

Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA



Análisis y Balanceo de Mecanismos de Acción Reciprocante

T E S I S

Que para obtener el Título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P r e s e n t a

FRANCISCO JAVIER ALFONSO NUÑEZ SOTO

MEXICO, D. F.

1970

241
106



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

I N D I C E

INTRODUCCION.....	1
CAPITULO I. ESTUDIO DINAMICO DE UN MECANISMO PISTON - BIELA - MANIVELA.....	4
1.1.- Aceleraciones en el sistema.....	5
1.1.1.- Aceleración de la articulación biela - ma- nivela.....	5
1.1.2.- Aceleración del pistón.....	6
1.2.- Equivalente dinámico del sistema.....	9
1.2.1.- Masas equivalentes.....	9
1.3.- Fuerzas en el mecanismo pistón - biela - manivela.....	13
1.3.1.- Determinación de las fuerzas.....	13
1.3.2.- Diagrama polar.....	18
1.4.- Determinación de momentos.....	19
1.4.1.- Obtención del momento de inercia.....	19
1.4.2.- Determinación de momentos debidos a fuer- zas rotatorias.....	23
1.4.3.- Determinación de los momentos debidos a - fuerzas reciprocantes.....	34
CAPITULO II. BALANCEO DEL MOTOR RECIPROCANTE DE UN SOLO CILINDRO.....	40

CAPITULO III. PLANTEAMIENTO MATEMATICO PARA EL BALANCEO OPTIMO.....	51
3.1.- Solución al desbalanceo de los sistemas - monocilíndricos.....	51
3.1.1.- Identificación de parámetros y variables.	53
3.1.2.- Identificación de datos de entrada.....	55
3.1.3.- Planteamiento de ecuaciones.....	56
3.2.- Solución al desbalanceo de los sistemas - multicilíndricos.....	58
3.2.1.- Identificación de parámetros y variables.	59
3.2.2.- Identificación de datos de entrada.....	60
3.2.3.- Planteamiento de ecuaciones.....	60
CAPITULO IV. PROGRAMA "BALANCE".....	62
4.1.1.- Descripción del lenguaje "APL".....	62
4.1.2.- Diagrama de flujo del sistema para motor en línea.....	63
4.1.3.- Algoritmo.....	71
4.1.4.- Ejemplos, graficas obtenidas y propuestas de balanceo.....	78
4.2.1.- Descripción de las modificaciones para el sistema en "V".....	111
4.2.2.- Diagrama de flujo del sistema para motor en "V".....	113

I N T R O D U C C I O N .

Tema de actualidad, dada la importancia del uso racional de los energéticos, es la optimización de los sistemas de conversión de energía. Entre ellos, ocupando un primer plano, se encuentran los motores de combustión interna, que a su vez podemos dividir en dos grandes grupos: los sistemas con un mecanismo básico de pistón - biela - manivela y las turbinas de gas.

El presente trabajo se ocupará de los motores citados en primer término, es decir de los sistemas con pistón - biela - manivela. Este tipo de motores los podemos encontrar desde pequeñas versiones aplicados a vehículos automotrices o a motocicletas, hasta grandes motores en embarcaciones marinas y aéreas.

Uno de los temas de mayor importancia en el diseño de motores es la aplicación del estudio de las fuerzas inerciales en el balanceo de ellos. Así también muchas máquinas tienen partes con movimientos recíprocos similares al del pistón de un motor, o movimiento rotativo como el de un cigüeñal. Si las partes en movimiento no se encuentran balanceadas, o tienen un movimiento variable, o están sujetas a aceleraciones y fuerzas inerciales, se producirá una vibración en la máquina.

la cual se transmitirá a sus apoyos. Tales vibraciones, particularmente si llegan a ocurrir al operarse la máquina a alta velocidad producirán ruido y desgaste por demás excesivo que acortarán la vida útil del equipo y reducirán su eficiencia. Aún más, si llega a coincidir el periodo de vibración de la máquina con el periodo natural de vibración de los soportes, la perturbación puede ser peligrosa. Visto de esta manera, el propósito de balancear un sistema es el de minimizar los efectos de la vibración.

Para obtener un resultado satisfactorio deberán efectuarse dos consideraciones básicas: el balanceo estático y el balanceo dinámico.

El balanceo estático se presenta cuando las partes se encuentran en equilibrio entre ellas al no existir un movimiento no importando la posición en que las partes estén localizadas. Un sistema se encuentra en equilibrio dinámico cuando las fuerzas de inercia y los pares provocados por las masas en movimiento se encuentran en equilibrio entre ellos.

La mayor parte de este trabajo se enfocará al estudio de balanceo de motores, pero los métodos y principios involucrados son fundamentales y pueden ser aplicados a maquinaria de

cualquier tipo.

Las fuerzas entre partes componentes de un motor en movimiento pueden ser analizadas en dos grandes grupos principales. Las fuerzas debidas al fluido de trabajo y las fuerzas debidas a las aceleraciones de las partes. Las primeras se clasifican como fuerzas estáticas y su efecto sobre la máquina depende de la forma en que dicho fluido transmite o recibe energía del sistema en cuestión. Las fuerzas debidas a la aceleración son las fuerzas de inercia y pueden combinarse en una fuerza, en un par o en ambos, y causar vibración del sistema.

Este trabajo intenta proponer un método aplicable a sistemas computarizados, mediante el cual se obtenga el óptimo balanceo de una máquina dadas sus características, como son sus dimensiones de biela, manivela, pistón, número de cilindros, etc. Así como también el cálculo de las fuerzas inerciales y sus respectivos momentos de desbalanceo.

C A P I T U L O I .

ESTUDIO DINAMICO DE UN MECANISMO PISTON - BIELA - MANIVELA.

En el presente capítulo se llevará a cabo un análisis de --
aceleraciones en el sistema pistón - biela - manivela. Dicho
análisis pretende determinar además las fuerzas provocadas
por las aceleraciones de las diversas partes componentes del
sistema y que lo afectan provocándole sollicitaciones mecáni-
cas.

Con objeto de simplificar el análisis, este se efectúa a -
través de sistemas dinamicamente equivalentes, la determina-
ción de este tipo de sistemas se incluirá dentro del estudio
en cuestión.

También serán determinados los momentos y fuerzas menciona-
dos en el primer párrafo.

Un mecanismo pistón - biela - manivela es un sistema consis-
tente de 4 barras articuladas, en la forma mostrada en la si-
guiente figura:

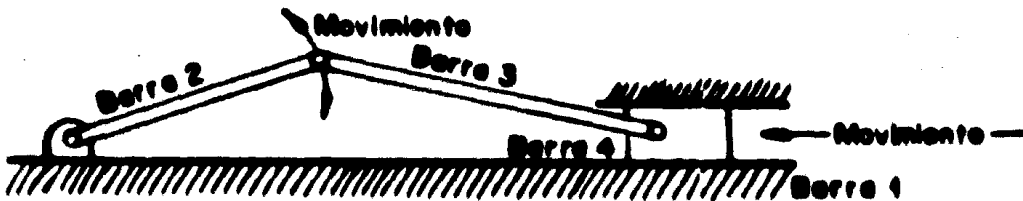


Fig. 1.1

Los centros instantáneos de rotación (cir) son mostrados en la figura 1.2

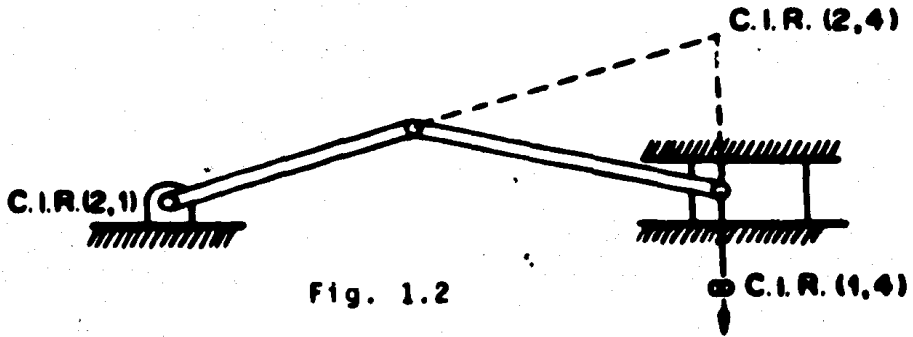
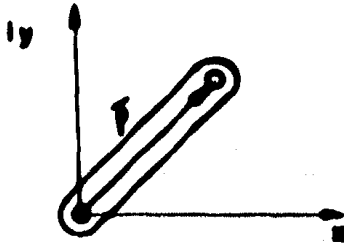


Fig. 1.2

1.1 ACELERACIONES EN EL SISTEMA.

1.1.1 ACELERACION DE LA ARTICULACION BIELA - MANIVELA.

Las aceleraciones en los cir(2,1) y (1,4) son nulas, ya que el punto 2 es fijo y el punto 4 se encuentra en el infinito. debido al movimiento del pistón, que es rectilíneo, la aceleración de la articulación (2,3) se obtiene de la siguiente forma:



donde el radio r es el módulo del vector \vec{p}
 $r = |\vec{p}|$

\vec{r} puede expresarse de la siguiente forma polar:

$$\vec{r} = r e^{i\theta}$$

derivando el vector \vec{r} se obtiene su velocidad:

$$\dot{\vec{r}} = \dot{v} = i \omega r e^{i\theta}$$

donde $\omega = \dot{\theta}$

volviendo a derivar se obtiene la aceleración del vector \vec{r} :

$$\ddot{\vec{r}} = \ddot{v} = \ddot{a} = i^2 \omega^2 r e^{i\theta} + i \dot{\omega} r e^{i\theta}$$

ya que $i^2 = -1$

$$\ddot{a} = -\omega^2 r e^{i\theta} + i \dot{\omega} r e^{i\theta}$$

donde $\dot{\omega} = \dot{\theta} = \text{aceleración angular.}$

La ecuación anterior comprende tanto a la aceleración angular como a la tangencial.

$$\ddot{a}_t = i \dot{\omega} r e^{i\theta}$$

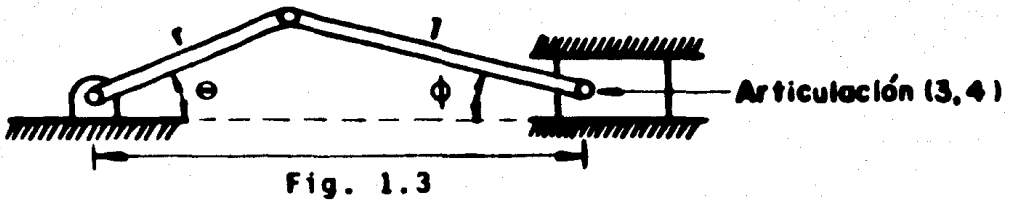
$$\ddot{a}_n = -\omega^2 r e^{i\theta}$$

En donde el producto escalar $\ddot{a}_t \cdot \ddot{a}_n = 0$ ya que son vectores perpendiculares al multiplicar en \ddot{a}_t a $e^{i\theta}$ por i .

1.1.2 ACELERACION DEL PISTON.

La aceleración en la articulación (3,4) se obtiene a continuación:

Sea el sistema mostrado en la figura siguiente:



en donde r = longitud de la manivela y l = longitud de la biela.

De la figura anterior se obtiene:

$$r \sin \theta = l \sin \phi \quad \text{ecuación 1}$$

$$x = r \cos \theta + l \cos \phi \quad \text{ecuación 2}$$

de aquí que:

$$\sin \phi = \frac{r}{l} \sin \theta$$

dado que:

$$\sin^2 \phi + \cos^2 \phi = 1$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \theta}$$

utilizando la serie de Taylor

$$\left(1 \pm B\right)^{1/2} = 1 \pm \frac{B}{2} - \frac{B^2}{2 \cdot 4} + \frac{3 B^3}{2 \cdot 4 \cdot 6} - \frac{3 \cdot 5 B^4}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 8} + \dots$$

y sustituyendo en la ecuación 2 se obtiene:

$$\dot{x} = r \cos \theta + l \left(1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \theta - \frac{1}{2 \cdot 4} \left(\frac{r}{l}\right)^4 \sin^4 \theta \dots\right)$$

Pero el tercer término de la serie es un número muy pequeño

en la mayor parte de los casos, ya que tanto el $\text{sen}^4 \theta$ como el coeficiente son números menores a la unidad que al multiplicarse se reducen aún más. El coeficiente es pequeño ya que por razones de construcción $5 r \leq 1 \leq 8 r$ y el cociente $\frac{r}{l}$ al elevarse a la cuarta potencia se reduce a una cantidad despreciable, quedando la ecuación como sigue:

$$\ddot{x} = -r \cos \theta + l \left(1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \right)^2 \text{sen}^2 \theta \right)$$

teniendo una simplificación que produce un error no significativo.

Diferenciando la ecuación anterior en 2 ocasiones se obtiene la aceleración .

$$\dot{\ddot{x}} = \dot{\ddot{v}} = -r \omega \text{sen} \theta - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \omega^2 (2 \text{sen} \theta \cos \theta)$$

$$\ddot{v} = -\omega^2 r \text{sen} \theta - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \omega^2 \text{sen} 2 \theta$$

$$\dot{\ddot{v}} = \ddot{a} = -\omega^2 r \cos \theta - \omega \dot{\omega} r \text{sen} \theta - \frac{r^2}{l} \omega^2 \cos 2 \theta - \frac{r^2}{2l} \dot{\omega} \text{sen} 2 \theta$$

$$\ddot{a} = -\omega^2 r \left(\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2 \theta \right) - \omega \dot{\omega} r \left(\frac{v}{2l} \text{sen} 2 \theta + \text{sen} \theta \right)$$

para $\omega = \text{cte.}$ se tiene que $\dot{\omega} = 0$

$$\ddot{a}_p = -\omega^2 r \left(\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2 \theta \right)$$

donde a_p es la aceleración en la articulación (3,4) y por lo

tanto, es la aceleración del pistón. En la siguiente gráfica se muestran las dos partes de la ecuación y la superposición de ellas nos da la curva de la ecuación completa.

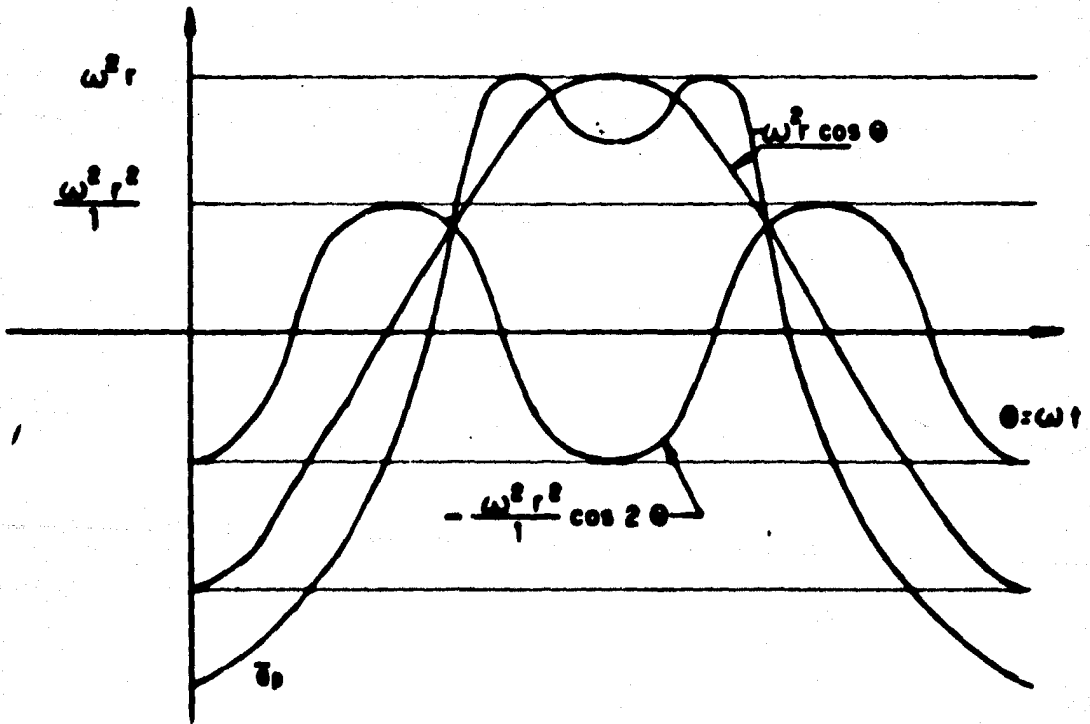


Fig. 1.4

1.2 EQUIVALENTE DINAMICO DEL SISTEMA

1.2.1 MASAS EQUIVALENTES

Cualquier barra rígida en un plano de movimiento, teniendo

una masa " M " y un momento de inercia " I ", puede ser representado por un sistema de dos masas puntuales tales que, la inercia de las dos masas sea cinéticamente equivalente a la inercia de la barra. Este principio será utilizado para simplificar el estudio del sistema pistón - biela - manivela, cambiando la masa de la biela por dos masas puntuales localizadas - en la articulación con la manivela y en la articulación con el pistón. A continuación se describe el método para llevar a cabo esto.

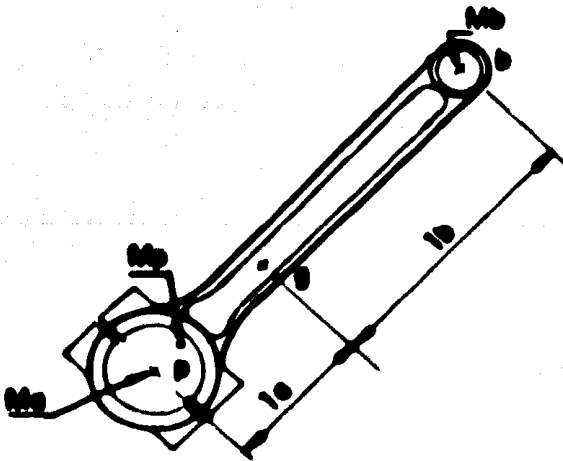


Fig. 1.5

La figura 1.5 muestra una biela típica para la cual el peso, el centro de gravedad y el momento de inercia son dados. Localizando arbitrariamente una de las masas equivalentes en la articulación "b" y otra en la articulación "a" se tendrán

que determinar las magnitudes de estas masas.

Ya que es necesario que la suma de las masas sea igual a la masa de la biela, se tiene que:

$$M_a + M_b = M \quad \text{ecuación 1}$$

También deberá cumplirse con que el centro de masa de las dos masas puntuales este en el centro de masa de la biela.

$$M_a l_a - M_b l_b = 0 \quad \text{ecuación 2}$$

Resolviendo las ecuaciones 1 y 2 para M_a y M_b se obtiene que

$$M_a = M l_b / (l_a + l_b)$$

$$M_b = M l_a / (l_a + l_b)$$

Obtenidas M_a y M_b se utilizará el mismo sistema para todo el mecanismo de pistón - biela - manivela, de la siguiente forma:

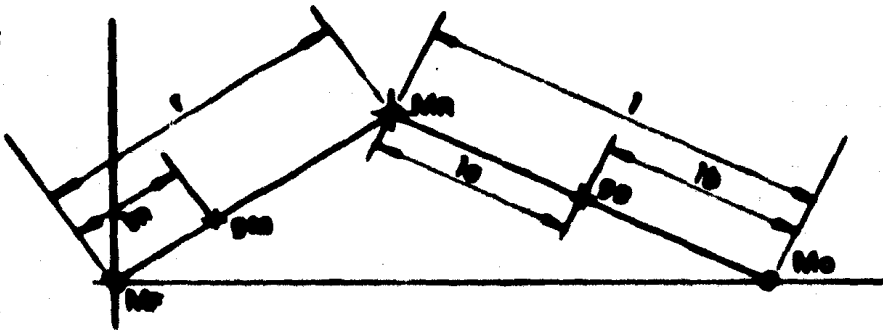


Fig. 1.6

donde:

M_f = masa fija

M_r = masa rotativa

M_o = masa oscilatoria

M_m = masa de la manivela

M_b = masa de la biela

M_p = masa del pistón

M_f comprende solamente a una parte de la masa de la manivela.

M_r comprende a la parte restante de la manivela, y parte de de la masa de la biela.

M_o comprende a la masa restante de la biela y a la masa del pistón.

Estas masas equivalentes se determinan de la siguiente forma:

$$M_f = M_m \left(\frac{r - l_m}{r} \right)$$

$$M_r = M_m \left(\frac{l_m}{r} \right) + M_b \left(\frac{l_b}{l_a + l_b} \right)$$

$$M_o = M_b \left(\frac{l_b}{l_a + l_b} \right) + M_p$$

1.3 FUERZAS EN EL MECANISMO PISTON - BIELA - MANIVELA.

1.3.1 DETERMINACION DE LAS FUERZAS.

Dada la siguiente figura 1.7

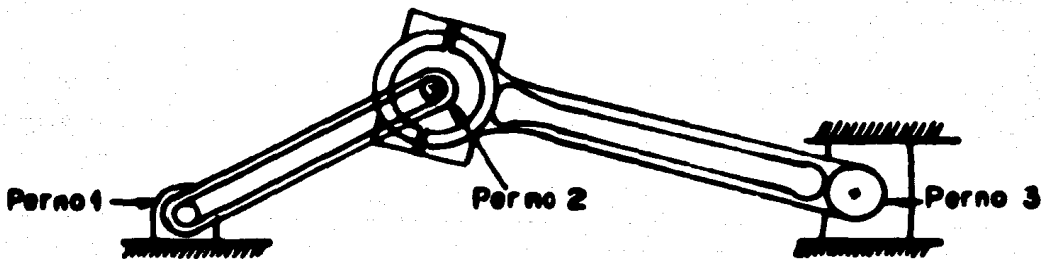


Fig. 1.7

se procederá a analizar las fuerzas ejercidas en cada uno de los tres pernos involucrados en el sistema. Para este efecto se considerarán las masas puntuales M_p , M_r y M_o tratadas con anterioridad.

El análisis de la fuerza en el perno No. 1, sin considerar la presión del gas en la cámara de combustión, ni las fuerzas de fricción y efectos de lubricación del sistema, es como a continuación se describe:

$$F_1 = M_o \bar{a}_p + M_r (\bar{a}_t + \bar{a}_n)$$

donde:

a_t = aceleración tangencial

a_n = aceleración normal

considerando una velocidad angular constante, se tiene que:

$$\alpha = 0 \text{ (aceleración angular = 0)}$$

$$a_t = 0$$

$$\text{ya que } a_t = \alpha r$$

quedando solamente

$$F_1 = M_o \bar{a}_p + M_r \bar{a}_n$$

efectuando un diagrama polar de fuerzas sobre el perno No. 1

se tiene que:

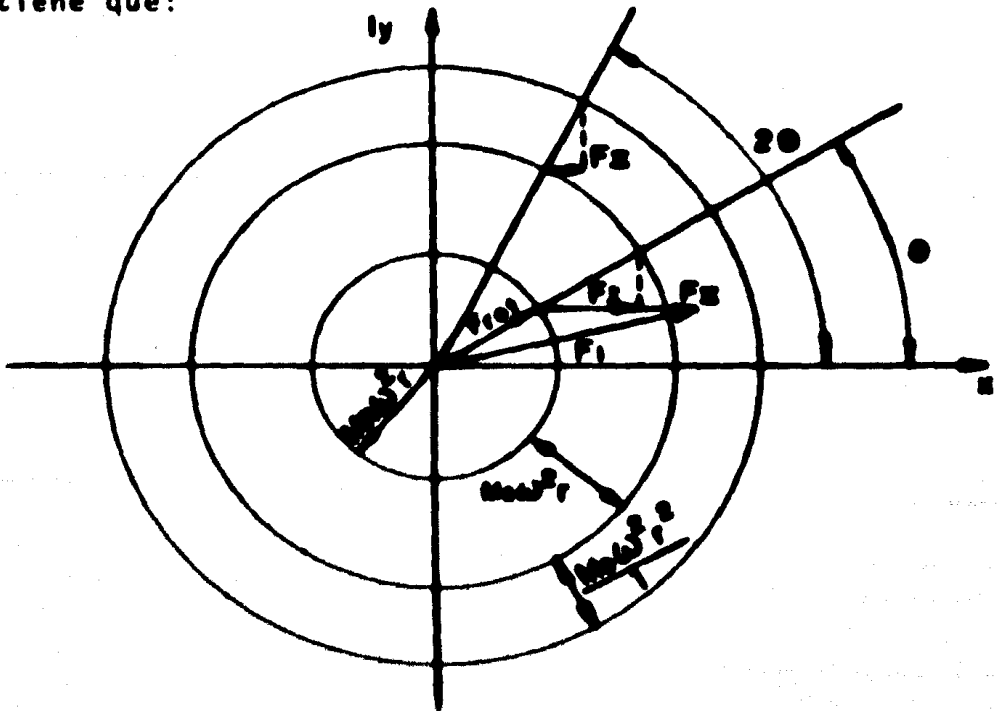


Fig. 1.8

sustituyendo \bar{a}_p por $-w^2 r (\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2 \theta)$

y \bar{a}_n por $-w^2 r (\cos \theta + l \sin \theta)$

se obtiene:

$$F_1 = -M_0 w^2 r (\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2 \theta) - M_r w^2 r (\cos \theta + l \sin \theta)$$

Efectuando los productos se obtienen tres fuerzas constituyentes de la fuerza sobre el perno No. 1 llamadas Frot = fuerza rotatoria, F_1 = fuerza primaria y F_{11} = fuerza secundaria. Estas fuerzas se definen de la siguiente forma:

$$|Frot| = M_r w^2 r$$

$$|F_1| = M_0 w^2 r \cos \theta$$

$$|F_{11}| = M_0 \frac{w^2 r^2}{l} \cos 2 \theta$$

Dicho diagrama se obtiene dibujando tres círculos concéntricos, con radios a escala que definen la magnitud de las fuerzas de la forma siguiente:

1.- El primer círculo con un radio de magnitud $M_r w^2 r$ (fuerza rotativa)

2.- El segundo con un radio de magnitud $M_r w^2 r + M_0 w^2 r$ de forma que la distancia radial medida entre éste y el primer círculo represente a escala la magnitud $M_0 w^2 r$, siendo ésta la magnitud máxima de la fuerza primaria.

3.- El tercero con un radio de magnitud $M_r w^2 r + M_o w^2 r (1 + \frac{r}{T})$, de forma que la distancia radial medida entre éste y el segundo círculo represente a escala la magnitud $M_o w^2 \frac{r^2}{T}$, que es el máximo valor que puede alcanzar la fuerza secundaria.

Para obtener el vector que represente la fuerza sobre el perno No. 1 para una posición determinada, se traza con el ángulo dado por la posición de la manivela el segmento dirigido que representa a la fuerza rotatoria, este segmento va del origen al primer círculo, las fuerzas primaria y secundaria proyectando sobre la horizontal las líneas definidas por los ángulos θ y 2θ , respectivamente, entre el segundo y el primer círculo para F_1 y entre el tercer y segundo círculo para F_{11} . Por último se efectúa la suma de los tres vectores obteniéndose como resultado la fuerza sobre el perno No. 1.

Para ilustrar el comportamiento de la fuerza que actúa sobre el perno No. 1 se harán a continuación ejemplos de dicha fuerza para diferentes posiciones del sistema.

Ejemplo para $\theta = 0$

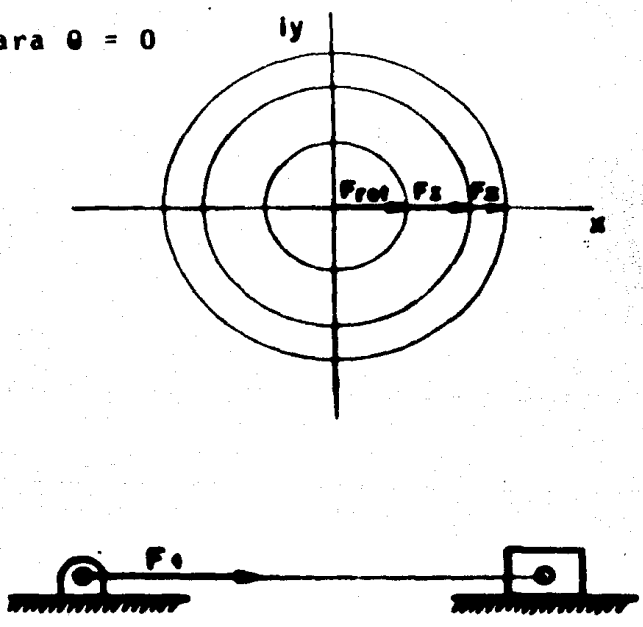


Fig. 1.9

Ejemplo para $0 < \theta < \frac{\pi}{2}$

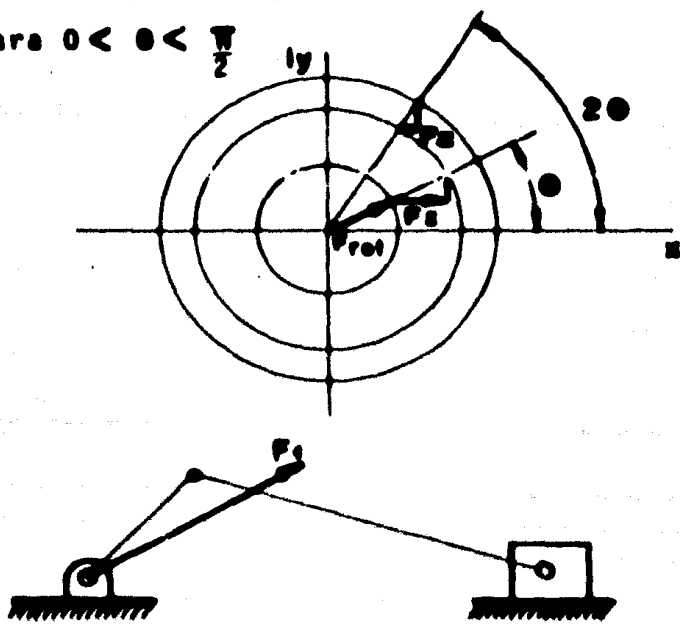


Fig. 1.9.A

1.3.2 DIAGRAMA POLAR.

Graficando F_1 para todos los valores de θ , se obtiene el diagrama polar de ésta fuerza, para un ciclo completo del cigueñal, como es mostrado en la figura siguiente:

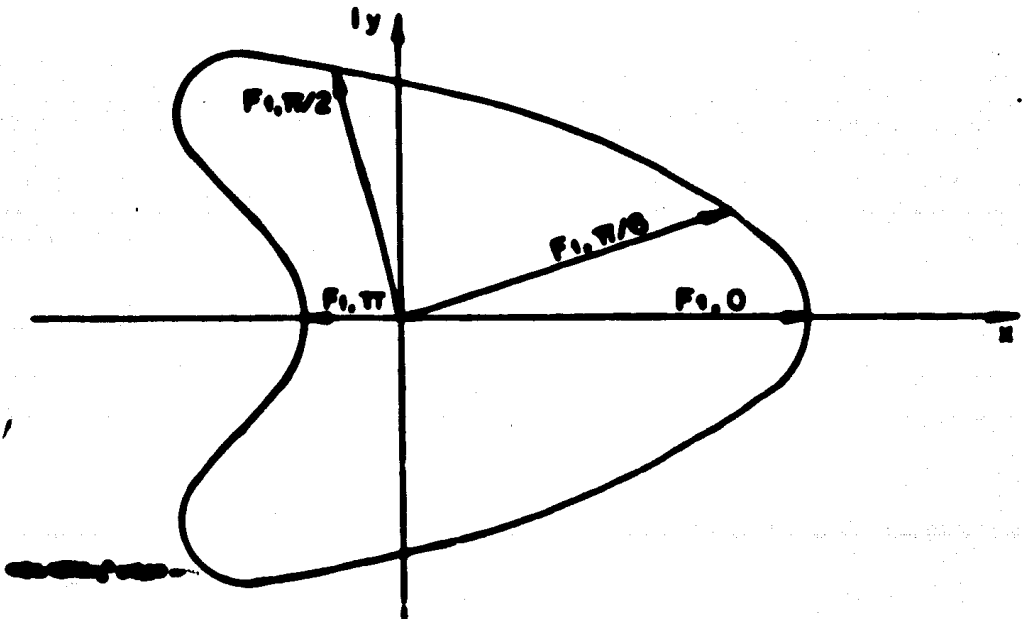


Fig. 1.10

El análisis de la fuerza en el perno No. 2, sin considerar la presión del gas en la cámara de combustión, ni las fuerzas de fricción y efectos de lubricación del sistema, es similar al análisis efectuado para el perno No. 1, teniendo la siguiente ecuación:

$$F_2 = M_o \bar{a}_p + M_r (\bar{a}_t + \bar{a}_n)$$

El análisis para la fuerza en el perno No. 3 es también similar al análisis de la fuerza en el perno No. 1, teniéndose la ecuación siguiente:

$$F_3 = M_p \bar{a}_p$$

1.4 DETERMINACION DE MOMENTOS.

1.4.1 OBTENCION DEL MOMENTO DE INERCIA.

Con la finalidad de obtener los momentos debidos a las fuerzas provocadas por masas rotatorias, a continuación se tratará la determinación del momento de inercia enfocado hacia el mecanismo pistón - biela - manivela.

Aunque existen manuales en los cuales se da el momento de inercia para partes con geometría simple, tales como cilindros, barras, discos, prismas, etc, éstos no incluyen partes con geometría más complejas, como pueden ser bielas o cigueñales.

El momento de inercia de partes complejas puede ser obtenido por la combinación de varias formas simples, o si las partes están disponibles, determinarlo experimentalmente. Uno de los métodos experimentales más usuales es el de montar la -

parte de tal forma que oscile como un péndulo y observar el periodo de oscilación, el cual es función del momento de inercia de la parte.

