

ESCUELA SUPERIOR

POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

" SIMULACION DINAMICA DE MOTORES DE COMBUS  
TION INTERNA "

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR:

OSCAR GUERRERO FERRUSOLA

GUAYAQUIL - ECUADOR

1.988

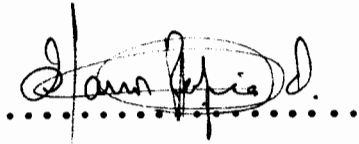
## **AGRADECIMIENTO**

Al Ing. Eduardo Orces  
Director de Tesis, por  
su ayuda y colaboración  
para la realización de  
este trabajo.

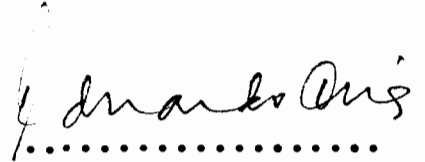
## DĒDicatoria

A Jehová mi Dios  
de tiernas compasioo  
nes.

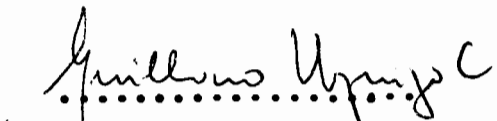
A mis padres.



Ing. Marcos Tapia  
Sub-Decano.  
Facultad Ing. Mecánica.



Ing. Eduardo Oreés.  
Director de Tesis.



Ing. Guillermo Urquiza.  
Miembro del Tribunal.




Ing. Federico Camacho  
Miembro del Tribunal.

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en esta tesis me corresponden exclusivamente y el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL "

( Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL ).

A handwritten signature in black ink, enclosed within a large, hand-drawn oval. The signature is stylized and appears to read 'Oscar Xavier Guerrero Ferrusola'. Below the signature is a horizontal dashed line.

OSCAR XAVIER GUERRERO FERRUSOLA.

## R E S U M E N

Este trabajo tiene que ver con el comportamiento dinámico de los motores de combustión interna basado en la ecuación general del movimiento para sistemas de un grado de libertad, con la cual se calcula la fluctuación de velocidad, aceleración y torque; se trata sobre la influencia del volante en el motor; la obtención de parámetros característicos del motor por vía analítica como la potencia al freno, torque motor medio, consumo específico y horario de combustible.

También se trata el cálculo de fuerzas que actúan sobre los elementos constitutivos del motor así como las fuerzas de sacudimiento las cuales son fuente de velocidad.

Se considera la regulación de la velocidad del motor de acuerdo a la variación de la carga y del suministro de combustible así como el caso del motor moviendo una carga a través de un embrague.

Se ha elaborado 8 programas de computadora en lenguaje BASIC para calcular los temas antes mencionados, estos son:

1. "Análisis cinemático del mecanismo biela-manivela"
2. "Análisis dinámico en estado transiente"
3. "Análisis dinámico en estado estable"
4. "Obtención de parámetros de funcionamiento del motor".

5. "Cálculo del volante".
6. "Obtención de fuerzas y momentos de sacudimiento".
7. "Cálculo de reacciones".
8. "Análisis dinámico del sistema motor-carga con embrague".

# INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	VIII
INTRODUCCION.....	12
I. <u>FUNDAMENTO TEORICO.</u>	
1.1 LA CADENA CINEMATICA BIELA-MANIVELA.....	15
1.1.1 ECUACIONES DE POSICION, VELOCIDAD Y ACELE RACION.....	16
1.1.2 INVERSIONES DEL MECANISMO.....	17
1.2 DINAMICA DE LOS SISTEMAS DE UN GRADO DE LIBER - TAD.....	19
1.2.1 ECUACION GENERALIZADA DEL MOVIMIENTO.....	21
1.2.2 EQUIVALENTE DINAMICO DE BARRAS.....	22
1.2.3 INTEGRACION DE LA ECUACION DEL MOVIMIENTO	23
1.2.3.1 METODO DE LAS ECUACIONES DIFEREN- CIALES MINIMAS.....	24
1.2.3.2 METODO DE LAS ECUACIONES DIFEREN- CIALES EN EXCESO.....	25
1.2.4 PROCEDIMIENTO DE CALCULO DE FUERZAS.....	26
II. <u>CARACTERISTICAS DEL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.</u>	
2.1 DIAGRAMA INDICADO.....	28
2.1.1 PROCESO DE ADMISION, COMPRESION, COMBUS - TION, EXPANSION Y ESCAPE.....	31
2.2 PARAMETROS INDICADOS DEL MOTOR.....	35



# IX

2.2.1 TRABAJO Y POTENCIA INDICADOS.....	36
2.3 PARAMETROS EFECTIVOS DEL MOTOR.....	37
2.3.1 TRABAJO Y POTENCIA DEL MOTOR.....	39
2.3.2 EFICIENCIA MECANICA Y EFECTIVA.....	39
2.3.3 CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE.....	40

## III. DINAMICA DEL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.

3.1 APLICACION DE LOS CONCEPTOS DE SISTEMAS DE UN GRADO DE LIBERTAD A LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.....	42
3.1.1 ECUACION DEL MOVIMIENTO DEL MOTOR.....	44
3.1.2 COMPORTAMIENTO TRANSIENTE Y DE ESTADO ESTABLE DEL MOTOR.....	46
3.1.3 GENERALIZACION PARA EL CASO DE MOTORES MULTICILINDRICO.....	48
3.1.4 FUERZAS DEBIDO A LA INERCIA (FUERZAS Y MOMENTOS DE SACUDIMIENTO).....	59
3.1.5 VOLANTE.....	72
3.2 REGULACION DE LA VELOCIDAD DEL MOTOR.....	75
3.3 ANALISIS DEL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA CON EMBRAGUE.....	86

## IV. PROGRAMA DE COMPUTADORA EN LENGUAJE BASIC.

4.1 DESCRIPCION DEL PROGRAMA PRINCIPAL.....	93
4.1.1 MENU 1: "ANALISIS CINEMATICO DEL MECANISMO BIELA - MANIVELA".....	95

# X

4.1.2 MENU 2: "ANALISIS DINAMICO EN ESTADO TRAN	
SIENTE DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA".....	98
4.1.3 MENU 3: "ANALISIS DINAMICO EN ESTADO ESTA	
BLE DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA".....	101
4.1.4 MENU 4: "OBTENCION DE LOS PARAMETROS DE	
FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR.....	103
4.1.5 MENU 5: "CALCULO DEL VOLANTE".....	107
4.1.6 MENU 6: "OBTENCION DE FUERZAS Y MOMENTOS	
DE SACUDIMIENTO".....	110
4.1.7 MENU 7: "CALCULO DE REACCIONES".....	112
4.1.8 MENU 8: "ANALISIS DINAMICO DEL SISTEMA MO	
TOR-CARGA".....	114
4.1.9 SUB-RUTINAS.....	122
4.1.9.1 SUB-RUTINAS "DATOS".....	122
4.1.9.2 SUB-RUTINA "UNIDADES".....	122
4.1.9.3 SUB-RUTINA "INERCEN".....	123
4.1.9.4 SUB-RUTINA "PARAMETROS ESTABLES".....	123
4.1.9.5 SUB-RUTINA "FUERZA".....	124
4.1.9.6 SUB-RUTINA "POVEAC".....	124
4.1.9.7 SUB-RUTINA "REACCIONES".....	125
4.1.9.8 SUB-RUTINA "MOMENTO RESISTENTE".....	125
4.1.9.9 SUB-RUTINA "ECUACION DIFERENCIAL".....	125
4.1.9.10 SUB-RUTINA "GRAFICOS".....	126
4.2 EJEMPLO DE APLICACION.....	127

<u>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</u> .....	148
SIMBOLOGIA .....	152
APENDICE .....	157
BIBLIOGRAFIA.....	318

## INTRODUCCION

La frecuente utilización de motores de combustión interna como generadores de potencia ha hecho que se necesite tener conocimiento de los parámetros de funcionamiento del motor, tales como potencia y torque al freno, consumo específico y horario de combustible. Estos datos se los puede obtener por ensayos hechos en el motor sobre un banco de pruebas. La disponibilidad de este equipo junto con el inconveniente de su instalación hace que la obtención de los parámetros sea dificultoso.

Durante los últimos años el rápido avance en el campo de las computadoras y lenguajes de programación facilitan la simulación de sistemas físicos pudiéndose hacer cálculos voluminosos y repetitivos con gran rapidez y exactitud.

El objetivo del presente trabajo es la obtención de los parámetros de funcionamiento de un motor de combustión interna sea este monocilíndrico, multicilíndrico en línea o en V, mediante el uso de la computadora y hacer comparaciones entre los cálculos teóricos con las curvas características de los fabricantes de motores. Así también se simula el comportamiento del motor en estado transiente y en estado estable y se calcula la inercia del volante, fuerzas y momentos de sacudimiento y fuerzas que actúan sobre cada uno de los componentes del motor, cálculos

realizados considerando que el motor trabaja a una velocidad constante.

En el caso del cálculo en estado transiente y estable se utiliza la ecuación generalizada del movimiento para sistemas de un grado de libertad aplicada a motores de c.i.

La ecuación es resuelta por métodos numéricos, como los de Runge-Kutta y el método predictor corrector. De esta forma obtenemos la variación de la velocidad en función del tiempo, la aceleración instantánea, el momento sobrante, la inercia generalizada y el coeficiente centrífugo.

Para el cálculo de los parámetros de funcionamiento, volante y fuerzas se analiza el problema utilizando las ecuaciones de la mecánica vectorial, asumiendo funcionamiento del sistema a velocidad constante.

El presente trabajo se desarrolla de la siguiente manera: i) Fundamento Teórico: breve repaso de la dinámica de los sistemas de un grado de libertad y la obtención de la ecuación generalizada del movimiento.

II) Características del motor de combustión interna: se hace una revisión de los procesos termodinámicos que se efectúan en el motor y los parámetros indicados y efectivos del motor.

III) El motor de combustión interna: obtención de las

fórmulas necesarias para la programación en la computadora.

IV) Diagramas de flujo del programa "Simulación Dinámica de un Motor de Combustión Interna" con los detalles de los sub-programas y sub-rutinas, para ser escritas en lenguaje basic y procesadas por un computador IBM PC o XT (dos versión 3.0).

De los cálculos efectuados se concluyó que existe entre los valores calculados por vía analítica y las efectuadas en los bancos de pruebas un error que oscila entre el 2 al 23% por exceso o por defecto pero generalmente por exceso.

# CAPITULO I

## FUNDAMENTOS TEORICOS

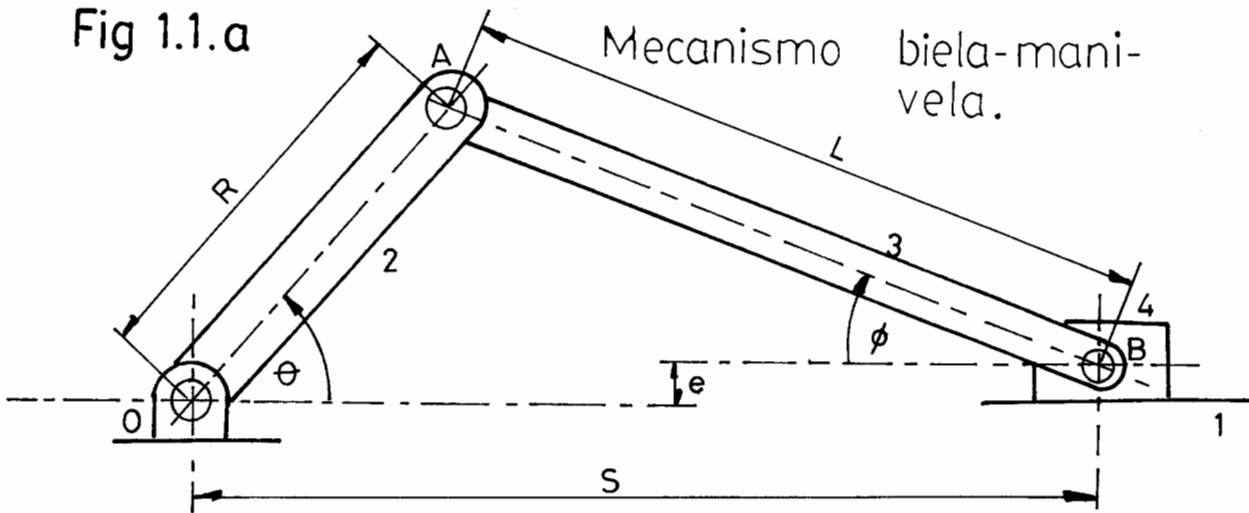
### 1.1 LA CADENA CINEMATICA BIELA-MANIVELA

Este mecanismo se usa ampliamente y se encuentra su mayor aplicación en motores de combustión interna y en compresores.

