

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
FACULTAD DE CIENCIAS Y HUMANIDADES  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“FUNDAMENTOS DE DISEÑO PARA EL MECANISMO  
BÁSICO UTILIZADO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN  
INTERNA APLICADO A UN CICLO DE CUATRO  
TIEMPOS”**

JUAN ALFREDO GUTIÉRREZ RAMÍREZ

Trabajo de Graduación presentado para optar  
al título académico de:

INGENIERO MECÁNICO

En el Grado de

LICENCIADO

GUATEMALA  
2,003

**BIBLIOTECA  
DE LA  
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA**

***“FUNDAMENTOS DE DISEÑO PARA EL MECANISMO  
BÁSICO UTILIZADO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN  
INTERNA APLICADO A UN CICLO DE CUATRO  
TIEMPOS”***

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
FACULTAD DE CIENCIAS Y HUMANIDADES  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



***“FUNDAMENTOS DE DISEÑO PARA EL MECANISMO  
BÁSICO UTILIZADO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN  
INTERNA APLICADO A UN CICLO DE CUATRO  
TIEMPOS”***

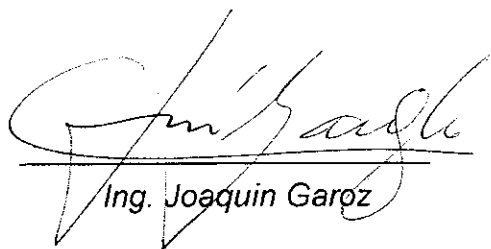
JUAN ALFREDO GUTIÉRREZ RAMÍREZ

BIBLIOTECA  
DE LA  
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

GUATEMALA  
2,003

ASESOR

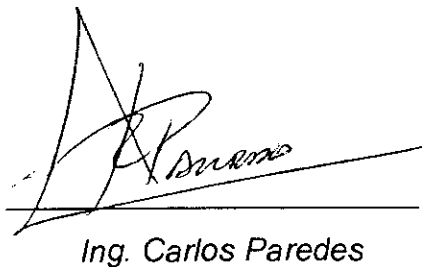
Vo. Bo.



Ing. Joaquin Garoz

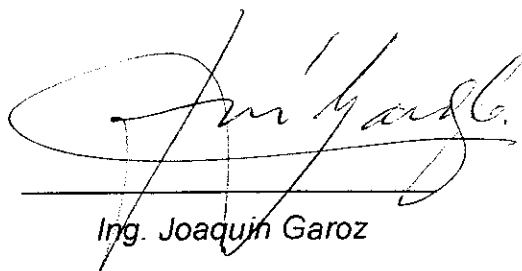
TRIBUNAL EXAMINADOR

Vo. Bo.



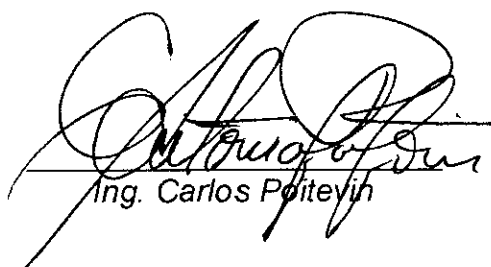
Ing. Carlos Paredes

Vo. Bo.



Ing. Joaquin Garoz

Vo. Bo.



Ing. Carlos Politeyín

Fecha de aprobación del examen de graduación  
Guatemala, 30 de octubre del 2003

## PREFACIO

Este trabajo realizado en la modalidad de tesis, con enfoque de investigación, tendrá como objetivo el análisis completo sobre los fundamentos que se utilizan para diseñar motores de combustión interna. Se desarrollarán de una forma concreta y precisa los fundamentos cinemáticos y cinéticos del mecanismo básico que conforma un motor de combustión interna, esto se hará utilizando conocimientos básicos estudiados en la dinámica de cuerpos rígidos, así también se fusionará este análisis con los fundamentos termodinámicos que rigen este mecanismo para dar un desarrollo completo del diseño de dichos dispositivos. También se tratarán las variables básicas que utilizan los diseñadores de motores de combustión interna para aumentar la potencia de los mismos.

La importancia de este trabajo radica fundamentalmente en la necesidad que existe por parte de los ingenieros mecánicos de tener un panorama amplio y concreto que abarque todos los pasos involucrados en el diseño de un motor de combustión interna aplicado a la industria automotriz. En el caso de este análisis se centrará únicamente en motores de cuatro tiempos, multicilíndricos, de encendido por chispa (motores de gasolina), abarcando tanto motores con disposición de cilindros tanto en línea como en V.

Esta investigación abarcará las siguientes áreas dentro del diseño:

- Principios básicos de la cinemática de los mecanismos de manivela-corredera, mecanismo base para un motor de combustión interna.
- Análisis cinemático. Fundamentos sobre la dinámica de motores y relaciones de diseño en los motores.
- Balanceo de los motores multicilíndricos donde se estudian las diferentes configuraciones de motores, en línea y en V.
- Fundamentos termodinámicos sobre el ciclo Otto, así como todas las consideraciones y características que lo caracterizan en cuanto a la salida de potencia.

Así también se estudiarán las variables básicas con las que los diseñadores de automóviles juegan para aumentar la potencia de los motores, los cuales en su mayoría son modificaciones que están ligadas directamente a la termodinámica del motor y no al diseño físico del motor.

# CONTENIDO

	Página
PREFACIO.....	iv
LISTA DE FIGURAS.....	vi
RESUMEN.....	ix

## CAPITULOS

I. Introducción .....	1
II. Fundamentos del mecanismo de motores de combustión interna.....	2
III. Análisis cinemático del mecanismo de motores de Combustión interna.....	10
IV. Motores multicilindricos.....	23
V. Balanceo de motores en línea y motores en V.....	36
VI. Termodinámica de los motores de combustión interna .....	45
VII. Fundamentos sobre la potencia. Formas de aumentar la potencia en motores de combustión interna.....	49
VIII. Conclusiones.....	64
IX. Bibliografía.....	66

## LISTA DE FIGURAS

	Página
1. Figura No.1 Mecanismo motor de combustión interna.....	2
2. Figura No.2 Recorrido del PMS al PMI.....	3
3. Figura No.3 Cigüeñal con volante.....	3
4. Figura No.4 Ciclo de cuatro tiempos.....	4
5. Figura No.5 Curva de presión del gas.....	5
6. Figura No.6 Mecanismo con eslabones numerados.....	6
7. Figura No.7 Gráfica de posición, velocidad y aceleración.....	7
8. Figura No.8 Gráfica de fuerza y par de torsión del gas.....	10
9. Figura No.9 Diagrama de fuerzas del gas.....	11
10. Figura No.10 Fuerza del gas.....	13
11. Figura No.11 Masas equivalentes.....	15
12. Figura No.12 Gráfica del par de inercia y fuerza a 800 rpm.....	17
13. Figura No.13 Gráfica del par total de inercia a 800 rpm.....	17
14. Figura No.14 Gráfica del par de inercia y fuerza a 3400 rpm...	18
15. Figura No.15 Gráfica del par total de inercia a 3400 rpm.....	18
16. Figura No.16 Gráfica del par de inercia y fuerza a 6000 rpm....	18
17. Figura No.17 Gráfica del par total de inercia a 6000 rpm.....	19

## LISTA DE FIGURAS

18. Figura No.18 Motor en línea de cuatro cilindros.....	23
19. Figura No.19 Motor en V de seis cilindros.....	24
20. Figura No.20 Motor en línea de cinco cilindros.....	24
21. Figura No.21 Ángulos de fase del cigüeñal.....	25
22. Figura No.22 Par de torsión para un motor con un orden de encendido incorrecto.....	29
23. Figura No.23 Gráfica de fuerzas primarias para un motor con orden incorrecto.....	29
24. Figura No.24 Gráfica de fuerzas secundarias para un motor con un orden de encendido incorrecto.....	30
25. Figura No.25 Par de torsión para un motor con un orden de encendido correcto.....	30
26. Figura No.26 Gráfica de fuerzas primarias para un motor con orden correcto.....	31
27. Figura No.27 Gráfica de fuerzas secundarias para un motor con un orden de encendido correcto.....	31
28. Figura No.28 Gráfica de fuerzas de sacudimiento para un motor con diseño adecuado,.....	34
29. Figura No.29 Gráfica de momentos de sacudimiento para un motor con diseño adecuado.....	34
30. Figura No.30 Motor en línea de cuatro cilindros.....	37

## LISTA DE FIGURAS

31. Figura No.31 Gráfica del desbalanceo de un motor de cuatro cilindros.....	37
32. Figura No.32 Motor en línea de cinco cilindros.....	39
33. Figura No.33 Motor en línea de cinco cilindros.....	40
34. Figura No.34 Motor en línea de seis cilindros.....	40
35. Figura No.35 Esquema conceptual de la combustión.....	46
36. Figura No.36 Gráfica de potencia versus mezcla.....	48
37. Figura No.37 Caballo de fuerza.....	50
38. Figura No.38 Potencia versus revoluciones por minuto.....	51
39. Figura No.39 Sistema completo de un turbocargador.....	56
40. Figura No.40 Turbocargador, turbina y compresor.....	56
41. Figura No.41 Sistema de interenfriador.....	58
42. Figura No.42 Sistema V-Tec.....	62
43. Figura No.43 Automóviles de alto rendimiento.....	63

## RESUMEN

La industria automotriz sigue evolucionando y creciendo día a día, por lo que esta rama de la ingeniería mecánica tiene una gran importancia en el ámbito mundial. El mecanismo básico que permite a los automóviles moverse, desplazarse y realizar su función es lo que comúnmente se conoce como motor de combustión interna, el cual funciona como corazón del automóvil.

Por esto surge la necesidad de profundizar, analizar y desarrollar de una forma clara, concreta y con bases de ingeniería, un panorama bastante amplio de qué parámetros y consideraciones toman en cuenta los diseñadores de motores para diseñar los motores que luego son los encargados de mover automóviles cada vez más potentes. Así también es necesario para el ingeniero mecánico conocer cuáles son las limitantes en cuanto al desarrollo de potencia y cómo la ciencia sigue buscando cruzar dichas fronteras y llegar cada vez más lejos en la ingeniería automotriz.

Es importante mencionar que muchas modificaciones que se realizan para aumentar la potencia de un motor de combustión interna son mecanismos externos al mismo motor que se unen al sistema del motor, para dar como resultado un incremento en la potencia del motor. Es por eso que para todo ingeniero mecánico es básico el conocer cuáles son las variables que se utilizan en la industria automotriz para aumentar la potencia, y en qué principios de ingeniería se basan.

## ***I. Introducción***

Desde tiempos atrás, el hombre ha ideado y creado máquinas con el propósito de facilitarse el trabajo, así como también realizar tareas que para él son muy difíciles; es por eso que la construcción de maquinaria ha tenido gran importancia en la historia del hombre. De esto se encarga la ingeniería mecánica, donde su campo de trabajo es tan vasto que existen muchas áreas de especialización para los que culminan dicha carrera.

La ingeniería mecánica tiene varias aplicaciones en la actualidad, entre ellas en la rama automotriz. Para cualquier ingeniero mecánico es importante conocer los diversos tipos de diseños que hay en motores de combustión interna, utilizados comúnmente en la industria automotriz. Este trabajo describe de una forma precisa y con fundamentos teóricos todo el proceso utilizado en el diseño de motores. Es de gran importancia que un ingeniero mecánico tenga conocimiento sobre estos fundamentos ya que constituyen un área de especialización dentro de la carrera por lo que al culminar los estudios de licenciatura el conocimiento que se tiene sobre este tema es bastante limitado. Aquí radica la importancia de este trabajo, ya que de una forma estructurada muestra los pasos a seguir y los fundamentos matemáticos sobre los cuales está fundamentado el diseño de motores. También describe las diversas variables que se utilizan para diseñar motores y balancearlos para que su funcionamiento sea óptimo. Al final del trabajo se describen los distintos métodos que se utilizan para hacer que un motor sea más potente y más eficiente.

## **II. Fundamentos del mecanismo de los motores de combustión interna**

### **A. Mecanismo del motor de combustión interna.**

El mecanismo básico está compuesto por una manivela, una biela y un pistón. En este caso la biela sirve como acoplador y el pistón es la corredera. Existen varias configuraciones en los motores, los motores en línea, motores en V y también existen los motores opuestos. En el caso de este trabajo se analizarán a los motores opuestos como si fueran un motor en V, con el ángulo de separación  $\beta = 180^\circ$ . Los motores en línea de cuatro, cinco y seis cilindros se producen en todo el mundo. También se producen motores en V de cuatro, seis, ocho, diez y doce cilindros, pero los más comunes son los de configuraciones de seis y ocho cilindros en V. Las disposiciones geométricas del cigüeñal y los cilindros tienen un efecto significativo en la dinámica del motor. Primero se analizará el diseño de un motor unicilíndrico, después de optimizar la condición geométrica y dinámica de un motor de un cilindro, se estará listo para ensamblar las combinaciones de los cilindros en las configuraciones multicilíndricas.

En la figura No. 1 se muestra un esquema del mecanismo básico unicilíndrico de manivela-corredera y la terminología de sus partes principales. En este mecanismo el pistón es impulsado hacia atrás. Es decir, la explosión de la mezcla de combustible en el cilindro impulsa el pistón hacia la izquierda y hace girar la manivela. El par de torsión de la manivela que resulta se transmite en última instancia a las ruedas del vehículo mediante una transmisión para propulsar el auto, motocicleta u otro dispositivo.

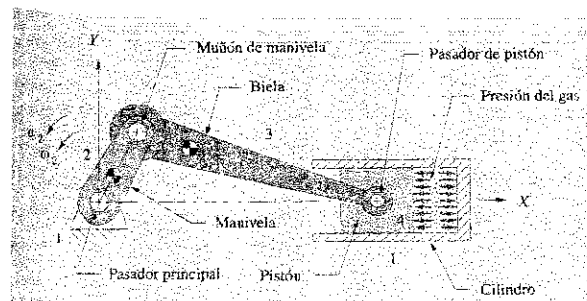


Figura 1. Mecanismo motor de combustión interna

En el motor de combustión interna es obvio esperar que sólo se transmita energía de los gases de explosión a la manivela durante la carrera de explosión del ciclo. El pistón debe regresar del punto muerto inferior (PMI o el punto mas bajo al cual llega el pistón en la carrera de descenso) al punto muerto superior (PMS o el punto mas alto al cual llega el pistón en la carrera de ascenso) con su propia cantidad de movimiento antes de que reciba otro empuje de la siguiente explosión.

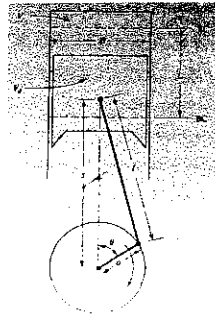


Figura 2. Recorrido del PMS al PMI

De hecho, se debe almacenar cierta energía cinética rotacional en el cigüeñal, por medio de un volante, tan sólo para llevarlo por los puntos PMI y PMS cuando el brazo de momento para la fuerza del gas sea cero en dichos puntos. A estos se debe que, para arrancar un motor de combustión interna, sea necesario inicializarlo con un motor de arranque.

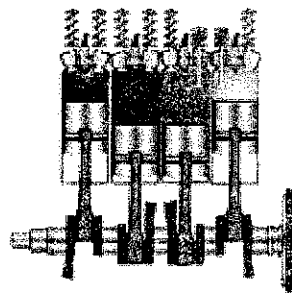


Figura 3. Cigüeñal con volante

Existen dos ciclos de combustión en los motores de combustión interna, el ciclo de dos tiempos de Clerk y el ciclo de cuatro tiempos de Otto llamados así en honor de sus inventores del siglo XIX. El ciclo de cuatro tiempos es el que se analizará a lo largo de este trabajo debido a que es el más común en los motores de automóviles, camiones y de gasolina estacionarios.

El ciclo de dos tiempos de emplea en motocicletas, motores fuera de borda, sierras de cadenas y otras aplicaciones donde su mejor relación entre potencia y peso supera sus desventajas de niveles altos de contaminación y de gasto excesivo de combustible en comparación con el de cuatro tiempos.

## B. Ciclo de cuatro tiempos.

Para completar un ciclo de cuatro tiempos o de Otto se realizan cuatro carreras completas del pistón. Una carrera del pistón se define como su recorrido del PMS al PMI o viceversa. Así que hay dos carreras por revolución de manivela de  $360^\circ$  y se tienen  $720^\circ$  de rotación del cigüeñal para completar un ciclo de cuatro tiempos. Este motor requiere, por lo menos, de dos válvulas por cilindro, una para la admisión y otra para el escape. Para su análisis se puede empezar el ciclo en cualquier punto, ya que se repite cada dos revoluciones de la manivela.

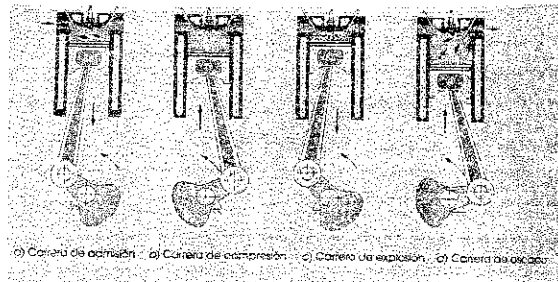


Figura 4. Ciclo cuatro tiempos

La carrera de admisión empieza con el pistón en el PMS. Una mezcla de combustible y aire entra en el cilindro desde el sistema de inducción (los inyectores de combustible, o el carburador y el múltiple de admisión) conforme el pistón desciende al PMI, incrementando el volumen del cilindro y generando una ligera presión negativa.