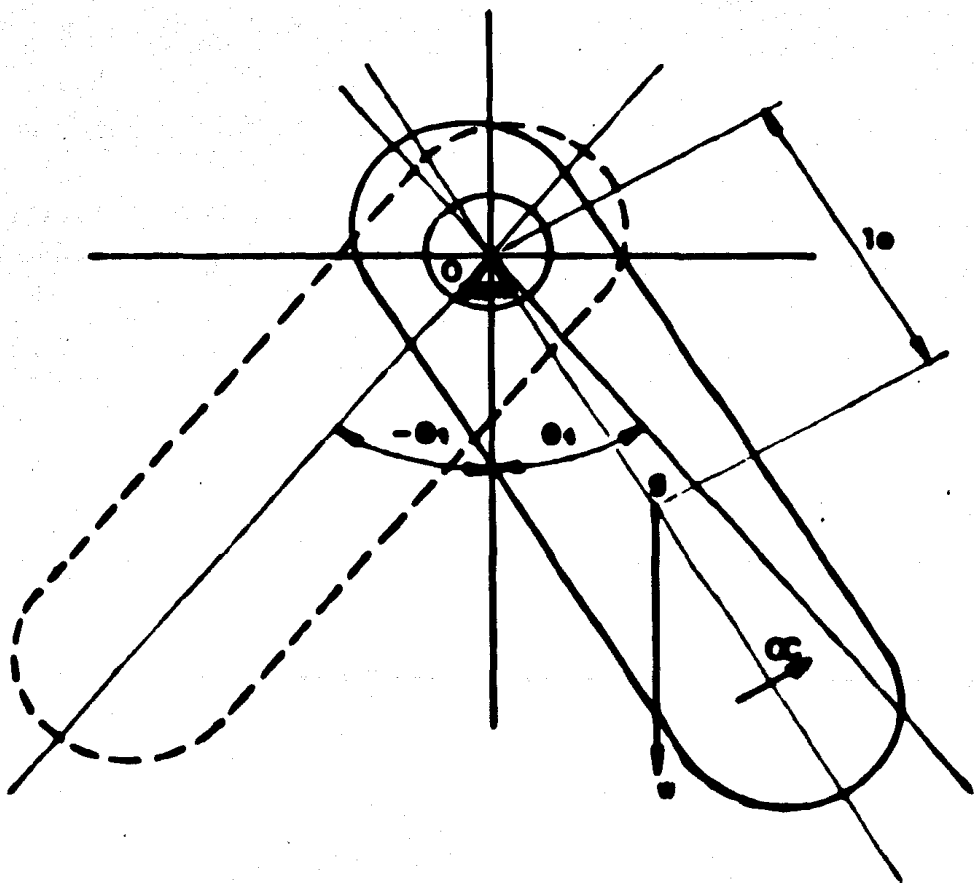
La siguiente figura muestra un péndulo suspendido del punto "o", de tal forma que "o" es el eje de rotación alrededor del cual el péndulo oscila desde θ_1 hasta $-\theta_1$. El centro de masa "g" se encuentra a una distancia " l_0 " del punto "o". Dos fuerzas actúan sobre el péndulo, la fuerza de gravedad "w" y la fuerza resultante en el apoyo. La siguiente ecuación de movimiento puede ser escrita utilizando como centro de momentos al punto "o".

$$\begin{aligned} \sum T_o &= I_o \ddot{\theta} \\ -w l_0 \sin \theta &= I_o \ddot{\theta} = I_o \frac{d^2 \theta}{dt^2} \end{aligned}$$

Donde I_o es el momento de inercia del péndulo alrededor del eje que pasa por el punto "o". El momento T_o depende de la posición del péndulo con la vertical. El signo negativo de la ecuación anterior indica que el momento es en el sentido opuesto a la aceleración angular " $\ddot{\theta}$ ". Si se tienen pequeñas oscilaciones, se puede asumir que:

$$\theta = \sin \theta$$

con un pequeño error, quedando así la ecuación de movimiento:



$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} = - \frac{w l_0}{l_0} \theta$$

La ecuación anterior es una ecuación diferencial, la cual después de una doble integración, nos da la ecuación relativa al tiempo "t" y al ángulo θ

$$t = \sqrt{l_0 / w l_0} \cos^{-1} (\theta / \theta_1)$$

Las constantes de integración son evaluadas para las siguientes condiciones:

$$\omega = \frac{d \theta}{dt} = 0, \text{ en } t = 0$$

$$\text{y } \theta = \theta_1, \text{ en } t = 0$$

Debido a que el tiempo es medido desde que el péndulo se encuentra en $\theta = \theta_1$ hasta que alcanza la posición de $\theta = 0$, se obtiene que:

$$t = \sqrt{l_0 / w l_0} \frac{\pi}{2}$$

al sustituir $\theta = 0$

El periodo T del péndulo, o el tiempo para una oscilación completa, es igual a cuatro veces el tiempo dado por la ecuación anterior, esto es que:

$$\xi = 2\sqrt{I_0 / w l_0} \pi$$

despejando I_0 , se tiene que:

$$I_0 = \frac{\xi^2}{4\pi^2} w l_0$$

Obteniéndose así el momento de inercia con respecto al eje que pasa por el punto "o", también puede obtenerse el momento con respecto al eje que pasa por el centro de masa, de la forma siguiente, utilizando el teorema de ejes paralelos.

$$I_0 = I + M l_0^2$$

despejando I

$$I = I_0 - M l_0^2$$

sustituyendo a I_0 por $\frac{\xi^2}{4\pi^2} w l_0$ se obtiene

$$I = \frac{\xi^2}{4\pi^2} w l_0 - M l_0^2$$

luego se sustituye a M por w/g , y queda la ecuación final

$$I = \left(\frac{\xi^2}{4\pi^2} - \frac{l_0}{g} \right) w l_0$$

Así, el momento de inercia puede ser determinado midiendo un gran número de oscilaciones de la parte suspendida. Una biela, por ejemplo, puede sostenerse ya sea del extremo en el que se articula con el cigueñal o del extremo en que se

articula con el pistón. La cantidad dentro del paréntesis se aproxima a cero cuando l_0 empieza a crecer. Bajo esta condición, se obtiene un resultado más aproximado cuando la biela se sujeta de la parte más cercana al centro de gravedad.

1.4.2 DETERMINACION DE MOMENTOS DEBIDOS A FUERZAS ROTATORIAS

Observando la siguiente figura, que muestra un rotor rígido consistente de tres masas girando en un plano transversal - común, alrededor del eje 0-0.

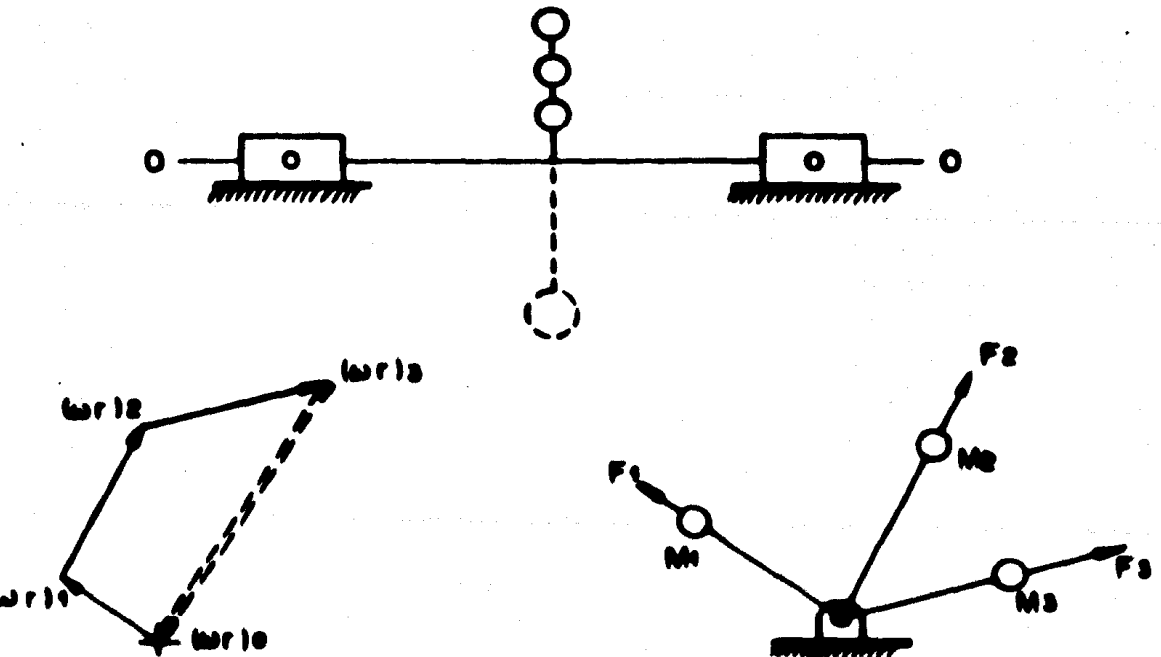


Fig. 1.11

se puede apreciar que una cuarta masa debe agregarse al sistema para que la suma de las fuerzas inerciales sea igual a cero y se obtenga un balanceo. Teniéndose una velocidad angular constante, la fuerza inercial para cualquier masa "M" es:

$$F = M r \omega^2$$

con una dirección y sentido radialmente hacia afuera. Para que el sistema este balanceado, la suma vectorial de las fuerzas inerciales del sistema debe ser igual a cero, como lo muestra la siguiente ecuación:

$$\sum F = \sum (M r \omega^2) = \sum (\frac{W}{g} r \omega^2) = \frac{\omega^2}{g} \sum (W r) = 0$$

$$\sum (W r) = 0$$

Debido a que para todas las masas el término $\frac{\omega^2}{g}$ es constante, el balanceo se obtiene si la última ecuación es satisfecha. El término $(W r)$, para cada una de las masas, es un vector en la misma dirección y sentido que el vector de la fuerza inercial. De la figura 1.11, los valores de $(W r)$ para las tres masas conocidas son tabulados y el valor de $(W r)$ para la cuarta masa tendrá que ser determinado para cumplir la ecuación de balanceo. Como se muestra en el polígono vectorial, la resultante "R" representa el desbalanceo de las tres masas y ésta podrá formarse escogiendo arbitra-

riamente un valor de W_e o de r_e . Sin usar el contrapeso -- ($W_e r_e$) la fuerza resultante en el sistema giratorio será igual a $M_e r_e w^2$, la cual causará flexión en el eje y fuerzas sobre los cojinetes. Utilizando el contrapeso, la flexión en el eje y las cargas en los cojinetes se reducirán a un valor mínimo, y así, de esta forma, cualquier número de masas girando en un plano común podrán ser balanceadas con una sola masa.

Para el caso de masas giratorias que se encuentren en un plano axial común, como se muestra en la figura 1.12, las fuerzas inerciales son vectores paralelos. Para obtener el

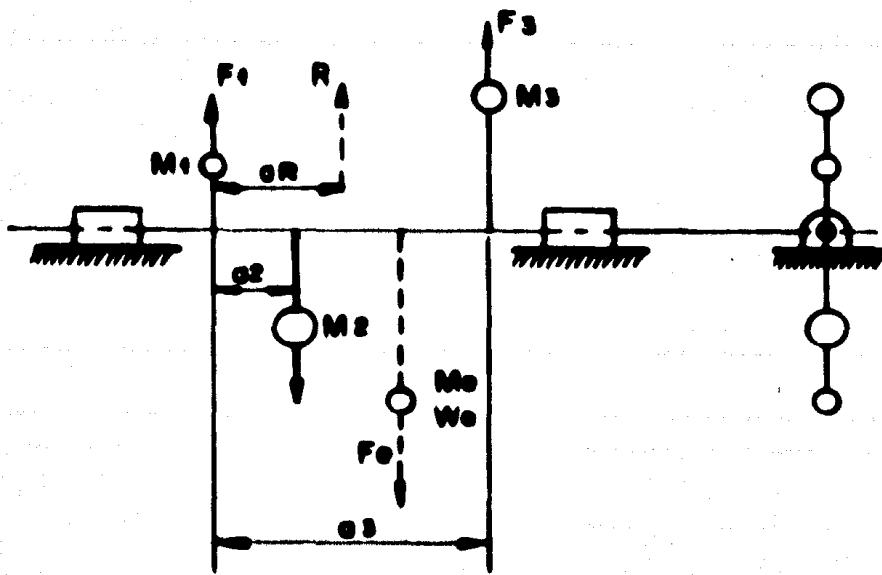


Fig. 1.12

balanceo de este tipo de sistemas, se debe satisfacer la ecuación mencionada anteriormente. Sin embargo, la determinación y el balanceo de los momentos de las fuerzas inerciales será requerido. Así pues, para el balanceo de momentos de las fuerzas de inercia alrededor de un eje normal al plano axial escogido arbitrariamente, la suma de dichos momentos deberá ser igual a cero, como lo indica la siguiente ecuación

$$\sum F_a = \sum \frac{W}{g} r w^2 a = \frac{w^2}{g} \sum W r a = 0$$

$$\sum W r a = 0$$

en donde "a" es el brazo de palanca de cualquier fuerza inercial dada.

La magnitud de la fuerza resultante, R, de las tres masas desbalanceadas de la figura anterior, es la suma algebraica y vectorial de los términos (Wr) de las tres masas, debido a que los vectores de las fuerzas inerciales son paralelos. Los valores Wr correspondientes a las masas superiores, son tomados como positivos y el correspondiente a la masa anterior, como negativo. La línea de acción de la resultante R se determina a partir del principio de momentos, en el cual estos son tomados con respecto al centro de momentos O. La distancia a_r desde el centro de momentos O, localiza la línea de acción de R. Para el caso particular de esta fi

gura, los momentos con sentido contrario a las manecillas del reloj se tomarán como positivos. Para satisfacer nuestras dos ecuaciones de balanceo, la equilibrante $(W r)_e$ es igual, opuesta y colineal a R , como se muestra en la figura. La determinación de R y a_r se muestra a continuación:

$$R = \sum (W r) = W_1 r_1 - W_2 r_2 + W_3 r_3$$

$$W_e r_e = - R$$

$$a_r = \frac{\sum W r a}{\sum W r} = \frac{W_1 r_1 a_1 - W_2 r_2 a_2 + W_3 r_3 a_3}{W_1 r_1 - W_2 r_2 + W_3 r_3}$$

En algunos casos, como se muestra en la figura 1.13

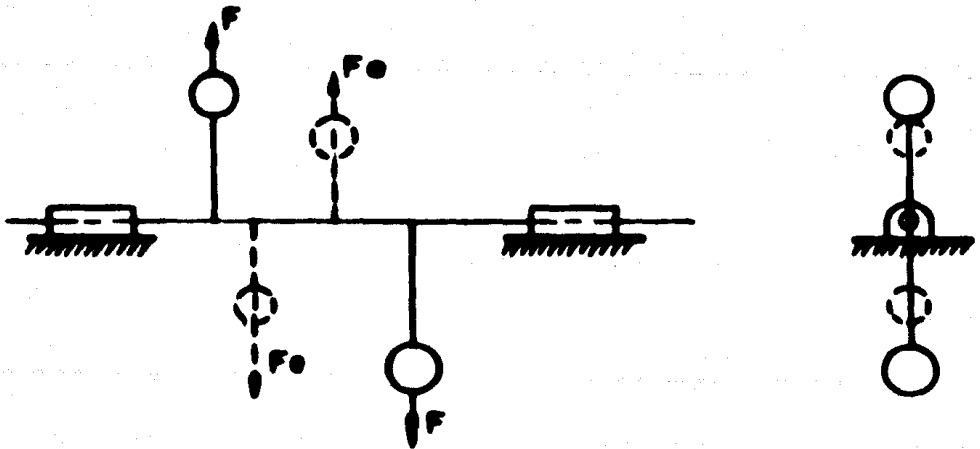


Fig. 1.13

la resultante del sistema de masas a ser balanceado, es un par. La suma de fuerzas se equilibra, sin embargo, debido a

que las fuerzas inerciales no son colineales, se presenta un par de desbalanceo. Para cumplir con los requerimientos que exige el momento de desbalanceo, dos masas adicionales se deberán colocar en el sistema.

En los casos anteriores, el balanceo se ha obtenido determinando el mínimo de masas adicionales, sin embargo, es frecuente que se utilice un número mayor al mínimo, por ejemplo en la figura 1.12 solamente fue agregada una masa, la cual reduce la vibración a cero y suprime los esfuerzos de los cojinetes del eje, sin embargo, éste sigue estando sometido a un esfuerzo de flexión, el cual en algunos casos puede ser muy severo. En este caso, el balanceo también puede obtenerse colocando un contrapeso opuesto a cada masa, con la ventaja de que el esfuerzo en el eje se reduce a cero. Como puede observarse en la figura 1.14, los cigueñales son frecuentemente balanceados colocando contrapesos a cada codo separadamente, para evitar una carga por fricción. La desventaja de este procedimiento es que el peso se ve aumentado considerablemente. Para evitar el peso excesivo, ya que, como se muestra en la figura 1.15, la distribución simétrica de los codos provee el balanceo necesario sin la adición de contrapesos, pero para reducir la flexión en el eje, el uso de cojinetes intermedios se hace necesario.

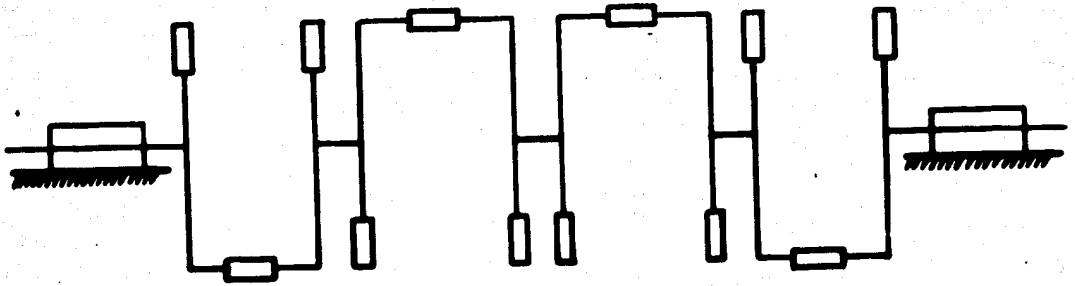


Fig. 1.14

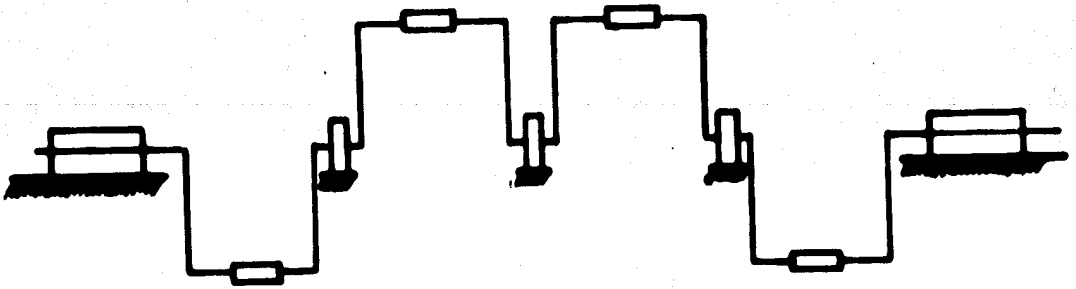


Fig. 1.15

El caso más general de distribución de masas giratorias sobre un rotor rígido es aquél en el que las masas radican en varios planos transversales y axiales, como se puede apreciar en la figura 1.16, la resultante R de las tres masas desbalanceadas se obtiene de un polígono. Debido a esto, parece

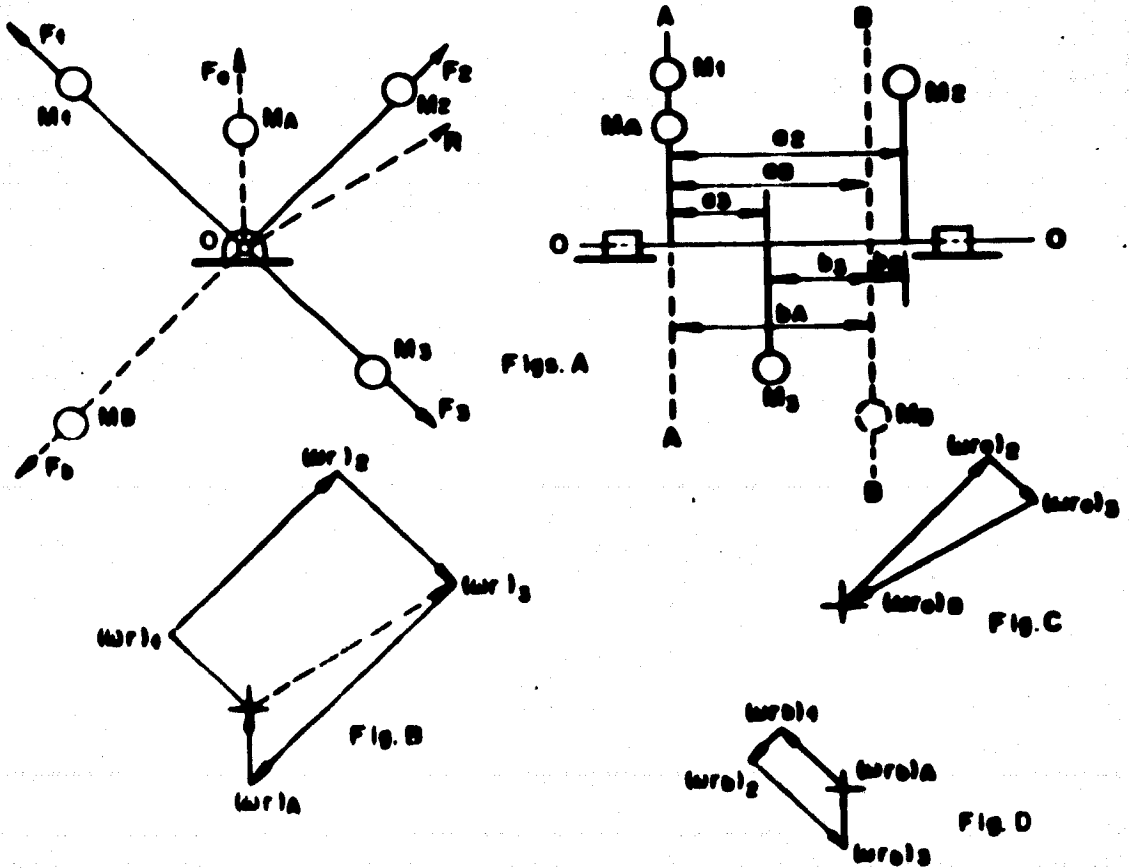


Fig. 1.16

ser que el sistema se balancea con una sola masa, lo cual cumple con la ecuación de suma de fuerzas. Sin embargo, al efectuarse el análisis de momento de balanceo se observa que son requeridas cuando menos dos masas.

En la figura anterior, el plano transversal A-A ha sido escogido arbitrariamente para evaluar los momentos de las fuerzas inerciales, puede observarse que los momentos de varias de las fuerzas se encuentran en diferentes planos axiales y deberá cumplirse con que la suma vectorial de los momentos sea igual a cero. En este caso general, la resultante de los

$$\sum M r a = 0$$

momentos se encuentra en el plano axial diferente a la resultante R de las fuerzas, debido a esto una sola no balancea ni satisface a las dos ecuaciones.

Como se muestra en esta figura, el polígono vectorial de momentos es tomado con respecto al plano transversal A-A. El plano B-B es escogido como el plano transversal en donde una masa de balanceo M_b deberá ser colocada para obtener el balanceo de momentos. También es posible observar en esta figura los momentos en la misma dirección y sentido que las fuerzas inerciales, los momentos conocidos $(M r a)_2$ y $-(M r a)_3$ son colocados primero y el vector que cierra el

polígono $(W r a)_B$ determina el momento requerido para el balanceo. La dirección de $(W r a)_B$ muestra el plano axial en el cual M_B deberá ser colocada. Como se muestra, la magnitud de la fuerza vectorial $(W r)_B$ es calculada de:

$$\frac{(W r a)_B}{a_B}$$

$$(W r)_B = \frac{(W r a)_B}{a_B}$$

$$(W r)_A = \frac{(W r b)_A}{b_A}$$

y colocada en el polígono de fuerzas mostrado para el balanceo de ellas, una segunda masa es requerida para cerrar dicho polígono, designándola como M_A , y en el polígono como $-(W r)_A$. $(W r)_A$ y $(W r)_B$ forman la equilibrante R al colocar M_A en el plano A-A, de tal forma que tenga un momento igual a cero con respecto al plano en el que se encuentra colocado el polígono vectorial de momentos, obteniéndose de esta forma que:

$$\sum (W r) = 0$$

$$\sum (W r a) = 0$$

Se muestran también los planos axiales de las masas de balanceo determinados a partir de las direcciones de $(W r)_A$ y $(W r)_B$. Existe otra figura mostrando otro polígono vectorial de momentos, en el cual estos son tomados alrededor del plano B-B para determinar el vector momento $(W r b)_A$ debido a la masa M_A en el plano A-A. El vector $(W r)_A$ obtenido

de este polígono es el mismo de la solución anterior. Cabe hacer notar que el sentido de $(W r b)_2$ es negativo ya que M_2 se encuentra en el lado opuesto con relación al plano -- B-B y por consiguiente a M_1 y M_3 .

En general, cualquier número de masas puede ser balanceado con un mínimo de dos masas colocadas en dos planos arbitrariamente escogidos, tales como A-A y B-B.

En la siguiente figura correspondiente a un motor de ocho cilindros en línea, se observa que el cigueñal está arreglado de tal forma que el balanceo se obtenga por simetría. Aunque las masas de cada codo (incluyendo a las masas equivalentes a la biela) están en diferentes planos axiales.

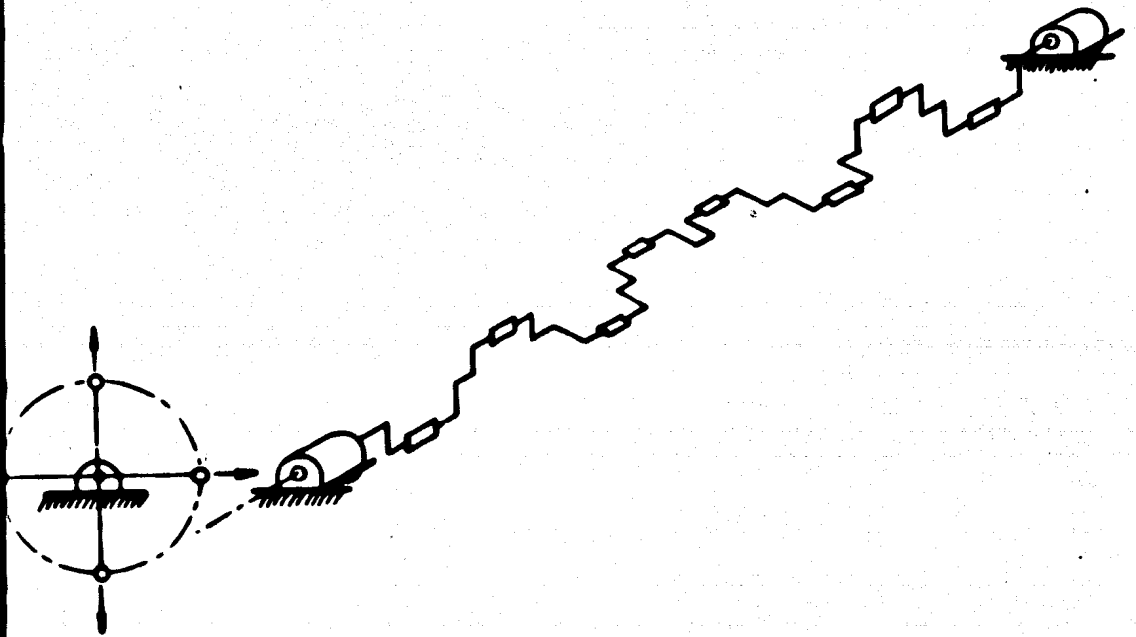


Fig.1.17

1.4.3 DETERMINACION DE LOS MOMENTOS DEBIDOS A FUERZAS RECIPROCANES.

Existen en la actualidad métodos analíticos disponibles para la determinación del desbalanceo, o de la fuerza vibratoria, de una máquina multicilíndrica. Dichos métodos nos llevan a expresiones algebraicas simples que dan la magnitud y el sentido del desbalanceo como una función de la posición del cigueñal. Esta posición, en una máquina multicilíndrica

está dada por el ángulo θ_1 , el cual corresponde al ángulo del codo del primer cilindro, como se muestra en la figura 1.18.

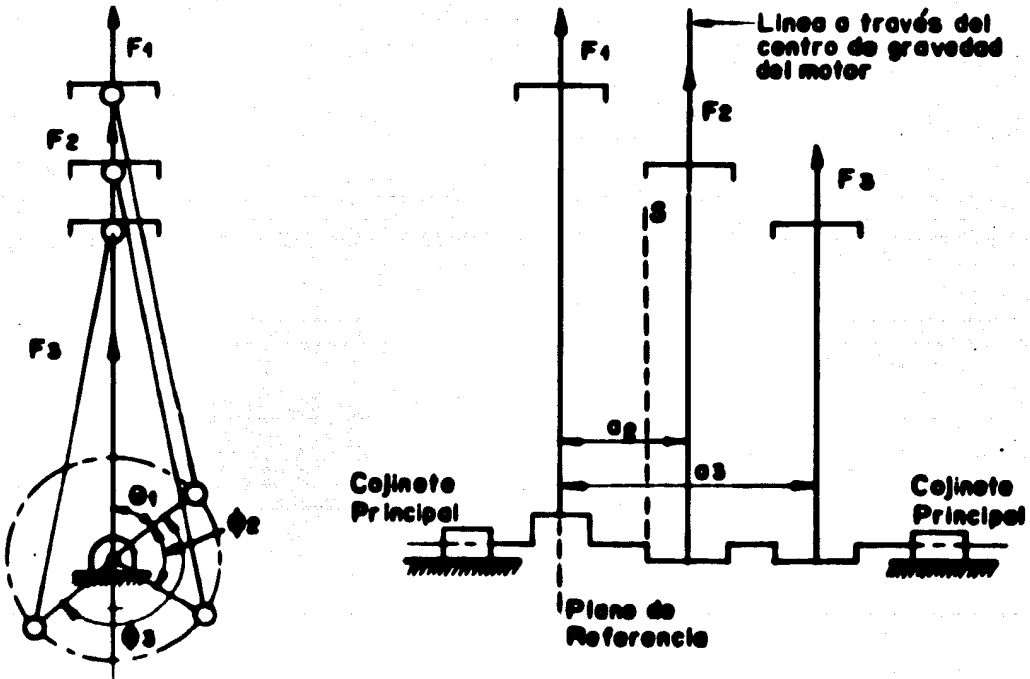


Fig. 1.18

En máquinas automotrices, el primer cilindro está colocado al frente y θ_1 es medido en el sentido de las manecillas del reloj, cuando el motor se observa desde el frente.

El siguiente análisis se aplica solamente a máquinas en línea, en las cuales los cilindros se encuentran en el mismo

lado con respecto al cigueñal. La masa de los pistones y la relación de longitud de manivela entre longitud de biela -- se considera igual para todos los cilindros.

Como se muestra en la figura 1.18, θ_1 localiza la posición del cigueñal en el ciclo de la máquina, θ_2 y θ_3 son los ángulos compuestos de los codos dos y tres, medidos respectivamente en el sentido de las manecillas del reloj, a partir del codo número 1. Aunque se muestran solamente tres cilindros en esta figura, cualquier número de ellos puede ser considerado. La fuerza inercial F de un cilindro dado en una posición θ es:

$$F = M r \omega^2 \left(\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2 \theta \right)$$

$$F = M r \omega^2 \cos \theta + M \frac{r^2}{l} \omega^2 \cos 2 \theta$$

Los términos del lado derecho en la ecuación anterior son los primeros dos términos de una serie, los restantes son usualmente considerados despreciables. El primer término -- (primera armónica) es conocido como fuerza primaria F_p , el segundo (segunda armónica) como la fuerza secundaria --

F_s . Así, $F = F_p + F_s$, en donde:

$$F_p = M r \omega^2 \cos \theta \quad \text{y}$$

$$F_s = M \left(\frac{r^2}{l} \right) \omega^2 \cos 2 \theta$$

La sumatoria de las fuerzas inerciales de una máquina multi cilíndrica es la fuerza vibratoria o fuerza resultante, la cual representa el desbalanceo, como se indica a continuación:

$$S = \sum F = \sum F_p + \sum F_s$$

En algunas máquinas las fuerzas primarias pueden ser balanceadas, aunque las secundarias no. El caso contrario también puede presentarse. El desbalanceo de las fuerzas primarias se desarrolla como sigue:

$$\theta = \theta_1 + \theta$$

$$\sum F_p = \sum M r \omega^2 \cos \theta$$

$$= M r \omega^2 \sum \cos \theta$$

$$= M r \omega^2 \sum \cos (\theta_1 + \theta)$$

$$= M r \omega^2 \sum (\cos \theta_1 \cos \theta - \sin \theta_1 \sin \theta)$$

ya que $\cos \theta_1$ y $\sin \theta_1$ son constantes para todos los términos de la sumatoria, pueden excluirse de ella, quedando la ecuación como sigue:

$$\sum F_p = M r \omega^2 (\cos \theta_1 \sum \cos \theta - \sin \theta_1 \sum \sin \theta)$$

El desbalanceo de las fuerzas secundarias tiene una forma similar:

$$\sum F_s = M r_f^2 \omega^2 (\cos 2 \theta_1 \sum \cos 2 \theta - \sin 2 \theta_1 \sum \sin 2 \theta)$$

Puede observarse, de las dos últimas ecuaciones, que para cualquier arreglo de los codos en una máquina multicilíndrica, los ángulos θ son conocidos y así $\sum \cos \theta$, $\sum \sin \theta$,

$\sum \cos 2 \theta$ y $\sum \sin 2 \theta$ pueden ser evaluados. Las ecuaciones de desbalanceo se vuelven ahora función de θ_1 . Puede observarse también, que para obtener un desbalanceo o fuerza vibratoria igual a cero las siguientes sumatorias deben ser iguales a cero:

$$\sum \cos \theta = 0$$

$$\sum \sin \theta = 0$$

$$\sum \cos 2 \theta = 0$$

$$\sum \sin 2 \theta = 0$$

Otra variante de la vibración puede ser considerada para una máquina multicilíndrica. Observando el motor de la figura 1.18 desde un lado, se aprecia que la línea de acción de la fuerza vibratoria resultante, en el plano axial, puede no actuar sobre la línea de simetría entre los dos apoyos. Más aún, siendo función de θ_1 , provoca una oscilación del motor. La línea de acción de "S" puede ser determinada a partir del principio de momentos, en términos de un momento primario y un momento secundario. Estos son tomados con respecto a un plano de referencia que pasa por el primer cilindro. En la figura 1.18 "a" es la distancia de este plano a la línea de

acción de la fuerza inercial de cualquier pistón. De esta forma las ecuaciones para los momentos primario y secundario quedan como sigue:

$$C_p = \sum F_p a = M r w^2 \sum a \cos \theta$$
$$= M r w^2 (\cos \theta_1 \sum a \cos \theta - \sin \theta_1 \sum a \sin \theta)$$

$$C_s = \sum F_s a = M \frac{r^2}{T} w^2 (\cos 2 \theta_1 \sum a \cos 2 \theta -$$
$$- \sin 2 \theta_1 \sum a \sin 2 \theta)$$

$$C = C_p + C_s$$

La distancia a_R de la línea de acción de la fuerza vibratoria "S" al primer cilindro puede determinarse del momento resultante "C", como sigue:

$$a_R = \frac{C}{S}$$

En algunos casos, la fuerza vibratoria "S" es igual a cero, indicando que existe un balanceo de fuerzas inerciales, pero el momento resultante puede ser diferente de cero. En este caso, aparece un par "C" en el plano axial entre las partes anterior y posterior del motor.

C A P I T U L O II.

BALANCEO DEL MOTOR RECIPROCANTE DE UN SOLO CILINDRO.

Como se mostró en el capítulo anterior, la fuerza resultante en la articulación de la manivela con la bancada es de magnitud variable y tiene un ángulo de defasamiento, respecto a la posición de la manivela; excepción hecha de cuando ésta se encuentra en posición 0 o π radianes y en dos posiciones cercanas a $\pi/2$ y $3\pi/2$. El valor de los ángulos sólo se puede definir conociendo las dimensiones del conjunto.

De lo anterior se deriva que la velocidad angular, de la fuerza resultante en el perno mencionado es variable cuando la velocidad angular del motor es constante. Esto impide el cálculo de una masa de balanceo que girando a una velocidad constante, produzca una fuerza capaz de balancear al sistema.

El efecto mencionado se debe a la masa de acción recíproca. Analizando la figura 2.1, se puede obtener que el centro de masa, entre las dos masas en movimiento, no tiene trayectoria circular, sino una trayectoria elíptica como se muestra en la figura 2.2.

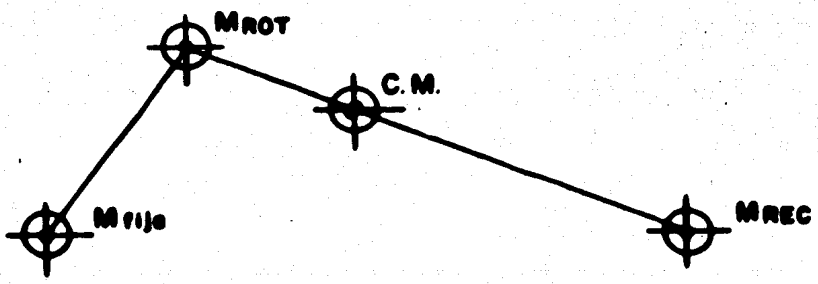


Fig. 2.1

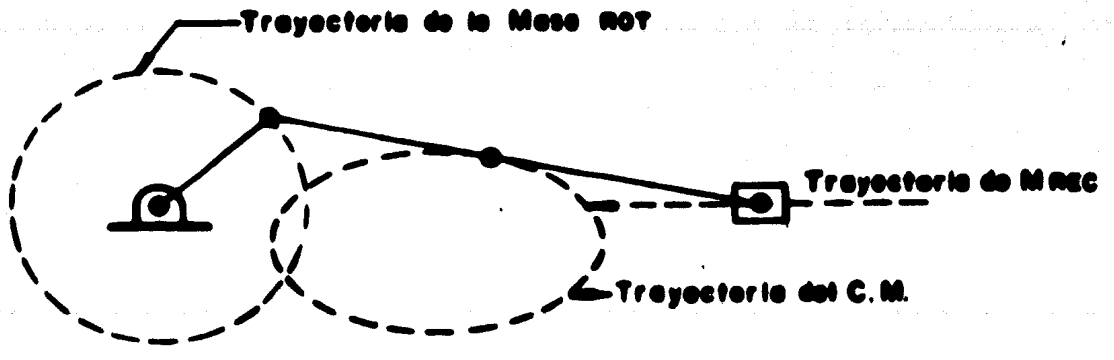


Fig. 2.2.

Se puede emplear un artificio para que el centro de masa coincida con la posición de la masa rotatoria, haciendo uso de un contrapeso sobre una extensión de la biela, éste contrarresta al momento de la masa reciprocante sobre el punto que gira, como se muestra en la figura 2.3.