La figura 1.1.a muestra un esquema con los principales componentes: 1.- eslabón fijo o marco, 2.- brazo de cigüeñal, 3.- barra de conexión o biela, 4.- pistón. Sobre este último elemento ejercen presión los gases de combustión de la mezcla aire-cobustible, la fuerza que se produce es transmitida por medio de la biela al cigüeñal para realizar trabajo. Como podrá observarse existen dos puntos muertos en el mecanismo, los cuales es necesario vencer colocando un volante solidario al eje del cigüeñal.

Al considerar este mecanismo estamos interesados en conocer la posición, velocidad y aceleración del pistón. Para conseguirlo analizaremos el mecanismo en la fig 1.1.a.

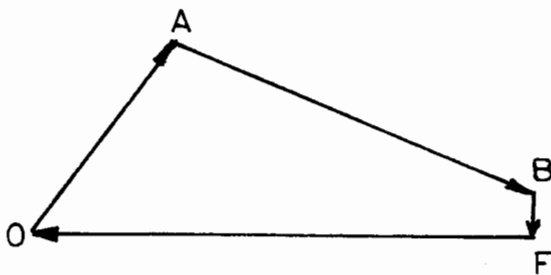
Fig 1.1.a



Esta figura muestra la nomenclatura usual. La distancia "e" del pistón fijo al eje que pasa por B se conoce como desfase, en la mayoría de los motores este desfase es cero, sin embargo este desfase se utiliza cuando se requiere de un retorno rápido.

### 1.1.1 Ecuaciones de posición, velocidad y aceleración.

Para hallar las relaciones entre las variables  $\theta, \phi, S$  recurrimos a formar un polígono de posición OABFO para lo cual es preciso resolver dos ecuaciones de lazo.



$$R \cos(\theta) + L \cos(\phi) - S = 0$$

$$R \sin(\theta) - L \sin(\phi) - e = 0$$

Vectores posición.  
Fig 1.1.b

Conocido el ángulo de manivela  $\theta$ , el ángulo de biela  $\phi$  y el desplazamiento del pistón S son de la forma:



$$\emptyset = \arcsen(R/L \sen(\theta) - e/L) \quad \text{Ec. 1.1}$$

$$S = R \cos(\theta) + L \cos(\emptyset) \quad \text{Ec. 1.2}$$

La manivela oscila entre dos posiciones:

$$\theta = 90 \text{ grados} \quad \emptyset_{\text{MAX}} = \arcsen(R-e)/L \quad \text{Ec. 1.3}$$

$$\theta = -90 \text{ grados} \quad \emptyset_{\text{MIN}} = \arcsen(-R-e)/L \quad \text{Ec. 1.4}$$

$\emptyset$  min no puede ser alcanzado a menos que  $R+e \leq L$ .

Además:

$$S_{\text{MAX}} = S_1 = [(L+R)^2 - e^2]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 1.5}$$

$$S_{\text{MIN}} = S_2 = [(L-R)^2 - e^2]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 1.6}$$

Los ángulos de manivela correspondientes a las posiciones extremas son:

$$\theta_1 = \arcsen(e/(L+R)) \quad \text{Ec. 1.7}$$

$$\theta_2 = \pi + \arcsen(e/(L-R)) \quad \text{Ec. 1.8}$$

Derivando las ecuaciones 1.1 y 1.2 encontramos las expresiones para la velocidad de la biela y del pistón:

$$\dot{\emptyset} = d\emptyset/dt = d\emptyset/d\theta \cdot d\theta/dt = K_{\emptyset} \dot{\theta} \quad \text{siendo} \quad K_{\emptyset} = R \cos \theta / L \cos \emptyset \quad \text{Ec. 1.9}$$

$$\dot{S} = ds/dt = ds/d\theta \cdot d\theta/dt = K_S \dot{\theta} \quad \text{siendo} \quad K_S = -R(\sen \theta + L K_{\emptyset} \sen \emptyset) \quad \text{Ec. 1.10}$$

Derivando las ecuaciones 1.9 y 1.10 tenemos las expresiones de la aceleración:

$$\ddot{\emptyset} = K_{\emptyset} \ddot{\theta} + K'_{\emptyset} \dot{\theta}^2 \quad \text{siendo} \quad K'_{\emptyset} = dk_{\emptyset}/d\theta = -R \sen \theta / L \cos \emptyset + K_{\emptyset}^2 \tan \emptyset \quad \text{Ec. 1.11}$$

$$\ddot{S} = K_S \ddot{\theta} + K'_S \dot{\theta}^2 \quad \text{siendo} \quad K'_S = dk_S/d\theta = -(R \cos \theta + L K'_{\emptyset} \sen \emptyset + L K_{\emptyset}^2 \cos \emptyset) \quad \text{Ec. 1.12}$$

### 1.1.2 Inversiones del mecanismo

Es posible fijar cualquier eslabón de la cadena cinemática

tica de modo que se obtienen tres inversiones. En la 1.1.C se fija la manivela 2 y se permite el movimiento del resto con lo que obtiene un mecanismo que se usó en los primeros motores de aviación conocidos como motores rotatorios. Una aplicación moderna es el mecanismo de Whitword. La figura 1.1.d muestra la inversión manteniendo fijo el eslabón 3, la cual se usa para accionar máquinas de vapor o como base para el accionar de un cepillo. En la inversión de la fig.1.1.e se mantiene fijo el eslabón 4. Esta es usada en el accionamiento de las bombas manuales.

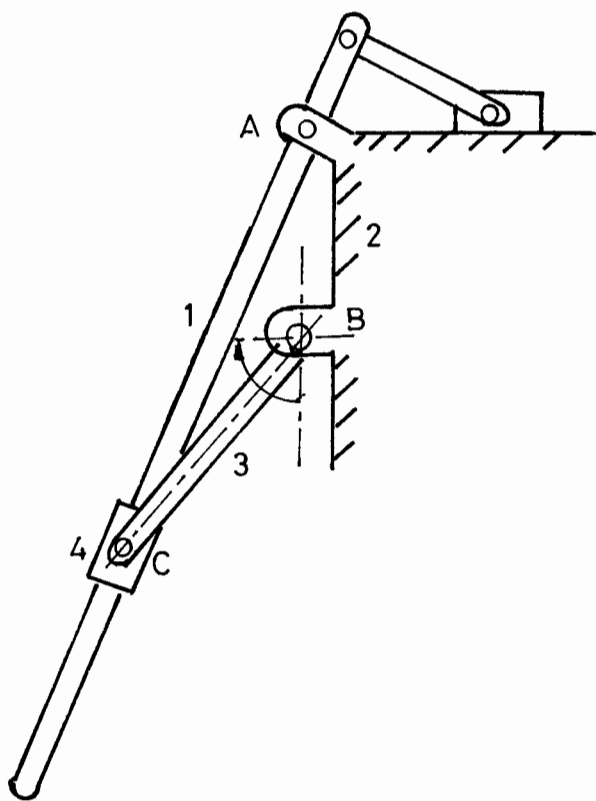


Fig 1.1.c  
Inversión del mecanismo biela manivela.

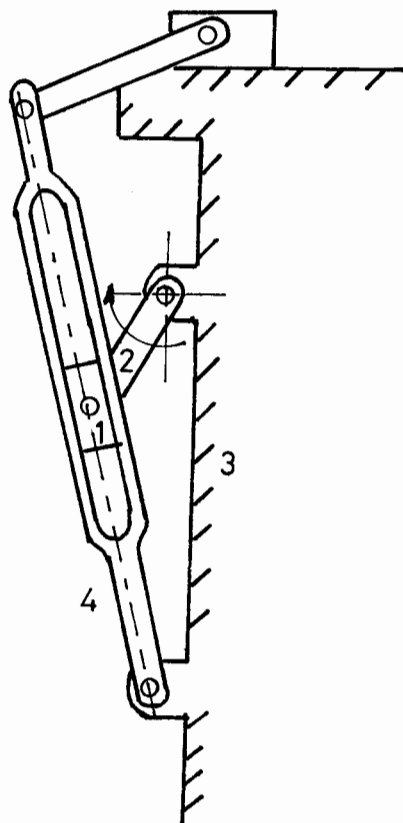
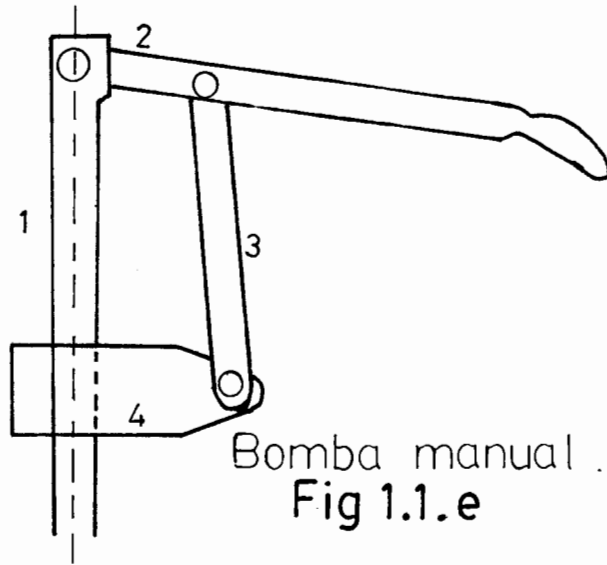


Fig 1.1.d  
Mecanismo Whitword.



Bomba manual.  
Fig 1.1.e

## 1.2 DINAMICA DE SISTEMAS DE UN GRADO DE LIBERTAD

Dadas las fuerzas aplicadas a un sistema mecánico y conociendo las condiciones iniciales, se puede realizar un análisis detallado del movimiento siguiendo los siguientes pasos:

- 1.- Establecer la ecuación que regula el movimiento.
- 2.- Integrar la ecuación del movimiento.
- 3.- Interpretar los resultados.

Los mecanismos de cuatro barras y los motores recíprocos tienen ecuaciones diferenciales no lineales que describen sus movimientos, por lo que se han desarrollado métodos gráficos y numéricos para enfrentar el asunto. Con el advenimiento de la computadora es posible resolver estas ecuaciones con soluciones numéricas.

Para los motores de combustión interna, la ecuación que gobierna el movimiento es deducida del teorema del ba-

lance de energía.

Las fuerzas que actúan sobre un sistema pueden ser escritas como funciones arbitrarias de la configuración del sistema, de la velocidad de sus partes y también del tiempo. Por ejemplo, la presión de los gases sobre el pistón puede estar dado por un diagrama indicador como función del desplazamiento; el torque resistente como función de la velocidad (generador eléctrico, ventilador).

Las propiedades de las barras son caracterizadas por su masa y el momento de inercia con respecto a su centro de masa.

El subíndice 'i' significa el número de barras. Las coordenadas del centro de masa son especificadas por las coordenadas ortogonales  $(x_i, y_i)$ . Además  $F_i^X$  y  $F_i^Y$  son las fuerzas actuando sobre el centro de masa y  $M_i$  torque actuando sobre el centro de masa.

La potencia instantánea de todas las fuerzas sobre una barra i está dada por:

$$P = F_i^X \cdot \dot{x}_i + F_i^Y \cdot \dot{y}_i + M_i \cdot \dot{\theta}_i \quad \text{Ec. 1.13}$$

donde  $(\dot{x}_i, \dot{y}_i)$  son las velocidades lineales del centro de masa y  $\dot{\theta}_i$  la velocidad angular de la barra i.