Durante la carrera de compresión, todas las válvulas están cerradas y el gas se comprime conforme el pistón viaja del PMI al PMS. Un poco antes del PMS se enciende una chispa para que el gas comprimido se encienda. La presión de esta explosión se forma muy rápidamente y empuja el pistón hacia abajo del PMS al PMI durante la carrera de explosión.

La válvula de escape se abre y la carrera de escape del pistón desde el PMI hasta el PMS expulsa los gases resultantes del cilindro hacia el múltiple de escape y de allí al convertidor catalítico para que se limpie antes de expulsarlos por el tubo de escape. El ciclo está listo entonces para repetir otra carrera de admisión. Las válvulas se abren y se cierran en los tiempos correctos en el ciclo por medio de un árbol de levas que se acciona en sincronía con el cigüeñal mediante una transmisión de engranajes, de cadena o de banda dentada.

En un motor de un cilindro con ciclo de Otto, la potencia se trasmite al cigüeñal, solo en 25% del tiempo, ya que solo hay una carrera de explosión por dos revoluciones.

En todos los motores de cuatro tiempos, el par de torsión de salida utilizable se crea por la presión explosiva del gas generada dentro del cilindro una vez cada dos revoluciones del cigüeñal.

La magnitud y forma de esta curva de presión explosiva variará según el diseño del motor, el ciclo de funcionamiento, el combustible empleado, la velocidad de la operación y otros factores relacionados con la termodinámica del sistema.

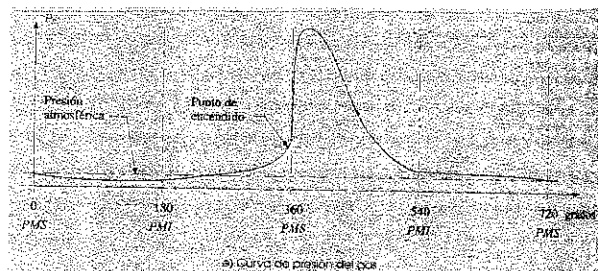


Figura 5. Curva de presión del gas

Con objeto de analizar la dinámica mecánica del sistema, se necesita analizar por separado primero la fuerza del gas y luego las fuerzas dinámicas o de inercia del mecanismo. Luego se utilizará el principio de superposición para encontrar las cargas totales. Un valor aproximado para la curva de presión (o de fuerza del gas) es de 600psi. Este análisis se profundizará más en un capítulo siguiente.

El mecanismo conocido como “biela-manivela-corredora”, está constituido básicamente por cuatro eslabones. El eslabón No. 1 es el bastidor y

es el eslabón estacionario, el eslabón No. 2 es la manivela, la cual posee un movimiento rotacional, el eslabón No. 3 es la biela, la cual tiene un movimiento combinado, y el eslabón No. 4 es la corredera, en este caso el pistón. La aplicación más común de este mecanismo está en los motores de combustión interna.

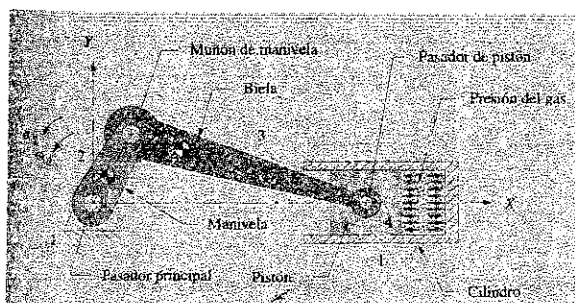


Figura 6. Mecanismo con los eslabones enumerados

Vemos en este caso que es un mecanismo que combina cuerpos rígidos o resistentes formados de tal manera y conectados de tal forma que se mueven uno sobre el otro con un movimiento relativo definido. Los cuerpos rígidos en este caso son la manivela, la biela y el pistón los cuales están conectados por medio de pasadores para producir un movimiento resultante de la fuerza ejercida por el gas en la explosión de la mezcla combustible-aire.

En el motor de combustión interna, el eslabón No.4 es el pistón sobre el cual el gas ejerce presión. Esta fuerza se transmite por medio de la biela a la manivela (cigüeñal). Se puede ver que durante el ciclo hay dos puntos muertos, uno para cada posición extrema de la carrera del pistón. Para vencer estos puntos muertos es necesario fijar un volante en el cigüeñal para poder pasar dichos puntos muertos.

Al considerar este mecanismo, con frecuencia es necesario calcular el desplazamiento de la corredera y su velocidad y aceleración correspondientes. Las ecuaciones para el desplazamiento, velocidad y aceleración se obtienen empleando la figura:

$$r_1 = S + U$$

$$r_1 = r_2 \cos\theta + r_3 \cos\Phi$$

$$r_1 = r_2 \cos\theta + r_3 (1 - (r_2/r_3)^2 \sin^2\theta)^{1/2} \quad (1)$$

Simplificando con el teorema del binomio se tiene que

$$r_1 = r_2 \cos\theta + r_3 (1 - (r_2^2/2r_3^2)(\sin^2\theta)) \quad (1.1)$$

Derivando (1.1) se obtiene

$$V = dx/dt = r_2 \omega_2 (\sin\theta + (r_2/2r_3) (\sin 2\theta)) \quad (2)$$

$$A = dv/dt = r_2 \omega_2^2 (\cos\theta + (r_2/r_3) (\cos 2\theta)) \quad (3)$$

Donde  $\theta = \omega t$

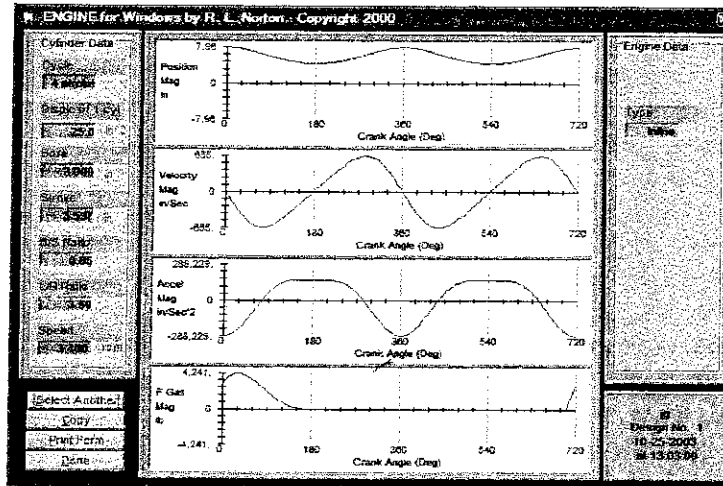


Figura 7 Gráficas de posición, velocidad y aceleración.

### C. Relaciones de diseño.

En el diseño de cualquier sistema o dispositivo, no importa que tan simple sea, siempre habrá demandas, requerimientos o deseos conflictivos que deben transigirse para lograr el mejor convenio de diseño. Este motor de un cilindro no es la excepción. Hay dos relaciones de diseño adimensionales que pueden emplearse para caracterizar el comportamiento dinámico de un motor en una forma general. La primera es la relación biela-manivela ( $r_2/r_3$ ), la segunda es la relación diámetro-carrera (B/s).

**1. Relación biela/manivela.** La relación manivela-biela ( $r_2/r_3$ ) aparece en todas las ecuaciones para la aceleración, fuerzas y pares de torsión. En general, cuanto más pequeña sea la relación  $r_2/r_3$ , más uniforme será la función de aceleración y, por consiguiente, todos los otros factores en los que influye. La relación inversa, biela-manivela ( $r_3/r_2$ ) debe ser mayor que casi dos para obtener ángulos de transmisión aceptables en el eslabonamiento de manivela-corredera.

El valor ideal para  $r_3/r_2$  desde un punto de vista cinemático sería infinito, ya que tendría por resultado que la función de aceleración del pistón fuese una

armónica pura. Sin embargo, un motor de esta altura no se integraría muy bien y a menudo las consideraciones del conjunto especifican el valor máximo de la relación  $r_3/r_2$ . La mayoría de los motores tendrá una relación  $r_3/r_2$  entre tres y cinco, dichos valores dan una uniformidad aceptable en un motor razonablemente pequeño.

**2. Relación diámetro/carrera.** El diámetro  $B$  del cilindro es esencialmente igual al diámetro del pistón. Existe una pequeña holgura entre ellos. La carrera  $S$  se define como la distancia recorrida por el pistón desde el PMS hasta el PMI y es dos veces el radio de la manivela,  $S = 2r$ . El diámetro del cilindro aparece en la ecuación para la fuerza del gas y, por consiguiente, también afecta al par de torsión del gas. El radio de la manivela aparece en cada ecuación. Un motor con una relación  $B/S$  de uno se determina como un motor cuadrado. Si  $B/S$  es mayor que uno, es sobrecuadrado, si es menor que uno, subcuadrado. La elección del valor de esta relación puede tener un efecto significativo en el comportamiento dinámico del motor. Suponiendo que se ha elegido el desplazamiento o volumen de carrera  $V$  del motor y que este permanece constante, este desplazamiento se puede realizar con una infinidad de combinaciones del diámetro de cilindro y la carrera que varía desde un pistón tipo pastel con carrera muy pequeña hasta un pistón de tipo lápiz con carrera muy larga.  $V = \pi B^2 S / 4$

Aquí hay una relación clásica de diseño entre  $B$  y  $S$  para un volumen de carrera constante  $V$ . Un diámetro de cilindro grande y una carrera pequeña tendrán como resultado altas fuerzas del gas, que afectarán las fuerzas de pasador en forma desfavorable. Una gran carrera y un pequeño diámetro tendrán como resultado grandes fuerzas de inercia, que afectarán las fuerzas de pasador en forma desfavorable.

De manera que en cada caso debe haber un valor óptimo para la relación  $B/S$  que minimizará estos efectos desfavorables. La mayoría de los motores de producción tiene relaciones  $B/S$  dentro del intervalo de aproximadamente 0.75 a 1.5.

## **D. Materiales.**

Siempre habrá una relación resistencia/peso. Las fuerzas en este dispositivo pueden ser muy grandes, debido tanto a la explosión como a la inercia de los elementos móviles. Sería conveniente mantener las masas de las partes lo más pequeñas posibles, ya que las aceleraciones son comúnmente muy grandes. Pero las partes deben ser lo suficientemente fuertes para soportar las fuerzas, por lo que se necesitan materiales con buenas relaciones de resistencia a peso. Generalmente los pistones se fabrican de una aleación de aluminio, fundido o forjado. Las bielas a menudo son de hierro fundido o acero forjado, excepto en motores muy pequeños (podadoras, sierras de cadena, motocicletas), donde pueden ser de una aleación de aluminio. Los motores de alto funcionamiento pueden tener bielas de titanio.

Por lo general los cigüeñales son de hierro fundido o de acero forjado, y los pasadores de pistón son de tubos o barras de acero templado. En el motor de cuatro tiempos estos se lubrican a presión con aceite bombeado a través de los pasajes en el bloque, el cigüeñal y las bielas. Los bloques de motor son de hierro fundido o de una aleación de aluminio fundido. Los anillos de acero cromado del pistón sellan y pasan contra los cilindros de hierro fundido. La mayoría de bloques de motor se fabrica a la medida con revestimientos de aluminio alrededor de los diámetros de los cilindros. Algunos no tienen revestimiento y están fabricados de una aleación de aluminio de alto silicio que se enfría especialmente después del colado para precipitar el silicio duro en las paredes del cilindro, de modo que este resista el desgaste.

### III. Análisis cinemático

#### A. Análisis de fuerzas

Luego de haber analizado y desarrollado la cinemática del mecanismo de un motor de combustión interna, es necesario entrar en la cinética del mecanismo. En este caso se analizarán las fuerzas que actúan en los motores, es decir, en el mecanismo de biela-manivela-corredera. Primero se analizará mecanismo de un motor típico de combustión interna, de un solo cilindro y de cuatro tiempos. Para analizar el mecanismo es fundamental considerar por separado las diversas fuentes de acción dinámica las cuales son:

- Fuerzas y pares de torsión debidas a la fuerza del gas.
- Fuerzas de inercia y pares de torsión debidas al movimiento a alta velocidad de los elementos.
- Fuerzas de sacudimiento y pares de torsión sobre el plano de fijación.
- Fuerzas del pasador.

1. **Fuerza del gas y par de torsión del gas.** Esta fuerza se debe a la presión ejercida por la explosión de la mezcla de aire/combustible. La presión del gas esta en función del ángulo  $\theta_2 = \omega_2 t$  y depende de la termodinámica del sistema.

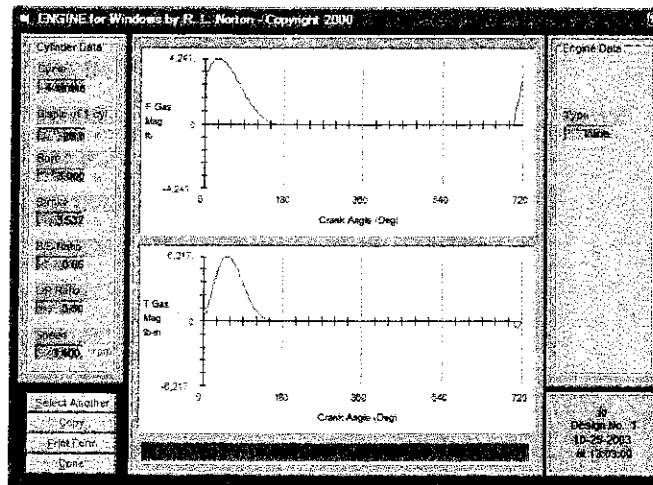


Figura 8. Gráfica de fuerza y par torsión del gas

La fuerza del Gas tiene dos componentes, las cuales son:

- $F_{14}^g$  es la fuerza de la pared del cilindro que actúa contra el pistón.
- La componente  $F_{34}^g$  es la fuerza de la biela que actúa contra el pistón en su pasador.

La fuerza de la pared del cilindro que actúa contra el pistón:

- $F_{14}^g = F^g \tan\Phi \mathbf{j}$

La fuerza en el pasador del pistón tiene una magnitud de:

- $F_{34}^g = F^g / \cos\Phi = P / [1 - ((r_2/r_3) \sin \omega t)^2]^{1/2}$

- $F_{34}^g = F^g [1 + (r_2^2/2r_3^2) \sin 2\omega t]$

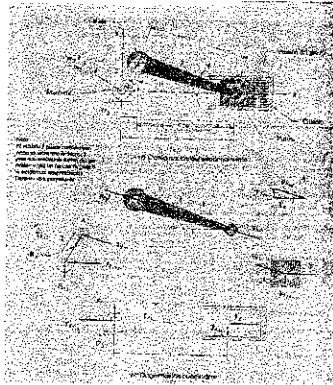


Figura 9. Diagrama fuerzas del gas

El momento de torsión  $T_{21}^g$  entregado por la manivela al eje, se obtiene multiplicando la fuerza  $F_{14}^g$  y la coordenada del pistón  $x$ .

- $T_{21}^g = F_{14}^g * x \mathbf{k}$

- $T_{21}^g = F^g r_2 \sin \omega t (1 + (r_2/r_3) \cos \omega t) \mathbf{k}$

Este es el par de torsión entregado al cigüeñal por la fuerza del gas.

**2. Fuerzas de inercia:** Utilizando la figura, se ven las masas equivalentes colocadas en los puntos A y B. La velocidad angular de la manivela se designa como  $\omega$  y la aceleración angular como  $\alpha$ , el vector de posición del pasador de la manivela en relación con el origen  $O_2$  es:  $\mathbf{R}_A = r_2 \cos \omega t \mathbf{i} + r_2 \sin \omega t \mathbf{j}$   
Derivando dos veces el vector posición se obtiene la aceleración del pasador de la manivela en relación con el origen  $O_2$  y es:

$$\triangleright \mathbf{A}_A = (-r_2\alpha_2\sin \omega t - r_2\omega_2^2\cos \omega t) \mathbf{i} + (r_2\alpha_2\cos \omega t - r_2\omega_2^2\sin \omega t) \mathbf{j}$$

La fuerza de inercia del punto A es  $F_A^i = m_A A_A$  a la ecuación anterior de aceleración. Como el análisis se realiza a velocidad angular constante, la ecuación anterior se simplifica a:

$$\triangleright -F_A^i = m_A(r_2\omega_2^2\cos \omega t) \mathbf{i} + m_A(r_2\omega_2^2\sin \omega t) \mathbf{j}$$

Volviendo a la ecuación de la aceleración del pistón se obtiene la fuerza de inercia en el punto B, la cual es:

$$\triangleright -F_B^i = -m_B A_B = m_B r_2 \omega_2^2 (\cos \omega t + (r_2/r_3) \cos 2\omega t) \mathbf{i}$$

Sumando las ecuaciones anteriores se obtiene la fuerza total de inercia para todas las partes móviles. Las componentes en las direcciones x y y son:

$$\triangleright F_x^i = (m_A + m_B) r_2 \omega_2^2 \cos \omega t + (m_B r_2/r_3) r_2 \omega_2^2 \cos 2\omega t$$

$$\triangleright F_y^i = m_A r_2 \omega_2^2 \sin \omega t$$

Las cargas principales que actúan sobre el mecanismo son (a) la carga estática P del gas sobre el pistón, y (b) las cargas dinámicas  $F_{O4}$  y  $F_{O3}$  las cuales son las fuerzas de inercia que actúan sobre el pistón y la biela, respectivamente. La fuerza de inercia  $F_{O2}$  de la manivela es cero debido a que es usual balancear el cigüeñal de manera que el centro de masa esté en el eje de rotación  $O_2$ . Así el propio cigüeñal está nominalmente balanceado de manera que  $A_{g2}$  es cero. Suponiendo, en esta parte del análisis, que se utiliza una velocidad de rotación constante de la manivela ( $\alpha_2 = 0$ ), el par de inercia del cigüeñal es también igual a cero.