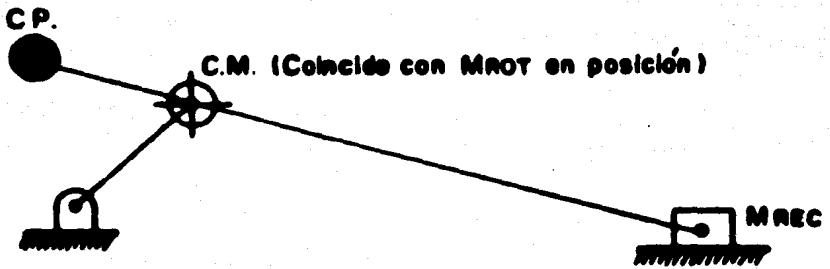


Fig. 2.3.

De este modo, ya es posible contrarrestar la fuerza de desbalanceo, con una masa en la posición opuesta al centro de masa, referida al centro de giro, como se muestra en la figura 2.4.

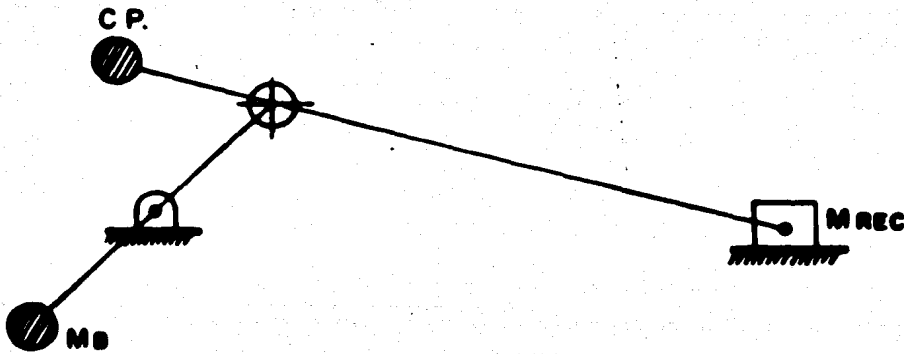


Fig. 2.4.

El procedimiento anterior no resulta funcional, desde el punto de vista constructivo del motor, por lo que es necesario hacer un análisis sobre una sola masa de balanceo que se encuentre en la posición de M_B y reduzca al mínimo la fuerza de desbalanceo. En algunos motores sí se emplea el procedimiento anterior, pero sólo como un intento de reducir el efecto de la masa recíproca, mediante el uso de una biela modificada en su geometría, como la que se muestra en la figura 2.5.

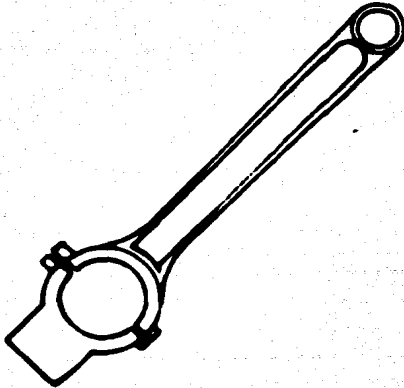


Fig. 2.5.

El balanceo mediante un solo contrapeso es analizado a continuación; será supuesta M_B a la distancia r_{MB} :

Si la masa de balanceo en M_B es igual a la masa rotatoria, se contrarresta la fuerza rotatoria exclusivamente, reduciendo la fuerza resultante en el perno manivela-bancada. La forma de la fuerza resultante, ahora en la figura 2.7.

En el diagrama polar que representa a la fuerza resultante se redujo el primer círculo concéntrico a un punto, y la fuerza de desbalanceo es igual a la suma de las fuerzas F_I y F_{II} .

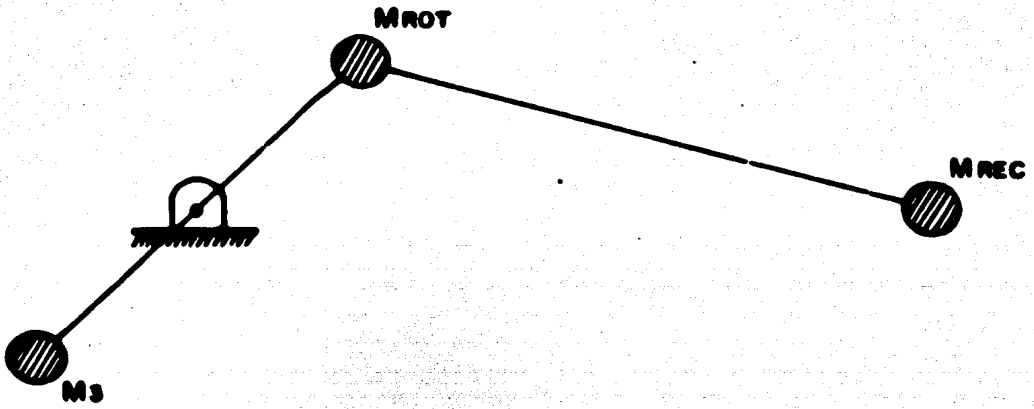


Fig. 2.6.

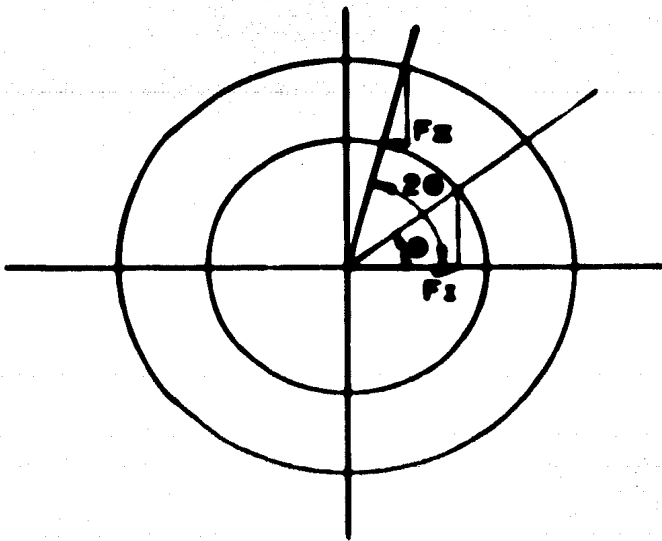


Fig. 2.7.

$$F_{DESB} = \omega^2 r M_{REC} (\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2 \theta)$$

Si la masa de balanceo es igual a la suma de las masas rotatoria y recíproca ($M_B = M_{ROT} + M_{REC}$), la fuerza de balanceo contrarresta en el ángulo 0 radianes a las fuerzas rotatoria y primaria, quedando sólo la fuerza secundaria como fuerza de desbalanceo, como es mostrado en la figura 2.8.

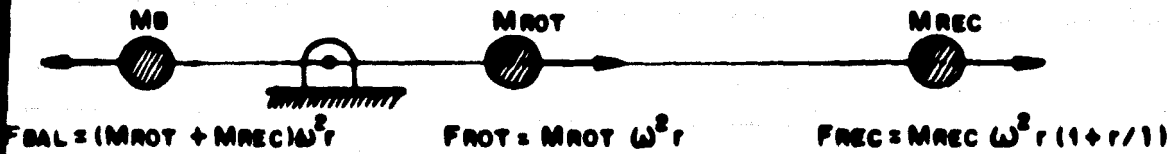


Fig. 2.8.

Como puede observarse, en la figura anterior se han sustituido los valores de $\cos \theta$ y $\cos 2 \theta$ por la unidad, para 0 radianes. Para π radianes sucede lo mismo, ya que su invier

ten de sentido las fuerzas rotatoria, primaria y de balanceo; pero la fuerza secundaria queda en el mismo sentido. Para la posición de $\theta = \pi/2$ (figura 2.9), la fuerza rotatoria es contrarrestada por la parte de la fuerza de balanceo, la parte primaria no existe y la secundaria se ha invertido de sentido.

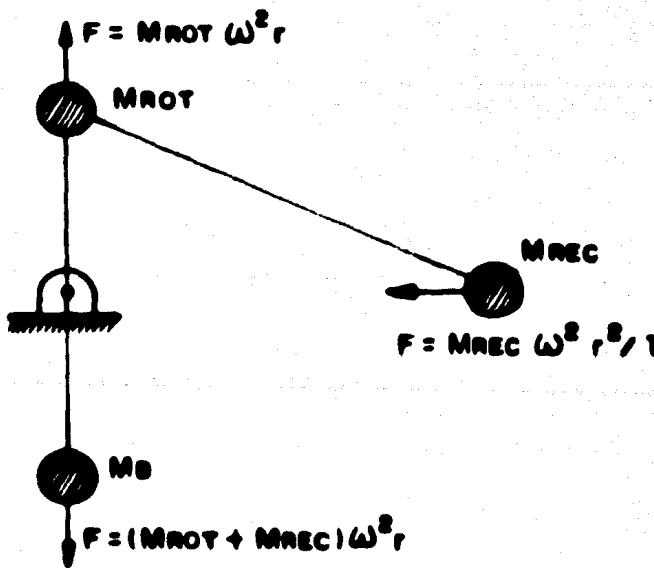


Fig. 2.9.

La resultante en el apoyo es como se muestra en la figura 2.10.

Con todo lo anterior, el diagrama polar de la resultante, considerando los dos valores de M_B , resulta como el muestra

do en la figura 2.11.

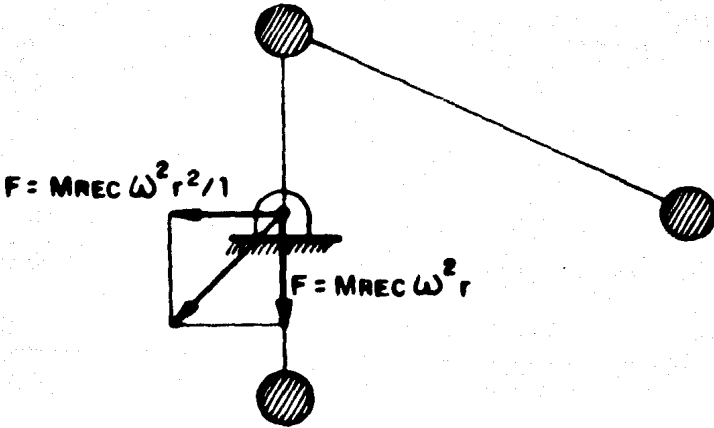


Fig. 2.10

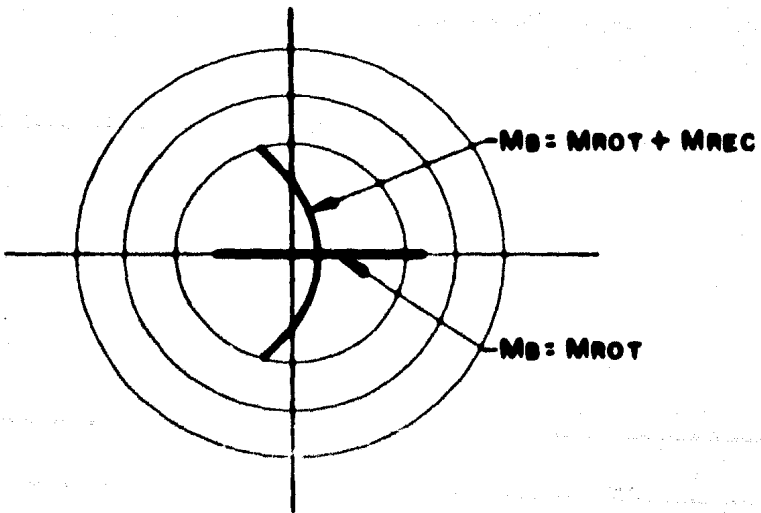
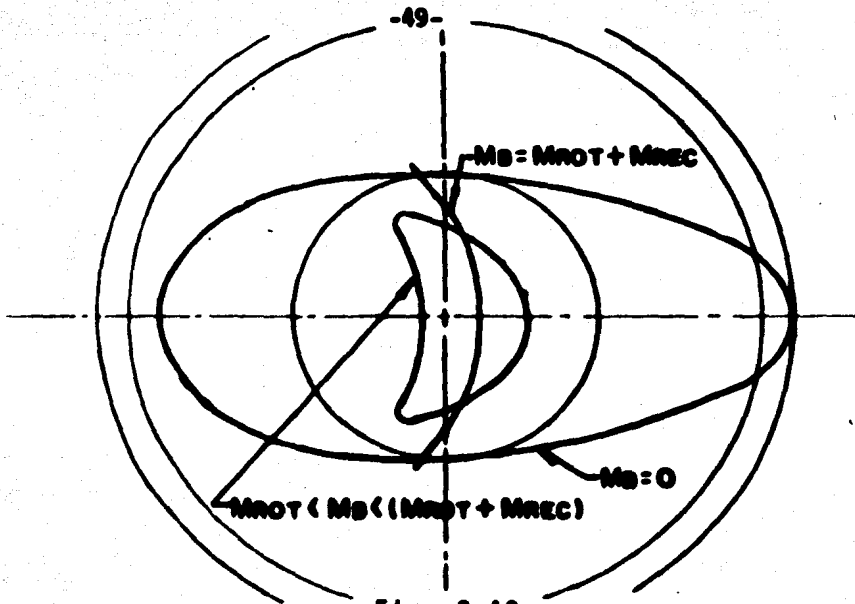


Fig. 2.1



Si se toman los valores de M_B dentro de los siguientes límites:

$$M_{ROT} < M_B < M_{ROT} + M_{REC}$$

El diagrama de la resultante queda como es mostrado en la figura 2.12.

El balanceo óptimo consiste en encontrar valores de M_B que proporcionen el valor promedio cuadrático mínimo de la fuerza de desbalances; ya que, como se mostró, cuando la $M_B = M_{ROT}$, las fuerzas en IV se reducen a 0, pero las fuerzas en X son considerables. Cuando se toma $M_B = M_{ROT} + M_{REC}$, las

fuerzas en X son mínimas (valor máximo F_{II}) y las fuerzas en iY, son considerables. Por lo que existe un valor de M_B comprendido entre M_{ROT} y $M_{ROT} + M_{REC}$ que proporciona el balanceo óptimo.

C A P I T U L O III.

PLANTEAMIENTO MATEMATICO PARA EL BALANCEO OPTIMO.

En esta sección, se encontrará el balanceo óptimo mediante el empleo de métodos numéricos. Se establecen métodos resolutivos aplicables a sistemas reciprocantes de un solo cilindro y a sistemas multicilíndricos, los correspondientes algoritmos consisten en simular el movimiento de los sistemas, determinando la forma en que se modifican las sollicitaciones mecánicas que actúan sobre los mismos. De los resultados obtenidos en cada caso, se propone el balanceo óptimo de las fuerzas o fuerzas y momentos, tratándose de un sistema de un solo cilindro o de uno multicilíndrico.

3.1 SOLUCION AL DESBALANCEO DE LOS SISTEMAS MONOCILINDRICOS.

Los sistemas reciprocantes, por construcción, tienen delimitada la geometría de sus componentes. Tal es el caso de un cigüeñal, en el que se van a aplicar masas de balanceo, requeridas para la solución óptima del desbalanceo del sistema; por lo tanto, la única posibilidad para encontrar la solución antes mencionada es variar la masa de balanceo, hasta minimizar las fuerzas que provocan dicho desbalanceo.

Inicialmente, se procede a la identificación de las variables y parámetros que son empleados en las ecuaciones que establecen las interrelaciones causa-efecto del sistema. A continuación, se identifican los datos de entrada o valores conocidos en el sistema. Posteriormente, se plantean las ecuaciones. Acto seguido, se enlista el algoritmo computacional que ha sido propuesto como solución óptima.

El programa de computadora consiste en variar el ángulo de posición del cigueñal, calculando las fuerzas primarias y secundarias para cada punto; se lleva el análisis de 0° a 180° . La curva que muestra el desbalanceo de un sistema recíprocante resulta simétrica respecto al eje horizontal, ya que los valores absolutos de las fuerzas en la primera mitad de un ciclo son iguales a los correspondientes de la segunda mitad. Inicialmente, se analiza el sistema con un valor de masa de balanceo igual a 0, para determinar las condiciones en que se encuentra. Después, se asigna a la masa de balanceo un valor igual al de la rotatoria, colocada en un radio igual a de ésta, proporcionándole incrementos con límite de un valor igual a la suma de las masas rotatoria y recíprocante, ya que como se mostró en el capítulo precedente, el valor óptimo de la masa de balanceo está comprendido entre estos valores. Para cada valor de la ma-

sa de balanceo se analizan la fuerzas en medio ciclo, determinando para qué valor de dicha masa el área bajo la curva definida por los vectores de fuerza resulta mínima, esto es, para qué valor de la masa mencionada el desbalanceo es mínimo.

3.1.1 IDENTIFICACION DE PARAMETROS Y VARIABLES.

<u>PARAMETRO</u>	<u>VARIABLE</u>	<u>Identificación</u>	<u>Unidades</u>
G		aceleración gravitacional	mts/seg ²
N		rev. por minuto del motor	-----
R		radio de giro del centro del codo del cigueñal	mts
	w	vel. angular de la manivela	seg ⁻¹
L		distancia entre el centro del codo del cigueñal y el centro del perno del pistón	mts
PM		peso de la manivela	Kgs _f
	MM	masa de la manivela	$\frac{\text{Kgs}_f \cdot \text{seg}^2}{\text{mts}}$
PB		peso de la biela	Kgs _f
	MB	masa de la biela	$\frac{\text{Kgs}_f \cdot \text{seg}^2}{\text{mts}}$

PP	peso del pistón	Kgs _f
MP	masa del pistón	$\frac{\text{Kgs}_f \cdot \text{seg}^2}{\text{mts}}$
LM	distancia entre el centro de giro de la manivela y su centro de gravedad	mts
LA	distancia entre el centro del codo y el centro de gravedad de la biela	mts
LB	distancia entre el centro de gravedad de la biela y el perno del pistón	mts
MR	masa rotativa equivalente	$\frac{\text{Kgs}_f \cdot \text{seg}^2}{\text{mts}}$
MO	masa oscilatoria equivalente	$\frac{\text{Kgs}_f \cdot \text{seg}^2}{\text{mts}}$
AP	aceleración del pistón	mts/seg ²
AN	aceleración normal de la masa rotatoria	mts/seg ²
θ	ángulo que forma el eje de la manivela con el eje vertical	°
FROT	fuerza rotatoria sobre el perno 1	Kgs _f

FI	fuerza primaria sobre el perno 1	Kgs _f
FII	fuerza secundaria sobre el perno 1	Kgs _f
MBAL	masa de balanceo del sistema	$\frac{\text{Kgs}_f \cdot \text{seg}^2}{\text{mts}}$
RMBAL	radio de giro de la masa de balanceo	mts
MF	masa equivalente fija	$\frac{\text{Kgs}_f \cdot \text{seg}^2}{\text{mts}}$
FRESVEC	fuerza resultante vectorial sobre el perno 1	Kgs _f
FSUMIII	suma de las fuerzas primaria y secundaria	Kgs _f
BETA	ángulo de FRESVEC con el eje horizontal	°
FBAL	fuerza de balanceo	Kgs _f

3.1.2 IDENTIFICACION DE DATOS DE ENTRADA.

Al emplear el programa mostrado en la sección 4.1.3. para la solución de un sistema, se deberán proporcionar los siguientes datos, antes identificados:

N, R, L, PM, PB, PP, LM, LA, LB y RMBAL.

3.1.3 PLANTEAMIENTO DE ECUACIONES.

$$MM = PM/G$$

$$MB = PB/G$$

$$MP = PP/G$$

$$MR = MM (LM/R) + MB (LB/L)$$

$$MO = MB (LA/L) + MP$$

$$MF = MM (R - LM)/R$$

$$FROT = (MR) (w^2) (R)$$

$$FI = (MO) (w^2) (R) \cos \theta$$

$$FII = (MO) (w^2) (R^2) \cos 2 \theta / L$$

$$FSUMIII = FI + FII$$

$$FRESVEC = \sqrt{(FROT(\cos \theta) + FSUMIII)^2 + (FROT(\sin \theta))^2}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{FROT \sin \theta}{FROT \cos \theta + FSUMIII}$$

$$MBAL = MR$$

$$FBAL = MBAL (w^2) (RMBAL)$$

$$FRESVEC = \sqrt{((FROT - FBAL) \cos \theta + FSUMIII)^2 + ((FROT - FBAL) \sin \theta)^2}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{(FROT - FBAL) \sin \theta}{(FROT - FBAL) \cos \theta + FSUMIII}$$

**MBAL = MBAL + INCREMENTO DEFINIDO POR LAS CARACTERISTICAS
DEL SISTEMA A ANALIZAR**

3.2 SOLUCION AL DESBALANCEO DE LOS SISTEMAS MULTICILINDRICOS.

En un sistema pistón - biela - manivela constituido por dos o más arreglos se puede encontrar que las fuerzas de inercia se neutralizan o no. Esto depende exclusivamente de la disposición de los codos del cigueñal.

Esta parte del programa analiza las fuerzas primaria y secundaria, así como los pares correspondientes que se generan en un sistema multicilíndrico. Propone la solución mediante un par de engranes que, girando a la misma velocidad angular que el sistema, para el caso de fuerza primaria no neutralizada y al doble de ésta para el caso de fuerza secundaria no neutralizada. Este par de engranes se colocan como a continuación se muestra:

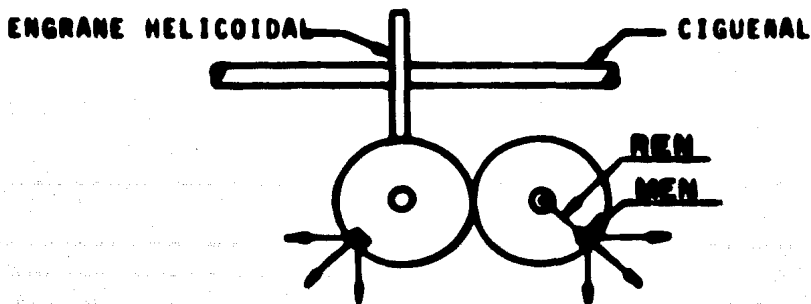


Fig. 3.1

Las masas localizadas en los puntos mostrados provocan fuerzas que contrarrestan ya sea a las fuerzas primarias o a las secundarias. Estas fuerzas provocadas tienen cada una dos - componentes, una componente horizontal y otra vertical. Las horizontales se neutralizan para cualquier posición del sistema, quedando solamente las fuerzas verticales que varían armónicamente en el mismo periodo de la fuerza a contrarrestar.

3.2.1 IDENTIFICACION DE PARAMETROS Y VARIABLES

<u>PARAMETRO</u>	<u>VARIABLE</u>	<u>IDENTIFICACION</u>	<u>UNIDADES</u>
NC		número de cilindros que - constituyen el sistema.	-----
ØI		ángulos de los codos del cigüeñal medidos desde el primer codo.	°
AI		distancias del centro del primer cilindro a cada uno de los demás.	mts
	FP	fuerza primaria.	Kgs _f
	FS	fuerza secundaria.	Kgs _f
	MBAL	masa necesaria para el - balanceo.	$\frac{\text{Kgs}_f \cdot \text{seg}^2}{\text{mts}}$

REN	radio de giro de la masa de balanceo colocada en los engranes.	mts
AN	aceleración normal de las masas colocadas en los engranes.	$\frac{\text{mts}}{\text{seg}^2}$

3.2.2 IDENTIFICACION DE DATOS DE ENTRADA

Se deberán proporcionar los siguientes datos de entrada al sistema:

NC, θ_1 , AI, REN

3.2.3 PLANTEAMIENTO DE ECUACIONES

$$XI = \cos \theta_1$$

$$VI = \text{sen } \theta_1$$

$$SX = X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_N$$

$$SV = V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_N$$

$$SX-SV = (X_1^2 - V_1^2) + (X_2^2 - V_2^2) + (X_3^2 - V_3^2) + \dots + (X_N^2 - V_N^2)$$

$$XV = X_1V_1 + X_2V_2 + X_3V_3 + \dots + X_NV_N$$

$$AX = A_1X_1 + A_2X_2 + A_3X_3 + \dots + A_NX_N$$

$$AY = A_1 Y_1 + A_2 Y_2 + A_3 Y_3 + \dots + A_N Y_N$$

$$AXY = A_1 X_1 Y_1 + A_2 X_2 Y_2 + A_3 X_3 Y_3 + \dots + A_N X_N Y_N$$

$$FP = MO R w^2 (\cos \theta SX - \sin \theta SY)$$

$$FS = MO \frac{R^2}{L} w^2 (\cos 2 \theta (SX-SY) - 2 \sin 2 \theta XY)$$

$$ASX-SY = A_1 (X_1^2 - Y_1^2) + A_2 (X_2^2 - Y_2^2) + A_3 (X_3^2 - Y_3^2) + \dots + A_N (X_N^2 - Y_N^2)$$

$$CP = MO R w^2 (\cos \theta AX - \sin \theta AY)$$

$$CS = MO \frac{R^2}{L} w^2 (\cos 2 \theta (ASX-SY) - 2 \sin 2 \theta AXY)$$

C A P I T U L O I V .

PROGRAMA "BALANCE".

4.1.1 DESCRIPCION DEL LENGUAJE "APL".

"APL" (A Programming Language) es un lenguaje de computación de aplicación técnica cuyas características más importantes son su representación matemática y la forma en que trabaja - los arreglos y bases de datos.

El APL utilizado en la programación corre bajo un sistema operativo VM 370 (máquina virtual) que maneja el concepto de tiempo compartido, lo que representa que aunque uno tenga aparentemente uso continuo del procesador central, éste puede atender las necesidades de múltiples usuarios "a la vez", lo grandando esto minimizar costos ya que el tiempo real de utilización del computador central se divide entre los usuarios.

El APL está diseñado tanto para programación como para consulta a través de terminales de teleproceso. Los programas aquí propuestos fueron diseñados mediante una terminal de video - (pantalla) e impresos en una terminal remota de escritura con esfera.

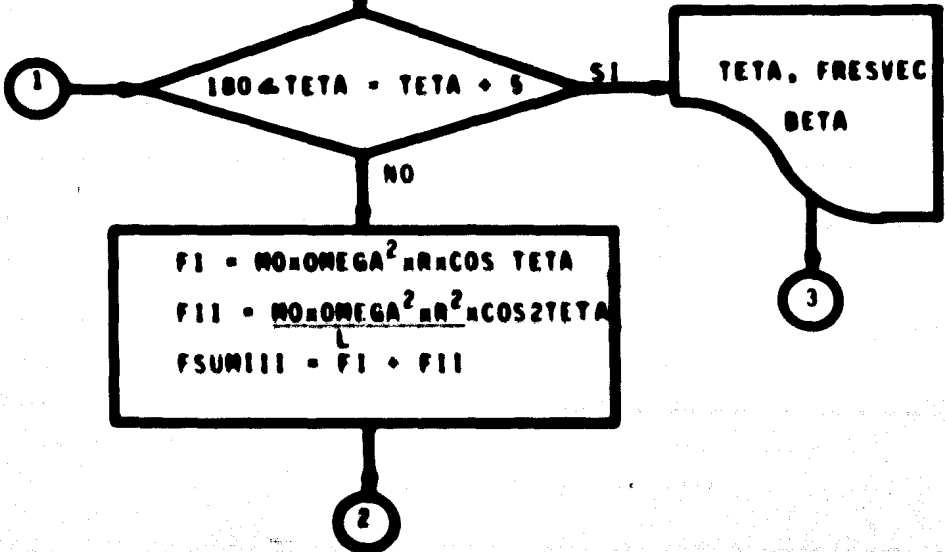
4.1.2.

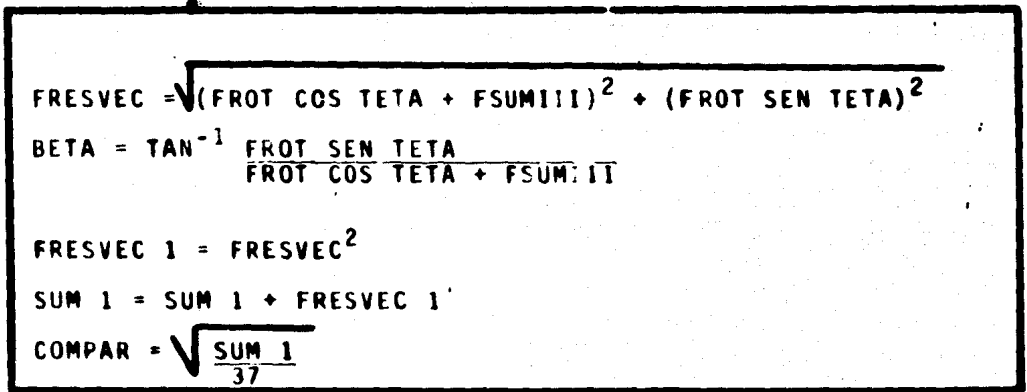
DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA PARA MOTOR EN LINEA.

BALANCE

N, R, PM, PB,
 PP, LM, LA, LB,
 RMBAL, L, INC.

G = 9.81
 MM = PM / G
 MP = PP / G
 MB = PB / G
 $MR = \frac{MM \times LM}{R} + \frac{MB \times LB}{L}$
 $MO = \frac{MB \times LA}{L} + MP$
 $MF = \frac{MM \times (R - LM)}{R}$
 $OMEGA = \frac{R \times MP}{30}$
 $FROT = MR \times OMEGA^2 \times R$
 SUM I = 0
 TETA = .5





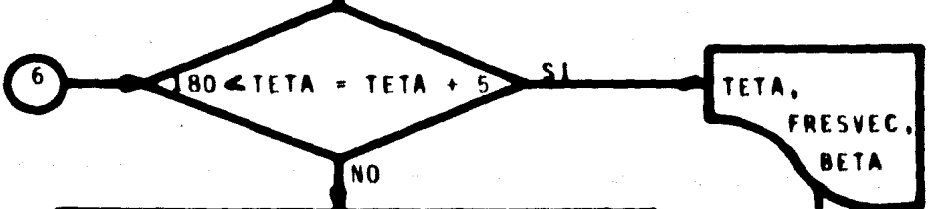
1

3

MBAL = MR

7 FBAL = MBAL x OMEGA² x RMBAL

SUM 1 = 0
TETA = -5



NO

FI = MO x OMEGA² x R x COS TETA
FII = MO x OMEGA² x R² x COS 2TETA
FSUMIII = FII + FI

5

5

$$FRESVEC = \sqrt{((FROT - FBAL) \times \cos TETA + FSUMIII)^2 + ((FROT - FBAL) \times \sin TETA)^2}$$

$$FRESVEC\ 1 = FRESVEC^2$$

$$BETA = \tan^{-1} \frac{(FROT - FBAL) \times \sin TETA}{(FROT - FBAL) \times \cos TETA + FSUMIII}$$

$$SUM\ 1 = SUM\ 1 + FRESVEC\ 1$$

6

4
$$MEDIA = \sqrt{\frac{SUM\ 1}{37}}$$

MEDIA

MEDIA > COMPAR

SI

COMPAR = MEDIA
MBAL = MBAL + INC
OPTIMA = MBAL - INC

NO

OPTIMA

MBAL > MR + MO

SI

FIN

NO

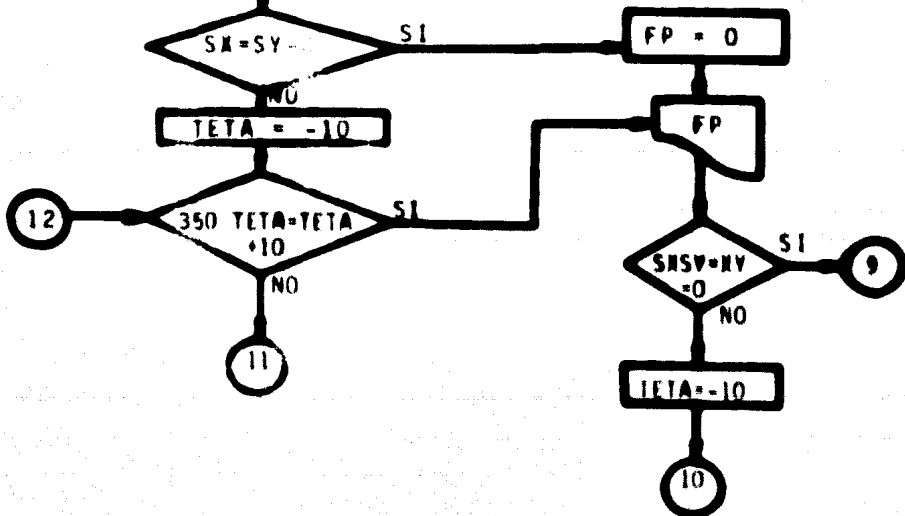
7

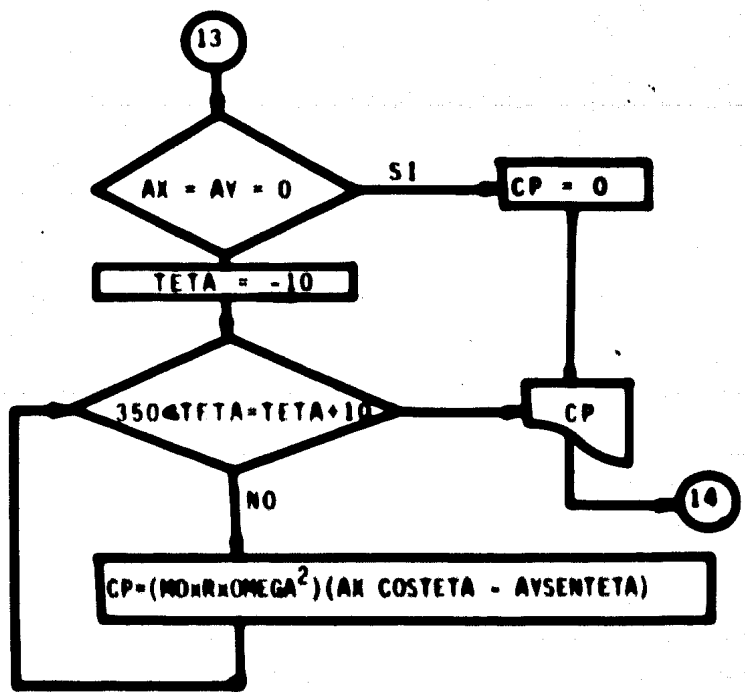
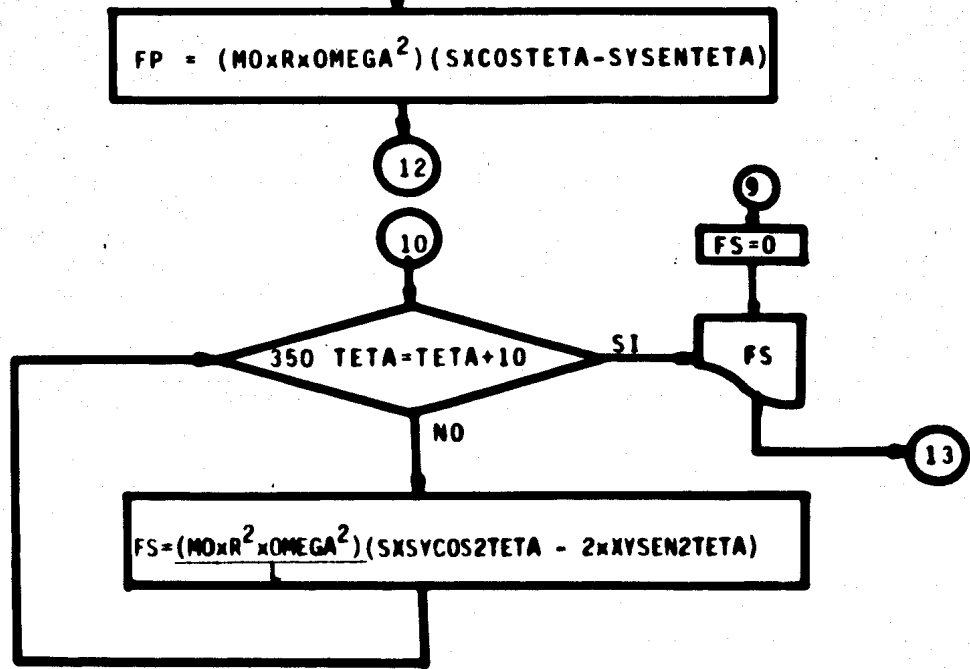
7

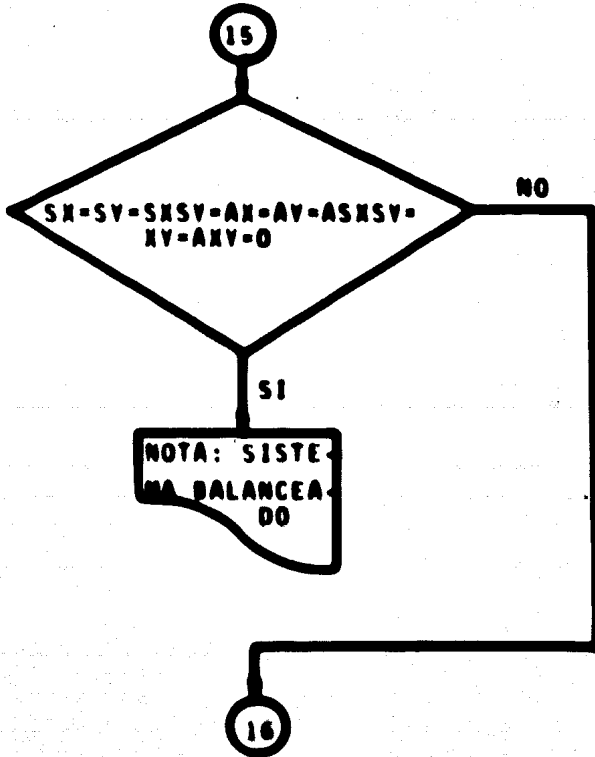
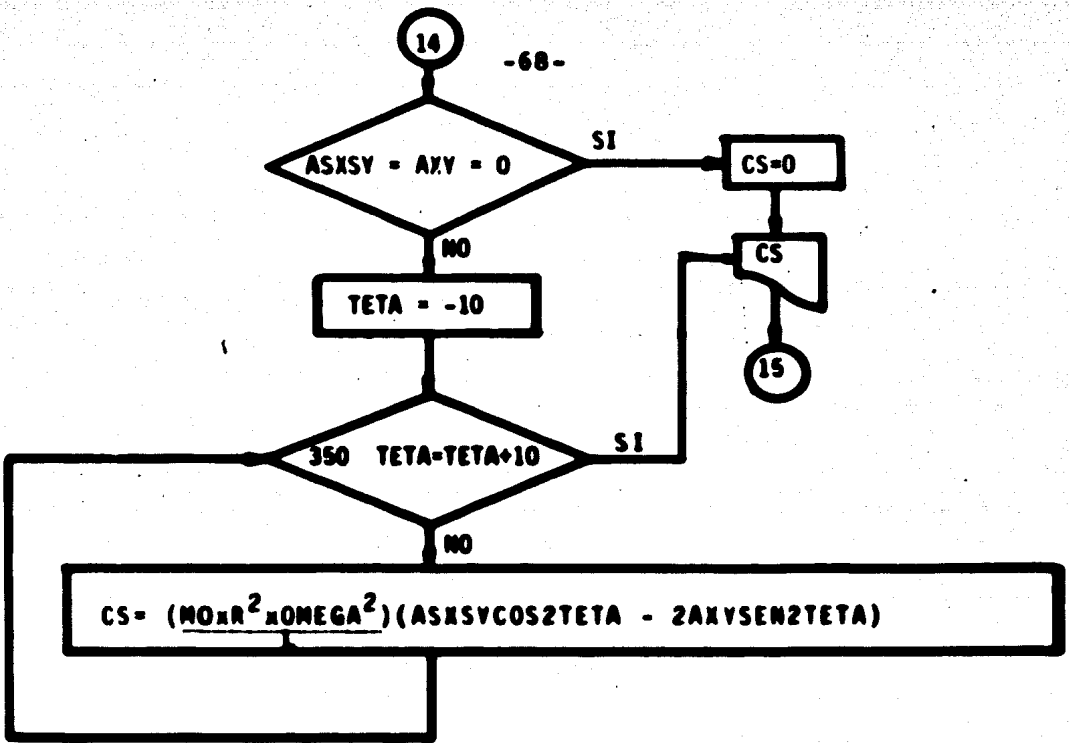
CILINDROS

NC, PHI, AI, LCIG
REN.