La potencia neta de las fuerzas activas aplicadas sobre el sistema eslabonado está dado por:

$$P = \sum P_i = Q \dot{q} \quad \text{Ec. 1.14}$$

donde Q es la fuerza generalizada asociada con la coordenada

da generalizada  $q$ .

### 1.2.1 Ecuación generalizada del movimiento.

De la dinámica elemental sabemos que la energía cinética de una barra  $i$  está dada por:

$$E_{c_i} = \frac{1}{2} m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) + J_i \dot{\theta}_i^2 \quad \text{Ec. 1.15}$$

$S_i, u_i, v_i, w_i$  son funciones de la posición de la barra "  $i$ " con respecto de la que tiene la coordenada generalizada; reorganizando la Ec. 1.15 podemos dejarla de la siguiente forma:

$$E_{c_i} = \frac{1}{2} [ m_i (u_i^2 + v_i^2) + J_i w_i^2 ] \dot{q}^2 \quad \text{Ec. 1.16}$$

para un sistema de  $m$  barras en movimiento la energía cinética es:

$$E_{c_r} = \sum_{i=1}^m E_{c_i} = \frac{1}{2} \mathcal{J} \dot{q}^2 \quad \text{Ec. 1.17}$$

siendo la INERCIA GENERALIZADA e igual a:

$$\mathcal{J} = \sum_{i=1}^m [ m_i (u_i^2 + v_i^2) + J_i w_i^2 ] \quad \text{EC. 1.18}$$

Para un mecanismo ideal la potencia de entrada de todas las fuerzas activas es igual incremento de la energía cinética, con respecto al tiempo, esto es:

$$\text{Pot} = d\bar{E}_c/dt = \dot{E}_c \quad \text{Ec. 1.19}$$

Sabiendo que un sistema de un grado de libertad está especificado por una coordenada generalizada  $q$ , reemplazamos en la Ec. 1.19 las ecuaciones 1.14 y 1.17 obteniendo:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \mathcal{J} \dot{q}^2 \right) &= Q \dot{q} \\ \mathcal{J} \dot{q} \ddot{q} + \frac{1}{2} \frac{d\mathcal{J}}{dt} \dot{q}^2 &= Q \dot{q} \quad \text{si} \quad \frac{d\mathcal{J}}{dt} = \frac{d\mathcal{J}}{dq} \cdot \frac{dq}{dt} \\ \text{entonces:} \quad \mathcal{J} \ddot{q} + \frac{1}{2} \frac{d\mathcal{J}}{dq} \dot{q}^2 &= Q \end{aligned} \quad \text{Ec. 1.20}$$

ésta es la ecuación generalizada del movimiento para sistemas de un grado de libertad. Incluyendo en  $Q$  los efectos elásticos de las fuerzas restitutivas y las fuerzas friccionales se puede emplear en muchos problemas prácticos.

Es conveniente expresar la ecuación en la forma:

$$J \ddot{q} + C \dot{q}^2 = Q \quad \text{donde } C = \frac{1}{2} dJ/dq \quad \text{Ec. 1.21}$$

$$C = \sum_{i=1}^m [ m_i (u_i u_i' + v_i v_i') + J_i w_i w_i' ] \quad \text{Coeficiente centrípeto}$$

$$\text{También } Q = \sum_{i=1}^m F_i^x u_i + F_i^y v_i + M_i w_i \quad \text{Ec. 1.22}$$

### 1.2.2 Equivalente dinámico de barras

Se puede representar cualquier eslabón rígido en movimiento plano con una masa  $m$  y un momento de inercia  $J$  mediante un sistema de dos masas puntuales tales que la inercia de estas masas sea cinemáticamente equivalente a la inercia del eslabón. En la figura 1.2a se muestra la fuerza de inercia de un eslabón desplazada una distancia "d" del centro de masa, también se hallan dos masas puntuales  $M_p$  y  $M_b$  las cuales están de tal forma que:

$$\vec{F}_p + \vec{F}_b = \vec{F}_i, \quad \text{siendo } \vec{F} = M_p \vec{A}_p \text{ y } \vec{F} = m_b \vec{A}_b$$

Para esto debe de cumplir las siguientes tres condiciones:

- 1)  $M_p + M_b = M$
- 2)  $M_p L_p + M_b L_b = 0$
- 3)  $M_p L_p^2 + M_b L_b^2 = J$

De estas últimas ecuaciones se puede determinar una forma más útil de determinar las dos masas.

$$M_p = M L_b / (L_p + L_b) ; M_b = M / (L_p + L_b) L_p \quad \text{Ec. 1.23}$$

## Equivalente dinámico de barras.

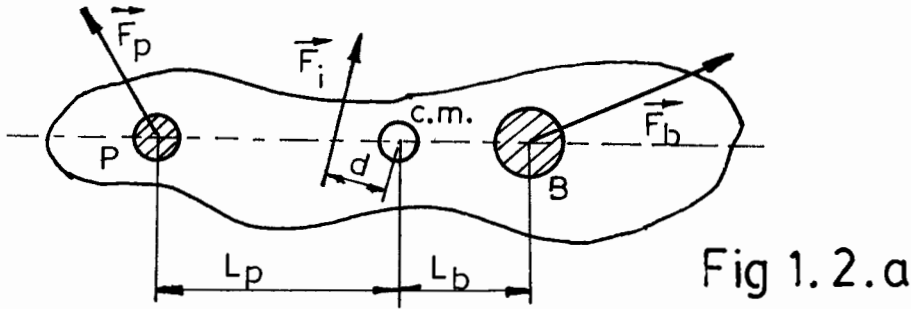


Fig 1.2.a

Lo anteriormente expuesto tiene aplicación al tratar - las fuerzas de inercia que ocurren en la biela de un motor de combustión interna, con frecuencia conviene concentrar u na porción de la masa en el pasador de la manivela A y la porción restante en el pasador de la articulación B. La ra zón de esto es que el pasador de la manivela se mueve sobre un círculo y el pasador de articulación en línea recta. Es tos movimientos son fáciles de analizar. En la biela común el centro de percusión esta cerca del pasador de manivela y se suponen coincidentes. por lo tanto  $L_p=L_a$ .

1.2.3 Integración de la ecuación del movimiento.

Podemos escribir la ecuación generalizada del movimiento aún para el caso en que las fuerzas no sean conservati - vas entonces la fuerza generalizada  $Q$  será función de la velocidad y de las variables de la configuración del sistema, esto es:

$$\int (q_i, \phi_i) \ddot{q} + \mathcal{L}(q, \phi_i) \dot{q}^2 = Q(q, \phi_i, \dot{q}, \dot{\phi}_i) \quad \text{Ec. 1.24}$$

donde  $\phi_i$  son las variables de posición secundarias.

Las variables de posición primaria y secundaria están relacionadas por  $n$  ecuaciones algebraicas de la forma:

$$\phi_n = f(q_n) \quad \text{Ec. 1.25}$$

estas relaciones se obtienen de las ecuaciones de lazo del sistema.

Para resolver la ecuación diferencial de segundo orden convertimos la misma en dos ecuaciones auxiliares de primer orden con las variables:

$$w_1 = q \quad \text{y} \quad w_2 = \dot{q}$$

Estas se resuelven por métodos numéricos conocidos para  $q$  y  $\dot{q}$  en el tiempo inicial  $t_0$

$$W_1(0) = q_0 \quad W_2(0) = \dot{q}_0$$

Existen dos formas de resolver las ecuaciones, a continuación bosquejamos escuetamente los mismos.

### 1.2.3.1 Método de las ecuaciones diferenciales mínimas

En la mayoría de los casos para obtener las posiciones secundarias se recurre a las ecuaciones de lazo del sistema, si no se encuentran ecuaciones algebraicamente tratables se las puede resolver éstas por medio de algoritmos de esta forma todas las variables de posición serán conocidos, así :

$$\phi_i = \phi_i(q)$$

Luego será necesario expresar las velocidades secundarias-



como función de la velocidad principal  $q$ , así tenemos:

$$\ddot{\phi}_i = K_i \dot{q}$$

donde  $K_i$  es función de la posición solamente.

Así estamos en capacidad de hallar la fuerza generalizada  $Q(q, \phi, \dot{\phi}, \dot{q})$ , la inercia generalizada  $\mathcal{J}$  y el coeficiente centrípeto.  $\mathcal{C}$

De esta forma podemos resolver las expresiones:

$$w_1 = F_1(w_1, w_2) = w_2$$

$$w_2 = F_2(w_1, w_2) = \frac{1}{\mathcal{J}(q, \phi)} \left[ Q(q, \phi, \dot{q}, \dot{\phi}) - \dot{w}^2 \mathcal{C}(q, \phi) \right]$$

con las condiciones  $w_1(0) = \dot{q}_0$  y  $w_2(0) = \dot{q}_0$

Utilizando cualquier algoritmo se hallan  $w_1$  y  $w_2$  para cada incremento del tiempo  $\Delta t$  y se lo finaliza en un  $t$  máx. De aquí podemos computar  $\dot{x}, \dot{y}, \ddot{x}, \ddot{y}$  de cualquier punto del mecanismo.

#### 1,2.4.2 Método de las ecuaciones diferenciales en exceso.

Como sabemos para resolver la ecuación del movimiento general siempre es necesario obtener los datos para las posiciones secundarias variables después de cada interacción. Esto se puede evitar por resolver un sistema de  $2+n$  ecuaciones diferenciales de primer orden.

A continuación ilustramos el caso general.

$$\begin{aligned} \dot{W}_1 &= W_2 = F_1 \\ \dot{W}_2 &= (Q - CW_2^2)/J = F_2 \\ \dot{W}_3 &= \dot{\theta}_1 = K_1 W_2 = F_3 \\ \dot{W}_4 &= \dot{\theta}_2 = K_2 W_2 = F_4 \\ &\vdots \\ &\vdots \\ &\vdots \\ &\vdots \\ &\vdots \\ \dot{W}_n &= \dot{\theta} = K_n W_2 = F_{n+2} \end{aligned}$$

Así de esta forma descartamos el uso de dos algoritmos a la vez utilizamos un sólo desde  $t_0$  hasta  $t_{max}$ .

### 1.2.5 Procedimiento para el cálculo de las fuerzas

Después de resolver las ec. dif. del movimiento estamos en capacidad de obtener los valores de la posición, velocidad y aceleración de cualquier punto del mecanismo y en especial de su centro de masa, así tenemos:

$$(\ddot{x}_i, \ddot{y}_i, \ddot{\theta}_i) = (u_i, v_i, w_i) \ddot{q} + (\dot{u}_i', v_i', w_i') \dot{q}^2$$

de esta forma podemos construir las ecuaciones de fuerza de la siguiente manera:

$$F_i^x - m_i \ddot{x}_i + R_i^x = 0$$

$$F_i^y - m_i \ddot{y}_i + R_i^y = 0$$

$$M_i - I_i \ddot{\theta}_i + M_i^* = 0$$

donde  $(F_i^x, F_i^y, M_i)$  son las fuerzas activas sobre las barras.

$(R_i^x, R_i^y, M_i^*)$  son las reacciones en las juntas de las barras.

