloque de diagramas para la obtención de fuerzas en el cigüeñal.	107
Figura 5.11 Gráficas de la Fuerza de Sacudimiento.	108
Figura 5.12 Curvas Obtenidas del Torque de Sacudimiento.	111
Figura 5.13 Curvas de momento no rotatorio de un motor multicilíndrico.	113
Figura 5.14 Diagrama de bloques para la obtención de curvas de fuerzas que produce la expansión de los gases.	118
Figura 5.15 Fuerza y Torque en los eslabones producidos por la ignición de los gases.	118
Figura 5.16 Torque de gas para un cigüeñal con ángulos de fase 0-180-0-180°.	122
Figura 5.17 Torque de gas para un cigüeñal con ángulos de fase 0-180-180-0°	123

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>CONTENIDO</b>	<b>PÁG.</b>
<b>CAPÍTULO II</b>	
Tabla 2.1 Estado de equilibrio de fuerzas de un motor de 4 cilindros con ángulo de fase de cigüeñal de 0-90-180-270 grados.	42
Tabla 2.2 Estado de equilibrio de momentos de un motor de 4 cilindros con ángulo de fase de cigüeñal de 0-90-180-270 grados y $z_1=1, z_2=2, z_3=3, z_4=4$ .	46
Tabla 2.3 Estado de equilibrio de fuerzas y momentos de un motor de 4 cilindros en línea con ángulo de fase de cigüeñal de 0-180-0-180 grados y $z_1=1, z_2=2, z_3=3, z_4=4$ .	49
Tabla 2.4 Estado de equilibrio de fuerzas y momentos de un motor de 4 cilindros en línea con ángulo de fase de cigüeñal de 0-180-180-0 grados y $z_1=1, z_2=2, z_3=3, z_4=4$ .	52
<b>CAPÍTULO III</b>	
Tabla 3.1 Masas en gramos de los elementos de la Biela y Pistón	55
Tabla 3.2 Masas de los elementos que conforman el cigüeñal	59
<b>CAPÍTULO IV</b>	
Tabla 4.1 Secuencia de excitación de un motor paso a paso completo	75
Tabla 4.2 Secuencia de excitación de un motor a pasos, en medio paso	75
Tabla 4.3 Avance angular del motor a pasos.	76
Tabla 4.4 Terminales analógicos.	82
Tabla 4.5 Terminales digitales.	82
Tabla 4.6 Especificaciones para las AI.	83
Tabla 4.7 Especificaciones para las AO.	83
Tabla 4.8 Especificaciones para las DIO.	83
Tabla 4.9 Niveles lógicos digitales.	84
Tabla 4.10 Configuración de parámetros de las señales de entrada provenientes de los microcontroladores.	93

Tabla 4.11 Descripción de los terminales del DAQ Assistant.	95
---	----

## **CAPÍTULO V**

Tabla 5.1 Posición del Pistón respecto al giro del cigüeñal	103
Tabla 5.2 Velocidad del pistón respecto al ángulo de giro del cigüeñal	105
Tabla 5.3 Aceleración del pistón respecto al ángulo de giro del cigüeñal.	106
Tabla 5.4 Valores de Fuerza de sacudimiento para los cigüeñales 0-180-0-180° y 0-180-180-0°.	110
Tabla 5.5 Valores de Torque para los cigüeñales 0-180-0-180° y 0-180-180-0°.	112
Tabla 5.6 Valores de momento para un cigüeñal 0-90-180-270°.	114
Tabla 5.7 Valores de momento para un cigüeñal 0-180-0-180°.	115
Tabla 5.8 Valores de momento para un cigüeñal 0-180-180-0°.	116
Tabla 5.9 Valores de Presión utilizados para el análisis de la fuerza de los gases.	120

# CAPÍTULO I

## 1. DINÁMICA DE LA MAQUINARIA

### 1.1 INTRODUCCIÓN

Este Capitulo trata de determinar las fuerzas presentes en los mecanismos y las máquinas que se encuentran en movimiento, mediante el análisis de fuerzas dinámicas las cuales tiene como fundamento las tres leyes del movimiento de Newton, que se encuentran expresadas como:

1. Un cuerpo en reposo tiende a permanecer en tal estado, y un cuerpo que se encuentra en movimiento y a una velocidad constante tiende a mantener dicha velocidad, a menos que actúe una fuerza externa sobre uno u otro.
2. La tasa de la variación en el tiempo de la cantidad de movimiento de un cuerpo es igual a la magnitud de la fuerza aplicada, y actúa en la dirección de la fuerza, así que esta ley dinámica queda expresada con la ecuación,  $F=m.a$ .
3. Existe una fuerza de reacción y opuesta para toda fuerza de acción.

Los problemas de la dinámica dependen de cuales son las cantidades conocidas y cuales son las que se deben determinar. Los primeros se conocen como “problema directo de la dinámica”, en el que se conocen fuerzas y momentos que se producen en el sistema para encontrar parámetros como aceleraciones, velocidades, desplazamiento. Dado  $F$  y  $m$ , calcular  $a$ .

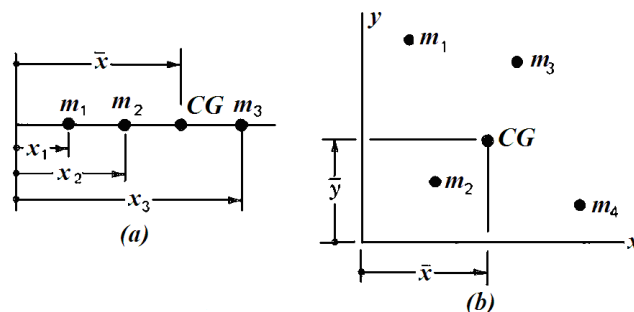
Los segundos problemas dinámicos se conocen como “problemas inversos de la dinámica” o en ocasiones se conoce “cinetostática” en el que se conocen las aceleraciones, velocidades, desplazamientos del sistema para encontrar las

magnitudes y direcciones de las fuerzas y momentos de fuerza por los cuales se producen los movimientos deseados. Dada  $a$  y  $m$ , determinar  $F$ . Se considerará tal enfoque y se concentrará en la determinación de las fuerzas y momentos de fuerza que se requieren para impulsar el sistema cinemático de modo que proporcione los movimientos deseados.

Cualquiera de estos dos problemas se considera como problemas dinámicos en los que se repasan propiedades geométricas y de materiales que serán necesarios para realizar los cálculos.

## 1.2 CENTROIDES Y CENTROS DE MASA

El centroide de un sistema es un punto en el que se puede considerar que un sistema de fuerzas distribuidas está concentrado, con el mismo efecto exactamente. El centro de masa se refiere al punto en el que se puede considerar que está concentrada la masa, de tal modo que se obtiene el mismo efecto.



**Figura 1.1 (a) Masas que se concentran sobre una recta. (b) Masas concentradas en un plano.**

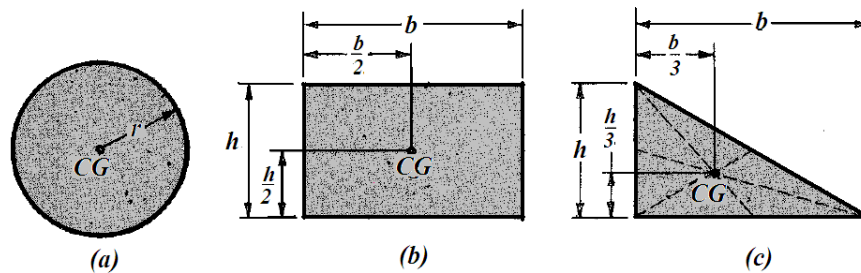
En la figura 1.1a el centro de masa CG o centroide se encuentra ubicado en:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{i=N} m_i x_i}{\sum_{i=1}^{i=N} m_i} = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3}{m_1 + m_2 + m_3} \quad (1.1)$$

En la figura 1.1b, las masas se encuentran localizadas sobre un plano, la coordenada  $x$  del centro de masa CG se obtiene de la misma forma que la ecuación 1.1, mientras que la coordenada  $y$  es la siguiente:

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^{i=N} m_i y_i}{\sum_{i=1}^{i=N} m_i} = \frac{m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3 + m_4 y_4}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4} \quad (1.2)$$

Para masas concentradas en un volumen, basta con escribir la ecuación 1.1 para el eje z. En ocasiones cuando la masa está distribuida en un plano el centro de gravedad se puede encontrar por simetría.



**Figura 1.2** Ubicación del centro de masa CG en: (a) un círculo, (b) un rectángulo, (c) un triángulo

Se puede utilizar la integración en lugar de la suma, para la localización de un centroide en un plano, así tenemos:

$$\bar{x} = \frac{\int x' dA}{\int dA} = \frac{1}{A} \int x' dA \quad (1.3)$$

$$\bar{y} = \frac{\int y' dA}{\int dA} = \frac{1}{A} \int y' dA$$

en donde;  $x'$  y  $y'$  son las distancias al centroide del área  $dA$ , que se miden en dirección paralela a los ejes  $x$  y  $y$ .

Para cuerpos en tres dimensiones la ecuación (1.4) se puede escribir en términos de masa en lugar de áreas, de esta manera las ecuaciones quedan:

$$\bar{x} = \frac{1}{m} \int x' dm \quad \bar{y} = \frac{1}{m} \int y' dm \quad \bar{z} = \frac{1}{m} \int z' dm \quad (1.4)$$

### 1.3 MOMENTO DE INERCIA

El momento de inercia del área, es un análisis matemático con la integral de la forma  $\int (\text{distancia})^2 \times \text{área diferencial}$ , que consiste en calcular un momento en relación a un eje específico, cuando existen fuerzas que se encuentran distribuidas sobre un área, y que la intensidad de dicha fuerza pueda variar con la distancia al eje del momento. Las fórmulas del momento de inercia  $I_y$  e  $I_x$ , llamados *momentos rectangulares de inercia* con relación a los ejes  $x$  y  $y$  son:

$$I_x = \int y^2 dA \quad \text{y} \quad I_y = \int x^2 dA \quad (1.5)$$

La integral  $I_z$  conocida como *momento polar de inercia del área*, tiene como fórmula:

$$I_z = \int r^2 dA \quad (1.6)$$

Se puede relacionar las ecuaciones (1.5) y (1.6), así:

$$J_z = I_x + I_y \quad (1.7)$$

También, el momento de inercia se expresa en la forma:

$$I = k^2 A \quad (1.8)$$

en donde,

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (1.9)$$

$k$ , se conoce como *radio de giro*, y es una medida cuantitativa de la distribución del área respecto a los ejes del momento.

Para obtener un momento de inercia a cualquier distancia  $d$  al eje centroidal, se puede usar las siguientes *fórmulas de transferencia*:

$$I_x = \bar{I}_x + Ad^2_x \quad I_y = \bar{I}_y + Ad^2_y \quad I_z = \bar{J}_z + Ad^2 \quad (1.10)$$

Un volumen tiene masa y por tanto posee un momento de inercia verdadero, denominado *momento de inercia de masa*, cuyas integrales son:

$$\begin{aligned}
I_x &= \int (y^2 + z^2) dm \\
I_y &= \int (x^2 + z^2) dm \\
I_z &= \int (x^2 + y^2) dm
\end{aligned}
\tag{1.11}$$

En análisis matemático, existen el conjunto de integrales llamados *productos de inercia* que definen los 3 ejes coordenados principales de un cuerpo cuando éstas se hacen cero.

$$I_{xy} = \int xy \, dm \quad I_{yz} = \int yz \, dm \quad I_{zx} = \int zx \, dm
\tag{1.12}$$

La solución para las ecuaciones 1.11, se llaman momentos principales de inercia de masa y se han obtenido para algunos sólidos geométricos, en donde todos estos se dan en torno a los ejes principales, por tanto, cuyos productos de inercia se anulan.

La fórmula de *transferencia*, o del *eje paralelo* para el momento de inercia de masa es:

$$I = I_G + md^2
\tag{1.13}$$

en donde,  $I_G$  es el momento principal de inercia e  $I$  es el momento de inercia con respecto a un eje paralelo que se encuentra a una distancia  $d$  del eje original. Además se usa el término *radio de giro* con el momento de inercia de masa, que se relacionan de la siguiente forma:

$$I_G = k^2 m \quad k = \sqrt{\frac{I_G}{m}}
\tag{1.14}$$

#### 1.4. CENTRO DE PERCUSIÓN

Si un cuerpo rígido se encuentra restringido a girar con respecto a un centro fijo  $O$ , que no coincide con su centro de masa  $G$ , figura 1.3a. Aplicando un sistema de fuerzas a un cuerpo para que adquiriera una aceleración angular  $\alpha$  y que gire a una velocidad  $\omega$ , significa que el centro de masa tendrá componentes



transversales como radiales de aceleración  $A_G^t$  y  $A_G^r$  cuyas magnitudes son  $r_G\alpha$  y  $r_G\omega^2$  respectivamente. Si la fuerza exterior resultante se resuelve en sus componentes transversal y radial, éstas tendrán las magnitudes:

$$\sum F^t = mr_G\alpha \quad (1.15)$$

$$\sum F^r = mr_G\omega^2 \quad (1.16)$$

En el estudio de la mecánica se demuestra que el efecto de sistemas de fuerzas no balanceadas producen aceleraciones angulares y lineales cuyos valores se encuentran dados por:

$$\sum F = mA_G \quad (1.17)$$

$$\sum M_G = I\alpha \quad (1.18)$$

en donde  $A_G$  es la aceleración del centro de masa y  $\alpha$  es la aceleración angular de la masa  $m$ . La cantidad  $\sum F$  es la resultante de todas las fuerzas externas que actúan sobre un cuerpo, y  $\sum M_G$  es la suma de los momentos externos junto con los momentos de fuerza externas, tomados en torno a  $G$  en el plano del movimiento. El momento de inercia de masa se designa como  $I$  y también se toma con referencia al centro de masa  $G$ .

Las ecuaciones 1.17 y 1.18 indican que cuando un sistema no balanceado de fuerzas actúa sobre un cuerpo rígido, éste experimenta una aceleración lineal  $A_G$  de su centro de masa en la misma dirección que la fuerza resultante  $\sum F$ ; que el cuerpo experimenta también una aceleración angular  $\alpha$ , debido a los momentos de las fuerzas y los momentos de torsión en torno al centro de masa, en la misma dirección que el momento resultante  $\sum M_G$ .

Según las ecuaciones 1.17 y 1.18 debe existir un momento de torsión externo para crear la aceleración angular y que la magnitud de este momento de torsión

es  $T_G = I\alpha$ . Según la figura 1.3b, la suma de los momentos de estas fuerzas en torno a O, es

$$\sum M_o = I\alpha + r_G(mr_G\alpha) = (I + mr_G^2)\alpha \quad (a)$$

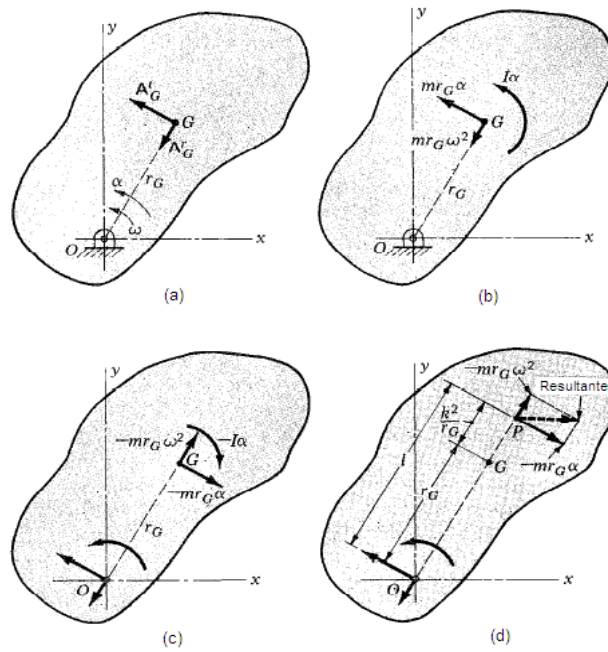


Figura 13.3 Centro de Masa y Centro de Percusión

La cantidad entre paréntesis de la ecuación (a) es idéntica a la ecuación 1.13 y transfiere el momento de inercia hacia otro eje que no coincide con el centro de masa y se puede escribir como:

$$\sum M_o = I_o\alpha \quad (b)$$

Entonces se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$\sum F - mA_G = 0 \quad (1.19)$$

$$\sum M_o - I_o\alpha = 0 \quad (1.20)$$

mediante la inclusión de la fuerza de inercia  $-mA_G$  y el momento de torsión de inercia  $-I_o\alpha$  (figura 1.3c) Se observa que el sistema de fuerzas no se reduce a un solo par, debido a la existencia de la componente de fuerza de inercia

$-mr_G\omega^2$ , que carece de un brazo de momento en torno a  $O$ . Así pues las ecuaciones 1.19 y 1.20 son muy necesarias.

Se presenta un caso particular cuando  $\alpha = 0$ . Entonces, el momento externo  $M_o$  es cero y la única fuerza de inercia es, según la figura 1.3c, la fuerza centrífuga  $-mr_G\omega^2$ . Existe un segundo caso bajo las condiciones de arranque en las que  $\omega = 0$ , pero  $\alpha$  no es cero. Bajo estas condiciones, la única fuerza de inercia es  $-mr_G\alpha$  y el sistema se reduce a un solo par.

Cuando un cuerpo rígido tiene un movimiento de traslación pura, la fuerza de inercia resultante y la fuerza externa resultante tienen la misma línea de acción, que pasa por el centro de masa del cuerpo, cuando un cuerpo tiene rotación y aceleración angular, la fuerza de inercia resultante y la fuerza externa resultante tienen la misma línea de acción, pero ésta *no* pasa por el centro de masa.

La resultante de las fuerzas de inercia pasará por el mismo punto  $P$  de la recta  $OG$  de la figura 1.3c, o en una prolongación de la misma. Esta fuerza se puede resolver en dos componentes, una de las cuales será  $-mr_G\omega^2$ , que actúa a lo largo de la recta  $OG$  y la otra será  $-mr_G\alpha$ , que pasa por  $G$ . Se puede hallar la distancia designada como  $l$ , hasta el punto desconocido  $P$ , igualando el momento de la componente  $-mr_G\alpha$ , que pasa por  $P$ , a la suma de momento de torsión de inercia y el momento de las fuerzas de inercia que actúan pasando por  $G$ . Así pues, los momentos en torno a  $O$  son:

$$(-mr_G\alpha)l = -I\alpha + (-mr_G\alpha)r_G \quad (c)$$

o a su vez:

$$l = \frac{I}{mr_G} + r_G \quad (d)$$

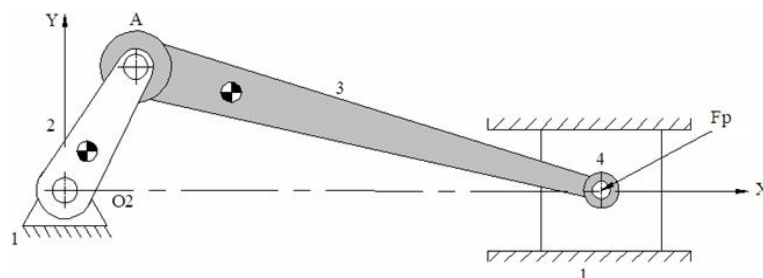
Sustituyendo el valor de  $I$  dado en la ecuación 1.14, se tiene:

$$l = \frac{k^2}{r_G} + r_G \quad (1.21)$$

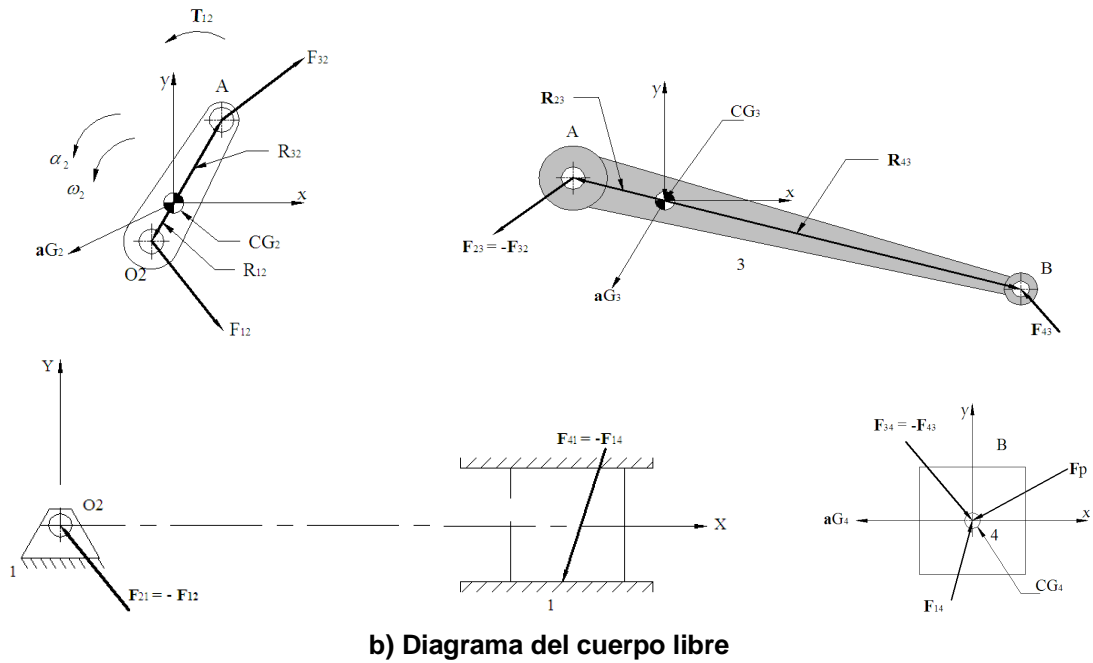
El punto  $P$  localizado por la ecuación 1.21 y que se muestra en la figura 1.3d se conoce con el nombre de *centro de percusión*. Como se indica, la fuerza de inercia resultante pasa por  $P$ , y en consecuencia la fuerza de inercia tiene un momento cero en torno al centro de percusión. Si se aplica una fuerza externa en  $P$ , perpendicular a  $OG$ , se producirá una aceleración angular  $\alpha$ , pero la reacción en el cojinete  $O$  será cero, excepto por la componente radial debida a la fuerza de inercia  $-mr_G\omega^2$ . Según la ecuación 1.21 indica que la ubicación de del centro de percusión es independiente de los valores de  $\omega$  y  $\alpha$ . Si el eje de rotación coincide con el centro de masa,  $r_G = 0$  y la ecuación 1.21 muestra que  $l = \infty$ . En esta condiciones no se tiene fuerza de inercia resultante, sino por el contrario, se tiene un par de inercia resultante  $-I\alpha$ .

### 1.5 ANÁLISIS DE FUERZAS DE UN ESLABONAMIENTO BIELA – MANIVELA

En los problemas de análisis cinetostáticos de fuerza dinámicas, en primero lugar se debe definir la cinemática del problema, es decir deben obtenerse las aceleraciones angulares de todos los elementos rotatorios, y las aceleraciones lineales de los CG de todos los elementos móviles para todas las posiciones de interés. También debe conocerse la masa da cada elemento y el momento de inercia de masa  $I_G$  en relación con el centro de gravedad de cada elemento. Además, puede haber fuerzas o torques externos aplicados a cualquier elemento del sistema.



a) Eslabonamiento



**Figura 1.4 Análisis de las fuerzas dinámicas del eslabonamiento de cuatro barras de manivela - corredera.**

En la figura 1.4, se muestra el eslabonamiento manivela-corredera de 4 barras con una fuerza exterior en el eslabón 4, dicho mecanismo es empleado en motores de combustión interna, se debe determinar las fuerzas en las juntas y el torque de impulsión necesario en la manivela para proporcionar las aceleraciones específicas.

El análisis de las fuerzas dinámicas se escribe como una suma de todas las fuerzas y momentos de fuerza en el sistema:

$$\sum F = ma \quad \sum T = I_G \alpha \quad (1.22)$$

Conviene sumar por separado las fuerzas en las direcciones  $X$  y  $Y$ , los torques en los dos sistemas dimensionales se representan en la dirección  $Z$ , descomponiendo las dos ecuaciones vectoriales en tres ecuaciones escalares.

$$\sum F_x = ma_x \quad \sum F_y = ma_y \quad \sum T = I_G \alpha \quad (1.23)$$

Estas tres ecuaciones deben escribirse para cada cuerpo en movimiento del sistema que conducirá a un conjunto de ecuaciones simultáneas lineales para cualquier sistema y ser resueltos por el método matricial, en el que se exceptúa la fuerza gravitacional (peso) en el eslabón.

Las ecuaciones 1.22 y 1.23 se escriben para cada eslabón.

Para el eslabón 2:

$$\begin{aligned}
 F_{12_x} + F_{32_x} &= m_2 a_{G_{2x}} \\
 F_{12_y} + F_{32_y} &= m_2 a_{G_{2y}} \\
 T_{12} + (R_{12_x} F_{12_y} - R_{12_y} F_{12_x}) + (R_{32_x} F_{32_y} - R_{32_y} F_{32_x}) &= I_{G_2} \alpha_2
 \end{aligned} \tag{1.24a}$$

En el eslabón 3:

$$\begin{aligned}
 F_{43_x} - F_{32_x} &= m_3 a_{G_{3x}} \\
 F_{43_y} - F_{32_y} &= m_3 a_{G_{3y}} \\
 (R_{43_x} F_{43_y} - R_{43_y} F_{43_x}) - (R_{23_x} F_{32_y} - R_{23_y} F_{32_x}) &= I_{G_3} \alpha_3
 \end{aligned} \tag{1.24b}$$

Para el eslabón 4, contiene la fuerza externa  $F_p$  :

$$\begin{aligned}
 F_{14_x} - F_{43_x} + F_{p_x} &= m_4 a_{G_{4x}} \\
 F_{14_y} - F_{43_y} + F_{p_y} &= m_4 a_{G_{4y}} \\
 (R_{14_x} F_{14_y} - R_{14_y} F_{14_x}) - (R_{34_x} F_{43_y} - R_{34_y} F_{43_x}) + (R_{p_x} F_{p_y} - R_{p_y} F_{p_x}) &= I_{G_4} \alpha_4
 \end{aligned} \tag{1.24c}$$

El pistón está en traslación pura respecto al plano fijo estacionario por tanto, puede no tener aceleración o velocidad angular. De la misma forma, los vectores de posición en la ecuación de torque 1.24c son todos nulos, ya que la fuerza  $F_p$  actúa en el CG, por lo tanto la ecuación de torque para la el eslabón 4 (tercera expresión en la ec. 1.24c) es igual a cero para la inversión del eslabonamiento, además su aceleración lineal tampoco tiene componente en  $y$ .

$$\alpha_4 = 0 \quad a_{G_{4y}} = 0 \tag{1.24d}$$

La fricción es la única fuerza dirigida que puede hallarse en la interfaz entre los eslabones 4 y 1, y la componente  $x$  puede expresarse en función de la componente  $y$  de la fuerza de ésta interfaz. Se puede escribir una relación para la fuerza de rozamiento  $f$  en dicha interfaz, como  $f = \pm\mu N$ , donde  $\pm\mu$  es el coeficiente de fricción conocido, los signos  $\pm$  son para reconocer que la fuerza friccional siempre se opone al movimiento. La velocidad del eslabón en la junta el deslizamiento lo proporcionará el análisis cinemático. El signo de  $\mu$  será el opuesto al signo de dicha velocidad:

$$F_{14_x} = \pm\mu F_{14_y} \quad (1.24e)$$

Si sustituimos las ecuaciones 1.24d y 1.24e en la ecuación reducida 1.24c, tenemos:

$$\begin{aligned} \pm\mu F_{14_y} - F_{43_x} + F_{p_x} &= m_4 a_{G_{4x}} \\ F_{14_y} - F_{43_y} + F_{p_y} &= 0 \end{aligned} \quad (1.24f)$$

Con la última sustitución se redujo a ocho las incógnitas:  $F_{12_x}$ ,  $F_{12_y}$ ,  $F_{32_x}$ ,  $F_{32_y}$ ,  $F_{43_x}$ ,  $F_{43_y}$ ,  $F_{14_y}$  y  $T_{12}$ . Ahora se pueden aplicar en las ecuaciones 1.24a, b y f y formar la matriz de la solución.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{12_y} & R_{12_x} & -R_{32_y} & R_{32_x} & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{23_y} & -R_{23_x} & -R_{43_y} & R_{43_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & \pm\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} F_{12_x} \\ F_{12_y} \\ F_{32_x} \\ F_{32_y} \\ F_{43_x} \\ F_{43_y} \\ F_{14_y} \\ T_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{G_{2x}} \\ m_2 a_{G_{2y}} \\ I_{G_2} \alpha_2 \\ m_3 a_{G_{3x}} \\ m_3 a_{G_{3y}} \\ I_{G_3} \alpha_3 \\ m_4 a_{G_{4x}} - F_{p_x} \\ -F_{p_y} \end{bmatrix} \quad (1.24g)$$

La solución de la ecuación matricial 1.24g y la ec.1.24e, dará la información completa de las fuerzas dinámicas para dicho eslabonamiento.

## 1.6 FUERZAS Y TORQUE DE SACUDIMIENTO O TREPIDACIÓN

Se debe poner interés en conocer todas las fuerzas dinámicas en el plano de fijación, debidas a la inercia de los eslabones en movimiento y otros elementos, cuando estas fuerzas tienden a variar en magnitud o dirección pueden ocasionar vibración o sacudimiento en la estructura que soporta a la máquina.

La fuerza de sacudimiento o trepidación ( $F_s$ ), es la suma de todas las fuerzas que actúan en el plano fijo.

Al considerar un eslabonamiento de cuatro barras, siendo los eslabones 2, 3 y 4 son elementos móviles y el eslabón 1 es el marco, las fuerzas de inercia asociadas con los elementos en movimiento son  $-m_2A_{G_2}$ ,  $-m_3A_{G_3}$ , y  $-m_4A_{G_4}$ .

Tomando a los elementos móviles como un cuerpo libre, se puede escribir:

$$\sum F - F_{12} + F_{14} + (-m_2A_{G_2}) + (-m_3A_{G_3}) + (-m_4A_{G_4}) = 0 \quad (a)$$

Utilizando  $F_s$  como la fuerza de sacudimiento, tenemos:

$$F_s = F_{21} + F_{41} \quad (b)$$

Por tanto, 
$$F_s = -(m_2A_{G_2} + m_3A_{G_3} + m_4A_{G_4}) \quad (1.25)$$

Para determinar el momento de sacudimiento, tenemos:

$$\sum M_{O_2} = R_{G_2} \times (-m_2A_{G_2}) + R_{G_3} \times (m_3A_{G_3}) + R_{G_4O_2} \times (m_4A_{G_4}) - I_2\alpha_2 - I_3\alpha_3 - I_4\alpha_4 + M_{12} = 0 \quad (c)$$

Entonces;

$$M_s = M_{21} = -(R_{G_2} \times m_2A_{G_2} + R_{G_3} \times m_3A_{G_3} + R_{G_4O_2} \times m_4A_{G_4} + I_2\alpha_2 + I_3\alpha_3 + I_4\alpha_4) \quad (1.26)$$



## 1.7 CONTROL DE TORQUE

El torque para impulsar un mecanismo a una velocidad constante puede tener grandes oscilaciones debido a las aceleraciones y para tratar de eliminar las oscilaciones se hace necesario adherir una rueda volante al sistema permitiendo que la potencia del motor corresponda a un valor medio de torque y no al valor máximo.

### 1.7.1 VARIACIÓN DEL TORQUE

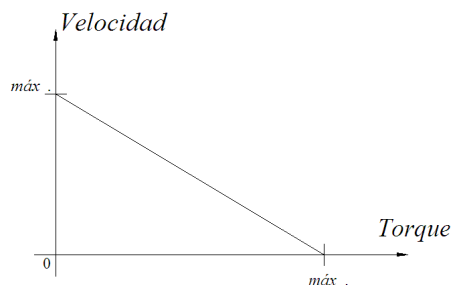
El momento rotatorio de entrada del eslabonamiento de cuatro barras que gira a una velocidad constante varía mucho en una revolución completa, cuyo valor medio se debe al trabajo externo más las pérdidas.

Las grandes variaciones de los momentos rotatorios se deben a la energía cinética que tienen los eslabones cuando se encuentran en movimiento. La energía suministrada por el motor representa las pulsaciones positivas que se almacenan temporalmente en los eslabones móviles, mientras que las negativas son pulsaciones que tratan de regresar hacia el motor a través de los eslabones.

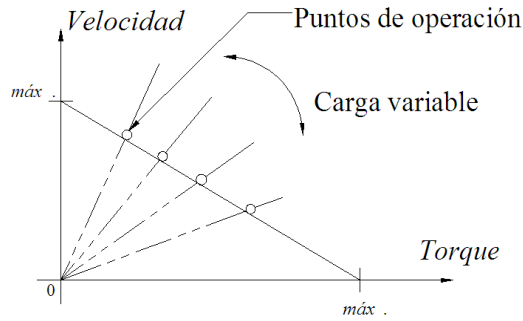
Todo elemento impulsor o fuente de energía motriz presenta una curva similar a la gráfica 1.6a de torque y velocidad, en donde a medida que se requiere el torque impulsor la velocidad del motor también varía según dicha característica.

$$Potencia = Torque \times Velocidad \text{ angular}$$

Para especificar un motor se debe tomar como base la potencia media y no la pico debido a que ésta no se utilizaría todo el tiempo.



a) Gráfica característica **Velocidad-Torque** de un motor



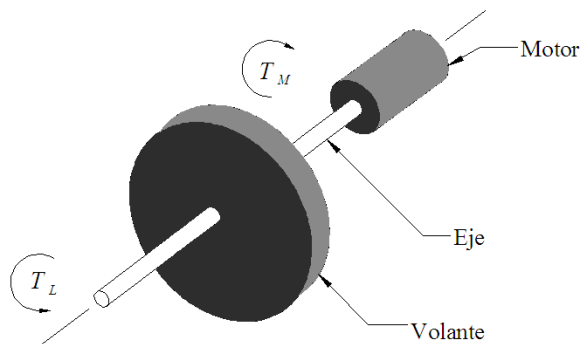
b) Líneas de carga para la gráfica **Velocidad-Torque**

**Figura 1.6 Gráfica característica de Torque -Velocidad de un motor eléctrico**

Con esta explicación se necesita un elemento capaz de almacenar energía cinética, tal elemento se denomina volante.

### 1.7.2 CAPACIDAD DE ENERGÍA DE UN VOLANTE

En la figura 1.7 se observa un volante fijo a un eje impulsor, el motor suministra un torque  $T_M$ , que tiene que ser casi invariable e igual al torque requerido  $T_{med}$ . La carga en el otro lado del volante necesita un torque  $T_L$  que varía en el tiempo.



**Figura 1.7 Volante montado en un eje de impulsión**

La energía cinética ( $E$ ) en un sistema rotatorio es:

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2$$

$I$  : es el momento de inercia de toda la masa giratoria en el eje incluido el volante. Para determinar el  $I$  necesario para un volante que se debe agregar para reducir la variación de velocidad se calcula de la siguiente manera:

$$\sum T = I\alpha \quad (1.27a)$$

$$T_L - T_M = I\alpha$$

se debe cumplir:

$$T_M = T_{med}$$

entonces:

$$T_L - T_{med} = I\alpha$$

tenemos que

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \left( \frac{d\theta}{d\theta} \right) = \omega \frac{d\omega}{d\theta}$$

resulta:

$$T_L - T_{med} = I\omega \frac{d\omega}{d\theta} \quad (1.27b)$$

$$(T_L - T_{med})d\theta = I\omega d\omega$$

integrando:

$$\int_{\theta @ \omega_{\min}}^{\theta @ \omega_{\max}} (T_L - T_{med})d\theta = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} I\omega d\omega$$

$$\int_{\theta @ \omega_{\min}}^{\theta @ \omega_{\max}} (T_L - T_{med})d\theta = \frac{1}{2} I(\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) \quad (1.27c)$$

El primer miembro de la última expresión interpreta la energía cinética rotacional entre los valores máximo y mínimo de la  $\omega$  del eje de transmisión, y el segundo término es el cambio de energía rotocinética que almacena el volante, la regulación de la velocidad  $\omega_{\max} - \omega_{\min}$  es regulada mediante un volante con un momento inercial  $I$  que sea lo suficientemente grande.

### 1.7.3 DIMENSIONADO DEL VOLANTE

Se debe determinar el tamaño del volante que absorba la energía del cambio de velocidad, dicha variación se conoce como *fluctuación* y es igual a:

$$Fl = \omega_{\max} - \omega_{\min} \quad (1.28a)$$

Si se divide la ecuación anterior para la velocidad media de rotación del eje  $\omega_{med}$  obtenemos el coeficiente de fluctuación:

$$k = \frac{(\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n})}{\omega_{med}} \quad (1.28b)$$

Para el diseno el valor de  $k$  se toma entre 0.01 a 0.05 que corresponde a una fluctuación de 1% a 5% en la velocidad del eje, entre menor es el valor mayor es el tamaño del volante y con ello aumenta el peso al sistema.

Factorizando la ecuación 1.27c tenemos:

$$E = \frac{1}{2}I(\omega_{m\acute{a}x}^2 - \omega_{m\acute{i}n}^2) = \frac{1}{2}I(\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n})(\omega_{m\acute{a}x} + \omega_{m\acute{i}n}) \quad (1.29)$$

sabiendo que:

$$\omega_{med} = \frac{(\omega_{m\acute{a}x} + \omega_{m\acute{i}n})}{2} \quad (1.30)$$

Para obtener el momento msico de inercia  $I_s$  del volante sustituimos la ecuación 1.28b y 1.30 en la ecuación 1.29:

$$E = \frac{1}{2}I(2\omega_{med})(k\omega_{med})$$

entonces:

$$I_s = \frac{E}{k\omega_{med}^2} \quad (1.31)$$

Dado que  $I = mr^2$ , un disco delgado de gran diámetro necesita menos material que un disco grueso pequeño. El valor de  $k$  es elegido por el diseñador según los requerimientos.

## CAPÍTULO II

### 4. MOTORES MULTICILÍNDRICOS

#### 2.1 INTRODUCCIÓN

En el capítulo anterior se trató el análisis para la determinación de fuerzas y momentos, ahora se incluirá todas estas consideraciones dinámicas en el diseño del eslabonamiento *manivela-corredera* que se emplea en los **motores de combustión interna**.

Este mecanismo es muy complejo en términos de consideraciones dinámicas en el diseño para operar a altas velocidades.

No se tomará en cuenta los conceptos termodinámicos de dicho motor térmico, sino solamente para definir las fuerzas de combustión que son necesarias para su funcionamiento.