XI = COS PHI
VI = SEN PHI
SX = SUMATORIA DE XI
SY = SUMATORIA DE VI
WW = XI² - VI²
SXSX = SUMATORIA DE WW
ASXSX = SUMATORIA DE WW x AI
XVI = XI x VI
XV = SUMATORIA DE XVI
AXV = SUMATORIA DE XVI x AI
AX = SUMATORIA DE AI x XI
AY = SUMATORIA DE AI x VI
TETA = - 10

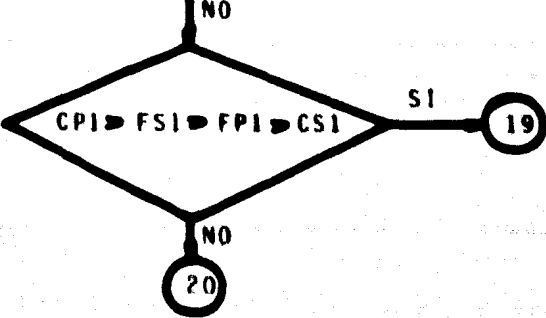
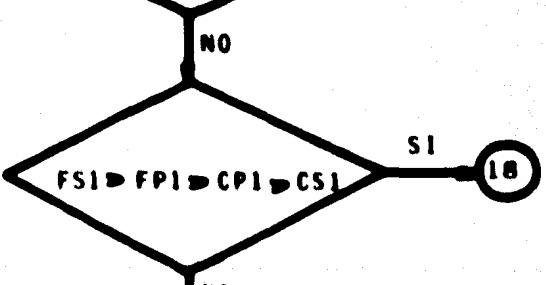
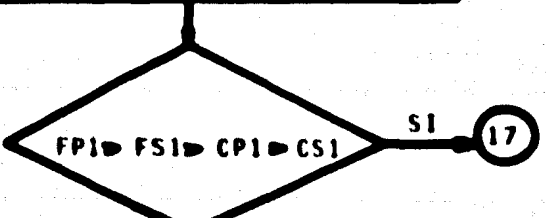






16

$FPO = (MO \times R \times OMEGA^2 \times SX)^2$
 $FSO = \frac{(MO \times R^2 \times OMEGA^2 \times SXSY)^2}{L}$
 $CPO = (MO \times R \times OMEGA^2 \times AX)^2$
 $CSO = \frac{(MO \times R^2 \times OMEGA^2 \times ASXSY)^2}{L}$
 $FPI = FPO / 2$
 $FSI = FSO / 2$
 $CPI = CPO / LCIG$
 $CSI = CSO / LCIG$



17

$$\text{MBALFP} = \frac{\text{FPO}}{2 \times \text{OMEGA}^2 \times \text{REN}}$$

MBALFP

18

$$\text{MBALFS} = \frac{\text{FSO}}{8 \times \text{OMEGA}^2 \times \text{REN}}$$

MBALFS

19

$$\text{MBALCP} = \frac{\text{CPO}}{2 \times \text{OMEGA}^2 \times \text{REN}^2}$$

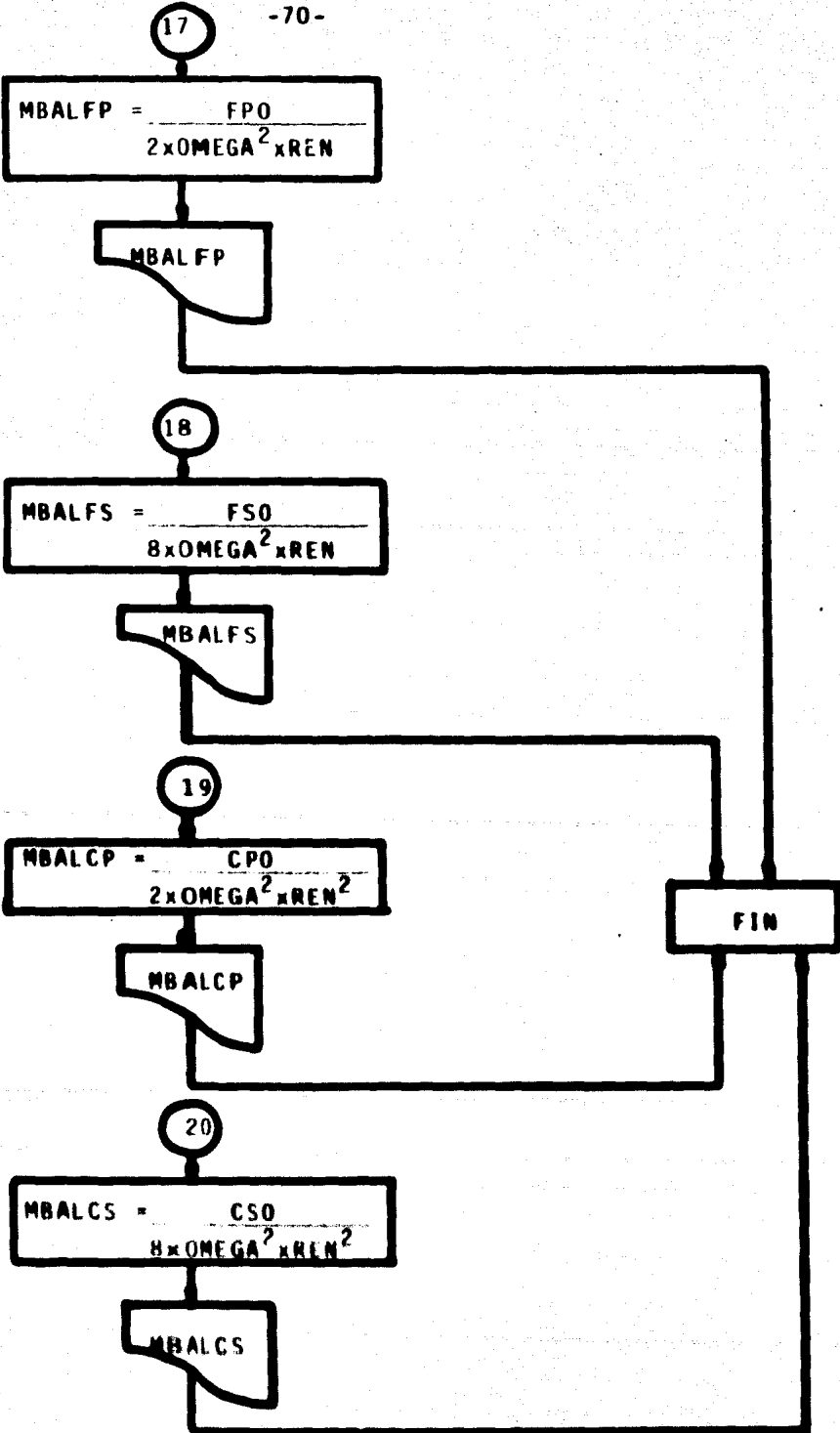
MBALCP

20

$$\text{MBALCS} = \frac{\text{CSO}}{8 \times \text{OMEGA}^2 \times \text{REN}^2}$$

MBALCS

FIN



4.1.3 ALGORITMO

V BALANCE[] V

V BALANCE

- [1] '•• BALANCEO OPTIMO DE MAQUINAS RECIPROANTES ••'
- [2] 'EL SISTEMA A BALANCEAR ES UNO CON PISTONES'
- [3] 'EN LINEA O EN "V" ? (RRSP= LINEA/EN V)'
- [4] RESPUESTA←[]
- [5] +(RESPUESTA[1]='L')/ETIQ1
- [6] BALANCE1
- [7] →0
- [8] ETIQ1: 'PROPORCIONAR LOS SIGUIENTES DATOS:'
- [9] 'NUMERO DE REVOLUCIONES (SIN UNIDADES)'
- [10] 'NOTA: EL PROGRAMA DETERMINA LA MASA OP-'
- [11] 'TIMA DE BALANCEO INDEPENDIENTEMENTE DEL'
- [12] 'VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR, LA CUAL SE'
- [13] 'REQUIERE SOLAMENTE PARA OBTENER UN VALOR'
- [14] 'REAL DE DESBALANCEO EN DICHA VELOCIDAD.'
- [15] N←[]
- [16] 'RADIO DE GIRO DE LA MANIVELA (EN METROS)'
- [17] R←[]
- [18] 'PESO DE LA MANIVELA (EN KG.)'
- [19] PM←[]
- [20] 'PESO DE LA BIELA (EN KG.)'
- [21] PB←[]
- [22] 'PESO DEL PISTON (EN KG.)'
- [23] PP←[]
- [24] 'LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE'
- [25] 'LA MANIVELA Y SU CENTRO DE GIRO'
- [26] LM←[]
- [27] 'LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD'
- [28] 'DE LA BIELA Y EL CENTRO DEL CODO'
- [29] 'DE LA MANIVELA (EN METROS):'
- [30] LA←[]
- [31] 'LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE'
- [32] 'LA BIELA Y EL CENTRO DEL PERNO DEL '
- [33] 'PISTON (EN METROS):'
- [34] LB←[]
- [35] 'RADIO DE GIRO DE LA MASA DE BALANCEO (EN METROS)'
- [36] RMBAL←[]
- [37] 'LONGITUD TOTAL (ENTRE CENTROS) DE LA'
- [38] 'BIELA (EN METROS):'
- [39] L←[]
- [40] G←9.81
- [41] MM←PM+G
- [42] MB←PB+G
- [43] MP←PP+G
- [44] 'EL VALOR DE LA MASA DE LA MANIVELA RS:'
- [45] MM
- [46] 'EL VALOR DE LA MASA DE LA BIELA RS:'

```
[47] MB
[48] 'EL VALOR DE LA MASA DEL PISTON ES:'
[49] MP
[50] MR←(MM×LM+R)+(MB×LB+L)
[51] MO←(MB×LA+L)+MP
[52] MF←MM×((R-LM)+R)
[53] OMEGA←O(N+30)
[54] PROT←MR×(OMEGA+2)=R
[55] 'EL VALOR DE LA MASA ROTATORIA (MR) ES:'
[56] MR
[57] 'EL VALOR DE LA MASA OSCILATORIA (MO) ES:'
[58] MO
[59] 'EL VALOR DE LA MASA FIJA (MP) ES:'
[60] MP
[61] 'EL VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR (OMEGA) ES:'
[62] OMEGA
[63] 'EL VALOR DE LA FUERZA ROTATIVA (PROT) ES:'
[64] PROT
[65] 'PROPORCIONE EL VALOR DE LOS INCREMENTOS'
[66] 'A LA MASA DE BALANCEO (EN U.T.M.)'
[67] ITC←[]
[68] SW←0
[69] CONT←0
[70] NAT← 37 3 00
[71] SUM1←0
[72] TETA←-5
[73] LABEL3←(100×TETA+TETA+5)/LABEL4
[74] FI←MO×(OMEGA+2)=R=(200TETA+100)
[75] FII←(MO×L)×(OMEGA+2)=(R+2)=(200(2+TETA)+100)
[76] PSUMIII←FI+FII
[77] PRESVEC←((((PROT=(200TETA+100))+PSUMIII)×2)+((PROT=
(100TETA+100))×2))×0.5
[78] ←(0.00001×|PRESVEC)/SALTOA
[79] PRESVEC←0
[80] SALTOA: BETA1←-30((PROT=(100TETA+100))+((PROT=(200
TETA+100))+PSUMIII))
[81] ←(0.00001×|BETA1)/SALTON
[82] BETA1←0
[83] SALTON: BETA2←BETA1+100101
[84] ←(37×CONT-CONT+1)/LABEL4
[85] PRESVEC1←PRESVEC+2
[86] SUM1←SUM1+PRESVEC1
[87] COMPAR←(SUM1+37)×0.5
[88] NAT(COVP1)←TETA,PRESVEC,BETA2
[89] ←LABEL3
[90] LABEL4: 'LOS LORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES'
```

```
[91] 'VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180 GRADOS) SON:'
[92] MAT
[93] OTRO:→(SW=0)/PRIM
[94] COMPAR←MEDIA
[95] MBAL←MBAL+INC
[96] OPTIMA←MBAL-INC
[97] →(MBAL>MR+MO)/O
[98] →LOOP
[99] PRIM:SW←1
[100] MBAL←MR
[101] LOOP:FBAL←MBAL*(OMEGA+2)=RMBAL
[102] SUM1←0
[103] CONT←0
[104] TETA←-5
[105] LABEL1:→(180<TETA+TETA+5)/LABEL2
[106] FI←MO*(OMEGA+2)=R*(200TETA+180)
[107] FII←(MO+L)*(OMEGA+2)=(R+2)*(200(2=TETA)+180)
[108] FSUMIII←FI+FII
[109] PRESVEC←((((PROT-FBAL)=(200TETA+180))+FSUMIII)*2)
    +((((PROT-FBAL)=(100TETA+180))+2))*0.5
[110] →(0.00001<PRESVEC)/SALTOC
[111] PRESVEC←0
[112] SALTOC:FRESVEC1←(PRESVEC+2)
[113] BETA1←-30((((PROT-FBAL)=(100TETA+180))+((((PROT-FBAL)
    )=(200TETA+180))+FSUMIII)))
[114] →(0.00001<BETA1)/SALTOD
[115] BETA1←0
[116] SALTOD:BETA2←BETA1+180+01
[117] →(37<CONT+CONT+1)/LABEL2
[118] SUM1←SUM1+PRESVEC1
[119] MAT[CONT,]←TETA,PRESVEC,BETA2
[120] →LABEL1
[121] LABEL2:'LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES'
[122] 'VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180 '
[123] 'GRADOS) SON:'
[124] MAT
[125] MEDIA←(SUM1+37)*0.5
[126] 'EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS'
[127] 'EN MEDIO CICLO ES:'
[128] MEDIA
[129] →(MEDIA<COMPAR)/OTRO
[130] 'LA MASA DE BALANCEO OPTIMA PARA EL RADIO DE'
[131] 'GIRO SELECCIONADO ES:'
[132] OPTIMA
[133] CILINDROS
[134] →0
```

VCILINDROS[]V
V CILINDROS
[1] 'PROPORCIONE EL NUMERO DE CILINDROS'
[2] 'QUE COMPRENDE EL SISTEMA:'
[3] NC+
[4] →(NC+1)/CONTINUA
[5] 'EL BALANCEO OPTIMO PARA EL SISTEMA'
[6] 'DADO ES EL CALCULADO ANTERIORMENTE'
[7] →ETIQX
[8] CONTINUA: PHI+,NCp0
[9] AI+,NCp0
[10] 'PROPORCIONE LA DISPOSICION DE LOS CODOS DEL'
[11] 'CIGUENAL (EN GRADOS,DEJANDO UN ESPACIO ENTRE'
[12] 'CIFRAS), CONSIDERANDO CERO GRADOS PARA EL PRI-'
[13] 'MER CODO.'
[14] 'A PARTIR DEL SEGUNDO INCLUSIVE, LA POSICION'
[15] 'SE TOMARA A PARTIR DEL PRIMER CODO.'
[16] PHI+
[17] 'PROPORCIONE LAS DISTANCIAS ENTRE EL CENTRO DEL'
[18] 'PRIMER CILINDRO (EN METROS,DEJANDO UN ESPACIO'
[19] 'ENTRE CIFRAS) Y LOS CENTROS DE LOS RESTANTES'
[20] AI+
[21] 'PROPORCIONE LA LONGITUD TOTAL DEL CIGUENAL'
[22] 'ENTRE APOYOS (EN METROS):'
[23] LCIG+
[24] 'PROPORCIONE EL RADIO DE GIRO (EN METROS)'
[25] 'DE LOS ENGRANES DE BALANCEO:'
[26] REX+
[27] XI+200(PHI+180)
[28] YI+100(PHI+180)
[29] SX+//XI
[30] →(0.00001<|SX)/SALTO1
[31] SX+0
[32] SALTO1:SY+//YI
[33] →(0.00001<|SY)/SALTO2
[34] SY+0
[35] SALTO2:WW+(XI+2)-(YI+2)
[36] SXSY+//WW
[37] →(0.00001<|SXSY)/SALTO3
[38] SXSY+0
[39] SALTO3:ASXSY+//(WW+AI)
[40] →(0.00001<|ASXSY)/SALTO4
[41] ASXSY+0
[42] SALTO4:XYI=XI+YI
[43] XY+//XYI
[44] →(0.00001<|XY)/SALTO5
[45] XY+0
[46] SALTO5:AXY+//(XYI+AI)

```
[47] →(0.00001<|AXY)/SALTO6
[48] AXY←0
[49] SALTO6:AX←+/(AI=XI)
[50] →(0.00001<|AX)/SALTO7
[51] AX←0
[52] SALTO7:AY←+/(AI=YI)
[53] →(0.00001<|AY)/SALTO8
[54] AY←0
[55] SALTO8:MATRIZ← 36 5 p0
[56] TETA←-10
[57] CONT←0
[58] MAT0← 36 1 p0,(135)=10
[59] MAT1← 36 1 p0
[60] →(A/SX=SY=0)/LABELA
[61] LABELB:→(350<TETA+TETA+10)/LABELC
[62] PP←(MO=R=(OMEGA*2))=(((200TETA+180)=SX)-((100TETA+
180)=SY))
[63] →(0.00001<|PP)/SALTO9
[64] PP←0
[65] SALTO9:→(36<CONT+CONT+1)/LABELC
[66] MAT1[CONT;]←PP
[67] →LABELB
[68] LABELA:MAT1← 36 1 p0
[69] LABELC:→(A/SXSY=XY=0)/LABELD
[70] TETA←-10
[71] CONT←0
[72] MAT2← 36 1 p0
[73] LABELE:→(350<TETA+TETA+10)/LABELF
[74] PS←((MO=L)=(R*2)=(OMEGA*2))=(((SXSY=(200(2=TETA+180)
)))-((2=XY)=(100(2=TETA+180))))
[75] →(0.00001<|PS)/SALTO10
[76] PS←0
[77] SALTO10:→(36<CONT+CONT+1)/LABELF
[78] MAT2[CONT;]←PS
[79] →LABELE
[80] LABELD:MAT2← 36 1 p0
[81] LABELF:→(A/AX=AY=0)/LABELG
[82] TETA←-10
[83] CONT←0
[84] MAT3← 36 1 p0
[85] LABELH:→(350<TETA+TETA+10)/LABELF
[86] CP←(MO=R=(OMEGA*2))=(((AX=(200TETA+180)))-(AY=(100
TETA+180)))
[87] →(0.00001<|CP)/SALTO11
[88] CP←0
[89] SALTO11:→(36<CONT+CONT+1)/LABELF
```



```
[90] MAT3[CONT;]-CP
[91] →LABELH
[92] LABELG:MAT3+ 36 1 00
[93] LABELI:→(A/ASXSY=AXY=0)/LABELJ
[94] TETA←-10
[95] CONT←0
[96] MAT4← 36 1 00
[97] LABELK:→(350<TETA+TETA+10)/LABELL
[98] CS←(((MO+L)*(R+2)*(OMEGA+2))*((ASXSY=(200(2=TETA+180
)))-(2=AXY*(100(2=TETA+180))))
[99] →(0.00001<|CS)/SALTO12
[100] CS←0
[101] SALTO12:→(36<CONT+CONT+1)/LABELL
[102] MAT4[CONT;]-CS
[103] →LABELK
[104] LABELJ:MAT4← 36 1 00
[105] LABELL:MATRIZ←MAT0,MAT1,MAT2,MAT3,MAT4
[106] 'LOS VALORES CONSECUTIVAMENTE PARA'
[107] '360 GRADOS DE LAS FUERZAS PRI-'
[108] 'MARIAS Y SECUNDARIAS Y DE LOS'
[109] 'MOMENTOS PRIMARIOS Y SECUNDA-'
[110] 'RIOS SON:'
[111] MATRIZ
[112] VECTOR←SX,SY,SKSY,XY,AX,AY,ASXSY,AXY
[113] →(A/VECTOR=0)/LABELM
[114] FPO←((MO+R=(OMEGA+2)=SX)²)·0.5
[115] FSO←(((MO+L)=(R+2)=(OMEGA+2)=SKSY)²)·0.5
[116] CPO←((MO+R=(OMEGA+2)=AX)²)·0.5
[117] CSO←(((MO+L)=(R+2)=(OMEGA+2)=ASXSY)²)·0.5
[118] FP1←FPO+2
[119] FS1←FSO+2
[120] CP1←CPO+LCIG
[121] CS1←CSO+LCIG
[122] MAX← 1 4 00
[123] MAX←FP1,FS1,CP1,CS1
[124] MAXIMO←I/MAX
[125] →((MAXIMO=MAX))/LM1,LY2,LO3,LP4
[126] LM1:MBALFP←(FP0)·(2=(OMEGA+2)=REN)
[127] 'LA MASA DE BALANCO QUE DEBERA COLOCARSE'
[128] 'EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANCO'
[129] 'LAS FUERZAS PRIMARIAS ES:'
[130] MBALFP
[131] SALTO13:'NOTA: USAR UNA VELOCIDAD ANGULAR DE'
[132] 'ENGRANES IGUAL A LA DEL SISTEMA, ES DE-'
[133] 'CIR. UNA RELACION DE 1:1.'
[134] →ETIQX
[135] LN2:MBALFS←(FS0)·(8=(OMEGA+2)=PEN)
[136] 'LA MASA DE B. ANCEO QUE DEBERA COLOCARSE'
```

[137] 'EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANEAR'
[138] 'LAS FUERZAS SECUNDARIAS ES:'
[139] MBALFS
[140] SALTO14: 'NOTA: USAR UNA VELOCIDAD ANGULAR DE'
[141] 'ENGRANES IGUAL AL DOBLE DE LA DEL SIG.'
[142] 'TEMA, ES DECIR, UNA RELACION DE 2:1.'
[143] →ETIQX
[144] L03:MBALCP←(CPO)+(2*(OMEGA*2)*(REV*2))
[145] 'LA MASA DE BALANCO QUE DEBERA COLOCARSE'
[146] 'EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANEAR'
[147] 'LOS MOMENTOS PRIMARIOS ES:'
[148] MBALCP
[149] →SALTO13
[150] L04:MBALCS←(CSO)+(8*(OMEGA*2)*(REV*2))
[151] 'LA MASA DE BALANCO QUE DEBERA COLOCARSE'
[152] 'EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANEAR'
[153] 'LOS MOMENTOS SECUNDARIOS ES:'
[154] MBALCS
[155] →SALTO14
[156] LABELM: 'EL SISTEMA ESTA TOTALMENTE BA-'
[157] 'LANCRADO Y SOLAMENTE SE DEBERAN APLI-'
[158] 'CAR LAS MASAS CORRESPONDIENTES AL BA-'
[159] 'LANCEO POR CILINDRO.'
[160] ETIQX: 'DESEA CORTER EL PROGRAMA PARA'
[161] 'OTRO SISTEMA ? (SI/NO)'
[162] NUEVO←
[163] ←(CURVO[1]-N°)/O
[164] BALANCE
[165] →
[166] →O

4.1.4. EJEMPLOS, GRAFICAS OBTENIDAS Y PROPUESTAS DE BALANCEO

A continuación se dá una breve descripción de los sistemas utilizados para demostrar el funcionamiento del programa de optimización del balanceo.

Sistema No. 1.- Motor de 4 cilindros en línea, con un desplazamiento de 1600 cm^3 . Debido a que este tipo de motor funciona a muy alta velocidad angular se escogió una de 4500 rpm, con el objeto solamente de conocer los valores reales a una velocidad determinada, siendo ésta también un valor aproximado de funcionamiento. Su aplicación más usual es en automóviles pequeños del tipo europeo.

Sistema No. 2.- Motor de 2 cilindros en línea, con un desplazamiento de 750 cm^3 . Se seleccionó una velocidad de 6000 rpm ya que su aplicación más usual es en motocicletas deportivas que desarrollan una velocidad muy alta.

Sistema No. 3.- Motor de 6 cilindros en línea, con un desplazamiento de 4735 cm^3 . Siendo un motor de velocidad media, se evalúa a una velocidad de 2800 rpm. Este tipo de motor es de los más usuales en automóviles americanos de tamaño mediano.

4.1.4 EJEMPLOS, GRAFICAS OBTENIDAS Y PROPUESTAS DE BALANCEO

•• BALANCEO OPTIMO DE MAQUINAS RECIPROCANTES ••
EL SISTEMA A BALANCEAR ES UNO CON PISTONES
EN LINEA O EN «V»? (RESP= LINEA/EN V)

LINEA

PROPORCIONAR LOS SIGUIENTES DATOS:

NUMERO DE REVOLUCIONES (SIN UNIDADES)

NOTA: EL PROGRAMA DETERMINA LA MASA OPTIMA DE BALANCEO INDEPENDIEMENTE DEL VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR, LA CUAL SE REQUIERE SOLAMENTE PARA OBTENER UN VALOR REAL DE DESBALANCEO EN DICHA VELOCIDAD.

□:

.4500

RADIO DE GIRO DE LA MANIVELA (EN METROS)

□:

.0500

PESO DE LA MANIVELA (EN KG.)

□:

1.500

PESO DE LA BIELLA (EN KG.)

□:

.9355

PESO DEL PISTON (EN KG.)

□:

.4742

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA MANIVELA Y SU CENTRO DE GIRO

□:

.035

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA BIELLA Y EL CENTRO DEL CODO DE LA MANIVELA (EN METROS):

□:

.04836

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA BIELLA Y EL CENTRO DEL PERNO DEL PISTON (EN METROS):

□:

.15164

RADIO DE GIRO DE LA MASA DE BALANCEO (EN METROS)

□:

.0500

LONGITUD TOTAL (ENTRE CENTROS) DE LA BIELLA (EN METROS):

□:

.2

EL VALOR DE LA MASA DE LA MANIVELA ES:
0.15984
EL VALOR DE LA MASA DE LA BIELA ES:
0.095362
EL VALOR DE LA MASA DEL PISTON ES:
0.048338
EL VALOR DE LA MASA ROTATORIA (MR) ES:
0.18243
EL VALOR DE LA MASA OSCILATORIA (MO) ES:
0.071397
EL VALOR DE LA MASA FIJA (MF) ES:
0.049713
EL VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR (OMEGA) ES:
471.24
EL VALOR DE LA FUERZA ROTATIVA (PROT) ES:
2058
PROPORCIONE EL VALOR DE LOS INCREMENTOS
A LA MASA DE BALANCEO (EN U.T.M.)
□:

.015

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180 GRADOS) SON:

0	3068	0
5	3059.2	3.3612
10	3033.2	6.766
15	2990.8	10.259
20	2933.1	13.885
25	2862	17.692
30	2779.5	21.728
35	2688.5	26.043
40	2592	30.688
45	2493.4	35.705
50	2396.5	41.134
55	2305.3	46.993
60	2223.4	53.28
65	2154.6	59.959
70	2101.5	66.956
75	2066.3	74.162
80	2049.5	81.442
85	2050.7	88.656
90	2068.1	-84.323
95	2099.2	-77.592
100	2140.8	-71.212
105	2189.7	-65.206
110	2242.8	-59.568
115	2297.5	-54.272
120	2351.5	-49.281
125	2402.9	-44.552
130	2450.5	-40.041
135	2493.4	-35.705
140	2531.1	-31.508
145	2563.5	-27.417
150	2590.6	-23.403
155	2612.6	-19.445
160	2629.9	-15.524
165	2642.9	-11.627
170	2651.8	-7.7447
175	2657.1	-3.8706
180	2658.8	0

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180
GRADOS) SON:

0	1010	0
5	1003.8	0
10	985.43	0
15	955.15	0
20	913.57	0
25	861.46	0
30	799.81	0
35	729.74	0
40	652.52	0
45	569.52	0
50	482.19	0
55	392	0
60	300.42	0
65	208.89	0
70	118.76	0
75	31.29	0
80	52.38	0
85	131.27	0
90	204.58	0
95	271.67	0
100	332.1	0
105	385.63	0
110	432.19	0
115	471.89	0
120	505	0
125	531.94	0
130	553.24	0
135	569.52	0
140	581.47	0
145	589.8	0
150	595.23	0
155	598.46	0
160	600.14	0
165	600.81	0
170	600.95	0
175	600.99	0
180	600.85	0

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:
595.49

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180
GRADOS) SON:**

0	840.79	0
5	835.39	-1.0116
10	819.31	-2.0553
15	792.91	-3.1663
20	756.78	-4.386
25	711.71	-5.7669
30	658.72	-7.3796
35	599.04	-9.3243
40	534.08	-11.751
45	465.51	-14.894
50	395.28	-19.143
55	325.89	-25.172
60	260.87	-34.177
65	205.89	-48.147
70	170.27	-69.049
75	163.93	85.625
80	185.62	63.865
85	223.02	49.1
90	265.49	39.595
95	307.28	33.27
100	345.55	28.832
105	378.9	25.558
110	406.69	23.016
115	428.74	20.959
120	445.2	19.218
125	456.44	17.679
130	462.99	16.259
135	465.51	14.894
140	464.75	13.535
145	461.51	12.14
150	456.59	10.674
155	450.81	9.1278
160	444.91	7.4744
165	439.55	5.7183
170	435.3	3.8706
175	432.57	1.9538
180	431.63	0

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:**

493.23

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 100
GRADOS) SON:**

0	671.58	0
5	667.34	-2.5333
10	654.79	-5.1493
15	634.33	-7.9371
20	606.69	-10.999
25	572.88	-14.457
30	534.23	-18.466
35	492.39	-23.218
40	449.42	-28.95
45	407.81	-35.931
50	370.48	-44.409
55	340.61	-54.48
60	321.12	-65.883
65	313.71	-77.881
70	318.03	-89.458
75	331.71	80.228
80	351.33	71.557
85	373.51	64.505
90	395.46	58.847
95	415.1	54.31
100	431.04	50.644
105	442.37	47.644
110	448.63	45.143
115	449.7	43.005
120	445.71	41.116
125	437.01	39.373
130	424.16	37.678
135	407.81	35.931
140	388.77	34.024
145	367.94	31.841
150	346.3	29.251
155	324.92	26.116
160	304.74	22.308
165	287.58	17.733
170	274.04	12.383
175	265.39	6.3411
180	262.42	0

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:**

434.97

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 100
GRADOS) SON:

0	502.36	0
5	500.08	-5.0758
10	493.44	-10.291
15	483.02	-15.784
20	469.3	-21.689
25	455.12	-28.125
30	440.63	-35.173
35	428.15	-42.849
40	419.5	-51.064
45	416.16	-59.604
50	418.96	-68.156
55	427.89	-76.37
60	442.09	-83.949
65	460.12	89.236
70	480.17	83.439
75	500.46	78.462
80	519.31	74.299
85	535.3	70.86
90	547.32	68.051
95	554.5	65.786
100	556.28	63.989
105	552.34	62.593
110	542.6	61.541
115	527.16	60.779
120	506.33	60.259
125	480.51	59.929
130	450.23	59.734
135	416.16	59.604
140	378.9	59.45
145	339.18	59.144
150	297.72	58.691
155	255.3	57.177
160	212.84	54.681
165	171.66	49.944
170	134.07	41.109
175	104.96	24.931
180	93.205	0

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:

438.63

LA VASA DE BALANCEO OPTIMA PARA EL RADIO DE
GIRO SELECCIONADO ES :

0.21243

PROPORCIONE EL NUMERO DE CILINDROS
QUE COMPRENDE EL SISTEMA:

□:

4

PROPORCIONE LA DISPOSICION DE LOS CODOS DEL
CIGUENAL (EN GRADOS, DEJANDO UN ESPACIO ENTRE
CIFRAS), CONSIDERANDO CERO GRADOS PARA EL PRI-
MER CODO.

A PARTIR DEL SEGUNDO INCLUSIVE, LA POSICION
SE TOMARA A PARTIR DEL PRIMER CODO.