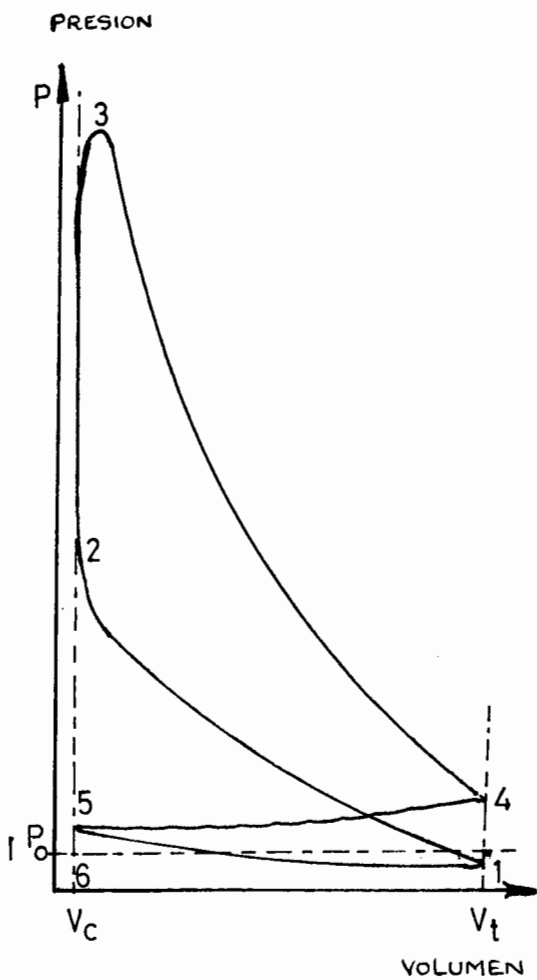
$(m_i \ddot{X}_i, m_i \ddot{Y}_i, I_i \ddot{\theta}_i)$  son las llamadas fuerzas iniciales o ficticias las cuales tratan de poner al sistema en equilibrio según el principio de D'Alembert.

## CAPITULO II

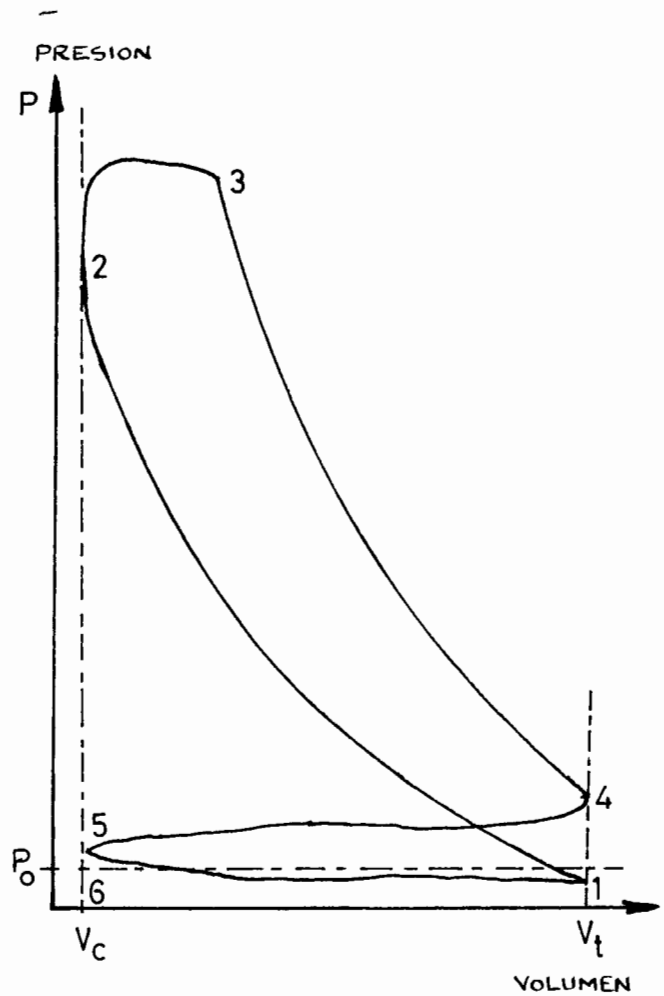
### CARACTERISTICAS DEL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA

#### 2.1 DIAGRAMA INDICADO

A continuación indicamos los principios y fórmulas que nos ayudarán a desarrollar las fuerzas que actúan sobre el pistón, si bien es cierto que muchas de estas fórmulas son desarrolladas en los textos de termodinámica aquí no se pretende demostrarles sino darle a las fórmulas ciertos datos empíricos para obtener un diagrama indicado lo más cercano posible a la realidad. A manera de ilustración en las figuras 2.1.a, 2.1.b y 2.1.c se presenta la forma del diagrama indicado con sus principales procesos en los ejes coordenados presión vs. volumen y presión vs. ángulo de manivela para un motor de cuatro tiempos, el cual es frecuentemente utilizado.



CICLO OTTO



CICLO DIESEL

- 1 → 2 PROCESO DE COMPRESION
- 2 → 3 PROCESO DE COMBUSTION
- 3 → 4 PROCESO DE EXPANSION
- 4 → 5 PROCESO DE ESCAPE
- 6 → 1 PROCESO DE ADMISION

FIG 2.P.a Procesos del diagrama indicado

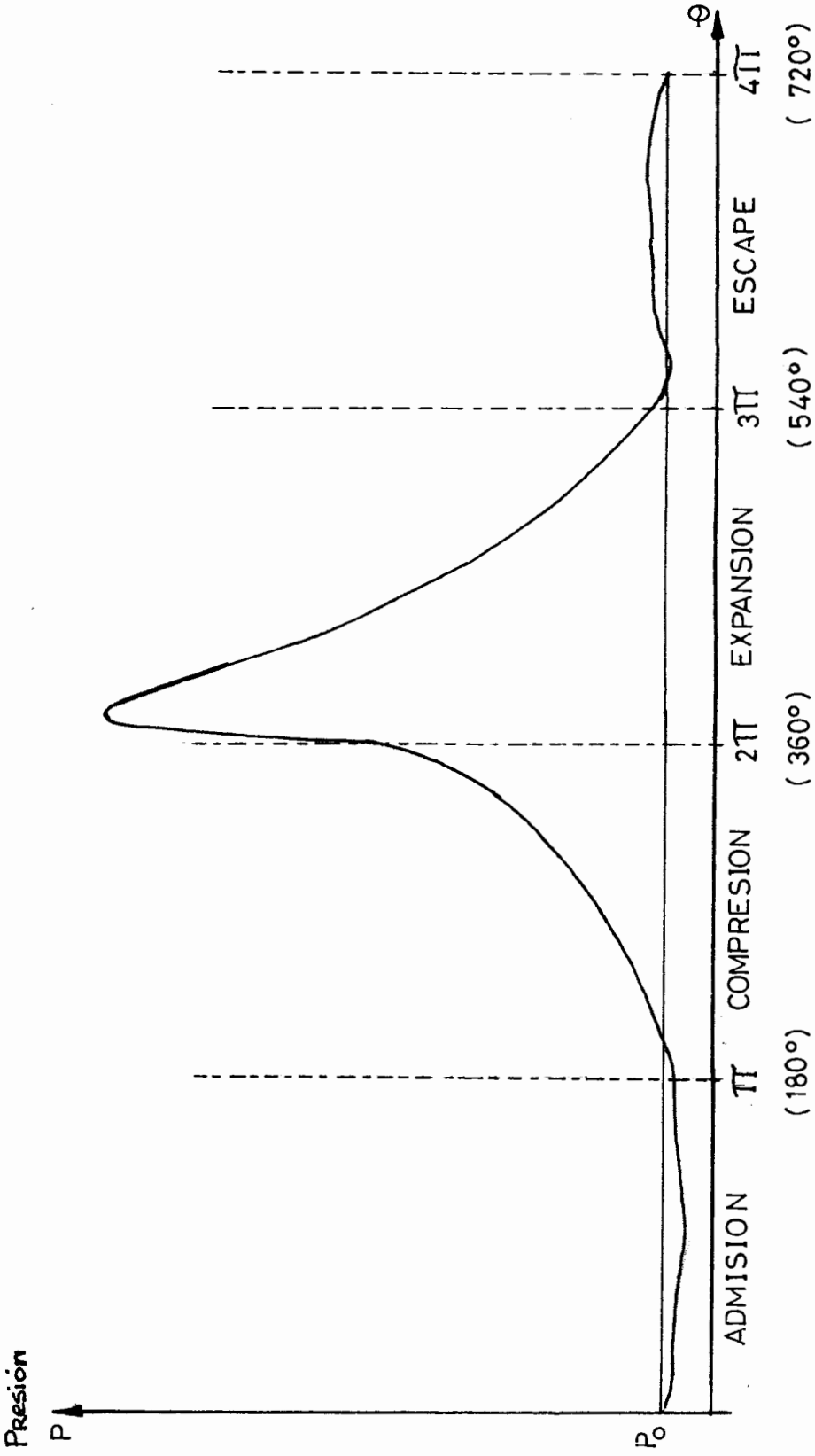
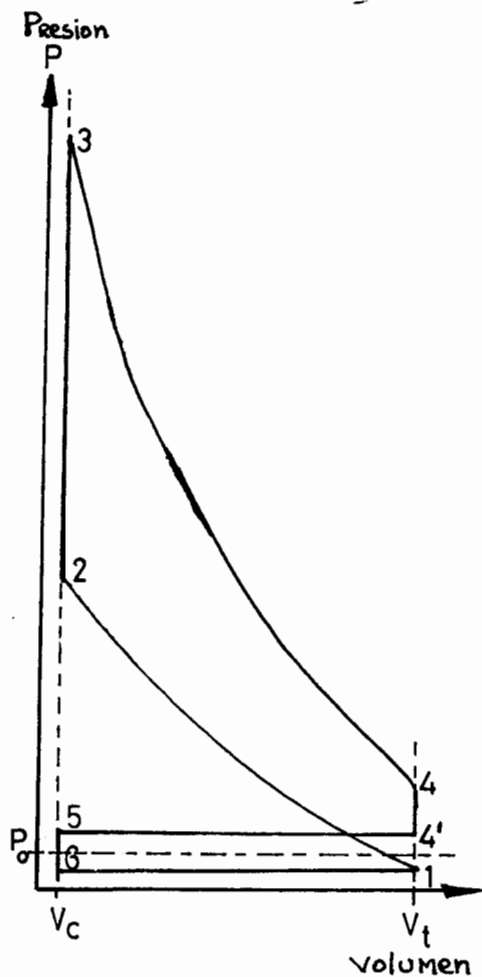
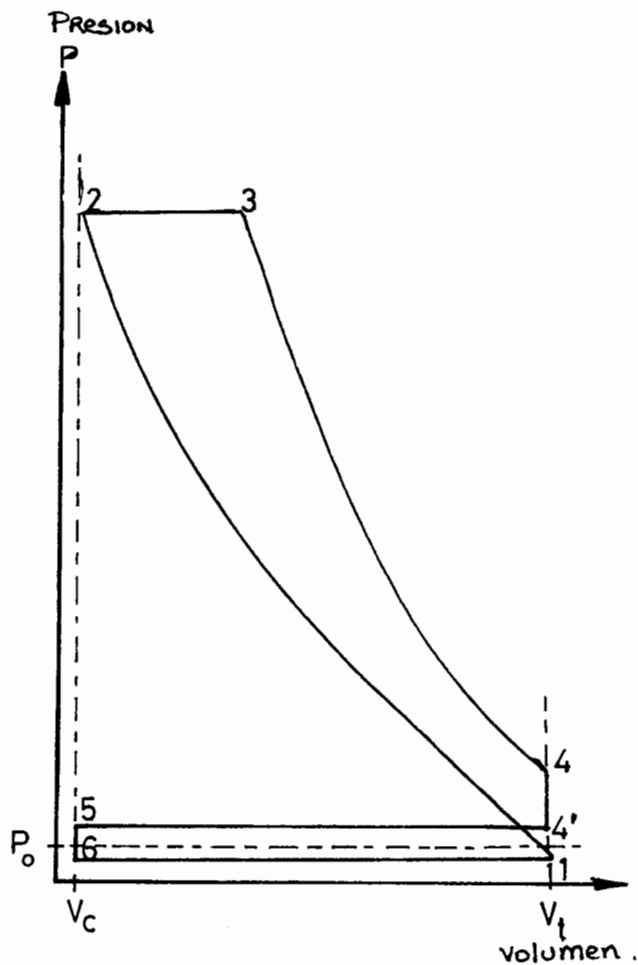


Fig 2.1.b Diagrama Presión vs. Posición del cigüeñal



CICLO OTTO

idealización



CICLO DIESEL

idealización

FIG 2.1.c Idealización del diagrama indicado

### 2.1.1 Procesos de admisión, compresión, combustión, expansión y escape.

En los motores que trabajan con el ciclo Otto (carburación), la admisión es la entrada de la mezcla aire-cobustible al cilindro, mientras que los que trabajan con el ciclo

Diesel (de inyección) la admisión es la entrada de aire fresco al cilindro, para ambos casos supondremos que el proceso se realiza a presión constante y con un valor 20% menor que la presión atmosférica:

$$P = (1-0,2)P_0 = 0.8 P_0 \quad \text{Ec. 2.1}$$

La temperatura al final de la admisión oscila entre los 70 - 100 grados centígrados, de tal forma que utilizaremos el promedio de estas dos cantidades 86 grados C.