Cabe mencionar también que la fuerza de gravedad también actúa sobre el mecanismo, pero generalmente no se toma en cuenta debido a que los pesos de las partes móviles son pequeños en comparación con las cargas principales. Una de las fuerzas principales, la fuerza P del gas sobre el pistón es el producto de la presión del gas y el área de la parte superior del pistón.

El análisis dinámico se divide básicamente en dos partes para simplificar el análisis, luego se aplica el principio de superposición, y se obtienen así las fuerzas en los cojinetes y el momento de torsión del cigüeñal.

## B. Fuerzas de los gases.

La primera restricción que hay que hacer para analizar las fuerzas de los gases es establecer que las partes móviles carecen de peso, de modo que las fuerzas inercia y los momentos de torsión de inercia son cero y no existe fricción.

Estas suposiciones hacen posible analizar el efecto de la presión del gas, desde el pistón hasta el cigüeñal, sin necesidad de tomar en cuenta los efectos de las otras fuerzas.

A continuación se utilizará el método algebraico para realizar el análisis, ya que permite abarcar de una vez todas las posibilidades, por lo que utilizando una computadora o una calculadora programable se pueden realizar los cálculos para todas las posibilidades.

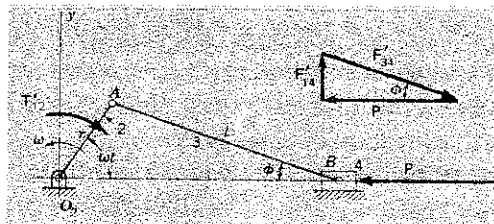


Figura 10. Fuerza del Gas

Según la figura del mecanismo, se designa un vector fuerza de los gases como  $P$ . En este caso la nomenclatura que se utilizará será la siguiente:

- Fuerzas de los gases y sus componentes, tendrán un apóstrofo,  $P'$ .
- Fuerzas de inercia debida al peso del conjunto del pistón, tendrán dos apóstrofes,  $F''$ .
- Fuerzas de inercia debida a la porción de la biela asignada al extremo del pasador del pistón, tendrán tres apóstrofes,  $F'''$ .
- Fuerzas de inercia de la biela en el extremo del pasador de la manivela, tendrán cuatro apóstrofes,  $F''''$ .

Las fuerzas de los gases tienen dos componentes, las cuales son:  $F'_{14}$  es la fuerza de la pared del cilindro que actúa contra el pistón. La componente  $F'_{34}$  es la fuerza de la biela que actúa contra el pistón en su pasador. El polígono de

fuerzas nos da la siguiente relación para la fuerza de la pared del cilindro que actúa contra el pistón:

$$F'_{14} = P \tan\Phi \quad j \quad (7)$$

Debido a que el término  $\tan\Phi$  aparece con frecuencia en las formulas, vamos a desarrollar una expresión en términos del ángulo  $\omega t$ . Utilizando la figura del mecanismo se obtiene la siguiente ecuación:

$$\tan\Phi = \frac{(r_2/r_3) \sin \omega t}{\cos\Phi} = \frac{(r_2/r_3) \sin \omega t}{[1 - ((r_2/r_3) \sin \omega t)^2]^{1/2}}$$

Aplicando nuevamente el teorema del binomio, se tiene la expresión simplificada,

$$\tan\Phi = (r_2/r_3) \sin \omega t [1 + (r_2^2/2r_3^2) \sin^2\omega t] \quad (7.1)$$

La fuerza en el cojinete del pasador de articulación (pasador del pistón) tiene una magnitud de:

$$F'_{34} = P / \cos\Phi = P / [1 - ((r_2/r_3) \sin \omega t)^2]^{1/2}$$

$$F'_{34} = P [1 + (r_2^2/2r_3^2) \sin^2 \omega t] \quad (8)$$

Para calcular el momento de torsión  $T'_{21}$  entregado por la manivela al eje, se multiplica la fuerza  $F'_{14}$  y la coordenada del pistón  $x$ . De donde se obtiene

$$T'_{21} = F'_{14} * x \quad k = F'_{14} [r_3 - r_2^2/4r_3^2 + r_2 (\cos \omega t + (r_2/4r_3) * \cos 2 \omega t)]$$

De aquí, omitiendo los términos que contienen segundas potencias de  $r_2/r_3$  se introduce un error muy pequeño por lo que la ecuación se simplifica y queda de la siguiente forma:

$$T'_{21} = P'r_2 \sin \omega t (1 + (r_2/r_3) \cos \omega t) \quad k \quad (9)$$

Este es el par de torsión entregado al cigüeñal por la fuerza de los gases.

### C. Fuerzas de inercia.

Aplicando el método de masas equivalentes, se deben localizar las masas equivalentes en el pasador de la manivela y en el pasador de articulación de donde:

$$M_A = m_{2A} + m_{3A}$$

$$M_B = m_{3B} + m_4$$

La primera ecuación, ubicada en el pasador de la manivela, está constituida por las masas equivalentes  $m_{2A}$  de la manivela y  $m_{3A}$  de parte de la biela. Por supuesto, si la manivela está equilibrada, se supone que toda su masa esta localizada en el eje de rotación y, en ese caso,  $m_{2A}$  es cero. La segunda ecuación indica que la masa de movimiento alternativo  $m_B$ , localizada en el pasador de articulación, se compone de la masa equivalente  $m_{3B}$  de la otra parte de la biela y la masa  $m_4$ , del conjunto del pistón.

Utilizando la figura, las masas equivalentes colocadas en los puntos A y B. La velocidad angular de la manivela se designa como  $\omega$  y la aceleración angular como  $\alpha$ , el vector de posición del pasador de la manivela en relación con el origen  $O_2$  es:  $R_A = r_2 \cos \omega t \mathbf{i} + r_2 \sin \omega t \mathbf{j}$

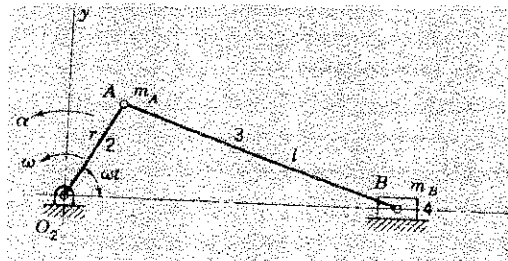


Figura 11. Masas Equivalentes

De la cual derivando dos veces se obtiene la aceleración del pasador de la manivela en relación con el origen  $O_2$  y es:

$$\mathbf{A}_A = (-r_2 \alpha_2 \sin \omega t - r_2 \omega_2^2 \cos \omega t) \mathbf{i} + (r_2 \alpha_2 \cos \omega t - r_2 \omega_2^2 \sin \omega t) \mathbf{j}$$

La fuerza de inercia de las partes giratorias es, entonces,

$$-m_A \mathbf{A}_A = m_A (r_2 \alpha_2 \sin \omega t + r_2 \omega_2^2 \cos \omega t) \mathbf{i} + m_A (-r_2 \alpha_2 \cos \omega t + r_2 \omega_2^2 \sin \omega t) \mathbf{j}$$

Como en la mayoría de casos el análisis se realiza a velocidad angular constante, la ecuación se simplifica a,

$$-m_A \mathbf{A}_A = m_A (r_2 \omega_2^2 \cos \omega t) \mathbf{i} + m_A (r_2 \omega_2^2 \sin \omega t) \mathbf{j} \quad (10)$$

Volviendo a la ecuación de la aceleración del pistón y multiplicando por la masa  $m_B$ , se obtiene la fuerza de inercia de las partes móviles con movimiento alternativo, la cual no da,

$$-m_B \mathbf{A}_B = m_B r_2 \omega_2^2 (\cos \omega t + (r_2/r_3) \cos 2\omega t) \mathbf{i} \quad (11)$$

Sumando las ecuaciones (10) y (11) se obtiene la fuerza total de inercia para todas las partes móviles. Las componentes en las direcciones x y y son

$$F''^x = (m_A + m_B) r_2 \omega_2^2 \cos \omega t + (m_B r_2/r_3) r_2 \omega_2^2 \cos 2\omega t$$

$$F''^y = m_A r_2 \omega_2^2 \sin \omega t$$

Las fuerzas de sacudimiento se definen como la suma de todas las fuerzas que actúan en el plano de fijación, en este caso a la componente en dirección y hay que agregar la fuerza lateral del pistón en la pared del cilindro, se cancela con una fuerza igual y opuesta que pasa a través de la biela y el cigüeñal hacia el pasador principal en el origen, aunque influyen en cuanto a la fuerza si producen un par de torsión de sacudimiento. Ahora se procederá a la determinación del momento de torsión de inercia. El momento de torsión de inercia ejercido por el motor sobre el cigüeñal es

$$T''_{21} = - (m_B A_B \tan \Phi) x \mathbf{k}$$

Sustituyendo los valores de  $A_B$ ,  $x$  y  $\tan \Phi$ , se obtiene la ecuación para el momento de torsión de inercia ejercido por el motor sobre el cigüeñal, el cual es,

$$T''_{21} = 0.5 m_B r_2^2 \omega^2 [(r_2/2r_3) \sin \omega t - \sin 2 \omega t - (3r_2/2r_3) (\sin 3 \omega t)] \mathbf{k} \quad (12)$$

**1. El par de torsión de sacudimiento.** El par de torsión de sacudimiento es igual al par de torsión de inercia.

$$T_s = T''_{21}$$

El valor ideal de par de torsión de inercia es cero, ya que es parásita y solo crea grandes oscilaciones que aumentan la vibración. Su valor promedio siempre es cero, de modo que no contribuye en nada al par de torsión impulsor neto.

**2. El par de torsión total del motor.** El par de torsión total del motor es igual a la suma del par de torsión del gas y del par de torsión de inercia.  $T_{total} = T^g + T^i$

El par de torsión del gas es menos sensible a la velocidad del motor que el par de torsión de inercia.

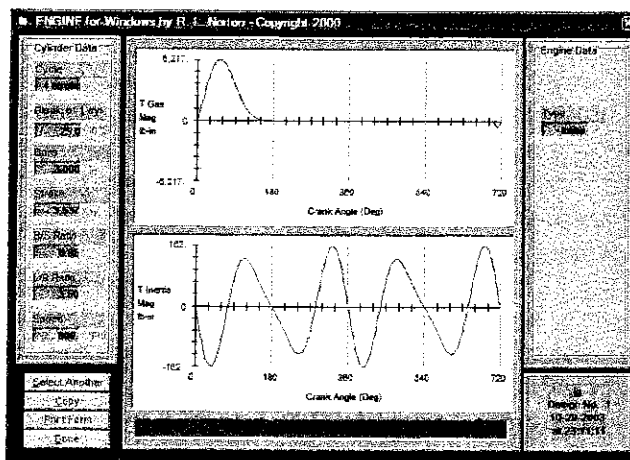


Figura 12. Gráfica de par de inercia y del gas a 800 rpm.

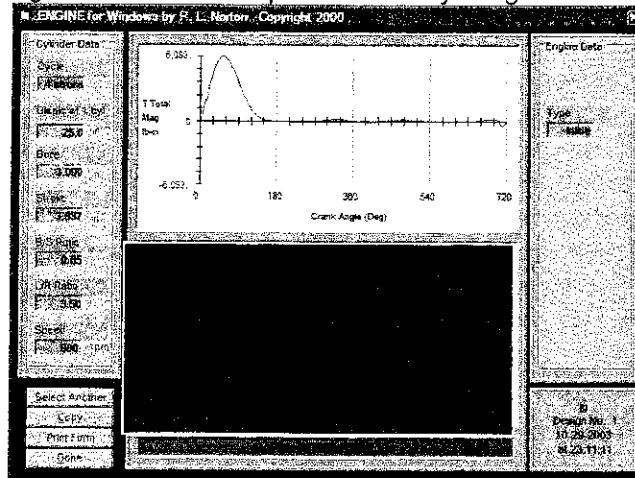


Figura 13. Par de torsión total a 800 rpm.

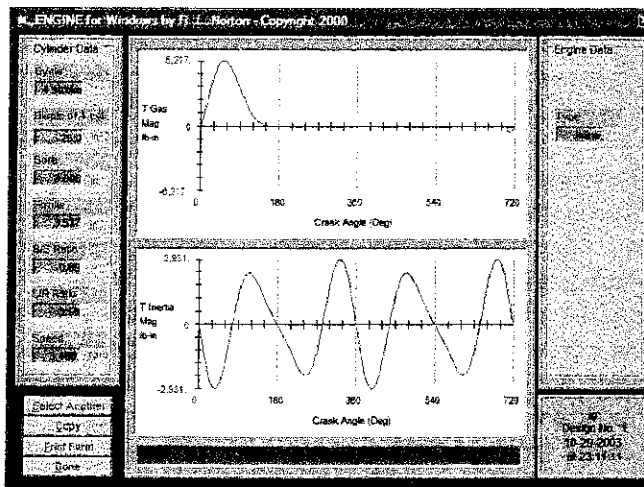


Figura 14. Figura par de torsión de inercia y gas a 3400 rpm.

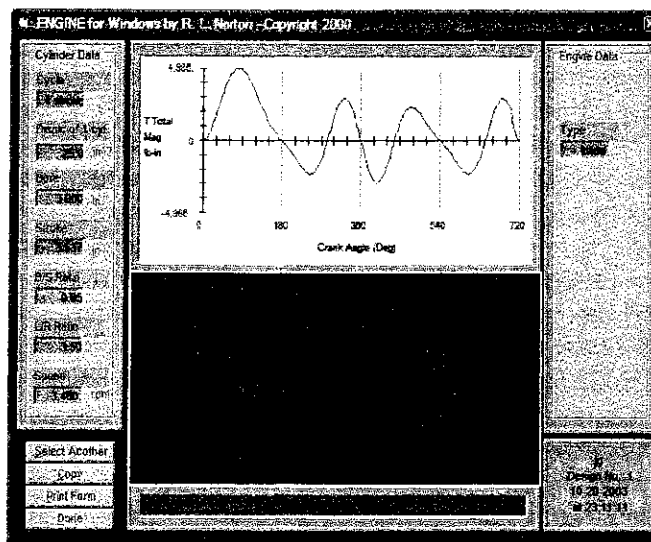


Figura 15. Par de torsión total a 3400 rpm.

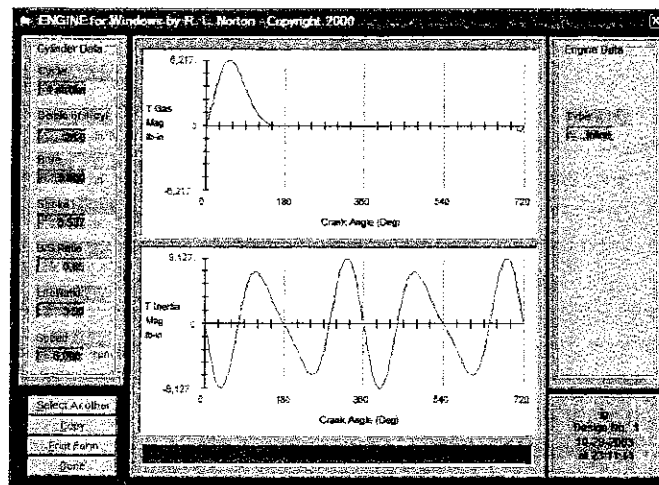


Figura 16. Par de torsión de inercia y del gas a 6000 rpm.

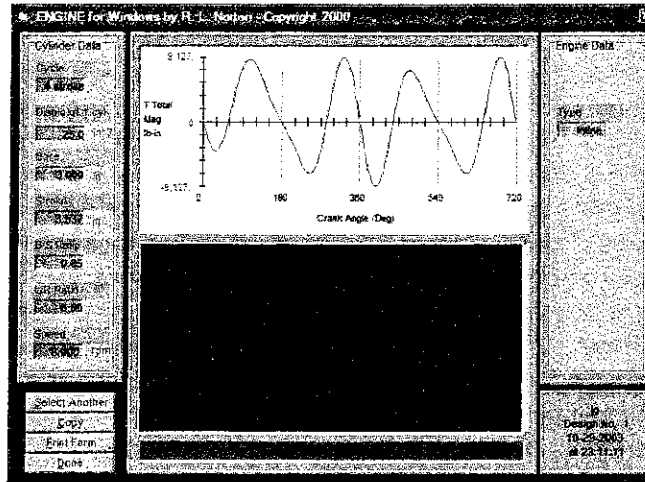


Figura 17. Par de torsión total a 6000 rpm.

## D. Fuerzas del pasador.

Las fuerzas de pasador, determinarán el diseño de los pasadores y los cojinetes en las juntas.

1. Fuerza del gas.  $F^g$
2. Fuerza de inercia debida a la masa del pistón.  $F^{ip}$
3. Fuerza de inercia debida a la masa de la biela en el pasador de pistón.  $F^{iw}$
4. Fuerza de inercia debida a la masa de la biela en el muñón de la manivela.  $F^{ic}$
5. Fuerza de inercia debida a la masa de la manivela en el muñón de la manivela.  $F^{ir}$

1. Las componentes debidas a la fuerza del gas son:

- $F_{14}^g$  = La fuerza entre la pared y el pistón.
- $F_{34}^g$  = La fuerza entre el pistón y la biela.
- $F_{32}^g$  = La fuerza entre la biela y la manivela.
- $F_{32}^g = -F_{34}^g$

2. Fuerza de inercia debida al peso del conjunto del pistón.

- $F_{41}^{ip} = -m_4 A_B \tan \Phi_j$
- $F_{34}^{ip} = m_4 A_{Bi} - m_4 A_B \tan \Phi_j$
- $F_{32}^{ip} = -F_{34}^{ip}$
- $F_{12}^{ip} = -F_{32}^{ip} = F_{34}^{ip}$

3. Fuerza de inercia de la biela de la porción que esta concentrada en el pasador del pistón.

- $F^{iw}_{41} = -m_{3B} A_B \tan\Phi j$
- $F^{iw}_{34} = F^{iw}_{41}$
- $F^{iw}_{32} = -m_{3B} A_B i + m_{3B} A_B \tan\Phi j$
- $F^{iw}_{12} = -F^{iw}_{32}$

4. Fuerza de inercia producida por la parte de la masa de la biela que se encuentra en el extremo del pasador de la manivela.