□:

0 180 180 0

PROPORCIONE LAS DISTANCIAS ENTRE EL CENTRO DEL
PRIMER CILINDRO (EN METROS, DEJANDO UN ESPACIO
ENTRE CIFRAS) Y LOS CENTROS DE LOS RESTANTES

□:

0 .19 .38 .57

PROPORCIONE LA LONGITUD TOTAL DEL CIGUENAL
ENTRE APOYOS (EN METROS):

□:

.81

PROPORCIONE EL RADIO DE GIRO (EN METROS)
DE LOS ENGRANES DE BALANCEO:

□:

.1

LOS VALORES CONSECUTIVAMENTE PARA
360 GRADOS DE LAS FUERZAS PRI-
MARIAS Y SECUNDARIAS Y DE LOS
MOMENTOS PRIMARIOS Y SECUNDA-
RIOS SON:

0	0	818.31	0	233.22
10	0	768.96	0	219.15
20	0	626.86	0	178.66
30	0	409.16	0	116.61
40	0	142.1	0	40.498
50	0	-142.1	0	-40.498
60	0	-409.16	0	-116.61
70	0	-626.86	0	-178.66
80	0	-768.96	0	-219.15
90	0	-818.31	0	-233.22
100	0	-768.96	0	-219.15
110	0	-626.86	0	-178.66
120	0	-409.16	0	-116.61
130	0	-142.1	0	-40.498
140	0	142.1	0	40.498
150	0	409.16	0	116.61
160	0	626.86	0	178.66
170	0	768.96	0	219.15
180	0	818.31	0	233.22
190	0	768.96	0	219.15
200	0	626.86	0	178.66
210	0	409.16	0	116.61
220	0	142.1	0	40.498
230	0	-142.1	0	-40.498
240	0	-409.16	0	-116.61
250	0	-626.86	0	-178.66
260	0	-768.96	0	-219.15
270	0	-818.31	0	-233.22
280	0	-768.96	0	-219.15
290	0	-626.86	0	-178.66
300	0	-409.16	0	-116.61
310	0	-142.1	0	-40.498
320	0	142.1	0	40.498
330	0	409.16	0	116.61
340	0	626.86	0	178.66
350	0	768.96	0	219.15

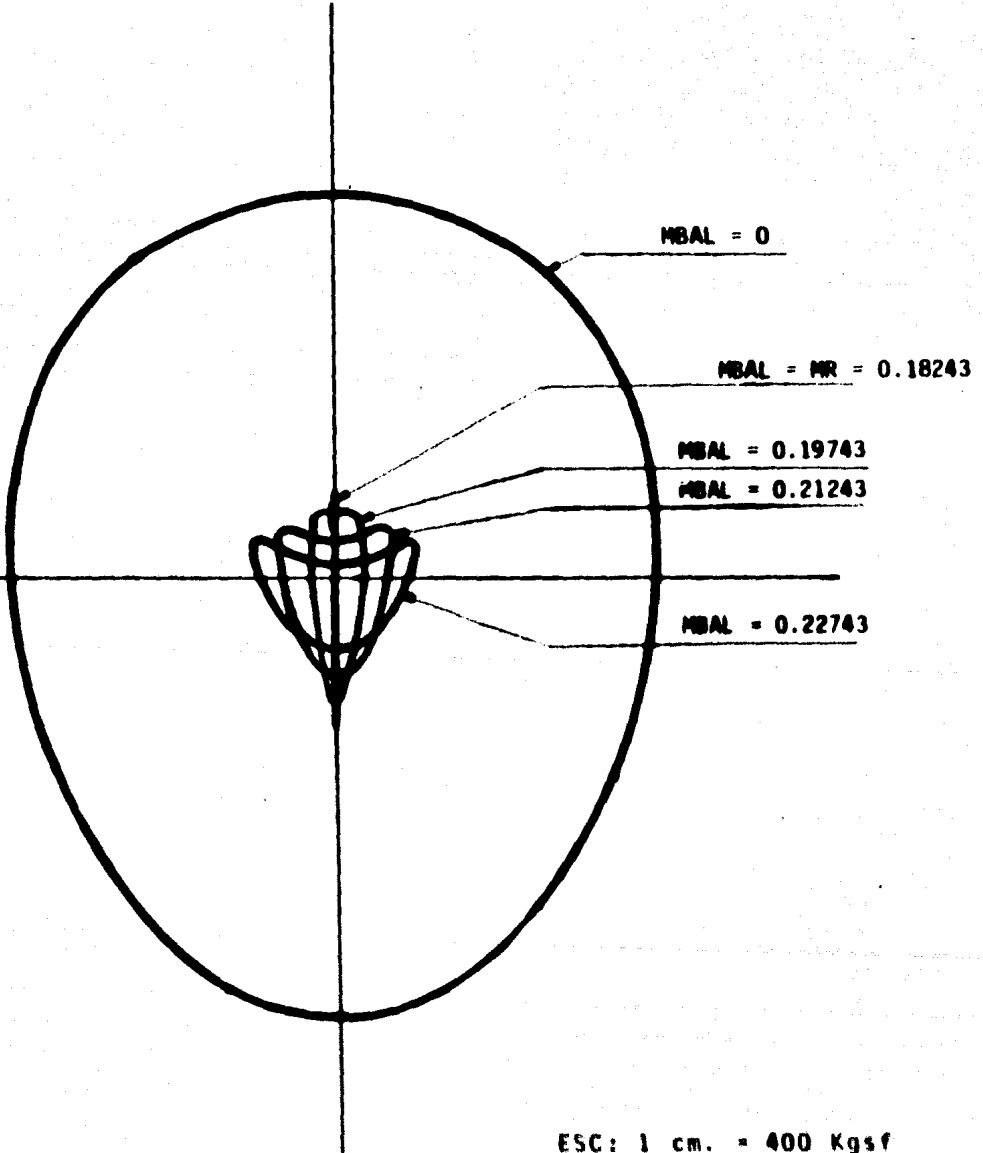
LA MASA DE BALANCO QUE DEBERA COLOCARSE
EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANCRAR
LAS FUERZAS SECUNDARIAS ES:

0.0046062

NOTA: USAR UNA VELOCIDAD ANGULAR DE
ENGRANES IGUAL AL DOBLE DE LA DEL SIS-
TEMA, ES DECIR, LA RELACION DE 2:1.
DESEA CORRER EL PROGRAMA PARA
OTRO SISTEMA ? (SI/NO)

BT

GRAFICA CORRESPONDIENTE AL EJEMPLO No. 1



BALANCE

•• BALANCEO OPTIMO DE MAQUINAS RECIPROCANTES ••
EL SISTEMA A BALANCEAR ES UNO CON PISTONES
EN LINEA O EN *V* ? (RESP= LINEA/EN V)

LINEA

PROPORCIONAR LOS SIGUIENTES DATOS:

NUMERO DE REVOLUCIONES (SIN UNIDADES)

NOTA: EL PROGRAMA DETERMINA LA MASA OPTIMA DE BALANCEO INDEPENDIENTEMENTE DEL VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR, LA CUAL SE REQUIERE SOLAMENTE PARA OBTENER UN VALOR REAL DE DESBALANCEO EN DICHA VELOCIDAD.

□:

6000

RADIO DE GIRO DE LA MANIVELA (EN METROS)

□:

.07891

PESO DE LA MANIVELA (EN KG.)

□:

1.750

PESO DE LA BIELA (EN KG.)

□:

1.2

PESO DEL PISTON (EN KG.)

□:

.480

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA MANIVELA Y SU CENTRO DE GIRO

□:

.045

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA BIELA Y EL CENTRO DEL CODO DE LA MANIVELA (EN METROS):

□:

.06

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA BIELA Y EL CENTRO DEL PERNO DEL PISTON (EN METROS):

□:

.19

RADIO DE GIRO DE LA MASA DE BALANCEO (EN METROS)

□:

.07891

LONGITUD TOTAL (ENTRE CENTROS) DE LA BIELA (EN METROS):

□:

.25

EL VALOR DE LA MASA DE LA MANIVELA ES:
0.17839
EL VALOR DE LA MASA DE LA BIELA ES:
0.12232
EL VALOR DE LA MASA DEL PISTON ES:
0.04893
EL VALOR DE LA MASA ROTATORIA (MR) ES:
0.1947
EL VALOR DE LA MASA OSCILATORIA (MO) ES:
0.078287
EL VALOR DE LA MASA FIJA (MF) ES:
0.076659
EL VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR (OMEGA) ES:
628.32
EL VALOR DE LA FUERZA ROTATIVA (FROT) ES:
6065.3
PROPORCIONE EL VALOR DE LOS INCREMENTOS
A LA MASA DE BALANCEO (EN U.T.M.)

□:

.015

LOS VALORES DE LAS FUERTAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180 GRADOS) SON:

0	3273.9	0
5	3245	3.2779
10	9159	6.6032
15	9018.7	10.024
20	8828.1	13.59
25	8593.4	17.355
30	8321.9	21.372
35	8022.9	25.697
40	7707	30.388
45	7386	35.497
50	7072.8	41.065
55	6780.7	47.115
60	6522.7	53.639
65	6310.5	60.586
70	6153.2	67.861
75	6056.2	75.324
80	6020.4	82.712
85	6042.2	-89.84
90	6113.9	-92.767
95	6225.4	-76.064
100	6365.4	-69.78
105	6522.8	-63.719
110	6697.5	-58.459
115	6850.9	-53.357
120	7006.6	-48.563
125	7143.5	-44.021
130	7276.5	-39.682
135	7386	-35.497
140	7477.6	-31.425
145	7551.9	-27.43
150	7610.2	-23.484
155	7654.5	-19.565
160	7686.8	-15.657
165	7707.2	-11.749
170	7723.7	-7.8374
175	7731.7	-3.9204
180	7734.3	0

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180
GRADOS) SON:**

0	3208.6	0
5	3187.7	0
10	3125.2	0
15	3022.8	0
20	2881.5	0
25	2705.2	0
30	2497	0
35	2261.1	0
40	2001.9	0
45	1724.8	0
50	1434	0
55	1135.8	0
60	834.52	0
65	535.88	0
70	244.44	0
75	35.444	0
80	299.87	0
85	543.54	0
90	769.8	0
95	970.66	0
100	1146.9	0
105	1297.9	0
110	1423.8	0
115	1525.8	0
120	1604.3	0
125	1662.1	0
130	1701.3	0
135	1724.8	0
140	1734.8	0
145	1734.8	0
150	1727.2	0
155	1715.8	0
160	1702.1	0
165	1689.1	0
170	1678.4	0
175	1671.8	0
180	1669	0

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:
1832.7**

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180
GRADOS) SON:

0	2741.4	0
5	2722.5	-0.85715
10	2666.2	-1.744
15	2573.9	-2.6932
20	2447.6	-3.7439
25	2290.2	-4.9468
30	2105.3	-6.3717
35	1897.3	-8.121
40	1671.2	-10.354
45	1432.7	-13.334
50	1188.8	-17.525
55	948.24	-23.808
60	724.45	-33.96
65	542.1	-51.374
70	447.18	-79.093
75	477.69	70.89
80	597.45	50.377
85	748.6	38.45
90	900.52	31.259
95	1039.9	26.592
100	1160.8	23.355
105	1260.5	20.982
110	1338.1	19.157
115	1393.9	17.687
120	1429.2	16.443
125	1445.7	15.353
130	1446	14.333
135	1432.7	13.334
140	1409	12.308
145	1378	11.215
150	1343	10.019
155	1307	8.6903
160	1273	7.2122
165	1243.6	5.5809
170	1220.9	3.8107
175	1206.6	1.9342
180	1201.8	0

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:
1551.3

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
 VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180
 GRADOS) SON:

0	2274.1	0
5	2258.1	-2.0672
10	2210.8	-4.2097
15	2133.4	-6.5101
20	2028.6	-9.0658
25	1899.7	-12
30	1751.1	-15.477
35	1588.7	-19.72
40	1419.4	-25.039
45	1252.2	-31.852
50	1098.6	-40.669
55	972.37	-51.935
60	888.78	-65.595
65	858.65	-80.554
70	881.43	85.105
75	944.37	72.922
80	1029.9	63.337
85	1122.5	56.042
90	1210.8	50.522
95	1287.4	46.316
100	1347.8	43.069
105	1389.3	40.526
110	1410.8	38.497
115	1412.6	36.841
120	1395.7	35.444
125	1361.7	34.209
130	1313	33.043
135	1252.2	31.852
140	1182.6	30.529
145	1107.3	28.953
150	1029.9	26.981
155	954.11	24.454
160	883.69	21.205
165	822.71	17.098
170	775.22	12.084
175	744.91	6.2776
180	734.47	0

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERTAS
 EN MEDIO CICLO ES:
 1375.2

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180
GRADOS) SON:

0	1806.8	0
5	1795.3	-3.9023
10	1761.5	-7.9434
15	1707.3	-12.27
20	1636	-17.042
25	1552.2	-22.439
30	1461.9	-28.65
35	1372.8	-35.852
40	1293.5	-44.156
45	1233	-53.509
50	1198.8	-63.608
55	1195.2	-73.898
60	1221.4	-83.72
65	1271.8	87.451
70	1338.1	79.884
75	1411.4	73.61
80	1483.6	68.519
85	1547.9	64.446
90	1599.3	61.228
95	1634.1	58.719
100	1649.9	56.799
105	1645.6	55.373
110	1620.8	54.364
115	1576.3	53.707
120	1513.3	53.346
125	1433.3	53.232
130	1339.3	53.307
135	1233	53.309
140	1117.4	53.75
145	995.05	53.908
150	868.7	53.792
155	740.97	53.088
160	614.73	51.254
165	493.82	47.283
170	384.68	39.258
175	300.86	23.96
180	267.19	0

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:
1346.3

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180 GRADOS) SON:

0	1339.5	0
5	1335.8	-7.0059
10	1324.8	-14.182
15	1309.6	-21.879
20	1294	-29.607
25	1283.1	-37.998
30	1282.3	-46.779
35	1297	-55.75
40	1329.9	-64.818
45	1381.7	-73.849
50	1430.6	-80.776
55	1532.6	-87.626
60	1621.0	-88.463
65	1713	-81.471
70	1800.3	-77.33
75	1878.6	-73.956
80	1943.8	-71.261
85	1992.3	-69.17
90	2021.8	-67.616
95	2029.7	-66.549
100	2016.1	-65.929
105	1980.8	-65.729
110	1923.7	-65.931
115	1846.8	-66.529
120	1751.0	-67.523
125	1640.9	-68.921
130	1516.6	-70.756
135	1381.7	-73.849
140	1219	-75.657
145	1091.2	-79.258
150	940.85	-83.379
155	790.23	-88.44
160	641.59	-95.14
165	497.57	-104.674
170	362.9	-116.929
175	250.71	-130.575
180	200.1	0

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS EN MEDIO CICLO ES:

1473.3

LA MASA DE BALANZCO OPTIMA PARA EL RADIO DE GIRO SELECCIONADO ES :

0.2397

**PROPORCIONE EL NUMERO DE CILINDROS
QUE COMPRENDE EL SISTEMA:**

Q:

2

**PROPORCIONE LA DISPOSICION DE LOS CODOS DEL
CIGURNAL (EN GRADOS, DEJANDO UN ESPACIO ENTRE
CIFRAS), CONSIDERANDO CERRO GRADOS PARA EL PRI-
MER CODO.**

**A PARTIR DEL SEGUNDO INCLUSIVE, LA POSICION
SE TOMARA A PARTIR DEL PRIMER CODO.**

Q:

0 100

**PROPORCIONE LAS DISTANCIAS ENTRE EL CENTRO DEL
PRIMER CILINDRO (EN METROS, DEJANDO UN ESPACIO
ENTRE CIFRAS) Y LOS CENTROS DE LOS RESTANTES**

Q:

0 .1

**PROPORCIONE LA LONGITUD TOTAL DEL CIGURNAL
ENTRE APOYOS (EN METROS):**

Q:

.2

**PROPORCIONE EL RADIO DE GIRO (EN METROS)
DE LOS RUCRANES DE BALANCO:**

Q:

.1

LOS VALORES CONSECUTIVAMENTE PARA
360 GRADOS DE LAS FUERZAS PRI-
MARIAS Y SECUNDARIAS Y DE LOS
MOMENTOS PRIMARIOS Y SECUNDA-
RIOS SON:

0	0	1539.6	-243.88	76.98
10	0	1446.7	-240.18	72.337
20	0	1179.4	-229.18	58.97
30	0	769.8	-211.21	38.49
40	0	267.35	-186.83	13.367
50	0	-267.35	-156.77	-13.367
60	0	-769.8	-121.94	-38.49
70	0	-1179.4	-83.413	-58.97
80	0	-1446.7	-42.35	-72.337
90	0	-1539.6	0	-76.98
100	0	-1446.7	42.35	-72.337
110	0	-1179.4	83.413	-58.97
120	0	-769.8	121.94	-38.49
130	0	-267.35	156.77	-13.367
140	0	267.35	186.83	13.367
150	0	769.8	211.21	38.49
160	0	1179.4	229.18	58.97
170	0	1446.7	240.18	72.337
180	0	1539.6	243.88	76.98
190	0	1446.7	240.18	72.337
200	0	1179.4	229.18	58.97
210	0	769.8	211.21	38.49
220	0	267.35	186.83	13.367
230	0	-267.35	156.77	-13.367
240	0	-769.8	121.94	-38.49
250	0	-1179.4	83.413	-58.97
260	0	-1446.7	42.35	-72.337
270	0	-1539.6	0	-76.98
280	0	-1446.7	-42.35	-72.337
290	0	-1179.4	-83.413	-58.97
300	0	-769.8	-121.94	-38.49
310	0	-267.35	-156.77	-13.367
320	0	267.35	-186.83	13.367
330	0	769.8	-211.21	38.49
340	0	1179.4	-229.18	58.97
350	0	1446.7	-240.18	72.337

LA MASA DE BALANCR0 QUE DEBERA COLOCARSE
EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANCRAR
LOS MOMENTOS PRIMARIOS ES:

0.030888

NOTA: USAR UNA VELOCIDAD ANGULAR DE
ENGRANES IGUAL A LA DEL SISTEMA. ES DE-
CIR, UNA RELACION DE 1:1.

DESEA CORRER EL PROGRAMA PARA
OTRO SISTEMA ? (SI/NO)

SI

BALANCE

•• BALANCEO OPTIMO DE MAQUINAS RECIPROCANES ••
EL SISTEMA A BALANCEAR ES UNO CON PISTONES
EN LINEA O EN "V" ? (RESP= LINEA/EN V)

LINEA

PROPORCIONAR LOS SIGUIENTES DATOS:

NUMERO DE REVOLUCIONES (SIN UNIDADES)

NOTA: EL PROGRAMA DETERMINA LA MASA OPTIMA DE BALANCEO INDEPENDIEMENTE DEL VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR, LA CUAL SE REQUIERE SOLAMENTE PARA OBTENER UN VALOR REAL DE DESBALANCEO EN DICHA VELOCIDAD.

□:

2800

RADIO DE GIRO DE LA MANIVELA (EN METROS)

□:

.06985

PESO DE LA MANIVELA (N KG.)

□:

2.156

PESO DE LA BIELA (EN KG.)

□:

1.307

PESO DEL PISTON (EN KG.)

□:

.699

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA MANIVELA Y SU CENTRO DE GIRO

□:

.086675

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA BIELA Y EL CENTRO DEL CODO DE LA MANIVELA (EN METROS):

□:

.067564

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA BIELA Y EL CENTRO DEL PERNO DEL PISTON (EN METROS):

□:

.211836

RADIO DE GIRO DE LA MASA DE BALANCEO (EN METROS)

□:

.08985

LONGITUD TOTAL (ENTRE CENTROS) DE LA BIELA (EN METROS):

□:

.2794

EL VALOR DE LA MASA DE LA MANIVELA ES:
0.21978
EL VALOR DE LA MASA DE LA BIELA ES:
0.13323
EL VALOR DE LA MASA DEL PISTON ES:
0.071254
EL VALOR DE LA MASA ROTATORIA (MR) ES:
0.3108
EL VALOR DE LA MASA OSCILATORIA (MO) ES:
0.10347
EL VALOR DE LA MASA FIJA (MP) ES:
0.0099898
EL VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR (OMEGA) ES:
293.22
EL VALOR DE LA FUERZA ROTATIVA (PROT) ES:
1866.5
PROPORCIONE EL VALOR DE LOS INCREMENTOS
A LA MASA DE BALANCEO (EN U.T.M.)

□:

.02

LOS VALORES DE LAS FUERTAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180 GRADOS) SON:

0	2643.2	0
5	2636.4	3.5376
10	2616.2	7.1164
15	2583.2	10.778
20	2538.4	14.565
25	2483.2	18.521
30	2419.4	22.689
35	2349.2	27.111
40	2274.9	31.829
45	2199.2	36.878
50	2125.1	42.284
55	2055.5	48.058
60	1993.2	54.189
65	1940.9	60.641
70	1900.5	67.35
75	1873.4	74.223
80	1860.2	81.155
85	1860.5	88.033
90	1872.9	-85.242
95	1895.8	-78.751
100	1926.8	-72.544
105	1963.7	-66.646
110	2004.2	-61.058
115	2046.2	-55.762
120	2087.9	-50.73
125	2128	-45.929
130	2165.3	-41.324
135	2199.2	-36.878
140	2229.2	-32.561
145	2255.1	-28.342
150	2276.9	-24.197
155	2294.7	-20.105
160	2308.8	-16.051
165	2319.4	-12.021
170	2326.8	-8.0071
175	2331.1	-4.0016
180	2332.5	0

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180
GRADOS) SON:

0	776.73	0
5	772.01	0
10	757.92	0
15	734.75	0
20	702.91	0
25	663.02	0
30	615.81	0
35	562.14	0
40	502.98	0
45	439.39	0
50	372.44	0
55	303.28	0
60	233.02	0
65	162.75	0
70	93.524	0
75	26.292	0
80	38.075	0
85	98.829	0
90	155.35	0
95	207.14	0
100	253.88	0
105	295.36	0
110	331.53	0
115	362.46	0
120	388.37	0
125	409.54	0
130	426.39	0
135	439.39	0
140	449.03	0
145	455.88	0
150	460.46	0
155	463.31	0
160	464.91	0
165	465.68	0
170	465.97	0
175	466.03	0
180	466.04	0

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:
458.99

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180
GRADOS) SON:

0	656.62	0
5	652.44	-0.91932
10	639.98	-1.8676
15	619.51	-2.8762
20	591.48	-3.9825
25	556.49	-5.2335
30	515.3	-6.6925
35	468.84	-8.4495
40	418.17	-10.639
45	364.49	-13.474
50	309.24	-17.309
55	254.2	-22.77
60	201.83	-31.021
65	156.18	-44.185
70	124.45	-65.077
75	116.11	87.634
80	132.15	63.516
85	162.06	47.589
90	196.36	37.71
95	230.21	31.315
100	261.33	26.912
105	288.62	23.701
110	311.61	21.235
115	330.16	19.25
120	344.4	17.579
125	354.58	16.11
130	361.11	14.761
135	364.49	13.474
140	365.28	12.202
145	364.07	10.908
150	361.47	9.5633
155	358.07	8.1436
160	354.43	6.6556
165	351.04	5.0804
170	348.31	3.4329
175	346.54	1.731
180	345.93	0

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:
385.29

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 100
GRADOS) SON:**

0	536.52	0
5	533.12	-2.2506
10	523.02	-4.5744
15	506.55	-7.0501
20	484.21	-9.769
25	456.74	-12.842
30	425.1	-16.412
35	390.48	-20.662
40	354.38	-25.831
45	318.59	-32.219
50	285.31	-40.163
55	257.12	-49.934
60	236.7	-61.509
65	226.16	-74.29
70	226.01	-87.117
75	234.79	81.21
80	249.66	71.382
85	267.6	63.413
90	286.07	57.109
95	303.21	52.112
100	317.77	48.112
105	328.96	44.857
110	336.36	42.151
115	339.84	39.839
120	339.47	37.793
125	335.52	35.907
130	328.39	34.081
135	318.59	32.219
140	306.72	30.226
145	293.46	28.002
150	279.55	25.445
155	265.76	22.458
160	252.9	18.958
165	241.78	14.901
170	233.16	10.306
175	227.7	5.2756
180	225.82	0

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:
339.22**

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 100
GRADOS) SON:**

0	416.41	0
5	414.25	-4.3478
10	407.9	-8.8236
15	397.79	-13.559
20	384.6	-18.689
25	369.31	-24.351
30	353.17	-30.672
35	337.63	-37.744
40	324.28	-45.581
45	314.63	-54.076
50	309.87	-62.968
55	310.57	-71.876
60	316.49	-80.388
65	326.73	-88.163
70	339.89	84.985
75	354.43	79.109
80	368.84	74.165
85	381.83	70.058
90	392.38	66.678
95	399.66	63.914
100	403.13	61.669
105	402.47	59.857
110	397.53	58.402
115	388.36	57.234
120	375.13	56.288
125	358.16	55.498
130	337.83	54.79
135	314.63	54.076
140	289.1	53.241
145	261.81	52.13
150	233.42	50.819
155	204.67	48.076
160	178.47	44.293
165	150.12	38.407
170	127.52	29.383
175	111.59	16.345
180	105.72	0

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:
332.49**

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 180
GRADOS) SON:

0	296.3	0
5	296.38	-8.1219
10	296.76	-16.327
15	297.88	-24.672
20	300.38	-33.163
25	305.01	-41.735
30	312.41	-50.256
35	323.05	-58.541
40	337.01	-66.394
45	354.03	-73.649
50	373.49	-80.191
55	394.52	-85.971
60	416.13	89.009
65	437.28	84.714
70	456.97	81.088
75	474.3	78.069
80	488.48	75.598
85	498.85	73.618
90	504.92	72.081
95	506.33	70.949
100	502.9	70.187
105	494.57	69.77
110	481.43	69.676
115	463.69	69.89
120	441.65	70.4
125	415.73	71.199
130	386.36	72.282
135	354.03	73.649
140	319.26	75.302
145	282.52	77.254
150	244.28	79.528
155	204.95	82.177
160	164.87	85.32
165	124.35	89.254
170	83.733	-95.092
175	43.717	-73.294
180	14.391	0

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN MEDIO CICLO ES:

367.26

LA MASA DE BALANCEO OPTIMA PARA EL RADIO DE
GIRO SELECCIONADO ES :

0.3708

**PROPORCIONE EL NUMERO DE CILINDROS
QUE COMPRENDE EL SISTEMA:**

□:

6

**PROPORCIONE LA DISPOSICION DE LOS CODOS DEL
CIGUENAL (EN GRADOS, DEJANDO UN ESPACIO ENTRE
CIFRAS), CONSIDERANDO CERO GRADOS PARA EL PRI-
MER CODO.**

**A PARTIR DEL SEGUNDO INCLUSIVE, LA POSICION
SE TOMARA A PARTIR DEL PRIMER CODO.**

□:

0 120 240 240 120 0

**PROPORCIONE LAS DISTANCIAS ENTRE EL CENTRO DEL
PRIMER CILINDRO (EN METROS, DEJANDO UN ESPACIO
ENTRE CIFRAS) Y LOS CENTROS DE LOS RESTANTES**

□:

0 .10 .36 .54 .72 .90

**PROPORCIONE LA LONGITUD TOTAL DEL CIGUENAL
ENTRE APOYOS (EN METROS):**

□:

1.2

**PROPORCIONE EL RADIO DE GIRO (EN METROS)
DE LOS ENGRANES DE BALANCO:**

□:

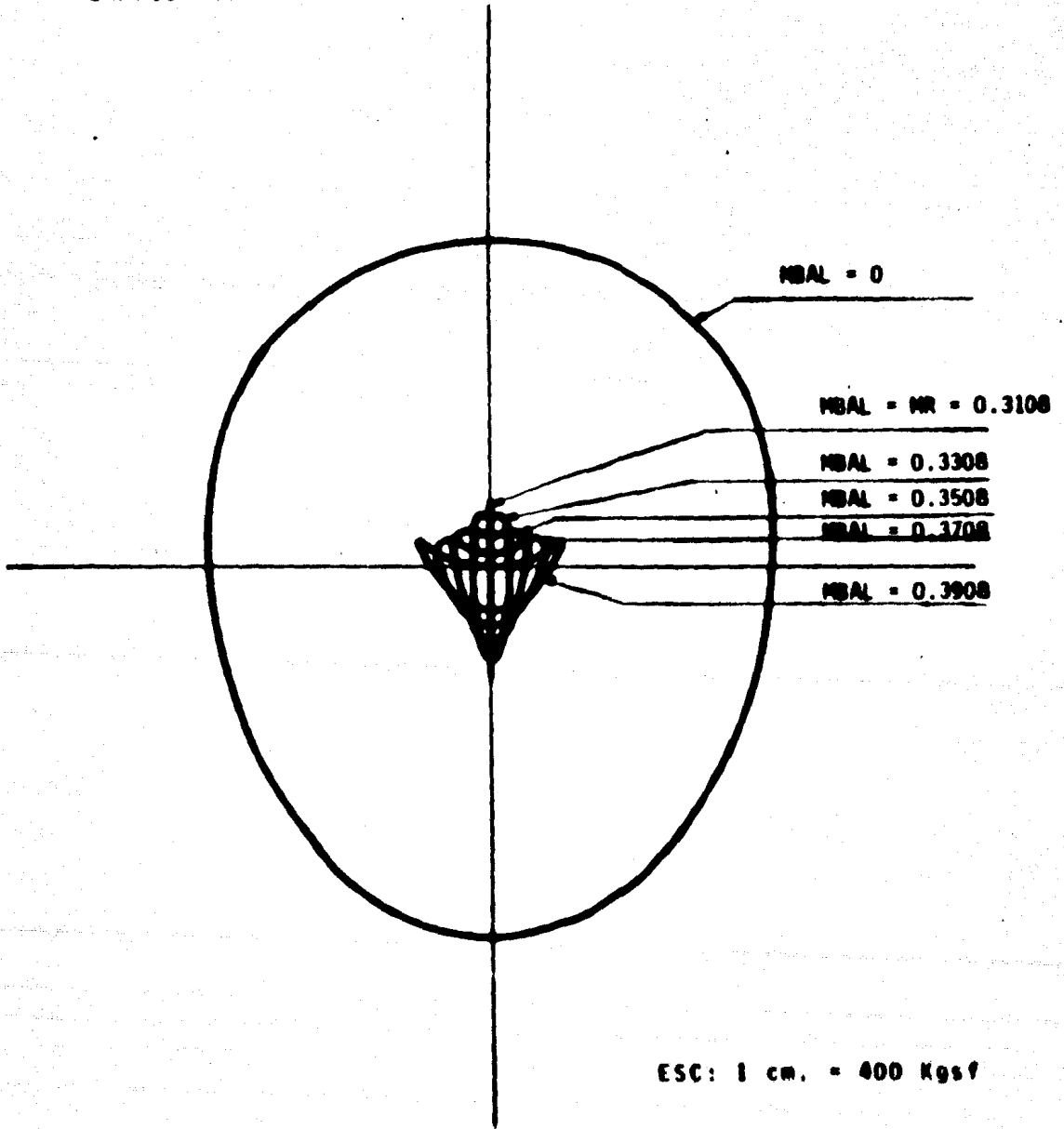
.1

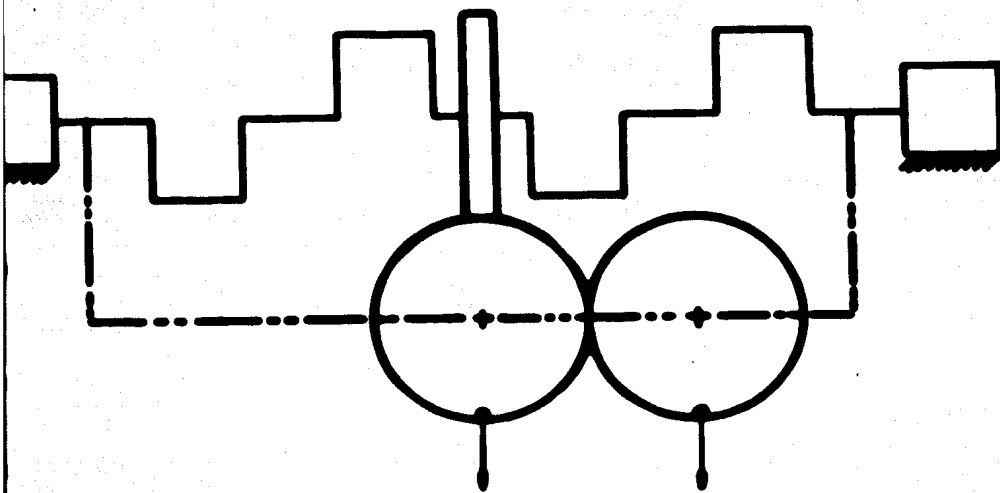
LOS VALORES CONSECUTIVAMENTE PARA
360 GRADOS DE LAS FUERZAS PRI-
MARIAS Y SECUNDARIAS Y DE LOS
MOMENTOS PRIMARIOS Y SECUNDA-
RIOS SON:

0	0	0	0	0
10	0	0	0	0
20	0	0	0	0
30	0	0	0	0
40	0	0	0	0
50	0	0	0	0
60	0	0	0	0
70	0	0	0	0
80	0	0	0	0
90	0	0	0	0
100	0	0	0	0
110	0	0	0	0
120	0	0	0	0
130	0	0	0	0
140	0	0	0	0
150	0	0	0	0
160	0	0	0	0
170	0	0	0	0
180	0	0	0	0
190	0	0	0	0
200	0	0	0	0
210	0	0	0	0
220	0	0	0	0
230	0	0	0	0
240	0	0	0	0
250	0	0	0	0
260	0	0	0	0
270	0	0	0	0
280	0	0	0	0
290	0	0	0	0
300	0	0	0	0
310	0	0	0	0
320	0	0	0	0
330	0	0	0	0
340	0	0	0	0
350	0	0	0	0

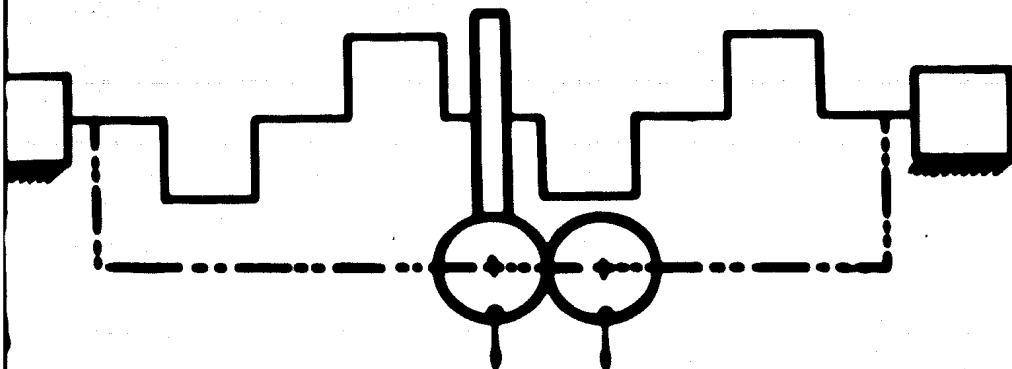
EL SISTEMA ESTA TOTALMENTE BA-
LANCEADO Y SOLAMENTE SE DEBERAN APLI-
GAR LAS MASAS CORRESPONDIENTES AL BA-
LANCEO POR CILINDRO.
DESEA CORRER EL PROGRAMA PARA
OTRO SISTEMA ? (SI/NO)
NO

GRAFICA CORRESPONDIENTE AL EJEMPLO No. 3

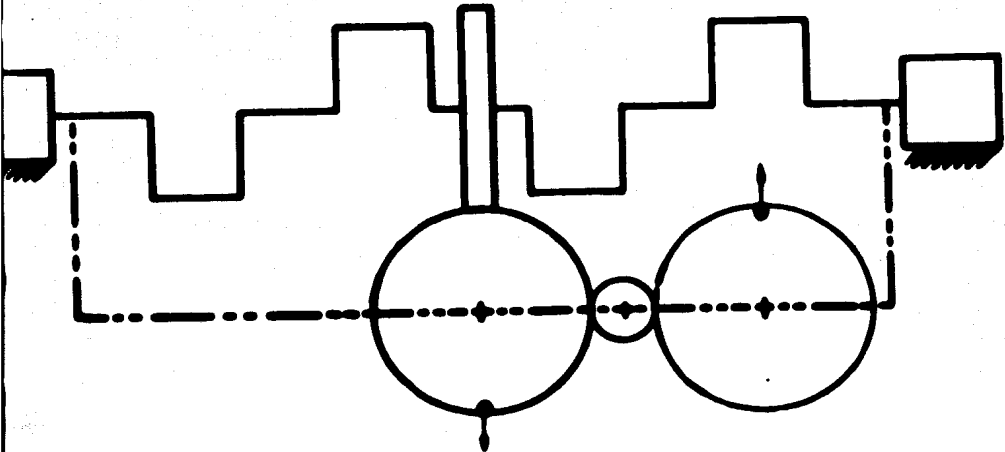




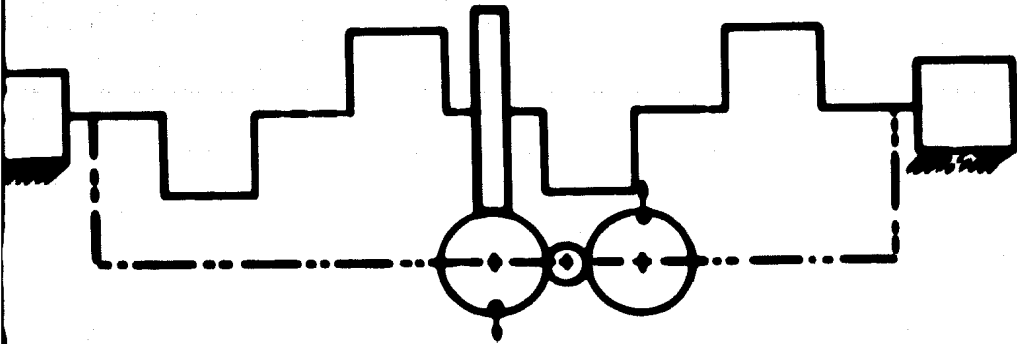
FUERZAS PRIMARIAS BALANCEADAS EN MOTORES EN LINEA



FUERZAS SECUNDARIAS BALANCEADAS EN MOTORES EN LINEA



MOMENTOS PRIMARIOS BALANCEADOS EN MOTORES EN LINEA



MOMENTOS SECUNDARIOS BALANCEADOS EN MOTORES EN LINEA

4.2.1.- DESCRIPCION DE LAS MODIFICACIONES PARA EL SISTEMA EN "V".