Esta presión constante corresponderá a un ángulo de rotación de manivela comprendido entre 0 y 180 grados.

En el gráfico 2.1.b la línea que une los puntos 1 - 2 corresponde al proceso de compresión, se lo idealiza como un proceso adiabático y conservativo al cual se lo expresa con la relación:

$$P_1 V_1^K = P_2 V_2^K \quad \text{Ec. 2.2}$$

siendo  $K=1.4$  razón de calores específicos del aire.

La realidad es que este proceso no es adiabático y se lo puede representar más exactamente como un proceso politrópico de la forma:

$$P_1 V_1^{n_1} = P_2 V_2^{n_1} \quad \text{Ec. 2.3}$$

siendo,  $n$  coeficiente politrópico.

Este coeficiente varía durante todo el proceso pero se han logrado obtener los siguientes valores promedios:

$$n_1 \text{ (otto)} = 1.33 - 1.35$$

$$n_1 \text{ (Diesel)} = 1.34 - 1.37$$



Del gráfico podemos deducir que  $V_1=V_t$  volumen total y que  $V_2=V_c$  volumen de cámara, se llama relación de compresión a  $V_t/V_c$  y lo representamos  $T_c$ , entonces la presión al final de la compresión será:

$$P_2 = T_c^{n_1} P_1 \quad \text{Ec. 2.4}$$

siendo  $T_c$  la relación de compresión.

Para encontrar el valor de la presión en cualquier punto entre 1 y 2 utilizamos la relación de compresión relativa a la posición del pistón:

$$P = P_1 T_x^{n_1} \quad \text{Ec. 2.5}$$

La ecuación anterior se cumple para  $180^\circ < \theta < 360^\circ$  grados.

Además la temperatura al final de la compresión:

$$T_2 = T_1 * T_c^{(n_1-1)} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Después de la compresión ocurre la combustión de la mezcla aire-combustible, primero analizaremos en el ciclo Otto lo que ocurre para después analizar el Diesel.

Para el ciclo Otto asumimos que la combustión ocurre a volumen constante entonces para saber a cuanto se eleva la presión al final del proceso aplicamos:

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Para resolver la ecuación anterior necesitamos de la temperatura al final de la combustión para lo cual utilizamos la siguiente ecuación:

$$T_3 = \frac{\epsilon H_u}{(\alpha L_o + 1) C_v} + T_2 \quad \text{Ec. 2.8}$$

siendo:

$\xi$  = coeficiente de transmisión de calor en la combustión -  
( $0,8 \leq \xi \leq 0,9$ )

$H_u$  = poder calorífico superior del combustible.

$L_o$  = relación estequiométrica aire-combustible (15.5) =  $A/C$

$\alpha$  = Relación (A/C) real a (A/C) estequiométrica.

$C_v$  = calor específico de los productos de combustión (0.29)

Para el ciclo Diesel se asume que la combustión ocurre a presión constante, para este proceso se cumple:

$$V_3 = V_2 \frac{T_3}{T_2} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Para encontrar la temperatura que los gases alcanzan - recurrimos a la siguiente ecuación de la energía:

$$T_3 = \frac{\xi H_u}{(\alpha L_o + 1) C_p} + T_2 \quad \text{Ec. 2.10}$$

siendo:

$C_p$  = calor específico a presión constante de los residuos -  
(0.35).

Los otros parámetros son los mismos que para el ciclo Otto.

La expansión es el proceso donde la energía calorífica se convierte en energía mecánica y mientras mayor sea la relación de expansión mayor cantidad de calor irá a la realización de trabajo efectivo.

Para el ciclo Otto: .

$$P_4 = P_3 / T_c^{n_2} \quad \text{Ec. 2.11}$$

donde  $n_2 = 1.2 - 1.25$

Para saber el valor de cualquier punto entre  $360^\circ < \theta < 540^\circ$  calculamos la presión con la relación:

$$P = P_3 / T_x^{n_2} \quad \text{Ec. 2.12}$$

Para el ciclo Diesel:

$$\delta = V_4 / V_3$$

donde:  $P_4 = P_3 / \delta^{n_2}$

siendo:  $n_2 = 1.24 - 1.27$ .

Para cualquier punto en el proceso de expansión la presión vendrá dada por la expresión:

$$P = P_3 / \delta_x^{n_2} \quad \text{Ec. 2.13}$$

El proceso de escape consiste en la salida de los gases quemados del cilindro con un cambio brusco de los parámetros como presión, temperatura, velocidad de salida de los gases, etc.

En esto asumiremos que el proceso se realiza a una presión constante 20% superior a la presión atmosférica.

$$P = (1+0.2)P_0 = 1.2 P_0 \quad \text{Ec. 2.14}$$

Esto se cumple para un ángulo de rotación entre  $540^\circ < \theta < 720^\circ$

## 2.2 Parámetros indicados del motor.

En esta sección nos referimos a algunos parámetros que

son importantes para medir o para conocer el comportamiento de un motor desde el punto de vista económico y funcional.

### 2.2.1 Trabajo y potencia indicados.

La productividad del ciclo real se caracteriza y determina con el trabajo indicado. Este es el trabajo realizado por los gases en el interior del cilindro y está dado por la ecuación:

$$W_i = \int_{V_1}^{V_2} (P_{COMP} - P_{EXP}) dV \quad \text{Ec. 2.15}$$

Para el ciclo Otto podemos calcularlo por la expresión:

$$W_i = P_3 V_c \frac{1-1/T_c^n}{n_2-1} - P_2 V_c \frac{1-1/T_c^n}{n_1-1} - V_{cil} (P_5 - P_1) \quad \text{Ec. 2.16}$$

de donde la presión media indicada :

$$P_i = \frac{W_i}{V_{cil} L} \quad \text{Ec. 2.17}$$

Para el ciclo Diesel la expresión del trabajo indicado es:

$$W_i = \frac{P_3 V_3 - P_4 V_t}{n_2-1} - \frac{P_2 V_c - P_i V_t}{n_1-1} + P_3 (V_3 - V_c) - (P_5 - P_1) V_{cil} \quad \text{Ec. 2.18}$$

de donde la presión media indicada es:

$$P_i = \frac{W_i}{V_{cil} L} \quad \text{Ec. 2.19}$$

La potencia indicada es el trabajo que realizan los gases expresado sobre unidades de tiempo:

$$\text{Pot. ind} = \frac{P_{\text{ind}} V_{\text{cil}} (\text{RPM})}{CN} \quad \text{Ec. 2.20}$$

siendo C un factor de conversión y N número de tiempos del motor.

La eficiencia indicada muestra que parte del calor introducido en forma de energía se convierte en trabajo.

Para el ciclo Otto:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{T_c^{n-1}} \quad \text{Ec. 2.21}$$

Para el ciclo Diesel:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{T_c^{n-1}} \cdot \frac{\delta^{n-1}}{T_c(\delta-1)} \quad \text{Ec. 2.22}$$

### 2.3 Parámetros efectivos del motor.

Todas las pérdidas de potencia indicada que están comprendidas en el rozamiento de las partes complementarias del motor (bombas, ventiladores, dinamo, etc) y otros mecanismos, se conoce como potencia de roce.

Todas las pérdidas que puede tener un motor se las suma y estas disminuyen la potencia que se mide en el eje de salida.

Mientras mayor sea la potencia de roce menor será la economía del motor es decir que el consumo de combustible aumente. Los métodos para determinar esta potencia son sólo experimentales. Para calcular su valor primero se determina la potencia indicada por un aparato indi-

cador de presiones, luego la potencia efectiva  $N_e$  se la mide por un freno y la diferencia con la potencia indicada  $N_{ind}$ , constituye la potencia de roce  $N_R$ :

$$N_R = N_{ind} - N_e \quad \text{Ec. 2.23}$$

Otra manera de determinar la potencia de roce es usando fórmulas empíricas. La potencia de roce depende en buen grado del número de cilindros y de la velocidad del motor, por esto para poder comparar y calcular la potencia de roce en diferentes motores, es cómodo utilizar la presión de roce  $P$  lo cual es la presión equivalente que actúa sobre el pistón del lado del cárter y que en la carrera de expansión le resta trabajo efectivo.

La potencia de roce se puede expresar entonces en función de la presión de roce.

$$N_R = P_R V_{cil} \frac{n}{C} \quad \text{Ec. 2.24}$$

donde:

$C$  = constante

$V_{cil}$  = Volumen de cilindrada.

$n$  = RPM

De acuerdo a M. S. Jovaj para diferentes tipos de motor los valores de  $P_R$  son:

a) 4 tiempos de 4 y 6 cilindros

$$P_R = 0.9 + 0.12V_{mp} \quad [K_g/cm^2] \quad \text{Ec. 2.25a}$$

b) 4 tiempos doce cilindros

$$P_R = 0.8 + 0.12V_{mp} \quad \text{Ec. 2.25b}$$

c) Para motores a Diesel

$$P_R = 1.05 + 0.156V_{mp} \quad \text{Ec. 2.26}$$

### 2.3.1 Trabajo y potencia efectiva.

La potencia efectiva del motor se llama a aquella-- potencia que se mide en el eje de salida del motor y que va a ser usada para mover otro sistema.

La potencia efectiva es igual:

$$N_e = N_{in} - N_p \quad \text{Ec. 2.27}$$

La presión media efectiva se la obtiene de dividir el trabajo efectivo para el volumen de cilindrada.

De tal forma que:

$$P_e = W_e / V_{cil} \quad \text{Ec. 2.28}$$

$$P_e = \frac{N_{ec}}{V_{cil} (RPM)} \quad \text{Ec. 2.28a}$$

### 2.3.2 Eficiencia mecánica y efectiva.

La eficiencia mecánica es el grado de realización en la construcción de la máquina. Mientras más alta sea la eficiencia mejor construido estará el motor, entonces:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_{ind}} = \frac{P_e}{P_{ind}} \quad \text{Ec. 2.29}$$

Otra forma de definir la eficiencia mecánica es que parte de la potencia que se desarrolla en el cilindro por efecto de los gases de la combustión va a ser la potencia-- medida en el eje de salida del motor.

Algunos datos de esta eficiencia obtenida de motores-- en uso son:

- Camiones y tractores a gasolina  $0.8 < \eta_m < 0.9$

- Camiones y tractores a diesel  $0.7 < \eta_m < 0.8$
- Diesel estacionarios de 4 ton.  $0.75 < \eta_m < 0.85$
- Diesel estacionarios de 2 ton.  $0.7 < \eta_m < 0.75$

La eficiencia termica efectiva nos muestra que parte del calor introducido en forma de energia quimica del combustible en un ciclo se transforma en trabajo efectivo en el eje de salida, así mismo esta eficiencia caracteriza la economia del motor.

$$\eta_e = W_e / Q \quad \text{Ec. 2.30}$$

Algunos valores de la eficiencia térmica en unidades en funcionamiento son:

- Camiones y tractores a gasolina  $0.2 < \eta_e < 0.25$
- Camiones y tractores a diesel  $0.33 < \eta_e < 0.4$
- Diesel de bajas revoluciones  $0.3 < \eta_e < 0.34$

### 2.3.3 Consumo específico de combustible.

Es la cantidad en peso de combustible que se gasta para obtener un caballo de fuerza efectivo en una hora, se lo representa por:

$$g_e = G_e / N_e \quad \text{Ec. 2.31}$$

también:

$$g_e = g_{in} / \eta_m \quad \text{Ec. 2.32}$$

El consumo específico de combustible varía cuando el motor trabaja bajo ciertos regimenes. Por ejemplo el motor de carburación tiene un mayor consumo específico de combus-



tible altos y bajos regímenes de velocidad, en el un caso-  
por el enriquecimiento es para suministrar mayor potencia,  
y en el otro para mantener el encendido.