- $F^{ic}_{32}$  = Fuerza en pasador de la manivela
- $F^{ic}_{32} = m_{3a} r_2 \omega_2^2 (\cos \omega t i + \sin \omega t) j$

5. Las fuerzas de inercia producida por la parte de la masa de la manivela en el muñón de la manivela.

- $F^{ir}_{21} = m_{2a} r_2 \omega_2^2 (\cos \omega t i + \sin \omega t) j$

Las fuerzas totales son:

La fuerza total de la pared lateral  $F_{41}$  del pistón contra la pared del cilindro es:

- $F_{41} = F^g_{41} + F^{ip}_{41} + F^{iw}_{41}$
- $F_{41} = -[(m_4 + m_{3b})a_B + F^g] \tan\Phi j$

La fuerza total en el pasador del pistón,  $F_{34}$  es:

- $F_{34} = F^g_{34} + F^{ip}_{34} + F^{iw}_{34}$
- $F_{34} = (F^g + m_4 a_B) i - [F^g + (m_4 + m_{3B}) a_B] \tan\Phi j$

La fuerza total en el muñón de la manivela,  $F_{32}$  es:

- $F_{32} = F^g_{32} + F^{ip}_{32} + F^{iw}_{32} + F^{ic}_{32}$
- $F_{32} = [m_{3a} r_2 \omega_2^2 \cos \omega t - (m_{3B} + m_4) a_B - F^g] i + [m_{3a} r_2 \omega_2^2 \sin \omega t + [(m_{3b} + m_4) a_B + F^g] \tan\Phi] j$

La fuerza total  $F_{21}$  en el pasador principal es:

- $F_{21} = F_{32} + F^{ir}_{21}$
- Los motores con mayores diámetros de pistón experimentaran mayores fuerzas de pasador como resultado de la presión por explosión que actúa en el área más grande del pistón.

## **E. El automovilismo.**

El automóvil en la actualidad se ha convertido en un complemento indispensable de nuestras vidas. El parque automovilístico mundial se ha desarrollado de una manera espectacular a lo largo de la segunda mitad del siglo XX, llegando a pasar de 63 a los más de 500 millones de automóviles que circulan por nuestro planeta. La industria del automóvil no ha parado de mejorar y perfeccionar este medio de transporte gracias a los continuos logros tecnológicos que así lo han permitido.

El automóvil, aparte de tener una marca, un uso específico (competición, todo terreno, etc) y ser de un determinado tipo, está formado por partes bien diferenciadas y que, al igual que nuestro organismo, cumplen una determinada función.

El motor del automóvil es el encargado de transformar la energía térmica que le proporciona un combustible (diesel, gasolina, etc) en energía mecánica que posteriormente utilizará para poder desplazarse.

Estos motores se llaman de combustión interna porque realizan su trabajo en el interior de una cámara cerrada mediante la aportación del calor producido al quemarse el combustible.

### **Las partes principales de los motores son:**

- La culata: situada en la parte superior del motor donde aloja a las válvulas y los conductos que canalizan la admisión y el escape. Cierra los cilindros.
- Las válvulas: piezas que al abrir y cerrar se encargan de dar paso a la entrada de los gases (admisión) y dar salida a los gases quemados de la combustión (escape).
- El árbol de levas: es el encargado de abrir y cerrar las válvulas. Esta situado en la culata o en el bloque.
- Los cilindros: cavidades donde suben y bajan los pistones.

- El bloque: es la estructura principal donde están los cilindros, se ubica la bancada y se asienta el cigüeñal.
- Los pistones: masas recíprocas, los cuales se deslizan por los cilindros con movimiento alternativo.
- Los segmentos: se encargan de conseguir un cierre hermético de la cámara de combustión y ayudan a disipar el calor.
- Las bielas: transmiten el movimiento de los pistones al cigüeñal.
- La manivela: recibe la fuerza de los pistones por medio de la biela y la transforma en movimiento giratorio, pasándola al cigüeñal.
- El cigüeñal: eje principal donde van acoplados los pistones por medio de las manivelas, es el que recibe las fuerzas de pistones, y da el torque de salida.
- Los cojinetes de bancada: sobre los que gira el cigüeñal dentro de los cilindros.
- El volante: está unido al cigüeñal y proporciona la inercia necesaria para que el pistón vuelva a subir después del tiempo de explosión.
- La correa de distribución: encargada de unir en giro sincronizado el movimiento del cigüeñal y el eje de levas.
- Múltiples de admisión: conductos que canalizan los gases de entrada a los cilindros.
- Múltiples de escape: conductos que llevan los gases quemados de la combustión desde la culata al exterior.
- Cáster de aceite: es el recipiente donde se aloja el aceite de engrase y está situado en la parte inferior del bloque.

## **IV. Motores multicilíndricos**

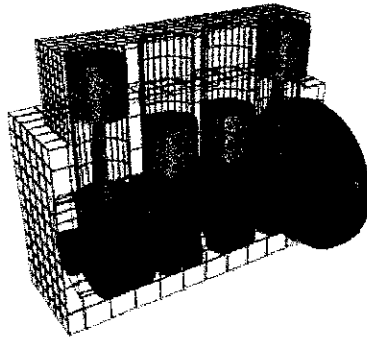
Algunos de los problemas con las fuerzas de sacudimiento y los pares de torsión pueden aligerarse con una combinación apropiada de eslabonamientos múltiples de manivela-corredera con un cigüeñal común.

### **A. Motores en línea.**

La disposición más común y simple es un motor en línea, con todos sus cilindros en un plano común.

A cada manivela de cilindro en el cigüeñal se le llama codo de cigüeñal. Estos codos de cigüeñal se dispondrán con cierta relación de ángulo de fase entre si, con el fin de alternar los movimientos de los pistones en el tiempo.

A partir del análisis de las fuerzas de sacudimiento y de equilibrio, es evidente que se deseará tener pistones que se muevan en direcciones opuestas uno con respecto al otro al mismo tiempo, con el fin de cancelar las fuerzas inerciales recíprocas. Las relaciones óptimas de ángulo de fase entre los codos de cigüeñal diferirán dependiendo del número de cilindros y del ciclo de los tiempos del motor.



**Figura 18. Motor en Línea 4 Cilindros**

### **B. Motores en V.**

Se producen versiones de motores de este tipo con dos, cuatro, seis, ocho, diez y doce cilindros, en los cuales las configuraciones más comunes son los V-6 y V-8. Los motores en V pueden considerarse como dos motores con

cilindros montados en línea en un mismo cigüeñal. Las dos partes en línea o bancos, están dispuestas entre sí en un ángulo V.

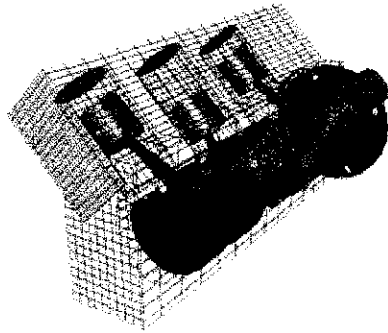


Figura 19. Motor de 6 cilindros en V

### C. Diagrama de fase de la manivela.

Hay  $360^\circ$  en cualquier cigüeñal. Para una máxima cancelación de fuerzas inerciales, que tienen un periodo de una revolución, el ángulo de fase delta optimo será:  $\Delta\phi_{\text{inercia}} = 360^\circ/n$  donde n es el número de cilindros. El cilindro frontal será el número uno y su ángulo de fase será siempre cero. Hay  $360^\circ$  en cualquier cigüeñal. Se tienen cuatro cilindros, por lo tanto, un arreglo de  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  y  $270^\circ$  parece apropiado.

El desfaseamiento entre los codos es entonces de  $90^\circ$ . En general, para una máxima cancelación de fuerzas inerciales, que tienen un periodo de una revolución, el ángulo fase delta óptimo será:

$$\Delta\Phi_{\text{inercia}} = 360^\circ / n$$

Donde n es el número de cilindros.

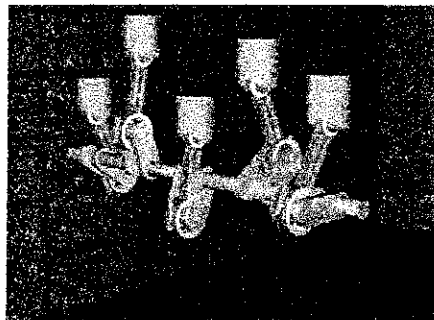


Figura 20. Motor cinco cilindros

Se deben establecer algunas convenciones para la medición de estos ángulos de fase, por ejemplo:

- El primer cilindro (frontal) será el número uno y su ángulo de fase será siempre cero. Es el cilindro de referencia para los demás.
- El ángulo de fase de todos los demás cilindros se medirá con respecto al codo del cigüeñal del cilindro uno.
- Los ángulos de fase se miden internamente con respecto al cigüeñal, es decir, en relación con un sistema coordinado que se encuentra en el primer codo del cigüeñal.
- Los cilindros se enumeran consecutivamente del frente hacia atrás del motor.

Los ángulos de fase se definen en el diagrama de fase de la manivela. En la figura se muestra el cigüeñal con sus codos numerados en el sentido de las manecillas del reloj alrededor del eje. El eje gira en sentido contrario al de las manecillas del reloj. En este diagrama los pistones oscilan horizontalmente a lo largo del eje x.

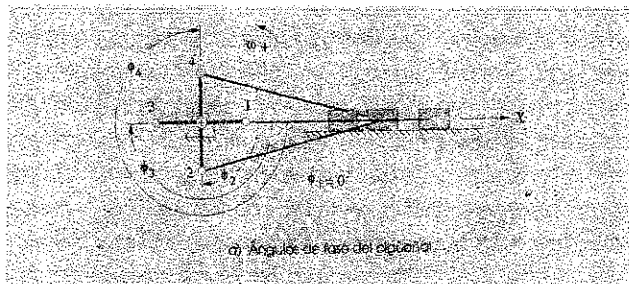


Figura 21. Ángulos de fase del cigüeñal.

Las fuerzas de sacudimiento en las máquinas debidas a las fuerzas de inercia se pueden minimizar balanceando las fuerzas de inercia opuestas entre si de manera que se transmita poca o ninguna fuerza a los soportes de la máquina.

Hay dos tipos de balanceo, el estático y el dinámico. El balanceo dinámico es el que se realiza debido a la acción de las fuerzas de inercia. El balanceo estático es de fuerzas debido a la acción de la gravedad.

#### D. Balanceo de motores.

Existen métodos analíticos para determinación del desbalanceo o la fuerza de sacudimiento de un motor de varios cilindros. El método conduce a expresiones algebraicas sencillas que dan la magnitud y el sentido del desbalanceo en función de la posición  $\theta_1$  de la manivela.

En los motores de los automóviles, el primer cilindro está en el extremo delantero, y  $\theta_1$  se mide en sentido de las manecillas del reloj en la dirección de rotación cuando se mira desde el extremo delantero.

**1. Fuerzas de sacudimiento en motores con cilindros en línea.** En los motores en línea, los cilindros están en línea del mismo lado del cigüeñal. La masa reciprocante  $m_B$  y la relación  $r_2/r_3$  son las mismas para cada cilindro.

- $\theta = (\omega t - \Phi_i)$

La fuerza de inercia  $F$  de cualquier cilindro dado en  $\theta$  es

Con,  $\omega = \text{cte.}$

$$F_s = [(m_A + m_B) r_2 \omega_2^2 \cos\theta + m_B \omega_2^2 r_2^2 / r_3 \cos 2\theta] i + [m_A r_2 \omega_2^2 \sin\theta] j$$

Esta es una expresión para la manivela desequilibrada.

En los motores multicilíndricos cada codo del cigüeñal es un contrapeso que sirve para eliminar los efectos de las fuerzas de sacudimiento de la masa combinada de la biela y la manivela.

Añadiendo una masa equilibrada  $m_r$  igual a  $m_A r_A$ , los términos con  $m_A$  se eliminarán,

$$F = m_B r_2 \omega_2^2 \cos \theta + m_B (r_2^2 / r_3) \omega_2^2 \cos 2\theta$$

El ángulo de la manivela  $\theta_1$  representa la posición del codo de cigüeñal de referencia, las posiciones correspondientes de las otras manivelas se definen por sus ángulos de fase.

$$F = m_B r_2 \omega_2^2 \sum \cos \theta + m_B (r_2^2/r_3) \omega_2^2 \sum \cos 2\theta$$

$$F = m_B r_2 \omega_2^2 \sum [\cos (\omega t - \Phi) + r_2/r_3 \cos 2(\omega t - \Phi)]$$

$$F = m_B r_2 \omega_2^2 [\cos \theta_1 \sum \cos \Phi_i + \sin \theta_1 \sum \sin \Phi_i] + \\ r_2/r_3 [\cos 2\theta_1 \sum \cos 2\Phi_i + \sin 2\theta_1 \sum \sin 2\Phi_i]$$

Los términos  $\cos\theta_1$  y  $\sin\theta_1$  son constantes para todas las sumatorias, lo podemos sacar de la sumatoria:

Fuerzas Primarias

$$\sum F_p = m_B r_2 \omega_2^2 [(\cos \theta_1) \sum (\cos \Phi) - (\sin \theta_1) \sum (\sin \Phi)]$$

Fuerzas Secundarias

$$\sum F_s = m_B (r_2^2/r_3) \omega_2^2 [(\cos 2\theta_1) \sum (\cos 2\Phi) - (\sin 2\theta_1) \\ \sum (\sin 2\Phi)]$$

Para las fuerzas primarias y secundarias se ve que para cualquier arreglo dado de manivelas en un motor de varios cilindros, los ángulos  $\Phi$  son conocidos de manera que es posible evaluar  $\sum(\cos\Phi_i)$ ,  $\sum(\sin\Phi_i)$ ,  $\sum(\cos 2\Phi_i)$  y  $\sum(\sin 2\Phi_i)$ .

También se puede ver que para que exista balanceo o una fuerza de sacudimiento igual a cero, las siguientes sumatorias deben ser todas iguales a cero:

$$\sum(\cos\Phi_i) = 0$$

$$\sum(\sin \Phi_i) = 0$$

$$\sum(\cos 2\Phi_i) = 0$$

$$\sum(\sin 2\Phi_i) = 0$$

## 2. Par de torsión de inercia en motores con cilindros en línea.

Este par crea grandes oscilaciones que afectan el funcionamiento uniforme del motor.

$$T_{21}^i = 0.5 m_B r_2^2 \omega_2^2 \sum [(r_2/2r_3) \sin \theta - \sin 2\theta - (3r_2/2r_3) (\sin 3\theta)]k$$

$$T_{21}^i = 0.5m_B r_2^2 \omega_2^2 \left[ r_2/2r_3 (\sin \theta_1 \Sigma \cos \Phi_i - \cos \theta_1 \Sigma \sin \Phi_i) - (\sin 2\theta_1 \Sigma \cos 2\Phi_i - \cos 2\theta_1 \Sigma \sin 2\Phi_i) - ((3r_2/2r_3) \sin 3\theta_1 \Sigma \cos 3\Phi_i - \cos 3\theta_1 \Sigma \sin 3\Phi_i) \right] k$$

También se puede ver que para que exista balanceo en el par de torsión de sacudimiento éste debe ser igual a cero, las siguiente sumatorias deben ser todas iguales a cero:

$$\Sigma(\cos \Phi_i) = 0$$

$$\Sigma(\sin \Phi_i) = 0$$

$$\Sigma(\cos 2\Phi_i) = 0$$

$$\Sigma(\sin 2\Phi_i) = 0$$

La tercera armónica no aporta una cantidad relevante por lo que se puede obviar sin alterar el resultado final.

**3. Momento de sacudimiento en motores con cilindros en línea.** Aunque es posible cancelar las fuerzas de sacudimiento, ahí aún se puede desequilibrar por momentos en el plano del bloque del motor.

$$\Sigma M_L = \Sigma z_i F_{is} j$$

$$\Sigma M_L = m_B r_2 \omega_2^2 [\cos \theta_1 \Sigma z_i \cos \Phi_i + \sin \theta_1 \Sigma z_i \sin \Phi_i] + r_2/r_3 [\cos 2\theta_1 \Sigma z_i \cos 2\Phi_i + \sin 2\theta_1 \Sigma z_i \sin 2\Phi_i] j$$

$$\Sigma z_i \cos \Phi_i \quad \Sigma z_i \sin \Phi_i$$

$$\Sigma z_i \cos 2\Phi_i \quad \Sigma z_i \sin 2\Phi_i$$

Para que exista equilibrio estas expresiones deben ser iguales a cero.

### E. Encendido uniforme.

Si el encendido de los cilindros ocurre en forma desigual habrá vibraciones inaceptables. Se requiere uniformidad de los pulsos de potencia. Para un motor de cuatro tiempos

- $\Delta\phi_{\text{cuatro tiempos}} = 720^\circ/n$

En un ciclo de cuatro tiempos, sólo hay una carrera de potencia cada  $720^\circ$ .