Este sistema esta formado de cilindros, iguales, separados un ángulo determinado. A cada uno de los codos del cigueñal se sujetan dos bielas, correspondiendo una a cada cilindro de cada uno de los bancos.

El análisis de balanceo es similar al correspondiente a motores en línea, con las siguientes excepciones:

- 1.- La masa rotativa equivalente deberá tener agregada la parte correspondiente a la segunda biela.
- 2.- Se deberá obtener como fuerza resultante la suma vectorial de las fuerzas de inercia de los dos bancos, así como también deberá calcularse el ángulo y la dirección de este resultante tomando en cuenta ambos bancos.
- 3.- Se deberá agregar el dato correspondiente al ángulo que forman los dos bancos.
- 4.- Para el balanceo de fuerzas primarias y secundarias, así como para los momentos primarios y secundarios, se propone

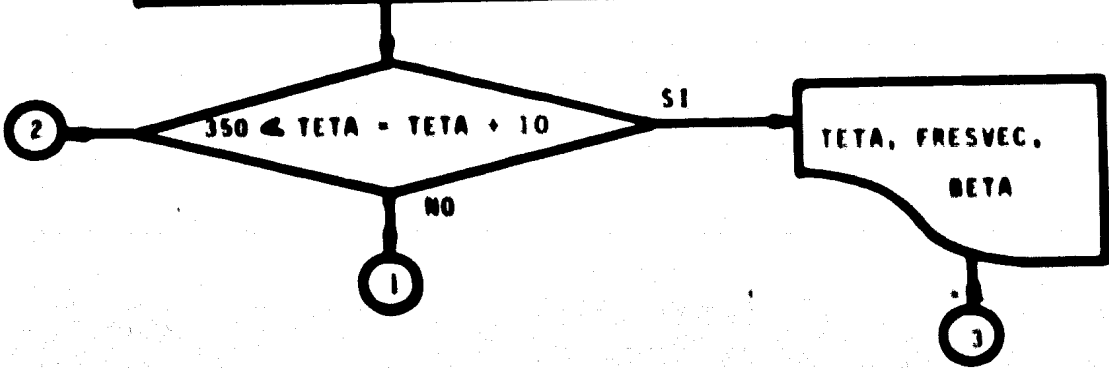
utilizar la solución general de los sistemas en línea aplicada a cada uno de los bancos. Esto quiere decir, utilizar como solución general dos trenes de engranes. Es importante hacer notar que el programa desarrollado propone este tipo de solución, agregando una solución específica para el caso de un motor V - 8 con ángulo de 90° . Esta solución se explica en el capítulo No. 5.

BALANCE1

2.2
PROGRAMA DE
AJUSTE DEL SIS-
TEMA PARA MO-
DOR EN *V*

N, R, PM, PB, PP, LM, LA, LB,
RMBAL, L, ANG, INC

G = 9.81
MM = PM / G
MB = PB / G
MP = PP / G
MR = $\frac{MM \times LM}{R} + \frac{2 \times MB \times LB}{L}$
MO = $\frac{MB \times LA}{L} + MP$
MF = $\frac{MM \times (R - LM)}{R}$
OMEGA = $\frac{N \times \sqrt{MF}}{30}$
FROT = MR x OMEGA² x R
SUM 1 = 0
TETA = - 10



1

TETA V = TETA - ANG

FI = MO x OMEGA² x R x COS TETA

F12 = MO x OMEGA² x R x COS TETA V

FII = MO x OMEGA² x R² x COS 2 TETA

FII2 = MO x OMEGA² x R² x COS 2 TETA V

FSUMIII = FI + FII

FSUMIII2 = F12 + FII2

FRESVEL = (FROT x COS TETA + FSUMIII + FSUMIII2 x COS ANG)²

FRESVEM = (FROT x SEN TETA + FSUMIII2 x SEN ANG)²

FRESVEC = √ FRESVEL + FRESVEM

BETA = TAN⁻¹ (FROT x SEN TETA + FSUMIII2 x SEN ANG) / (FROT x COS TETA + FSUMIII + FSUMIII2 x COS ANG)

FRESVEC 1 = FRESVEC²

SUM 1 = SUM 1 + FRESVEC 1

COMPAR = √ (SUM 1 / 36)

2

3

MBAL = MR

7 FBAL = MBAL x OMEGA² x RMBAL

SUM 1 = 0
TETA = -10

4



350 < TETA = TETA + 10

SI

TETA, FRESVEC
BETA

NO

TETA V = TETA - ANG

5

$$F1 = NO \times OMEGA^2 \times R \times \cos TETA$$

$$F12 = NO \times OMEGA^2 \times R \times \cos TETA V$$

$$F11 = \frac{NO \times OMEGA^2 \times R^2 \times \cos 2 TETA}{L}$$

$$F112 = \frac{NO \times OMEGA^2 \times R^2 \times \cos 2 TETA V}{L}$$

$$FSUM111 = F1 + F11$$

$$FSUM1112 = F12 + F112$$

$$FRESVEL = ((FROT - FBAL) \times \cos TETA + FSUM111 + FSUM1112 \times \cos ANG)^2$$

$$FRESVEM = ((FROT - FBAL) \times \sin TETA + FSUM1112 \times \sin ANG)^2$$

$$FRESVEC = \sqrt{FRESVEL + FRESVEM}$$

$$FRESVEC 1 = FRESVEC^2$$

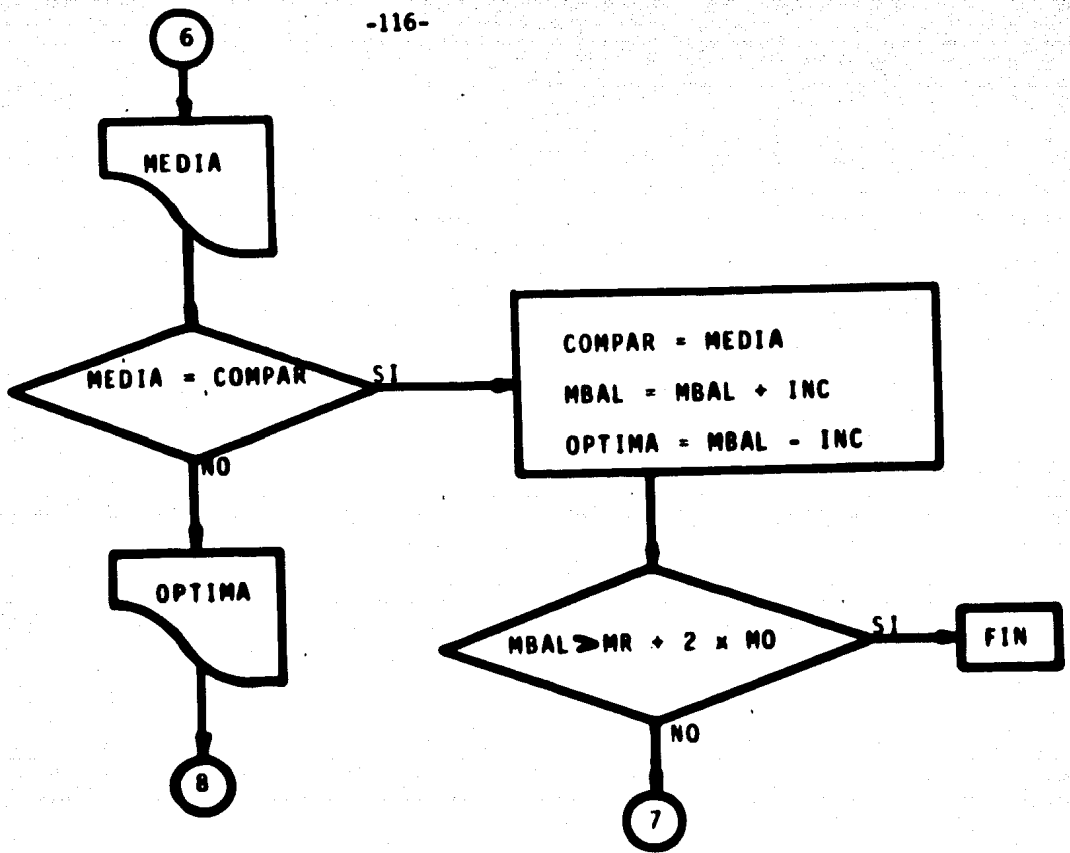
$$BETA = \tan^{-1} \frac{(FROT - FBAL) \times \sin TETA + FSUM1112 \times \sin ANG}{(FROT - FBAL) \times \cos TETA + FSUM111 + FSUM1112 \times \cos ANG}$$

$$SUM 1 = SUM 1 + FRESVEC$$

5

$$MEDIA = \sqrt{\frac{SUM 1}{36}}$$

6



8

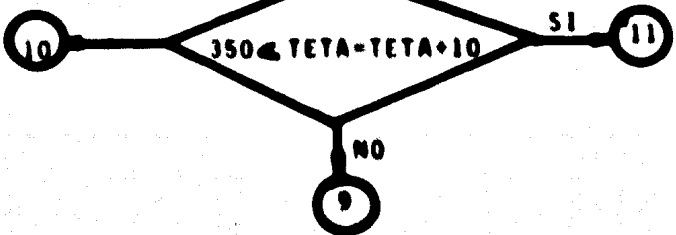
CILINDROS 1

NC, PHI, AI, LCIG, REN

XI = COS(PHI)
VI = SEN(PHI)
SX = SUMATORIA DE XI
SY = SUMATORIA DE VI
WM = XI² - VI²
SXSXV = SUMATORIA DE WM
ASXSXV = SUMATORIA DE WMxAI
XVI = XI x VI
XV = SUMATORIA DE XVI
AXV = SUMATORIA DE XVIxAI
AX = SUMATORIA DE AIxXI
AV = SUMATORIA DE AIxVI

TETA = -10

TETA V = TETA - ANG



9

$$FP = (MO \times R \times OMEGA^2) (SX \text{ COSTETA} - SY \text{ SENTETA})$$

$$FP2 = (MO \times R \times OMEGA^2) (SX \text{ COSTETA}V - SY \text{ SENTETA}V)$$

$$T1 = FP + FP2 \text{ COS ANG}$$

$$T2 = FP2 \text{ SEN ANG}$$

$$FPRES = \sqrt{T1^2 + T2^2}$$

$$FPALFA = \text{TAN}^{-1} T2/T1$$

10

11

TETA = -10
TETA V = TETA - ANG

13

350 < TETA - TETA + 10

SI

14

NO

12

12

$$FS = \frac{(MO \times R^2 \times OMEGA^2)}{L} (SXS Y \text{ COS} 2TETA - 2 \times XY \text{ SEN} 2TETA)$$

$$FS2 = \frac{(MO \times R^2 \times OMEGA^2)}{L} (SXS Y \text{ COS} 2TETA V - 2 \times XY \text{ SEN} 2TETA V)$$

$$T3 = FS + FS2 \text{ COS ANG}$$

$$T4 = FS2 \text{ SEN ANG}$$

$$FSRES = \sqrt{T3^2 + T4^2}$$

$$FSALFA = \text{TAN}^{-1} T4/T3$$

13

14

TETA = -10
TETA V = TETA - ANG

16

350 < TETA - TETA + 10

SI

17

NO

19

15

$CP = (MO \times R \times OMEGA^2) (AX \cos TETA - AY \sin TETA)$

$CP2 = (MO \times R \times OMEGA^2) (AX \cos TETA V - AY \sin TETA V)$

$T5 = CP + CP2 \cos ANG$

$T6 = CP2 \sin ANG$

$CPRES = \sqrt{T5^2 + T6^2}$

$CPALFA = \tan^{-1} T6/T5$

16

17

$TETA = -10$
 $TETA V = TETA - ANG$

19

$350 \leq TETA = TETA + 10$

SI 20

NO 18

18

$$CS = \left(\frac{MO \times R^2 \times \Omega^2}{L} \right) (ASXY \cos 2TETA - 2 \times AX Y \text{ SEN} 2TETA)$$

$$CS2 = \left(\frac{MO \times R^2 \times \Omega^2}{L} \right) (ASXY \cos 2TETA V - 2 \times AX Y \text{ SEN} 2TETA V)$$

$$T7 = CS + CS2 \cos \text{ ANG}$$

$$T8 = CS2 \sin \text{ ANG}$$

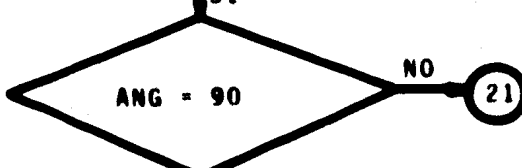
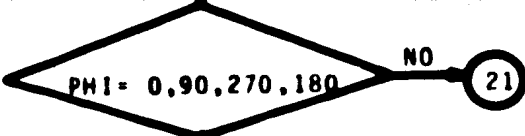
$$CSRES = \sqrt{T7^2 + T8^2}$$

$$CSALFA = \tan^{-1} T7/T8$$

19

20

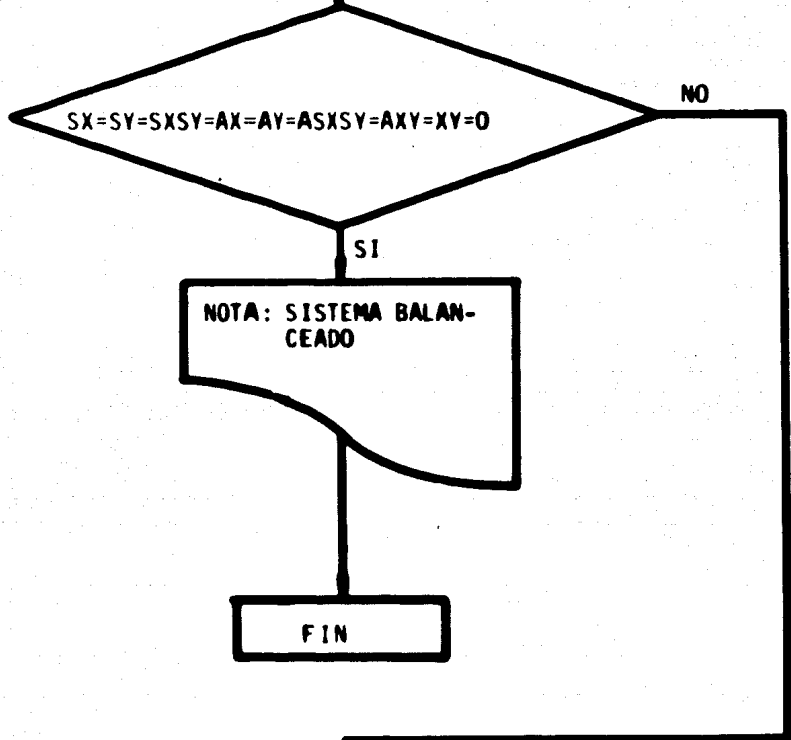
TETA, FP, FP2, FPRES, FPALFA
TETA, FS, FS2, FSRES, FSALFA
TETA, CP, CP2, CPRES, CPALFA
TETA, CS, CS2, CSRES, CSALFA



$LEM = \frac{LCIG - \text{SUMATORIA } AI}{2}$
 $LEMI = \frac{\text{SUMATORIA } AI}{2} + LEM$
 $MBALCP = \frac{CPRES}{\text{OMEGA}^2 \times REN \times LEMI}$

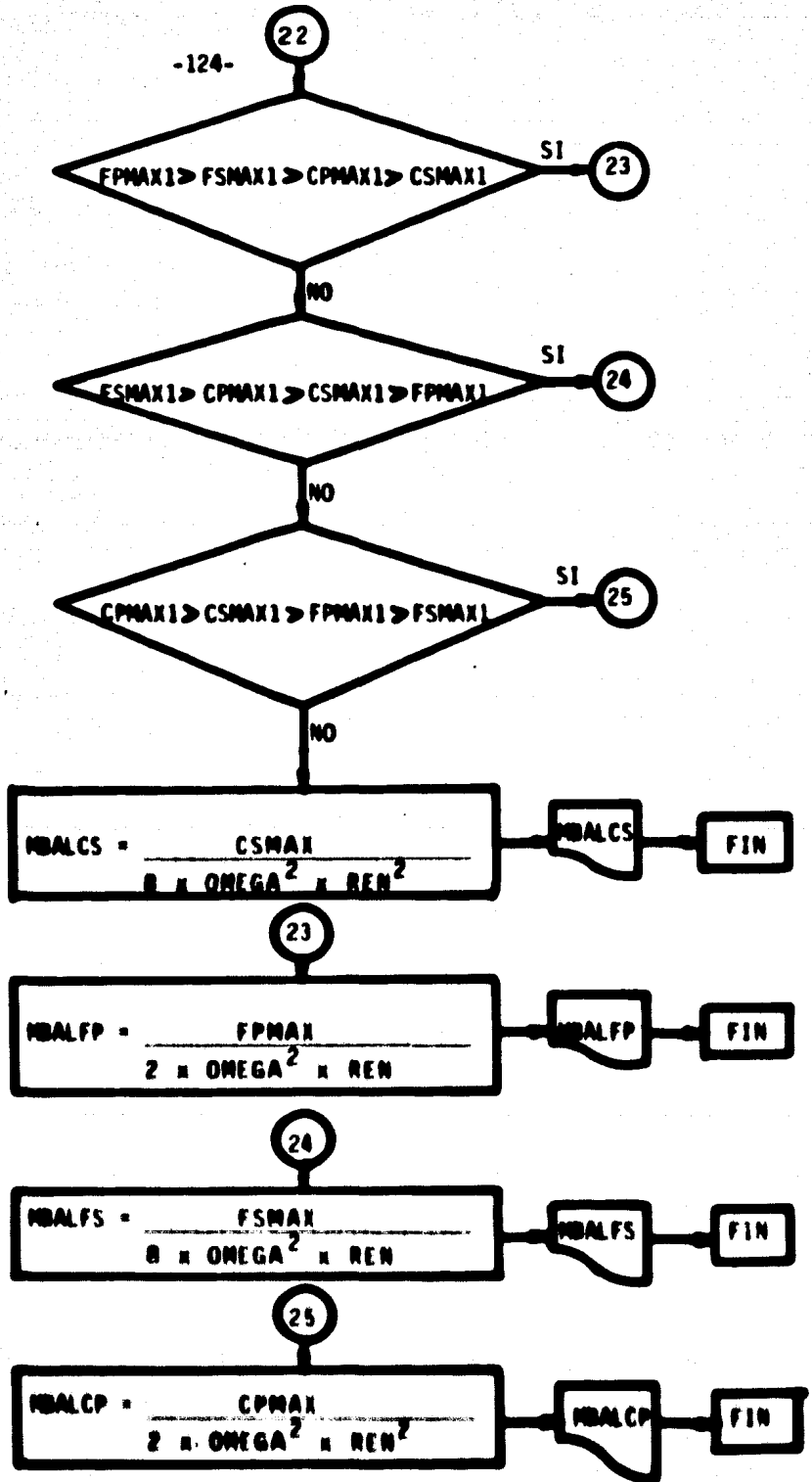
MBALCP

FIN



FPMAX = VALOR MAXIMO DE FP
FSMAX = VALOR MAXIMO DE FS
CPMAX = VALOR MAXIMO DE CP
CSMAX = VALOR MAXIMO DE CS

FPMAX1 = FPMAX/2
FSMAX1 = FSMAX/2
CPMAX1 = CPMAX/LCIG
CSMAX1 = CSMAX/LCIG



```

VBALANCE1[□]V
V BALANCE1
[1] 'PROPORCIONAR LOS SIGUIENTES DATOS PARA ESTE'
[2] 'SISTEMA EN * V * : '
[3] 'NUMERO DE REVOLUCIONES (SIN UNIDADES)'
[4] 'NOTA: EL PROGRAMA DETERMINA LA MASA OP-'
[5] 'TIMA DE BALANCEO INDEPENDIEMENTE DEL'
[6] 'VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR, LA CUAL SE'
[7] 'REQUIERE SOLAMENTE PARA OBTENER UN VALOR'
[8] 'REAL DE DESBALANCEO EN DICHA VELOCIDAD.'
[9] N=□
[10] 'RADIO DE GIRO DE LA MANIVELA (EN METROS)'
[11] R=□
[12] 'PESO DE LA MANIVELA (EN KG.)'
[13] PM=□
[14] 'PESO DE LA BIFLA (EN KG.)'
[15] PB=□
[16] 'PESO DEL PISTON (EN KG.)'
[17] PP=□
[18] 'LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE'
[19] 'LA MANIVELA Y SU CENTRO DE GIRO'
[20] LM=□
[21] 'LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA'
[22] 'BIFLA Y EL CENTRO DEL CODO DE LA MANI-'
[23] 'VELA (EN METROS):'
[24] LA=□
[25] 'LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA'
[26] 'BIFLA Y EL CENTRO DEL PERNO DEL PISTON '
[27] '(EN METROS):'
[28] LB=□
[29] 'RADIO DE GIRO DE LA MASA DE BALANCEO (EN METROS)'
[30] RMBAL=□
[31] 'LONGITUD TOTAL (ENTRE CENTROS) DE LA'
[32] 'BIFLA (EN METROS):'
[33] L=□
[34] 'PROPORCIONE EL ANGULO (EN GRADOS)'
[35] 'ENTRE LOS 2 BARCOS DE PISTONES:'
[36] ANG=□
[37] NP=□
[38] G=9.81
[39] NM=PM*G
[40] MB=PB*G
[41] MP=PP*G
[42] 'EL VALOR DE LA MASA DE LA MANIVELA ES:'
[43] NM
[44] 'EL VALOR DE LA MASA DE LA BIFLA ES:'
[45] MB
[46] 'EL VALOR DE LA MASA DE LA PISTON ES:'

```

```

[47] MP
[48] MR←(MM×LM+R)÷(2×MB×LB+L)
[49] MO←(MB×LA+L)÷MP
[50] MF←MM×((R-LM)÷R)
[51] OMEGA←O(N+30)
[52] PROT←MR×(OMEGA÷2)=R
[53] 'EL VALOR DE LA MASA ROTATORIA (MR) ES:'
[54] MR
[55] 'EL VALOR DE LA MASA OSCILATORIA (MO) ES:'
[56] MO
[57] 'EL VALOR DE LA MASA FIJA (MF) ES:'
[58] MF
[59] 'EL VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR (OMEGA) ES:'
[60] OMEGA
[61] 'EL VALOR DE LA FUERZA ROTATIVA (PROT) ES:'
[62] PROT
[63] 'PROPORCIONE EL VALOR DE LOS INCREMENTOS'
[64] 'A LA MASA DE BALANCEO (EN U.P.M.)'
[65] INC←[]
[66] SU←0
[67] CONT←0
[68] NAT← 36 3 0 0
[69] →LOOP1
[70] LOOP1:SUM1←0
[71] TETA←-10
[72] LABEL3:←(360<TETA-TETA+10)/LABEL4
[73] TETA←TETA-ANG
[74] FI←MO×(OMEGA÷2)=R=(200TETA+180)
[75] FII←MO×(OMEGA÷2)=R×(20-TETA+180)
[76] FII1←(MO×L)×(OMEGA÷2)=(R÷2)=(200(2-TETA)+180)
[77] FII2←(MO×L)×(OMEGA÷2)=(R÷2)=(200(2-TETA)+180)
[78] FSUM11←FI+FII
[79] FSUM112←FI2+FII2
[80] PRESVEL←((PROT=(200TETA+180))÷(FSUM11))÷(FSUM112=(
200ANG+180))÷2
[81] PRESVEN←((PROT=(100TETA+180))÷(FSUM112=(100ANG+180
)))÷2
[82] PRESVEC←(PRESVEL+PRESVEN)÷0.5
[83] ←(0.00001<|PRESVEC)/SALTOA
[84] PRESVEC←0
[85] SALTOA: BETA1←-30((F OI=(100TETA+180))÷(FSUM112=(100
ANG+180)))÷((PROT=(200TETA+180))÷(FSUM11))÷(
FSUM112=(200ANG+180))
←(0.00001<|BETA1)/SALTOB
[86] BETA1←0
[87] SALTOB: BETA2←BETA1+180÷01
[88] ←(36<CONT-COBT+1)/LABEL4
[89] PRESVEC1←PRESVEC÷2
[90] SUM1←SUM1+PRESVEC1

```

```

[ 92 ] COMPAR←(SUM1+36)÷0.5
[ 93 ] MAT[CONT;]←TETA, PRESVEC, BETA2
[ 94 ] →LABEL3
[ 95 ] LABEL4←NP÷N
[ 96 ] 'LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES'
[ 97 ] 'VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:'
[ 98 ] MAT
[ 99 ] OTRO:←(SW=0)/PRI"
[100 ] COMPAR←MEDIA
[101 ] MBAL←MBAL+INC
[102 ] →(MRAL>MR+2×MO)/O
[103 ] OPTIMA←MRAL-INC
[104 ] →LOOP
[105 ] PRI"←SW+1
[106 ] MBAL←MR
[107 ] LOOP:FRAL←MBAL×(OMEGA÷2)÷R×BAL
[108 ] SUM1←0
[109 ] CONT←0
[110 ] TETA←-10
[111 ] LABEL1:←(350<TETA<TETA+10)/LABEL2
[112 ] TETA←TETA+ANG
[113 ] FI←MO×(OMEGA÷2)÷R×(200TETA+180)
[114 ] FI2←MO×(OMEGA÷2)÷R×(200TETA+180)
[115 ] FII←(MO÷L)×(OMEGA÷2)×(R÷2)×(200(2×TETA)+180)
[116 ] FII2←(MO÷L)×(OMEGA÷2)×(R÷2)×(200(2×TETA)+180)
[117 ] FSUMIYI←FI+FII
[118 ] FSUMIYI2←FI2+FII2
[119 ] PRESVEL←(((FOT-FAL)×(200TETA+180))÷(FSUMIYI)÷(
FSUMIYI2=(200ANG+180) ) ) ÷ 2
[120 ] PRESVEC←(((FOT-FAL)×(100TETA+180))÷(FSUMIYI2=(10
ANG+180) ) ) ÷ 2
[121 ] PRESVEC←(PRESVEL+PRESVEC)÷0.5
[122 ] →(0.00001<|PRESVEC)/SALTOD
[123 ] PRESVEC←0
[124 ] BETA1←0
[125 ] →SALTOD
[126 ] SALTOD: PRESVEC1←(PRESVEC÷2)
[127 ] BETA1←-30(((FOT-FAL)×(100TETA+180) ) ÷(FSUMIYI2=(1
00ANG+180) ))+(((FOT-FAL)×(200TETA+180) ) ÷(FSUMIYI
) ÷(FSUMIYI2=(200ANG+180) ))
[128 ] →(0.00001<|BETA1)/SALTOD
[129 ] BETA1←0
[130 ] SALTOD: BETA2←BETA1+180÷01
[131 ] →(36<CONT<CONT+1)/LABEL2
[132 ] SUM1←SUM1+PRESVEC1
[133 ] MAT[CONT;]←TETA, PRESVEC, BETA2

```

[134] →LABEL1
[135] LABEL2:NP→
[136] 'LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES'
[137] 'VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:'
[138] MAT
[139] MEDIA←(SUM1+36)÷0.5
[140] 'EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS'
[141] 'EN UN CICLO ES:'
[142] MEDIA
[143] ←(MEDIA÷COMPAR)/OTRO
[144] 'LA MASA DE BALANCO OPTIMA PARA EL RADIO DE'
[145] 'GIRO SELECCIONADO ES :'
[146] OPTIMA
[147] CILINDROS1
[148] →0

V CILINDROS1

- [1] NP=0
- [2] 'PROPORCIONE SOLAMENTE EL NUMERO DE'
- [3] 'DE CILINDROS, EN UN BANCO, QUE CON-'
- [4] 'PRENDE EL SISTEMA EN * V * . ENTEN-'
- [5] 'DIENDOSE QUE EL OTRO BANCO TIENE EL'
- [6] 'MISMO NUMERO DE CILINDROS:'
- [7] NC=0
- [8] PRI=,NC=0
- [9] AI=,NC=0
- [10] 'PROPORCIONE LA DISPOSICION DE LOS CODOS DEL'
- [11] 'CIGUINAL (EN GRADOS,DEJANDO UN ESPACIO ENTRE'
- [12] 'CIFRAS), CONSIDERANDO CERRO GRADOS PARA EL PRI-'
- [13] 'NER CODO.'
- [14] 'A PARTIR DEL SEGUNDO INCLUSIVE, LA POSICION'
- [15] 'SE TOMARA A PARTIR DEL PRIMER CODO.'
- [16] PRI=0
- [17] 'PROPORCIONE LAS DISTANCIAS ENTRE EL CENTRO DEL'
- [18] 'PRIMER CILINDRO (EN METROS,DEJANDO UN ESPACIO'
- [19] 'ENTRE CIFRAS) Y LOS CENTROS DE LOS RESTANTES'
- [20] AI=0
- [21] 'PROPORCIONE LA LONGITUD TOTAL DEL CIGUINAL'
- [22] 'ENTRE APOYOS (EN METROS):'
- [23] LCIG=0
- [24] 'PROPORCIONE EL RADIO DE GIRO (EN METROS)'
- [25] 'DE LOS ENGRANES DE BALANCEO O DE LAS MASAS'
- [26] 'EXCENTRICAS:'
- [27] REN=0
- [28] XI=200(PRI+100)
- [29] YI=100(PRI+100)
- [30] SX=+/XI
- [31] =(0.00001*(SX)/SALTO1
- [32] SX=0
- [33] SALTO1:SY=+/YI
- [34] =(0.00001*(SY)/SALTO2
- [35] SY=0
- [36] SALTO2:WV=(XI+2)-(YI+2)
- [37] SXSY=+/WV
- [38] =(0.00001*(SXSY)/SALTO3
- [39] SXSY=0
- [40] SALTO3:ASXSY=+(WV-AI)
- [41] =(0.00001*(ASXSY)/SALTO4
- [42] ASXSY=0
- [43] SALTO4:XY1=XI+YI
- [44] XY=+/XY1
- [45] =(0.00001*(XY)/SALTO5
- [46] XY=0
- [47] SALTO5:APP=0

```

[47] SALTO5: AYY←+/(XY1×AY)
[48] →(0.00001<|AXY)/SALTO6
[49] AXY←0
[50] SALTO6: AY←+/(AI×XI)
[51] →(0.00001<|AX)/SALTO7
[52] AX←0
[53] SALTO7: AY←+/(AI×YI)
[54] →(0.00001<|AY)/SALTO8
[55] AY←0
[56] VECTOR←SX,SY,SXSY,XY,AX,AY,ASXSY,AXY
[57] →(A/VECTOR=0)/ZEC
[58] SALTO8: TETA←-10
[59] CONT←0
[60] MAT0← 36 1 0 0,(135)=10
[61] MAT1← 36 4 0 0
[62] →(A/(SX,SY)=0)/LABELA
[63] LABELA: →(350<TETA+TETA+10)/LABFLC
[64] TETA←TETA-ANG
[65] PP←(NO=R×(OMEGA+2))=(((200TETA+180)=SX)-((100TETA+
180)=SY))
[66] →(0.00001<|PP)/APX1
[67] PP←0
[68] APX1: PP2←(NO=R×(OMEGA+2))=(((200TETA+180)=SX)-((100
TETA+180)=SY))
[69] →(0.00001<|PP2)/APX2
[70] PP2←0
[71] APX2: T1←PP+(PP2=(200ANG+180))
[72] →(0.00001<|T1)/APX3
[73] T1←0
[74] APX3: T2←PP2=(100ANG+180)
[75] →(0.00001<|T2)/APX4
[76] T2←0
[77] APX4: PPRPS←((T1+2)+(T2+2))=0.8
[78] →(A/(T1,T2)=0)/LABFLZ
[79] →(T1=0)/LABFLY
[80] PPALPA1←-30(T2+T1)
[81] LABELX: PPALPA←PPALPA1=180+01
[82] →(0.00001<|PPALPA)/Z
[83] PPALPA←0
[84] Z←SALTO9
[85] LABELZ: PPALPA←0
[86] →SALTO9
[87] LABFLY: PPALPA1←-30(974000000000000000)
[88] →LABELX
[89] SALTO9: →(36<CONT+CONT+1)/LABFLC
[90] MAT1(CON-1)←PP,PP2,PPRES,PPALPA
[91] →LABELZ
[92] LABELA: MAT1← 36 24 0 0 0 0 0 0
[93] LABFLC: →(A/(SXSX,XY)=0)/LABFLD
[94] TETA←-10
[95] CONT←0
[96] MAT2← 36 4

```



```

[96] MAT2← 36 4 00
[97] LABELB:→(350<TETA-TETA+10)/LABELF
[98] TETA←TETA-ANG
[99] PS←((N+L)×(R+2)×(OMEGA+2))×(((SXSX=(200(2×TETA+180)
)))-((2×XY)×(100(2×TETA+180))))
[100] →(0.00001<|PS)/E
[101] PS←0
[102] E:PS2←((NO+L)×(R+2)×(OMEGA+2))×(((SXSX=(200(2×TETA
)+180))-((2×XY)×(100(2×TETA+180))))
→(0.00001<|PS2)/E
[103] PS2←0
[104] PS2←0
[105] G:T3←PS+(PS2=(200ANG+180))
[106] →(0.00001<|T3)/E
[107] T3←0
[108] D:T4←PS2=(100ANG+180)
[109] →(0.00001<|T4)/E
[110] T4←0
[111] E:PSRES←((T3+2)×(T4+2))×0.5
[112] →(A/(T3,T4)=0)/LABPIW
[113] →(T3=0)/LABELV
[114] PSALFA1←1030(T4+T3)
[115] LABELU:PSALFA←PSALFA1=100+01
[116] →(0.00001<|PSALFA)/E
[117] PSALFA←0
[118] E:→SALTO10
[119] LABELN:PSALFA←0
[120] →SALTO10
[121] LABELV:PSALFA1←103057400000000000000
[122] →LANPLU
[123] SALTO10:→(36<CONT-CONT+1)/LABELF
[124] MAT2[CONT:]=PS,PS2,PSRES,PSALFA
[125] →LANPLU
[126] LABELD:MAT2← 36 24 0' 0 0 0 0 0
[127] LABELF1:→(A/(AX,AY)=0)/LABELG
[128] TETA←1010
[129] CONT←0
[130] MAT3← 36 4 00
[131] LABELN:→(350<TETA-TETA+10)/LABELF
[132] TETA←TETA-ANG
[133] CP←((NO+R)×(OMEGA+2))×((AX=(200TETA+180)))-((AY=(100
TETA+180))
[134] →(0.00001<|CP)/E
[135] CP←0
[136] E:CP2←((NO+R)×(OMEGA+2))×((AX=(200TETA+180)))-((AY=(10
0TETA+180)))
→(0.00001<|CP2)/E
[137] CP2←0
[138] E:T3←CP×CP×(CP2=(200ANG+180))