El motor de inyección (diesel) en cambio tiene los  
menores gastos de combustible a bajos regímenes de veloci-  
dad y baja presión media efectiva, esto se debe a que di-  
cho motor necesita aire en exceso para asegurar una combus-  
tión completa del combustible y mantener el nivel de humos  
bajo.

Como referencias tenemos los siguientes valores de  
consumo específico de combustible:

- Para motores a gasolina       $220 < g_e < 260$       [gr/HP - hr]
- Para Diesel camiones y tractores       $160 < g_e < 200$
- Diesel de barcos       $180 < g_e < 210$

## CAPITULO III

### DINAMICA DEL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA

#### 3.1 APLICACION DE LOS CONCEPTOS DE SISTEMAS DE UN GRADO DE LIBERTAD A LOS MOTORES C.I.

Una vez conocidos los principios dinámicos aplicables a sistemas de un grado de libertad, entramos a aplicar estos principios al motor de combustión interna con mecanismo biela - manivela.

Tenemos que desarrollar las ecuaciones para la inercia generalizada, coeficiente centrípeto, fuerza de gases y resistente, así como particularizar la ecuación general del movimiento (ec.1.21) al motor de c-i.

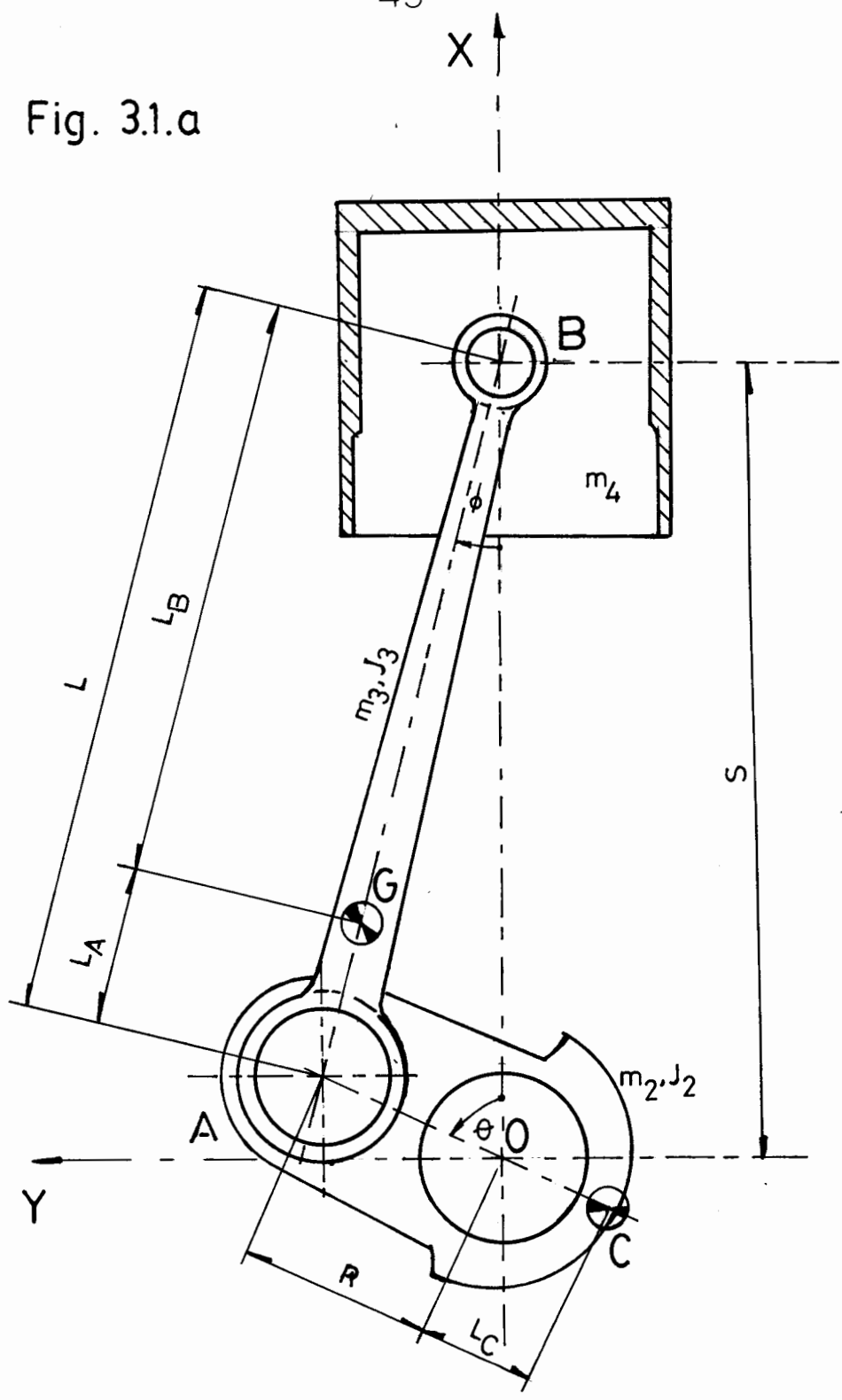
Las ecuaciones que obtenemos serán la base para realizar un programa de computadora para la resolución de la ecuación general del movimiento, ya que esta ecuación es de segundo orden es necesario utilizar un método numérico.

Podemos distinguir dos etapas en el movimiento del motor las cuales llamaremos estado transiente y estado estable.

Estado transiente corresponde al momento en que el motor arranca y todo sus valores en especial la velocidad van cambiando al ir variando el tiempo hasta alcanzar estabilidad.

Estado estable corresponde a la repetición periódica -

Fig. 3.1.a



Dimensiones principales del mecanismo biela-manivela.

de la velocidad, la cual como promedio no varía durante el tiempo.

La aplicación de los principios del cálculo vectorial-son usados para deducir ecuaciones para calcular las fuerzas y movimientos de sacudimiento así como las fuerzas en cada miembro del mecanismo biela-manivela.

En la fig. 3.1.a tiene especificado las partes principales y dimensiones que necesitamos conocer para deducir las ecuaciones y utilizarlas en un programa de computadoras.

### 3.1.1 Ecuación del movimiento del motor.

Para el mecanismo biela-manivela, la energía cinética consiste de la suma de las energías cinéticas parciales de cada uno de los eslabonamientos, de tal forma que:

$$Ec_{\tau} = Ec_2 + Ec_3 + Ec_4 \quad Ec. \quad 3.1$$

siendo  $Ec_2$  la energía cinética de la manivela.

$$Ec_2 = 1/2 J_2 \dot{\theta}^2 \quad Ec. \quad 3.2$$

donde:

$$J_2 = J_{O_2} + m_2 L_c^2 \quad Ec. \quad 3.2a$$

$Ec_3$  es la energía cinética de la biela (barra de conexión), y es igual a:

$$Ec_3 = 1/2 (m_B \dot{S}^2 + m_A (R\dot{\theta})^2 + J_3 \dot{\phi}^2) \quad Ec. \quad 3.3$$

siendo:

$$J_3 = J_{O_3} - m_3 L_A L_B \quad Ec. \quad 3.3a$$

$Ec_4$  es la energía cinética del pistón,

$$Ec_4 = (1/2)m_4\dot{s}^2 \quad Ec. \quad 3.4$$

Si el ángulo de manivela  $\theta$  es la coordenada generalizada, la energía cinética total puede ser expresada de la siguiente forma:

$$Ec_T = 1/2 \dot{\theta}^2 = 1/2 (J_2 + m_A R^2) \dot{\theta}^2 + (m_4 + m_B) (\dot{s})^2 + J_3 \dot{\phi}^2 \quad Ec. \quad 3.5$$

Utilizando la razón de velocidades tenemos la expresión para la inercia generalizada:

$$J = J_2 + m_A R^2 + (m_4 + m_B) K_S^2 + J_3 K_\phi^2 \quad Ec. \quad 3.6$$

La expresión para el coeficiente centrípeto es:

$$C = \frac{1}{2} \frac{dJ}{d\theta} = (m_4 + m_B) K_S K'_S + J_3 K_\phi K'_\phi \quad Ec. \quad 3.7$$

Después de obtener las expresiones de la inercia generalizada y el coeficiente centrípeto, ahora es necesario evaluar las fuerzas que actúan sobre el mecanismo, para esto excluimos los efectos de la gravedad (despreciables en motores de alta velocidad) y fricción. Partimos de la potencia dada por la combustión de los gases y la de la carga resistente:

$$Pot = \dot{W} = F(\dot{s}) - M_R \dot{\theta} = (F \left(\frac{\dot{s}}{\theta}\right) - M_R) \dot{\theta} = Q \dot{\theta} \quad Ec. \quad 3.8$$

Así la fuerza generalizada:

$$Q = (F K_S - M_R) = M_p - M_R \quad Ec. \quad 3.9$$

El valor de la fuerza  $F$  sobre la cabeza del pistón es suministrado por el diagrama indicado. En cuanto al momento resistente este puede ser de dos clases: dependiente de la-

configuración del sistema ( $\theta$ ) o dependiente de la velocidad (compresor rotativo, bomba centrífuga, ventilador, etc). En el caso de una bomba o ventilador, podrá considerarse como proporcional a la velocidad:

$$M_R = c\dot{\theta}|\dot{\theta}|, \quad c = \text{cte} \quad \text{Ec. 3.10}$$

Ahora estamos en capacidad de encontrar la expresión de la ecuación del movimiento para un motor de combustión interna. Reemplazando en la ecuación 1.20, los datos anteriormente encontrados y tomando como variable el ángulo de rotación del ciguenal tenemos:

$$J\ddot{\theta} = Q - C\dot{\theta}^2 = M_P - M_R - C\dot{\theta}^2 \quad \text{Ec. 3.11}$$

### 3.1.2 Comportamiento transiente y de estado estable del motor.

Una vez obtenida la ecuación del movimiento comenzamos a integrarla conociendo valores iniciales en el tiempo  $t=0$ :

$$q(0) = \theta_0 \quad \text{y} \quad \dot{q}(0) = \dot{\theta}_0$$

Aplicando el método de las ecuaciones mínimas de la sección 1.2.3.1 definimos funciones auxiliares con variables auxiliares:

$$W_1 \equiv q = \theta_0$$

$$W_2 \equiv \dot{q} = \dot{\theta}_0$$

Entonces reemplazando en la ecuación 3.11 tendremos un sistema de dos ecuaciones de primer orden:

$$\dot{W}_1 = W_2 \equiv F_1(W_2)$$

$$\dot{W}_2 = (M_P - M_R - C W_2^2) / J \equiv F_2(W_1, W_2, t)$$

$$W_1(0) = \theta_0 \quad ; \quad W_2(0) = \dot{\theta}_0$$

Estas dos ecuaciones pueden ser resueltas por métodos numéricos conocidos. Aunque la coordenada generalizada es el ángulo de manivela  $\theta$ , dicho ángulo es función del tiempo de tal forma que se irá incrementando el valor del tiempo hasta un valor límite seleccionado. Y los resultados serán la posición de la manivela y su velocidad en función del tiempo en ese intervalo. Con estos valores se pueden obtener la aceleración, el momento sobrante, el momento total, así como otros parámetros relacionados con el mecanismo como son la inercia generalizada para cada posición del ángulo  $\theta$ , el coeficiente centrípeto y otros datos.

Para poder arrancar un motor es necesario que el dispositivo de arranque pueda suministrar el momento necesario para arrancar el motor, venciendo las fuerzas de roce y que suministre un número de revoluciones mínimo como para poder succionar aire y así comenzar la combustión dando autonomía al motor. Las revoluciones iniciales que se requieren para esto están en el rango de 200 a 300 RPM. Esto nos da una idea sobre el valor de la velocidad inicial que debe usar para el motor.

Es sabido que un motor se encuentra en estado estable cuando todas sus condiciones se repiten después de  $N$  radianes de rotación de la manivela ( $N=4$  en motores de cuatro tiempos).