Los ángulos de potencia en este caso serían,  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  y  $270^\circ$ . En este caso se pueden usar varias combinaciones, a continuación se ve una combinación que no funciona adecuadamente.

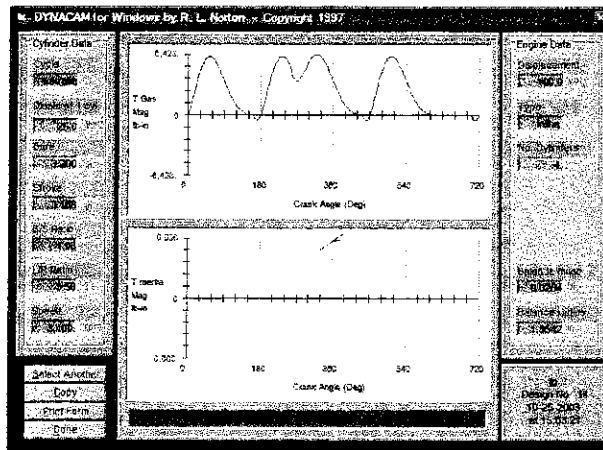


Figura 22. Gráfica de torsión para un motor de orden de encendido incorrecto.

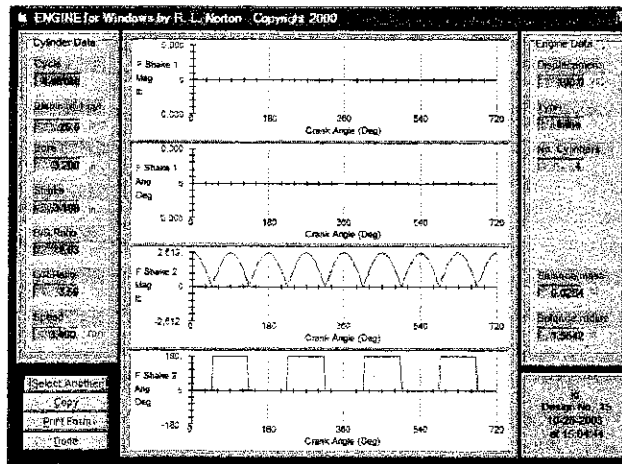


Figura 23. Gráfica de fuerzas de sacudimiento primarias para un motor de orden de encendido incorrecto.

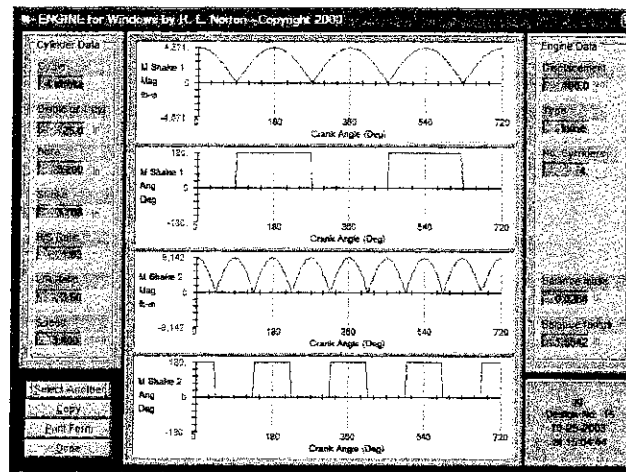


Figura 24. Gráfica de fuerzas de sacudimiento secundarias para un motor de orden de encendido incorrecto.

Para este diseño las condiciones de balance de inercia no son las adecuadas, ya que aunque la fuerza de inercia primaria es cero, el resto no lo son. En éste diseño, por lograr un encendido uniforme, se puso en riesgo el buen estado de equilibrio de inercia del diseño. El par de torsión se puede reducir por medio de un volante. Las fuerzas y momentos secundarios por ser pequeños se pueden tolerar. El problema está en el momento primario.

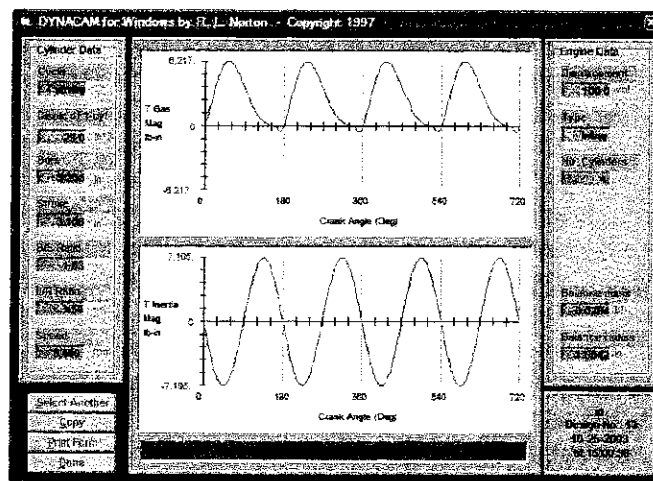


Figura 25. Gráfica de orden de encendido correcto.



El equilibrador de lanchester es el dispositivo más utilizado para equilibrar motores, y su funcionamiento es el de cancelar las fuerzas y momentos por medio de la suma de uno o más ejes rotatorios con masas excéntricas.

#### D. Balanceo de motores en V.

Un motor en V está formado por dos motores en línea con un cigüeñal en común para ambos motores. Tiene la prioridad el encendido uniforme sobre el equilibrio de inercia, un motor en V tendrá un equilibrio de inercia semejante al de los motores en línea a partir de los cuales fue construido. El ángulo V es igual a  $2\delta$ , cada banco está corrido por su ángulo de banco  $\delta$  con respecto al eje central X del motor.

La fuerza de sacudimiento para un solo cilindro es

$$F = m_B r_2 \omega_2^2 [\cos \theta + r_2/r_3 \cos 2\theta] \text{ donde}$$

$$\theta = (\omega t - \Phi_i).$$

La fuerza total de sacudimiento es la suma de las contribuciones de los dos bancos.

$$F_{sr} = m_B r_2 \omega_2^2 [\cos (\theta + \delta) + r_2/r_3 \cos 2(\theta + \delta)]$$

$$F_{sl} = m_B r_2 \omega_2^2 [\cos (\theta - \delta) + r_2/r_3 \cos 2(\theta - \delta)]$$

$$F_{sR} = m_B r_2 \omega_2^2 [\cos\theta \cos\delta - \sin\theta \sin\delta + r_2/r_3 (\cos 2\theta \cos 2\delta - \sin 2\theta \sin 2\delta)]$$

$$F_{sL} = m_B r_2 \omega_2^2 [\cos\theta \cos\delta + \sin\theta \sin\delta + r_2/r_3 (\cos 2\theta \cos 2\delta + \sin 2\theta \sin 2\delta)]$$

Usando las identidades trigonométricas, con la sustitución de  $\theta = (\omega t - \Phi_i)$ .

$$F_{sR} = m_B r_2 \omega_2^2 [(\cos\omega t \cos\delta - \sin\omega t \sin\delta) \Sigma \cos\Phi_i + (\cos\omega t \sin\delta + \sin\omega t \cos\delta) \Sigma \sin\Phi_i + r_2/r_3 (\cos 2\omega t \cos 2\delta - \sin 2\omega t \sin 2\delta) \Sigma \cos 2\Phi_i + r_2/r_3 (\cos 2\omega t \sin 2\delta + \sin 2\omega t \cos 2\delta) \Sigma \sin 2\Phi_i]$$

$$F_{sL} = m_B r_2 \omega_2^2 [(\cos\omega t \cos\delta + \sin\omega t \sin\delta) \Sigma \cos\Phi_i - (\cos\omega t \sin\delta - \sin\omega t \cos\delta) \Sigma \sin\Phi_i + r_2/r_3 (\cos 2\omega t \cos 2\delta + \sin 2\omega t \sin 2\delta) \Sigma \cos 2\Phi_i - r_2/r_3 (\cos 2\omega t \sin 2\delta - \sin 2\omega t \cos 2\delta) \Sigma \sin 2\Phi_i]$$

Resolviendo las fuerzas de sacudimiento para cada banco en componentes a lo largo y normal del eje tenemos que,

$$F_{sx} = (F_{sL} + F_{sR}) \cos \delta$$

$$F_{sy} = (F_{sL} + F_{sR}) \sin \delta$$

$$F_s = F_{sx} i + F_{sy} j$$

Esto abre nuevas oportunidades para la cancelación de las fuerzas de sacudimiento más allá de la opción de los ángulos de fase.

$$M_{sR} = m_B r_2 \omega_2^2 [(\cos \omega t \cos \delta - \sin \omega t \sin \delta)$$

$$\Sigma z_i \cos \Phi_i + (\cos \omega t \sin \delta + \sin \omega t \cos \delta) \Sigma z_i \sin \Phi_i + r_2/r_3 (\cos 2\omega t \cos 2\delta - \sin 2\omega t \sin 2\delta) \Sigma z_i \cos 2\Phi_i + r_2/r_3 (\cos 2\omega t \sin 2\delta + \sin 2\omega t \cos 2\delta) \Sigma z_i \sin 2\Phi_i$$

$$M_{sL} = m_B r_2 \omega_2^2 [(\cos \omega t \cos \delta + \sin \omega t \sin \delta)$$

$$\Sigma z_i \cos \Phi_i - (\cos \omega t \sin \delta - \sin \omega t \cos \delta) \Sigma z_i \sin \Phi_i + r_2/r_3 (\cos 2\omega t \cos 2\delta + \sin 2\omega t \sin 2\delta) \Sigma z_i \cos 2\Phi_i - r_2/r_3 (\cos 2\omega t \sin 2\delta - \sin 2\omega t \cos 2\delta) \Sigma z_i \sin 2\Phi_i$$

$$M_{sx} = (M_{sL} - M_{sR}) \sin \delta$$

$$M_{sy} = (-M_{sL} - M_{sR}) \cos \delta$$

$$M_s = M_{sx} i + M_{sy} j$$

Esto permite cancelaciones de las componentes de los momentos de sacudimiento para algunas configuraciones en V y opuestas aun cuando las ecuaciones de ángulo de fase no sean todas cero.

$$T_{sR} = 0.5 m_B r_2^2 \omega_2^2 [r_2/2r_3 (\sin (\omega t + \delta) \Sigma \cos \Phi_i - \cos (\omega t + \delta) \Sigma \sin \Phi_i) - [\sin 2(\omega t + \delta) \Sigma \cos 2\Phi_i - \cos 2(\omega t + \delta) \Sigma \sin 2\Phi_i] - 3r_2/2r_3 [\sin 3(\omega t + \delta) \Sigma \cos 3\Phi_i - \cos 3(\omega t + \delta) \Sigma \sin 3\Phi_i]$$

$$T_{sL} = 0.5 m_B r_2^2 \omega_2^2 [r_2/2r_3 (\sin (\omega t - \delta) \Sigma \cos \Phi_i - \cos (\omega t - \delta) \Sigma \sin \Phi_i) - [\sin 2(\omega t - \delta) \Sigma \cos 2\Phi_i - \cos 2(\omega t - \delta) \Sigma \sin 2\Phi_i] - 3r_2/2r_3 [\sin 3(\omega t - \delta) \Sigma \cos 3\Phi_i - \cos 3(\omega t - \delta) \Sigma \sin 3\Phi_i]$$

La principal ventaja del motor en V sobre un motor en línea con el mismo número de cilindros es que tienen un tamaño más compacto y una mayor rigidez. El bloque de cilindros más corto y mas ancho, y el cigüeñal más corto dan mayor rigidez, tanto a la torsión.

Diseño de motor en V ocho cilindros. Se colocan dos motores de cuatro cilindros juntos en un cigüeñal a  $\Phi_i = 0^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 0^\circ$  y tener las mismas condiciones de equilibrio que en el motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros



Una configuración de un motor de cuatro tiempos en línea necesita por lo menos seis cilindros para estar inherentemente equilibrado. Un motor de cuatro tiempos con cuatro cilindros en línea con ángulos de encendido en espejo, tiene fuerzas y momentos secundarios diferentes de cero, así como un par de torsión de inercia.

Un motor de seis cilindros en línea con una manivela con simetría de espejo de 0, 240, 120, 120, 240, 0, tendrá fuerzas y momentos de sacudimiento equilibrados hasta la cuarta armónica, aunque la tercera armónica del par de torsión seguirá presente.

Un motor V-12 es el motor en V más pequeño con un estado inherente de equilibrio casi perfecto, ya que equivale a dos motores de seis cilindros en línea.

Un motor V-6 tiene momentos primarios y secundarios desequilibrados, como el de tres cilindros en línea, se necesita un ángulo en V de 120 para su propio equilibrio. Para reducir el ancho del motor, los motores V-6 tienen a menudo ángulos de V de 60 que darán un encendido uniforme. Se concluye que los pares de torsión de inercia desequilibrados se pueden regularizar con un volante, así como en algunos casos el par de torsión del gas.

## V. Balanceo de motores en línea y motores en V

### A. Balanceo de un motor en línea de cuatro cilindros.

Para la figura se va a determinar el desbalanceo o las fuerzas de sacudimiento S de las masas reciprocantes del motor convencional de cuatro cilindros, en el que las manivelas están a  $180^\circ$ . En la figura se muestran los ángulos fijos  $\Phi$ . Se debe señalar que, aunque  $\Phi_1$  y  $\Phi_4$  son iguales a cero, sus funciones coseno son iguales a uno y se deben tomar en cuenta en las ecuaciones que determinan el desbalanceo. Las siguientes sumatorias se desarrollan para determinar las constantes que aparecen en las ecuaciones del desbalanceo:

$$\Sigma \cos \Phi = 1 - 1 - 1 + 1 = 0$$

$$\Sigma \sin \Phi = 0 + 0 + 0 + 0 = 0$$

$$\Sigma \cos 2\Phi = 1 + 1 + 1 + 1 = 4$$

$$\Sigma \sin 2\Phi = 0 + 0 + 0 + 0 = 0$$

Las fuerzas primarias (las dos primeras sumatorias) están balanceadas, pero las fuerzas secundarias no (las dos últimas sumatorias) ya que:

Fuerzas primarias

$$\Sigma F_p = M_a r_2 \omega_2^2 [(\cos \theta_1)(0) - (\sin \theta_1)(0)] = 0$$

Fuerzas secundarias

$$\Sigma F_s = M_a (r_2^2/r_3) \omega_2^2 [(\cos 2\theta_1)(4) - (\sin 2\theta_1)(0)] = 4M_a (r_2^2/r_3) \omega_2^2 \cos 2\theta_1$$

Donde la fuerza de sacudimiento o el desbalanceo S es igual a:

$$S = \Sigma F_p + \Sigma F_s$$

$$S = 4M_a (r_2^2/r_3) \omega_2^2 \cos 2\theta_1 = M_a (r_2^2/r_3) (2\omega_2)^2 \cos 2\theta_1$$

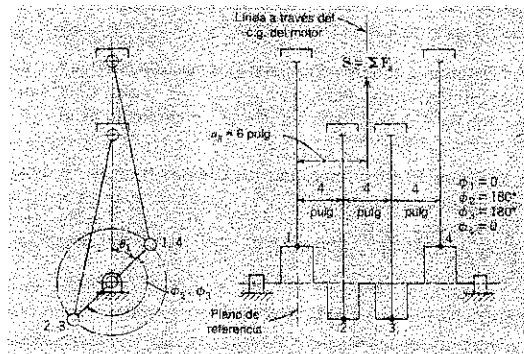


Figura 30. Motor en línea cuatro cilindros

En la gráfica se muestra la curva que da la ecuación para el desbalanceo de este motor de cuatro cilindros en línea, en función de  $\theta_1$ . Se puede ver que la curva de la fuerza de sacudimiento es una curva armónica simple cuya frecuencia circular  $2\omega$  es igual al doble de la velocidad del cigüeñal.

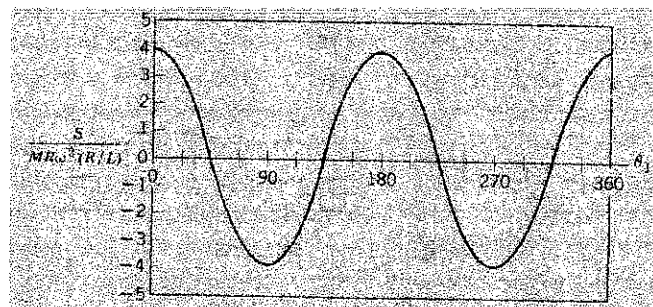


Figura 31. Gráfica del desbalanceo de un motor en línea cuatro cilindros

Ahora se calculará el desbalanceo del par de sacudimiento del motor.

$$\Sigma(a \cos \Phi) = 0(1) + 4(-1) + 8(-1) + 12(1) = 0$$

$$\Sigma(a \sin \Phi) = 0(0) + 4(0) + 8(0) + 12(0) = 0$$

$$\Sigma(a \cos 2\Phi) = 0(1) + 4(1) + 8(1) + 12(1) = 24$$

$$\Sigma(a \sin 2\Phi) = 0(0) + 4(0) + 8(0) + 12(0) = 0$$

Haciendo referencia a las ecuaciones (16) y (17) se puede ver que existe un momento secundario  $M_s$  con respecto al plano de referencia y que los momentos primarios son iguales a cero:

$$M = M_p + M_s = 24 M_a (r_2^2/r_3) \omega_2^2 \cos 2\theta_1$$

La línea de acción de la fuerza de sacudimiento  $S$  se determina de la siguiente forma:

$$a_R = M/S = 24M (r_2^2/r_3) \omega^2 \cos 2\theta_1 / 4M (r_2^2/r_3) \omega^2 \cos 2\theta_1 = 24/4$$

$$a_R = 6 \text{ pulg}$$

La línea de acción de la fuerza de sacudimiento es constante debido a que  $a_R$  no es una función de  $\theta_1$ . También, si se supone que la línea de acción de  $S$  pasa por el centro de gravedad del motor en  $a_R = 6$  pulg, entonces no existe par de sacudimiento axial.