En este capítulo se concretará solamente en los aspectos cinemáticos del motor y dinámicos puramente mecánicos, aplicando los principios de la dinámica para un diseño real en un mecanismo dinámico aparentemente simple, pero de complejidad implícita, fascinante y de interés general.

Se ampliará el diseño del mecanismo manivela-corredera a las configuraciones multicilíndricas, en donde los problemas con las fuerzas y torques de sacudimiento pueden ser aligerados con una combinación apropiada de eslabonamientos múltiples del mecanismo manivela-corredera al ser montados en un eje cigüeñal común.

La figura 2.1 indica la vista detallada de un motor de combustión interna de 4 cilindros en línea. En la figura 2.2 se muestra los elementos de un motor de cuatro cilindros en línea, un pistón, una biela y un cigüeñal.



**Figura 2.1 Motor de combustión interna “Mercedes-Benz”**



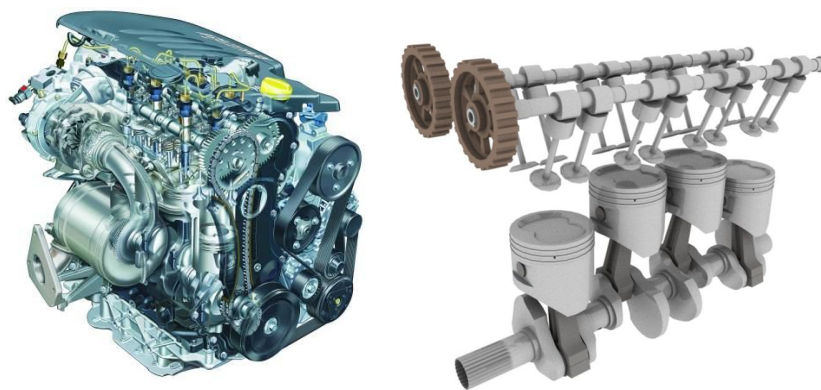
**Figura 2.2 Pistón, biela, cigüeñal de un motor de C.I.**

## **2.2. DISEÑO DE MOTORES MULTICILÍNDRICOS**

El mecanismo básico de un motor de combustión interna consiste en una manivela (codo del cigüeñal), biela (acoplador) y pistón (corredera). La disposición geométrica del cigüeñal y los cilindros tiene un efecto muy significativo sobre las condiciones dinámicas del motor.

La disposición más usual en un motor es **en línea**, en donde todos los cilindros se encuentran en un solo plano central común.

**2.2.1 MOTORES EN LÍNEA**, todos los cilindros se encuentran en un mismo plano, como se indica en la figura 2.3, cada cilindro tiene su propio mecanismo de manivela-corredera, las manivelas se encuentran sobre un eje acodado común llamado cigüeñal y a cada cilindro le corresponde un codo del cigüeñal, los mismos que están dispuestos con *un ángulo de fase* entre sí, para alternar el tiempo de movimiento de los pistones y poder cancelar las fuerzas inerciales alternantes. El número de cilindros y el número de ciclos del motor definen la relación óptima del ángulo de fase entre los codos del cigüeñal.



2

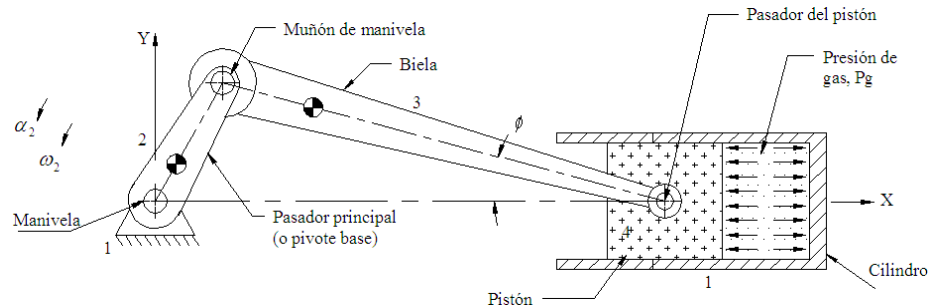
### 2.3 ANÁLISIS DINÁMICO; GENERALIDADES

Inicialmente se tratará sobre el diseño de un motor unicilíndrico optimizando sus condiciones geométricas y dinámicas para en lo posterior ensamblar las combinaciones de cilindros en configuraciones multicilíndricas.

En la figura 2.4 se representa un esquema del mecanismo básico de manivela-corredera para un motor de un cilindro y sus partes principales indicando su terminología, hay que tener en cuenta que dicho mecanismo es de *impulsión inversa*, esto quiere decir que la explosión de la mezcla aire/combustible en el cilindro, impulsa al pistón hacia abajo, transmitiéndolo a la biela para hacer girar al codo del cigüeñal.

Finalmente para propulsar al vehículo, el torque resultante llega a las ruedas del vehículo a través de engranajes de transmisión y otros mecanismos. Cuando la

fuerza motriz es proporcionada por el cigüeñal hacia el pistón, el mecanismo se conoce como *impulsión hacia adelante*.



**Figura 2.4 Mecanismo de cuatro barras de manivela-corredera para el motor de C.I.**

En el mecanismo del motor de C.I. de la figura 2.4, orientándolo en forma vertical, la energía que proporciona la expansión de los gases (figura 2.5), debido a su combustión hace girar al cigüeñal mientras el pistón está en su carrera hacia el punto muerto inferior (PMI) y regresa al punto muerto superior (PMS) por su propio ímpetu de movimiento, debido a que el cigüeñal almacena energía cinética rotativa para que el pistón pase las posiciones de PMS y PMI, debido a que en tales puntos es cero el brazo de momento de la fuerza de los gases, a esto se debe que cuando el motor está parado necesita de un arranque inicial de cualquier fuerza externa para hacerlo girar.



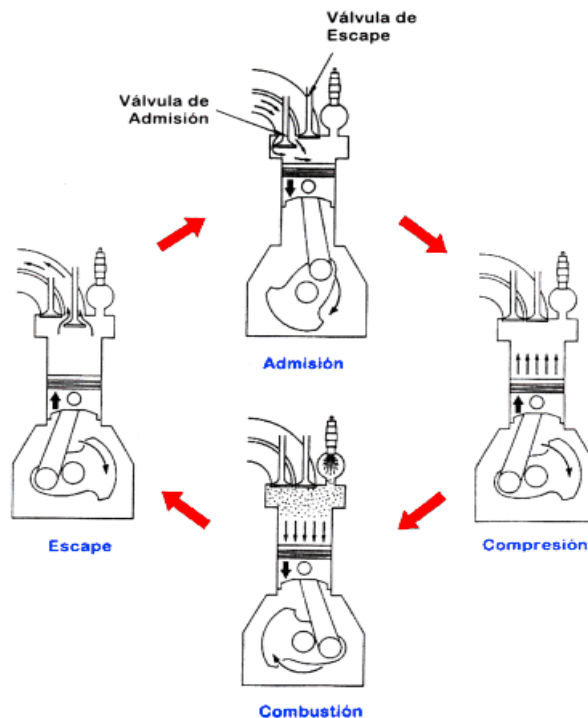
**Figura 2.5 Explosión de la mezcla aire/combustible en el cilindro**

**Ciclo de cuatro tiempos**, (figura 2.6) a fin de que un motor de combustión interna se mueva continuamente, el movimiento requerido por la combustión debe ser repetido en una secuencia constante y realizar 4 carreras -admisión, compresión, combustión y escape- es llamado un motor de cuatro ciclos.



**Carrera de Admisión**, es la carrera en la cual la mezcla aire-combustible es arrastrada dentro del cilindro, la válvula de admisión está abierta mientras la válvula de escape está cerrada. Como el pistón se mueve hacia abajo, un vacío parcial es creado en los cilindros y la mezcla de aire-combustible es forzada dentro del cilindro por presión atmosférica.

**Carrera de Compresión** la mezcla de aire-combustible es comprimida. Ambas válvulas, de admisión y escape, están cerradas. Como el pistón se eleva desde PMI a PMS, la mezcla aire-combustible es comprimida. Como resultado, ambas, la presión y la temperatura se incrementan para facilitar la combustión. El cigüeñal ha hecho una revolución completa cuando se alcanza el PMS.

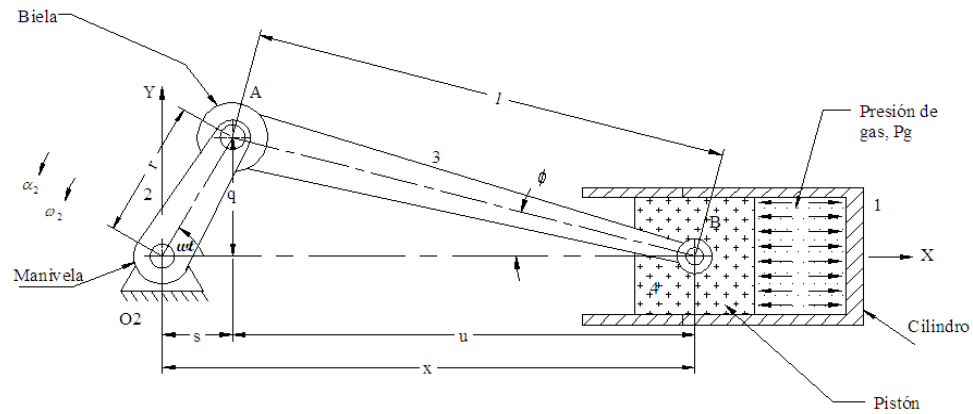


**Figura 2.6. Ciclo Otto de cuatro tiempos**

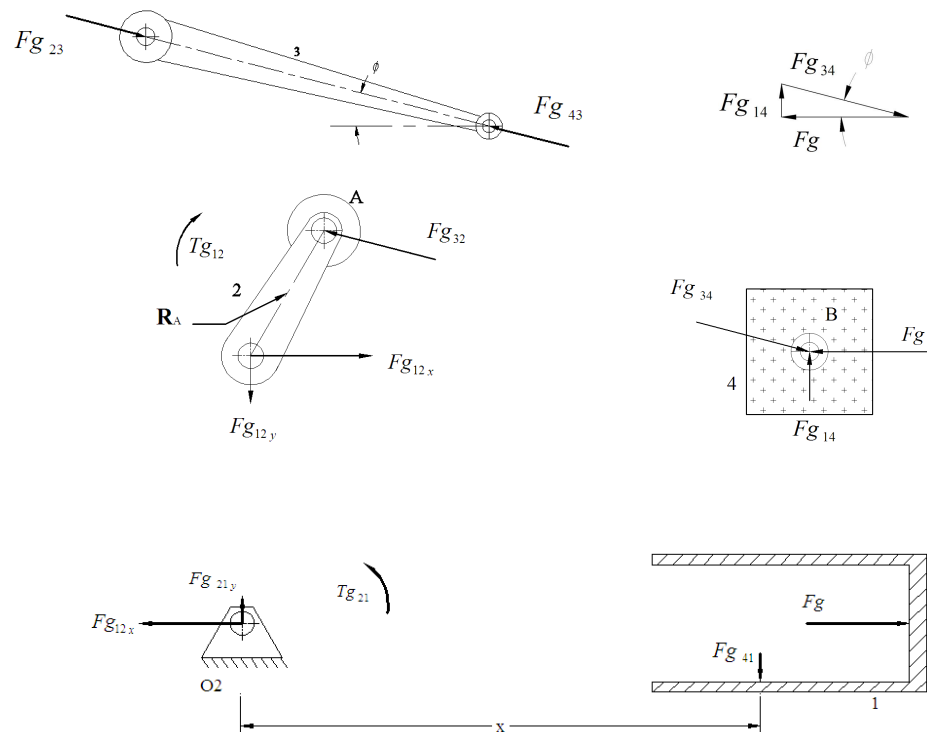
**Carrera de Combustión (Potencia)**, es la carrera en la cual el motor genera fuerza motriz para el vehículo, antes que el pistón alcance el PMS durante la carrera de compresión, las bujías encienden la mezcla de aire-combustible comprimida. El quemado del gas a alta presión fuerza el pistón hacia abajo. Esta fuerza se convierte en potencia del motor.

**Carrera de Escape**, es la carrera en la cual el gas quemado es descargado desde el cilindro. La válvula de escape está abierta y el pistón se mueva hacia arriba desde el PMI al PMS, forzando el gas quemado (gases de escape) desde el cilindro.

## 2.4 CINEMÁTICA DEL MECANISMO MANIVELA-BIELA-CORREDERA



a) Configuración del eslabonamiento



b) Diagrama del cuerpo libre

Figura 2.7 Análisis de posición y fuerza de gas en un eslabonamiento manivela-corredera.

Se utilizará ecuaciones generales como método para el análisis en el eslabonamiento utilizado en los motores de combustión interna; con objeto de estudio, el movimiento de la corredera está alineado al eje X. La geometría simple del mecanismo permite un planteamiento al análisis exacto de la posición, velocidad y aceleración de su corredera, empleando trigonometría plana y ecuaciones escalares.

Sea  $r$  el radio de la manivela y  $l$  la longitud de la biela. El ángulo de la manivela es  $\theta$ , y el ángulo que forma la biela con el eje X es  $\phi$ . Para cualquier velocidad angular constante de la manivela  $\omega$ , el ángulo de la misma es  $\theta = \omega t$ . La posición instantánea del pistón es  $x$ , Se construyen dos triángulos rectángulos  $rqs$  y  $lqu$ . Entonces por geometría tenemos:

$$q = r \operatorname{sen} \theta = l \operatorname{sen} \phi$$

$$\theta = \omega t \quad (2.1a)$$

$$\operatorname{sen} \phi = \frac{r}{l} \operatorname{sen} \theta$$

$$s = r \cos \theta$$

$$u = l \cos \phi \quad (2.1b)$$

$$x = s + u = r \cos \theta + l \cos \phi$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \operatorname{sen}^2 \phi} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \theta\right)^2} \quad (2.1c)$$

$$\textbf{Posición del pistón: } x = r \cos \theta + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \theta\right)^2} \quad (2.1d)$$

La ecuación 2.1d, es una expresión exacta para la posición del pistón  $x$ . Derivando con respecto al tiempo y manteniendo  $\omega$  constante, obtendremos expresiones exactas para la velocidad y la aceleración del pistón.

$$\textbf{Velocidad del pistón: } \dot{x} = -r\omega \left[ \operatorname{sen} \theta + \frac{r}{2l} \frac{\operatorname{sen} 2\theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \theta\right)^2}} \right] \quad (2.1e)$$

$$\text{Aceleración del pistón: } \ddot{x} = -r\omega^2 \left\{ \frac{\text{sen } \theta - \frac{r[l^2(1 - 2\cos^2 \theta) - r^2 \text{sen}^4 \theta]}{[l^2 - (r \text{sen } \theta)^2]^{\frac{3}{2}}}}{\right\} \quad (2.1f)$$

Para obtener una expresión más simple y facilitar los resultados en la decisión del diseño del mecanismo utilizaremos el **teorema del binomio** para desarrollar el radical de la ecuación 2.1d, para que las ecuaciones de posición, velocidad y aceleración sean más simples, y así aclarar el comportamiento dinámico del mecanismo.

Aplicando el teorema del binomio tenemos:

$$(a + b)^n = a^n + na^{n-1}b + \frac{n(n-1)}{2!}a^{n-2}b^2 + \frac{n(n-1)(n-2)}{3!}a^{n-3}b^3 + \{\{\{\} \quad (2.2a)$$

El radical de la ecuación 2.1d es:

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \text{sen } \theta\right)^2} = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \text{sen } \theta\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.2b)$$

para desarrollar el binomio tenemos:

$$a = 1 \quad b = -\left(\frac{r}{l} \text{sen } \theta\right)^2 \quad n = \frac{1}{2} \quad (2.2c)$$

Tenemos:

$$1 - \frac{1}{2}\left(\frac{r}{l} \text{sen } \theta\right)^2 + \frac{1}{8}\left(\frac{r}{l} \text{sen } \theta\right)^4 - \frac{1}{16}\left(\frac{r}{l} \text{sen } \theta\right)^6 + \{\{\{\} \quad (2.2d)$$

o bien:

$$1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right)\text{sen}^2 \theta + \left(\frac{r^4}{8l^4}\right)\text{sen}^4 \theta - \left(\frac{r^6}{16l^6}\right)\text{sen}^6 \theta + \{\{\{\} \quad (2.2e)$$

Identificamos que cada término contiene la relación **manivela-biela** que es el cociente entre las longitudes  $r/l$ , elevada a una cierta potencia. Según el diagrama manivela-corredora de la figura 2.7a vemos que si  $r/l$  fuera mayor que

1, la manivela no daría la revolución completa, incluso si fuese igual a 1 el pistón golpearía el pivote fijo  $O_2$  sin que la manivela termine su revolución.

Los eslabonamientos de manivela-corredera para su operación regular deben tener una relación  $r/l$  en un valor de  $1/3$  y  $1/5$ .

Sustituyendo  $r/l = 1/3$  como límite superior, en la ecuación (2.2e), tenemos:

$$1 - \left(\frac{1^2}{2 \times 3^2}\right) \text{sen}^2 \theta + \left(\frac{1^4}{8 \times 3^4}\right) \text{sen}^4 \theta - \left(\frac{1^6}{16 \times 3^6}\right) \text{sen}^6 \theta + \{\{\{\}$$

$$1 - \left(\frac{1}{18}\right) \text{sen}^2 \theta + \left(\frac{1}{648}\right) \text{sen}^4 \theta - \left(\frac{1}{11664}\right) \text{sen}^6 \theta + \{\{\{\}$$

$$1 - 0.05556 \text{sen}^2 \theta + 0.00154 \text{sen}^4 \theta - 0.000085 \text{sen}^6 \theta + \{\{\{\}$$

La expresión puede quedar sólo con los dos primeros términos, los demás términos representan un mínimo error, y al reemplazar esta expresión en vez del radical de la ecuación 2.1d tendremos sólo una fracción de error del 1% en el resultado de la ecuación.

$$x \cong r \cos \theta + l \left[ 1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \text{sen}^2 \theta \right] \quad (2.3a)$$

entonces; si,

$$\text{sen}^2 \theta = \frac{1 - \cos 2\theta}{2} \quad (2.3b)$$

Sustituyendo y simplificando en la ecuación de la posición lineal del pistón tenemos:

$$\boxed{x \cong l - \frac{r^2}{4l} + r \left( \cos \theta + \frac{r}{4l} \cos 2\theta \right)} \quad (2.3c)$$

Derivar para obtener la velocidad (con  $\omega$  constante)

$$\dot{x} \cong -r\omega \left( \text{sen } \theta + \frac{r}{2l} \text{sen } 2\theta \right) \quad (2.3d)$$

Derivamos nuevamente para determinar la aceleración (con  $\omega$  constante)

$$\ddot{x} \cong -r\omega^2 \left( \cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \quad (2.3e)$$

Los términos de cuarta, sexta y demás potencias suprimidas en el teorema del binomio hubiesen aportando con los términos  $\cos 4\theta$ ,  $\cos 6\theta$ , etc. en la expresión. A dichas funciones de ángulo múltiplo se las llama **armónicas de la componente fundamental**  $\cos \theta$ .

- El término  $\cos \theta$  se llama **componente primaria** o **de frecuencia fundamental** y se presenta una vez por revolución de la manivela.
- Se denomina **componente secundaria** a la segunda armónica,  $\cos 2\theta$  que se repite por cada dos revoluciones de la manivela.
- Como truncamos la serie las armónicas de mayor orden quedaron suprimidas, la función completa es la suma de sus armónicas.
- El término constante presente en la función del desplazamiento es la **componente continua** o de **valor medio estable**.

Para analizar el comportamiento dinámico de un motor de un cilindro se debe considerar:

- Las **fuerzas y torques** que se deben a la presencia de las **fuerzas de expansión de los gases** en el cilindro, que impulsan el motor.
- Las **fuerzas y torques de inercia** que resultan del movimiento a alta velocidad de los elementos, la fuerza total y el estado de torque del motor en cualquier instante será la suma de estos componentes.
- Las **fuerzas y torques de sacudimiento** sobre el plano de fijación.
- Las **fuerzas de pasador** en el eslabonamiento.

## 2.5. FUERZA Y TORQUE DEBIDO A LA EXPANSIÓN DE LOS GASES

La **fuerza de gas** se debe a la presión que ejercen los gases de la combustión como resultado de la ignición de la mezcla aire-combustible que actúa contra la cabeza del pistón.

En la figura 2.4 sea:

$F_g$  : Fuerza de gas,

$P_g$  : Presión de gas,

$A_p$  : Área del pistón,

$B$  : Diámetro interno del cilindro, entonces tenemos:

$$F_g = -P_g A_p \hat{i}; \quad A_p = \frac{\pi}{4} B^2,$$

Entonces:

$$F_g = -\frac{\pi}{4} P_g B^2 \hat{i} \quad (2.4)$$

El signo negativo se toma debido a la orientación del motor en el sistema coordenado de la figura 2.4.

$P_g$ , está en función del ángulo  $\omega t$  de la manivela y determinada por la termodinámica del motor. La curva gráfica de la fuerza de gas es similar a la curva de presión de gas y difieren por un multiplicador constante que es el área del pistón  $A_p$ .

**Torque de gas** se debe a la acción de fuerza de gas debido a un brazo de momento que se encuentra relacionado con el momento  $O_2$  de la manivela en la figura 2.7, cuyo brazo de momento varía desde cero hasta un valor máximo a medida que la manivela gira.

La fuerza de gas que actúa sobre el pistón se reduce a una fuerza concentrada que actúa a través del centro de masa del eslabón 4, (figura 2.7.b) las fuerzas concurrentes en el punto B se resuelven vectorialmente, así:

$$\boxed{F_{g14} = F_g \tan \phi \hat{j}} \quad (2.5a)$$

$$F_{g34} = F_g \hat{i} - F_g \tan \phi \hat{j} \quad (2.5b)$$

En los diagramas de cuerpo libre de la figura 2.7 podemos observar que:

$$F_{g41} = -F_{g14}$$

$$F_{g43} = -F_{g34}$$

$$F_{g23} = -F_{g43}$$

$$F_{g32} = -F_{g23}$$

así tenemos; 
$$F_{g32} = -F_{g34} = -F_g \hat{i} + F_g \tan \phi \hat{j} \quad (2.5c)$$

El **torque impulsor**  $T_{g21}$ , en el eslabón 2 debido a la fuerza de gas es igual al producto cruz del vector de posición al punto A y la fuerza en dicho punto:

$$T_{g21} = R_A \times F_{g32} \quad (2.6a)$$

El torque de reacción  $T_{g12}$  que trata de inclinar al plano fijo, debido a la fuerza de gas es:

$$T_{g21} = F_{g41} \{x \hat{k} \quad (2.6b)$$

El torque impulsor  $T_{g21}$  es el negativo u opuesto al torque de reacción.

$$T_{g21} = -T_{g12} = -F_{g41} \{x \hat{k} \quad (2.6c)$$

y; 
$$F_{g14} = -F_{g41}$$

de esta manera:

$$T_{g21} = F_{g14} \{x \hat{k} \quad (2.6d)$$

La última ecuación ayuda a determinar una ecuación para el torque de gas, y sustituyendo la ec.2.3c en lugar de x, y la ec.2.5a en vez de  $F_{g14}$  tenemos:



$$T_{g21} = (F_g \tan \phi) \left[ l - \frac{r^2}{4l} + r \left( \cos \theta + \frac{r}{4l} \cos 2\theta \right) \right] \hat{k} \quad (2.6e)$$

Utilizando la estructura geométrica de la fig. 2.7a, tenemos:

$$\tan \phi = \frac{q}{u} = \frac{r \operatorname{sen} \theta}{l \cos \phi} \quad (2.7a)$$

Sustituyendo la ec.2.1c en lugar de  $\cos \phi$ , tenemos:

$$\tan \phi = \frac{r \operatorname{sen} \theta}{l \sqrt{1 - \left( \frac{1}{l} \operatorname{sen} \theta \right)^2}} \quad (2.7b)$$

Utilizando el teorema del binomio para eliminar el radical tenemos:

$$\frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{1}{l} \operatorname{sen} \theta \right)^2}} \cong 1 + \frac{r^2}{2l^2} \operatorname{sen}^2 \theta \quad (2.7c)$$

entonces da:

$$\tan \phi \cong \frac{r}{l} \operatorname{sen} \theta \left( 1 + \frac{r^2}{2l^2} \operatorname{sen}^2 \theta \right) \quad (2.7d)$$

Introduciendo en la ec.2.6e para el torque de gas, resulta:

$$T_{g21} = F_g \left[ \frac{r}{l} \operatorname{sen} \theta \left( 1 + \frac{r^2}{2l^2} \operatorname{sen}^2 \theta \right) \right] \left[ l - \frac{r^2}{4l} + r \left( \cos \theta + \frac{r}{4l} \cos 2\theta \right) \right] \hat{k} \quad (2.8a)$$

Se omite la relación  $r/l$  elevada a una potencia mayor a 1 por tener coeficientes muy pequeños, tenemos:

$$T_{g21} = F_g r \operatorname{sen} \theta \left( 1 + \frac{r}{l} \cos \theta \right) \quad (2.8b)$$

## 2.6 MASAS EQUIVALENTES

Propiedades geométricas como masa, centro de gravedad, momento de inercia de los eslabones en movimiento deben ser conocidas para el análisis de las

fuerzas dinámicas del mecanismo. En el mecanismo la **manivela** tiene **rotación pura** y el **pistón rotación pura**.

La biela presenta un movimiento complejo para su análisis dinámico, debido a que se necesita determinar la aceleración lineal de su CG para todas las posiciones.

Si la manivela se equilibra en la rotación, su centro de gravedad estará sin movimiento en su centro  $O_2$  y de esta manera no contribuirá a las fuerzas dinámicas del sistema.

### 2.6.1 MODELO DINÁMICAMENTE EQUIVALENTE

En la figura 2.8a se tiene una biela original con su CG, y en la figura 2.8b un modelo genérico con las dos masas, en donde  $m_i$  está a una distancia  $l_i$  y una masa  $m_p$  a una distancia  $l_p$ , ambas del CG original; la masa de la biela original es  $m_3$  y su momento de inercia con respecto al CG es  $I_{G3}$ .

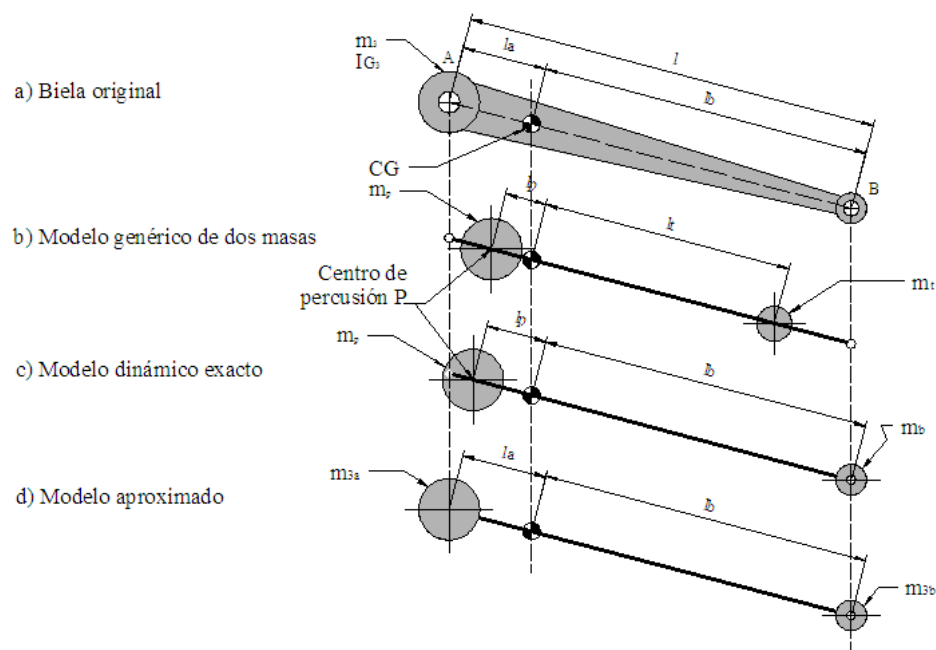


Figura 2.8 Modelos dinámicos de masas concentradas de una biela

Para la equivalencia dinámica, matemáticamente se expresa:

$$m_p + m_t = m_3 \quad (2.9a)$$

$$m_p l_p = m_t l_t \quad (2.9b)$$

$$m_p l_p^2 + m_t l_t^2 = I_{G3} \quad (2.9c)$$

Se tiene 3 ecuaciones con 4 incógnitas, por lo que se adopta que  $l_t$  es igual a la distancia del pasador del pistón  $l_b$ , poniendo a una masa en el lugar deseado, y con dicha sustitución tenemos las siguientes ecuaciones:

$$m_p = m_3 \frac{l_b}{l_p + l_b} \quad (2.9d)$$

$$m_b = m_3 \frac{l_p}{l_p + l_b}$$

Sustituyendo 2.9d en 2.9c, se tiene;

$$m_3 \frac{l_b}{l_p + l_b} l_p^2 + m_3 \frac{l_p}{l_p + l_b} l_b^2 = I_{G3} = m_3 l_p l_b \quad (2.9e)$$

$$l_p = \frac{I_{G3}}{m_3 l_b}$$

Donde:  $l_p$  es la distancia del centro de percusión debido a un centro de rotación de percusión en  $l_b$ , y por tanto  $m_p$  debe ser colocada en dicho **centro de percusión P** que estará más cerca del extremo grande del muñón del cigüeñal que el CG y debido a eso es posible colocar una masa concentrada, que pertenece a  $P$  en el punto  $A$  con un error de precisión muy pequeño para el modelo dinámico, definición que ayuda a determinar una equivalencia dinámica exacta. Luego se realiza un análisis de las fuerzas empleando métodos más exactos. Al sustituir  $l_a$  en vez de  $l_p$  y a las masas concentradas  $m_{3a}$  y  $m_{3b}$  para dichas distancia, la ecuación se expresa así:

$$m_{3a} = m_3 \frac{l_b}{l_a + l_b}; \quad m_{3b} = m_3 \frac{l_a}{l_a + l_b} \quad (2.10a \text{ y } b)$$

Ambas expresiones anteriores indican la masa total de la biela que deben ser colocados en cada extremo para obtener un modelo dinámico aproximado del eslabón como se muestra en la figura 2.8d.

Con ausencia de datos para el diseño es preferible designar  $2/3$  de la masa de la biela en el muñón de manivela y  $1/3$  en el pasador del pistón.

### 2.6.2 MASAS ESTÁTICAMENTE EQUIVALENTES

El modelo de masa concentrada en la manivela se muestra en la figura 2.9, en donde su CG esta a una distancia  $r_{G2}$  del pivote  $O_2$ , el análisis lo realizaremos a velocidad constante. La carencia de aceleración angular en la manivela se puede realizar el análisis como modelo estáticamente equivalente en donde  $T = I\alpha = 0$ , y solo se requiere las masas y los momentos equivalentes. Los momentos de inercia no necesitan ser igualados.

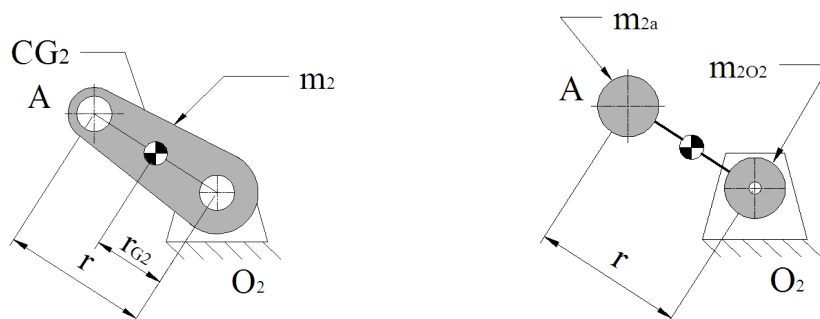
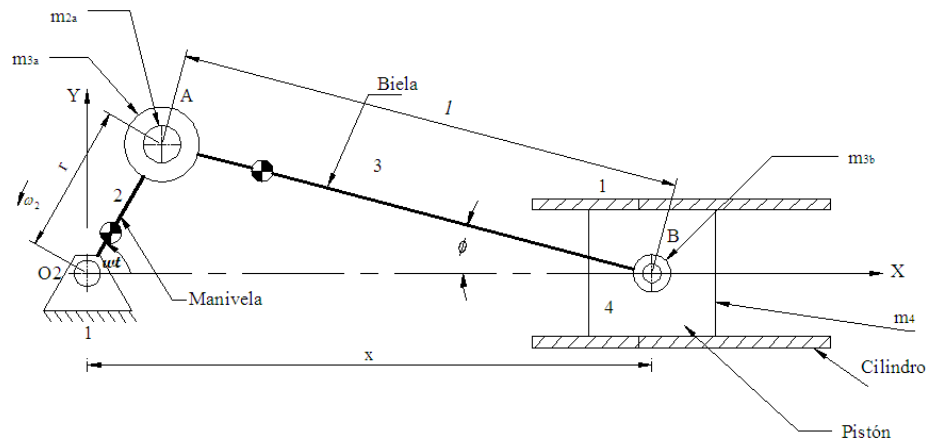


Figura 2.9 Modelo con masa concentradas para la manivela

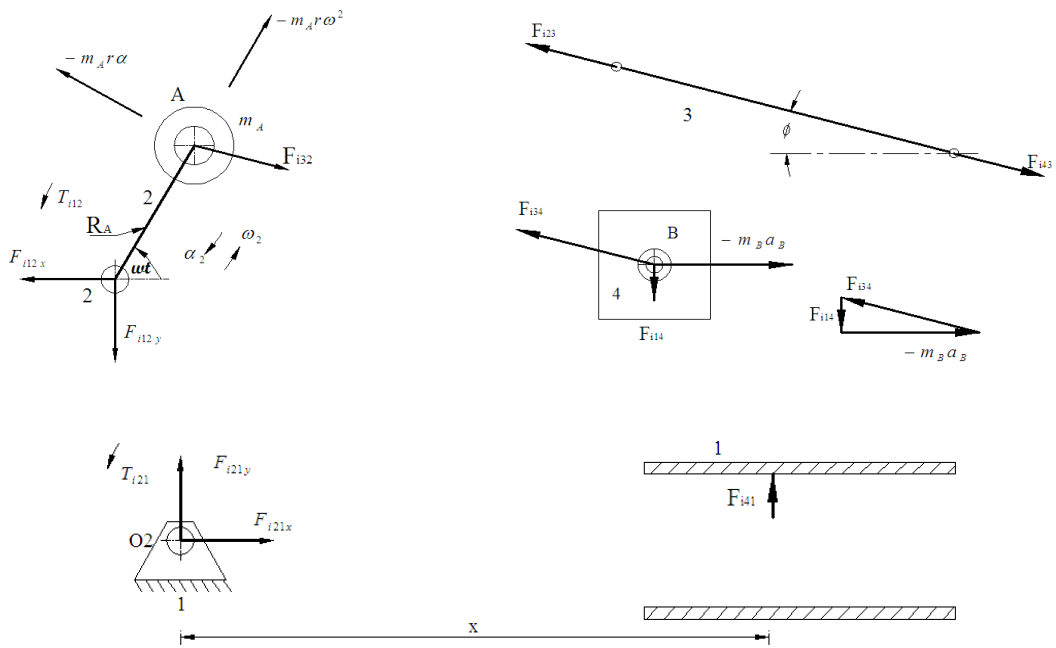
Escribiendo las ecuaciones para la equivalencia estática tenemos:

$$\begin{aligned}
 m_2 &= m_{2a} + m_{2o2} \\
 m_{2a} r &= m_2 r_{G2} \\
 m_{2a} &= m_2 \frac{r_{G2}}{r}
 \end{aligned}
 \tag{2.11}$$

La primera masa  $m_{2a}$  se coloca en el punto  $A$ , la segunda masa en el pivote  $O_2$  como permanece estacionaria y no necesita ser colocada.



a) Modelo dinámico



b) Diagrama del cuerpo libre

Figura 2.10 Modelo dinámico con masas concentradas del mecanismo manivela-corredera

La figura 2.10 muestra un modelo con los parámetros de masas concentradas del mecanismo manivela-corredera en el punto A y B con las siguientes ecuaciones:

$$m_A = m_{2a} + m_{3a} \quad (2.12)$$

$$m_B = m_{3b} + m_4$$

## 2.7 FUERZAS DE INERCIA Y SACUDIMIENTO

Con las masas concentradas de la figura 2.10, se desarrollará expresiones para las fuerzas y torques debido a las aceleraciones de las masas en el sistema.

El diagrama de cuerpo libre de la figura 2.10b identifica **las fuerzas de inercia** de d'Alembert que actúan en los puntos *A* y *B*.

La aceleración en el punto *B* esta dada en la ec. 2.3e. La aceleración en el punto *A* obtenemos al derivar dos veces el vector posición  $R_A$  con  $\omega$  constante así:

$$R_A = r \cos \theta \hat{i} + r \sin \theta \hat{j} \quad (2.13)$$

$$a_A = -r\omega^2 \cos \theta \hat{i} - r\omega^2 \sin \theta \hat{j}$$

La fuerza de inercia total  $F_i$ , es la suma de ambas fuerzas de inercia en los puntos *A* y *B*.

$$F_i = -m_A a_A - m_B a_B \quad (2.14a)$$

Separando en componentes tenemos:

$$F_{i_x} = -m_A(-r\omega^2 \cos \theta) - m_B \ddot{x} \quad (2.14b)$$

$$F_{i_y} = -m_A(-r\omega^2 \sin \theta) \quad (2.14c)$$

se reemplaza  $\ddot{x}$

$$F_{i_x} \cong -m_A(-r\omega^2 \cos \theta) - m_B \left[ -r\omega^2 \left( \cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \right]$$

$$F_{i_x} \cong m_A(r\omega^2 \cos \theta) + m_B \left[ r\omega^2 \left( \cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \right]$$

(2.14d)

$$F_{i_y} = -m_A(-r\omega^2 \sin \theta)$$

$$F_{i_y} = m_A(r\omega^2 \sin \theta)$$

La **fuerza de sacudimiento (vibrante o trepidante)** es la suma de todas las fuerzas que actúan en el plano fijo. Ésta fuerza  $F_s$ , es la fuerza de reacción igual y opuesta a la fuerza de inercia.

$$F_s = -F_i \quad (2.14e)$$

Para  $\omega$  constante y haciendo negativa las ecuaciones, tenemos:

$$F_{s_x} \cong m_A(-r\omega^2 \cos \theta) + m_B \left[ -r\omega^2 \left( \cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \right]$$

$$F_{s_y} = m_A(-r\omega^2 \sin \theta) \quad (2.14f)$$

Las fuerzas externas y las fuerzas de inercia constituyen las fuerzas de sacudimiento, mas no la fuerza de gas que es una fuerza interna que se cancela dentro del mecanismo.