Si sólo nos interesa el comportamiento de estado estable, se puede ahorrar tiempo en la computación de datos si

en la ecuación general del movimiento damos como velocidad inicial, la velocidad cuadrática media (valor RMS) en estado estable. En este caso tenemos que el momento resistente es función de la velocidad, y todo el trabajo que se produce en la combustión de los gases se usará para vencer la resistencia cumpliéndose la siguiente ecuación:

$$\int_0^{N\pi} M_R d\theta = \int_0^{N\pi} c\theta^2 d\theta = \Delta W_p \quad \text{Ec. 3.12}$$

siendo  $W_p$  el trabajo por ciclo de las fuerzas producidas por los gases, de donde integrando y despejando la velocidad tenemos:

$$\dot{\theta}_{\text{RMS}} = \left[ \frac{\Delta W_p}{c N \pi} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Si no hay fluctuaciones demasiado grandes en el ciclo y la velocidad permanece en la vecindad del valor promedio entonces podemos simular la conducta del motor con una velocidad inicial expresada de la siguiente forma:

$$\dot{\theta}(0) = \left( \frac{\Delta W_p}{c N \pi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 3.14}$$

### 3.1.3 Generalización para el caso de motores multicilíndricos.

En un motor de varios cilindros, las presiones de los gases, las fuerzas internas y la energía cinética asociada con un cilindro individual pueden ser sumadas tomando en consideración las fases de cada cilindro.

En la figura 3.1b se muestra el arreglo de un cigüeñal para 6 cilindros, con respecto al eje vertical y en contra



de las manecillas del reloj el desfase de los cilindros es  $0^\circ, 240^\circ, 120^\circ, 120^\circ, 240^\circ, 0^\circ$

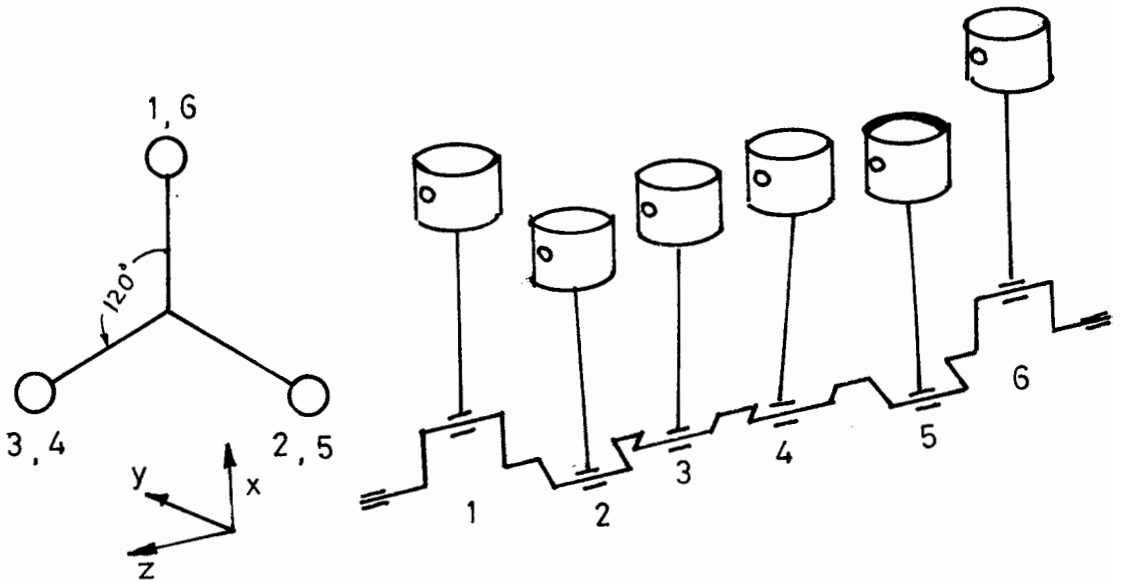


FIG. 3.1.b Motor de 6 cilindros

Con esta configuración pueden ser escogidos algunos ordenes de encendido los cuales pueden ser:

1 - 2 - 3 - 6 - 5 - 4

1 - 2 - 4 - 6 - 5 - 3

1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4

1 - 5 - 4 - 6 - 2 - 3

De entre los anteriores el orden más usado es 1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4 puesto que las fuerzas inerciales y momentos se balancean entre sí. El aumento de cilindros y un orden de encendido continuo producen un funcionamiento uniforme del motor.

Si  $\alpha_j$  representa el ángulo de retraso del cilindro  $j$  con

respecto al cilindro 1, el ángulo de manivela para el cilindro  $j$  estará dado por:

$$\theta_j = \theta_1 - \alpha_j \quad \text{Ec. 3.15}$$

Para la figura 3.1.b suponiendo que escogemos como orden de encendido 1-5-3-6-2-4 y el intervalo de encendido - cada  $120^\circ$ , tenemos que:  $\alpha_1, \alpha_5, \alpha_3, \alpha_6, \alpha_2, \alpha_4, = 0^\circ, 120^\circ, 240^\circ, 360^\circ, 480^\circ, 600^\circ$ .

Los cálculos y análisis hechos para un sólo cilindro - con respecto al ángulo  $\theta_1$  de la manivela puede ser usado para cualquier cilindro  $j$  si reemplazamos  $\theta_j = \theta_1 - \alpha_j$ , entonces suponiendo que todos los cilindros tienen las mismas dimensiones y el mismo diagrama indicador y si para el cilindro 1 tenemos  $f_1(\theta_1)$ ,  $C_1(\theta_1)$ ,  $M_p(\theta_1)$  entonces las correspondientes cantidades para un motor completo con  $n$  cilindros semejantes será función de  $\theta_1$ :

$$f_T = f_1(\theta_1) + f_2(\theta_1 - \alpha_2) + f_3(\theta_1 - \alpha_3) + \dots + f_j(\theta_1 - \alpha_j)$$

$$C_T = C_1(\theta_1) + C_2(\theta_1 - \alpha_2) + C_3(\theta_1 - \alpha_3) + \dots + C_j(\theta_1 - \alpha_j)$$

$$M_{pT} = M = M_{p1}(\theta_1) + M_{p2}(\theta_1 - \alpha_2) + M_{p3}(\theta_1 - \alpha_3) + \dots + M_{pj}(\theta_1 - \alpha_j)$$

Si  $M_R$  es el torque resistente aplicado al eje, la ecuación del movimiento del sistema es:

$$f_T(\theta_1)\ddot{\theta} + C_T(\theta_1)\dot{\theta}^2 = M_{pT}(\theta_1) - M_R \quad \text{Ec. 3.16}$$

Lo anterior se cumple cuando tenemos un motor monocilindrico y en línea, con cualquier número de cilindros

Para el caso de motores en V se sigue un enfoque parecido al anterior, Para obtener las fórmulas de cálculo analizaremos dos cilindros con arreglo en V.

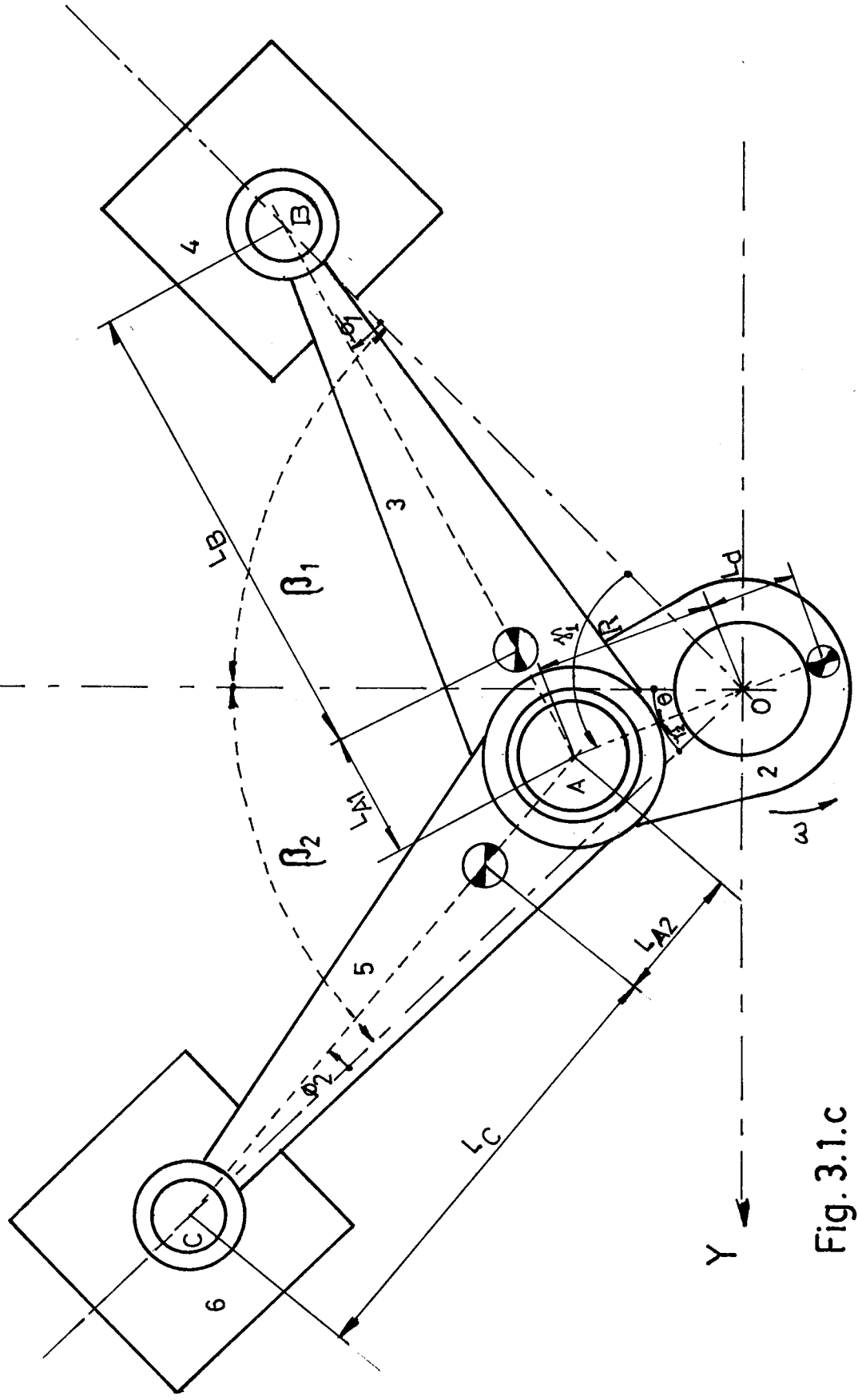


Fig. 3.1.c

Dimensiones principales motor en V

Analizando el diagrama de la fig. 1.2.b y llamando "a" al cilindro izquierdo y "b" al derecho, procedemos a buscar expresiones para relacionar las posiciones secundarias- $\phi_1, \phi_2, s_1, s_2$  con la coordenada generalizada  $\theta$ . Para ello analizamos el conjunto como si fuesen dos cilindros independientes, el cilindro "a" con eje que pasa por OB y el cilindro 'b' que pasa por OC.