```

```

[140] +(0.00001<|T5|)/Z
[141] T5=0
[142] Z: T5+CP2*(10^ANG+180)
[143] +(0.00001<|T5|)/Z
[144] T6=0
[145] Z: CPRES+((T5+2)+(T6+2))*0.5
[146] +(A/(T5,T6=0)/LABELT
[147] +(T5=0)/LABELS
[148] CPALFA1=30(T6+T5)
[149] LABELR:CPALFA+CPALFA1+180+01
[150] +(0.00001<|CPALFA|)/X
[151] CPALFA=0
[152] X:→SALTO11
[153] LABELT:CPALFA=0
[154] →SALTO11
[155] LABELS:CPALFA1=3057400000000000000
[156] →LABELR
[157] SALTO11:→(36<CONT+1)/LABELI
[158] MAT3[CONT;]=CP,CP2,CPRES,CPALFA
[159] →LABELR
[160] LABELG:MAT3= 36 24 p° 0 0 0 -
[161] LABELI:→(A/(ASXSY,XY)=0)/LABELJ
[162] TETA=10
[163] CONT=0
[164] MAT4= 36 4 p0
[165] LABELK:→(350+TETA+TETA+10)/LABELL
[166] TETA+TETA-ANG
[167] CS=((MOE)=(R=2)=(OMEGA=2) =((ASXSY=(20*(2=TETA+
180)))-(2=XY)=(100(2=TETA+180))))
[168] +(0.00001<|CS|)/Z
[169] CS=0
[170] Z CS2=((MOE)=(R=2)=(OMEGA=2) =(((ASXSY=(20*(2=
TETA+180)))-((2=XY)=(10*(2=TETA+180))))))
[171] +(0.00001<|CS2|)/Z
[172] CS2=0
[173] Z: T7-CS+(CS2=(20 ANG+180))
[174] +(0.00001<|T7|)/Z
[175] T7=0
[176] Z: T8-CS2=(10-ANG+180)
[177] +(0.00001<|T8|)/Z
[178] T8=0
[179] Z: CSTPS+((T7+2)+(T8+2))*0.5
[180] +(A/(T7,T8=0)/LABELQ
[181] +(T7=0)/LABELP
[182] CSALPA1=30(T8+T7)
[183] LABELQ:CSALPA+CSALPA1+180+01
[184] +(0.00001<|CSALPA|)/Q
[185] CSALPA=0
[186] Q:→SALTO12
[187] LABELQ:CSALPA=0
[188] →SALTO12

```

```

[189] LABELP:CSALFA1+305740000000000000
[190] →LAFLEO
[191] SALTO12:→(36<CONT+CONT+1)/LABELL
[192] MAT4[CONT;]←CS,CS2,CSRES,CSALFA
[193] →LAFLEK
[194] LABELJ:MAT4+ 36 24 0 0 0
[195] LABEL:NP→
[196] 'LOS VALORES DE LAS FUERZAS PRIMARIAS'
[197] 'EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL ANGULO'
[198] 'DE ESTA PARA UN CICLO DE 360 GRADOS, SON'
[199] 'RESPECTIVAMENTE:'
[200] →(A/(-MAT1)=36,24)/XXX
[201] (MAT0),(10 3 MAT1)
[202] →204
[203] XXX:(MAT0),(MAT1)
[204] NP→
[205] 'LOS VALORES DE LAS FUERZAS SECUNDARIAS'
[206] 'EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL ANGULO'
[207] 'DE ESTA PARA UN CICLO DE 360 GRADOS, SON'
[208] 'RESPECTIVAMENTE:'
[209] →(A/(MAT2)=36,24)/XYZ
[210] (MAT0),(10 3 MAT2)
[211] →213
[212] XYZ:(MAT0),(MAT2)
[213] NP→
[214] 'LOS VALORES DE LOS PARES PRIMARIOS'
[215] 'EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL'
[216] 'ANGULO DE ESTA PARA UN CICLO DE 360'
[217] 'GRADOS, SON RESPECTIVAMENTE:'
[218] →(A/(MAT3)=36,24)/XIX
[219] (MAT0),(10 3 MAT3)
[220] →222
[221] XIX:(MAT0),(MAT3)
[222] NP→
[223] 'LOS VALORES DE LOS PARES SECUNDARIOS'
[224] 'EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL'
[225] 'ANGULO DE ESTA PARA UN CICLO DE 360'
[226] 'GRADOS, SON RESPECTIVAMENTE:'
[227] →(A/(MAT4)=36,24)/XIX
[228] (MAT0),(10 3 MAT4)
[229] →231
[230] XIX:(MAT0),(MAT4)
[231] NP→
[232] →(NCO4)/ARE
[233] PHI← 0 90 270 180
[234] →(V/PHI=PHI1)/ARE
[235] →(AVG=90)/ARE

```

[236] 'YA QUE EL SISTEMA A BALANCEAR ES DEL'
[237] 'TIPO * V - 8 * , CON UN ANGULO ENTRE'
[238] 'BANCOS DE 90 GRADOS Y DISPOSICION DE'
[239] 'LOS CODOS DEL CIGUENAL DE 0,90,270 Y'
[240] '180 GRADOS, PRESENTANDOSE SOLAMENTE '
[241] 'DESBALANCEO DE PARES PRIMARIOS, SE PRO-'
[242] 'PONE UTILIZAR 2 MASAS EXCENTRICAS CO-'
[243] 'LOCADAS UNA ENT- EL APOYO Y EL PRIMER'
[244] 'CODO, Y LA SEGUNDA ENTRE EL ULTIMO CO-'
[245] 'DO Y EL OTRO APOYO DEL CIGUENAL.'
[246] 'ESTA SOLUCION SUSTITUYE A LA DE LOS DOS'
[247] 'ENGRANES EN CADA BANCO.'
[248] $LEM = (LCIG - (+/(AI+2))) * 2$
[249] $LEM1 = (+/(AI+2)) * LEM$
[250] $MBALCP = CPRES * ((OMEGA+2) * EN = LEM1)$
[251] 'LA MASA QUE DEBERA COLOCARSE EN CADA '
[252] 'EXTREMO (EN U.T.M.) ES'
[253] MBALCP
[254] +BTIQX
[255] $ARB = (+/(OPAT1) * 36,24) / ZEE$
[256] MAX1=0
[257] +ARB
[258] ZEE:MAX1+|MAT1[;]
[259] $ARB = (+/(OPAT2) * 36,24) / GGG$
[260] MAX2=0
[261] +ARB
[262] GGG:MAX2+|MAT2[;1]
[263] $ARB = (+/(OPAT3) * 36,24) / III$
[264] MAX3=0
[265] +ARB
[266] III:MAX3+|MAT3[;1]
[267] $ARB = (+/(OPAT4) * 36,24) / EEE$
[268] MAX4=0
[269] +ARB
[270] EEE:MAX4+|MAT4[;1]
[271] $III = MAXIMO * ((1/MAX1+2), (1/MAX2+2), (1/MAX3+LCIO), (1/$
 $MAX4+LCI-))$
[272] MAXIMO=1/MAXIMO
[273] +((MAXIMO1=MAX 0)/ARB.ARB.ARB.ARB
[274] $ARB = MBALPP * ((1/MAT1) * (2 = (OMEGA+2) * 2 - 2)$
[275] 'LA MASA DE BALANCEO QUE DEBERA COLOCARSE'
[276] 'EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANCEAR'
[277] 'LAS PUEBRSAS PRIMARIAS ES.'
[278] MBALPP
[279] SALT013: 'NOTA: USAR UNA VELOCIDAD ANGULAR DE PROGRAM
PS'
[280] 'IGUAL A LA DEL SISTEMA, RS DPCO, UNA OTRA'

[281] 'CION DE 1:1.'
[282] →ETIQX
[283] $ABE: M \cdot RALFS + (r / MAX2) + (8 \times (OMEGA + 2) \times r^n)$
[284] 'LA MASA DE BALANCEO QUE DEBERA COLOCARSE'
[285] 'EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANCEAR'
[286] 'LAS FUERZAS SECUNDARIAS ES:'
[287] MBALFS
[288] SALTO14: 'NOTA: USAR UNA VELOCIDAD ANGULAR DE ENGRAN
ES'
[289] 'IGUAL AL DOBLE DE LA DEL SISTEMA, ES DECIR.'
[290] 'UNA RELACION DE 2:1.'
[291] →ETIQX
[292] $ABE: MBALCP + (r / MAX3) + (2 \times (OMEGA + 2) \times (REN + 2))$
[293] 'LA MASA DE BALANCEO QUE DEBERA COLOCARSE'
[294] 'EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANCEAR'
[295] 'LOS MOMENTOS PRIMARIOS ES:'
[296] MBALCP
[297] →SALTO13
[298] $ABE: MBALCS + (r / MAX4) + (8 \times (OMEGA + 2) \times (REN + 2))$
[299] 'LA MASA DE BALANCEO QUE DEBERA COLOCARSE'
[300] 'EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANCEAR'
[301] 'LOS MOMENTOS SECUNDARIOS ES:'
[302] MBALCS
[303] →SALTO14
[304] ABC: 'EL SISTEMA ESTA TOTALMENTE BA-'
[305] 'LANCADO Y SOLAMENTE SE DEBERAN APLI-'
[306] 'CAR LAS MASAS CORRESPONDIENTES AL BA-'
[307] 'LANCADO POR CILINDRO.'
[308] ETIQX: 'DESEA CORRER EL PROGRAMA PARA'
[309] 'OTRO SISTEMA ? (SI/NO)'
[310] NUEVO=1
[311] →(NUEVO[1]='N')/0
[312] BALANCE
[313] →0
[314] →0

4.2.4. EJEMPLOS, GRAFICAS OBTENIDAS Y PROPUESTAS DE BALANCEO

Al igual que en el inciso 4.1.4., se dará una breve descripción de los sistemas utilizados para demostrar el funcionamiento del programa para minimizar el desbalanceo en motores con una configuración "V".

Sistema No. 1.- Motor de 4 cilindros con un ángulo de 180° , es decir con los pistones opuestos. Tiene un desplazamiento de 1600 cm^3 . Se seleccionó una velocidad de 4500 rpm. Este tipo de sistema es usual en automóviles pequeños de fabricación europea.

Sistema No. 2.- Motor de 8 cilindros en "V" con ángulo de 90° , con un desplazamiento de 6400 cm^3 . Se utilizó una velocidad de 2800 rpm. Este tipo de motor es muy usado en automóviles americanos de gran tamaño. Tiene la particularidad de ser fácilmente balanceado, ya que solamente existe desbalanceo de momentos primarios y estos son de magnitud constante.

BALANCE

•• BALANCEO OPTIMO DE MAQUINAS RECIPROCANTES ••
EL SISTEMA A BALANCEAR ES UNO CON PISTONES
EN LINEA O EN "V" ? (RESP= LINEA/EN V)
EN V

PROPORCIONAR LOS SIGUIENTES DATOS PARA ESTE
SISTEMA EN "V" :

SUMERO DE REVOLUCIONES (SIN UNIDADES)
NOTA: EL PROGRAMA DETERMINA LA MASA OP-
TIMA DE BALANCEO INDEPENDIETEMENTE DEL
VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR, LA CUAL SE
REQUIERE SOLAMENTE PARA OBTENER UN VALOR
REAL DE DESBALANCEO EN DICHA VELOCIDAD.

0:
.4500
RADIO DE GIRO DE LA MANIVELA (EN METROS)

0:
.0500
PESO DE LA MANIVELA (EN KG.)

0:
1.500
PESO DE LA BIELA (EN KG.)

0:
.9355
PESO DEL PISTON (EN KG.)

0:
.4702
LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE
LA MANIVELA Y SU CENTRO DE GIRO

0:
.035
LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA
BIELA Y EL CENTRO DEL COJO DE LA MANI-
VELA (EN METROS):

0:
.04036
LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA
BIELA Y EL CENTRO DEL PERRO DEL PISTON
(EN METROS):

0:
.19104
RADIO DE GIRO DE LA MASA DE BALANCEO (EN METROS)

0:
.0500
LONGITUD TOTAL (ENTRE CENTROS) DE LA
BIELA (EN METROS)

0:
.2
PROPORCIONE EL ANGULO (EN GRADOS)
ENTRE LOS 2 BANCOS DE PISTONES:

EL VALOR DE LA MASA DE LA MANIVELA ES:
0.15984
EL VALOR DE LA MASA DE LA BIELA ES:
0.095362
EL VALOR DE LA MASA DEL PISTON ES:
0.048338
EL VALOR DE LA MASA ROTATORIA (M^r) ES:
0.25473
EL VALOR DE LA MASA OSCILATORIA (M^o) ES:
0.071397
EL VALOR DE LA MASA FIJA (M^f) ES:
0.49713
EL VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR (OMEGA) ES:
671.24
EL VALOR DE LA FUERZA ROTATIVA (PPOT) ES:
2073.6
PROPORCIONE EL VALOR DE LOS INCUMPLETOS
A LA MASA DE BALANCO (EN U.T.)
Q:

.015

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:

0	4484.5	0
10	4444.4	6.4465
20	4327.1	13.128
30	4140.9	20.303
40	3900.4	28.266
50	3627	37.368
60	3349.7	47.981
70	3105.5	60.403
80	2935.1	74.615
90	2873.6	90
100	2935.1	-74.615
110	3105.5	-60.403
120	3349.7	-47.981
130	3627	-37.368
140	3900.4	-28.266
150	4140.9	-20.303
160	4327.1	-13.128
170	4444.4	-6.4465
180	4484.5	0
190	4444.4	6.4465
200	4327.1	13.128
210	4140.9	20.303
220	3900.4	28.266
230	3627	37.368
240	3349.7	47.981
250	3105.5	60.403
260	2935.1	74.615
270	2873.6	90
280	2935.1	-74.615
290	3105.5	-60.403
300	3349.7	-47.981
310	3627	-37.368
320	3900.4	-28.266
330	4140.9	-20.303
340	4327.1	-13.128
350	4444.4	-6.4465

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:**

0	1610.9	0
10	1586.4	0
20	1513.7	0
30	1395	0
40	1234	0
50	1035.4	0
60	805.43	0
70	550.94	0
80	279.72	0
90	0	0
100	279.72	0
110	550.94	0
120	805.43	0
130	1035.4	0
140	1234	0
150	1395	0
160	1513.7	0
170	1586.4	0
180	1610.9	0
190	1586.4	0
200	1513.7	0
210	1395	0
220	1234	0
230	1035.4	0
240	805.43	0
250	550.94	0
260	279.72	0
270	0	0
280	279.72	0
290	550.94	0
300	805.43	0
310	1035.4	0
320	1234	0
330	1395	0
340	1513.7	0
350	1586.4	0

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN UN CICLO ES:**

1161

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:

0	1441.6	0
10	1420	-1.1857
20	1355.9	-2.4469
30	1251.4	-3.8769
40	1109.7	-5.625
50	935.69	-7.9631
60	735.56	-11.492
70	518.07	-17.876
80	300.73	-33.681
90	169.21	90
100	900.73	33.681
110	518.07	17.876
120	735.56	11.492
130	935.69	7.9631
140	1109.7	5.625
150	1251.4	3.8769
160	1355.9	2.4469
170	1420	1.1857
180	1441.6	0
190	1420	-1.1857
200	1355.9	-2.4469
210	1251.4	-3.8769
220	1109.7	-5.625
230	935.69	-7.9631
240	735.56	-11.492
250	518.07	-17.876
260	300.73	-33.681
270	169.21	90
280	900.73	33.681
290	518.07	17.876
300	735.56	11.492
310	935.69	7.9631
320	1109.7	5.625
330	1251.4	3.8769
340	1355.9	2.4469
350	1420	1.1857

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN UN CICLO ES:

1026.4

**VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
RIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:**

0	1272.4	0
10	1254.5	-2.6851
20	1201.9	-5.5293
30	1114.9	-8.7301
40	998.71	-12.581
50	858	-17.587
60	700.48	-24.734
70	539.01	-36.158
80	399.88	-56.457
90	338.43	90
100	399.88	56.457
110	539.01	36.158
120	700.48	24.734
130	858	17.587
140	998.71	12.581
150	1114.9	8.7301
160	1201.9	5.5293
170	1254.5	2.6851
180	1272.4	0
190	1254.5	-2.6851
200	1201.9	-5.5293
210	1114.9	-8.7301
220	998.71	-12.581
230	858	-17.587
240	700.48	-24.734
250	539.01	-36.158
260	399.88	-56.457
270	338.43	-90
280	399.88	56.457
290	539.01	36.158
300	700.48	24.734
310	858	17.587
320	998.71	12.581
330	1114.9	8.7301
340	1201.9	5.5293
350	1254.5	2.6851

**VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
UN CICLO ES:**

.02

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:

0	1103.2	0
10	1090	-4.6387
20	1051.1	-9.5077
30	998.55	-14.878
40	905.91	-21.112
50	808.76	-28.74
60	705.37	-38.555
70	608.22	-51.657
80	535.38	-69.034
90	507.64	90
100	535.38	69.034
110	608.22	51.657
120	705.37	38.555
130	808.76	28.74
140	905.91	21.112
150	998.55	14.878
160	1051.1	9.5077
170	1090	4.6387
180	1103.2	0
190	1090	-4.6387
200	1051.1	-9.5077
210	998.55	-14.878
220	905.91	-21.112
230	808.76	-28.74
240	705.37	-38.555
250	608.22	-51.657
260	535.38	-69.034
270	507.64	90
280	535.38	69.034
290	608.22	51.657
300	705.37	38.555
310	808.76	28.74
320	905.91	21.112
330	998.55	14.878
340	1051.1	9.5077
350	1090	4.6387

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN UN CICLO ES:
858.71

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:**

0	933.99	0
10	927.28	-7.2819
20	907.68	-14.776
30	876.81	-22.704
40	837.38	-31.303
50	793.27	-40.816
60	749.46	-51.456
70	711.75	-63.332
80	686.02	-76.325
90	676.86	90
100	686.02	76.325
110	711.75	63.332
120	749.46	51.456
130	793.27	40.816
140	837.38	31.303
150	876.81	22.704
160	907.68	14.776
170	927.28	7.2819
180	933.99	0
190	927.28	-7.2819
200	907.68	-14.776
210	876.81	-22.704
220	837.38	-31.303
230	793.27	-40.816
240	749.46	-51.456
250	711.75	-63.332
260	686.02	-76.325
270	676.86	-90
280	686.02	76.325
290	711.75	63.332
300	749.46	51.456
310	793.27	40.816
320	837.38	31.303
330	876.81	22.704
340	907.68	14.776
350	927.28	7.2819

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
RE UN CICLO ES:**

815.62

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGILOS (PARA 360 GRADOS) SON:**

0	764.78	0
10	767.36	-11.038
20	774.73	-21.933
30	785.89	-32.867
40	799.37	-42.87
50	813.47	-52.821
60	826.8	-62.441
70	836.97	-71.789
80	843.74	-80.944
90	846.07	90
100	843.74	80.944
110	836.97	71.789
120	826.8	62.441
130	813.47	52.821
140	799.37	42.87
150	785.89	32.867
160	774.73	21.933
170	767.36	11.038
180	764.78	0
190	767.36	-11.038
200	774.73	-21.933
210	785.89	-32.867
220	799.37	-42.87
230	813.47	-52.821
240	826.8	-62.441
250	836.97	-71.789
260	843.74	-80.944
270	846.07	90
280	843.74	80.944
290	836.97	71.789
300	826.8	62.441
310	813.47	52.821
320	799.37	42.87
330	785.89	32.867
340	774.73	21.933
350	767.36	11.038

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN UN CICLO ES:
806.46**

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:**

0	595.57	0
10	612.44	-16.73
20	658.63	-31.819
30	723.69	-44.545
40	796.27	-55.043
50	866.86	-63.793
60	928.32	-71.29
70	975.56	-77.948
80	1005.2	-84.098
90	1015.3	90
100	1005.2	84.098
110	975.56	77.948
120	928.32	71.29
130	866.86	63.793
140	796.27	55.043
150	723.69	44.545
160	658.63	31.819
170	612.44	16.73
180	595.57	0
190	612.44	-16.73
200	658.63	-31.819
210	723.69	-44.545
220	796.27	-55.043
230	866.86	-63.793
240	928.32	-71.29
250	975.56	-77.948
260	1005.2	-84.098
270	1015.3	90
280	1005.2	84.098
290	975.56	77.948
300	928.32	71.29
310	866.86	63.793
320	796.27	55.043
330	723.69	44.545
340	658.63	31.819
350	612.44	16.73

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN UN CICLO ES:**

832.32

**LA MASA DE BALANCEO OPTIMA PARA EL RADIO DE
GIRO SELECCIONADO ES :**

0.32473

PROPORCIONE SOLAMENTE EL NUMERO DE
DE CILINDROS, EN UN BANCO, QUE COM-
PRENDE EL SISTEMA EN " V " , ENTEN-
DIENDOSE QUE EL OTRO BANCO TIENE EL
MISMO NUMERO DE CILINDROS:

□:

2

PROPORCIONE LA DISPOSICION DE LOS CODOS DEL
CIGUEVAL (EN GRADOS, DEJANDO UN ESPACIO ENTRE
CIFRAS), CONSIDERANDO CERO GRADOS, PARA EL PRI-
MER CODO.

A PARTIR DEL SEGUNDO INCLUSIVE, LA POSICION
SE TOMARA A PARTIR DEL PRIMER CODO.

□:

0 180

PROPORCIONE LAS DISTANCIAS ENTRE EL CENTRO DEL
PRIMER CILINDRO (EN METROS, DEJANDO UN ESPACIO
ENTRE CIFRAS) Y LOS CENTROS DE LOS RESTANTES

□:

0 .19

PROPORCIONE LA LONGITUD TOTAL DEL CIGUEVAL
ENTRE APOYOS (EN METROS):

□:

.485

PROPORCIONE EL RADIO DE GIRO (EN METROS)
DE LOS ENGRATES DE BALANCO O DE LAS MASAS
EXCENTRICAS:

□:

.1

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS PRIMARIAS
EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL ANGULO
DE ESTA PARA UN CICLO DE 360 GRADOS, SON
RESPECTIVAMENTE:**

0	0	0	0	-
10	0	0	0	-
20	0	0	0	-
30	0	0	0	-
40	0	0	0	-
50	0	0	0	-
60	0	0	0	-
70	0	0	0	-
80	0	0	0	-
90	0	0	0	-
100	0	0	0	-
110	0	0	0	-
120	0	0	0	-
130	0	0	0	-
140	0	0	0	-
150	0	0	0	-
160	0	0	0	-
170	0	0	0	-
180	0	0	0	-
190	0	0	0	-
200	0	0	0	-
210	0	0	0	-
220	0	0	0	-
230	0	0	0	-
240	0	0	0	-
250	0	0	0	-
260	0	0	0	-
270	0	0	0	-
280	0	0	0	-
290	0	0	0	-
300	0	0	0	-
310	0	0	0	-
320	0	0	0	-
330	0	0	0	-
340	0	0	0	-
350	0	0	0	-

LOS VALORES DE LAS FUERZAS SECUNDARIAS EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL ANGULO DE ESTA PARA UN CICLO DE 360 GRADOS, SON RESPECTIVAMENTE:

0	409.156	409.156	.000	.000
10	384.481	384.481	.000	.000
20	313.432	313.432	.000	.000
30	204.578	204.578	.000	.00
40	71.049	71.049	.000	.000
50	-71.049	-71.049	.000	.000
60	-204.578	-204.578	.000	.000
70	-313.432	-313.432	.000	.000
80	-384.481	-384.481	.000	.000
90	-409.156	-409.156	.000	.000
100	-384.481	-384.481	.000	.000
110	-313.432	-313.432	.000	.000
120	-204.578	-204.578	.000	.000
130	-71.049	-71.049	.00	.000
140	71.049	71.049	.00	.000
150	204.578	204.578	.000	.00
160	313.432	313.432	.000	.000
170	384.481	384.481	.000	.000
180	409.156	409.156	.000	.000
190	384.481	384.481	.000	.000
200	313.432	313.432	.000	.000
210	204.578	204.578	.000	.000
220	71.049	71.049	.000	.000
230	-71.049	-71.049	.000	.000
240	-204.578	-204.578	.000	.000
250	-313.432	-313.432	.000	.000
260	-384.481	-384.481	.000	.000
270	-409.156	-409.156	.000	.000
280	-384.481	-384.481	.000	.000
290	-313.432	-313.432	.000	.000
300	-204.578	-204.578	.000	.000
310	-71.049	-71.049	.000	.000
320	71.049	71.049	.00	.000
330	204.578	204.578	.000	.000
340	313.432	313.432	.000	.000
350	384.481	384.481	.000	.000

LOS VALORES DE LOS PAPESES PRIMARIOS
EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL
ANGULO DE ESTA PARA UN CICLO DE 360
GRADOS, SON RESPECTIVAMENTE:

0	153.031	153.031	306.062	.000
10	-150.706	150.706	301.412	.000
20	-143.802	143.802	287.604	.000
30	-132.529	132.529	265.057	.000
40	-117.228	117.228	234.457	.000
50	-98.366	98.366	196.733	.000
60	-76.515	76.515	153.031	.000
70	-52.340	52.340	104.679	.000
80	-26.574	26.574	53.147	.000
90	.000	.000	.000	.000
100	26.574	-26.574	53.147	.000
110	52.340	-52.340	104.679	.000
120	76.515	-76.515	153.031	.000
130	98.366	-98.366	196.733	.000
140	117.228	-117.228	234.457	.000
150	132.529	-132.529	265.057	.000
160	143.802	-143.802	287.604	.000
170	150.706	-150.706	301.412	.000
180	153.031	-153.031	306.062	.000
190	150.706	-150.706	301.412	.000
200	143.802	-143.802	287.604	.000
210	132.529	-132.529	265.057	.000
220	117.228	-117.228	234.457	.000
230	98.366	-98.366	196.733	.000
240	76.515	-76.515	153.031	.000
250	52.340	-52.340	104.679	.000
260	26.574	-26.574	53.147	.000
270	.000	.000	.000	.000
280	-26.574	26.574	53.147	.000
290	-52.340	52.340	104.679	.000
300	-76.515	76.515	153.031	.000
310	-98.366	98.366	196.733	.000
320	-117.228	117.228	234.457	.000
330	-132.529	132.529	265.057	.000
340	-143.802	143.802	287.604	.000
350	-150.706	150.706	301.412	.000

LOS VALORES DE LOS PARES SECUNDARIOS
EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL
ANGULO DE ESTA PARA UN CICLO DE 360
GRADOS, SON RESPECTIVAMENTE:

0	38.870	38.870	.000	.000
10	36.526	36.526	.000	.000
20	29.776	29.776	.000	.000
30	19.435	19.435	.000	.000
40	6.750	6.750	.000	.000
50	-6.750	-6.750	.000	.000
60	-19.435	-19.435	.000	.000
70	-29.776	-29.776	.000	.000
80	-36.526	-36.526	.000	.000
90	-38.870	-38.870	.000	.000
100	-36.526	-36.526	.000	.000
110	-29.776	-29.776	.000	.000
120	-19.435	-19.435	.000	.000
130	-6.750	-6.750	.000	.000
140	6.750	6.750	.000	.000
150	19.435	19.435	.000	.000
160	29.776	29.776	.000	.000
170	36.526	36.526	.000	.000
180	38.870	38.870	.000	.000
190	36.526	36.526	.000	.000
200	29.776	29.776	.000	.000
210	19.435	19.435	.000	.000
220	6.750	6.750	.000	.000
230	-6.750	-6.750	.000	.000
240	-19.435	-19.435	.000	.000
250	-29.776	-29.776	.000	.000
260	-36.526	-36.526	.000	.000
270	-38.870	-38.870	.000	.000
280	-36.526	-36.526	.000	.000
290	-29.776	-29.776	.000	.000
300	-19.435	-19.435	.000	.000
310	-6.750	-6.750	.000	.000
320	6.750	6.750	.000	.000
330	19.435	19.435	.000	.000
340	29.776	29.776	.000	.000
350	36.526	36.526	.000	.000

LA MASA DE BALANCEO QUE DEBERA COLOCARSE
EN EL RADIO SELECCIONADO PARA BALANCEAR
LOS MOMENTOS PRIMARIOS ES:

0.034456

NOTA: USAR UNA VELOCIDAD ANGULAR DE ENGRANES
IGUAL A LA DEL SISTEMA, ES DECIR, UNA RELA-
CI N DE 1:1.

DESPA CORRER EL PROGRAMA PARA
OTRO SISTEMA ? (SI/NO)

SI

BALANCE

**** BALANCEO OPTIMO DE MAQUINAS RECIPROCANES ****
EL SISTEMA A BALANCEAR ES UNO CON PISTONES
EN LINEA O EN "V" ? (RESP= LINEA/EN V)
EN V

PROPORCIONAR LOS SIGUIENTES DATOS PARA ESTE
SISTEMA EN "V" :

NUMERO DE REVOLUCIONES (SIN UNIDADES)

NOTA: EL PROGRAMA DETERMINA LA MASA OP-
TIMA DE BALANCEO INDEPENDIENTEMENTE DEL
VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR, LA CUAL SE
REQUIERE SOLAMENTE PARA OBTENER UN VALOR
REAL DE DESBALANCEO EN DICHA VELOCIDAD.

□:

2800

RADIO DE GIRO DE LA MANIVELA (EN METROS)

□:

.06985

PESO DE LA MANIVELA (EN KG.)

□:

2.156

PESO DE LA BIELA (EN KG.)

□:

1.307

PESO DEL PISTON (EN KG.)

□:

.699

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE
LA MANIVELA Y SU CENTRO DE GIRO

□:

.066675

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA
BIELA Y EL CENTRO DEL CODO DE LA MANI-
VELA (EN METROS):

□:

.067564

LONGITUD ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA
BIELA Y EL CENTRO DEL PERNO DEL PISTON
(EN METROS):

□:

.211836

RADIO DE GIRO DE LA MASA DE BALANCEO (EN METROS)

□:

.06985

LONGITUD TOTAL (ENTRE CENTROS) DE LA
BIELA (EN METROS):

□:

.2794

PROPORCIONE EL ANGULO (EN GRADOS)
ENTRE LOS 2 BANCOS DE PISTONES:

□:

EL VALOR DE LA MASA DE LA MANIVELA ES:
0.21978
EL VALOR DE LA MASA DE LA BIELA ES:
0.13323
EL VALOR DE LA MASA DEL PISTON ES:
0.071254
EL VALOR DE LA MASA ROTATORIA (MR) ES:
0.41181
EL VALOR DE LA MASA OSCILATORIA (MO) ES:
0.10347
EL VALOR DE LA MASA PIJA (MP) ES:
0.0099898
EL VALOR DE LA VELOCIDAD ANGULAR (OMEGA) ES:
293.72
EL VALOR DE LA FUERZA ROTATIVA (PROT) ES:
2473.1
PROPORCIONE EL VALOR DE LOS INCREMENTOS
A LA MASA DE BALANCEO (EN U.T.M.)
□:

.02

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:

0	3253.5	-2.7367
10	3217.3	6.987
20	3169.3	17.241
30	3124.7	28.054
40	3098	39.297
50	3098	50.703
60	3124.7	61.946
70	3169.3	72.759
80	3217.3	83.013
90	3253.5	-87.263
100	3265.7	-77.922
110	3247.8	-68.745
120	3200.7	-59.691
130	3132.8	-49.939
140	3056.8	-39.930
150	2980.8	-29.455
160	2942.0	-18.615
170	2927.0	7.6021
180	2943.2	3.0255
190	2980.0	13.252
200	3027.2	22.000
210	3067.9	31.902
220	3091.0	40.760
230	3091.0	49.290
240	3067.9	58.010
250	3027.2	67.112
260	2980.0	76.740
270	2943.2	86.974
280	2927.0	-82.310
290	2942.0	-71.305
300	2980.8	-60.545
310	3056.8	-50.062
320	3132.8	-40.061
330	3200.7	-30.509
340	3247.8	-21.255
350	3265.7	-12.070

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:

0	792.11	11.31
10	758.88	-2.8759
20	709.11	7.5788
30	658.42	20.726
40	625.86	36.519
50	625.86	53.481
60	658.42	69.274
70	709.11	82.421
80	758.88	-87.124
90	792.11	-78.69
100	799.31	-71.481
110	777.17	-64.749
120	728.04	-57.762
130	659.4	-49.711
140	583.39	-39.673
150	516.07	-28.842
160	474.32	-17.374
170	467.52	4.6714
180	491.25	18.433
190	538.64	28.584
200	571.01	35.493
210	602.37	40.143
220	618.33	43.519
230	618.33	46.481
240	602.37	49.058
250	571.01	50.507
260	538.64	51.418
270	491.25	71.568
280	467.52	83.329
290	474.32	-78.628
300	516.07	-63.158
310	583.39	-50.327
320	659.4	-40.289
330	728.04	-32.238
340	777.17	-25.251
350	799.31	-18.519

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS EN UN CICLO ES:

640.51

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:

0	674.75	-13.31
10	642.35	-5.264
20	592.38	5.0792
30	540.23	18.673
40	506.03	35.693
50	506.03	54.307
60	540.23	71.327
70	592.38	84.921
80	642.35	-84.736
90	674.75	-76.69
100	680.76	-69.983
110	657.66	-63.791
120	608.05	-57.32
130	539.29	-49.647
140	463.29	-39.589
150	396.2	-25.885
160	355.93	-8.4732
170	352.64	9.6201
180	379.21	24.183
190	418.55	33.831
200	458.39	39.524
210	484.81	42.647
220	499.4	44.364
230	499.4	45.636
240	484.81	47.353
250	458.39	50.476
260	418.55	56.169
270	379.21	65.817
280	352.64	80.38
290	355.93	-81.527
300	396.2	-64.115
310	463.29	-50.411
320	539.29	-40.353
330	608.05	-32.68
340	657.66	-26.209
350	680.76	-20.017

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN UN CICLO ES:

524.8

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PAPA 360 GRADOS) SON:

0	558.55	- 16.148
10	527.43	- 8.701
20	477.32	1.3644
30	423.12	15.477
40	386.37	34.355
50	386.37	55.645
60	423.12	74.523
70	477.32	88.636
80	527.43	- 81.299
90	558.55	- 73.852
100	562.88	- 67.856
110	538.42	- 62.409
120	488.1	- 56.661
130	419.19	- 49.546
140	343.18	- 39.445
150	276.53	- 24.099
160	239.45	- 2.7206
170	242.88	19.178
180	274.1	34.524
190	312.47	42.765
200	345.53	46.195
210	368.35	46.741
220	379.75	45.744
230	379.75	44.256
240	368.35	43.259
250	345.53	43.805
260	312.47	47.235
270	274.1	55.476
280	242.88	70.822
290	239.45	- 87.279
300	276.53	- 65.901
310	343.18	- 50.555
320	419.19	- 40.454
330	488.1	- 33.339
340	538.42	- 27.591
350	562.88	- 22.144

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN UN CICLO ES:
418.61

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:**

0	444.44	-20.459
10	415.45	-14.02
20	365.53	-4.6626
30	308.33	9.8714
40	267.11	31.82
50	267.11	58.18
60	308.33	80.129
70	365.53	85.337
80	415.45	-75.98
90	444.44	-69.541
100	446.17	-64.61
110	419.66	-60.242
120	368.27	-55.572
130	299.09	-49.363
140	223.08	-39.146
150	157.55	-19.604
160	129.76	13.237
170	149.92	42.168
180	187.91	55.764
190	221.24	59.851
200	243.6	58.766
210	255.69	54.518
220	260.52	48.388
230	260.52	41.612
240	255.69	35.482
250	243.6	31.234
260	221.24	30.149
270	187.91	34.236
280	149.92	47.832
290	129.76	76.763
300	157.55	-70.396
310	223.08	-50.854
320	299.09	-40.637
330	368.27	-34.428
340	419.66	-29.758
350	446.17	-25.39

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN UN CICLO ES:**

303.79

LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:

0	334.56	-27.667
10	309.63	-23.105
20	261.23	-15.723
30	199.87	-2.0631
40	149.2	25.243
50	149.2	64.757
60	199.87	-87.937
70	261.23	-74.277
80	309.63	-66.895
90	334.56	-62.333
100	331.91	-59.099
110	301.98	-56.377
120	248.69	-53.436
130	178.93	-48.936
140	103.01	-38.15
150	44.977	9.2056
160	72.059	79.24
170	121.71	-86.626
180	156.01	-84.707
190	170.6	-87.593
200	167.75	85.4
210	154.66	73.318
220	142.78	55.436
230	142.78	34.564
240	154.66	16.682
250	167.75	4.5997
260	170.6	-2.4065
270	156.01	-5.2926
280	121.71	-3.3742
290	72.059	10.76
300	44.977	80.794
310	103.01	-51.85
320	178.93	-41.064
330	248.69	-36.564
340	301.98	-33.623
350	331.91	-30.901

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN UN CICLO ES:

209.76

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:**

0	234.9	-41.402
10	219.07	-40.529
20	178.11	-38.31
30	120.99	-35.000
40	5.041	-17.541
50	45.041	-72.459
60	116.90	-54.912
70	178.11	-51.09
80	219.07	-48.471
90	234.9	-48.598
100	213.84	-48.087
110	187.4	-47.69
120	130.1	-47.37
130	58.46	-46.761
140	17.475	-50.962
150	89.871	-48.447
160	149.86	-48.37
170	189.74	-48.613
180	205.48	-49.114
190	195.23	-50.010
200	160.6	-51.757
210	106.37	-55.933
220	41.649	-74.754
230	41.649	-15.246
240	106.37	-34.087
250	160.6	-38.243
260	195.23	-38.982
270	205.48	-40.028
280	189.74	-41.387
290	149.86	-41.618
300	89.871	-41.800
310	17.475	-38.032
320	89.946	-43.274
330	130.1	-42.623
340	187.4	-42.305
350	213.84	-41.390

EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS

EN UN CICLO ES:

110.74

**LOS VALORES DE LAS FUERZAS RESULTANTES
VECTORIALES Y SUS ANGULOS (PARA 360 GRADOS) SON:**

0	165.16	-70.140
10	170.19	-73.539
20	155.1	-80.451
30	127.57	-86.275
40	103.19	-61.611
50	103.19	20.389
60	127.57	3.7249
70	155.1	-9.5408
80	170.19	-16.461
90	165.16	-19.052
100	137.48	-20.536
110	88.86	-16.031
120	29.243	16.464
130	61.345	-53.107
140	137.3	-41.388
150	207.32	-37.002
160	261.64	-35.774
170	293.33	-33.000
180	298.26	-31.389
190	275.64	-27.044
200	228.68	-21.035
210	166.02	-0.7249
220	109.4	19.672
230	109.4	70.320
240	166.02	-80.279
250	228.68	-60.165
260	275.64	-62.156
270	298.26	-58.611
280	293.33	-56.192
290	261.64	-54.226
300	207.32	-52.110
310	137.3	-48.012
320	61.345	-36.003
330	29.243	73.536
340	88.86	-73.169
350	137.48	-63.464

**EL VALOR DE LA MEDIA CUADRATICA DE LAS FUERZAS
EN UN CICLO ES:**

184.35

**LA MASA DE BALANCEO OPTIMA PARA EL RADIO DE
GIR. SELECCIONADO ES:**

0.51181

PROPORCIONE SOLAMENTE EL NUMERO DE DE CILINDROS, EN UN BANCO, QUE COMPRENDEN EL SISTEMA EN "V", ENTEN- DIENDOSE QUE EL OTRO BANCO TIENE EL MISMO NUMERO DE CILINDROS:

□:

PROPORCIONE LA DISPOSICION DE LOS CODOS DEL CIGUENAL (EN GRADOS, DEJANDO UN ESPACIO ENTRE CIFRAS), CONSIDERANDO CERO GRADOS PARA EL PRIMER CODO.