## 2.8 TORQUES DE INERCIA Y SACUDIMIENTO

El **torque de inercia** es la acción de las fuerza de la inercia en un brazo de momento.

En el punto A, de la figura 2.10 tiene fuerzas de inercia radial y tangencial, la radial no posee brazo de momento y la tangencial tiene el radio  $r$  de la manivela como brazo de momento y si  $\omega$  de la manivela es constante, la masa en A no contribuye al torque de inercia.

En el punto B, la fuerza de inercia posee un brazo de momento instantáneo en  $O_2$  que es la distancia en  $x$ , excepto cuando el pistón se encuentra en el PMS o en el PMI.

$$T_{i21} = -(F_{i14} \{x\}) \hat{k} \quad (2.15a)$$

Sustituyendo valores de  $F_{i14}$  y de  $x$ , tenemos:

$$T_{i21} \cong -(-m_B \ddot{x} \tan \phi) \left[ l - \frac{r^2}{4l} + r \left( \cos \theta + \frac{r}{4l} \cos 2\theta \right) \right] \hat{k} \quad (2.15b)$$

Introduciendo las ecuaciones 2.3e y 2.7d en la expresión anterior tenemos:

$$T_{i21} \cong m_B \left[ -r\omega^2 \left( \cos\theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \right] \left[ \frac{r}{l} \operatorname{sen}\theta \left( 1 + \frac{r^2}{2l^2} \operatorname{sen}^2\theta \right) \right] \quad (2.15c)$$

$$\left[ l - \frac{r^2}{4l} + r \left( \cos\theta + \frac{r}{4l} \cos 2\theta \right) \right] \hat{k}$$

Desarrollando y suprimiendo los coeficientes  $r/l$  a potencias mayores que uno, y con  $\omega$  del eje constante obtenemos la siguiente ecuación aproximada del torque de inercia;

$$T_{i21} \cong -m_B r^2 \omega^2 \operatorname{sen}\theta \left( \frac{r}{2l} + \cos\theta + \frac{3r}{2l} \cos 2\theta \right) \hat{k} \quad (2.15d)$$

Sustituyendo identidades para obtener la ecuación en términos de seno con las siguientes ecuaciones,

$$2\operatorname{sen}\theta \cos 2\theta = \operatorname{sen}3\theta - \operatorname{sen}\theta$$

$$2\operatorname{sen}\theta \cos\theta = \operatorname{sen}2\theta$$

obtenemos:

$$T_{i21} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \left( \frac{r}{2l} \operatorname{sen}\theta - \operatorname{sen}2\theta - \frac{3r}{2l} \operatorname{sen}3\theta \right) \hat{k} \quad (2.15e)$$

El torque de inercia tiene términos de primera, segunda y tercera armónica, siendo el dominante ésta última debido a que posee el coeficiente mayor.

El **torque de sacudimiento  $T_s$** , es el negativo del Torque de inercia que actúa para inclinar o balancear el bloque del motor respecto al eje del cigüeñal.

$$T_s = -T_{i21} \quad (2.15f)$$

## 2.9 TORQUE TOTAL DEL MOTOR

La suma del torque del gas y el torque de inercia da como resultado el momento total rotatorio del motor.

$$T_{total} = T_g + T_i \quad (2.16)$$



El torque de inercia está en función de la  $\omega^2$ , mientras que la fuerza de los gases es poco alterable con la velocidad del motor, de esta manera el torque total del motor variará con la velocidad del motor.

## 2.10 DIAGRAMA DE FASE DE MANIVELA

En el diseño de una máquina multicilíndrica es fundamental la disposición de los codos del cigüeñal. Todo cigüeñal tiene una amplitud circunferencial de  $360^\circ$ , se tiene 4 cilindros por lo que una disposición de 0, 90, 180 y 270 grados, obviamente es la más apropiada y por su puesto también existen muchas opciones de ángulo de fase de manivela.

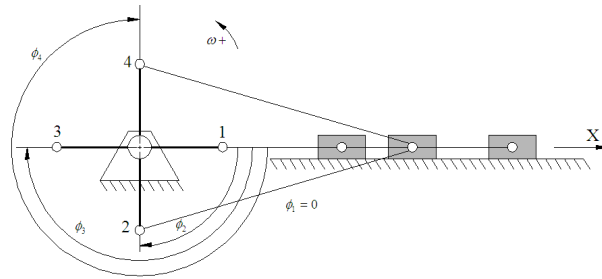
Para la máxima cancelación de fuerzas inerciales, que tiene el periodo de una revolución, el desfase  $\Delta\phi$  óptimo es:

$$\Delta\phi_{inercia} = \frac{360^\circ}{n} \quad (2.17)$$

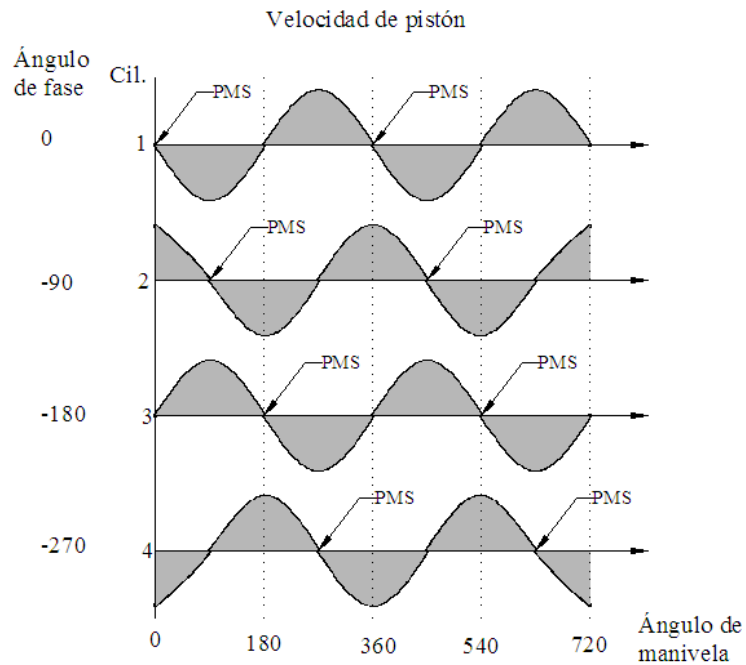
Donde  $n$  es el número de cilindros.

Para la medida de los ángulos de fase, por convención se establece lo siguiente:

1. El primer cilindro de frente será designado N°1 y su ángulo de fase será 0 y será el cilindro de referencia para todos los demás.
2. Los ángulos de fase de los demás cilindros serán medidos con respecto al codo de cigüeñal del cilindro N°1.
3. Los ángulos de fase se miden interiormente en el cigüeñal, con respecto al sistema coordenado rotatorio en el primer codo de cigüeñal.
4. Los cilindros se enumerarán consecutivamente desde el frente hasta atrás.



a) Ángulo de fase del cigüeñal



b) Diagrama de fase de codo del cigüeñal

Figura 2.11 Ángulos de fase y diagrama de fase de cigüeñal

En la figura 2.11a se representa al cilindro N°1 en la posición del PMS orientada en el eje x (imaginar el diagrama orientado verticalmente), enumerando la posición de los codos de cigüeñal en dirección de las manecillas del reloj. Mientras que en la figura 2.11b se muestra la velocidad de cada pistón para dos revoluciones del codo del cigüeñal. El pistón N°2 llega al PMS luego de 90° que el pistón N°1 paso por él, y así el pistón N°3 se retrasa con 180° y el pistón N°4 con 270° respecto al primer pistón, este retraso está representado con un ángulo de fase negativo como se lo observa en la numeración dextrógira.

Cada pistón alcanza en el cilindro el PMS cada 90°, con una velocidad igual cero como se observa en el diagrama de velocidad, la velocidad negativa indica la carrera descendente y la velocidad positiva indica la carrera ascendente.

En la figura 2.12 esta representado el movimiento de los pistones por bloques rectangulares en donde el bloque positivo y negativo representan la carrera ascendente y descendente del pistón respectivamente. Los diagramas de fase deben ser dibujados respecto al primer cilindro y de acuerdo a la configuración de los codos del cigüeñal.

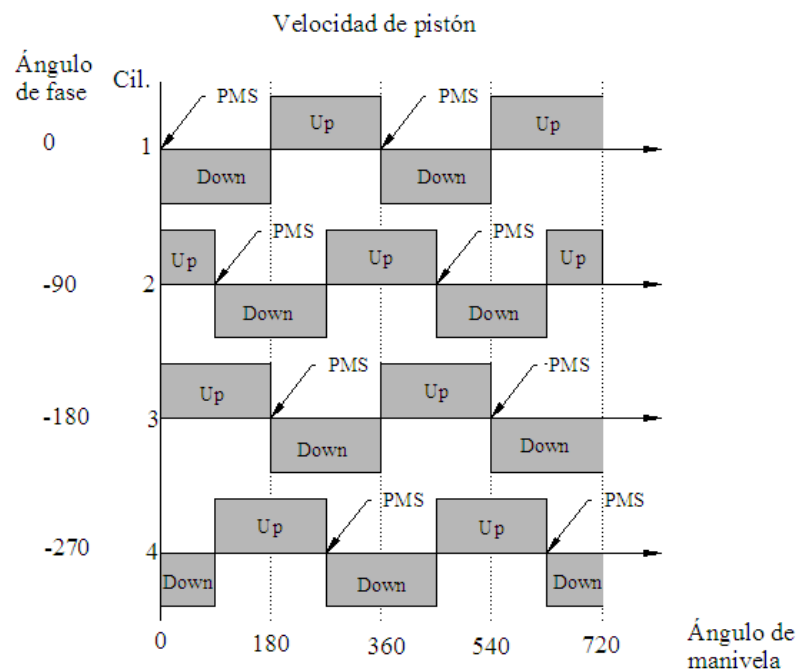


Figura 2.12 Diagrama esquemático de fases de manivela

## 2.11 FUERZAS DE SACUDIMIENTO EN LOS MOTORES CON CILINDROS EN LÍNEA

Cada cilindro contribuye a la fuerza de sacudimiento total que es resultante de la disposición del ángulo de fase del cigüeñal.

Para la fuerza de sacudimiento para un cilindro cuando el cigüeñal gira a  $\omega$  constante y  $\alpha = 0$  para una manivela desequilibrada, tenemos:

$$F_s \cong \left[ -m_A r \omega^2 \cos \theta - m_B r \omega^2 \left( \cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \right] \hat{i} - \left[ m_A r \omega^2 \operatorname{sen} \theta \right] \hat{j} \quad (2.18a)$$

Al proporcionar un balance en el punto A con un producto  $mr = m_A r_A$  para cada codo del cigüeñal, lo que tenemos es una fuerza debido a la aceleración de la masa del pistón y de biela en el punto B, reduciendo la ecuación anterior en:

$$F_s \cong -m_B r \omega^2 \left( \cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \hat{i} \quad (2.18b)$$

Suponiendo que bielas y pistones no se pueden intercambiar y que las cilindradas son iguales y tomando al cilindro No.1 como referencia para la configuración del ángulo de manivela, la posición de los otros cilindros está definida por su ángulo de fase, entonces la fuerza de vibración total que se produce en un motor multicilíndrico en línea es:

$$F_s \cong -m_B r \omega^2 \sum_{i=1}^n \left[ \cos(\theta - \phi_i) + \frac{r}{l} \cos 2(\theta - \phi_i) \right] \hat{i} \quad (2.18c)$$

en donde:  $n =$  número de cilindros, y  $\phi_1 = 0$

Sustituyendo la identidad:  $\cos(a-b) = \cos a \cos b + \operatorname{sen} a \operatorname{sen} b$  y factorizando tenemos:

$$F_s \cong -m_B r \omega^2 \left[ \cos \theta \sum_{i=1}^n \cos \phi_i + \operatorname{sen} \theta \sum_{i=1}^n \operatorname{sen} \phi_i + \frac{r}{l} \left( \cos 2\theta \sum_{i=1}^n \cos 2\phi_i + \operatorname{sen} 2\theta \sum_{i=1}^n \operatorname{sen} 2\phi_i \right) \right] \hat{i} \quad (2.18d)$$

$$F_s \cong -m_B r \omega^2 \left[ \cos \theta \sum_{i=1}^4 \cos \phi_i + \operatorname{sen} \theta \sum_{i=1}^4 \operatorname{sen} \phi_i + \frac{r}{l} \left( \cos 2\theta \sum_{i=1}^4 \cos 2\phi_i + \operatorname{sen} 2\theta \sum_{i=1}^4 \operatorname{sen} 2\phi_i \right) \right] \hat{i}$$

$$F_s \cong -m_B r \omega^2 \left\{ \begin{array}{l} \cos \theta \left( \cos \phi_1 + \cos \phi_2 + \right. \\ \left. \cos \phi_3 + \cos \phi_4 \right) + \operatorname{sen} \theta \left( \operatorname{sen} \phi_1 + \operatorname{sen} \phi_2 + \right. \\ \left. \operatorname{sen} \phi_3 + \operatorname{sen} \phi_4 \right) + \\ \left. \frac{r}{l} \left[ \cos 2\theta \left( \cos 2\phi_1 + \cos 2\phi_2 + \right. \right. \right. \\ \left. \left. \cos 2\phi_3 + \cos 2\phi_4 \right) + \operatorname{sen} 2\theta \left( \operatorname{sen} 2\phi_1 + \operatorname{sen} 2\phi_2 + \right. \right. \\ \left. \left. \operatorname{sen} 2\phi_3 + \operatorname{sen} 2\phi_4 \right) \right] \right\} \hat{i}$$

$\phi_2, \phi_3, \phi_4$ , son ángulos de acuerdo al ángulo de fase del cigüeñal para los cilindros 2, 3 y 4 respectivamente. Para que  $F_s$  sea 0 en todos los valores de  $\theta$  debería:

$$\sum_{i=1}^n \cos \phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \text{sen} \phi_i = 0 \quad (2.19a)$$

$$\sum_{i=1}^n \cos 2\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \text{sen} 2\phi_i = 0 \quad (2.19b)$$

De esta manera tenemos varios ángulos de fase  $\phi_i$  que cancelen las fuerzas de vibración y la configuración más óptima sería:  $\phi_1 = 0^\circ$ ,  $\phi_2 = 90^\circ$ ,  $\phi_3 = 180^\circ$ ,  $\phi_4 = 270^\circ$

La suma de senos y cosenos de cualquier múltiplo de los ángulos de fase, debe ser cero para que se anule la armónica de la fuerza de sacudimiento.

Fuerza primarias	$\sum_{i=1}^n \text{sen} \phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \cos \phi_i = 0$
Fuerzas secundarias	$\sum_{i=1}^n \text{sen} 2\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \cos 2\phi_i = 0$
Fuerzas de cuarta armónica	$\sum_{i=1}^n \text{sen} 4\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \cos 4\phi_i = 0$
Fuerzas de sexta armónica	$\sum_{i=1}^n \text{sen} 6\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \cos 6\phi_i = 0$

**Tabla 2.1 Estado de equilibrio de fuerzas de un motor de 4 cilindros con ángulo de fase de cigüeñal de 0-90-180-270 grados.**

En la tabla 2.1 se identifica que para la primera, segunda y sexta armónica la fuerza de sacudimiento es cero, pero para la cuarta armónica es distinto de cero y su aportación en cuanto a las fuerzas de vibración es muy pequeña que puede ser ignorada. Debido a su magnitud potencial el primer término es de vital importancia.

## 2.12 TORQUE DE INERCIA EN LOS MOTORES EN CILINDROS EN LÍNEA

Es preferible reducir el torque de inercia a cero para reducir el momento rotatorio total que resulta también de la suma del torque de gas. Las oscilaciones del momento rotatorio pueden ser reducidas con la adición de un volante o con una adecuada configuración de ángulos de fase de manivela.

La ecuación de torque de inercia en un cilindro tiene aproximadamente tres armónicas:

$$T_{i21} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \left( \frac{r}{2l} \text{sen} \theta - \text{sen} 2\theta - \frac{3r}{2l} \text{sen} 3\theta \right) \hat{k} \quad (2.20a)$$

Sumando todos los cilindros con sus ángulos de fase tenemos:

$$T_{i21} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \sum_{i=1}^n \left[ \frac{r}{2l} \text{sen}(\theta - \phi_i) - \text{sen} 2(\theta - \phi_i) - \frac{3r}{2l} \text{sen} 3(\theta - \phi_i) \right] \hat{k} \quad (2.20b)$$

Sustituyendo:  $\text{sen}(a-b) = \text{sen} a \cos b - \cos a \text{sen} b$  y factorizando tenemos;

$$T_{i21} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \left[ \begin{aligned} & \frac{r}{2l} \left( \text{sen} \theta \sum_{i=1}^n \cos \phi_i - \cos \theta \sum_{i=1}^n \text{sen} \phi_i \right) - \left( \text{sen} 2\theta \sum_{i=1}^n \cos 2\phi_i - \cos 2\theta \sum_{i=1}^n \text{sen} 2\phi_i \right) \\ & - \frac{3r}{2l} \left( \text{sen} 3\theta \sum_{i=1}^n \cos 3\phi_i - \cos 3\theta \sum_{i=1}^n \text{sen} 3\phi_i \right) \end{aligned} \right] \hat{k} \quad (2.20c)$$

El Torque de inercia puede ser cero solamente si:

$$\sum_{i=1}^n \text{sen} \phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \cos \phi_i = 0 \quad (2.21a)$$

$$\sum_{i=1}^n \text{sen} 2\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \cos 2\phi_i = 0 \quad (2.21b)$$

$$\sum_{i=1}^n \text{sen} 3\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \cos 3\phi_i = 0 \quad (2.21c)$$

Las componentes del torque de inercia son cero, con ángulos de fase óptimos de:

$$\phi_1 = 0^\circ, \phi_2 = 90^\circ, \phi_3 = 180^\circ, \phi_4 = 270^\circ$$

Muestra además que las componentes de torque de inercia son nulas para las armónica primera, segunda y tercera siendo ideal para el ejemplo con los ángulos de fase anteriores.

### 2.13 MOMENTO NO ROTATORIO DE SACUDIMIENTO EN MOTORES CON CILINDROS EN LÍNEA

El motor multicilíndrico tiene 3 dimensiones, y sus cilindros están distribuidos a lo largo del eje del cigüeñal que producen los momentos de fuerza (no torques) que desequilibran en el plano la alineación del bloque motor.

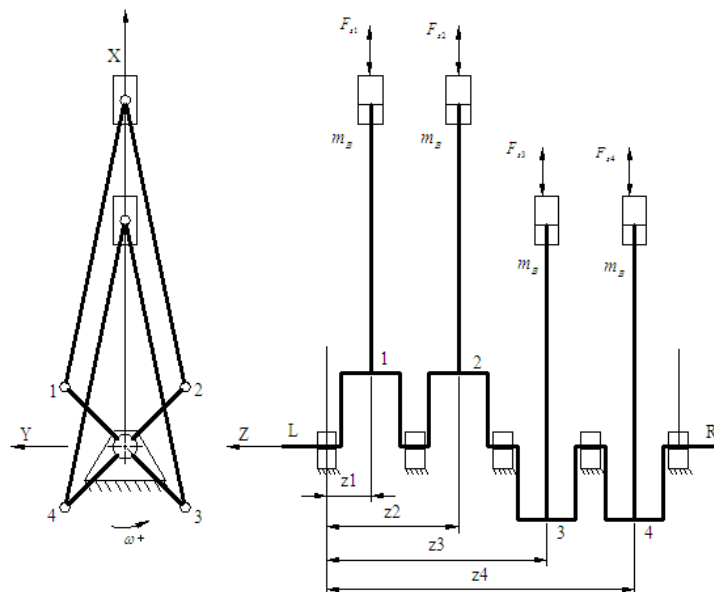


Figura 2.13 Brazos de momentos correspondientes al momento de sacudimiento

En la figura 2.13 se muestra un motor de cuatro cilindros con fases de ángulo de cigüeñal  $\phi_1 = 0^\circ$ ,  $\phi_2 = 90^\circ$ ,  $\phi_3 = 180^\circ$ ,  $\phi_4 = 270^\circ$ , el espaciado de los cilindros es normalmente uniforme y al sumar momentos de los cilindros con respecto a un punto del extremo del cigüeñal tenemos:

$$\sum M_L = \sum_{i=1}^n z_i F_{s_i} \hat{j} \quad (2.22a)$$

en donde:

$F_{s_i}$  : Es la fuerza de vibración y,

$z_i$  : El brazo de momento del  $i$ -ésimo cilindro e introduciendo en la ecuación de la fuerza total de vibración se tiene:

$$\sum M_L \cong -m_B r \omega^2 \left[ \begin{array}{l} \cos \theta \sum_{i=1}^n z_i \cos \phi_i + \operatorname{sen} \theta \sum_{i=1}^n z_i \operatorname{sen} \phi_i \\ \frac{r}{l} \left( \cos 2\theta \sum_{i=1}^n z_i \cos 2\phi_i + \operatorname{sen} \theta \sum_{i=1}^n z_i \operatorname{sen} 2\phi_i \right) \end{array} \right] \hat{j} \quad (2.22b)$$

Dicha expresión es cero para cualquier  $\theta$ , si:

$$\sum_{i=1}^n z_i \cos \phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n z_i \operatorname{sen} \phi_i = 0 \quad (2.23a)$$

$$\sum_{i=1}^n z_i \cos 2\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n z_i \operatorname{sen} 2\phi_i = 0 \quad (2.23b)$$

Para que las armónicas de mayor orden también sean nulas debe cumplir lo siguiente:

$$\sum_{i=1}^n z_i \cos 4\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n z_i \operatorname{sen} 4\phi_i = 0 \quad (2.23c)$$

$$\sum_{i=1}^n z_i \cos 6\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n z_i \operatorname{sen} 6\phi_i = 0 \quad (2.23d)$$

Los momentos de sacudimiento son distintos de cero para todas las armónicas si utilizamos la configuración de fase antes citada, es decir:  $\phi_1 = 0^\circ$ ,  $\phi_2 = 90^\circ$ ,  $\phi_3 = 180^\circ$ ,  $\phi_4 = 270^\circ$  y si la distancia entre cilindros es una longitud  $z_1 = 1$ , en la tabla 2.2 los momentos de sacudimiento son diferentes de cero para cualquiera de las armónicas, así, la configuración de fase del cigüeñal que era el adecuado para las fuerzas y torque de sacudimiento no lo es para el momento de sacudimiento.

La primera armónica proporciona un momento de sacudimiento no deseable y se debe tratar de eliminar con técnicas de balanceo, ya que causan un cabeceo del motor hacia delante y atrás debido a que el momento de fuerza oscila de positivo a negativo en el plano de los cilindros.



Momentos primarios	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen} \phi_i = 2$	$\sum_{i=1}^n z_i \cos \phi_i = -2$
Momentos secundarios	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen} 2\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \cos 2\phi_i = -2$
Momentos de cuarta armónica	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen} 4\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \cos 4\phi_i = 6$
Momentos de sexta armónica	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen} 6\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \cos 6\phi_i = -2$

**Tabla 2.2 Estado de equilibrio de momentos de un motor de 4 cilindros con ángulo de fase de cigüeñal de 0-90-180-270 grados y  $z_1=1, z_2=2, z_3=3, z_4=4$**

## 2.14 ENCENDIDO REGULAR

La fuerza de gas y el torque de gas son parámetros importantes en el diseño de motores multicilíndricos, se tratará de establecer un orden de encendido que este dispuesto uniformemente en el tiempo para obtener pulsos de fuerza regulares y evitar que se produzcan vibraciones inaceptables.

Habrà un pulso de fuerza en cada cilindro cada dos revoluciones en un motor de cuatro tiempos. El desfaseamiento óptimo de los codos de cigüeñal para pulsos de fuerza regularmente espaciados, siendo  $n$  el número de cilindros, será:

$$\Delta\phi_{\text{cuatro tiempos}} = \frac{720^\circ}{n} \quad (2.24a)$$

Los ángulos de carrera de fuerza  $\psi_i$ , son aquellos ángulos en el ciclo según los cuales ocurre combustión-expansión en el cilindro, los mismos que están definidos por la combinación entre los ángulos de fase del cigüeñal y el orden de encendido.

La separación angular de fuerza para el motor de cuatro tiempos es:

$$\Delta\psi_{\text{cuatro tiempos}} = \frac{720^\circ}{n} \quad (2.24b)$$

El torque de gas para todos los cilindros es la suma de las aportaciones de los  $n$  cilindros, separados en fase por su ángulo de carrera de fuerza y se expresa por la siguiente ecuación:

$$T_{g21} \cong F_g r \sum_{i=1}^n \left\{ \text{sen}(\theta - \psi_i) \left[ 1 + \frac{r}{l} \cos(\theta - \psi_i) \right] \right\} \hat{k} \quad (2.25)$$

### 2.14.1 MOTOR CON CICLO DE CUATRO TIEMPOS

En la figura 2.14 se muestra un diagrama de fase de manivela  $\phi_i = 0-90-180-270^\circ$ . Existe una carrera de fuerza cada  $720^\circ$  para cada cilindro. Tomando el cilindro N°1 como inicio de la ignición a  $0^\circ$ , lo deseable es tener pulsos de fuerza uniformes en cada cilindro, pero en este cigüeñal no es posible, con cualquier orden de encendido ocasionará brechas y traslapes en los pulsos de fuerza. Eligiendo el orden de encendido 1-3-4-2, se tienen en el ciclo de  $720^\circ$  los ángulos de carrera de fuerza  $\psi_i = 0-180-270-450^\circ$ , según los cuales hay ignición en cada cilindro.

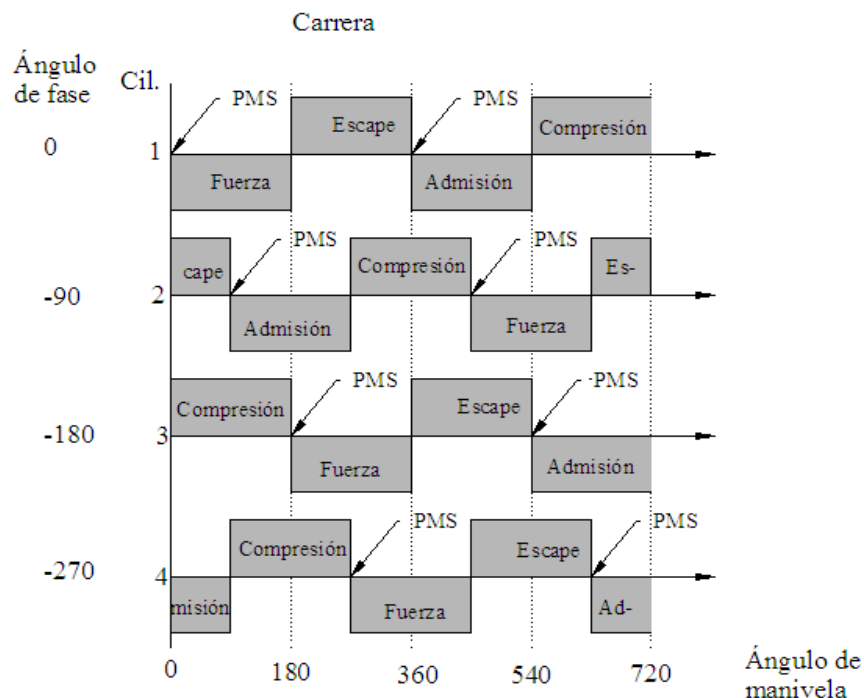
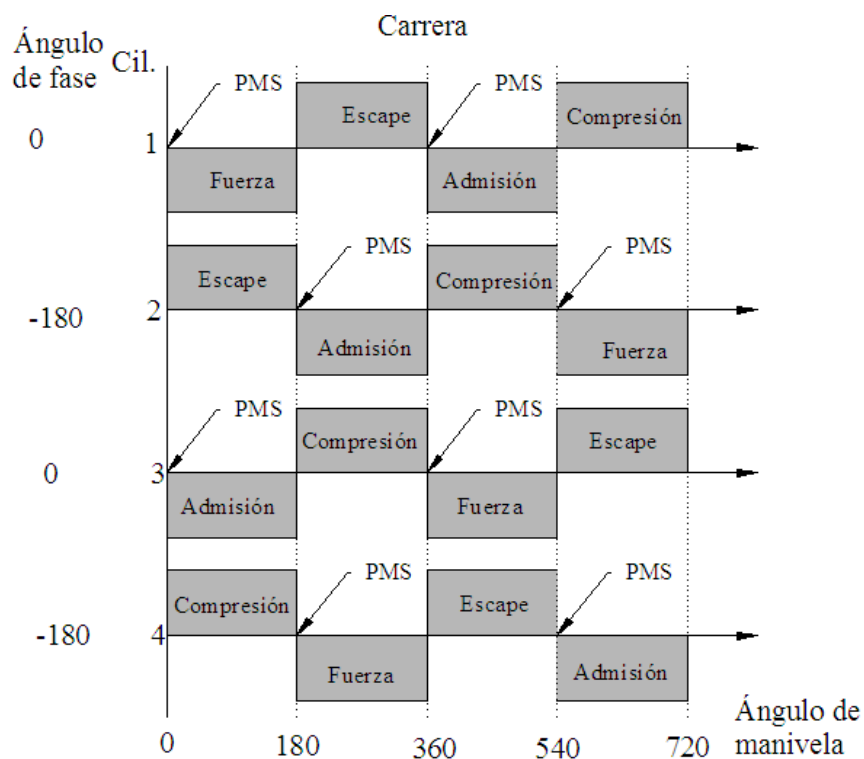


Figura 2.14 Diagrama de fases de manivela para un motor de 4 tiempos y 4 cilindros en línea con ángulos de fase de cigüeñal de 0-90-180-270 grados.

Los ángulos de  $\psi_i$  debe estar entre 0 y 720° con un espaciado regular definido por la ecuación 2.24b, para los ángulos de cigüeñal anteriormente mencionados, los ángulos de carrera de fuerza ideales serían  $\psi_i = 0 - 180 - 360 - 540^\circ$ , lo que no se ha logrado con este ejemplo y al utilizar un orden de encendido irregular el funcionamiento del vehículo será áspero y con vibración especialmente a bajas velocidades, en altas velocidades un volante cubriría estos defectos. Por ello en el diseño de motores es preferible tener *un encendido regular sobre la eliminación de los efectos de inercia* en su elección de ángulos de fase del cigüeñal. Por tal motivo no se debe incluir este diseño de cigüeñal para un motor de cuatro tiempos.

Según la ecuación 2.24 necesitamos un desfaseamiento para el cigüeñal de  $\Delta\phi_i = 180^\circ$  para obtener un orden de encendido regular. Teniendo cuatro codos de cigüeñal y sabiendo que los ángulos de fase de manivela deben ser menores de 360°, una posibilidad de configuración del cigüeñal es  $\phi_i = 0 - 180 - 0 - 180^\circ$ .



**Figura 2.15 Diagrama de fases de manivela para un motor de 4 tiempos y 4 cilindros con encendido regular; con ángulos de fase de cigüeñal de 0-180-0-180 grados.**

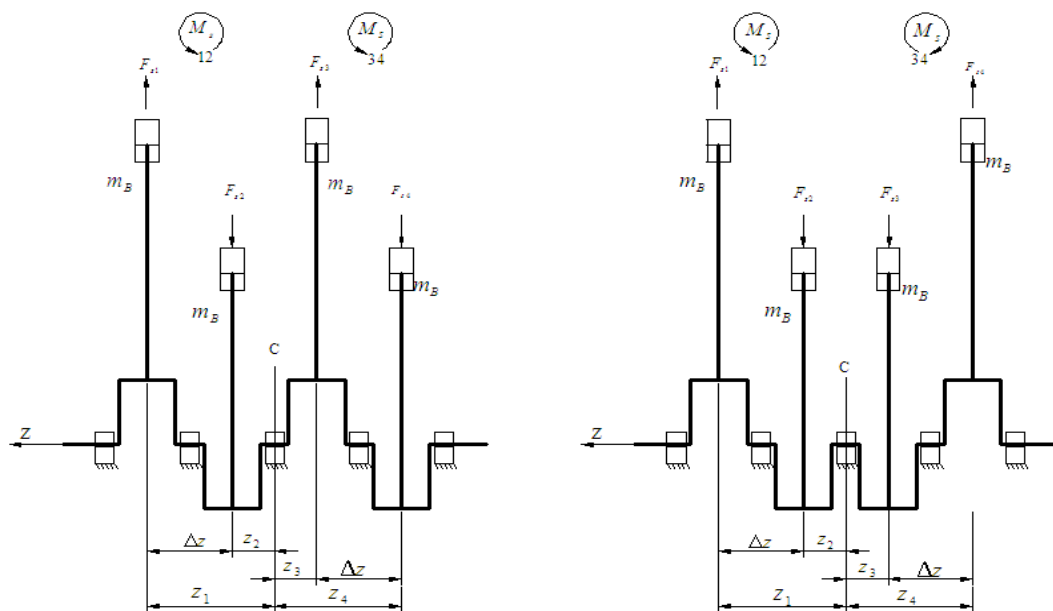
Eligiendo un orden de encendido 1-4-3-2 o 1-2-3-4 los ángulos de carrera de fuerza en 720° tenemos  $\psi_i = 0 - 180 - 360 - 540^\circ$  como se muestra en el diagrama de fases de manivela de la figura 2.15.

Ahora se analizará el balance inercial del diseño comprobando con las ecuaciones 2.19, 2.21 y 2.23. Estas indican que la fuerza primaria es igual a cero, pero el momento primario, la fuerza secundaria, el momento secundario y el torque de inercia son distintos de cero, como se muestra en la tabla 2.3. Observamos, como al tener un encendido regular, altera el estado de equilibrio inercial del diseño. La variación del torque se puede encubrir con un volante. Las fuerzas secundarias y momentos secundarios son pequeños y pueden ser tolerables. El momento primario es un problema que debe ser manejado.

Fuerza primarias	$\sum_{i=1}^n \text{sen}\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \text{cos}\phi_i = 0$
Fuerzas secundarias	$\sum_{i=1}^n \text{sen}2\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \text{cos}2\phi_i = 4$
Fuerzas de cuarta armónica	$\sum_{i=1}^n \text{sen}4\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \text{cos}4\phi_i = 4$
Fuerzas de sexta armónica	$\sum_{i=1}^n \text{sen}6\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \text{cos}6\phi_i = 4$
Momentos primarios	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen}\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \text{cos}\phi_i = -2$
Momentos secundarios	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen}2\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \text{cos}2\phi_i = 6$
Momentos de cuarta armónica	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen}4\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \text{cos}4\phi_i = 6$
Momentos de sexta armónica	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen}6\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \text{cos}6\phi_i = 6$

**Tabla 2.3 Estado de equilibrio de fuerzas y momentos de un motor de 4 cilindros en línea con ángulo de fase de cigüeñal de 0-180-0-180 grados y  $z_1=1, z_2=2, z_3=3, z_4=4$ .**

En la figura 2.15 indica que el momento de sacudimiento se debe a la acción de las fuerzas inerciales de los cilindros que actúan según brazos de momento respecto a un centro, suponiendo que tal centro es el punto C en la mitad del motor, sería evidente que cualquier diseño de cigüeñal con equilibración de fuerza primaria simétrico especular respecto de un plano transversal a través del punto C, también tendría momentos primarios de balance en tanto todos los espaciamientos de cilindros fuesen uniformes y todas las fuerzas inerciales fueran iguales.



**Figura 2.16**

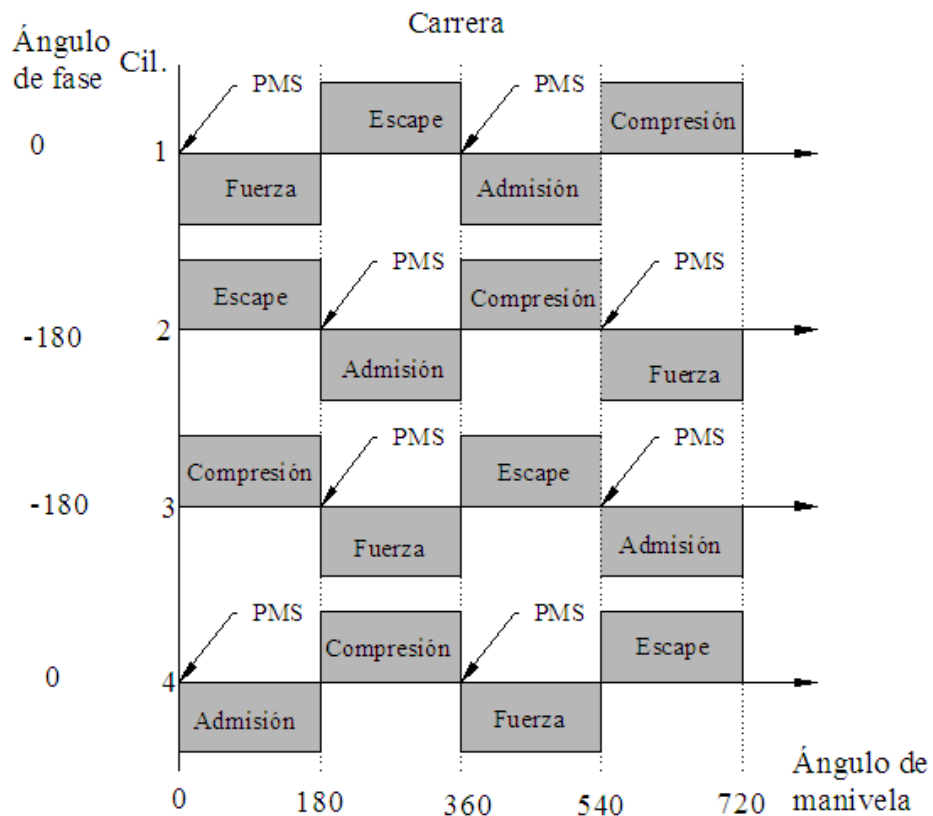
**a) Cigüeñal de 0, 180, 0, 180° no simétrico**

**b) Cigüeñal de 0, 180, 180, 0° simétrico**

La figura 2.15a indica que el cigüeñal de 0, 180, 0, 180 grados no es simétrico especular. El momento  $F_{s1}\Delta_z$ , debido a los cilindros 1 y 2 tiene la misma magnitud y sentido que el momento  $F_{s3}\Delta_z$ , debido a los cilindros 3 y 4, por lo que se suman. La figura 2.15b se muestra un cigüeñal de 0, 180, 0, 180°, el mismo que es simétrico especular. El momento  $F_{s1}\Delta_z$ , debido a los cilindros 1 y 2 tiene la misma magnitud pero sentido opuesto al momento  $F_{s3}\Delta_z$ , debido a los cilindros 3 y 4, por lo que se cancelan. Así se puede logra un encendido regular con momentos

primarios en balance con un ángulo de fase de manivela,  $\phi_i = 0 - 180 - 180 - 0^\circ$  que corresponde a simetría especular

En la figura 2.16 se muestra el diagrama de fase de manivela para un diseño con simetría especular, para un orden de encendido 1-3-4-2 ó 1-2-4-3, con ángulos de carrera de fuerza  $\psi_i = 0 - 180 - 360 - 540^\circ$ , podrían funcionar bien en el diseño de un motor.