Según se muestra, el único desbalanceo es una fuerza de sacudimiento debido a las fuerzas secundarias que tienden a provocar una vibración ascendente y descendente del motor. Existen dispositivos que se emplean para balancear las fuerzas secundarias.

## B. Balanceo de un motor en línea de cinco cilindros.

Viendo la figura para el motor convencional de cinco cilindros, vemos que los ángulos fijos  $\Phi$  son,  $\Phi_1 = 0^\circ$ ,  $\Phi_2 = 216^\circ$ ,  $\Phi_3 = 144^\circ$ ,  $\Phi_4 = 72^\circ$  y  $\Phi_5 = 288^\circ$

$$\Sigma \cos \Phi = \cos 0^\circ + \cos 216^\circ + \cos 144^\circ + \cos 72^\circ + \cos 288^\circ$$

$$\Sigma \cos \Phi = 1 - 0.8090 - 0.8090 + 0.3090 + 0.3090 = 0$$

$$\Sigma \sin \Phi = \sin 0^\circ + \sin 216^\circ + \sin 144^\circ + \sin 72^\circ + \sin 288^\circ$$

$$\Sigma \sin \Phi = 0 - 0.5878 + 0.5878 + 0.9511 - 0.9511 = 0$$

$$\Sigma \cos 2\Phi = \cos 0^\circ + \cos 432^\circ + \cos 288^\circ + \cos 144^\circ + \cos 576^\circ$$

$$\Sigma \cos 2\Phi = 1 + 0.3090 + 0.3090 - 0.8090 - 0.8090 = 0$$

$$\Sigma \sin 2\Phi = \sin 0^\circ + \sin 423^\circ + \sin 288^\circ + \sin 144^\circ + \sin 576^\circ$$

$$\Sigma \sin 2\Phi = 0 + 0.9511 - 0.9511 + 0.5878 - 0.5878 = 0$$

Sustituyendo en las ecuaciones

$$\Sigma F_p = M_a r_2 \omega^2 [(\cos \theta_1) (\Sigma \cos \Phi) - (\sin \theta_1) (\Sigma \sin \Phi)]$$

$$\Sigma F_s = M_a (r_2^2/r_3) \omega^2 [(\cos 2\theta_1)(\Sigma \cos 2\Phi) - (\sin 2\theta_1) (\Sigma \sin 2\Phi)]$$

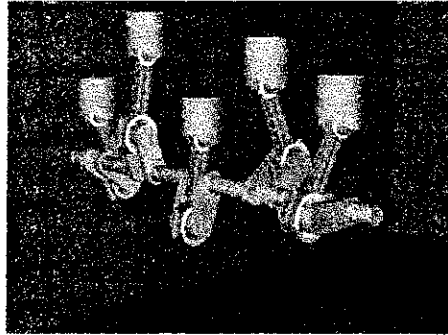


Figura 32. Motor en línea cinco cilindros

Por lo tanto, como puede verse en el desarrollo anterior, las fuerzas primarias y secundarias están balanceadas.

Pares de sacudimiento

$$M_p = M_a r_2 \omega^2 [(\cos \theta_1) \Sigma (a \cos \Phi) - (\sin \theta_1) \Sigma (a \sin \Phi)]$$

$$M_s = M_a (r_2^2 / r_3) \omega^2 [(\cos 2\theta_1) \Sigma (a \cos 2\Phi) - (\sin 2\theta_1) \Sigma (a \sin 2\Phi)]$$

$$\Sigma(a \cos \Phi) = 0(1) + a(-0.8090) + 2a(-0.8090) + 3a(0.3090) + 4a(0.3090) =$$

$$\Sigma(a \cos \Phi) = -0.264a$$

$$\Sigma(a \sin \Phi) = 0(1) + a(-0.5878) + 2a(0.5878) + 3a(-0.8090) + 4a(-0.9511)$$

$$\Sigma(a \sin \Phi) = -0.3633a$$

$$\Sigma(a \cos 2\Phi) = 0(1) + a(0.3090) + 2a(0.3090) + 3a(-0.8090) + 4a(-0.8090)$$

$$\Sigma(a \cos 2\Phi) = -4.7360a$$

$$\Sigma(a \sin 2\Phi) = 0(0) + a(0.9511) + 2a(-0.9511) + 3a(0.5878) + 4a(-0.5878)$$

$$\Sigma(a \sin 2\Phi) = -1.5389a$$

Por lo tanto,

$$M_p = M_a r_2 \omega^2 [(\cos \theta_1) (-0.264a) - (\sin \theta_1) (-0.3633a)]$$

$$M_s = M_a (r_2^2 / r_3) \omega^2 [(\cos 2\theta_1) (-4.7360a) - (\sin 2\theta_1) (-1.5389a)]$$

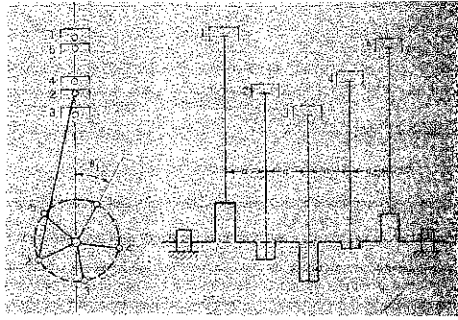


Figura 33. Motor en línea cinco cilindros

### C. Balanceo de un motor en línea de seis cilindros.

El motor de seis cilindros tiene la ventaja de que está inherentemente balanceado, a continuación se demostrará este hecho. La distancia entre cilindros es  $b$  pulgadas entre si.

$$\Phi_1 = \Phi_6 = 0^\circ, \Phi_2 = \Phi_5 = 240^\circ, \Phi_3 = \Phi_4 = 120^\circ$$

$$\Sigma \cos \Phi = 1 - 0.5 - 0.5 - 0.5 - 0.5 + 1 = 0$$

$$\Sigma \sin \Phi = 0 - 0.866 + 0.866 + 0.866 - 0.866 + 0 = 0$$

$$\Sigma \cos 2\Phi = 1 - 0.5 - 0.5 - 0.5 - 0.5 + 1$$

$$\Sigma \sin 2\Phi = 0 + 0.866 - 0.866 - 0.866 + 0.866 + 0$$

$$\Sigma(a \cos \Phi) = 0(1) + b(-0.5) + 2b(-0.5) + 3b(-0.5) + 4b(-0.5) + 5b(1) = 0$$

$$\Sigma(a \sin \Phi) = 0(0) + b(-0.866) + 2b(0.866) + 3b(0.866) + 4b(-0.866) + 5b(0) = 0$$

$$\Sigma(a \cos 2\Phi) = 0(1) + b(-0.5) + 2b(-0.5) + 3b(-0.5) + 4b(-0.5) + 5b(1) = 0$$

$$\Sigma(a \sin 2\Phi) = 0(0) + b(0.866) + 2b(-0.866) + 3b(-0.866) + 4b(0.866) + 5b(0) = 0$$

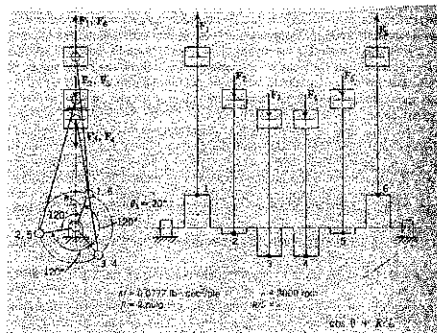


Figura 34. Motor en línea seis cilindros

La sustitución de las sumatorias anteriores en las ecuaciones para fuerzas y pares de sacudimiento nos muestran que no hay fuerza de sacudimiento, es decir, no hay desbalanceo resultante ni momento axial de sacudimiento, esto significa que hay un equilibrio de las fuerzas de inercia de las seis masas reciprocantes.

#### **D. Balanceo de un motor en línea de ocho cilindros.**

El motor común de ocho cilindros en línea está formado de una combinación de dos motores de cuatro cilindros a un ángulo de manivela de  $90^\circ$  como se puede ver en la figura. Uno de los motores de cuatro cilindros está dividido en dos cilindros en el extremo delantero y dos en el extremo trasero, y el segundo motor de cuatro cilindros se encuentra en el centro. Como se demostró anteriormente, el motor de cuatro cilindros está desbalanceado por lo que respecta a las fuerzas secundarias. El desbalanceo para el motor de cuatro cilindros es,

$$S_1 = 4M_a (r_2^2/r_3) \omega_2^2 \cos 2\theta_1$$

La fuerza de sacudimiento del conjunto intermedio de cuatro cilindros en función de  $\Phi_3$  del primer cilindro de dicho conjunto es,

$$S_2 = 4M_a (r_2^2/r_3) \omega_2^2 \cos 2\theta_3$$

Debido a que  $\Phi_3 = \Phi_1 + 270^\circ$

$$S_2 = 4M_a (r_2^2/r_3) \omega_2^2 \cos 2(\theta_1 + 270^\circ)$$

$$S_2 = -4M_a (r_2^2/r_3) \omega_2^2 \cos 2\theta_1$$

Ya que  $S_1 = -S_2$ , la fuerza de sacudimiento resultante es igual a cero. Además, debido a que las líneas de acción de  $S_1$  y  $S_2$  coinciden en el centro del motor, no hay par de sacudimiento axial. Por lo tanto, al igual que el motor de seis cilindros, el motor de ocho cilindros es un motor inherentemente balanceado.

### E. Balanceo de un motor de seis cilindros en V.

El siguiente balanceo se dividirá en dos bancos, el banco derecho y el banco izquierdo, como que fueran dos motores de tres cilindros unidos en un mismo cigüeñal. Para el banco derecho el cilindro de referencia es el número uno y para el banco izquierdo el cilindro de referencia es el número dos.

Banco derecho

Cilindros 1, 3, 5

Cilindro de referencia 1

$$\Phi_1 = 0^\circ$$

$$\Phi_3 = 240^\circ$$

$$\Phi_5 = 120^\circ$$

Banco izquierdo

Cilindros 2, 4, 6

Cilindro de referencia 2

$$\Phi_1 = 0^\circ$$

$$\Phi_3 = 240^\circ$$

$$\Phi_5 = 120^\circ$$

Fuerzas de sacudimiento

$$\Sigma F_p = M_a r_2 \omega_2^2 [(\cos \theta_1) (\Sigma \cos \Phi) - (\sin \theta_1) (\Sigma \sin \Phi)]$$

$$\Sigma F_s = M_a (r_2^2/r_3) \omega_2^2 [(\cos 2\theta_1) (\Sigma \cos 2\Phi) - (\sin 2\theta_1) (\Sigma \sin 2\Phi)]$$

Banco derecho

$$\Sigma \cos \Phi = \cos 0^\circ + \cos 240^\circ + \cos 120^\circ$$

$$\Sigma \cos \Phi = 1 - 0.5 - 0.5 = 0$$

$$\Sigma \sin \Phi = \sin 0^\circ + \sin 240^\circ + \sin 120^\circ$$

$$\Sigma \sin \Phi = 0 - 0.866 + 0.866 = 0$$

$$\Sigma \cos 2\Phi = \cos 0^\circ + \cos 480^\circ + \cos 240^\circ$$

$$\Sigma \cos 2\Phi = 1 - 0.5 - 0.5 = 0$$

$$\Sigma \sin 2\Phi = \sin 0^\circ + \sin 480^\circ + \sin 240^\circ$$

$$\Sigma \sin 2\Phi = 0 + 0.866 - 0.866 = 0$$

Para el banco izquierdo son los mismos cálculos y los mismos resultados que para el banco derecho. Por lo tanto las fuerzas de sacudimiento primarias y secundarias están balanceadas para ambos bancos.

Pares de sacudimiento

$$M_p = M_a r_2 \omega^2_2 [(\cos \theta_1) \Sigma (a \cos \Phi) - (\sin \theta_1) \Sigma (a \sin \Phi)]$$

$$M_s = M_a (r^2_2 / r_3) \omega^2_2 [(\cos 2\theta_1) \Sigma (a \cos 2\Phi) - (\sin 2\theta_1) \Sigma (a \sin 2\Phi)]$$

Banco derecho ( $\theta_1$  como ángulo de referencia)

$$\Sigma(a \cos \Phi) = 0(1) - a(0.5) - 2a(0.5) = -1.5a$$

$$\Sigma(a \sin \Phi) = 0(0) - a(0.866) + 2a(0.866) = 0.866a$$

$$\Sigma(a \cos 2\Phi) = 0(1) - a(0.5) - 2a(0.5) = -1.5a$$

$$\Sigma(a \sin 2\Phi) = 0(0) + a(0.866) - 2a(0.5) = -0.866a$$

Banco izquierdo ( $\theta_2$  como ángulo de referencia)

$$\Sigma(a \cos \Phi) = 0(1) - a(0.5) - 2a(0.5) = -1.5a$$

$$\Sigma(a \sin \Phi) = 0(0) - a(0.866) + 2a(0.866) = 0.866a$$

$$\Sigma(a \cos 2\Phi) = 0(1) - a(0.5) - 2a(0.5) = -1.5a$$

$$\Sigma(a \sin 2\Phi) = 0(0) + a(0.866) - 2a(0.5) = -0.866a$$

Por lo tanto,

Banco derecho

$$M_p = M_a r_2 \omega^2_2 [(\cos \theta_1) (-1.5a) - (\sin \theta_1) (0.866a)]$$

$$M_s = M_a (r^2_2 / r_3) \omega^2_2 [(\cos 2\theta_1) (-1.5a) - (\sin 2\theta_1) (-0.866a)]$$

Banco izquierdo (en donde  $\theta_2 = \theta_1 + 90^\circ$ )

$$M_p = M_a r_2 \omega^2_2 [(\cos \theta_2) (-1.5a) - (\sin \theta_2) (0.866a)]$$

$$M_p = M_a r_2 \omega^2_2 [-1.5a (\cos (\theta_1 + 90^\circ)) - 0.866a \sin (\theta_1 + 90^\circ)]$$

$$M_p = M_a r_2 \omega^2_2 [-1.5a (-\sin \theta_1) - 0.866a (\cos \theta_1)]$$

$$M_p = M_a r_2 \omega^2_2 a [1.5 \sin \theta_1 - 0.866(\cos \theta_1)]$$

$$M_s = M_a (r^2_2 / r_3) \omega^2_2 a [-1.5 \cos 2\theta_2 + 0.866 \sin 2\theta_2]$$

$$M_s = M_a (r^2_2 / r_3) \omega^2_2 a [-1.5 \cos (2\theta_1 + 180^\circ) +$$

$$0.866 \sin (2\theta_1 + 180^\circ)]$$

$$M_s = M_a (r^2_2 / r_3) \omega^2_2 a [-1.5 (-\cos 2\theta_1) + 0.866 (-\sin 2\theta_1)]$$

$$M_s = M_a (r^2_2 / r_3) \omega^2_2 a [1.5 \cos 2\theta_1 - 0.866 \sin 2\theta_1]$$

Como se puede ver del análisis anterior, las fuerzas de sacudimiento primarias y secundarias están balanceadas para cada banco. Sin embargo, los pares primarios y secundarios están muy desbalanceados en ambos bancos y esto no se puede corregir fácilmente como se hizo para el motor V-8.

## **VI. Termodinámica en los motores de combustión interna**

En los motores de combustión interna la parte importante de su funcionamiento es la combustión debida al combustible. Ésta es la que provoca la fuerza de empuje al pistón, la cual es transmitida por todo el mecanismo hacia el cigüeñal y éste lo trasmite a las llantas del automóvil para que se desplace.

El objetivo de este capítulo es el de explicar qué es la combustión, qué tipos de combustibles hay y cuáles son los fenómenos químicos básicos que se llevan a cabo durante la combustión. Así también se tratarán algunos aspectos sobre contaminación debida a los gases de escape y cómo reducir estas emisiones para que no dañen el medio ambiente.

### **B. ¿Qué es la combustión?**

En los motores de combustión interna la parte importante de su funcionamiento es la combustión debida al combustible. Ésta es la que provoca la fuerza de empuje al pistón, la cual es transmitida por todo el mecanismo hacia el cigüeñal y éste lo trasmite a las llantas del automóvil para que se desplace.

El estado de combustión describe un proceso químico en el cual un combustible se oxida por medio de un agente comburente, produciendo un incremento notable de luz y calor. La combustión es un claro proceso de transformación de energía química en calor.

Como se puede, el proceso de combustión consiste en la oxidación de los constituyentes del combustible, donde el comburente es el agente oxidante. Este es por excelencia el oxígeno.