A PARTIR DEL SEGUNDO INCLUSIVE, LA POSICION SE TOMARA A PARTIR DEL PRIMER CODO.

□:

0 90 270 180

PROPORCIONE LAS DISTANCIAS ENTRE EL CENTRO DEL PRIMER CILINDRO (EN METROS, DEJANDO UN ESPACIO ENTRE CIFRAS) Y LOS CENTROS DE LOS RESTANTES

□:

0 .25 .5 .75

PROPORCIONE LA LONGITUD TOTAL DEL CIGUENAL ENTRE APOYOS (EN METROS):

□:

1.0

PROPORCIONE EL RADIO DE GIRO (EN METROS) DE LOS PEGRARES DE BALANCEO O DE LAS MASAS EXCENTRICAS:

□:

.1

LOS VALORES DE LAS FUERZAS PRIMARIAS
EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL ANGULO
DE ESTA PARA UN CICLO DE 360 GRADOS, SON
RESPECTIVAMENTE:

0	0	0	0	.
10	0	0	0	.
20	0	0	0	.
30	0	0	0	.
40	0	0	0	.
50	0	0	0	.
60	0	0	0	.
70	0	0	0	.
80	0	0	0	.
90	0	0	0	.
100	0	0	0	.
110	0	0	0	.
120	0	0	0	.
130	0	0	0	.
140	0	0	0	.
150	0	0	0	.
160	0	0	0	.
170	0	0	0	.
180	0	0	0	.
190	0	0	0	.
200	0	0	0	.
210	0	0	0	.
220	0	0	0	.
230	0	0	0	.
240	0	0	0	.
250	0	0	0	.
260	0	0	0	.
270	0	0	0	.
280	0	0	0	.
290	0	0	0	.
300	0	0	0	.
310	0	0	0	.
320	0	0	0	.
330	0	0	0	.
340	0	0	0	.
350	0	0	0	.

LOS VALORES DE LAS FUERZAS SECUNDARIAS
EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL ANGULO
DE ESTA PARA UN CICLO DE 360 GRADOS, SON
RESPECTIVAMENTE:

0	0	0	0	-
10	0	0	0	-
20	0	0	0	-
30	0	0	0	-
40	0	0	0	-
50	0	0	0	-
60	0	0	0	-
70	0	0	0	-
80	0	0	0	-
90	0	0	0	-
100	0	0	0	-
110	0	0	0	-
120	0	0	0	-
130	0	0	0	-
140	0	0	0	-
150	0	0	0	-
160	0	0	0	-
170	0	0	0	-
180	0	0	0	-
190	0	0	0	-
200	0	0	0	-
210	0	0	0	-
220	0	0	0	-
230	0	0	0	-
240	0	0	0	-
250	0	0	0	-
260	0	0	0	-
270	0	0	0	-
280	0	0	0	-
290	0	0	0	-
300	0	0	0	-
310	0	0	0	-
320	0	0	0	-
330	0	0	0	-
340	0	0	0	-
350	0	0	0	-

LOS VALORES DE LOS PARES PRIMARIOS
EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y FL
ANGULO DE ESTA PARA UN CICLO DE 360
GRADOS, SON RESPECTIVAMENTE:

0	466.039	-155.346	491.248	18.435
10	-431.983	-233.913	491.248	20.435
20	-384.802	-305.372	491.248	38.435
30	-325.928	-367.553	491.248	48.435
40	-257.152	-418.566	491.248	58.435
50	-180.562	-456.861	491.248	68.435
60	-98.486	-481.275	491.248	78.435
70	-13.417	-491.065	491.248	88.435
80	72.059	-485.934	491.248	-81.565
90	155.346	-466.039	491.248	-71.565
100	233.913	-431.983	491.248	-61.565
110	305.372	-384.802	491.248	-51.565
120	367.553	-325.928	491.248	-41.565
130	418.566	-257.152	491.248	-31.565
140	456.861	-180.562	491.248	-21.565
150	481.275	-98.486	491.248	-11.565
160	491.065	-13.417	491.248	-1.565
170	485.934	72.059	491.248	8.435
180	466.039	155.346	491.248	18.435
190	431.983	233.913	491.248	28.435
200	384.802	305.372	491.248	38.435
210	325.928	367.553	491.248	48.435
220	257.152	418.566	491.248	58.435
230	180.562	456.861	491.248	68.435
240	98.486	481.275	491.248	78.435
250	-13.417	491.065	491.248	88.435
260	-72.059	485.934	491.248	-81.565
270	-155.346	466.039	491.248	-71.565
280	-233.913	431.983	491.248	-61.565
290	-305.372	384.802	491.248	-51.565
300	-367.553	325.928	491.248	-41.565
310	-418.566	257.152	491.248	-31.565
320	-456.861	180.562	491.248	-21.565
330	-481.275	98.486	491.248	-11.565
340	-491.065	-13.417	491.248	-1.565
350	-485.934	-72.059	491.248	8.435

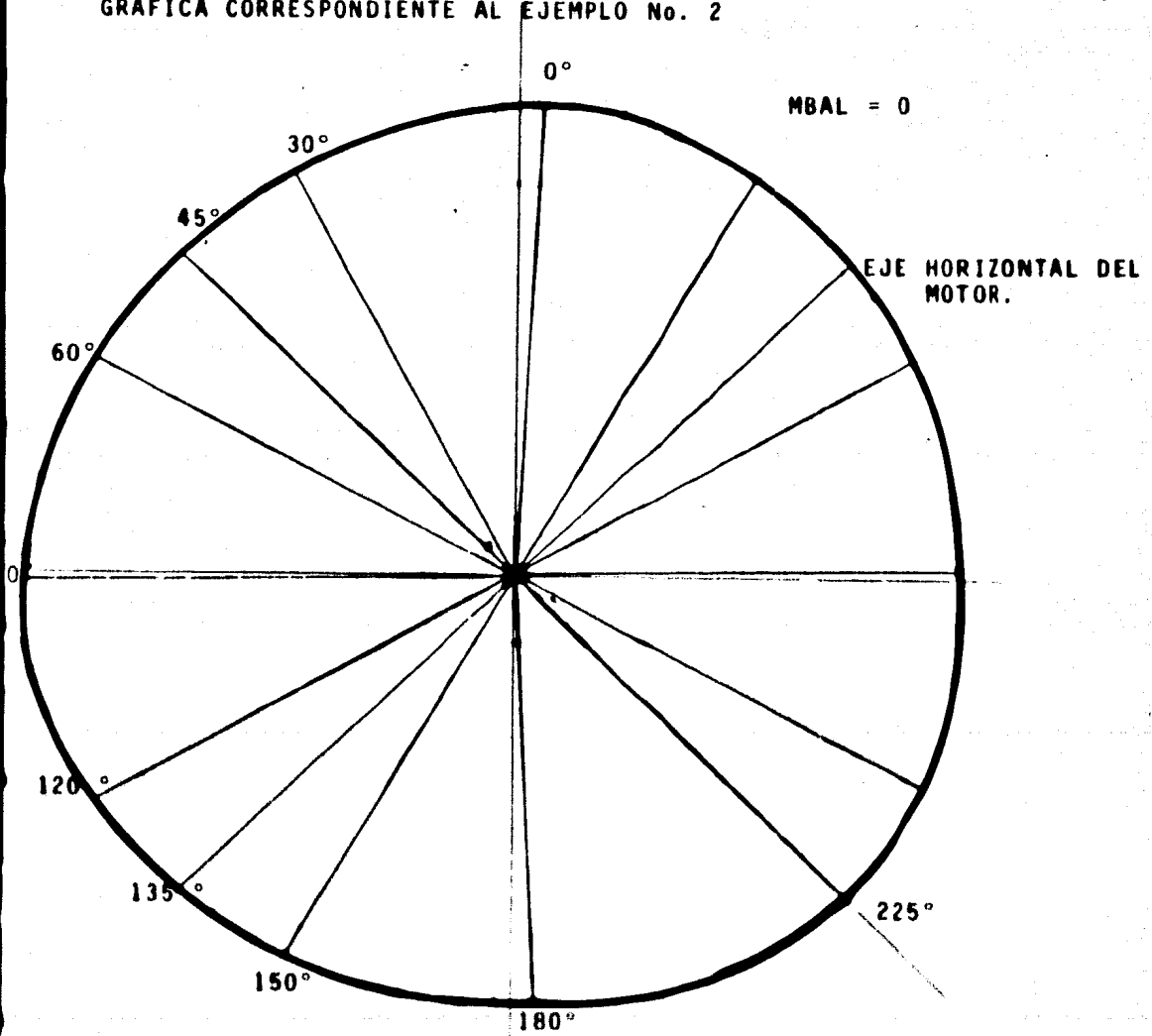
LOS VALORES DE LOS PARES SECUNDARIOS
EN CADA BANCO, SU RESULTANTE Y EL
ANGULO DE ESTA PARA UN CICLO DE 360
GRADOS, SON RESPECTIVAMENTE:

0	0	0	0	-
10	0	0	0	-
20	0	0	0	-
30	0	0	0	-
40	0	0	0	-
50	0	0	0	.
60	0	0	0	.
70	0	0	0	.
80	0	0	0	.
90	0	0	0	.
100	0	0	0	.
110	0	0	0	.
120	0	0	0	.
130	0	0	0	.
140	0	0	0	.
150	0	0	0	.
160	0	0	0	.
170	0	0	0	.
180	0	0	0	.
190	0	0	0	.
200	0	0	0	.
210	0	0	0	.
220	0	0	0	.
230	0	0	0	.
240	0	0	0	.
250	0	0	0	.
260	0	0	0	.
270	0	0	0	.
280	0	0	0	.
290	0	0	0	.
300	0	0	0	.
310	0	0	0	.
320	0	0	0	.
330	0	0	0	.
340	0	0	0	.
350	0	0	0	.

YA QUE EL SISTEMA A BALANCEAR ES DEL TIPO * V - 8 * , CON UN ANGUIO ENTRE BANCOS DE 90 GRADOS Y DISPOSICION DE LOS CODOS DEL CIGUENAL DE 0,90,270 Y 180 GRADOS. PRESENTANDOSE SOLAMENTE DESBALANCEO DE PARES PRIMARIOS. SE PROPONE UTILIZAR 2 MASAS EXCENTRICAS COLOCADAS UNA ENTRE EL APOYO Y EL PRIMER CODO, Y LA SEGUNDA ENTRE EL ULTIMO CODO Y EL OTRO APOYO DEL CIGUENAL. ESTA SOLUCION SUSTITUYE A LA DE LOS DOS ENGRANES EN CADA BANCO. LA MASA QUE DEBERA COLOCARSE EN CADA EXTREMO (EN U.T.M.) ES
0.065301
DESEA CORRER EL PROGRAMA PARA OTRO SISTEMA ? (SI/NO)

NO

GRAFICA CORRESPONDIENTE AL EJEMPLO No. 2

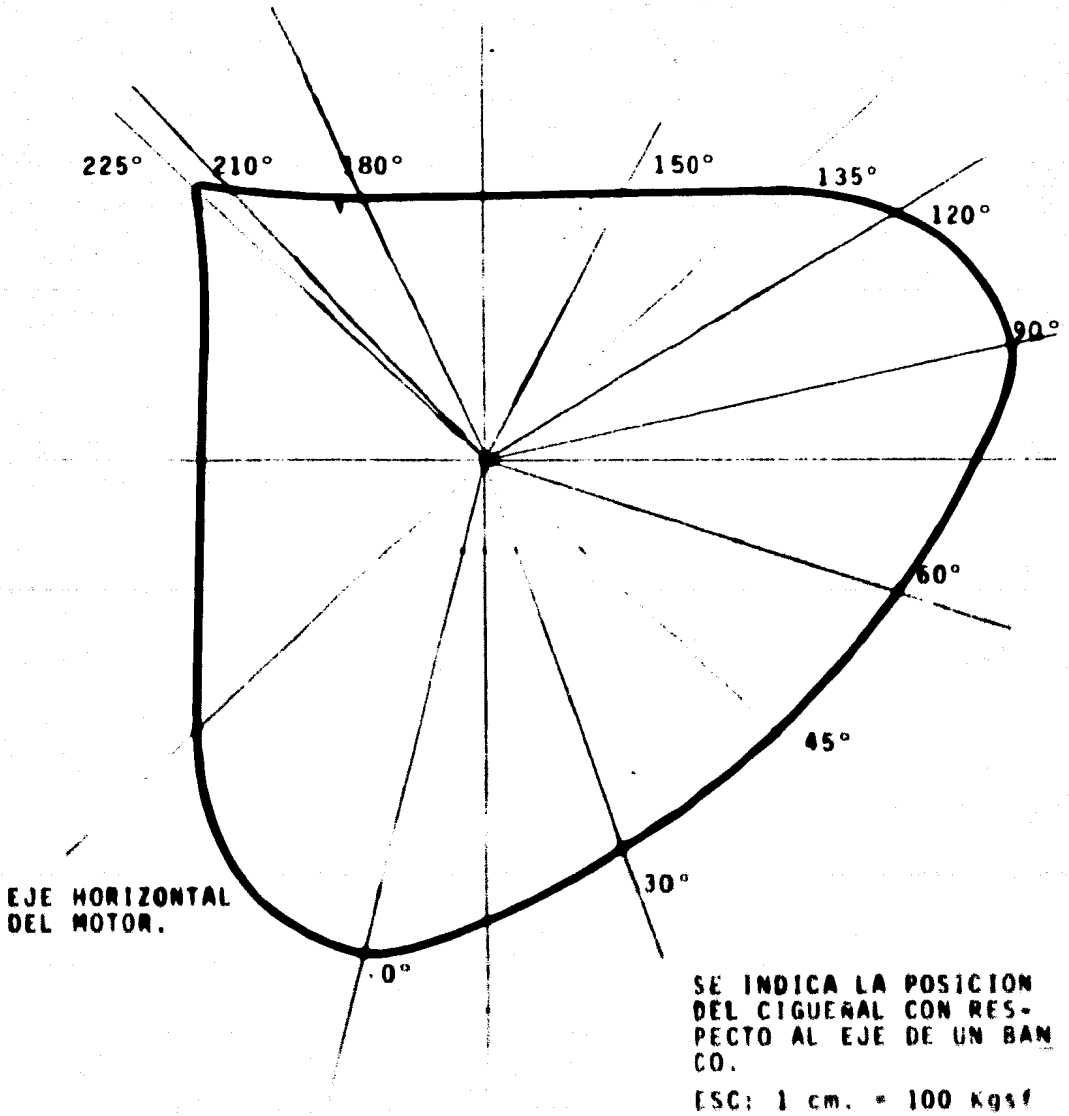


SE INDICA LA POSICION DEL
CIGUEHAL CON RESPECTO AL
EJE DE UN BANCO.

ESC: 1 cm. = 400 Kgsf

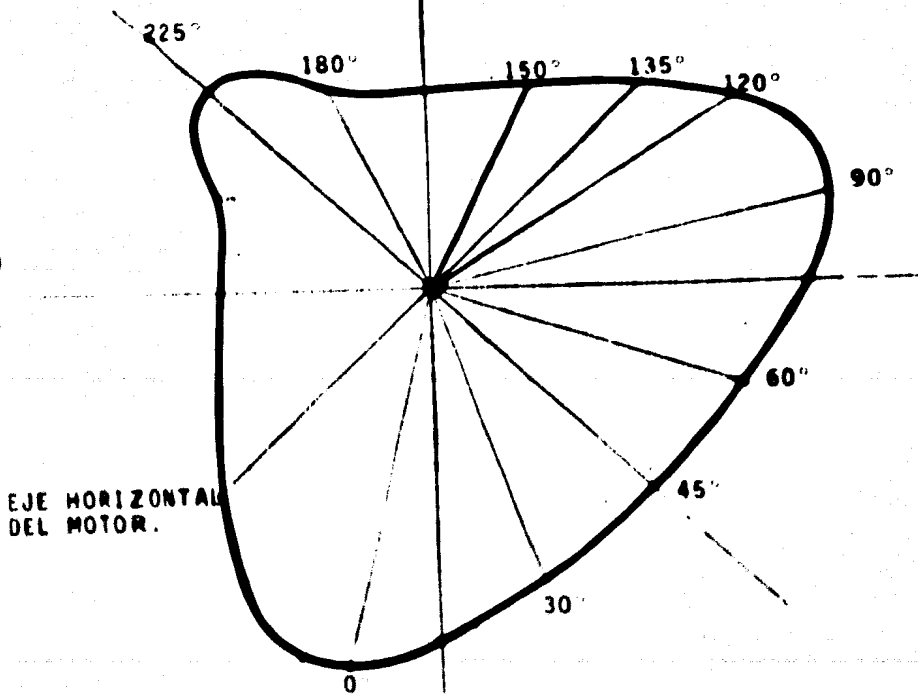
GRAFICA CORRESPONDIENTE AL EJEMPLO No. 2

$$MBAL = MR = 0.41181$$



AFICA CORRESPONDIENTE AL EJEMPLO No. 2

MBAL = 0.43181

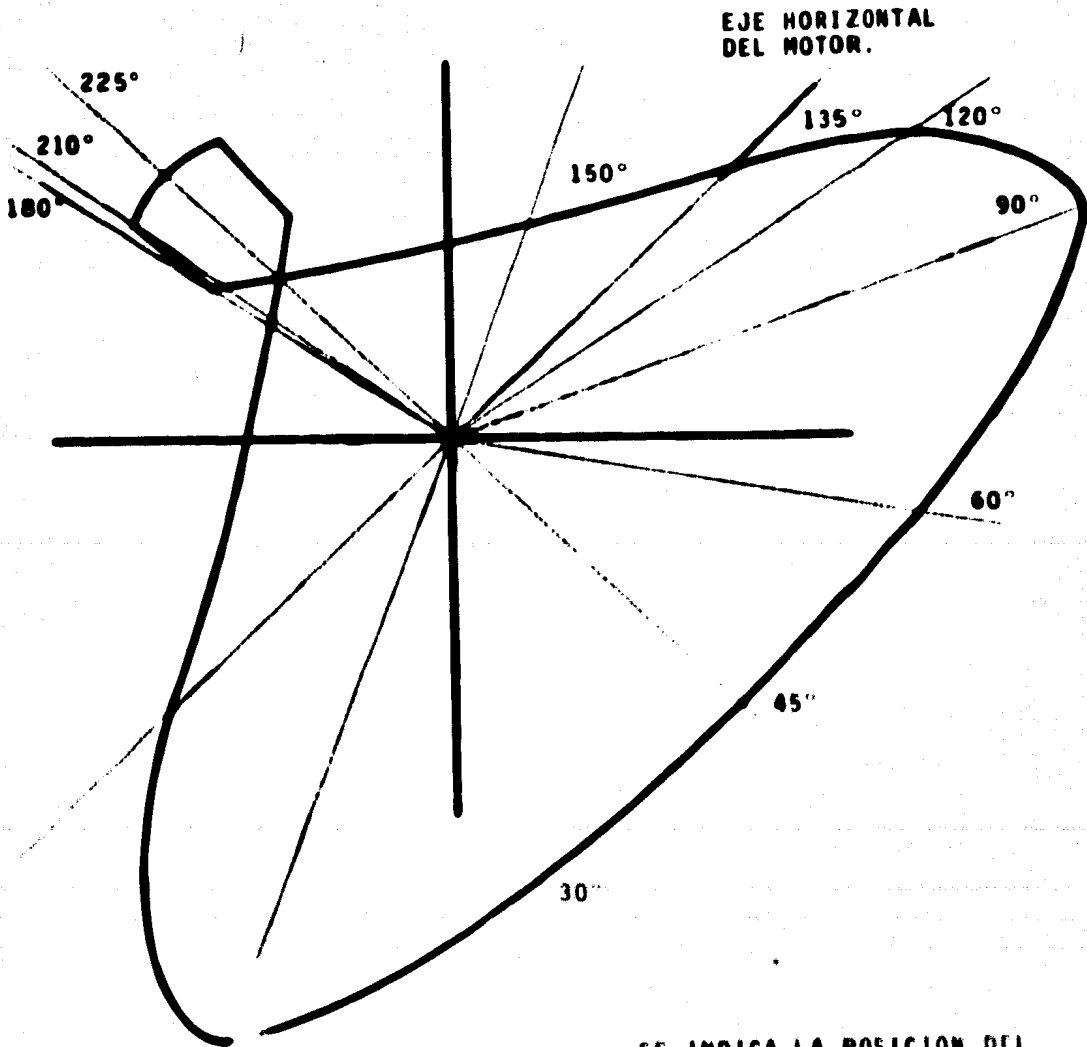


SE INDICA LA POSICION DEL
DEL CIGUEAL CON RESPECTO
AL EJE DE UN BANCO.

ESC: 1 cm. = 100 mm.

GRAFICA CORRESPONDIENTE AL EJEMPLO No. 2

MBAL = 0.47181



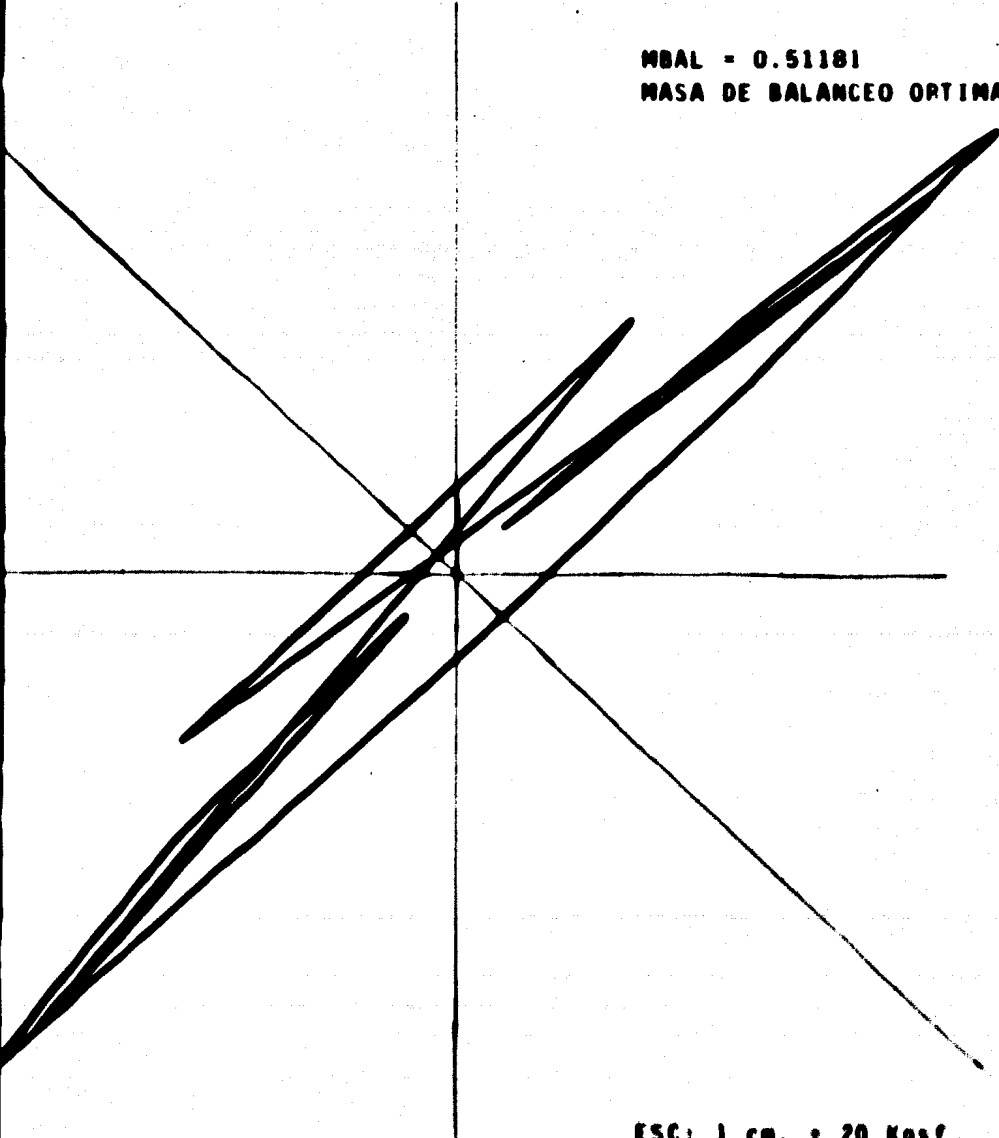
SE INDICA LA POSICION DEL
CIGUEBAL CON RESPECTO AL
EJE DE UN BANCO.

ESG: 1 cm. = 40 kgxf

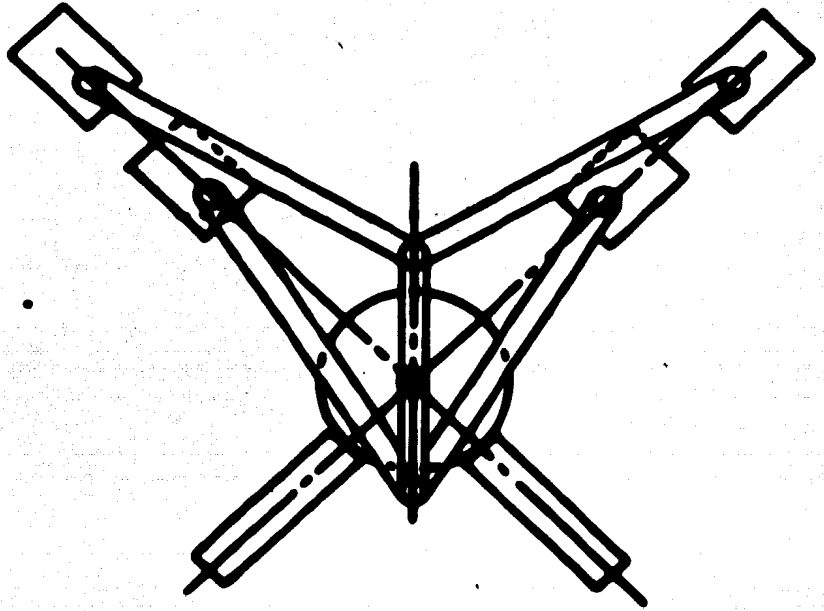
-173-

GRAFICA CORRESPONDIENTE AL EJEMPLO No. 2

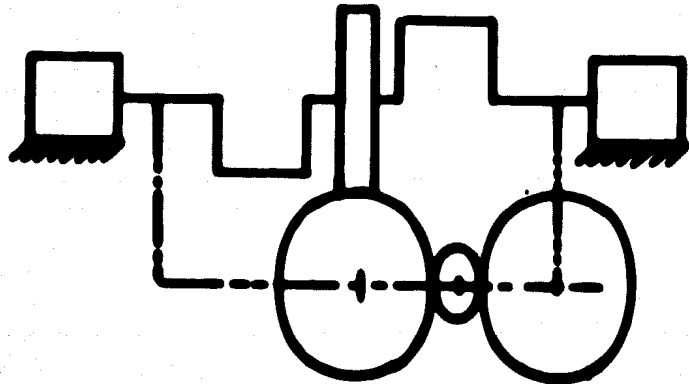
MBAL = 0.51181
MASA DE BALANCEO OPTIMA

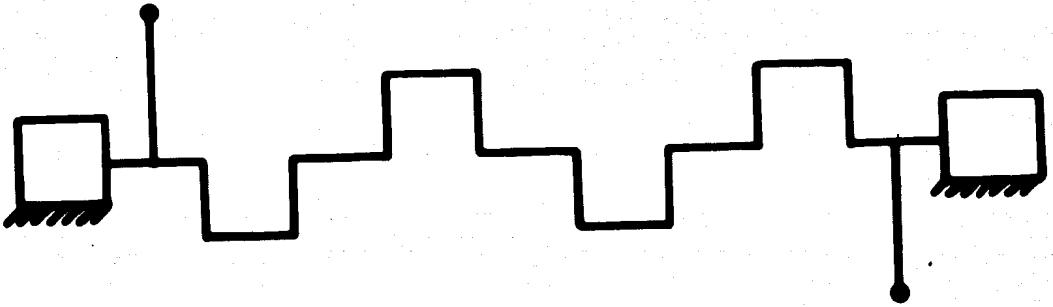


ESC: 1 cm. = 20 Kgsf

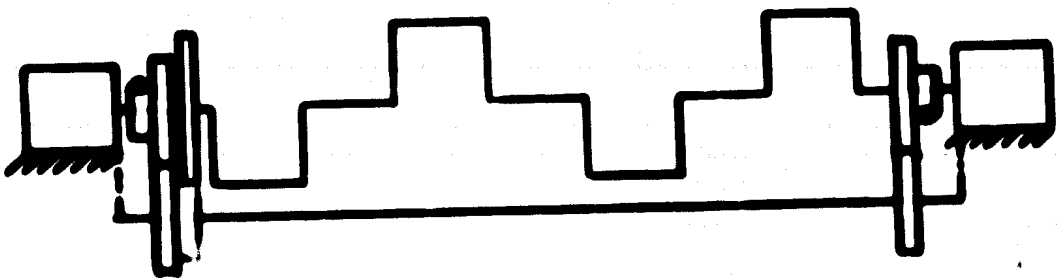


**MOMENTOS PRIMARIOS BALANCEADOS CON DOS TRENES
DE ENGRANES EN MOTORES • V •**





MOMENTOS PRIMARIOS BALANCEADOS EN MOTORES • V •



MOMENTOS SECUNDARIOS BALANCEADOS EN MOTORES • V •

C A P I T U L O V .

ANALISIS DE LOS SISTEMAS MAS COMUNES Y PROPUESTAS DE SOLUCION.

A continuación se efectua un breve análisis de los sistemas para motores en "V" más comunmente utilizados en la actualidad en la industria automotríz. Asi como también las diferentes opciones a la solución del desbalanceo.

Sistema 1.- Motor de 8 cilindros con un ángulo entre bancos de 90° y disposición de los codos del cigueñal 0° , 90° , 270° y 180° . En este tipo de motor se presenta solamente un desbalanceo de pares primarios, siendo posible balancearlos con el uso de dos juegos de engranes, uno para cada banco, colocados directamente abajo del cigueñal y siguiendo las líneas de los bancos.

Debido a que solamente los pares primarios estan desbalanceados y a que el valor de la resultante de éstos es constante, cambiando unicamente de plano efectuando un giro completo - para cada revolución del sistema, es posible utilizar otro método de balanceo. Este consiste de dos masas excéntricas - con respecto al centro de giro del cigueñal, y colocadas en el mismo plano pero una en la parte superior y la otra en la parte inferior. Un lugar adecuado para colocarlas es, una en

tre el apoyo del cigueñal y el primer cilindro y la otra entre el último cilindro y el otro apoyo. Estas dos masas provocan un momento de la misma magnitud que aquel desbalanceado, cambiando de plano conforme el sistema gira y contrarrestando el desbalanceo totalmente.

Sistema 2.- Motor de 12 cilindros con cualquier ángulo entre bancos y disposición del cigueñal 0° , 120° , 240° , 240° , 120° y 0° . Este tipo de motor se encuentra totalmente balanceado con respecto a las fuerzas y a los pares primarios y secundarios. Este motor es único en su caso, siendo uno de los más perfectamente balanceados que se pueden construir.

Sistema 3.- Motor de 8 cilindros con ángulo de 60° entre bancos y disposición del cigueñal 0° , 180° , 180° y 0° . Este motor presenta desbalanceos de fuerzas y pares secundarios. Siendo estos últimos los de mayor magnitud pero de valor constante. El balanceo puede obtenerse usando engranes, pero también es posible utilizar dos masas excéntricas colocadas en un eje arrastrado por una transmisión de engranes, con una relación de 2:1. Dicho eje deberá soportarse en los mismos apoyos del cigueñal. Al girar éstos al doble de la velocidad del sistema contrarrestan totalmente al par secundario desbalanceado.

Sistema 4.- Motor de 8 cilindros con un ángulo entre bancos de 90° y una disposición del cigueñal igual a la del sistema No. 3. Aquí se presenta también un desbalanceo de fuerzas y momentos secundarios. La característica del desbalanceo principal es que las fuerzas y momentos no cambian de plano sino solamente de magnitud y sentido, siendo posible colocar un solo tren de engranes perpendicular a la línea media de los dos bancos. Ya sea que se trate de balancear momentos o fuerzas.

Sistema 5.- Motor de 4 cilindros con un ángulo entre bancos de 180° y una disposición de cigueñal 0° y 180° . Este sistema presenta desbalanceo de fuerzas secundarias, pares primarios y secundarios. El balanceo solamente se obtiene utilizando dos trenes de engranes opuestos y en el mismo plano de los cilindros, ya sea que se trate de balancear fuerzas o momentos.

Sistema 6.- Motor de 6 cilindros con un ángulo de 60° entre bancos y una disposición de cigueñal 0° , 120° y 240° . Se encuentra desbalanceo de pares primarios y secundarios. Estos últimos son factibles de balancear con el sistema de masas excéntricas sobre un eje, sin embargo los momentos primarios solo son factibles de balancear con trenes de engra-

nes.

Sistema 7.- Motor de 6 cilindros con un ángulo de 90° entre bancos y disposición del cigueñal igual a la del sistema No. 6. También en este sistema nos encontramos con pares primarios y secundarios desbalanceados. Los pares primarios podrán ser balanceados utilizando el sistema de masas excéntricas montadas sobre el cigueñal, ya que solamente el plano de los momentos es el que cambia, no así la magnitud de ellos.

B I B L I O G R A F I A .

MABIE & ORVIRCK

MECHANISMS & DYNAMICS OF MACHINERY

MAXWELL

DYNAMICS OF MACHINERY

PHELAN

FUNDAMENTALS OF MECHANICAL DESIGN

HAM, CRANE & ROGERS

MECHANICS OF MACHINERY

IVERSON & BERRY

APL USER'S MANUAL