**Figura 2.17 Diagrama de fases de manivela para un motor de 4 tiempos y 4 cilindros con encendido regular; con ángulos de fase de cigüeñal de 0-180-180-0 grados con simetría especular.**

Las ecuaciones 2.19, 2.21, 2.23 y la tabla 2.4 indican que la fuerza inercial primaria y el momento primario son ahora iguales a cero, pero la fuerza secundaria, el momento secundario y el torque inercial siguen siendo diferentes de cero.

Fuerza primarias	$\sum_{i=1}^n \text{sen}\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \cos\phi_i = 0$
Fuerzas secundarias	$\sum_{i=1}^n \text{sen}2\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \cos 2\phi_i = 4$
Fuerzas de cuarta armónica	$\sum_{i=1}^n \text{sen}4\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \cos 4\phi_i = 4$
Fuerzas de sexta armónica	$\sum_{i=1}^n \text{sen}6\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \cos 6\phi_i = 4$
Momentos primarios	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen}\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \cos\phi_i = 0$
Momentos secundarios	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen}2\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \cos 2\phi_i = 6$
Momentos de cuarta armónica	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen}4\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \cos 4\phi_i = 6$
Momentos de sexta armónica	$\sum_{i=1}^n z_i \text{sen}6\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n z_i \cos 6\phi_i = 6$

**Tabla 2.4 Estado de equilibrio de fuerzas y momentos de un motor de 4 cilindros en línea con ángulo de fase de cigüeñal de 0-180-180-0 grados y  $z_1=1, z_2=2, z_3=3, z_4=4$ .**

Este cigüeñal con  $\phi_i = 0-180-180-0^\circ$  es el mejor diseño y el más utilizado en motores de cuatro tiempos y cuatro cilindros en línea, en la figura 2.3 se muestra tal diseño. El balance inercial se sacrifica para ganar un encendido regular, pero son parámetros que pueden ser contrarrestados con la adición de un volante.

## CAPÍTULO III

### 3. DISEÑO MECÁNICO

#### 3.1 DISEÑO DEL PROTOTIPO

El diseño de cualquier sistema o dispositivo, no importa cuán simple sea siempre demanda algunos requisitos con los que se presentan conflictos y que deben ser atendidos para lograr un mejor compromiso de diseño.

Existen dos relaciones de diseño adimensionales que pueden ser utilizadas para caracterizar un comportamiento dinámico del motor recíprocante de combustión interna, la primera es la relación *manivela / biela*  $r/l$ , la segunda es la relación *diámetro / carrera*  $B/S$ .

La relación manivela / biela aparece en todas las ecuaciones de aceleración, torque y sacudimiento, cuanto más pequeña sea la relación  $r/l$ , tanto más suave será la función aceleración y, por lo tanto, todos los otros factores en los que influye. La mayoría de los motores tienen valores de tal relación entre  $1/3$  y  $1/5$  que dan una suavidad de aceleración aceptable a un motor razonablemente pequeño.

La segunda relación en el que interviene el diámetro interior o calibre del cilindro es casi igual al diámetro externo del pistón y la carrera definida como la distancia recorrida por el pistón desde el PMS hasta el PMI y es dos veces el radio de manivela, es decir,  $S = 2r$ .

El calibre del cilindro es necesario en la ec.2.4 de la fuerza de los gases y afecta también al torque de gas. La elección del valor de esta relación para una cierta cilindrada tiene un efecto significativo sobre el comportamiento del motor.



Un gran calibre y una pequeña carrera resultarán en altas fuerzas de gas, las cuales afectarán las fuerzas del pasador en forma adversa. Una gran carrera y un calibre pequeño resultarán en altas fuerzas de inercia las cuales afectan a las fuerzas en el pasador y en otras fuerzas y torques también en forma adversa de modo que existe un valor óptimo para la relación  $B/S$ , lo cual minimiza los efectos nocivos. La mayoría de motores tienen una relación de 0,75 a 1,5.

Además de dichas relaciones, el diseño del prototipo del motor multicilíndrico tiene un compromiso entre resistencia mecánica y peso, se utilizarán materiales que soporten el diseño y en algunos elementos se construyen teniendo en cuenta la manera de que sean lo más livianos posibles.

Las fuerzas de esta máquina pueden ser muy altas debido a la inercia de los elementos móviles y a la fuerza que se producen por los gases, en el prototipo por medio de bobinas se representa la fuerza que producen los gases en el cilindro, por lo cual conviene mantener las masas de las piezas lo más pequeño como sean posibles ya que las aceleraciones son muy altas.

### **3.2 ANÁLISIS DE LAS MASAS EQUIVALENTES Y CENTRO DE GRAVEDAD**

Con el modelo de biela ya diseñada se puede tener una mayor perspectiva sobre el movimiento de las masas que se encuentran concentradas tanto en la manivela como en la biela y sirva como información para los cálculos de la dinámica del motor.

#### **3.2.1 MODELO DE MASAS DINÁMICAMENTE EQUIVALENTE**

El modelo de masa dinámicamente equivalente realiza un estudio para calcular la ubicación del CG de gravedad de la biela.

DATOS:

Material: Aluminio 2014

$$\text{densidad del Al.} = \delta_{Al} = 0,0027 \frac{gr}{mm^3}$$

MASAS: En la tabla 3.1 encontramos las masas del conjunto de las bielas y los pistones.

	Conjunto Biela-Pistón	Pernos	Bulón (pasador)	Tapa de Biela	Brazo de Biela	Pistón
Biela-Pistón 1	114,34	7,20	7,71	9,12	42,25	48,06
Biela-Pistón 2	114,38	7,20	7,70	9,12	42,22	48,14
Biela-Pistón 3	114,34	7,20	7,70	9,14	42,20	48,10
Biela-Pistón 4	114,40	7,20	7,72	9,14	42,20	48,14
<b>Promedio</b>	<b>114,37</b>	<b>7,20</b>	<b>7,71</b>	<b>9,13</b>	<b>42,22</b>	<b>48,11</b>

**Tabla3.1 Masas en gramos de los elementos de la Biela y Pistón**

### Cálculo de las masas concentradas

Siendo:

$m_3$  La masa de la biela (masa de: pernos, tapa de biela y brazo de biela).

$m_a$  Masa concentrada en el extremo de la manivela

$m_b$  Masa concentrada en el extremo del pasador del pistón

$$m_3 = m_a + m_b$$

$$m_3 = (42.22 + 9.13 + 7.2)gr = 58.55gr$$

Las ecuaciones 2.10 a y b permiten encontrar las masas del modelo dinámico equivalente de la biela,

$$m_a = m_3 \frac{l_b}{l_a + l_b}$$

$$m_b = m_3 \frac{l_a}{l_a + l_b}$$

Donde:

$l_a$  longitud desde  $m_a$  al CG de la biela y,

$l_b$  longitud desde  $m_b$  al CG de la biela.

La figura 3.1 indica éstos parámetros.

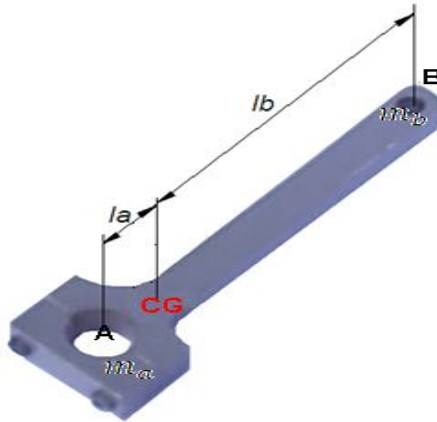


Figura 3.1 Centro de masa

Localizamos el CG dividiendo la masa de la biela

$$\frac{m_3}{2} = \frac{58,55 \text{ gr}}{2} = 29.275 \text{ gr}$$

Luego, se convierte en volumen

$$V_{m_3/2} = \frac{m_3 / 2}{\delta} = \frac{29.275 \text{ gr}}{0,0027 \text{ gr/mm}^3} = 10842.6 \text{ mm}^3$$

Se encuentra el volumen,  $V_{m_3/2} = V_A + V_C - V_B$  con las dimensiones del esquema de la biela representada en la figura 3.2:

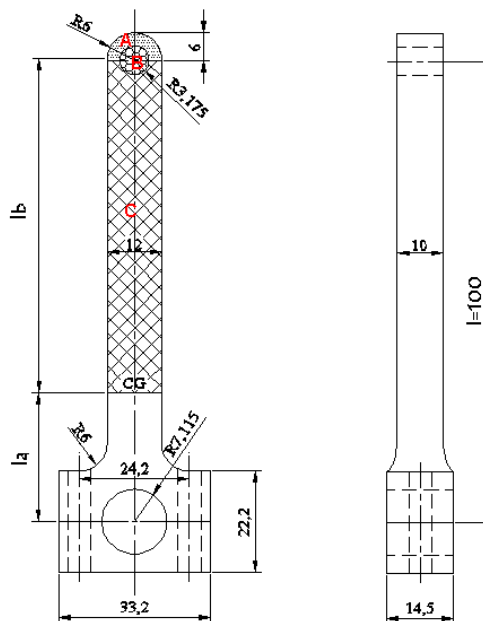


Figura 3.2 Dimensiones de la biela

De donde:

$e = 10mm$  Espesor de la biela.

$a = 12mm$  Ancho de la biela.

$V_A$ : Volumen de la sección circular A.

$V_B$ : Volumen de la sección B ocupado por el agujero del bulón.

$V_C$ : Volumen de la sección rectangular C.

Calculo de  $V_A$ :

$$V_A = \pi r^2 * e = \pi (6mm)^2 (10mm) = \frac{11130,9mm^3}{2} = 5565,49mm^3$$

Calculo de  $V_B$ :

$$V_B = \pi r^2 * e = \pi (3.175mm)^2 (10mm) = 316,69mm^3$$

El volumen  $V_C = V_{m_3/2} - V_A + V_B$ , entonces:

$$V_C = (10842.6 - 565,49 + 316,69)mm^3 = 10593.8mm^3$$

$V_C = a * e * l_b$ ; entonces  $l_b$  es:

$$l_b = \frac{10593.8mm^3}{12mm * 10mm} = 88.28mm$$

$l$ : longitud de la biela

$l = l_a + l_b = 100mm$ , entonces  $l_a = 11.72mm$

Para definir la porción de la masa total de la biela que se debe colocar en cada extremo, utilizamos las ecuaciones 2.10 a y b.

$$m_a = m_3 \frac{l_b}{l_a + l_b} = (58.55gr) \frac{88.28mm}{(11.72 + 88.28)mm} = 51.69gr$$

$$m_b = m_3 \frac{l_a}{l_a + l_b} = (58.55gr) \frac{11.72mm}{(11.72 + 88.28)mm} = 6.86gr$$

El **modelo dinámico** de la biela tiene una masa concentrada en  $m_a$  de  $51.69gr$  en el extremo de la manivela y una masa en  $m_b$  de  $6.86gr$  en el extremo del pasador del pistón.

Las ecuaciones de las fuerzas de vibración necesitan la masa  $m_B$ , cuya masa está conformada por la masa  $m_b$ , la masa del pasador y la masa del pistón:

$$m_B = (6.86 + 7.71 + 48.11)gr = 63gr$$

### 3.2.2 MODELO DE MASAS ESTÁTICAMENTE EQUIVALENTE

El cigüeñal diseñado está compuesto por la unión de cuatro grupos de pares de discos unidos por un codo de biela, para su unión se introduce un disco en otro disco graduado y se fija mediante prisioneros, como se indica en la figura 3.3, en sus extremos posee rodamientos 6202RS para facilitar su giro.

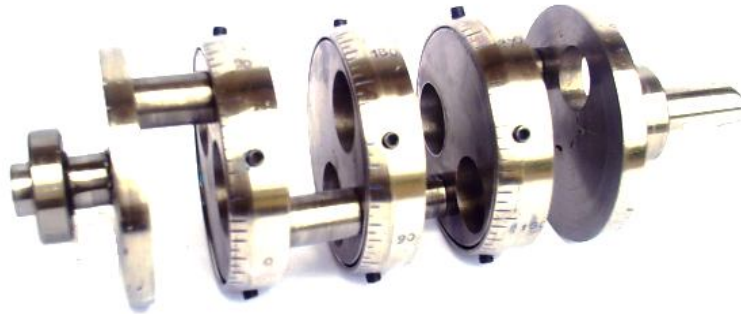


Figura 3.3 Cigüeñal

Para el **modelo estático de masas** corresponde el balance de las manivelas del cigüeñal, se trata en lo posible que el *Centro de Gravedad* se encuentre en el centro de los discos o a su vez en el centro del eje del cigüeñal, aunque el equilibrio es muy necesario únicamente si se tratase de un motor de un cilindro, en este caso al tratarse de un motor multicilíndrico, una adecuada configuración de los muñones de biela del cigüeñal pueden equilibrar correctamente las manivelas sin necesidad de balancear.

Con el propósito de reducir la masa del sistema se procedió a equilibrar en lo posible los ocho discos que forman el cigüeñal, teniendo de antemano las masas de cada elemento que lo conforman, como se muestra en la tabla 3.2.

Masa en gramos (gr) de los elementos que conforman el Cigüeñal					
Elemento	Masa	Elemento	Masa	Elemento	Masa
Disco 1	<b>273,33</b>	Disco 7	<b>261,98</b>	Codo E	<b>13,11</b>
Disco 2	<b>249,64</b>	Disco 8	<b>252,48</b>	Codo F	<b>12,95</b>
Disco 3	<b>267,87</b>	Codo A	<b>25,93</b>	Biela-Pist 1	<b>114,34</b>
Disco 4	<b>242,64</b>	Codo B	<b>26,21</b>	Biela-Pist 2	<b>114,38</b>
Disco 5	<b>259,83</b>	Codo C	<b>26,17</b>	Biela-Pist 3	<b>114,34</b>
Disco 6	<b>235,49</b>	Codo D	<b>25,49</b>	Biela-Pist 4	<b>114,40</b>
Masa del cigüeñal sin bielas y sin pistones		<b>2173,12</b>	Masa del cigüeñal incluido las bielas y los pistones		<b>2630,58</b>

**Tabla 3.2 Masas de los elementos que conforman el cigüeñal**

En la figura 3.4 se puede observar los cuatros conjuntos de discos, unidos con los codos de las manivelas para conformar el cigüeñal con la denominación correspondiente de la tabla 3.2.



**Figura 3.4 Conjunto de discos del cigüeñal**

De la tabla se obtiene que inicialmente la masa del cigüeñal sin retirar masas para su balanceo es de 2.173 Kg.

Para lograr el balanceo estático del cigüeñal se optó por equilibrar cada pareja de discos 1-2; 3-4; 5-6 y 7-8 que lo conforman y poder retirar las masa de desbalanceo en forma independiente, debido a que las masas no son iguales.

Se determina un valor promedio de masa de cada par de discos incluido la masa de la biela con su pistón, teniendo una masa total por cada par de discos de:

$$m_{disco1} + m_{disco2} + m_{CodoA} + m_{codoE} = 562.01gr$$

$$m_{disco3} + m_{disco4} + m_{CodoB} = 536.72gr$$

$$m_{disco5} + m_{disco6} + m_{CodoC} = 521.49gr$$

$$m_{disco7} + m_{disco8} + m_{CodoD} + m_{codoF} = 552.9gr$$

Estas masas no se encuentran en balance con respecto al CG debido a que influye una mayor masa al lado del codo de la manivela y más aún cuando la biela la biela con su pistón se coloca en dicho codo. Para balancear se retirará masas.

Las masas de de desbalance lo conforma la masa del muñón de biela y la masa del conjunto biela-pistón, así para el conjunto,

1-2 la masa de desbalance es:

$$m_{desb1-2} = m_{CodoA} + m_{Biela-Pist4} = (25.93 + 114.40)gr = 140.33gr$$

3-4 la masa de desbalance es

$$m_{desb3-4} = m_{CodoB} + m_{Biela-Pist3} = (26.21 + 114.34)gr = 140.55gr$$

5-6 la masa de desbalance es

$$m_{desb5-6} = m_{CodoC} + m_{Biela-Pist2} = (26.17 + 114.38)gr = 140.55gr$$

7-8 la masa de desbalance es

$$m_{desb7-8} = m_{CodoD} + m_{Biela-Pist1} = (25.49 + 114.34)gr = 139.83gr$$

Con las masas de desbalance y sabiendo que el cigüeñal es de acero AISI 1030 con densidad  $\delta_{acero} = 0.0078 gr/mm^3$ .

Se transforma la masa en volumen, se toma como ejemplo al conjunto 1-2 para encontrar la cantidad de masa que se debe retirar de los discos, para el resto de discos el procedimiento es similar.

$$V_{desb1-2} = \frac{140.33gr}{0.0078 gr/mm^3} = 17991.03mm^3$$

Para eliminar el volumen de desbalance se realizan dos agujeros espaciados a  $120^\circ$  sobre cada disco como se indica en la figura 3.5, ahora se debe encontrar el diámetro de los agujeros.



**Figura 3.5 Localización de los agujeros espaciados a  $120^\circ$**

El volumen de desbalance se divide para los cuatro agujeros,

$$V_{c/agujero} = 17991.03mm^3 / 4 = 4497.76mm^3$$

Del anexo A.2 tenemos que el espesor de los discos es de  $e = 9mm$  y con el volumen se puede encontrar el diámetro de los agujeros que se deben realizar.

$$V_{c/agujero} = \frac{\pi D^2 e}{4}$$

entonces:

$$D = \sqrt{\frac{4497.76mm^3 * 4}{\pi * 9}} = 25.23mm \approx 1 \text{ in}$$

Finalmente se obtuvo un cigüeñal balanceado con una masa de  $m_{cigüeñal \text{ balancerado}} = 2069.32gr = 2.07 \text{ Kg}$

### **3.3 MOMENTO DE INERCIA MÁSIKO DEL CIGÜEÑAL**

Para determinar el momento de masa del cigüeñal  $I_{Cig}$ , al tratarse de un mecanismo muy complicado de determinar dicho momento, supondremos que el cigüeñal es solamente un conjunto de cilindros con las masas correspondientes a sus discos y a sus bielas con sus pistones, así tenemos un cigüeñal como se



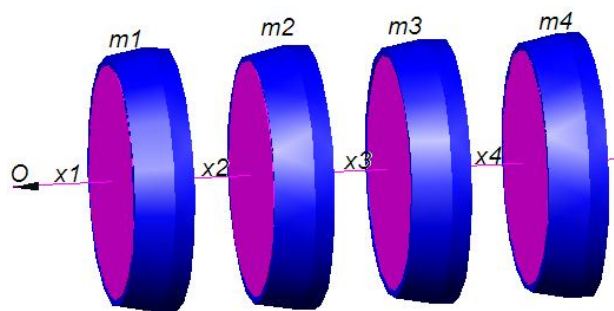
indica en la figura 3.6, y se supondrá también que los cilindros se encuentran unidos por varillas delegadas que carecen de masa.

$$m1 = m_{Disco1-2} - m_{desb1-2} = (562.01 - 140.33)gr = 421.68gr = 0.422Kg$$

$$m2 = m_{Disco3-4} - m_{desb3-4} = (536.72 - 140.55)gr = 396.17gr = 0.396Kg$$

$$m3 = m_{Disco5-6} - m_{desb5-6} = (521.49 - 140.55)gr = 380.94gr = 0.381Kg$$

$$m4 = m_{Disco7-8} - m_{desb7-8} = (552.9 - 139.83)gr = 413.07gr = 0.413Kg$$



**Figura 3.6 Masas equivalentes para obtener el Momento de Inercia del Cigüeñal.**

Las distancias entre cilindros se toman del anexo A.2

$$x1 = 31.75mm; x2 = 37mm; x3 = 37mm; x4 = 37mm$$

El radio de todos los cilindros es  $r = 37.25mm$

El espesor de los cilindros es diferente, para que los cilindros posean las masas anteriores deben poseer los siguientes espesores, convirtiendo la masa en volumen y encontrando el espesor para el cual satisface dicho volumen:

$$e_{m1} = 12.4mm; e_{m2} = 11.65mm; e_{m3} = 11.2mm; e_{m4} = 12.15mm.$$

Con los parámetros anteriores y con el momento de inercia de un cilindro:

$$I_{CG} = \frac{m(3r^2 + e^2)}{12}$$

Entonces sacando el momento de inercia de masa con respecto CG de cada cilindro, tenemos:

$$I_{m1} = \frac{m1(3r^2 + e_{m1}^2)}{12} = \frac{421.68gr((3 * 37.25^2) + 12.4^2)mm^2}{12} = 1.52Kg \text{ cm}^2$$

$$I_{m2} = \frac{m2(3r^2 + e_{m2}^2)}{12} = \frac{396.17gr((3 * 37.25^2) + 11.65^2)mm^2}{12} = 1.42Kg \text{ cm}^2$$

$$I_{m3} = \frac{m3(3r^2 + e_{m3}^2)}{12} = \frac{380.94gr((3 * 37.25^2) + 11.2^2)mm^2}{12} = 1.36Kg \text{ cm}^2$$

$$I_{m4} = \frac{m4(3r^2 + e_{m4}^2)}{12} = \frac{413.07gr((3 * 37.25^2) + 12.15^2)mm^2}{12} = 1.48Kg \text{ cm}^2$$

Ahora, se encuentra el momento de inercia con respecto al punto O, que representa el punto de apoyo de uno de los cojinetes y es en donde se debe colocar el motor de pasos que debe vencer la inercia total con respecto a este punto, aplicando la ecuación 1.13 para la traslación del momento de inercia, se tiene:

$$I_o = (I_{m1} + m_1x_1^2) + (I_{m2} + m_2x_2^2) + (I_{m3} + m_3x_3^2) + (I_{m4} + m_4x_4^2)$$

La distancia entre los cilindros con respecto al punto O es:

$$x_1 = x1 = 31.75mm = 3.175cm ,$$

$$x_2 = x_1 + x2 = (31.75 + 37)mm = 68.75mm = 6.875cm ,$$

$$x_3 = x_2 + x3 = (68.75 + 37)mm = 105.75mm = 10.575cm ,$$

$$x_4 = x_3 + x4 = (105.75 + 37)mm = 142.75mm = 14.275cm .$$

Teniendo todos los parámetros necesarios calculamos el momento de inercia  $I_o$ .

$$I_o = (1.52 + 0.422 * 3.175^2) + (1.42 + 0.396 * 6.875^2) + (1.36 + 0.381 * 10.575^2) + (1.48 + 0.413 * 14.275^2)Kg \text{ cm}^2 = 175.937Kg \text{ cm}^2$$

### 3.4 CAPACIDAD DE ENERGÍA DE UN VOLANTE

La energía cinética que se produce por efecto del sistema rotatorio del cigüeñal, y

la carga de los eslabones es:  $E = \frac{1}{2} I\omega^2$

Donde  $I$  es el momento de inercia de la masa giratoria que es igual a  $I_o$ , teniendo como parámetro que el prototipo alcanza una velocidad angular máxima de  $275 \text{ rpm} = 28.8 \text{ rad/s}$ , se puede calcular la energía que es entregada por el mecanismo rotatorio.

$$E = \frac{1}{2} I_o \omega^2 = \frac{1}{2} (0.01759 \text{ Kg } m^2) * (28.8 \text{ rad/s}^2) = 0.2533 \text{ N.m} = 0.2533 \text{ J}$$

### 3.5 DIMENSIONADO DEL VOLANTE

Para determinar el tamaño del volante necesario para absorber la energía con un cambio aceptable en la velocidad, se requiere encontrar el momento másico del volante  $I_s$  que requiere el sistema para lo cual se aplica la ecuación 1.31, cabe notar que dicha selección depende mucho de la proyección del diseñador para el mecanismo, con las consideraciones tomada en la sección 1.7.3.

$$I_s = \frac{E}{k \omega_{med}^2}$$

$k$ , es el valor de fluctuación de la velocidad del mecanismo que varía entre 0,01 y 0,05 que corresponde a una fluctuación del 1% al 5%, para este caso se toma el valor de 0,05.

$\omega_{med}$ , es la velocidad angular media de rotación del mecanismo entre la velocidad angular más alta y la velocidad angular más baja de  $28.8 \text{ rad/s}$  y  $18.33 \text{ rad/s}$ , respectivamente, para las velocidades del prototipo de  $275 \text{ rpm}$  y  $175 \text{ rpm}$ .

$$\omega_{med} = \frac{(28.8 + 18.33) \text{ rad/s}}{2} = 23.565 \text{ rad/s}$$

Con el valor de la energía encontrada anteriormente se puede calcular el momento de Inercia del volante que necesita el prototipo:

$$I_s = \frac{0.2533 \text{ N.m}}{0.05 * (23.565 \text{ rad/s})^2} = 0.0152 \text{ Kg } m^2 = 91.23 \text{ Kg } cm^2$$

El volante del prototipo tiene la forma de un cilindro cuyas dimensiones son las siguientes:

$$r = 38.5mm$$

$$e = 13mm$$

$$\delta_{vol} = 0.003gr / mm^3$$

$$m_{vol} = \pi r^2 e \delta = \pi (38.5mm)^2 (13mm) (0.003gr / mm^3) = 181.6gr = 0.182Kg$$

La distancia que se separa el volante del punto O cuando alcanza una velocidad alta es  $x = 12mm$ .

El momento de masa del volante es:

$$I_{volante} = \frac{m_{vol} (3r^2 + e^2)}{12}$$

$$I_{volante} = \frac{(0.182Kg)(3 * 3.85^2 + 1.3^2)cm^2}{12} = 0.70Kg \text{ cm}^2$$

$$I_{O_{volante}} = I_{volante} + m_{vol} x^2 = 0.70Kg \text{ cm}^2 + (0.182Kg * 1.2^2 cm^2) = 0.962Kg \text{ cm}^2$$

### 3.6 DISEÑO DE LA VIGA DEL BASTIDOR

El bastidor se encuentra sometido a la carga del prototipo en conjunto con los elementos acondicionados, primero calcularemos la fuerza que se ejerce sobre la viga empotrada sobre la que se coloca el prototipo del motor, como se indica en la figura 3.7, para luego definir la geometría del eje.

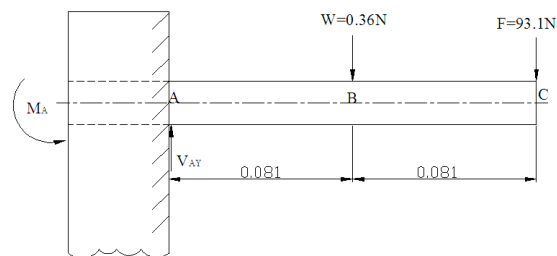


Figura 3.7 Fuerza de flexión en la viga

Se hace la sumatoria de fuerzas y momentos que se producen debido a  $F$  y a  $W$ .

$$\sum F_y = 0$$

$$V_{AY} = W + F$$

$$V_{AY} = (0.36 + 93.1)N$$

$$V_{AY} = 93.46N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A - 0.081m * W - 0.162m * F = 0$$

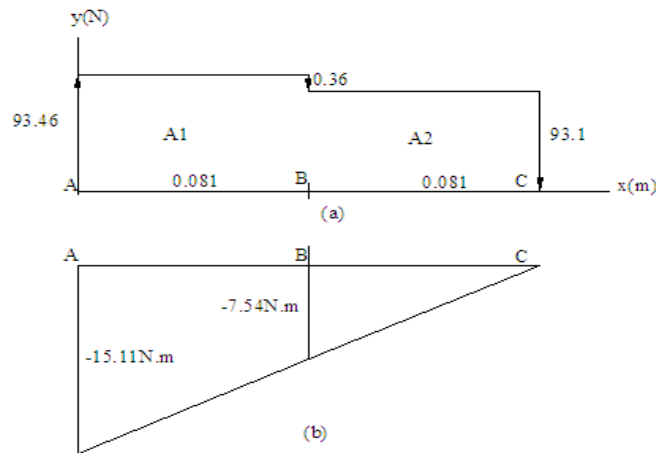
$$M_A = 0.081m * 0.36N + 0.162m * 93.1N$$

$$M_A = 15.37N.m$$

Se traza los diagramas de fuerza constante y momento flector para determinar el valor de los puntos críticos para el diseño, como se indica en la figura 3.8.

$$A_1 = 93.46N * 0.081m = 7.57N.m$$

$$A_2 = 93.1N * 0.081m = 7.54N.m$$



**Figura 3.8 a) Diagrama de fuerza cortante, b) Diagrama de momento flector**

De los diagramas anteriores el punto crítico y sobre el cual se debe hacer el diseño del eje es en A que tiene un momento flector de  $M_{flector} = 15.11N.m$ .

El acero que se utilizó es AISI 1030 que tiene una resistencia a la fluencia de  $s_y = 39000lb / in^2 * 6,895 = 268.9MPa$

Utilizando la teoría de  $\tau_{max}$  de la distorsión tenemos:

$$D = \left( \frac{32n}{\pi s_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{1/3}, \text{ donde:}$$

$n$  = para el acero es de 1.5 a 2

$T$  = torque máximo del sistema, según la tabla 5.5 del torque de sacudimiento =  $0.0783N.m$

Con lo anterior podemos encontrar el diámetro del eje que sujeta al prototipo con seguridad:

$$D = \left( \frac{32(1.75)m^2}{\pi(268.9 \times 10^6)N} \sqrt{(15.11N.m)^2 + (0.0783N.m)^2} \right)^{1/3} = 0.01m = 10mm$$

### 3.7 DISEÑO DE LA COLUMNA DEL BASTIDOR

La columna del bastidor tiene una carga excéntrica. Mediante la relación  $L/r$ , donde  $L = 190mm$  es la longitud de la columna y  $r = 22.22mm$  su radio, entonces:

$$\frac{L}{r} = \frac{190mm}{22.22mm} = 8.55$$

de donde se tiene una columna corta, debido a que se encuentra en el rango

$$0 < \frac{L}{r} \leq 30$$

La columna soporta una carga excéntrica como se indica en la figura 3.9

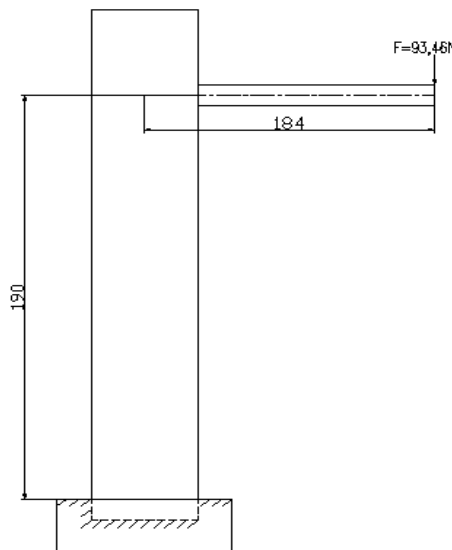


Figura 3.9. Fuerzas que actúan sobre la columna del bastidor

Se aplica la siguiente ecuación para el cálculo de este tipo de columnas para determinar la tensión máxima:

$$\sigma = \frac{P}{A} \left[ 1 + \frac{ec}{r^2} \sec \left( \frac{L_e}{2r} \sqrt{\frac{P}{AE}} \right) \right] \quad (a)$$

Otro factor crítico es la cantidad de deflexión del eje e la columna debido a la carga excéntrica, dada por la ecuación:

$$y_{\max} = e \left[ \sec \left( \frac{L_e}{2r} \sqrt{\frac{P}{AE}} \right) - 1 \right] \quad (b)$$

DATOS:

$E = 207,6GPa$  Módulo de elasticidad del acero AISI 1030.

$r = 22.22mm = 0,02222m$

$A = \pi * r^2 = \pi * (0,02222)^2 m^2 = 0,00155m^2$

$e = 0,184m$  Excentricidad

$P = 93,46N$  Carga

$L_e = 0,19m$  Longitud de la columna

$\sigma = ?$  Tensión máxima

$y_{max} = ?$  Deflexión del eje

$c = D / 2 = 0,04444m / 2 = 0,02222m$  Distancia respecto al eje neutral de la sección transversal.

Calculamos la ecuación a:

$$\sigma = \frac{93.46N}{0,00155m^2} \left[ 1 + \frac{(0,184m)(0,02222m)}{(0,02222^2)m^2} \sec \left( \frac{(0.19m)}{2(0,02222m)} \sqrt{\frac{93,46N}{(0,00155m^2)(207,6 \times 10^9 N / m^2)}} \right) \right]$$

$$\sigma = 559,6KPa$$

Calculamos la ecuación b:

$$y_{max} = (0,184m) \left[ \sec \left( \frac{0,19m}{2(0,02222m)} \sqrt{\frac{93.46N}{(0,00155m^2)(207,6 \times 10^9 N / m^2)}} \right) - 1 \right]$$

$$y_{max} = 1.48 \times 10^{-10} m$$

### 3.8 SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE SUJECCIÓN

La carga que los pernos deben soportar para afianzar la columna y el prototipo a la base es el peso del prototipo, de la viga y de la columna.

$$F_{total} = 93.46N + W_{columna} + W_{cuadrado}$$

$$W_{columna} = V * \delta_{acero} * gravedad = 356751.5mm^3 * 7.8 \times 10^{-6} Kg / mm^3 * 9.8m / s^2 = 27.27N$$

$$W_{cuadrado} = 143262.25mm^3 * 7.8 \times 10^{-6} Kg / mm^3 * 9.8m / s^2 = 10.95N$$

$$F_{total} = 93.46N + 27.27N + 10.95N = 131.68N$$

Para los cuatro pernos de sujeción de la base, la  $F_{total}$  se debe dividir para 4.

$$F_{c/ perno} = \frac{131.68N}{4} = 32.92N = 7.4lb$$

Se especifica un perno de acero SAE de grado 2 del anexo C que tiene una resistencia probada de 55000 psi. De donde se puede calcular el esfuerzo permisible del perno que debe ser 0.75 de la carga aplicada al perno.

$$\sigma_p = 0.75(55000psi) = 41250psi$$

El área de tensión que se necesita para este perno es:

$$A_t = \frac{F_{c/ perno}}{\sigma_p} = \frac{7.49lb}{41250lb/in^2} = 0.00018in^2$$

Según el anexo D los pernos que soportaría la sujeción de todo el mecanismo sería pernos ¼ -20 UNC.

### 3.9 ENSAMBLADO DEL PROTOTIPO

La figura 3.10 muestra el prototipo ensamblado con todos los componentes, el cigüeñal se acopla uniendo todos los discos mediante prisioneros para su fijación, el armazón se ensambla uniendo las cuatro platinas y colocando el cigüeñal en su interior y fijando la estructura con 8 pernos allen de 1"x 5/16".

Los pistones se colocan en los cuatro brazos de biela y se sujetan con los pasadores, luego se introduce los pistones en los cilindros por la parte inferior del cigüeñal y se colocan las bielas sobre los muñones de biela con las tapas de las bielas sujetándolas con dos pernos de 5 mm x 1". Las bobinas se colocan sobre los cilindros sujetados con cuatro pernos de 1/4" x 5", además se forraron las bobinas para aislarlas y no permitir que el campo magnético se distorsione.

En la flecha izquierda del cigüeñal se coloca un volante a manera de imán para que ayude a mantener la velocidad del motor cuando alcanza una revolución alta, hay que tener en cuenta que el volante es ineficiente a bajas velocidades.



En la flecha derecha del cigüeñal se coloca un juego de engranes para aumentar la velocidad de giro del prototipo con una relación de dientes 70 a 15, dicho giro es proporcionado por un motor paso a paso que tiene un avance angular de 1,8 grados por paso.

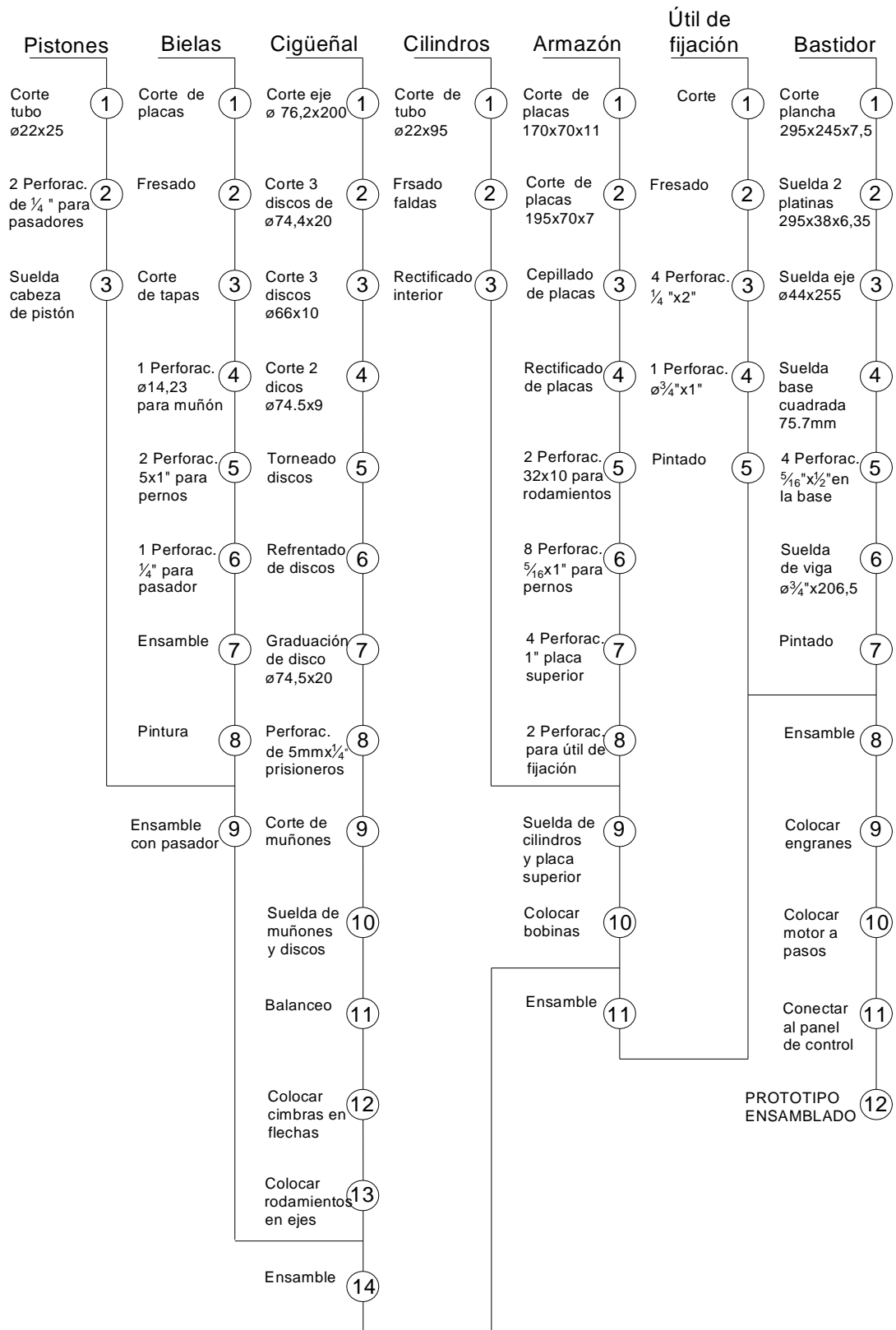


**Figura 3.10 Prototipo ensamblado con todos los componentes**

Al motor a pasos se incorpora una rueda con 3 agujeros que sirve para sincronizar el sistema, es decir poner el pistón N°1 en el PMS, para ello se utiliza un sensor óptico que detecta el momento de sincronizado cuando su luz es atravesado por los agujeros que posee la rueda que se incorpora en el motor a pasos.