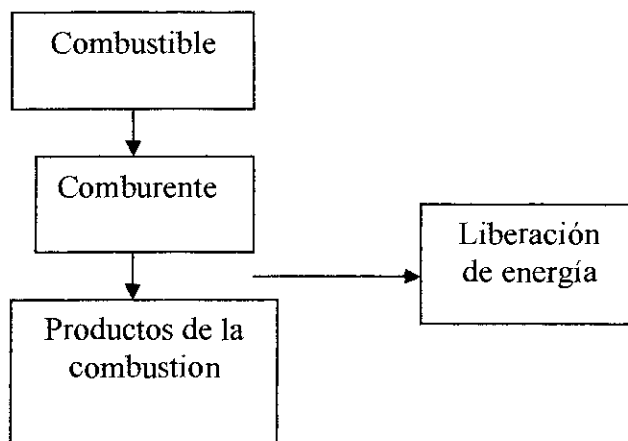


Figura 35. Esquema conceptual de la combustión

Por lo anterior, para lograr la combustión es necesario contar con los siguientes elementos:

1. Combustible
2. Comburente ( $O_2$  o Aire)
3. Calor

El elemento básico que interviene en la combustión es el combustible. Una de las familias más importantes de combustibles es la de los hidrocarburos. Los hidrocarburos líquidos, como la gasolina y el keroseno se obtienen mediante la destilación del petróleo. Estos presentan ciertas ventajas sobre el combustible sólido, como limpieza en la combustión y fácil manejo.

### C. Combustión con aire.

El aire está formado por varios elementos, en particular oxígeno ( $O_2$ ), nitrógeno ( $N_2$ ) y argón ( $Ar$ ). Su composición volumétrica es la siguiente: 21% de  $O_2$ , 78% de  $N_2$  y 1% de  $Ar$ . Para propósitos energéticos se considera que las proporciones volumétricas del aire son: 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno.

La relación aire/combustible es un parámetro esencial para analizar el fenómeno de la combustión y se demostrará la importante influencia que tiene en la potencia desarrollada por un MCI.

- $Ra/c = \text{no. kg de aire} / \text{no. kg combustible}$

Para demostrar la importancia que tiene la relación aire/combustible, el poder calorífico, y otros parámetros mencionados aquí, en el par y la potencia entregada por un motor de combustión interna, se presenta el siguiente desarrollo:

La eficiencia térmica de un motor de combustión interna se define como  $\eta_t = W / Q_s$ . Donde  $W$  representa la potencia entregada y  $Q_s$  la potencia calorífica suministrada.

$$W_b = \eta_t Q_s \text{ donde}$$

$$Q_s = m_c PC$$

$W_b$  representa la potencia al freno,  $PC$  el poder calorífico del combustible y  $m_c$  el gasto másico del mismo. Combinando las ecuaciones se obtiene la siguiente expresión:

- $W_b = \eta_t m_c PC$

La relación aire/combustible se puede expresar de la siguiente forma:  $c/a = m_c/m_a$  de aquí se obtiene:  $m_c = c/a * m_a$  donde,  $m_a$  es el gasto másico de aire. Sustituyendo la expresión anterior en la ecuación obtenemos:

$$W_b = \eta_t (c/a) m_a PC$$

Para obtener una expresión que relacione el par entregado por el motor con los parámetros anteriores, utilizamos la siguiente expresión:

- $W = \tau \omega$

- $W = \tau 2\pi N$

Donde  $\tau$  representa al par,  $\omega$  la velocidad angular y  $W$  la potencia.

$$T_b = \frac{\eta_t m_a (c/a) PC}{2\pi N}$$

Como se puede observar la relación aire/combustible cumple un papel fundamental en la potencia y el par entregado por un motor. Para continuar, se define la siguiente relación de equivalencia  $\lambda = (c/a) / (c/a)_s$

Donde el denominador representa la relación combustible/aire estequiométrica. De lo anterior, se obtienen las siguientes condiciones:

Si  $\lambda < 1$  Se trata de una mezcla pobre

Si  $\lambda > 1$  Se trata de una mezcla rica

Si  $\lambda = 1$  Se trata de una mezcla estequiométrica

Se puede pensar que, la relación combustible/aire se podría variar de forma que se obtenga la máxima potencia. La figura muestra que la potencia presenta un valor máximo para la mezcla estequiométrica ( $\lambda = 1$ ).

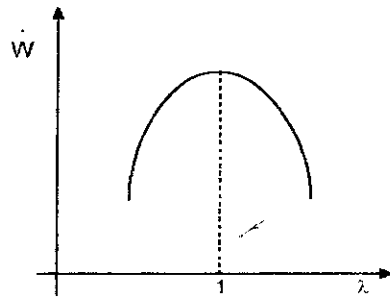


Figura 36. Gráfica potencia versus mezcla

La potencia y el par son proporcionales al poder calorífico, por lo tanto, entre mayor sea este, mayor potencia y par se generarán. La densidad del aire, también se presenta de forma proporcional en el par entregado por un motor y es una variable que puede ser manipulada para incrementar su valor. Una forma de incrementarla es comprimiendo el aire.

## ***VII. Fundamentos sobre la potencia. Formas de aumentar la potencia en motores de combustión interna***

### **A. Historia.**

El término hp (**horsepower**) o caballo de fuerza fue inventado por el ingeniero James Watt. Él vivió de 1736 a 1819 y es famoso por su trabajo en incrementar el rendimiento a los motores de vapor. También es recordado día a día cuando se habla de focos de 60 Watts.

La historia empieza cuando Watt, trabajando con caballos para cargar carbón de una mina de carbón, quiso definir la potencia disponible en cada animal para cargar carbón. Watt encontró que, en promedio, un caballo podía realizar un trabajo de 22,000 libras-pie en un minuto. Luego incrementó ese número en un 50% y redefinió el caballo de fuerza a 33,000 libras-pie de trabajo por minuto. El significado del caballo de fuerza, según el juicio de Watt es que un caballo puede ejercer 33,000 libras-pie de trabajo cada minuto. Así que imaginemos a un caballo jalando carbón fuera de una mina, como se ve en la figura. Un caballo desarrollando un caballo de fuerza puede levantar 330 libras de carbón 100 pies en un minuto o 33 libras de carbón 1000 pies en un minuto, o bien, 1000 libras 33 pies en un minuto. Se puede hacer cualquier combinación de pies y libras, siempre y cuando el producto sea 33,000 libras-pie en un minuto, para que siga siendo un caballo de fuerza.

Las conversiones de caballos de fuerza a otras unidades se presentan a continuación:

- Un Caballo de fuerza es equivalente a 746 watts. Si se toma a un caballo ejerciendo un caballo de fuerza y se coloca en una banda podría operar un generador produciendo 746 watts continuamente.
- Un caballo de fuerza (durante una hora) es equivalente a 2,545 BTU (British thermal units). Si se toman 746 watts y se corren por un calentador eléctrico por una hora, éste producirá 2,545 BTU (donde un

BTU es la cantidad de energía necesaria para elevar la temperatura de una libra de agua en un grado Fahrenheit.).

- Un BTU es igual a 1,055 joules, o 252 calorías-gramo o 0.252 calorías provenientes de alimentos. Un caballo produciendo un caballo de fuerza quemaría 641 calorías en una hora si tuviera una eficiencia del 100%.

## B. Midiendo caballos de fuerza.

El instrumento para medir caballos de fuerza en un motor se llama dinamómetro. El dinamómetro coloca una carga en el motor y mide la cantidad de potencia (hp) que el motor produce.

Para tener una idea de cómo funciona un dinamómetro se debe imaginar que al encender el motor de un automóvil, se pone en neutro y se acelera a fondo. El motor va a revolucionar tan rápido que es muy probable que explote.

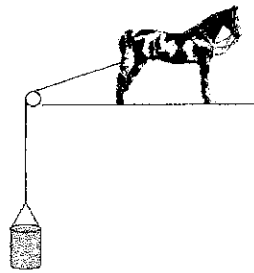


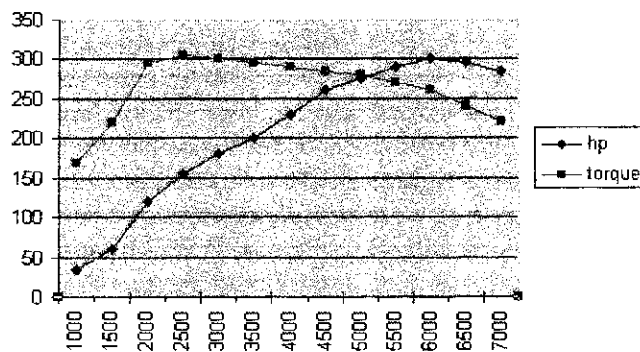
Figura 37. Caballo de Fuerza

Cuando se coloca un dinamómetro se aplica una carga al motor acelerado y se mide la carga que el motor puede soportar a diferentes revoluciones del motor. Se acelera un motor y se quiere mantener a ciertas revoluciones, 7,000 rpm, se aplica una carga con el dinamómetro para mantener el motor en este número de revoluciones y se mide la carga máxima que el motor puede soportar. Luego se agrega más carga para bajar las revoluciones, a 6,500 rpm, y se toma la medida de la carga que el motor puede soportar, luego se aplica nuevamente otra carga para mantener el motor a 6,000 rpm, y se realiza la misma medida de carga, y así sucesivamente. Se puede hacer de altas revoluciones a bajas o viceversa. Lo que realmente miden los dinamómetros es

el torque o par-motor, en libras por pie, y para convertir el torque a caballos de fuerza se multiplica el torque por las rpm/5,252. Si se grafican los caballos de fuerza versus las revoluciones por minuto del motor, lo que se obtiene es la curva de potencia del motor. Una curva típica para motores de alto rendimiento puede verse como ésta (esta es la curva para un motor de 300 hp de un Mitsubishi 3000 con bi-turbocargador):

Lo que una gráfica como ésta indica es que en cualquier motor, existe una potencia máxima a un número de revoluciones dado. Los motores también tienen un torque máximo también a un número de revoluciones dado. Frecuentemente se puede ver en automóviles que se expresan los siguientes parámetros de funcionamiento del motor, por ejemplo 320 hp @ 6500 rpm, 290 lb-ft de torque @ 5000 rpm. Lo que indican estos números son la potencia y torque máximos y a qué número de revoluciones se dan dichos valores.

De la curva de potencia también se puede ver que los automóviles tienen una potencia máxima a un número de revoluciones dado. Cuando se trata de acelerar rápido, deben mantenerse el número de revoluciones cerca del punto máximo de potencia del motor. Para obtener el máximo de la potencia del motor, sobre todo, si se está parado, debe acelerarse el motor al número de revoluciones que indica la curva que corresponde al punto máximo de potencia, de esta forma el automóvil recibirá la máxima potencia en la salida cuando se suelta el clutch y se transmita la potencia del cigüeñal a las ruedas.



**Figura 38. Potencia versus rpm**

### C. ¿Cómo incrementar la potencia de un motor?

A lo largo de este trabajo se ha tratado cómo hacer para diseñar motores potentes, y se ha llegado a la conclusión de que la variable central con la cual se puede jugar para incrementar la potencia de un motor es simplemente variar su termodinámica. En el caso de las fuerzas, torques y momentos discutidos en los capítulos iniciales se observa que esto se utiliza básicamente en el diseño físico del motor, como balancearlo y cómo evitar vibraciones y lograr un funcionamiento equilibrado. En cuanto a la potencia misma del motor, poco tiene que ver con su diseño, aunque tampoco se puede decir que no tiene nada que ver, pero es muy poco influyente, es decir, el peso del motor puede ser uno de los factores que sí tienen que ver con su diseño cinemático y cinético. Esto se puede justificar ya que un monobloque pesado lo que logra es que la potencia para acelerar el automóvil deba ser mayor para poder impulsar el automóvil, mientras que si el monobloque se hace de materiales igual de resistentes, pero menos pesados, esto ayuda al desarrollo de potencia del motor porque se tiene la misma potencia, pero menos peso, dando como resultado automóviles más rápidos.

Básicamente, en cuanto al diseño, con sus fuerzas involucradas, la parte que se debe cuidar es escoger un material resistente a las presiones y fuerzas a las que va a ser sometido, manteniendo un peso razonable del monobloque con los pistones, pero más allá de eso es muy poco lo que se puede hacer con los diseños de motores de combustión interna.

En cuanto a la termodinámica existen varias formas y variables las cuales los diseñadores de automóviles utilizan para aumentar su potencia, así como para aumentar la economía de gasto de combustible. A continuación se enumeran los más utilizados:

**1. Incrementar el volumen desplazado.** Más volumen significa más potencia porque se puede quemar más combustible en cada revolución del motor. Se puede incrementar el volumen haciendo los cilindros más grandes o colocando mayor número de cilindros. En este caso se debe tomar en consideración el factor costo y tamaño del automóvil. Se puede hacer cilindros más grandes, pero se debe considerar el tamaño del automóvil, así como el peso que esto va a representar porque si no en lugar de ayudar al automóvil a desarrollar más potencia se le va a incrementar tanto su peso que no serviría de nada esta mejora. En cuanto al número de cilindros para automóviles comerciales parece ser 12 cilindros el límite aceptable en cuanto a costo.

**2. Incrementar la relación de compresión.** El valor del octanaje de las gasolinas indica cuánto se puede comprimir el combustible antes de que se autoencienda. Cuando el combustible se enciende por compresión y no por la chispa de la bujía, causa un fenómeno conocido como golpeteo en el motor. El golpeteo puede dañar el motor. Gasolina de bajo octanaje conocida como regular tiene 87 octanos, y es la gasolina que puede soportar menos compresión antes de autoencenderse.

La relación de compresión de un motor determina el valor de octanaje del combustible que se debe utilizar en el automóvil. Una forma de incrementar la potencia de un motor de un tamaño determinado es la de aumentar la relación de compresión. Relaciones de compresión más altas producen más potencia, hasta cierto punto. Mientras más se comprime la mezcla de aire/combustible, es más probable que se autoencienda antes que la bujía emita la chispa. Las gasolinas con octanajes más altos previenen este fenómeno de autoencendido. Es por eso que los automóviles de alto rendimiento y alta potencia necesitan gasolina de alto octanaje, estos automóviles utilizan relaciones de compresión más altas. Casi todos los automóviles que funcionan con un ciclo de cuatro tiempos, utilizan gasolina como combustible. Una de las carreras para el ciclo de cuatro tiempos, es la carrera de compresión, donde el motor comprime la mezcla de aire y combustible en un volumen mucho más pequeño antes de ser

encendido por la bujía. La cantidad de compresión se le llama relación de compresión de un motor. Un motor común tiene una relación de compresión de 8:1. El nombre de Octano viene del siguiente hecho: cuando se toma el crudo y se fracciona en una refinería, al final del proceso se obtienen cadenas de hidrocarburos de diferentes tamaños. Estas cadenas de diferentes tamaños se pueden separar una de otra y se pueden unir para formar diferentes combustibles.

Por ejemplo, el metano, el propano y el butano. Todos son hidrocarburos. Metano tiene un solo átomo de carbono. El propano tiene tres átomos de carbono encadenados uno con otro y el butano tiene cuatro. También está el pentano que tiene cinco átomos de carbono, el hexano que tiene seis, el heptano tiene siete y el octano tiene ocho átomos de carbono encadenados.

Sucede que el heptano soporta muy poca compresión, si se comprime un poco se autoenciende automáticamente. El octano soporta la compresión muy bien, se puede comprimir mucho y no le pasa nada, gasolina de 87 octanos (o regular) contiene 87% de octanos y 13% de heptanos, y se autoenciende a un nivel de compresión determinado, puede ser utilizado únicamente en automóviles que no excedan esta relación de compresión.

Durante la Primera Guerra Mundial, se descubrió que añadiendo un químico llamado tetraetilo de plomo a la gasolina esto incrementaba significativamente la capacidad del octano. Esto ayudó en gran manera, sobre todo en cuanto al factor costo, pero presentó efectos secundarios, los cuales fueron dañinos para el medio ambiente, por lo que se discontinuó el uso de este químico.

Ahora se han descubierto aditivos, los cuales ayudan a incrementar el octanaje de las gasolinas, aumentando así su rango de operación en cuanto a la relación de compresión ayudando a hacer más potentes y más económicos a los automóviles.

**3. Inyectar más en cada cilindro.** Si se puede inyectar más aire y por consiguiente más combustible en cada cilindro con un tamaño ya establecido, se puede lograr mayor potencia del cilindro en la misma forma que si se incrementa el tamaño del cilindro. Los turbocargadores y supercargadores presurizan el aire entrante lo cual permite que más aire entre a cada cilindro.

La diferencia entre el turbocargador y el supercargador son el suministro de potencia que los hace funcionar. Algo debe suministrarse para hacer funcionar el compresor de aire. En el supercargador, hay una faja conectada directamente al motor. De esta forma el supercargador obtiene su energía de la misma forma que una bomba de agua o un alternador. Un turbocargador obtiene la energía de los gases de escape, los cuales mueven una turbina que, a su vez, conectada por un eje, mueve el compresor.

Un turbocargador puede incrementar significativamente la potencia en un motor sin afectar en cuanto al peso, lo cual es uno de los beneficios más grandes que tiene este dispositivo. Los turbocargadores aparecen con frecuencia en automóviles de alto rendimiento, de carrera o en motores diesel.

Los Turbocargadores son un tipo de sistema de inducción forzada. El turbocargador comprime el aire que fluye al motor. Al comprimir el aire se puede ingresar al cilindro mayor cantidad de mezcla, lo cual incrementa la potencia. Un motor turbocargado produce más potencia que el mismo motor sin el turbocargador.

El funcionamiento básico del turbocargador es el siguiente, el turbocargador está conectado al múltiple de escape, donde los gases de escape de cada cilindro se utilizan para hacer rotar la turbina, la cual a su vez está conectada por medio de un eje a un compresor, el cual está localizado entre el filtro de aire y el múltiple de admisión.

Este compresor es el encargado de comprimir el aire para luego ser introducido a los cilindros y tiene el funcionamiento de una bomba centrífuga.