Para lograr el accionamiento del sistema posee un panel de control que indica el momento de sincronizado, la velocidad del motor y el orden de encendido de las bobinas que se muestran conjuntamente cuando los leds se enciendan, además posee un inicio del movimiento del sistema y un stop.

### 3.10 DIAGRAMA DE PROCESOS



## CAPÍTULO IV

### 4. PROGRAMACIÓN Y DISEÑO ELECTRÓNICO

#### 4.1 INTRODUCCIÓN

El motor recíprocante experimental es elaborado para que por medio de un panel electrónico se pueda controlar la velocidad en rpm a la que gira el motor, para lo cual se implemento circuitos electrónicos y programas para realizar su control manual, además se obtendrán datos para ser aplicados a fórmulas del comportamiento del motor a través del sistema DAQ del software LabVIEW, para en lo posterior obtener graficas de las curvas que afectan y son tratadas de eliminar en el funcionamiento de los motores multicilíndricos recíprocantes de combustión interna, en este caso exclusivamente de 4 cilindros en línea.

#### 4.2 MOTORES PASO A PASO

Se utilizó un motor paso a paso de  $1.8^\circ$  de avance angular para poder saber en que ángulo de giro se encuentra el cigüeñal, necesita una fuente de poder de 24 voltios y presenta un gran torque, necesario para el movimiento del mecanismo.



Figura 4.1 Motor paso a paso Unipolar de 6 hilos

#### 4.2.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Los motores a pasos (figura 4.1), están constituidos normalmente por un rotor sobre el que van aplicados distintos imanes permanentes y por un cierto número de bobinas excitadoras bobinadas en su estator (figura 4.2). Las bobinas son parte del estator y el rotor es un imán permanente. Toda la conmutación (o excitación de las bobinas) deber ser externamente manejada por un controlador.



Figura 4.2 Rotor de un motor paso a paso

La característica principal de estos motores es el hecho de poder moverlos un paso a la vez por cada pulso que se le aplique. Este paso puede variar desde  $90^\circ$  hasta pequeños movimientos de tan solo  $1.8^\circ$ , es decir, que se necesitarán 4 pasos en el primer caso ( $90^\circ$ ) y 200 para el segundo caso ( $1.8^\circ$ ), para completar un giro completo de  $360^\circ$ . Estos motores poseen la habilidad de poder quedar enclavados en una posición o bien totalmente libres. Si una o más de sus bobinas están energizados, el motor estará enclavado en la posición correspondiente y por el contrario quedará completamente libre si no circula corriente por ninguna de sus bobinas.

#### 4.2.2 TIPOS DE MOTORES PASO A PASO

Hay dos tipos básicos de motores Paso a Paso, los BIPOLARES que se componen de dos bobinas y los UNIPOLARES que tienen cuatro bobinas, como se indica en la figura 4.3.

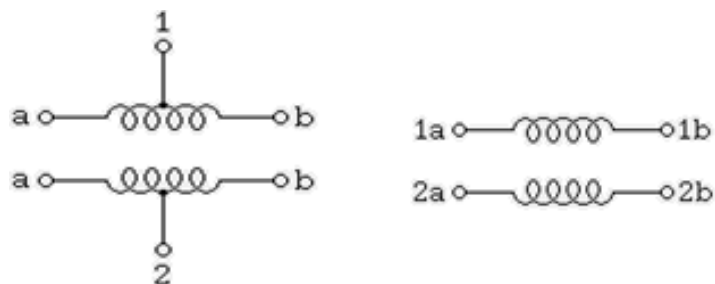


Figura 4.3 Esquema de un motor unipolar y motor bipolar.

### 4.2.3 MOTORES UNIPOLARES

En este tipo de motores, todas las bobinas del estator están conectadas en serie formando cuatro grupos. Estos, a su vez, se conectan dos a dos también en serie. Según puede apreciarse en la figura 4.4, del motor paso a paso salen dos grupos de tres cables, uno de los cuales es común a dos bobinados.

Los seis terminales que parten del motor, deben ser conectados al circuito de control, el cual, se comporta como cuatro conmutadores electrónicos que, al ser activados o desactivados, producen la alimentación de los cuatro grupos de bobinas con que está formado el estator. Si generamos una secuencia adecuada de funcionamiento de estos interruptores, se pueden producir saltos de un paso en el número y sentido que se desee.

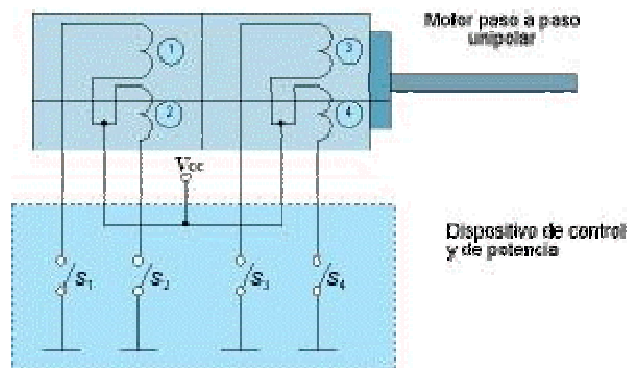


Figura 4.4 Diagrama de control de un motor paso a paso unipolar

### 4.2.4 CONTROL DE LOS MOTORES PASO A PASO

Para realizar el control de los motores paso a paso, es necesario generar una secuencia determinada de impulsos. Además es necesario que estos impulsos sean capaces de entregar la corriente necesaria para que las bobinas del motor se exciten, el diagrama de conexión es el que se muestra en la figura 4.5.

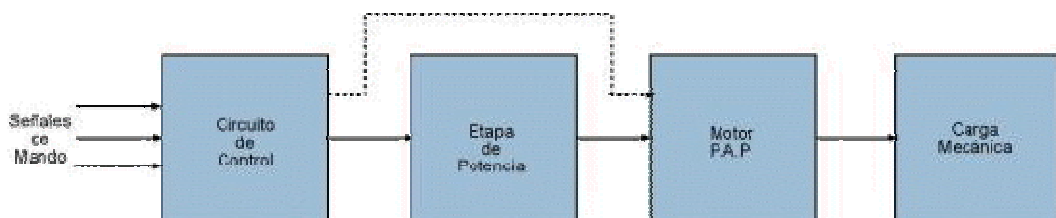


Figura 4.5 Diagrama de bloques de un sistema con motor paso a paso

#### 4.2.5 SECUENCIA DEL CIRCUITO DE CONTROL

Existen dos formas básicas de hacer funcionar los motores paso a paso atendiendo al avance del rotor bajo cada impulso de excitación:

**Paso completo (*full step*):** El rotor avanza un paso completo por cada pulso de excitación y para ello su secuencia esta resumida en la tabla 4.1 para ambos sentidos de giro, las X indican los interruptores que deben estar cerrados (interruptores en ON), mientras que la ausencia de X indica interruptor abierto (interruptores en OFF).

Paso	Excitación de bobinas				Paso	Excitación de bobinas			
	S1	S2	S3	S4		S1	S2	S3	S4
1	x			x	1	x	x		
2			x	x	2		x	x	
3		x	x		3			x	x
4	x	x			4	x			x

Tabla 4.1 Secuencia de excitación de un motor paso a paso completo

**Medio paso (*Half step*):** Con este modo de funcionamiento el rotor avanza medio paso por cada pulso de excitación, presentando como principal ventaja una mayor resolución de paso, ya que disminuye el avance angular (la mitad que en el modo de paso completo). Para conseguir tal cometido, el modo de excitación consiste en hacerlo alternativamente sobre dos bobinas y sobre una sola de ellas, según se muestra en la tabla 4.2 para ambos sentidos de giro.

Paso	Excitación de bobinas				Paso	Excitación de bobinas			
	S1	S2	S3	S4		S1	S2	S3	S4
1	x			x	1	x	x		
2				x	2		x		
3			x	x	3		x	x	
4			x		4			x	
5		x	x		5			x	x
6		x			6				x
7	x	x			7	x			x
8	x				8	x			

Tabla 4.2.- Secuencia de excitación de un motor a pasos, en medio paso

#### 4.2.6 PARÁMETROS DE LOS MOTORES PASO A PASO

Desde el punto de vista mecánico y eléctrico, es conveniente conocer el significado de algunas de las principales características y parámetros que se definen sobre un motor paso a paso:

- **Par dinámico de trabajo (*Working Torque*):** Depende de sus características dinámicas y es el momento máximo que el motor es capaz de desarrollar sin perder paso, es decir, sin dejar de responder a algún impulso de excitación del estator.
- **Par de mantenimiento (*Holding Torque*):** Es el par requerido para desviar, en régimen de excitación.
- **Par de detención (*Detención Torque*):** Es un par de freno que se debe a la acción del rotor cuando los devanados del estator están desactivados.
- **Ángulo de paso (*Step angle*):** Se define como el avance angular que se produce en el motor por cada impulso de excitación. Los pasos estándar más importantes se muestran en la tabla 4.3.

Grados por impulso de excitación	Nº de pasos por vuelta
0,72°	500
1,8°	200
3,75°	96
7,5°	48
15°	24

Tabla 4.3 Avance angular del motor a pasos

- **Número de pasos por vuelta:** Es la cantidad de pasos que ha de efectuar el rotor para realizar una revolución completa; evidentemente es  $NP = 360/\alpha$ , donde  $NP$  es el número de pasos y  $\alpha$  el ángulo de paso.
- **Frecuencia de paso máximo (*Maximum pull-in/out*):** Se define como el máximo número de pasos por segundo que puede recibir el motor funcionando adecuadamente.

- **Momento de inercia del rotor:** Es su momento de inercia asociado que se expresa en gramos por centímetro cuadrado.

#### 4.2.7 APLICACIONES

Los motores paso a paso son ideales para la construcción de mecanismos en donde se requieren movimientos muy precisos. Las principales aplicaciones de los motores paso a paso se pueden encontrar en robótica, tecnología aeroespacial, control de discos duros, flexibles, unidades de CD-ROM o de DVD e impresoras, en sistemas informáticos, manipulación y posicionamiento de herramientas y piezas en general.

#### 4.3 DISEÑO DEL PANEL DE CONTROL

Se elaboró un panel de mando (figura 4.6) para el control del prototipo que consta de switches para seleccionar 3 velocidades de funcionamiento del prototipo, además se puede controlar el orden de encendido de las bobinas, existen controles para sincronizar el sistema, para su ejecución y un pare, además incluye unos leds que indican el encendido de las bobinas y un lcd para poder informar en que configuración del sistema nos encontramos. Internamente posee la placa electrónica conjuntamente con 2 fuentes de alimentación indistintamente para los actuadores como son las bobinas y el motor a pasos y una tercera fuente para la placa electrónica con el fin de que no se produzcan ruidos eléctricos y no permitir la interferencia entre el flujo eléctrico que conlleva a un funcionamiento erróneo.



Figura 4.6 Panel de Control del Prototipo



Posee terminales para conectar las bobinas, el motor paso a paso, el sensor óptico y además otros terminales para conectar a la tarjeta de adquisición de datos USB 6009 para obtener las señales y posteriormente ser procesadas en lenguaje de LabVIEW y poder graficar las curvas de funcionamiento del motor y realizar su respectivo análisis.

#### 4.3.1 DISEÑO DEL CIRCUITO ELECTRÓNICO

En la figura 4.7 se muestra la simulación del circuito electrónico para el control del prototipo, diseñado en el software ISIS 7 Professional del paquete PROTEUS.

Este simulador fue de gran utilidad porque ayuda mucho en verificar el funcionamiento de todo el cableado electrónico y de la programación que se encuentra grabada en los microcontroladores, proporcionando un alto grado de confianza para proceder tanto al diseño de la placa del circuito impreso como al diseño de la programación de los microcontroladores. **La Programación de los Microcontroladores, ver anexo B.**

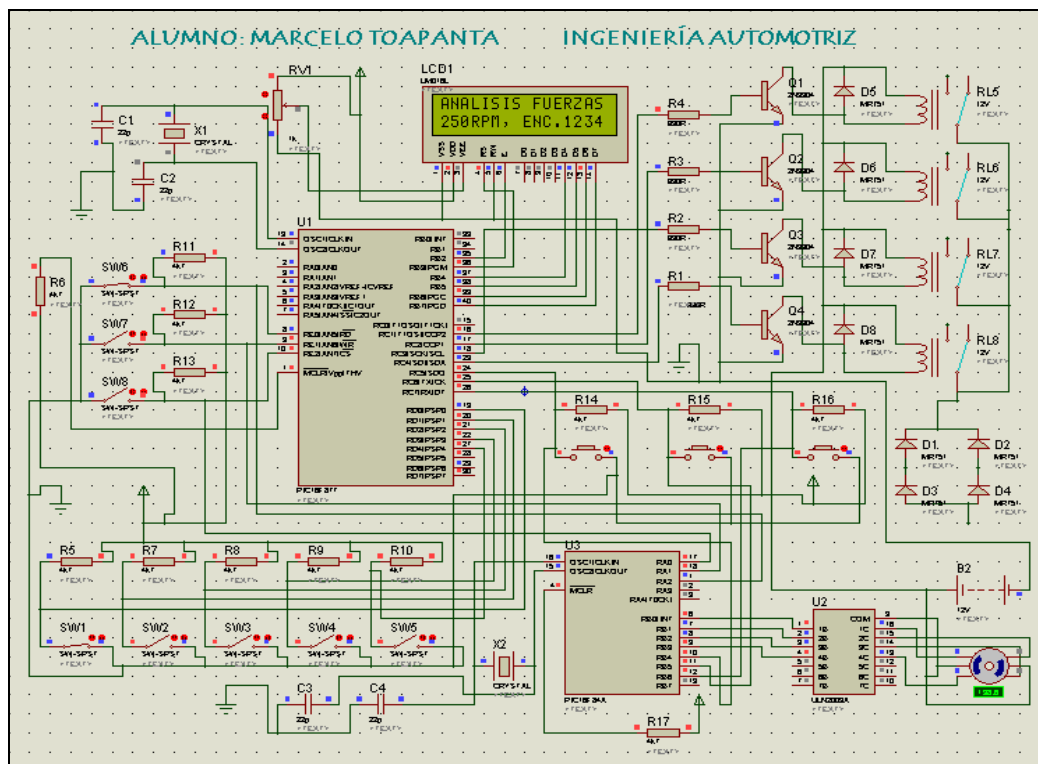


Figura 4.7 Circuito electrónico simulado en PROTEUS.



#### 4.4.2 PROGRAMACIÓN GRÁFICA CON LABVIEW

Cuando se diseñan programas con Labview se trabaja siempre bajo algo denominado VI, es decir, un instrumento virtual. Se pueden crear VI a partir de especificaciones funcionales. Estos VI's pueden utilizarse en cualquier otra aplicación como una sub función dentro de un programa general. Los VI's se caracterizan por ser un cuadrado con su respectivo símbolo relacionado con su funcionalidad, tener una interfaz con el usuario, tener entradas con su color de identificación de dato, tener una o varias salidas y por su puesto ser reutilizables.

#### 4.4.3 DISEÑO DE LA INTERFAZ DE USUARIO A PARTIR DE SU CÓDIGO

En el ambiente de trabajo de Labview existen dos paneles, el panel frontal y el panel de programación ó diagrama de bloques (figura 4.9); en el panel frontal se diseña la interfaz con el usuario y en el panel de programación se relacionan los elementos utilizados en la interfaz mediante operaciones que determinan en sí como funciona el programa o el sistema, exactamente es la parte donde se realizan las especificaciones funcionales.

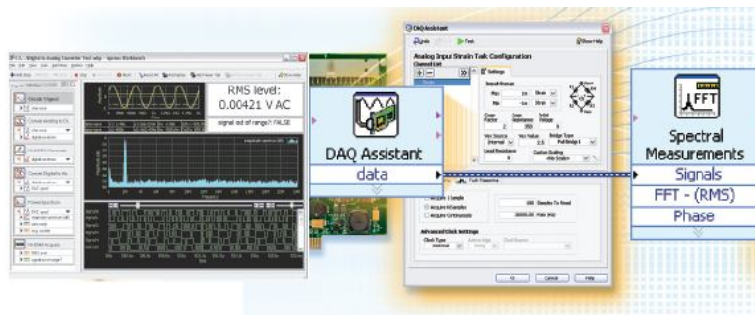


Figura 4.9 Interfaz de trabajo entre el usuario y LabVIEW

#### 4.4.4 APLICACIONES DE LABVIEW

Labview tiene su mayor aplicación en sistemas de medición, como monitoreo de procesos y aplicaciones de control, un ejemplo de esto pueden ser sistemas de monitoreo en transportación, Laboratorios para clases en universidades, procesos de control industrial. Labview es muy utilizado en procesamiento digital de señales, procesamiento en tiempo real de aplicaciones biomédicas, manipulación de imágenes y audio, automatización, diseño de filtros digitales, generación de señales, entre otras, etc.

## 4.5 TARJETA DAQ NI USB-6009

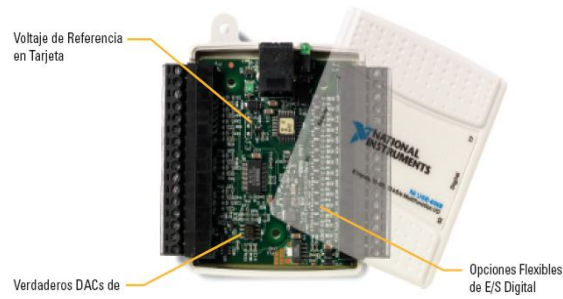


Figura 4.10 Tarjeta NI USB 6009

### 4.5.1 DESCRIPCIÓN

La tarjeta de adquisición de datos (DAQ) de la National Instruments (NI) USB-6009 (figura 4.10), consta de 8 entradas analógicas (AI) (14 bits, 48 kS/s), de 2 salidas analógicas (AO) (12 bits a 150 S/s), 12 E/S digitales (DIO), un contador de 32 bits y es energizado por bus para una mayor movilidad, conectividad de señal integrada. La USB-6009 de National Instruments brinda funcionalidad de adquisición de datos básica para aplicaciones como registro de datos simple, medidas portátiles y experimentos académicos de laboratorio. Es accesible para uso de estudiantes y lo suficientemente poderoso para aplicaciones de medida más sofisticadas. En la figura 4.11, se muestra los principales componentes funcionales de la tarjeta USB 6009, en un diagrama de bloques.

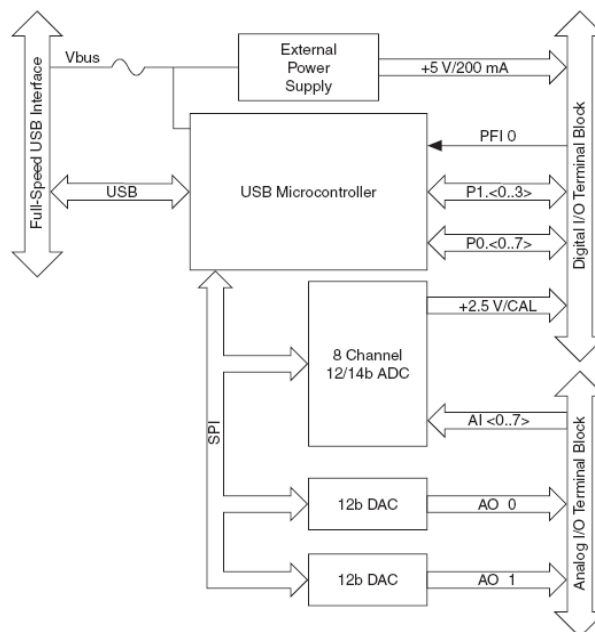
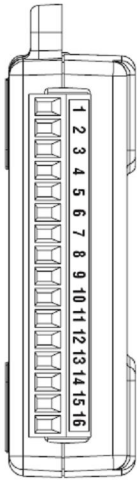
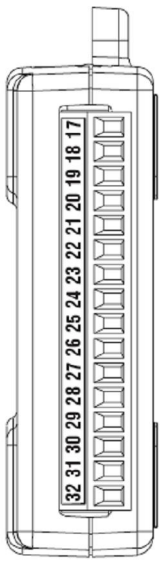


Figura 4.11 Diagrama de bloques de la tarjeta USB 6009

En la tabla 4.4 se enlista las asignaciones de las terminales analógicas

Module	Terminal	Signal, Single-Ended Mode	Signal, Differential Mode
	1	GND	GND
	2	AI 0	AI 0+
	3	AI 4	AI 0-
	4	GND	GND
	5	AI 1	AI 1+
	6	AI 5	AI 1-
	7	GND	GND
	8	AI 2	AI 2+
	9	AI 6	AI 2-
	10	GND	GND
	11	AI 3	AI 3+
	12	AI 7	AI 3-
	13	GND	GND
	14	AO 0	AO 0
	15	AO 1	AO 1
	16	GND	GND

En la tabla 4.5 se enlista las asignaciones de las terminales digitales.

Module	Terminal	Signal
	17	P0.0
	18	P0.1
	19	P0.2
	20	P0.3
	21	P0.4
	22	P0.5
	23	P0.6
	24	P0.7
	25	P1.0
	26	P1.1
	27	P1.2
	28	P1.3
	29	PF1.0
	30	+2.5 V
	31	+5 V
	32	GND

**Tabla 4.5 Terminales digitales**

## 4.5.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Las siguientes especificaciones técnicas mostradas en la tabla 4.6, son típicas para las entradas analógicas.

Tipo de conversor	Aproximación sucesiva
Número entradas analógicas	Modo simple: 8. Modo diferencial: 4
Resolución de las entradas	Modo diferencial: 14 bits. Modo simple: 13 bits
Tasa de muestreo máximo	Canal simple: 48 Kilo muestras / segundo. Canales múltiples: 42 Kilo muestras / segundo
Rangos de voltaje de entrada	Modo simple: $\pm 10$ V. Modo diferencial: $\pm 20$ V, $\pm 10$ V, $\pm 15$ V, $\pm 4$ V, $\pm 2,5$ V, $\pm 2$ V, $\pm 1,25$ V, $\pm 1$ V.
Voltaje de trabajo	$\pm 10$ V
Impedancia de entrada	144 K $\Omega$ .
Sobrevoltaje de protección	$\pm 35$ V
Nivel de ruido	Modo simple: 0,73 mVms. Modo diferencia: 0,37 mVms.

**Tabla 4.6 Especificaciones para las AI**

En la tabla 4.7, se muestra las especificaciones técnicas para las salidas analógicas.

Tipo de conversor	Aproximación sucesiva
Número salidas analógicas	2
Resolución de las salidas	12 bits
Tasa de muestreo máximo	150 Hz
Rangos de voltaje de salida	0 a +5V
Impedancia de salida	50 $\Omega$ .
Corriente de salida	5 mA.

**Tabla 4.7 Especificaciones para las AO**

En la tabla 4.8, se muestra las especificaciones de la entradas y salidas digitales.

Número entradas/salidas analógicas	P0. <0...7>: 8 líneas. P0. <1...3>: 4 líneas.
Modo de control	Cada canal individualmente será programable para que sea una entrada o una salida.
Compatibilidad	TTL, LVTTTL, CMOS.
Máximo rango de voltaje absoluto	-0,5 a 5,8 V con respecto a GND.

**Tabla 4.8 Especificaciones para las DIO**

En la tabla 4.9, se indica los niveles lógicos digitales.

Level	Min	Max	Units
Input low voltage	-0.3	0.8	V
Input high voltage	2.0	5.8	V
Input leakage current	—	50	μA
Output low voltage (I = 8.5 mA)	—	0.8	V
Output high voltage			
Active drive (push-pull), I = -8.5 mA	2.0	3.5	V
Open collector (open-drain), I = -0.6 mA, nominal	2.0	5.0	V
Open collector (open-drain), I = -8.5 mA, with external pull-up resistor	2.0	—	V

Tabla 4.9 Niveles lógicos digitales

#### 4.6 CONFIGURACIÓN DE LA TARJETA NI USB-6009

El enlace entre LabVIEW y los canales virtuales de entrada y salida con la tarjeta de adquisición de datos USB 6009, así como la configuración de los distintos parámetros de la misma se lo realiza mediante el “**Measurement & Automation Explorer MAX**”, que es una herramienta que se instala con los drivers de LabVIEW para la verificación de las condiciones de la tarjeta y la simulación de las tareas creadas en los canales virtuales.

Inicialmente la tarjeta USB 6009 debe ser reconocida al ejecutar el **MAX** y debe permitir su configuración. Una vez conectada la tarjeta al computador para verificar su reconocimiento damos doble-clic sobre el icono del **Measurement & Automation** en el escritorio para abrir el **MAX**, desplegamos en **Devices and Interfaces**, luego desplegamos **NI-DAQmx Devices** en donde encontraremos el nombre del dispositivo conectado, como se indica en la figura 4.12.

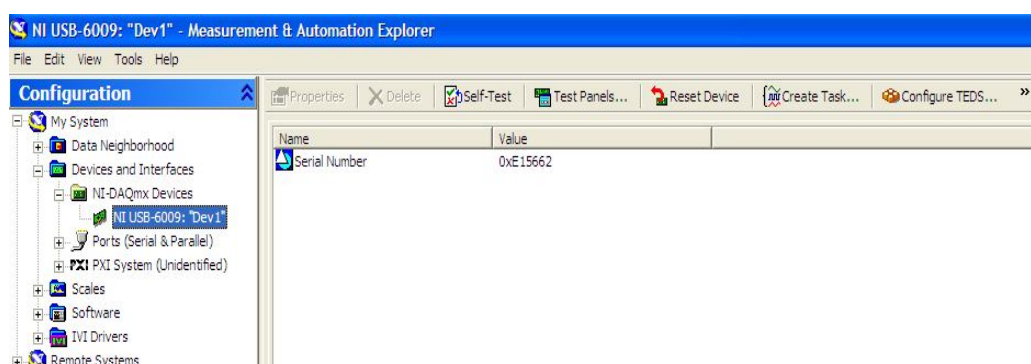


Figura 4.12 Reconocimiento de la tarjeta USB 6009

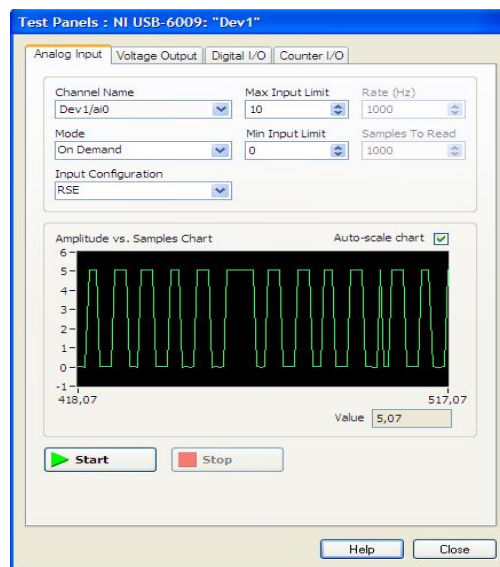
Además encontraremos ítems en la figura anterior que despliegan la verificación del estado de la tarjeta, un panel de prueba, un reset del dispositivo o para crear tareas para los diferentes canales virtuales.

Al oprimir en **Self-Test**, se mostrará un cuadro de diálogo, figura 4.13, indicando el éxito en la verificación de la tarjeta.



**Figura 4.13 Prueba del estado de la tarjeta**

En la pestaña del **Test Panels** despliega un panel de pruebas, para lo cual es necesario tener conectado alguno de los canales virtuales para luego configurarlos y comprobar su funcionamiento como se indica en la figura 4.14, además encontramos varias opciones de obtención de las señales como son entradas analógicas "AI", salidas analógicas "OI", entradas y salidas digitales "DIO" y un contador.



**Figura 4.14 Panel de Prueba de la tarjeta USB 6009.**

Para comprobar el funcionamiento de las diferentes opciones para la obtención de cada una de las señales de la figura 4.14.



En la pestaña de entradas analógicas se selecciona el nombre del canal, el modo de obtención del dato y la configuración de la entrada, así como los límites de voltaje, el número de muestras a leer y la velocidad de obtención. Para las salidas analógicas debemos seleccionar el nombre del canal en el que sale el dato y los límites de voltaje. En las entradas o salidas digitales seleccionamos el puerto y luego el nombre del canal, podemos configurar a todo un puerto como entrada o salida o en forma individual por canales, el estado de entrada se indica por medio de unos leds y las salidas por switches indicando como bajo “0” o alto “1” el estado de las salidas. Para el contador se configura el nombre del canal, el modo del contador, si selecciona la generación de un tren de pulsos se colocan valores para la frecuencia y el ciclo de trabajo y si selecciona el contador de lados se debe escoger el lado del pulso que se toma como referencia para el conteo de la señal.

Para crear tareas en los canales virtuales damos un clic en **Create News** y aparece la ventana de la figura 4.15 en donde se tiene múltiples tipo de medidas de acuerdo a la señal que se va a manejar en donde se selecciona al ítem y luego se le da un nombre al canal virtual.

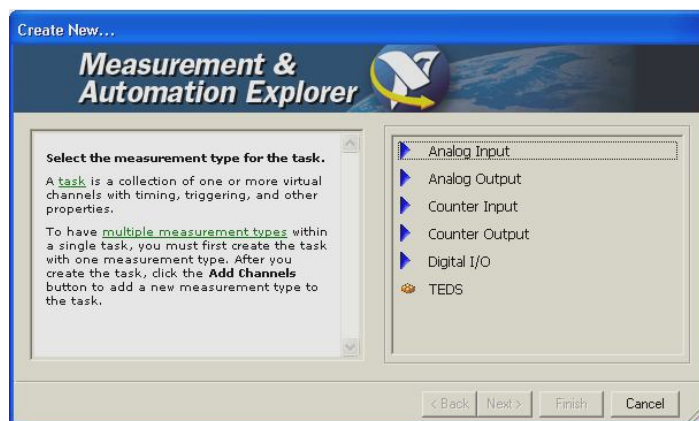


Figura 4.15 Tipo de señales para un canal virtual

#### 4.6.1 CONFIGURACIÓN DE ENTRADAS ANALÓGICAS

Para configurar las entradas analógicas desplegamos el submenú de **Analog Input**, en donde tenemos varios parámetros de los cuales para nuestro estudio necesitamos crear tareas de entrada análogas de voltaje que salen de los

microcontroladores hacia la parte de potencia de las bobinas y del motor paso a paso para lo cual seleccionamos el ítem de “Voltage”, como se indica en la figura 4.16.

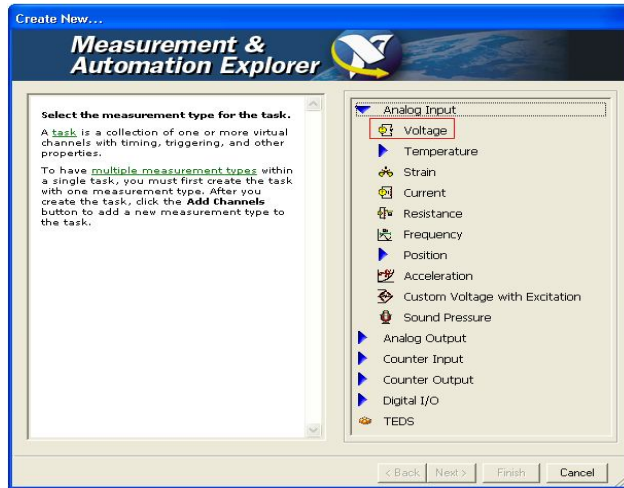


Figura 4.16 Entradas Analógicas

Una vez seleccionado el tipo de señal en la figura 4.17, aparecen los diferentes canales que posee la tarjeta para ser configurados para entradas analógicas.

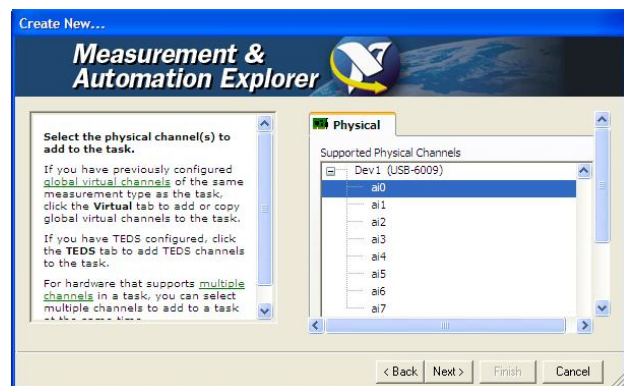


Figura 4.17 Canales físicos de la tarjeta USB 6009

Luego se asigna con un nombre al canal seleccionado, como se indica en la figura 4.18.

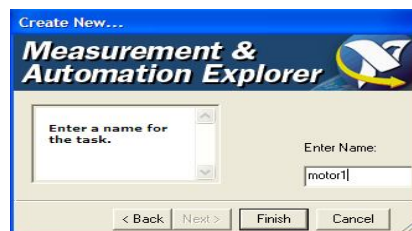
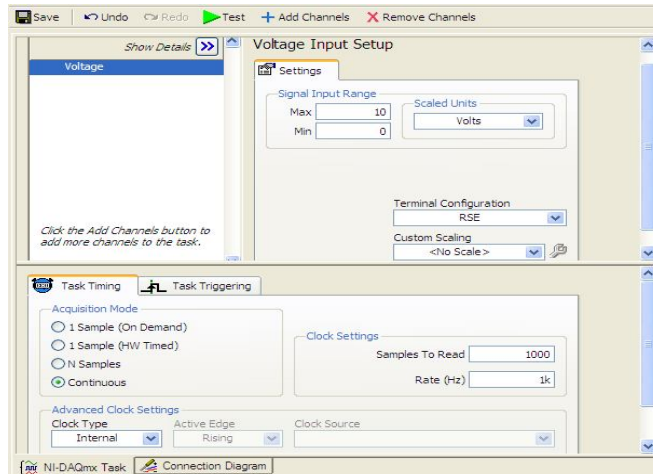
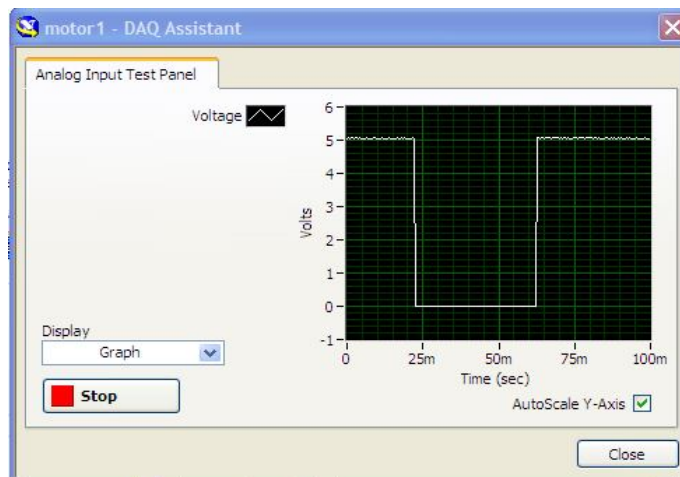


Figura 4.18 Nombre del la tarea al canal virtual

Finalmente, se puede agregar canales virtuales y configurar los valores para las unidades y el rango de las señales de entrada y las tareas de cronometraje como se muestra en la figura 4.19, además se puede comprobar el funcionamiento del canal virtual al adquirir el dato en un panel de prueba como se indica en la figura 4.20.



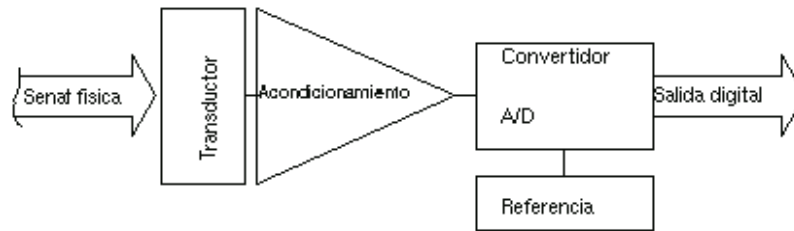
**Figura 4.19 Configuración de valores y prueba de adquisición de la señal.**



**Figura 4.20 Panel de prueba de una entrada analógica.**

#### 4.7 EL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Un sistema de adquisición de datos DAQ, es un equipo que nos permite tomar señales físicas del entorno y convertirlas en datos que posteriormente se podrán procesar y presentar. A veces el sistema de adquisición es parte de un sistema de control y por tanto la información recibida se procesa para obtener una serie de señales de control.



**Figura 4.21 Estructura de un sistema de adquisición de datos**

En la figura 4.21 podemos ver los bloques que componen un sistema de adquisición de datos:

- El transductor
- El acondicionamiento de señal
- El convertidor analógico-digital
- La etapa de salida

El **transductor** es un elemento que convierte la magnitud física a medir en una señal de salida (normalmente tensión o corriente) que puede ser procesada por nuestro sistema. Salvo que la señal de entrada sea eléctrica, podemos decir que el transductor es un elemento que convierte energía de un tipo en otro. Por tanto, el transductor debe tomar poca energía del sistema bajo observación, para no alterar la medida.

El **acondicionamiento de señal** es la etapa encargada de filtrar y adaptar la señal proveniente del transductor a la entrada del convertidor analógico/digital. Esta adaptación suele ser doble y se encarga de:

- Adaptar el rango de salida del transductor al rango de entrada del convertidor.
- Acoplar la impedancia de salida de uno con la impedancia de entrada del otro.

La adaptación entre los rangos de salida del transductor y el de entrada del convertidor tiene como objetivo el aprovechar el margen dinámico del convertidor, de modo que la máxima señal de entrada debe coincidir con la máxima que el convertidor (pero no con la máxima tensión admisible, ya que para ésta entran en funcionamiento las redes de protección que el convertidor lleva integrada).

Además, la adaptación de impedancias es imprescindible, los transductores presentan una salida de alta impedancia, que normalmente no puede excitar la entrada de un convertidor, cuya impedancia típica suele estar entre 1 y 10 k.

El **convertidor Analógico/Digital** es un sistema que presenta en su salida una señal digital a partir de una señal analógica de entrada, (normalmente de tensión) realizando las funciones de **cuantificación** y **codificación**.

La cuantificación implica la división del rango continuo de entrada en una serie de pasos, de modo que para infinitos valores de la entrada la salida sólo puede presentar una serie determinada de valores. Por tanto la cuantificación implica una pérdida de información que no podemos olvidar.

La codificación es el paso por el cual la señal digital se ofrece según un determinado código binario, de modo que las etapas posteriores al convertidor puedan leer estos datos adecuadamente.

La **etapa de salida** es el conjunto de elementos que permiten conectar el sistema de adquisición de datos con el resto del equipo, y puede ser desde una serie de buffers digitales incluidos en el circuito convertidor, hasta un interfaz RS 232, RS 485 o Ethernet para conectar a un ordenador.

#### **4.8 ACONDICIONAMIENTO DE SEÑALES**

En la etapa de acondicionamiento de la señal podemos encontrar estas etapas, aunque no todas están siempre presentes:

- Amplificación
- Excitación
- Filtrado
- Multiplexado
- Aislamiento
- Linealización

**Amplificación.-** Es el tipo más común de acondicionamiento. Para conseguir la mayor precisión posible la señal de entrada deber ser amplificada de modo que su máximo nivel coincida con la máxima tensión que el convertidor puede leer.

**Aislamiento.-** Otra aplicación habitual en acondicionamiento de la señal es el aislamiento eléctrico entre el transductor y el ordenador, para proteger al mismo de transitorios de alta tensión que puedan dañarlo. Un motivo adicional para usar aislamiento es el garantizar que las lecturas del convertidor no son afectadas por diferencias en el potencial de masa o por tensiones en modo común.

Cuando el sistema de adquisición y la señal a medir están ambas referidas a masa pueden aparecer problemas si hay una diferencia de potencial entre ambas masas, apareciendo un "bucle de masa", que puede devolver resultados erróneos.

**Multiplexado.-** El multiplexado es la conmutación de las entradas del convertidor, de modo que con un sólo convertidor podemos medir los datos de diferentes canales de entrada. Puesto que el mismo convertidor está midiendo diferentes canales, su frecuencia máxima de conversión será la original dividida por el número de canales muestreados.

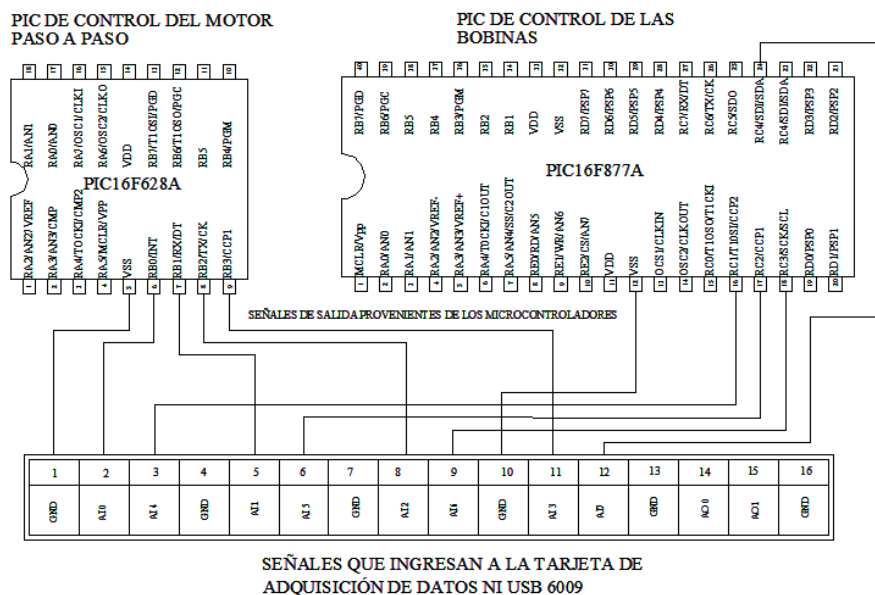
**Filtrado.-** El fin del filtro es eliminar las señales no deseadas de la señal que estamos observando. Por ejemplo, en las señales casi continuas, (como la temperatura) se usa un filtro de ruido de unos 4 Hz, que eliminará interferencias, incluidos los 50/60 Hz de la red eléctrica.

Las señales alternas, tales como la vibración, necesitan un tipo distinto de filtro, conocido como filtro antialiasing, que es un filtro pasabajo pero con un corte muy brusco, que elimina totalmente las señales de mayor frecuencia que la máxima a medir, ya que se si no se eliminasen aparecerían superpuestas a la señal medida, con el consiguiente error.

**Excitación** - La etapa de acondicionamiento de señal a veces genera excitación para algunos transductores, como por ejemplos las galgas extesométricas, termistores o RTD, que necesitan de la misma, bien por su constitución interna, (como el termistor, que es una resistencia variable con la temperatura) o bien por la configuración en que se conectan (como el caso de las galgas, que se suelen montar en un puente de Wheatstone).

**Linealización** - Muchos transductores, como los termopares, presentan una respuesta no lineal ante cambios lineales en los parámetros que están siendo medidos. Aunque la linealización puede realizarse mediante métodos numéricos en el sistema de adquisición de datos, suele ser una buena idea el hacer esta corrección mediante circuitería externa.

En la figura 4.22 las señales que se procesan son los valores de voltaje que entregan los microprocesadores PIC16F84 y PIC16F877A para el control del motor a pasos y el encendido de las bobinas respectivamente, cuyas señales son procesadas como analógicas y con la programación en LabVIEW se obtienen señales digitales para luego ser utilizadas en la obtención de curvas de esfuerzos producidos en el sistema mecánico.



**Figura 4.22 Acondicionamiento de las señales que ingresan a la tarjeta NI USB 6009 procedentes de los Microcontroladores**

Las señales que salen de los microcontroladores no necesitan ser acondicionadas debido a que manejan un voltaje de 5 voltios y de muy bajo amperaje, debido a que los PICs trabajan con un amperaje no muy alto y son rangos que la tarjeta de adquisición de datos admiten y por consiguiente solamente se necesitó conectar las salidas de las señales de voltaje de los microcontroladores directamente a jacks de la tarjeta USB 6009, sin ocasionar daños a la misma.

En la tabla 4.10 se hace un resumen sobre los parámetros configurados de las señales provenientes de los microcontroladores y que ingresan a la tarjeta de adquisición de datos USB 6009

Nombre del canal físico	Nombre del canal virtual	Voltaje máximo	Voltaje Mínimo	Configuración de entrada
ai0	motor1	10	0	RSE
ai1	motor2	10	0	RSE
ai2	motor2	10	0	RSE
ai3	motor4	10	0	RSE
ai4	bobina1	10	0	RSE
ai5	bobina2	10	0	RSE
ai6	bobina3	10	0	RSE
ai7	bobina4	10	0	RSE

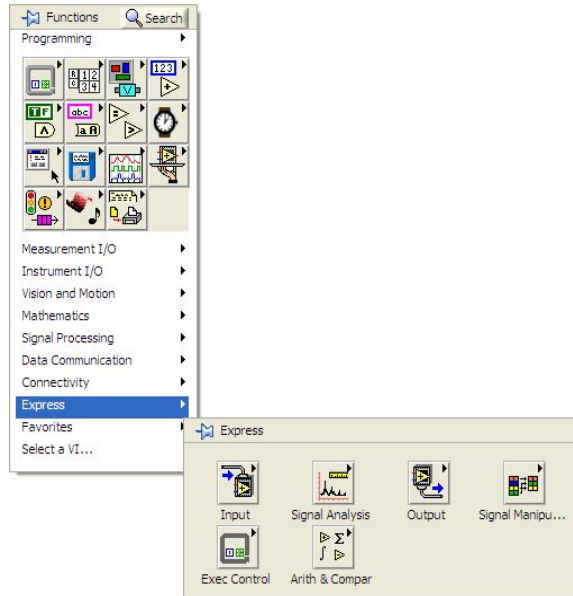
**Tabla 4.10 Configuración de parámetros de las señales de entrada provenientes de los microcontroladores**

#### **4.9 CONFIGURACIÓN DE LA FUNCIÓN DAQ ASSISTANT**

El paquete del software LabVIEW 8.0 incluyen funciones que se destinan a la adquisición de datos y que permiten relacionar canales físicos para crear tareas o canales globales virtuales con la configuración del **Measurement & Automation Explorer “MAX”** y también a través de la función **DAQ ASSISTANT**.

La función DAQ Assistant la encontramos en el diagrama de bloques, al dar clic-derecho aparece el menú de *Functions*, como se indica en la figura 5.1 y nos colocamos sobre el ítem *Express*, en donde aparecen algunas opciones para el tratamiento de las señales.





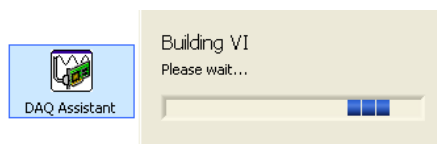
**Figura 4.23. Funciones Express**

Al colocar el puntero sobre la función *Input* se despliega un sub-menú y nos colocamos sobre el icono DAQ Acquisition como se muestra en la figura 5.2.



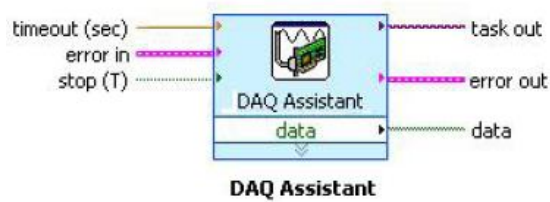
**Figura 4.24. Icono DAQ Assistant**

Al seleccionar el icono anterior y colocarlo sobre el diagrama de bloques, la función DAQ Assistant construye un VI automáticamente al detectar la configuración de los canales virtuales en la tarjeta de adquisición de datos configurada anteriormente en el **MAX**, como se puede observar en la figura 5.3



**Figura 4.25 Construyendo VI**

Luego aparece una ventana igual al de la figura 4.19 para configurar los valores de las señales adquiridas, así como opciones para adherir o quitar canales virtuales, además permite la opción de test para probar la forma en que las señales son obtenidas. Al dar clic en *OK* se coloca el DAQ Assistant con sus terminales para ser conectadas y permitir el acceso de las señales obtenidas mediante la programación con lenguaje gráfico. En la figura 5.4 se ilustra al icono del DAQ Assistant con sus respectivas terminales.



**Figura 4.26 Icono del DAQ Assistant**

La tabla 5.1 indica las funciones como entrada y salida del icono DAQ Assistant.

ENTRADAS	
PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN
Data	Contiene las muestras que se van a leer durante la ejecución de la tarea
Error In	Describe una condición de error que ocurre antes de que se ejecute el VI
Stop	Especifica el paro de la tarea de adquisición. Para señales analógicas de entrada y salida y para contadores, este valor por defecto está en FALSE, lo que significa que la tarea sigue corriendo aun después de que se ha parado la aplicación.
SALIDAS	
Data	Contiene el número de muestras leídas durante la ejecución de la tarea
Error out	Contiene información de errores. Si el error in contiene información de que ocurrió un error antes que corra el VI, error out contendrá esta misma información y se desplegará un mensaje.

**Tabla 4.11 Descripción de los terminales del DAQ Assistant**

## CAPÍTULO V

### 5. PRUEBAS DE OPERACIÓN Y RESULTADOS

#### 5.1 PROGRAMACIÓN Y DISEÑO DE PANTALLAS EN LabVIEW

La programación en LabVIEW tiene su pantalla principal, figura 5.1, en su diagrama de bloques un lazo while encierra una estructura case para que el VI2 que contiene las curvas de operación se ejecute, figura 5.2.



Figura 5.1 Pantalla principal

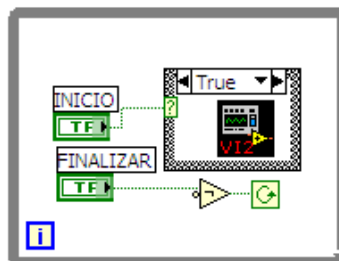


Figura 5.2 Programa para ejecutar el VI2

## 5.2 PARÁMETROS PARA LA ADQUISICIÓN DE CURVAS DE OPERACIÓN

Para adquirir las curvas sobre las cuales se fundamentan la selección del diseño de un motor recíprocante de combustión interna en su apartado dinámico se necesita tener algunos valores constantes que se debe tener de antemano o a su vez luego de haber diseñado el sistema, entre estos parámetros tenemos:

- **Las revoluciones de giro del cigüeñal**, que dependerá de la selección de la velocidad que se elija del panel de mando (175, 215, 250 rpm) y que luego por medio de la tarjeta de adquisición de datos y la programación en LabView sensorá la velocidad a la que está girando el motor.
- **La longitud de la biela**, según el diseño se obtuvo una biela de 100 mm.
- **El radio de la manivela**, es de 25 mm.
- **La masa de la biela** concentrada en el punto del pasador del pistón, cuya masa es la suma de  $m_{3a}$  calculada en la sección 5.1.1 que es 9.28 gr, sumada también la masa del pasador del pistón que es de 9.1 gr, más el valor de masa del pistón que es de 54.6 gr, teniendo un total de masa de 73 gr, masa que va estar en traslación pura, no se necesita saber la masa concentrada en el muñón de manivela debido a que al ser un motor de cuatro cilindros esta masa queda equilibrada con una apropiada configuración del ángulo de fase de los codos del cigüeñal además que en la sección 5.1.2 se explicó el balanceado de la manivela para tratar que el centro de gravedad se coloque en el centro del cigüeñal y no influya en el análisis de las fuerzas.
- **El ángulo de giro del cigüeñal**, que es fácil saber debido a que el motor a pasos tiene un avance de  $1,8^\circ$  por paso es decir que en 200 pasos se llega a tener un ángulo de  $360^\circ$ , igualmente con la programación y las señales de control del motor se podrá codificar el avance del ángulo que será descrito posteriormente mediante el diseño de un contador de pasos. Para obtener el ángulo verdadero se colocó un disco con agujeros en el eje y un sensor para

sincronizar el momento del arranque del motor cuando el pistón N.1 se encuentre en el PMS.

### 5.3 PANTALLA DE LAS SEÑALES OBTENIDAS DEL MOTOR A PASOS

Inicialmente configuramos el DAQ Assistant, para obtener las señales en los canales virtuales ai0, ai1, ai2 y ai3 provenientes del microcontrolador PIC16F628 que controlan el energizado de las bobinas del motor a pasos con los nombres de motor1, motor2, motor3 y motor4, en la salida del DAQ Assistant colocamos el icono de la función **Pulse Measurements**, que nos permite obtener el periodo en el que se energizan las bobinas del motor, multiplicándolo por 1000 e ingresando dicho valor a un **Index Array**, como son cuatro bobinas ponemos los cuatro índices para obtener el periodo de energizado de cada una de las bobinas, las salidas del index array lo conectamos a un **Format Into String** para determinar el tipo del valor que ingresa y luego a un **Concatenate Strings** para visualizar los valores. También el Pulse Measurements nos permite obtener la duración del pulso que energiza las bobinas del motor, multiplicando dicho valor por 1000 y conectándolo a un index array luego a un format into string y a un concatenate strings para visualizar el valor obtenido con sus unidades, como se puede observar en la figura 5.3.

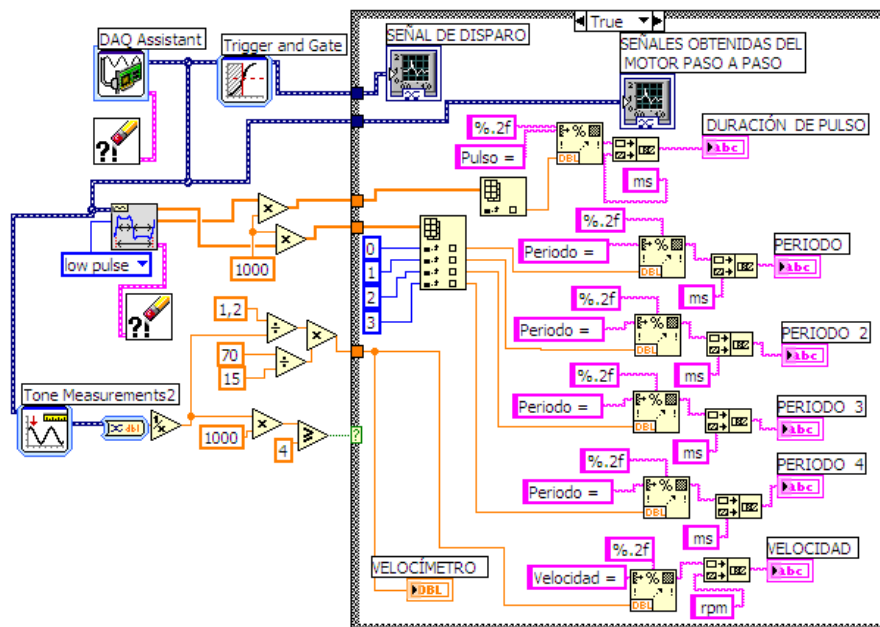


Figura 5.3 Diagrama de bloques de las señales del motor a pasos

Para obtenerla velocidad a la que gira se colocó un **Tone Measurements** conectado al dato de salida del DAQ Assistant como se observa en la figura anterior, luego se conecto un **Convert from Dynamic Data** para que convierta el tipo de dato dinámico a número, dicho valor se dividió para una constante de 1,2 y se multiplico para la relación 70/15 del juego de engranes para obtener el valor al cual está girando el prototipo, debido a que el motor a pasos gira normalmente a una velocidad máxima de 60 rpm debido a que sus bobinas pueden ser energizadas por un periodo mínimo de 5 ms para su correcto funcionamiento, para visualizar esa velocidad se conectó un velocímetro.

También se conectó a la salida del DAQ Assistant un **Tigger and Gate** para visualizar la señal de disparo en el momento de energizado de las bobinas del motor. En la figura 5.4 se muestra la pantalla de las señales y parámetros obtenidos del motor a pasos, el tacómetro indica la velocidad a la que está girando el prototipo.

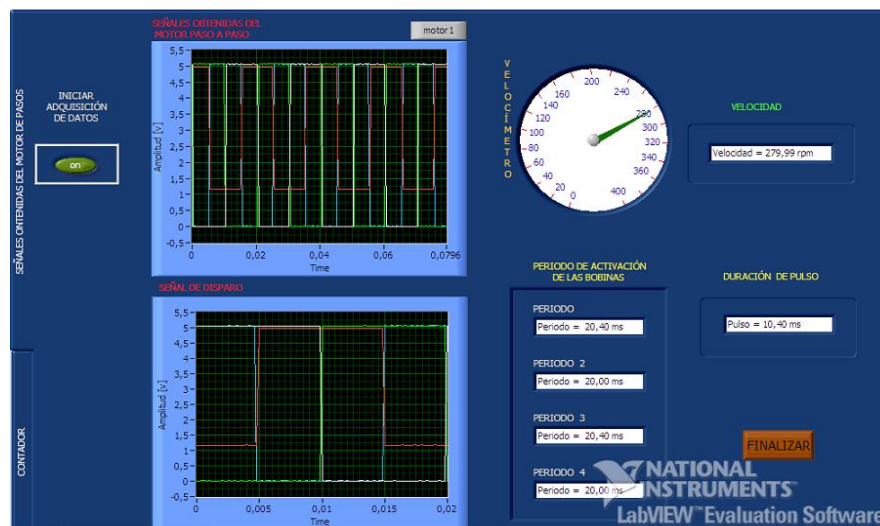


Figura 5.4 Señales obtenidas del motor a pasos

## 5.4 PANTALLA DEL CONTADOR DE PULSOS

Para poder identificar el ángulo en el que se encuentra el cigüeñal a partir de la sincronización con el pistón N.1 en el PMS luego del arranque, se necesita contar el número de pulso en el que se energiza cada una de las bobinas del motor.

Para ello se analiza individualmente las señales provenientes del control del motor configurados anteriormente en el DAQ Assistant, se colocó un Convert from Dynamic Data para convertir el tipo de dato dinámico en un array de waveforms y luego Index Arrays con sus respectivos índices para las cuatro señales obtenidas y para ver las señales por separado se colocó cuatro waveform charts, se les colocó cuatro trigger and gate para que den la señal de disparo de energizado de las bobinas y posteriormente el icono de la función **Statistics** para que regrese el número de muestras que se obtienen en cada disparo de la señal y nuevamente un Convert from Dynamic Data para convertir el tipo de dato dinámico a un número para luego conectarse a cuatro index array, cada valor se suma con el anterior, esto se logra mediante los **Shift Registers** para que acumulen el número de pulsos y luego sean sumados para dar un valor total de pulsos y luego ser multiplicados por 1,8 para obtener la expresión total en grados y ser empleado como parámetro en la graficación de las curvas, los shift registers se encuentran inicializados en cero y colocados en un while loop como se indica en la figura 5.5 para que cada vez que inicie el contador tome el valor de cero.

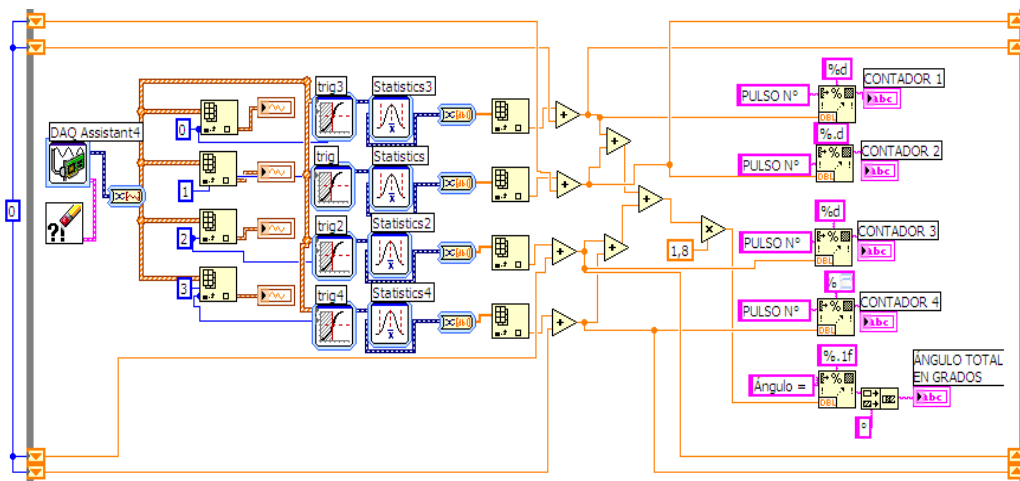


Figura 5.5 Diagrama de bloques del contador de pulsos

En la figura 5.6 se observa las cuatro señales provenientes del circuito de control del motor a pasos, así como contadores individuales y un contador total que está expresado en grados.

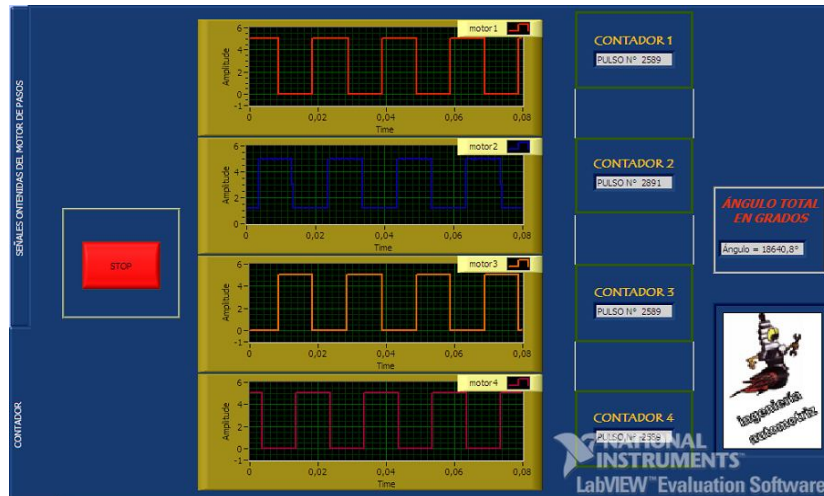


Figura 5.6 Panel Frontal del Contador de pulsos.

## 5.5 CINEMÁTICA DEL MECANISMO MANIVELA-BIELA-PISTÓN

La cinemática del mecanismo manivela-biela-pistón determina la posición, la velocidad y la aceleración del eslabonamiento de cuatro barras mediante trigonometría plana y ecuaciones escalares, explicada en la sección 2.4.

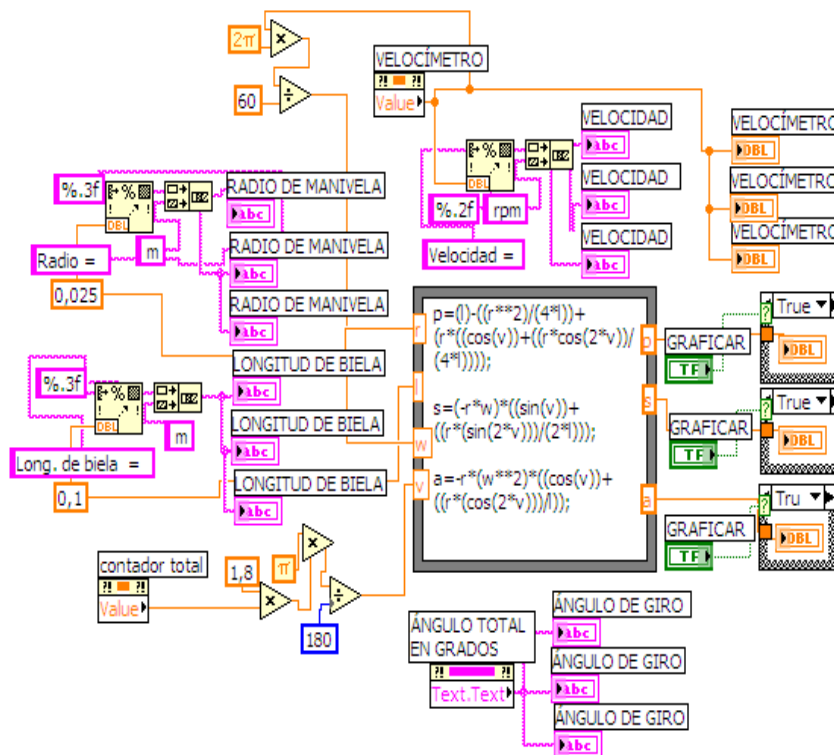


Figura 5.7 Diagrama de bloques y ecuaciones de la cinemática del mecanismo manivela-biela-pistón



En la figura 5.7, podemos ver un **Formula Node**, que evalúa las ecuaciones 2.3 c, d y e, de posición, velocidad y aceleración del pistón respectivamente, en donde las entradas  $r$  y  $l$  son constantes,  $w$  es la velocidad a la que gira el mecanismo multiplicada por  $2\pi$  y dividido para  $60$  para obtener la velocidad angular en  $rad/s$ , la entrada  $v$  es el ángulo en el que se encuentra el cigüeñal multiplicado por  $1,8^\circ$  que es el ángulo de avance de motor de pasos multiplicado por  $\pi$  y dividido para  $180^\circ$  debido a que los valores de grados deben primeramente estar convertidos en radianes, para visualizar las curvas se utilizó tres waveform charts.

### 5.5.1 POSICIÓN DEL PISTÓN

En la figura 5.8 se puede ver el resultado de la aplicación de la fórmula de posición o desplazamiento del pistón dentro del cilindro y en la tabla 5.1 podemos observar la posición del pistón cada 3.6 grados de vuelta del cigüeñal.

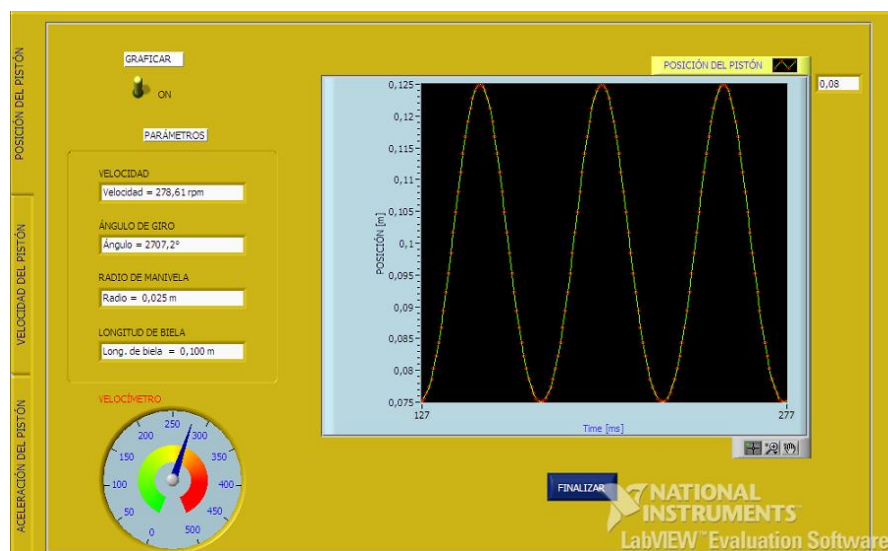


Figura 5.8 Gráfica del desplazamiento del pistón

**Análisis:** La ecuación escalara de la posición o desplazamiento del pistón solamente es función de la relación  $r/l$  dicho valor de diseño debe estar entre  $1/3$  y  $1/5$  como se explico en la sección 2.4, en este caso es de  $0.025mm/0.100mm = 1/4$  manteniéndose dentro del rango aceptable, además se puede observar que entre el valor máximo que es de  $0.125m$  y el valor mínimo  $0.075m$  existe un desplazamiento del pistón de  $0.05m$  es decir  $50mm$  que

representa el doble del radio de manivela debido a que el desplazamiento del pistón es dos veces el radio de manivela  $S = 2r$ .

Ángulo (°)	Posición (m)	Ángulo (°)	Posición (m)	Ángulo (°)	Posición (m)	Ángulo (°)	Posición (m)
0	0,125	90	0,09688	180	0,075	270	0,09688
3,6	0,12494	93,6	0,09532	183,6	0,07504	273,6	0,09846
7,2	0,12475	97,2	0,09379	187,2	0,07515	277,2	0,10006
10,8	0,12445	100,8	0,0923	190,8	0,07533	280,8	0,10167
14,4	0,12402	104,4	0,09085	194,4	0,07559	284,4	0,10329
18	0,12348	108	0,08945	198	0,07593	288	0,10489
21,6	0,12282	111,6	0,08809	201,6	0,07633	291,6	0,1065
25,2	0,12205	115,2	0,08679	205,2	0,07681	295,2	0,10809
28,8	0,12118	118,8	0,08556	208,8	0,07737	298,8	0,10964
32,4	0,12021	122,4	0,08438	212,4	0,07799	302,4	0,11117
36	0,11915	126	0,08326	216	0,07869	306	0,11265
39,6	0,11799	129,6	0,08221	219,6	0,07947	309,6	0,11408
43,2	0,11676	133,2	0,08123	223,2	0,08031	313,2	0,11545
46,8	0,11545	136,8	0,08031	226,8	0,08123	316,8	0,11676
50,4	0,11408	140,4	0,07947	230,4	0,08221	320,4	0,11799
54	0,11265	144	0,07869	234	0,08326	324	0,11915
57,6	0,11117	147,6	0,07799	237,6	0,08438	327,6	0,12021
61,2	0,10964	151,2	0,07737	241,2	0,08556	331,2	0,12118
64,8	0,10809	154,8	0,07681	244,8	0,08679	334,8	0,12205
68,4	0,1065	158,4	0,07633	248,4	0,08809	338,4	0,12282
72	0,10489	162	0,07593	252	0,08945	342	0,12348
75,6	0,10329	165,6	0,07559	255,6	0,09085	345,6	0,12402
79,2	0,10167	169,2	0,07533	259,2	0,0923	349,2	0,12447
82,8	0,10006	172,8	0,07515	262,8	0,09379	352,8	0,12475
86,4	0,09846	176,4	0,07504	266,4	0,09532	356,4	0,12494

**Tabla 5.1 Posición del Pistón respecto al giro del cigüeñal**

### 5.5.2 VELOCIDAD DEL PISTÓN

La curva de velocidad del pistón en el mecanismo manivela-biela-pistón se la puede apreciar en la figura 5.9 conjuntamente con los parámetros necesarios para evaluar la ecuación de la velocidad.

**Análisis:** Las ecuaciones utilizadas son expresiones aproximadas, debido a que fueron truncadas con series de Fourier en términos de senos y cosenos pero son suficientes para obtener una curva muy aproximada con un 1% de error al haber eliminado las expresiones de potencias mayores.

Según la ecuación de la velocidad el término dominante lo tiene  $\text{sen}(\theta)$  por tener el coeficiente más alto de todos los términos, es decir posee una armónica de la componente fundamental o llamada componente primaria que se repite una vez por cada vuelta del cigüeñal, mientras que el segundo término posee una segunda armónica  $\text{sen}(2\theta)$  que trata de deformar la curva pero su aporte es muy pequeño que solamente desvía la curva ligeramente.

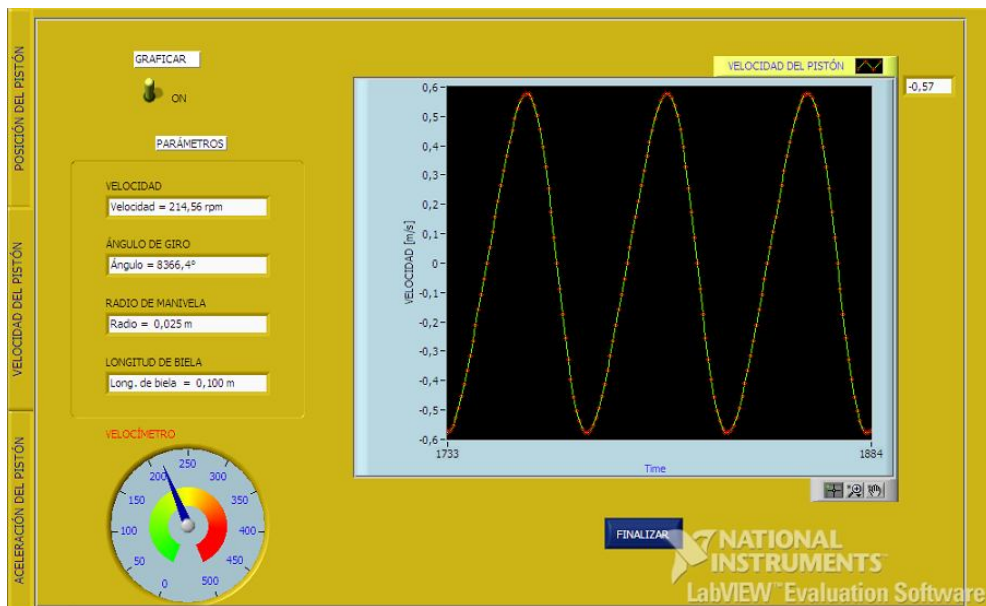


Figura 5.8 Gráfica de la curva de velocidad del pistón

Además, cabe destacar que la velocidad es cero siempre que el pistón se encuentra ya sea en el PMS o en el PMI.

Al tratarse de un motor didáctico en el que existe relación sólo con el estudio dinámico y de acuerdo a su tamaño, se obtiene valores no muy altos en la velocidad.

La curva y los valores de la tabla 5.2 muestra que el valor máximo es de  $0,75\text{m/s}$  y la velocidad mínima es  $-0,75\text{m/s}$ , estos valores se demuestran con la aceleración porque existe una correspondencia que cuando la velocidad es máxima, la aceleración es cero.

Ángulo (°)	Velocidad (m/s)	Ángulo (°)	Velocidad (m/s)	Ángulo (°)	Velocidad (m/s)	Ángulo (°)	Velocidad (m/s)
0	0	90	-0,733	180	0	270	0,733
3,6	-0,0575	93,6	-0,7201	183,6	0,0345	273,6	0,7431
7,2	-0,1147	97,2	-0,7045	187,2	0,0691	277,2	0,75
10,8	-0,1711	100,8	-0,6863	190,8	0,1036	280,8	0,7538
14,4	-0,2264	104,4	-0,6659	194,4	0,1382	284,4	0,7542
18	-0,2804	108	-0,6433	198	0,1727	288	0,751
21,6	-0,3326	111,6	-0,6188	201,6	0,2071	291,6	0,7443
25,2	-0,3827	115,2	-0,5927	205,2	0,2415	295,2	0,7339
28,8	-0,4305	118,8	-0,565	208,8	0,2758	298,8	0,7197
32,4	-0,4757	122,4	-0,536	212,4	0,3099	302,4	0,7018
36	-0,518	126	-0,5059	216	0,3437	306	0,6802
39,6	-0,5573	129,6	-0,4748	219,6	0,3772	309,6	0,6548
43,2	-0,5932	133,2	-0,4429	223,2	0,4104	313,2	0,6258
46,8	-0,6258	136,8	-0,4104	226,8	0,4429	316,8	0,5932
50,4	-0,6548	140,4	-0,3772	230,4	0,4748	320,4	0,5573
54	-0,6802	144	-0,3437	234	0,5059	324	0,518
57,6	-0,7018	147,6	-0,3099	237,6	0,536	327,6	0,4757
61,2	-0,7197	151,2	-0,2758	241,2	0,565	331,2	0,4305
64,8	-0,7339	154,8	-0,2415	244,8	0,5927	334,8	0,3827
68,4	-0,7443	158,4	-0,2071	248,4	0,6188	338,4	0,3326
72	-0,751	162	-0,1727	252	0,6433	342	0,2804
75,6	-0,7542	165,6	0,1382	255,6	0,6659	345,6	0,2264
79,2	-0,7538	169,2	-0,1036	259,2	0,6863	349,2	0,1711
82,8	-0,75	172,8	-0,0691	262,8	0,7045	352,8	0,1147
86,4	-0,7431	176,4	-0,0345	266,4	0,7201	356,4	0,0575

Tabla 5.2 Velocidad del pistón respecto al ángulo de giro del cigüeñal

### 5.5.3 ACELERACIÓN DEL PISTÓN

La curva obtenida de aceleración del pistón se la observa en la figura 5.9.