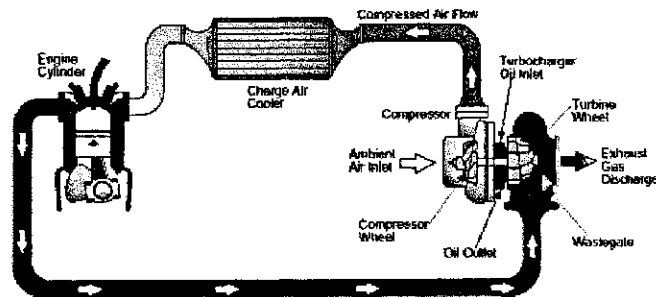


Figura 39. Sistema completo turbocargador

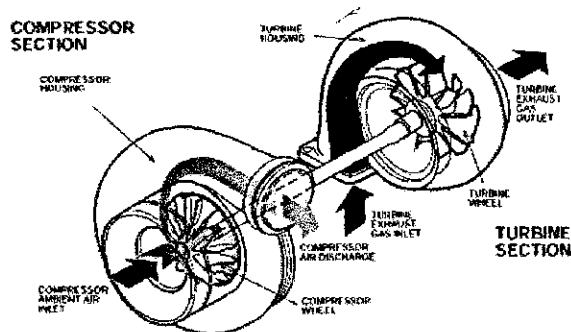


Figura 40. Turbocargador, turbina y compresor

La turbina rota a velocidades de hasta 150,000 revoluciones por minuto, lo cual indica que va 30 veces más rápido que el motor del automóvil. También la temperatura es alta, ya que el turbocargador está utilizando los gases de escape los cuales van a temperaturas altas.

Los Turbocargadores permiten ingresar más mezcla a los cilindros. El incremento suministrado por el turbocargador es de aproximadamente 6 a 8 psi. Ya que la presión atmosférica es de 14.7 psi a nivel del mar, se puede ver que se está obteniendo un 50% de más aire al motor. Esto hace pensar que entonces se obtiene un 50% de más potencia, pero como el motor no es perfectamente eficiente, el incremento se mantiene en un 30 a 40%.

Las pérdidas de potencia se ven en varias situaciones por ejemplo, el hecho de que se requiere cierta potencia para mover la turbina. Tener una turbina a la salida de los gases de escape incrementa el bloqueo de los gases de escape. Esto significa que en la carrera de escape, el motor tiene que empujar contra una mayor presión de retorno. Esto resta potencia a cada cilindro.

El turbocargador ayuda a grandes altitudes donde el aire es menos denso. Los motores normales experimentan una reducción en la potencia a grandes altitudes porque en cada carrera del pistón, el motor recibirá una menor cantidad de aire. El turbocargador puede que también presente una reducción en la potencia, pero es menos dramática ya que el aire más liviano es más fácil de bombear.

**4. Enfriar el aire antes que entre al cilindro.** Al comprimir el aire se eleva su temperatura. Sin embargo, se requiere tener el aire lo más frío posible en cada cilindro porque mientras más caliente esté el aire en cada cilindro, la expansión durante la combustión será menor. Muchos automóviles con turbocargadorcargadores o supercargadores tienen un intercooler (interenfriador). Un intercooler es un radiador por el cual pasa el aire comprimido para ser enfriado antes de entrar al cilindro.

Los interenfriadores o Intercoolers, son dispositivos que enfrían el aire comprimido. Cuando el aire es comprimido, se calienta, y un gas al calentarse se expande. Vemos que una misma cantidad de aire tiene diferentes volúmenes dependiendo de la temperatura, es por eso que el objetivo es el de tener mas moléculas de aire en el cilindro, no necesariamente mas aire a presión. La función de un interenfriador es la de un radiador, en donde el aire pasa por el interenfriador, para ser enfriado. El aire de admisión pasa por pasajes sellados dentro del enfriador, mientras que aire más frío de afuera es forzado por las aletas por medio del ventilador de enfriamiento del motor.

El intercooler incrementa la potencia del motor, enfriando el aire comprimido. Esto significa que si el turbocargador esta operando con un incremento para el motor de 7 psi, el interenfriador pondrá 7 psi de aire más frío, el cual es más denso y contiene más moléculas de aire que si fuera aire caliente.

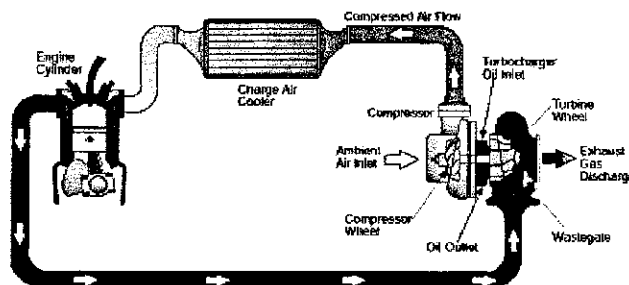


Figura 41. Sistema de Interenfriador

**5. Facilitar la entrada de aire al cilindro.** Mientras el pistón se mueve hacia abajo en la carrera de admisión, la resistencia del aire puede restarle potencia al motor. Esta resistencia del aire se puede reducir dramáticamente poniendo dos válvulas de admisión para cada cilindro. Los filtros de aire más grandes también ayudan al flujo de aire.

**6. Facilitar la salida de los gases de escape.** La resistencia del aire de los gases de escape también resta potencia al motor. Esto se puede minimizar poniendo dos válvulas de escape por cada cilindro. Un automóvil con cuatro válvulas por cilindro (dos de admisión y dos de escape) tiene la capacidad de desarrollar más potencia que si sólo tuviera dos válvulas por cilindro. También, si el tubo de escape es muy pequeño se produce una presión de retorno que tiene el efecto también de reducción de potencia ya que impide el flujo libre de los gases de escape. Para mejorar esto, existen sistemas de escape de alto rendimiento, llamados headers, los cuales ayudan a eliminar esta presión de retorno. Cuando un automóvil tiene doble salida de escape, es porque tiene dos tuberías de escape en lugar de uno para ayudar al flujo de gases de escape.

El objetivo de los headers es el de facilitar al motor el empujar los gases de escape fuera de los cilindros. Durante la carrera de escape, una forma muy

común del motor para perder potencia es debida a la presión de retorno. Cuando las válvulas de escape se abren al inicio de la carrera de escape, el pistón empuja los gases de escape fuera del cilindro. Esto presenta cierta pérdida de potencia, ya que el pistón debe utilizar cierta potencia para empujar los gases fuera del cilindro. Usar dos válvulas de escape en lugar de una sola facilita en gran manera el flujo.

En un motor normal, una vez los gases de escape han salido de los cilindros quedan en el múltiple de escape. En un motor de cuatro o de ocho cilindros todos ellos utilizan el mismo múltiple de escape. Desde el múltiple, los gases de escape fluyen dentro de una tubería hacia el convertidor catalítico y a la tubería de escape. El múltiple es el lugar donde se produce la presión de retorno ya que los gases de escape de un cilindro crean una presión en el múltiple que afecta al siguiente cilindro que va a usar el múltiple.

La idea principal de los headers es la de eliminar la presión de retorno. En lugar de tener un solo múltiple para todos los cilindros, a cada cilindro se le coloca una tubería de escape. Estas tuberías se juntan en una tubería más grande llamada colector. Todas las tuberías individuales son del mismo tamaño, esto garantiza que todos los flujos de gases de escape llegaran al colector en tiempos igualmente espaciados.

**7. Disminuir el peso del motor.** Las piezas más livianas ayudan al motor a desempeñarse mejor. Cada vez que el pistón cambia de dirección, este usa energía para detenerse en su trayectoria y cambiar de dirección nuevamente. Mientras más liviano sea el pistón, menos energía necesitará. Es por eso en que en actualidad los diseñadores de motores en la industria automotriz están trabajando con nuevas aleaciones que tengan la misma resistencia que el hierro fundido pero que sean mas livianas, como el magnesio y el aluminio.

**8. Óxido Nitroso (NO<sub>2</sub>).** El Óxido Nitroso (NO<sub>2</sub>) almacena oxígeno, el cual es liberado al calentarse. Cuando se calienta el óxido nitroso hasta más o menos 570F (300C) éste se separa en oxígeno y en nitrógeno. Al inyectar óxido nitroso a un motor, esto significará que más oxígeno estará disponible durante la combustión. Debido a que hay más oxígeno esto significa que también se podrá inyectar más combustible al motor, permitiendo al motor producir más potencia. El óxido nitroso es una de las formas más simples de proveer un incremento significativo de potencia a un motor de gasolina.

El óxido nitroso tiene otro efecto que mejora el rendimiento del motor. Cuando se vaporiza, el óxido nitroso provee un efecto de enfriamiento al aire de admisión. Cuando se reduce la temperatura del aire de admisión, se incrementa la densidad del aire y esto provee aún más oxígeno dentro del cilindro.

El problema del óxido nitroso es que es bastante voluminoso, y el motor necesita mucho. Como cualquier gas, se requiere un espacio bastante justo aún cuando está comprimido como un líquido. Un motor de cinco litros moviéndose a 4,000 rpm consume 10,000 litros de aire cada minuto (comparado con 0.2 litros de gasolina), lo cual indica que se requiere una cantidad muy grande de óxido nitroso para mantener el motor funcionando. Es por eso que un automóvil sólo lleva una carga limitada de óxido nitroso, el cual puede ser utilizado en alguna situación especial cuando el conductor así lo decida, presionando un botón para dejar pasar el óxido nitroso al múltiple de admisión.

**9. Sistema VTEC.** Las válvulas son las encargadas de dejar que la mezcla entre al cilindro así como también son las encargadas de dejar que los gases de escape salgan de los cilindros luego de la combustión. El eje de levas es el encargado de controlar las válvulas, de que se abran y se cierren en los momentos indicados durante el ciclo. El eje de levas utiliza las levas que van rotando las cuales empujan las válvulas para abrirlas y cerrarlas.

Existe una relación significativa en la forma en que las levas giran en el eje de levas y la forma en que el motor se desempeña a diferentes revoluciones por minuto. Para entender este caso, se ve que un motor que está funcionando muy despacio, a sólo 10 ó 20 rpm, le toma al pistón únicamente segundos para completar el ciclo. Sería imposible mantener un motor funcionando tan despacio, pero se imagina que sí es posible. Se va a controlar el eje de levas para que justo cuando el pistón empiece a moverse hacia abajo en la carrera de admisión, la válvula de admisión se abra. La válvula de admisión cerrará justo cuando el pistón llegue hasta el PMI. Luego la válvula de escape debe abrirse en cuanto el pistón empiece a ascender nuevamente al finalizar la carrera de explosión y debe cerrarse cuando el pistón complete la carrera de escape. Esto funcionaría si el motor únicamente funcionara a esta velocidad.

Cuando se incrementan las rpm, esta configuración para el eje de levas no funcionaría bien. Si el motor funcionara a 4,000 rpm, las válvulas abrirían y cerrarían 2,000 veces cada minuto o tres a cuatro veces cada segundo. Cuando la válvula de admisión se abre justo en el tope de la carrera de admisión, se vería el problema que el pistón tendría mucha dificultad en obtener el aire que debe ingresar al cilindro en el periodo tan corto de tiempo. Por otra parte, a revoluciones altas se quiere que la válvula de admisión abra antes de que empiece la carrera de admisión. Esto es para que cuando el pistón empiece a descender en la carrera de admisión, la válvula ya este abierta, y así se permite el libre acceso del aire y la mezcla dentro del cilindro. Para un rendimiento óptimo del motor, se requiere que las válvulas abran y cierren de diferente forma a bajas revoluciones y a altas revoluciones. Si se coloca un eje de levas adecuado para bajas revoluciones no funcionará para altas revoluciones o viceversa.

Es aquí donde entra el sistema VTEC que utiliza la honda. **VTEC** (que significa por sus siglas en ingles **Variable Valve Timing and Lift Electronic Control**) el cual es un sistema electrónico y mecánico que permite al motor desempeñarse de la mayor forma a diferentes rangos de revoluciones. A diferentes intervalos

de velocidad, la computadora del motor activa levas alternas en el eje de levas lo cual cambia el tiempo de abertura y de cierre de las válvulas. De esta forma el motor presenta las mejores características tanto de ejes de levas de baja y de altas revoluciones en el mismo sistema.

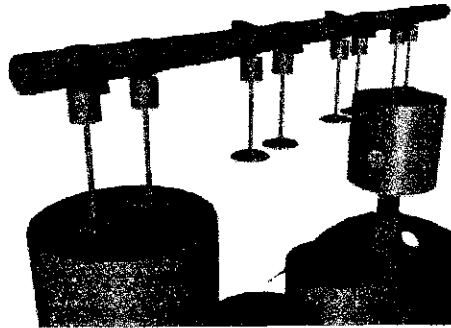


Figura 41. Sistema V-Tec

#### **D. Potencia en automóviles de alto rendimiento.**

Un automóvil es considerado de "alto rendimiento" si tiene mucho más potencia en relación con el peso del vehículo o de la carga. Mientras más peso tenga, se necesitará más potencia para acelerarlo. Para una cantidad de potencia establecida, se quiere minimizar el peso para maximizar la aceleración.

La siguiente tabla muestra la potencia y el peso de varios automóviles de alto rendimiento y uno de rendimiento normal para efectos de comparación. En el recuadro se pueden ver la potencia máxima, el peso del automóvil, la relación potencia/peso, el número de segundos necesarios para acelerar de cero a 60 mph y el precio del automóvil.

	Potencia (hp)	Peso (lbs)	Potencia/Peso	0-60 mph (segundos)	Precio
Dodge Viper	450	3,320	0.136	4.1	\$66,000
Ferrari 355 F1	375	2,975	0.126	4.6	\$134,000
Shelby Series 1	320	2,650	0.121	4.4	\$108,000
Lotus Esprit V8	350	3,045	0.115	4.4	\$83,000
Chevrolet Corvette	345	3,245	0.106	4.8	\$42,000
Porsche Carrera	300	2,900	0.103	5.0	\$70,000
Mitsubishi 3000GT bi- turbocargador	320	3,740	0.086	5.8	\$45,000
Ford Escort	110	2,470	0.045	10.9	\$12,000

Figura 43. Automóviles alto rendimiento

## **VIII. CONCLUSIONES**

- El diseño de motores de combustión interna se divide en dos partes, el análisis dinámico y cinemática del mecanismo y el análisis termodinámico.
- El análisis cinemática es donde se crean o diseñan los movimientos deseados de los elementos mecánicos considerados, y luego se calculan matemáticamente las posiciones, velocidades y aceleraciones que tales movimientos generaran sobre dichos elementos. El análisis cinemática se encarga de los movimientos sin considerar las fuerzas.
- El análisis dinámico, toma en cuenta las fuerzas que actúan sobre el mecanismo. Los esfuerzos serán función de las fuerzas aplicadas y las de inercia. El diseño de ingeniería busca crear sistemas que no fallen durante su vida de servicio esperado, donde la meta es mantener los esfuerzos dentro de límites aceptables para los materiales elegidos.
- El análisis termodinámico tiene su enfoque en el combustible y el proceso de combustión dentro del motor. Este análisis toma en cuenta el tipo de combustible y se analiza la mezcla aire-combustible.
- Es importante el análisis del mecanismo, ya que es la parte del diseño donde se simula el funcionamiento del mecanismo, para luego poder ver qué fuerzas están presentes en el mecanismo y esto, a su vez indica los esfuerzos que necesitará soportar el material que conforme el mecanismo para que tenga una vida útil adecuada.

- El punto más importante del diseño del mecanismo, cinemático y dinámico, es el de encontrar un balance de fuerzas dentro del mismo motor. Esto se debe a que las piezas del motor poseen inercia debida a su masa y éstas, a su vez, provocan fuerzas. Si éstas no están equilibradas de alguna forma causan un desbalance en el motor el cual afecta el funcionamiento y puede causar el daño permanente del mismo.
- El hecho de tener motores multicilindricos, es decir, que poseen más de un cilindro, no sólo es por el aumento en la potencia, sino que al colocar varios cilindros se logran disminuir las fuerzas de desbalance en el motor de una manera inherente, sin necesidad de otros medios para balancearlo, por ejemplo los motores de seis cilindros en línea.
- En el análisis termodinámico lo que se requiere es obtener una salida de potencia máxima. Esto se puede hacer utilizando varios métodos, los cuales en su mayoría, basan su funcionalidad en la idea de lograr quemar más combustible en cada carrera de explosión.
- La potencia esta ligada directamente con la cantidad de aire/combustible que se logre quemar en cada carrera de explosión. La mayoría de accesorios que existen en el mercado para incrementar la potencia de un motor, se basan en el principio de que mientras más oxígeno se logre introducir al cilindro mayor será la cantidad de combustible que se pueda quemar.

## **IX. BIBLIOGRAFÍA**

1. Beer, Ferdinand. Et. Al. 1990. Mecánica Vectorial para Ingenieros. Dinámica. 5ta. Ed. McGraw-Hill. Mexico. 1057pp
2. Cengel, Yunus. Et. Al. 1996. Termodinámica. Tomo I y II. McGraw-Hill. México. 550pp.
3. Gillespie, Thomas. 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, Inc. USA 495pp.
4. Heywood, John. 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, USA. 930pp.
5. Mabie, H and Reinholtz C. 1998. Mecanismos y Dinámica de Maquinaria. 2ª ed. Limusa Editores. México. 714pp.
6. Norton, Robert. 2000. Diseño de Maquinaria. 2ª. Ed. McGraw-Hill. México. 877pp.
7. Pulkrabek, 2001. Engineering Fundamentals of the ICE, Prentice Hall. USA. 400pp.
8. Shigley J. Et. Al. 1990. Teoría de Máquinas y Mecanismos. McGraw Hill. México. 614pp.
9. <http://www.howstuffworks.com>
10. <http://www.nos.com>
11. <http://www.elgarage.com>