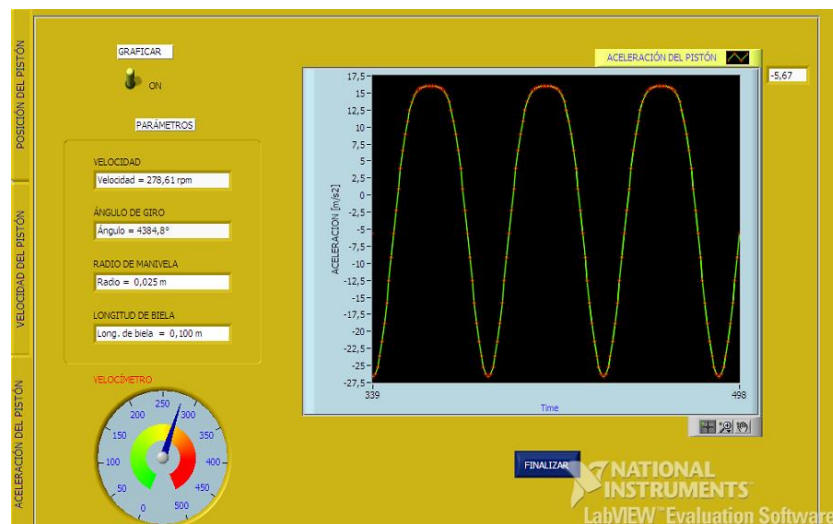


Figura 5.9 Gráfica de la aceleración del pistón.

**Análisis:** La gráfica de la ecuación de la aceleración del pistón muestra los efectos del segundo término armónico debido a que el coeficiente de dicho término es mayor que cualquiera de las otras dos expresiones de posición o velocidad, ésta segunda armónica es la que causa un aplanamiento en el pico positivo de la curva que en este caso es más visible sus efectos que en las curvas anteriores, de la misma manera el término que predomina en la ecuación de la aceleración es el término fundamental  $-\cos(\theta)$  que se repite por cada vuelta del cigüeñal y predomina en la grafica de la curva.

Si la ecuación de la aceleración igualamos a cero, encontraremos el valor en grados en donde la aceleración se hace cero y que a la vez significa que la velocidad es máxima, el valor en donde la aceleración se hace cero varía debido a que es una función directa de la velocidad de giro del cigüeñal al cuadrado.

Ángulo (°)	Aceleración (m/s <sup>2</sup> )	Ángulo (°)	Aceleración (m/s <sup>2</sup> )	Ángulo (°)	Aceleración (m/s <sup>2</sup> )	Ángulo (°)	Aceleración (m/s <sup>2</sup> )
0	-26,8673	90	5,3735	180	16,1204	270	5,3735
3,6	-26,7825	93,6	6,6807	183,6	16,1203	273,6	3,9815
7,2	-26,529	97,2	7,8985	187,2	16,1197	277,2	2,5107
10,8	-26,1092	100,8	9,0236	190,8	16,117	280,8	0,9686
14,4	-25,5273	104,4	10,0541	194,4	16,1097	284,4	-0,6365
18	-24,789	108	10,9892	198	16,0946	288	-2,2947
21,6	-23,9015	111,6	11,8295	201,6	16,0674	291,6	-3,9953
25,2	-22,8733	115,2	12,5768	205,2	16,023	295,2	-5,7265
28,8	-21,7144	118,8	13,234	208,8	15,9559	298,8	-7,4755
32,4	-20,4357	122,4	13,8049	212,4	15,8599	302,4	-9,2291
36	-19,0493	126	14,2942	216	15,7284	306	-10,9733
39,6	-17,5681	129,6	14,7076	219,6	15,5544	309,6	-12,6938
43,2	-16,0057	133,2	15,0509	223,2	15,3309	313,2	-14,3761
46,8	-14,3761	136,8	15,3309	226,8	15,0509	316,8	-16,0057
50,4	-12,6938	140,4	15,5544	230,4	14,7076	320,4	-17,5681
54	-10,9733	144	15,7284	234	14,2942	324	-19,0493
57,6	-9,2291	147,6	15,8599	237,6	13,8049	327,6	-20,4357
61,2	-7,4755	151,2	15,9559	241,2	13,234	331,2	-21,7144
64,8	-5,7265	154,8	16,023	244,8	12,5768	334,8	-22,8733
68,4	-3,9953	158,4	16,0674	248,4	11,8295	338,4	-23,9015
72	-2,2947	162	16,0946	252	10,9892	342	-24,789
75,6	-0,6365	165,6	16,1097	255,6	10,0541	345,6	-25,5273
79,2	0,9686	169,2	16,117	259,2	9,0236	349,2	-26,1092
82,8	2,5107	172,8	16,1197	262,8	708985	352,8	-26,529

**Tabla 5.3 Aceleración del pistón respecto al ángulo de giro del cigüeñal**

Para nuestro estudio se optó seleccionar la velocidad máxima de giro del cigüeñal del prototipo que es de  $\omega = 280rpm$ , se igualó a cero la ecuación de la aceleración y se obtuvo que la aceleración se hace cero a  $76^\circ$  y a  $284^\circ$  por cada revolución del cigüeñal, estos valores se introdujeron en la ecuación de la velocidad obteniendo el valor máximo  $0,75m/s$  y mínimo  $-0,75m/s$ . Los valores de las aceleraciones obtenidas se indican en la tabla 5.3.

## 5.6. DINÁMICA DE MOTORES MULTICILÍNDRICOS

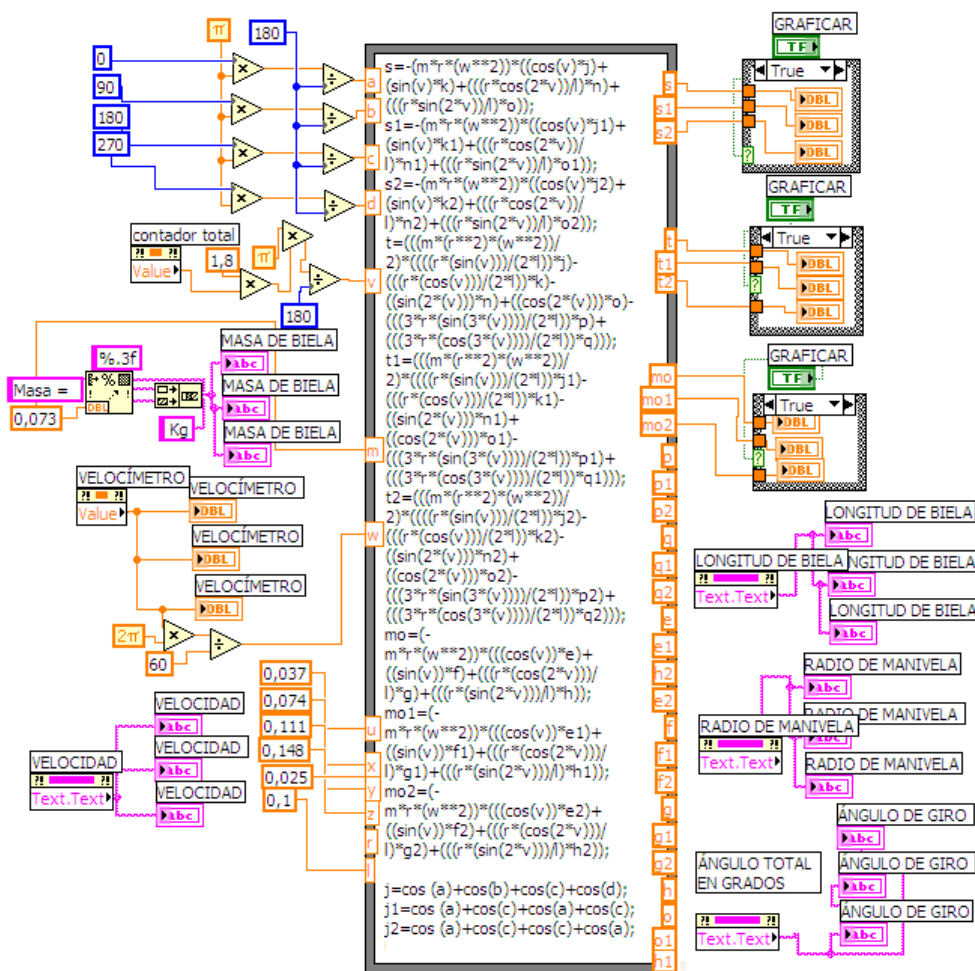


Figura 5.10 Ecuaciones utilizadas en el bloque de diagramas para la obtención de fuerzas en las distintas configuraciones del cigüeñal.

La dinámica de los motores recíprocos, trata sobre dar solución a las vibraciones de fuerza, torque y momento que se producen en los motores

multicilíndricos y que pueden ser aligerados con una combinación apropiada de los eslabonamientos múltiples de manivela-biela-pistón que se encuentran montados sobre un eje cigüeñal común.

En la figura 5.10 se indica una estructura formula node que acoge a todas las ecuaciones de la dinámica de los motores multicilíndricos, en donde se hace una sumatoria las fuerzas producidas por cada mecanismo manivela-biela-pistón, utilizando las ec.2.18d para la obtención de la **fuerza total de sacudimiento**, la ec.2.20c para obtener **torque total de inercia** y la ec.2.22b para el **momento no rotario de sacudimiento**, se colocó constantes de  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  y  $270^\circ$  que son convertidos a radianes que indican en la fórmula el ángulo de fase de los muñones del cigüeñal y obtener las fuerzas citadas en 3 configuraciones de cigüeñal como son 0-90-180-270°; 0-180-0-180° y 0-180-180-0°.

### 5.6.1 FUERZAS DE SACUDIMIENTO

En la figura 5.11 se muestra tres gráficas obtenidas de la fuerza total de sacudimiento en un motor recíprocante de 4 cilindros en línea para las tres configuraciones del cigüeñal indicadas anteriormente.

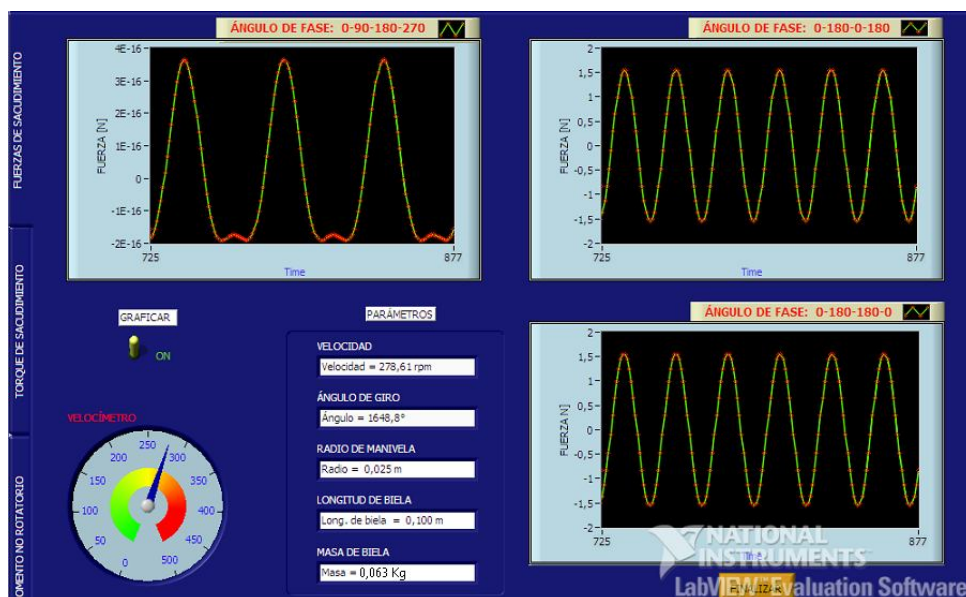


Figura 5.11 Gráficas de la Fuerza de Sacudimiento.

**Análisis:** La gráfica obtenida para los motores multicilíndricos debidos a sus esfuerzos empieza por una adecuada selección de parámetros que conlleven a obtener vibraciones que deben ser tratadas de eliminar o en su defecto de ser reducidas, para ello iniciamos aplicando la fórmula de la ec. 2.17 para tener una máxima cancelación de las fuerzas inerciales, cuya evaluación indica que el desfaseamiento correcto para dicho fin es tener un cigüeñal desfasando sus codos de manivela cada  $90^\circ$ , es decir un cigüeñal con una configuración 0-90-180-270° es ideal para que las fuerzas de sacudimiento sean cero como se puede ver en la figura anterior en donde se obtiene fuerzas con exponente -16 que implican una aproximación a fuerzas nulas pero mas adelante se explicará como esta configuración de cigüeñal no es favorable para las otras clases de fuerzas producidas por el motor, en cambio ya sea utilizando un cigüeñal con ángulo de manivela 0-180-0-180° ó 0-180-180-0° existe la fuerza de sacudimiento en cualquiera de los dos, debido a que según la ecuación 2.18d posee la armónica fundamenta o fuerza primaria que se anula, pero también existe un término que contiene una armónica secundaria  $\cos(2v)$  que permite la presencia de la fuerza de sacudimiento que a su vez se cancelan al sumar tanto las fuerzas positivas como las negativas, eso podemos verlo en las dos gráficas restantes en donde la segunda armónica se grafica dos veces por cada vuelta del cigüeñal, es decir las gráficas indican que el cigüeñal a dado tres vueltas y la segunda armónica reproduce la vibración mostrando seis curvas en función del  $\cos(2v)$ , en cambio esta disposición de cigüeñal es óptima para anular o disminuir en lo posible las otras fuerzas que se producen con el movimiento del motor.

De esto se deduce que lo que es apropiado para eliminar una clase de fuerzas no lo es para eliminar otras. Nótese que según las ecuaciones de la tabla 2.1 que tanto la sumatoria de seno como de coseno deben ser cero para que sea nula la fuerza de sacudimiento, además según la ec. 2.18c el término de la componente primaria es de mayor importancia debido a su magnitud potencial, el término secundario o de segunda armónica es menos crítico que el primario por estar multiplicado por la relación  $r/l$  que es menor a  $1/3$ .



Ángulo (°)	F. Sacud. (N)	Ángulo (°)	F. Sacud. (N)	Ángulo (°)	F. Sacud. (N)	Ángulo (°)	F. Sacud. (N)
0	-1,569	90	1,569	180	-1,569	270	1,569
3,6	-1,5567	93,6	1,5567	183,6	-1,5567	273,6	1,5567
7,2	-1,5198	97,2	1,5198	187,2	-1,5198	277,2	1,5198
10,8	-1,4589	100,8	1,4589	190,8	-1,4589	280,8	1,4589
14,4	-1,375	104,4	1,375	194,4	-1,375	284,4	1,375
18	-1,2694	108	1,2694	198	-1,2694	288	1,2694
21,6	-1,1438	111,6	1,1438	201,6	-1,1438	291,6	1,1438
25,2	-1,0001	115,2	1,0001	205,2	-1,0001	295,2	1,0001
28,8	-0,8407	118,8	0,8407	208,8	-0,8407	298,8	0,8407
32,4	-0,6681	122,4	0,6681	212,4	-0,6681	302,4	0,6681
36	-0,4849	126	0,4849	216	-0,4849	306	0,4849
39,6	-0,294	129,6	0,294	219,6	-0,294	309,6	0,294
43,2	-0,0985	133,2	0,0985	223,2	-0,0985	313,2	0,0985
46,8	0,0985	136,8	-0,0985	226,8	0,0985	316,8	-0,0985
50,4	0,294	140,4	-0,294	230,4	0,294	320,4	-0,294
54	0,4849	144	-0,4849	234	0,4849	324	-0,4849
57,6	0,6681	147,6	-0,6681	237,6	0,6681	327,6	-0,6681
61,2	0,8407	151,2	-0,8407	241,2	0,8407	331,2	-0,8407
64,8	1,0001	154,8	-1,0001	244,8	1,0001	334,8	-1,0001
68,4	1,1438	158,4	-1,1438	248,4	1,1438	338,4	-1,1438
72	1,2694	162	-1,2694	252	1,2694	342	-1,2694
75,6	1,375	165,6	-1,375	255,6	1,375	345,6	-1,375
79,2	1,4589	169,2	-1,4589	259,2	1,4589	349,2	-1,4589
82,8	1,5198	172,8	-1,5198	262,8	1,5198	352,8	-1,5198
86,4	1,5567	176,4	-1,5567	266,4	1,5567	356,4	-1,5567

**Tabla 5.4 Valores de Fuerza de sacudimiento para los cigüeñales 0-180-0-180° y 0-180-180-0°**

En la tabla 5.4 se indican las fuerzas de sacudimiento obtenidas para los cigüeñales configurados como 0-180-0-180° y 0-180-180-0°.

Las fuerzas de inercia de sacudimiento aumentan en función de la velocidad del motor, para tratar que estas fuerzas disminuyan, anteriormente en el diseño se trata de equilibrar las manivelas del cigüeñal y disponer de ángulos de fase apropiados para cancelar los efectos de la masa de los pistones sobre los muñones de las manivelas cuando el mecanismo se encuentre en movimiento.

### 5.6.2 TORQUE DE INERCIA

En la figura 5.12 se indica las tres gráficas obtenidas para las distintas configuraciones del cigüeñal del torque de inercia que es el que actúa haciendo

oscilar al motor hacia un lado y al otro, pero con respecto y alrededor de la línea de eje del cigüeñal (ladeo).

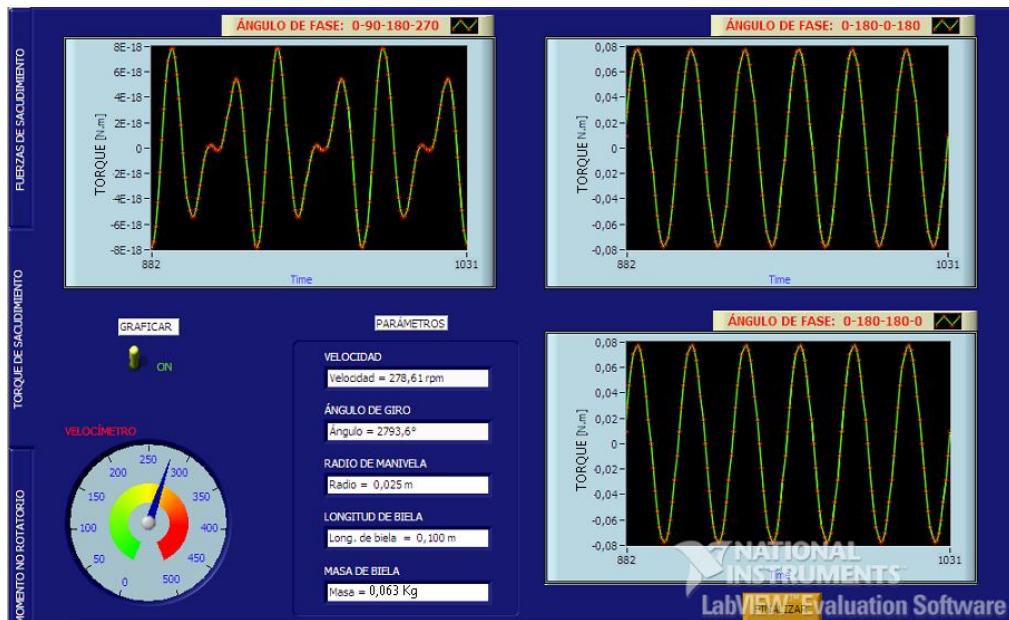


Figura 5.12 Curvas Obtenidas del Torque de Sacudimiento

**Análisis:** El torque de sacudimiento tiene como valor promedio cero, pero al agregarse al torque total al sumarse con el torque de gas, crea grandes oscilaciones que no son deseables. Las oscilaciones del momento rotatorio o torque de inercia pueden ser encubiertos con un método muy apropiado como lo es la adición de un volante que aunque es ineficaz a bajas velocidades, en cambio cuando tengamos una velocidad alta, éste nos ayudará absorbiendo toda esa energía cinética y reduciendo los efectos de vibración de las fuerzas y más aún si se tiene una adecuada configuración en los ángulos de fase de las manivelas del cigüeñal. La ec.2.20a del torque de inercia nos presenta 3 armónicas en donde si todas las ec.2.21 son cero se puede tener un torque cero y esto ocurre precisamente en un motor con un cigüeñal 0-90-180-270° como se puede observar en la primera curva de la figura 5.12 en donde los valores tienen un exponente -18 que se aproxima a cero.

En la tabla 5.5 se indican los valores de torque obtenidos para los cigüeñales con configuración 0-180-0-180° y 0-180-180-0°.

Ángulo (°)	Torque (N.m)	Ángulo (°)	Torque (N.m)	Ángulo (°)	Torque (N.m)	Ángulo (°)	Torque (N.m)
0	0	90	0	180	0	270	0
3,6	-0,0098	93,6	0,0098	183,6	-0,0098	273,6	0,0098
7,2	-0,0195	97,2	0,0195	187,2	-0,0195	277,2	0,0195
10,8	-0,0289	100,8	0,0289	190,8	-0,0289	280,8	0,0289
14,4	-0,0378	104,4	0,0378	194,4	-0,0378	284,4	0,0378
18	-0,0461	108	0,0461	198	-0,0461	288	0,0461
21,6	-0,0537	111,6	0,0537	201,6	-0,0537	291,6	0,0537
25,2	-0,0604	115,2	0,0604	205,2	-0,0604	295,2	0,0604
28,8	-0,0662	118,8	0,0662	208,8	-0,0662	298,8	0,0662
32,4	-0,071	122,4	0,071	212,4	-0,071	302,4	0,071
36	-0,0746	126	0,0746	216	-0,0746	306	0,0746
39,6	-0,0771	129,6	0,0771	219,6	-0,0771	309,6	0,0771
43,2	-0,0783	133,2	0,0783	223,2	-0,0783	313,2	0,0783
46,8	-0,0783	136,8	0,0783	226,8	-0,0783	316,8	0,0783
50,4	-0,0771	140,4	0,0771	230,4	-0,0771	320,4	0,0771
54	-0,0746	144	0,0746	234	-0,0746	324	0,0746
57,6	-0,071	147,6	0,071	237,6	-0,071	327,6	0,071
61,2	-0,0662	151,2	0,0662	241,2	-0,0662	331,2	0,0662
64,8	-0,0604	154,8	0,0604	244,8	-0,0604	334,8	0,0604
68,4	-0,0537	158,4	0,0537	248,4	-0,0537	338,4	0,0537
72	-0,0461	162	0,0461	252	-0,0461	342	0,0461
75,6	-0,0378	165,6	0,0378	255,6	-0,0378	345,6	0,0378
79,2	-0,0289	169,2	0,0289	259,2	-0,0289	349,2	0,0289
82,8	-0,0195	172,8	0,0195	262,8	-0,0195	352,8	0,0195
86,4	-0,0098	176,4	0,0098	266,4	-0,0098	356,4	0,0098

**Tabla 5.5 Valores de Torque para los cigüeñales 0-180-0-180° y 0-180-180-0°.**

Para las otras configuraciones de fase de cigüeñal las componentes de segunda armónica es la que predomina por tener el coeficiente mayor de todos sus términos, es por eso que en la segunda y tercera gráfica aparecen las curvas de segunda armónica, que como se expuso anteriormente estas curvas se repiten dos veces por cada vuelta de cigüeñal, pero tanto las vibraciones positivas y negativas que se producen debido al termino  $\text{sen}(2v)$  se cancelan, permite que la configuración de estos dos cigüeñales también sean utilizados para el diseño de motor reciprocante de combustión interna.

Hasta ahora se ha visto que el mejor diseño de cigüeñal para eliminar tanto las fuerzas de sacudimiento y torques de sacudimiento lo tiene el cigüeñal con configuración 0-90-180-270°

### 5.6.3 MOMENTO NO ROTATORIO DE SACUDIMIENTO

Un motor multicilíndrico en su diseño tiene tres dimensiones, con sus cilindros distribuidos a lo largo del eje del cigüeñal y aunque se puedan cancelar las fuerzas de sacudimiento pueden existir momentos desequilibrados en el plano de alineación del bloque del motor y producir curvas de vibración tal como se indica en la figura 5.13.

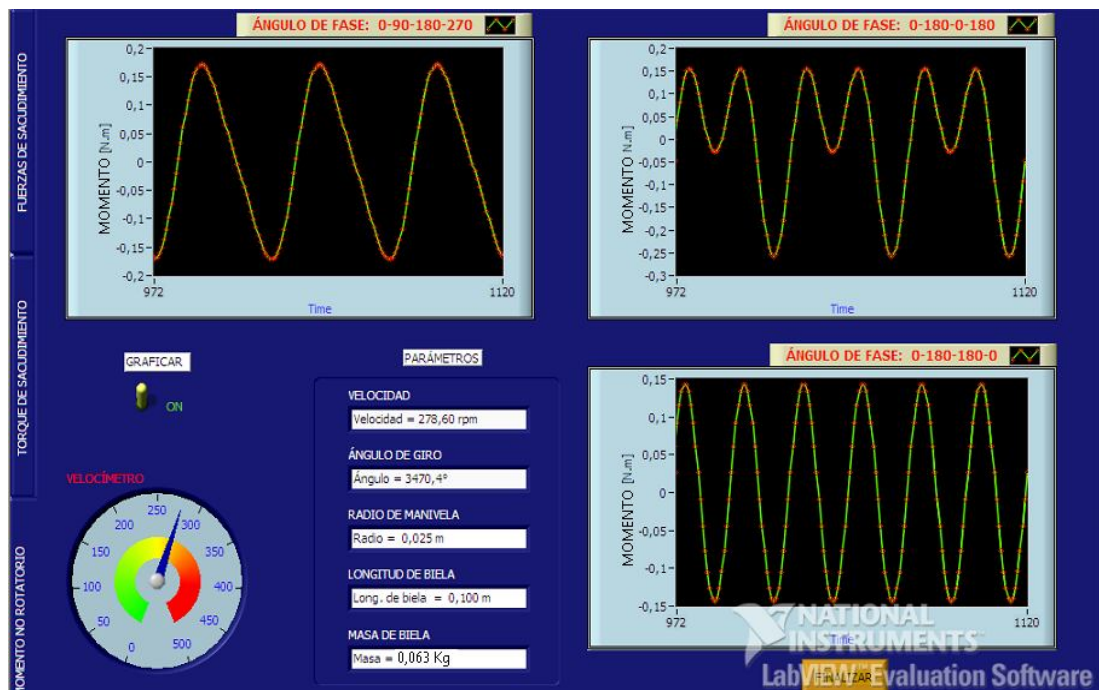


Figura 5.13 Curvas de Momento no Rotatorio de un motor multicilíndrico

**Análisis:** según la ec. 2.22a nos indica que se puede sumar los momentos en el plano de los cilindros respecto a cualquier punto como puede ser un extremo del cigüeñal y en donde el momento de sacudimiento que causa el cabeceo del motor hacia delante y hacia atrás debido a que la fuerza de sacudimiento oscila de positivo a negativo en el plano de los cilindros se debe garantizar que sea nulo siempre y cuando las ecuaciones 2.23 sean cero.

Se debe notar que la sumatoria de seno y coseno debe ser cero para que las armónicas del momento de sacudimiento sean cero, para la primera curva de la gráfica anterior y según los valores de la tabla 5.6 para una configuración del

cigüeñal de 0-90-180-270° al aplicando la ecuación 2.22b este cigüeñal no es el adecuado debido a que las armónicas no se anulan y al contrario produce una gran vibración por efecto de las armónicas primarias que no llegan anularse, se dijo que estas armónicas se repiten 1 vez por cada vuelta del cigüeñal produciendo una gran oscilación en el motor, de esta manera vemos que la elección de cigüeñal que era adecuado para fuerzas y torques de sacudimiento, ahora no lo es para el momento no rotatorio.

Ángulo (°)	Momento (N.m)	Ángulo (°)	Momento (N.m)	Ángulo (°)	Momento (N.m)	Ángulo (°)	Momento (N.m)
0	0,1451	90	0,0871	180	-0,0871	270	-0,1451
3,6	0,152	93,6	0,0798	183,6	-0,0944	273,6	-0,1374
7,2	0,1579	97,2	0,0725	187,2	-0,1016	277,2	-0,1288
10,8	0,1628	100,8	0,0653	190,8	-0,1088	280,8	-0,1193
14,4	0,1668	104,4	0,0581	194,4	-0,1159	284,4	-0,109
18	0,1698	108	0,0511	198	-0,1228	288	-0,098
21,6	0,1719	111,6	0,0441	201,6	-0,1295	291,6	-0,0864
25,2	0,173	115,2	0,0371	205,2	-0,136	295,2	-0,0741
28,8	0,1732	118,8	0,0303	208,8	-0,1421	298,8	-0,0614
32,4	0,1726	122,4	0,0235	212,4	-0,1479	302,4	-0,0482
36	0,1712	126	0,0167	216	-0,1532	306	-0,0347
39,6	0,1689	129,6	0,01	219,6	-0,158	309,6	-0,0209
43,2	0,1659	133,2	0,0033	223,2	-0,1623	313,2	-0,007
46,8	0,1623	136,8	-0,0033	226,8	-0,1659	316,8	0,007
50,4	0,158	140,4	-0,01	230,4	-0,1689	320,4	0,209
54	0,1532	144	-0,0167	234	-0,1712	324	0,0347
57,6	0,1479	147,6	-0,0235	237,6	-0,1726	327,6	0,0482
61,2	0,1421	151,2	-0,0303	241,2	-0,1732	331,2	0,0614
64,8	0,136	154,8	-0,0371	244,8	-0,173	334,8	0,0741
68,4	0,1295	158,4	-0,0441	248,4	-0,1719	338,4	0,0864
72	0,1228	162	-0,0511	252	-0,1698	342	0,098
75,6	0,1159	165,6	-0,0581	255,6	-0,1668	345,6	0,109
79,2	0,1088	169,2	-0,0653	259,2	-0,1628	349,2	0,1193
82,8	0,1016	172,8	-0,0725	262,8	-0,1579	352,8	0,1288
86,4	0,0944	176,4	-0,0798	266,4	-0,152	356,4	0,1374

**Tabla 5.6 Valores de momento para un cigüeñal 0-90-180-270°**

La segunda curva obtenida y los valores de la tabla 5.7 pertenece a una configuración de cigüeñal de 0-180-0-180° y como se puede observar los momentos primarios se encuentran presentes en la curva, así como los momentos secundarios, es decir esta configuración de cigüeñal no permite tener momentos cero, pues en las fuerza de sacudimiento las armónicas secundarias

no se anulan y de igual manera en los torques secundarios, solamente las fuerzas primarias y los torques primarios son cero, y pueden ser encubiertos por un volante, el problema persiste en la aparición del momento primario que genera grandes vibraciones que son producidos por la sumatoria de los momentos en un cigüeñal no simétrico como se indica en la figura 2.20, y que para su eliminación se debe colocar barras a los extremos del motor a manera de árbol de levas, es un método muy apropiado.

Ángulo (°)	Momento (N.m)	Ángulo (°)	Momento (N.m)	Ángulo (°)	Momento (N.m)	Ángulo (°)	Momento (N.m)
0	-0,029	90	0,1451	180	-0,2612	270	0,1451
3,6	-0,0281	93,6	0,1367	183,6	-0,2599	273,6	0,1513
7,2	-0,0254	97,2	0,126	187,2	-0,2558	277,2	0,1551
10,8	-0,0209	100,8	0,1132	190,8	-0,249	280,8	0,1567
14,4	-0,0147	104,4	0,0983	194,4	-0,2396	284,4	0,1561
18	-0,007	108	0,0815	198	-0,2278	288	0,1533
21,6	-0,0022	111,6	0,0631	201,6	-0,2138	291,6	0,1485
25,2	0,0125	115,2	0,0431	205,2	-0,1976	295,2	0,142
28,8	0,024	118,8	0,0218	208,8	-0,1795	298,8	0,1337
32,4	0,0362	122,4	-0,0004	212,4	-0,1598	302,4	0,124
36	0,0491	126	-0,0234	216	-0,1388	306	0,1131
39,6	0,0623	129,6	-0,0468	219,6	-0,1167	309,6	0,1012
43,2	0,0755	133,2	-0,0704	223,2	-0,0938	313,2	0,0886
46,8	0,0886	136,8	-0,0938	226,8	-0,0704	316,8	0,0755
50,4	0,1012	140,4	-0,1167	230,4	-0,0468	320,4	0,0623
54	0,1131	144	-0,1388	234	-0,0234	324	0,0491
57,6	0,124	147,6	-0,1598	237,6	-0,0004	327,6	0,0362
61,2	0,1337	151,2	-0,1795	241,2	0,0218	331,2	0,024
64,8	0,142	154,8	-0,1976	244,8	0,0431	334,8	0,0125
68,4	0,1485	158,4	-0,2138	248,4	0,0631	338,4	0,0022
72	0,1533	162	-0,2278	252	0,0815	342	-0,007
75,6	0,1561	165,6	-0,2396	255,6	0,0983	345,6	-0,0147
79,2	0,1567	169,2	-0,249	259,2	0,1132	349,2	-0,0209
82,8	0,1551	172,8	-0,2558	262,8	0,126	352,8	-0,0254
86,4	0,1513	176,4	-0,2599	266,4	0,1367	356,4	-0,0281

**Tabla 5.7 Valores de momento para un cigüeñal 0-180-0-180°**

La tercera curva y los valores de la tabla 5.8 que corresponden a un cigüeñal 0-180-180-0°, indica que las componentes primarias son cero, pero que las armónicas secundarias siguen presentes, pero como oscilan de positivo a negativo se cancelan, además todas las oscilaciones producidas por las

armónicas secundarias pueden ser tolerables, cosa que no puede suceder con las armónicas primarias, esta configuración es bastante aceptable debido a que las fuerzas de sacudimiento primarias, torque primario y momentos primarios son cero y en los tres casos solo existen momentos secundarios que pueden pasar por desapercibidos si llegan a cancelarse.

Ángulo (°)	Momento (N.m)	Ángulo (°)	Momento (N.m)	Ángulo (°)	Momento (N.m)	Ángulo (°)	Momento (N.m)
0	-0,1451	90	0,1451	180	-0,1451	270	0,1451
3,6	-0,144	93,6	0,144	183,6	-0,144	273,6	0,144
7,2	-0,1406	97,2	0,1406	187,2	-0,1406	277,2	0,1406
10,8	-0,1349	100,8	0,1349	190,8	-0,1349	280,8	0,1349
14,4	-0,1272	104,4	0,1272	194,4	-0,1272	284,4	0,1272
18	-0,1174	108	0,1174	198	-0,1174	288	0,1174
21,6	-0,1058	111,6	0,1058	201,6	-0,1058	291,6	0,1058
25,2	-0,0925	115,2	0,0925	205,2	-0,0925	295,2	0,0925
28,8	-0,0778	118,8	0,0778	208,8	-0,0778	298,8	0,0778
32,4	-0,0618	122,4	0,0618	212,4	-0,0618	302,4	0,0618
36	-0,0448	126	0,0448	216	-0,0448	306	0,0448
39,6	-0,0272	129,6	0,0272	219,6	-0,0272	309,6	0,0272
43,2	-0,0091	133,2	0,0091	223,2	-0,0091	313,2	0,0091
46,8	0,0091	136,8	-0,0091	226,8	0,0091	316,8	-0,0091
50,4	0,0272	140,4	-0,0272	230,4	0,0272	320,4	-0,0272
54	0,0448	144	-0,0448	234	0,0448	324	-0,0448
57,6	0,0618	147,6	-0,0618	237,6	0,0618	327,6	-0,0618
61,2	0,0778	151,2	-0,0778	241,2	0,0778	331,2	-0,0778
64,8	0,0925	154,8	-0,0925	244,8	0,0925	334,8	-0,0925
68,4	0,1058	158,4	-0,1058	248,4	0,1058	338,4	-0,1058
72	0,1174	162	-0,1174	252	0,1174	342	-0,1174
75,6	0,1272	165,6	-0,1272	255,6	0,1272	345,6	-0,1272
79,2	0,1349	169,2	-0,1349	259,2	0,1349	349,2	-0,1349
82,8	0,1406	172,8	-0,1406	262,8	0,1406	352,8	-0,1406
86,4	0,144	176,4	-0,144	266,4	0,144	356,4	-0,144

**Tabla 5.8 Valores de momento para un cigüeñal 0-180-180-0°**

### **5.7 FUERZAS PRODUCIDAS POR LA EXPANSIÓN DE LOS GASES**

Las magnitudes y formas gráficas obtenidas debido a la acción de explosión de los gases en los cilindros varía con el diseño del motor, el ciclo de funcionamiento, el combustible utilizado, la velocidad de operación y otros factores relacionados con el sistema, pero como es el caso solamente se está haciendo un análisis dinámico de la mecánica del motor dejando a un lado lo que corresponde a la

termodinámica, sin embargo se va a simular el ciclo de fuerza mediante unas bobinas ubicadas en la parte superior del prototipo que tendrá la acción de repulsión de la cabeza del pistón, mediante la fuerza electromagnética proveniente de las bobinas.

Se tomaron datos de la presión de cálculos realizados para un motor real, con el propósito de hacer un análisis dinámico del sistema mecánico, para lo cual se necesita mantener la función de presión de gas consistente, mientras se varían otros parámetros de diseño con el objeto de comparar los resultados de los cambios del diseño.

En la figura 5.14 se muestra la programación gráfica para la obtención de la fuerza y torques que se producen en un motor multicilíndrico con la ayuda de las ecuaciones escalares y de parámetros que son necesarios para evaluar dichas expresiones. Se colocó un formule node para introducir las ecuaciones para cada una de las configuraciones del cigüeñal expuestas en las secciones anteriores, para ello se creó un archivo con el nombre “PRESIÓN”, con la ayuda de los diagramas de las figuras 2.18, 2.19 y 2.21 se creó una base de datos para los órdenes de encendido 1-2-3-4, 1-3-4-2 y semisequencial con diferentes **ángulos de carrera de fuerza** que se pudo recopilar según la información proporcionada de los diagramas, cabe señalar que existe una infinidad de ángulos de carrera para muchos ordenes de encendido, para nuestro estudio solamente se utilizó tres, los suficientes para demostrar como varía las curvas de fuerza y torque de gas debido a la acción de fuerza de la combustión de la mezcla aire combustible.

Se hace notar que los valores se trataron de ajustar a los parámetros disponibles del prototipo, con el fin de que el análisis sea más didáctico y comprensible.

En la programación del diagrama de bloques de la figura anterior se utilizó un index array para seleccionar los datos que se encuentran en el archivo, indicando la fila y columna a leer por el programa y que sirven para integrarlas en las fórmulas y obtener sus respectivas gráficas.



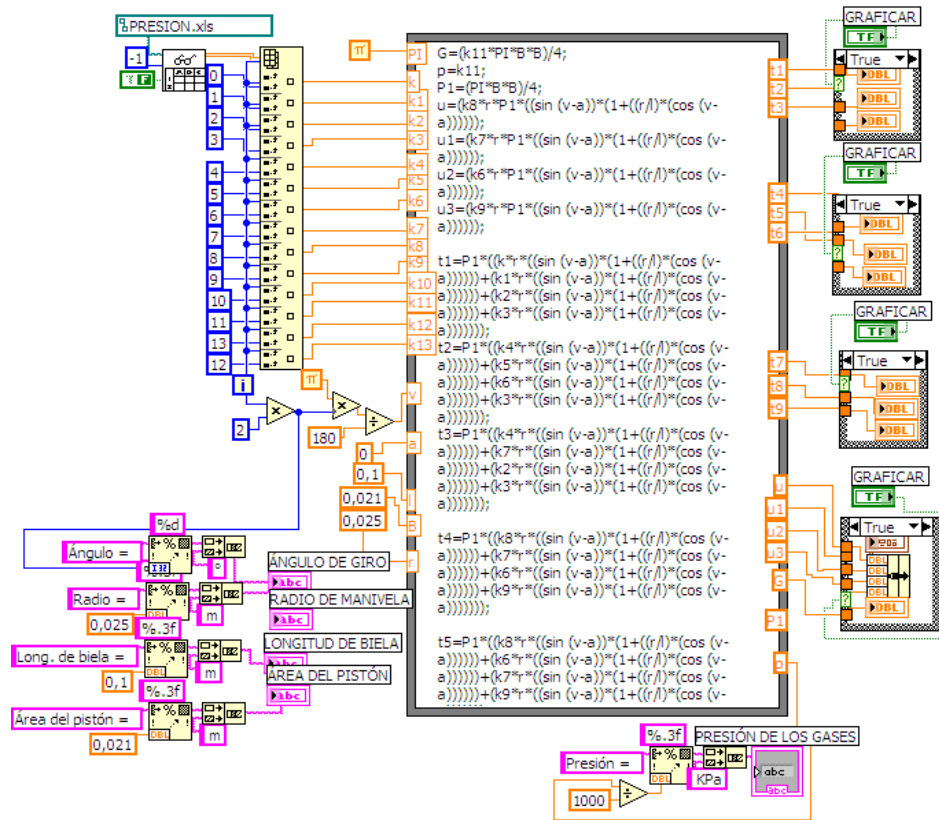


Figura 5.14 Diagrama de bloques para la obtención de curvas de fuerzas que produce la expansión de los gases.

### 5.7.1 FUERZA Y TORQUE EN LOS ESLABONES

En la figura 5.15, en la primera gráfica se obtuvo la curva de Fuerza de expansión de los gases combustionados.

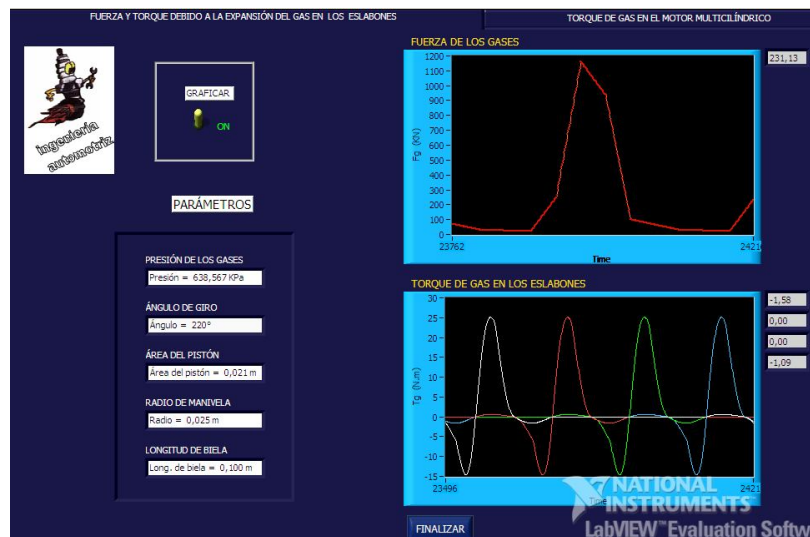


Figura 5.15 Fuerza y Torque en los eslabones producidos por la ignición de los gases

A partir de las presiones que se generan a lo largo de los cuatro tiempos de operación del eslabón –admisión, compresión, trabajo y escape- cuyos valores se encuentran tabuladas en la tabla 5.9 y que al multiplicarlas por el área de la cabeza del pistón se reduce considerablemente la fuerza de gas como se puede apreciar en la gráfica.

Ángulo (°)	Presión (Pa)	Ángulo (°)	Presión (Pa)	Ángulo (°)	Presión (Pa)	Ángulo (°)	Presión (Pa)
0	79970	180	63900	360	3347500	540	287600
4	79613,111	184	92633,333	364	3318620	544	282986,22
8	79256,222	188	121366,67	368	3289740	548	278372,44
12	78899,333	192	150100	372	3260860	552	273758,67
16	78542,444	196	178833,33	376	3231980	556	269144,89
20	78185,556	200	207566,67	380	3203100	560	264531,11
24	77828,667	204	236300	384	3174220	564	259917,33
28	77471,778	208	265033,33	388	3145340	568	255303,56
32	77114,889	212	293766,67	392	3116460	572	250689,78
36	76758	216	322500	396	3087580	576	246076
40	76401,111	220	351233,33	400	3058700	580	241462,22
44	76044,222	224	379966,67	404	3029820	584	236848,44
48	75687,333	228	408700	408	3000940	588	232234,67
52	75330,444	232	437433,33	412	2972060	592	227620,89
56	74973,556	236	466166,67	416	2943180	596	223007,11
60	74616,667	240	494900	420	2914300	600	218393,33
64	74259,778	244	523633,33	424	2885420	604	213779,56
68	73902,889	248	552366,67	428	2856540	608	209165,78
72	73546	252	581100	432	2827660	612	204552
76	73189,111	256	609833,33	436	2798780	616	199938,22
80	72832,222	260	638566,67	440	2769900	620	195324,44
84	72475,333	264	667300	444	2741020	624	190710,67
88	72118,444	268	696033,33	448	2712140	628	186096,89
92	71761,333	272	769002,22	452	2644142,2	632	181482,89
96	71404	276	886206,67	456	2537026,7	636	176868,67
100	71046,667	280	1003411,1	460	2429911,1	640	172254,44
104	70689,333	284	1120615,6	464	2322795,6	644	167640,22
108	70332	288	1237820	468	2215680	648	163026
112	69974,667	292	1355024,4	472	2108564,4	652	158411,78
116	69617,333	296	1472228,9	476	2001448,9	656	153797,56
120	69260	300	1589433,3	480	1894333,3	660	149183,33
124	68902,667	304	1706637,8	484	1787217,8	664	144569,11
128	68545,333	308	1823842,2	488	1680102,2	668	139954,89
132	68188	312	1941046,7	492	1572986,7	672	135340,67
136	67830,667	316	2058251,1	496	1465871,1	676	130726,44
140	67473,333	320	2175455,6	500	1358755,6	680	126112,22
144	67116	324	2292660	504	1251640	684	121498
148	66758,667	328	2409864,4	508	1144524,4	688	116883,78
152	66401,333	332	2527068,9	512	1037408,9	692	112269,56

156	66044	336	2644273,3	516	930293,33	696	107655,33
160	65686,667	340	2761477,8	520	823177,78	700	103041,11
164	65329,333	344	2878682,2	524	716062,22	704	98426,889
168	64972	348	2995886,7	528	608946,67	708	93812,667
172	64614,667	352	3113091,1	532	501831,11	712	89198,444
176	64257,333	356	3230295,6	536	394715,56	716	84584,222

**Tabla 5.9 Valores de Presión utilizados para el análisis de la fuerza de los gases**

En la segunda gráfica se observa el torque que se produce en cada uno de los cuatro eslabones del motor, para su apreciación se encuentran graficadas con diferentes colores, se puede observar un pico positivo que indica un torque máximo cuando el pistón está pasando por la mitad de su desplazamiento y un pico negativo que indica un torque mínimo cuando el pistón pasa por el PMI.

### **5.7.2 TORQUE TOTAL DE GAS EN LOS MOTORES MULTICILÍNDRICOS**

Para la obtención de estas gráficas, inicialmente se basó en que los momentos, torques y fuerzas de inercia son solamente un conjunto de criterios que deben ser tomados en cuenta en el diseño de los motores multicilíndricos, la consideración de la fuerza y torque de gas también es importante.

Es deseable establecer un patrón de ignición para los cilindros que estén dispuestos uniformemente en el tiempo, pues si la ignición no ocurriera con tal regularidad ocasionaría vibraciones inaceptables, es por ello que se desea que los pulsos de fuerza sean regulares, tales pulsaciones dependen mucho del ciclo de operación.

El desfaseamiento óptimo entre los codos del cigüeñal para pulsos de fuerza regularmente espaciados para un motor de cuatro cilindros está dado por la ec. 2.24a, que es diferente a la ec.2.17 de la que se deduce que debe existir un desfaseamiento en los codos del cigüeñal de  $180^\circ$  en cada pulso de fuerza para un encendido regular.

El espaciamiento de los pulsos de fuerza está dictado por los diagramas de ángulos de fase de manivela. Los ángulos de carrera de fuerza, son aquellos ángulos en el ciclo según los cuales ocurre la combustión-expansión en el cilindro,

Para un motor de cuatro cilindros los ángulos de carrera de fuerza deben estar entre  $0^\circ$  y  $720^\circ$  espaciados uniformemente, según la ec. 2.24b.

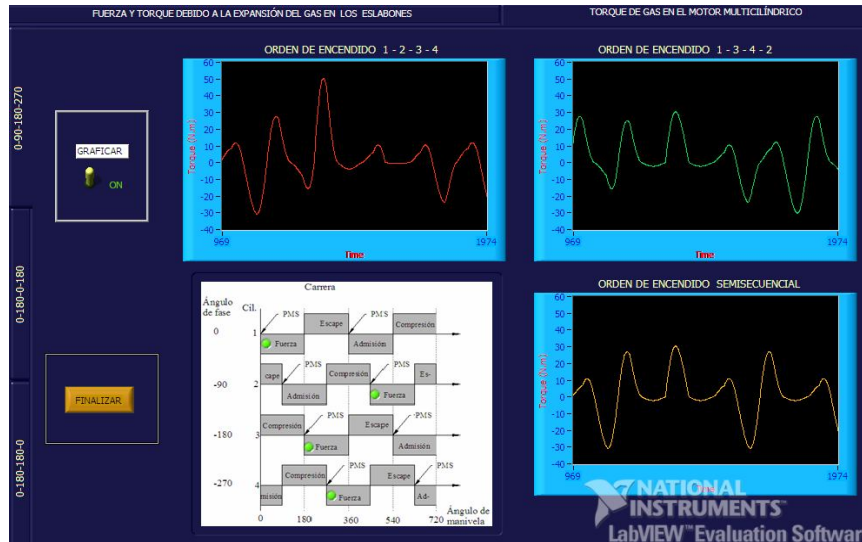


Figura 5.15 Torque de gas para un cigüeñal con ángulos de fase  $0-90-180-270^\circ$

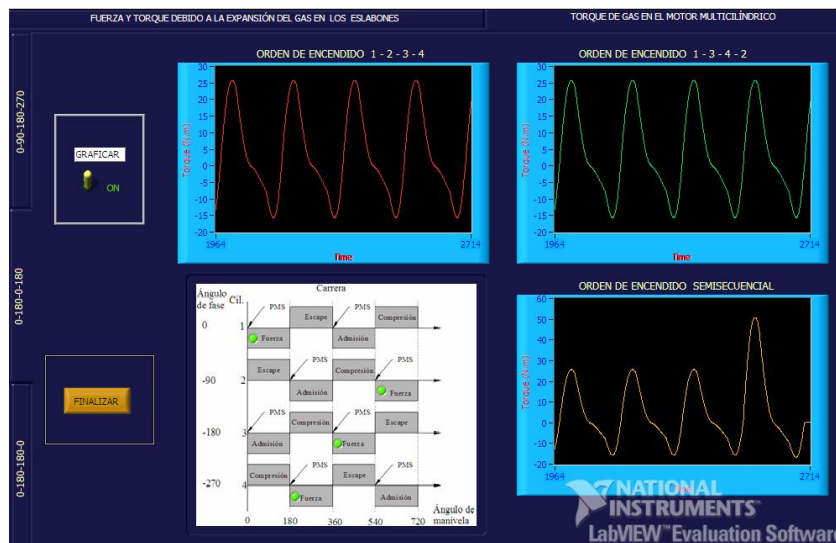
### Análisis:

La figura 5.16 tiene tres gráficas con diferente orden de encendido para un cigüeñal de configuración  $0-90-180-270^\circ$ , el diagrama de fase de manivela incorporada también en la figura da cuenta que para un motor con este cigüeñal produce brechas y traslapes en cada pulso de fuerza debido a que el desfaseamiento del cigüeñal es de  $90^\circ$  cuando su desfaseamiento debería ser de  $180^\circ$  para que el encendido sea lo más regularmente posible. Indudablemente con un cigüeñal con estas características es ineficaz y produce grandes vibraciones en el torque de gas, aunque es el único cigüeñal con fuerza de sacudimiento y torque de inercia igual a cero. Cualquier otro orden de encendido ocasionará los mismos problemas.

El orden de encendido irregular de la figura anterior es obvio y esto ocasiona que el vehículo tenga un funcionamiento áspero y con vibración en especial en una marcha lenta, a una alta velocidad la adición de un volante tendería a encubrir este problema, pero los volantes son inefectivos a bajas velocidades es por ello

que para diseñar un motor **prevalece un orden de encendido regular sobre los efectos de las fuerzas de inercia.**

En la figura 5.16 de igual manera se muestra los torques de gas para un cigüeñal 0-180-0-180°, claramente se observa que tanto para el orden de encendido 1-2-3-4 como para 1-3-4-2 se tienen torque con encendido regular, cosa que se obtuvo al disponer un ángulo de carrera de fuerza cada 180°, de igual forma un ángulo óptimo de desfaseamiento de codos de cigüeñal cada 180°, para un encendido semisecuencial éste cigüeñal sigue generando problemas.



**Figura 5.16 Torque de gas para un cigüeñal con ángulos de fase 0-180-0-180°**

Tanto la fuerza secundaria de sacudimiento y el torque secundario puede llegar a cancelarse con este cigüeñal y ocuparse con un orden de encendido 1-2-3-4 y 1-3-4-2 pero el momento no rotatorio es muy crítico, que ocasionará igualmente mucha vibración y si se desea ocupar este cigüeñal en el diseño necesariamente se necesita un volante para encubrir esta vibración en altas velocidades, persistiendo el problema si la velocidad es baja.

Los torques para un cigüeñal 0-180-180-0° se encuentran en la figura 5.17 en donde se observa que para un orden de encendido 1-2-3-4 ocasiona grandes brechas y superposiciones del torque, es obvio la irregularidad porque los ángulos de carrera de fuerza son erróneos, lo que no ocurre para un orden de encendido

1-3-4-2 y semisecuencial, en donde según el diagrama de fase los ángulos de carrera de fuerza están espaciados  $180^\circ$  y los codos de cigüeñal de igual forma lo que ocasiona un encendido regular, disminuyendo los efectos de la vibración.

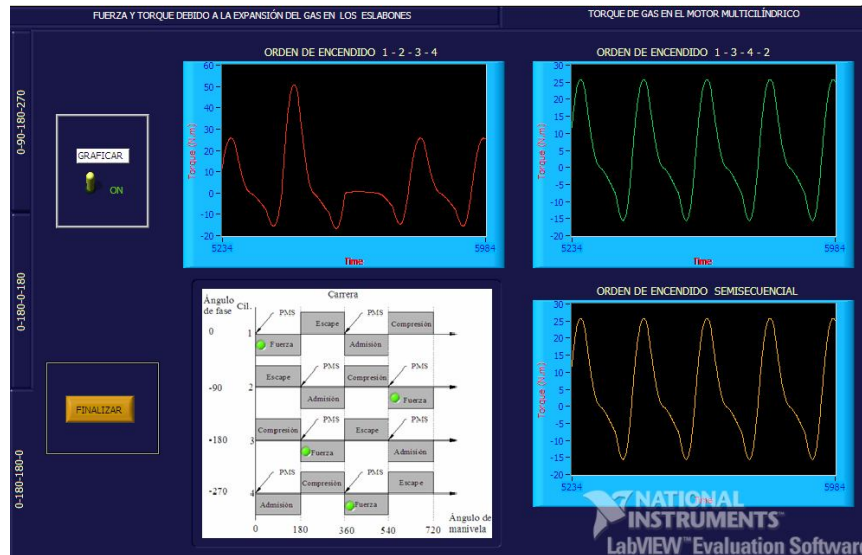


Figura 5.17 Torque de gas para un cigüeñal con ángulos de fase 0-180-180-0°

El diseño de este cigüeñal genera una fuerza de sacudimiento secundario, un torque de inercia secundario y un momento no rotatorio también secundario que con sus oscilaciones positivas y negativas se cancelan y funciona muy bien en el diseño de un motor con un orden de encendido adecuado como lo es 1-2-3-4 ó semisecuencial. Por este motivo este diseño de cigüeñal es universalmente utilizado para motores de cuatro cilindros en línea, porque genera valores muy bajos de vibración y oscilación en el motor y con el acondicionamiento de un volante pueden ser disminuidos.

Con este exhaustivo análisis se llega a la conclusión que un cigüeñal de configuración 0-180-180-0°, es el que mejor se presta para el diseño de un motor recíprocante de combustión interna de cuatro cilindros en línea al ser más flexible y prestarse para acondicionamientos para reducir las vibraciones resultantes.

## CONCLUSIONES

- Se diseñó el prototipo mecánico de motor recíprocante de 4 cilindros en línea con mando y programación electrónica para el análisis de esfuerzos y curvas de operación del sistema biela-manivela.
- La graficación de curvas de posición, velocidad y aceleración del pistón fueron realizadas con los parámetros obtenidos durante el proceso de diseño del motor, realizando además un análisis de los resultados obtenidos.
- Se determinó y se hizo un análisis de las gráficas de las fuerzas de sacudimiento, momentos no rotatorios de sacudimiento y torques de inercia que se producen en los motores multicilíndricos con la evaluación de ecuaciones escalares.
- Para un motor con fase de cigüeñal 0-90-180-270°, la fuerza de sacudimiento y el torque de inercia son cero, pero los momentos de sacudimiento primario y secundario que causa grandes vibraciones es distinto de cero. Así este ángulo de fase que es adecuado para fuerzas y torques, no lo es para momentos de sacudimiento. El espaciado uniforme de pulsos de fuerza entre los cilindros no es posible en este cigüeñal, un orden de encendido irregular ocasiona traslapes en el torque de gas.
- Para un motor con fase de cigüeñal 0-180-0-180°, La fuerza de inercia primaria es igual a cero, pero el momento de volteo primario y secundario, la fuerza secundaria y el torque de inercia son todos distintos de cero. De modo que para tener un encendido en condición regular el estado de equilibrio inercial es alterado.
- Para un motor con fase de cigüeñal 0-180-180-0°, La fuerza de inercia primaria y momento es igual a cero, pero la fuerza secundaria y el torque inercial siguen siendo diferentes de cero, pero las carreras de fuerza están

espaciadas regularmente sobre  $720^\circ$ , de modo que se obtiene el mejor resultado con esfuerzos admisibles con éste cigüeñal que es utilizado universalmente para diseñar motores en línea de cuatro cilindros.

- La vibración producida por el torque puede ser encubierta por un volante y los sacudimientos del momento no rotatorio se puede disminuir con la adición de ejes de balance como lo es el árbol de levas.
- Se estableció que en el diseño del prototipo de motor de cuatro cilindros y cuatro tiempos, los ángulos de carrera de fuerza son los más óptimos cuando dichos valores tienen un desfase de  $180^\circ$  de un cilindro a otro.
- La comparación entre las clases de cigüeñales del cual partió este estudio, arrojó datos que fueron visibles en las curvas obtenidas de las cuales se deducen que si un cigüeñal es apto para un cierto tipo de fuerzas no lo es para otras y solo queda en el ingenio del diseñador saber conjugar todos los parámetros para obtener la mejor opción de diseño.
- Se obtuvo las curvas graficas en el software LabVIEW en interfaz con la tarjeta DAQ NI USB-6009 para visualizar la variación de los factores dinámicos producidos por el motor en funcionamiento.
- La tarjeta de adquisición de datos USB 6009 es muy flexible y fácil acondicionamiento para las prestaciones del proyecto y el aporte fue valioso para conseguir parámetros ajustados a la realidad.
- En el campo eléctrico se adquirió conocimientos para ponerlos en práctica como lo es en los motores de paso, en la elaboración de las bobinas donde se incluyó el electromagnetismo, al igual que en la electrónica con el diseño de la circuitería y la programación en los microcontroladores y como no destacar el aporte mecánico que fue muy exhaustivo al tratar de conseguir un diseño cuyo objetivo fue, el verlo en funcionamiento, acoplado todos los aspectos antes mencionados.



## RECOMENDACIONES

- Antes de empezar el diseño de un mecanismo y pasar de la faceta de idealización a construcción se debe tener de antemano una estructura que nos guíe para poder culminar con satisfacción lo planteado.
- Cuando utilicemos la tarjeta de adquisición de datos, debemos tener el manual de operación y especificaciones para evitar de esta manera que el dispositivo llegue a dañarse o quemarse.
- Cuando trabajemos con microcontroladores, hay que ser muy cautos cuando se ensambla en una placa, se debe tener un conocimiento básico para que estos elementos no fallen o se quemen, además que es muy indispensable también adquirir conocimientos sobre los códigos de programación que en muchas ocasiones si no está bien estructurado no se obtiene los resultados que se necesita.
- Cuando trabajemos con actuadores, en este caso las bobinas y el motor a pasos tener presente que puede existir interferencia entre ambos elementos y causar un mal funcionamiento de los mismos para lo cual se recomienda utilizar fuentes energía por separado.
- Se aspira a que con este proyecto se Inicie con la implementación del laboratorio de Mecanismos para el Departamento de Energía y Mecánica sugiriendo el diseño de otros tipos de motor de cualquiera de las gamas presentes en el mercado y realizar el análisis respectivo para cada mecanismo como lo incorpora este proyecto.

## **BIBLIOGRAFÍA:**

- BARRY Brey, Los Microprocesadores Intel, Arquitectura, programación e interfaces, PHH, Tercera edición, Mexico, 1995.
- José Angulo, Microcontroladores Pic 2<sup>da</sup> Parte, 2<sup>da</sup> Edición, McGrawHill, Espana, 2006.
- Manual del Curso LabVIEW Básico I, National Instruments Corporation, Edición diciembre 1998, 6504 Bridge Point Parkway, Austin, Texas.
- Manuales y tutoriales de LabVIEW
- NORTON, Robert L, Diseño de Maquinaria, Una introducción a síntesis y análisis de mecanismos y máquinas. McGraw-Hill, México, 1995.
- Reyes Carlos, Microcontroladores Pic, 1<sup>ra</sup> Edición, Agerve C.A., Ecuador, 2005.
- SHIGKEY, Joseph E., UICKER John J., Teoría de Máquinas y Mecanismos, McGraw-Hill, México, 1995.

# **ANEXOS**

## ANEXO B

### PROGRAMACIÓN EN EL PIC16F877A CONTROL DE BOBINAS Y LCD.

```
DCON1=7
TRISC=%11100001
TRISE=%00000111
TRISD=%00111111
TRISA=%00000000
X VAR BYTE
DEFINE LCD_DREG PORTB
DEFINE LCD_DBIT 4
DEFINE LCD_RSREG PORTB
DEFINE LCD_RSBIT 3
DEFINE LCD_EREG PORTB
DEFINE LCD_EBIT 2
AA VAR BYTE
BB VAR BYTE
CC VAR BYTE

SINCRO:
IF PORTC.5=0 then
PAUSE 200
LCDOUT $FE,1
FOR AA=0 TO 15
LOOKUP AA,["ANALISIS:FUERZAS"],BB
LCDOUT,BB
PAUSE 20
NEXT
LCDOUT $FE,$C0
FOR AA=0 TO 15
LOOKUP AA,["TORQUES,MOMENTOS"],BB
LCDOUT,BB
PAUSE 20
NEXT
LCDOUT $FE,$C0
FOR AA=0 TO 15
LOOKUP AA,["4 CIL. EN LINEA "],BB
LCDOUT,BB
PAUSE 20
NEXT
PAUSE 100
LCDOUT $FE,1
LCDOUT $FE,$C0," << START >>"
GOTO START
ELSE
PAUSE 200
LCDOUT $FE,1
FOR AA=0 TO 15
LOOKUP AA,[" INICIE "],BB
```

```
LCDOUT,BB
PAUSE 20
NEXT
LCDOUT $FE,$C0
FOR AA=0 TO 15
LOOKUP AA,["SINCRONIZANDO..."],BB
LCDOUT,BB
PAUSE 20
NEXT
GOTO SINCRO
ENDIF
START:
IF PORTC.6=0 then
GOTO INICIO
ELSE
GOTO START
ENDIF
INICIO:
IF PORTD.0=0 THEN GOTO A
IF PORTD.2=0 THEN GOTO C
IF PORTD.4=0 THEN GOTO E
GOTO INICIO
A: ; ETIQUETA PARA SECUENCIA 1234
IF PORTE.0=0 THEN GOTO G ;B
IF PORTE.1=0 THEN GOTO H ;M
IF PORTE.2=0 THEN GOTO I ;A
GOTO A
C: ; ETIQUETA PARA SECUENCIA 1342
IF PORTE.0=0 THEN GOTO M ;B
IF PORTE.1=0 THEN GOTO N ;M
IF PORTE.2=0 THEN GOTO P ;A
GOTO C
E: ; ETIQUETA PARA SECUENCIA SEMISEC.
IF PORTE.0=0 THEN GOTO T ;B
IF PORTE.1=0 THEN GOTO U ;M
IF PORTE.2=0 THEN GOTO V ;A
GOTO E
G:
LCDOUT $FE,1,"VELOCIDAD 175RPM"
LCDOUT $FE,$C0,"ORD.ENC. 1-2-3-4"
PAUSE 7908
G1:
IF PORTC.7=1 THEN
PORTC=%00010000
GOSUB TIMER1
PORTC=%00001000
GOSUB TIMER1
PORTC=%00000100
GOSUB TIMER1
PORTC=%00000010
GOSUB TIMER1
GOTO G1
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF
H:
LCDOUT $FE,1,"VELOCIDAD 215RPM"
```

```

LCDOUT $FE,$C0,"ORD.ENC. 1-2-3-4"
PAUSE 14565
H1:
IF PORTC.7=1 THEN
PORTC=%00010000
GOSUB TIMER2
PORTC=%00001000
GOSUB TIMER2
PORTC=%00000100
GOSUB TIMER2
PORTC=%00000010
GOSUB TIMER2
GOTO H1
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF
I:
LCDOUT $FE,1,"VELOCIDAD 280RPM"
LCDOUT $FE,$C0,"ORD.ENC. 1-2-3-4"
PAUSE 25825
III:
IF PORTC.7=1 THEN
PORTC=%00010000
GOSUB TIMER3
PORTC=%00001000
GOSUB TIMER3
PORTC=%00000100
GOSUB TIMER3
PORTC=%00000010
GOSUB TIMER3
GOTO III
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF
M:
LCDOUT $FE,1,"VELOCIDAD 175RPM"
LCDOUT $FE,$C0,"ORD.ENC. 1-3-4-2"
PAUSE 7908
M1:
IF PORTC.7=1 THEN
PORTC=%00010000
GOSUB TIMER1
PORTC=%00000100
GOSUB TIMER1
PORTC=%00000010
GOSUB TIMER1
PORTC=%00001000
GOSUB TIMER1
GOTO M1
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF
N:
LCDOUT $FE,1,"VELOCIDAD 215RPM"
LCDOUT $FE,$C0,"ORD.ENC. 1-3-4-2"
PAUSE 14565
N1:
IF PORTC.7=1 THEN

```

```

PORTC=%00010000
GOSUB TIMER2
PORTC=%00000100
GOSUB TIMER2
PORTC=%00000010
GOSUB TIMER2
PORTC=%00001000
GOSUB TIMER2
GOTO N1
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF
P:
LCDOUT $FE,1,"VELOCIDAD 280RPM"
LCDOUT $FE,$C0,"ORD.ENC. 1-3-4-2"
PAUSE 25825
P1:
IF PORTC.7=1 THEN
PORTC=%00010000
GOSUB TIMER3
PORTC=%00000100
GOSUB TIMER3
PORTC=%00000010
GOSUB TIMER3
PORTC=%00001000
GOSUB TIMER3
GOTO P1
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF
T:
LCDOUT $FE,1,"VELOCIDAD 175RPM"
LCDOUT $FE,$C0,"ORD.ENC.SEMISEC."
PAUSE 7908
T1:
IF PORTC.7=1 THEN
PORTC=%00010010
GOSUB TIMER1
PORTC=%00001100
GOSUB TIMER1
GOTO T1
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF
U:
LCDOUT $FE,1,"VELOCIDAD 215RPM"
LCDOUT $FE,$C0,"ORD.ENC.SEMISEC."
PAUSE 14565
SEMI1:
IF PORTC.7=1 THEN
PORTC=%00010010
GOSUB TIMER2
PORTC=%00001100
GOSUB TIMER2
GOTO SEMI1
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF

```

```

V:
LCDOUT $FE,1,"VELOCIDAD 280RPM"
LCDOUT $FE,$C0,"ORD.ENC.SEMISEC."
PAUSE 25825
V1:
IF PORTC.7=1 THEN
PORTC=%00010010
GOSUB TIMER3
PORTC=%00001100
GOSUB TIMER3
GOTO V1
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF

TIMER1: ;BAJA
PAUSE 171
RETURN

TIMER2: ;MEDIA
PAUSE 139
RETURN

TIMER3: ;ALTA
PAUSE 100
RETURN

APAGADO:
PORTC=%00000000
PAUSE 200
LCDOUT $FE,1
FOR AA=0 TO 15
LOOKUP AA,["*ESPE-LATACUNGA*"],BB
LCDOUT,BB
PAUSE 30
NEXT
LCDOUT $FE,$C0
FOR AA=0 TO 15
LOOKUP AA,["ING. AUTOMOTRIZ "],BB
LCDOUT,BB
PAUSE 30
NEXT
PAUSE 500
LCDOUT $FE,1
FOR AA=0 TO 15
LOOKUP AA,["AUTOR : TOAPANTA"],BB
LCDOUT,BB
PAUSE 30
NEXT
LCDOUT $FE,$C0
FOR AA=0 TO 15
LOOKUP AA,["DEFAZ MARCELO V."],BB
LCDOUT,BB
PAUSE 30
NEXT
PAUSE 1000
GOTO SINCRO
END

```

## PROGRAMACIÓN EN EL PIC16F628A

### CONTROL DE MOTOR PASO A PASO

```

CMCON=7
TRISA=%11111111
TRISB=%11110000
Z VAR BYTE

SINCRO:
PORTB=%0000
IF PORTB.4=0 THEN
GOTO X
X:
PORTB=%0011
PAUSE 50
IF PORTB.7=1 THEN GOTO START
PORTB=%0110
PAUSE 50
IF PORTB.7=1 THEN GOTO START
PORTB=%1100
PAUSE 50
IF PORTB.7=1 THEN GOTO START
PORTB=%1001
PAUSE 50
IF PORTB.7=1 THEN GOTO START
GOTO X
ELSE
GOTO SINCRO
ENDIF
START:
PAUSE 100
PORTB=%0000
GOTO START1
START1:
IF PORTB.5=0 THEN
GOTO INICIO
ELSE
GOTO START2
ENDIF
START2:
IF PORTB.4=0 THEN
PORTB=%0011
PAUSE 50
PORTB=%0110
PAUSE 50
PORTB=%1100
PAUSE 50
PORTB=%1001
PAUSE 50
PORTB=%0011
PAUSE 50
PORTB=%0110
PAUSE 50
PORTB=%1100
PAUSE 50
PORTB=%1001

```

```

PAUSE 50
PORTB=%0011
  PAUSE 50
PORTB=%0110
PAUSE 50
PORTB=%1100
PAUSE 50
PORTB=%1001
PAUSE 50
GOTO X
ELSE
GOTO START1
ENDIF
INICIO:
IF PORTA.2=0 THEN GOTO A ;BAJA
IF PORTA.1=0 THEN GOTO B ;MEDIA
IF PORTA.0=0 THEN GOTO C ;ALTA
GOTO INICIO

```

A: ;VELOCIDAD BAJA 175 RPM

```

FOR Z=1 TO 25
  PORTB=%0011
  GOSUB PASOTIME12
  PORTB=%0110
  GOSUB PASOTIME12
  PORTB=%1100
  GOSUB PASOTIME12
  PORTB=%1001
  GOSUB PASOTIME12
NEXT
FOR Z=1 TO 25
  PORTB=%0011
  GOSUB PASOTIME11
  PORTB=%0110
  GOSUB PASOTIME11
  PORTB=%1100
  GOSUB PASOTIME11
  PORTB=%1001
  GOSUB PASOTIME11
NEXT
FOR Z=1 TO 50
  PORTB=%0011
  GOSUB PASOTIME10
  PORTB=%0110
  GOSUB PASOTIME10
  PORTB=%1100
  GOSUB PASOTIME10
  PORTB=%1001
  GOSUB PASOTIME10
NEXT
FOR Z=1 TO 100
  PORTB=%0011
  GOSUB PASOTIME9
  PORTB=%0110
  GOSUB PASOTIME9
  PORTB=%1100
  GOSUB PASOTIME9
  PORTB=%1001

```

```

GOSUB PASOTIME9
NEXT
GOTO AA

```

AA:

```

IF PORTB.6=1 THEN
  PORTB=%0011
  GOSUB PASOTIME8
  PORTB=%0110
  GOSUB PASOTIME8
  PORTB=%1100
  GOSUB PASOTIME8
  PORTB=%1001
  GOSUB PASOTIME8
  GOTO AA
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF

```

B: ;VELOCIDAD MEDIA 215 RPM

```

FOR Z=1 TO 25
  PORTB=%0011
  GOSUB PASOTIME12
  PORTB=%0110
  GOSUB PASOTIME12
  PORTB=%1100
  GOSUB PASOTIME12
  PORTB=%1001
  GOSUB PASOTIME12
NEXT
FOR Z=1 TO 25
  PORTB=%0011
  GOSUB PASOTIME11
  PORTB=%0110
  GOSUB PASOTIME11
  PORTB=%1100
  GOSUB PASOTIME11
  PORTB=%1001
  GOSUB PASOTIME11
NEXT
FOR Z=1 TO 25
  PORTB=%0011
  GOSUB PASOTIME10
  PORTB=%0110
  GOSUB PASOTIME10
  PORTB=%1100
  GOSUB PASOTIME10
  PORTB=%1001
  GOSUB PASOTIME10
NEXT
FOR Z=1 TO 50
  PORTB=%0011
  GOSUB PASOTIME9
  PORTB=%0110
  GOSUB PASOTIME9
  PORTB=%1100
  GOSUB PASOTIME9
  PORTB=%1001

```

```

GOSUB PASOTIME9
NEXT
FOR Z=1 TO 75
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME8
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME8
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME8
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME8
NEXT
FOR Z=1 TO 75
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME8
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME8
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME7
NEXT
FOR Z=1 TO 75
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME7
NEXT
FOR Z=1 TO 100
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME7
NEXT
GOTO BB
BB:
IF PORTB.6=1 THEN
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME6
GOTO BB
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF

```

```

C: ;VELOCIDAD ALTA 280 RPM
FOR Z=1 TO 25
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME12
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME12
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME12
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME12
NEXT
FOR Z=1 TO 25
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME11
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME11
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME11
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME11
NEXT
FOR Z=1 TO 50
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME10
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME10
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME10
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME10
NEXT
FOR Z=1 TO 50
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME9
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME9
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME9
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME9
NEXT
FOR Z=1 TO 50
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME8
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME8
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME8
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME8
NEXT
FOR Z=1 TO 75
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME8
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME8

```



```

PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME7
NEXT
FOR Z=1 TO 75
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME7
NEXT
FOR Z=1 TO 100
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME7
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME6
NEXT
FOR Z=1 TO 100
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME6
NEXT
FOR Z=1 TO 100
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME5
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME6
NEXT
FOR Z=1 TO 150
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME5
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME5
NEXT
FOR Z=1 TO 150
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME6
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME5

```

```




PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME5
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME5
NEXT

GOTO CC
CC:
IF PORTB.6=1 THEN
PORTB=%0011
GOSUB PASOTIME5
PORTB=%0110
GOSUB PASOTIME5
PORTB=%1100
GOSUB PASOTIME5
PORTB=%1001
GOSUB PASOTIME5
GOTO CC
ELSE
GOTO APAGADO
ENDIF

PASOTIME11:
PAUSE 11
RETURN
PASOTIME12:
PAUSE 12
RETURN
PASOTIME10:
PAUSE 10
RETURN
PASOTIME9:
PAUSE 9
RETURN
PASOTIME8:
PAUSE 8
RETURN
PASOTIME7:
PAUSE 7
RETURN
PASOTIME6:
PAUSE 6
RETURN
PASOTIME5:
PAUSE 5
RETURN
APAGADO:
PORTB=%0000
GOTO SINCRO
END

```

## ANEXO C

Número de grado	Tamaño de perno (pulg)	Resistencia al esfuerzo de tracción (Ksi)	Resistencia a punto cedente (Ksi)	Resistencia de prueba o probada (Ksi)	Marca en la cabeza
1	1/4-1 1/2	60	36	33	Ninguna
2	1/4-3/4	74	57	55	Ninguna
	>3/4-1 1/2	60	36	33	
4	1/4-1 1/2	115	100	65	Ninguna
5	1/4-1	120	92	85	
	>1-1 1/2	105	81	74	
7	1/4-1 1/2	133	115	105	
8	1/4-1 1/2	150	130	120	

### Grado SAE de aceros para fabricar pernos

## ANEXO D

Tamaño	Diámetro mayor básico (pulg)	Cuerdas gruesas: UNC		Cuerdas finas: UNF	
		Hilos de cuerda por pulgada	Area de esfuerzo de tracción (pulg. <sup>2</sup> )	Hilos de cuerda por pulgada	Area de esfuerzo de tracción (pulg. <sup>2</sup> )
1/4	0.250 0	20	0.031 8	28	0.036 4
5/16	0.312 5	18	0.052 4	24	0.058 0
3/8	0.375 0	16	0.077 5	24	0.087 8
7/16	0.437 5	14	0.106 3	20	0.118 7
1/2	0.500 0	13	0.141 9	20	0.159 9
9/16	0.562 5	12	0.182	18	0.203
5/8	0.625 0	11	0.226	18	0.256

### Dimensiones American Estándar de cuerdas, tamaños fraccionarios