El ángulo de posición de la manivela con respecto al eje OB es:

$$\gamma_1 = \theta + \beta_1 \quad \text{Ec. 3.17}$$

El ángulo de posición de la manivela con respecto al eje OC es:

$$\gamma_2 = -(\beta_2 - \theta) = \theta - \beta_2 \quad \text{Ec. 3.17a}$$

Para el cilindro "a", las posiciones angular de la biela y lineal del pistón están dadas por las relaciones:

$$\phi_1 = \arcsen(R/L \sin \gamma_1) \quad \text{Ec. 3.18}$$

$$s_1 = R \cos(\gamma_1) + L \text{ Sen } \phi \quad \text{Ec. 3,19}$$

Las velocidades angular de la biela y lineal del pistón estan dados por las relaciones:

$$\dot{\phi}_1 = K_{\phi 1} \dot{\gamma}_1 \quad \text{y} \quad \dot{s}_1 = K_{s1} \dot{\gamma}_1 \quad \text{Ec. 3.20 y 3.21}$$

pero sabemos que:

$$\dot{\gamma}_1 = d\gamma/dt = d(\theta + \beta_1)/dt$$

como  $\beta_1$  es una constante entonces:

$$d\gamma_1/dt = d\theta/dt \quad \text{o} \quad \dot{\gamma}_1 = \dot{\theta}$$

así podemos escribir las ecuaciones 3.20 y 3.21 como:

$$\dot{\phi}_1 = K_{\phi 1} \dot{\theta} \quad \text{y} \quad \dot{s}_1 = K_{s1} \dot{\theta} \quad \text{Ec. 3.20.a y 3.21. b}$$

siendo:

$$K_{\phi 1} = R \cos \gamma_1 / (L \cos \phi_1) \quad \text{Ec. 3.22}$$

$$K_{s1} = -R(\sin \gamma_1 + LK_{\phi 1} \sin \phi_1) \quad \text{Ec. 3.23}$$

Las aceleraciones angulares de la biela y lineal del pistón son respectivamente:

$$\ddot{\phi} = K_{\phi 1} \ddot{\theta} + K'_{\phi 1} \dot{\theta}^2$$

siendo:

$$K'_{\phi 1} = -R \sin \gamma_1 / L \cos \phi_1 + K_{\phi 1}^2 \tan \phi_1 \quad \text{Ec. 3.24}$$

$$\ddot{s} = K_{s1} \ddot{\theta} + K'_{s1} \dot{\theta}^2$$

siendo:

$$K'_{s1} = (R \cos \gamma_1 + LK_{\phi 1} \sin \phi_1 + LK_{\phi 1}^2 \cos \phi_1) \quad \text{Ec. 3.25}$$

Las mismas ecuaciones pueden ser escritas para el cilindro 'b':

- posición:  $\phi_2 = \arcsin(R/L \sin \gamma_2)$  Ec. 3.26

$$s_2 = R \cos \gamma_2 + L \sin \phi_2 \quad \text{Ec. 3.27}$$

- velocidad:  $K_{\phi 2} = R \cos \gamma_2 / L \cos \phi_2$  Ec. 3.28

$$K_{s2} = -R(\sin \gamma_2 + LK_{\phi 2} \sin \phi_2) \quad \text{Ec. 3.29}$$

$$\dot{\phi}_2 = K_{\phi 2} \dot{\theta} \quad \dot{s}_2 = K_{s2} \dot{\theta} \quad \text{Ec. 3.30 y 3.31}$$

- aceleración:

$$K'_{\phi 2} = -R \sin \gamma_2 / L \cos \phi_2 * K_{\phi 2}^2 \tan \phi_2 \quad \text{Ec. 3.32}$$

$$K'_{s2} = -(R \cos \gamma_2 - LK_{\phi 2} \sin \phi_2 + LK_{\phi 2}^2 \cos \phi_2) \quad \text{Ec. 3.33}$$

$$\ddot{\phi} = K_{\phi 2} \ddot{\theta} + K'_{\phi 2} \dot{\theta}^2 \quad \text{y} \quad \ddot{s} = K_{s2} \ddot{\theta} + K'_{s2} \dot{\theta}^2 \quad \text{Ec. 3.34 y 3.35}$$

A continuación debemos hallar la inercia generalizada, - para lo cual partimos de la ecuación de la energía cinética del mecanismo:

$$E_{c_T} = E_{c_2} + E_{c_3} + E_{c_4} + E_{c_5} + E_{c_6} \quad \text{Ec. 3.36}$$

Concentrando las masas de las bielas 3 y 5 en los puntos A, B, C son las siguientes ecuaciones:

$$m_{A1} = m_3 L_B / L \quad ; \quad m_B = m_3 L_{A1} / L \quad \text{cilind. a.} \\ \text{Ec. 3.37 y 3.37a}$$

$$m_{A1} = m_5 L_C / L \quad ; \quad m_C = m_5 L_{A2} / L \quad \text{cilind. b.} \\ \text{Ec. 3.38 y 3.38b}$$

tenemos que:

$$\text{energía cinética de la manivela,} \quad E_{c_2} = 1/2 J_2 \dot{\theta}^2$$

siendo:

$$J_2 = J_{O2} + m_2 L d^2$$

energía cinética de 3,

$$E_{c_3} = 1/2 (m_B \dot{s}_1^2 + m_{A1} (R\dot{\theta})^2 + J_{AB} \dot{\phi}_1^2)$$

energía cinética del pistón 4,

$$E_{c_4} = 1/2 m_4 \dot{s}_1^2$$

energía cinética de 5,

$$E_{c_5} = 1/2 (m_C \dot{s}_2^2 + m_{A2} (R\dot{\theta})^2 + J_{CA} \dot{\phi}_2^2)$$

energía cinética del pistón 6,

$$E_{c_6} = 1/2 m_6 \dot{s}_2^2$$

Introduciendo las ecuaciones 3.20, 3.21, 3.30 y 3.31 - para dejar la energía cinética en función de la coordenada generalizada  $\theta$ , las ecuaciones se transforman en:

$$E_{c2} = 1/2 J_2 \dot{\theta}^2 \quad \text{Ec. 3.39}$$

$$E_{c3} = 1/2 (m_B (K_{s1} \dot{\theta})^2 + m_{A1} (R \dot{\theta})^2 + J_{AB} (K_{\phi 1} \dot{\theta})^2)$$

donde:

$$E_{c3} = 1/2 (m_B K_{s1}^2 + m_{A1} R^2 + J_{AB} K_{\phi 1}^2) \dot{\theta}^2 \quad \text{Ec. 3.40}$$

$$E_{c4} = 1/2 m_4 (K_{s1} \dot{\theta})^2 = 1/2 m_B K_{s1}^2 \dot{\theta}^2 \quad \text{Ec. 3.41}$$

$$E_{c5} = 1/2 (m_C K_{s2}^2 + m_{A2} R^2 + J_{AC} K_{\phi 2}^2) \dot{\theta}^2 \quad \text{Ec. 3.42}$$

$$E_{c6} = 1/2 m_6 K_{s2}^2 \dot{\theta}^2 \quad \text{Ec. 3.43}$$

Sumando las ecuaciones anteriormente desarrolladas como lo indica la ecuación 3.36 tenemos:

$$E_c = 1/2 \left[ J_2 + (m_B K_{s1}^2 + m_{A1} R^2 + J_{AB} K_{\phi 1}^2) + (m_C K_{s2}^2 + m_{A2} R^2 + J_{AC} K_{\phi 2}^2) + m_4 K_{s1}^2 + m_6 K_{s2}^2 \right] \dot{\theta}^2 \quad \text{Ec. 3.44}$$

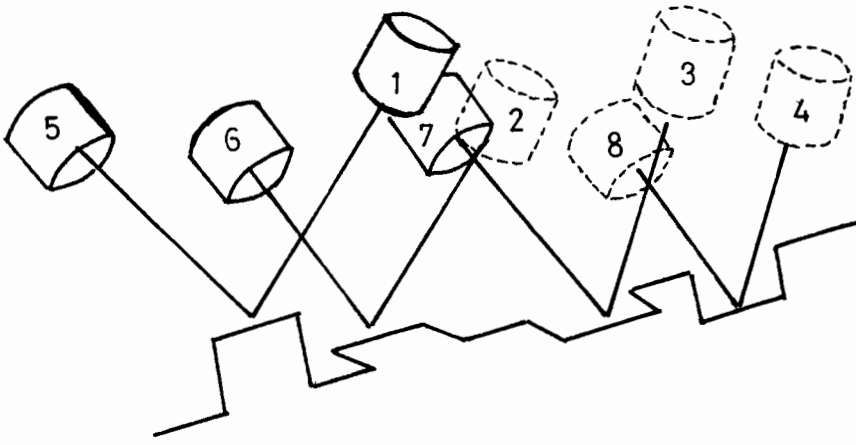
Así la inercia generalizada es:

$$J = J_2 + (m_{A1} + m_{A2}) R^2 + (m_B + m_4) K_{s1}^2 + (m_C + m_6) K_{s2}^2 + J_{AB} K_{\phi 1}^2 + J_{AC} K_{\phi 2}^2 \quad \text{Ec. 3.45}$$

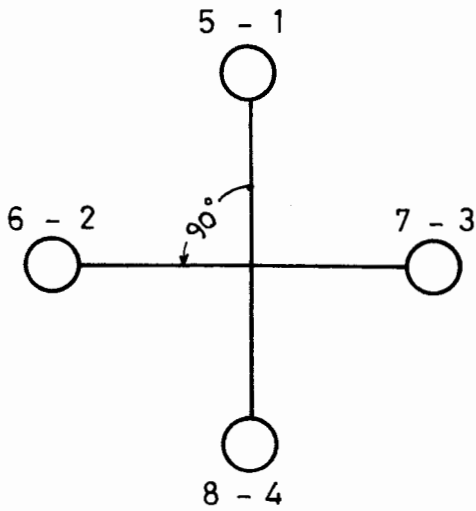
El coeficiente centrífugo está dado por la expresión:

$$C = 1/2 d^2 J / d\theta^2 = (m_B + m_4) K_{s1} K'_{s1} + (m_C + m_6) K_{s2} K'_{s2} + J_{AB} K_{\phi 1} K'_{\phi 1} + J_{AC} K_{\phi 2} K'_{\phi 2} \quad \text{Ec. 3.46}$$

En la figura 3.1.d se muestra el arreglo para un cigüeñal de 8 cilindros en V, con respecto al eje principal y en contra de las manecillas del reloj el desfase de los brazos de manivela es  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $270^\circ$ ,  $180^\circ$ . Si  $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$  (motor en V a  $90^\circ$ ), se puede escoger el siguiente orden de encendido - 1 - 5 - 4 - 8 - 7 - 2 - 6 - 3



**FIG. 3.1.d** Motor 8 cilindros en V



**FIG. 3.1.e** Brazos del cigüenal motor 8 cilindros en V



Para una posición definida del ángulo de manivela  $\theta$  podemos hallar todas las inercias generalizadas de los pares de cilindros con las fórmulas antes desarrolladas, si comenzamos con los cilindros 1 y 5, el ángulo de desfase es  $0^\circ$  y su posición angular será  $\theta$ . Para los cilindros 2 y 6, el ángulo de desfase es  $90^\circ$ , por consiguiente su posición angular es  $\theta + 90^\circ$ , con este ángulo podremos calcular la inercia de estos cilindros. Los cilindros 4 y 8 tienen un ángulo de desfase de  $180^\circ$ , por consiguiente su posición angular será  $\theta + 180^\circ$ , y con este ángulo calculamos su inercia. Para los cilindros 3 y 7 se sigue la misma secuencia sólo que el desfase es  $270^\circ$ , y la posición angular  $\theta + 270^\circ$ .

Luego la inercia generalizada total del sistema será la suma de las encontradas por pares de cilindros, así:

$$J_T = J_{1-5} + J_{2-6} + J_{3-7} + J_{4-8} \quad \text{Ec. 3.47}$$

Así también la misma secuencia se sigue para el cálculo del coeficiente centrípeto, de tal forma que:

$$C = C_{1-5} + C_{2-6} + C_{3-7} + C_{4-8} \quad \text{Ec. 3.48}$$

Por otra parte es necesario poder calcular las fuerzas sobre las cabezas de los pistones para un ángulo definido  $\theta$  de la manivela. Sabemos que los órdenes de encendido están desfasados un ángulo  $\alpha = 720/i$  siendo  $i = \text{número de cilindros}$ , como en nuestro caso son 8 cilindros entonces dicho desfase es 90 grados.

Si trabajamos como punto de referencia con el pistón 1,

el ángulo de posición relativo de dicho pistón con su eje de referencia será:

$$\gamma_1 = \theta + \beta_1$$

Por ejemplo, si  $\theta = 30^\circ$  y  $\beta_1 = 45^\circ$ , entonces  $\gamma_1 = 75^\circ$ . Como en la sección 2.1.1 se concordó como convencional que para un ángulo entre  $0^\circ$  y  $180^\circ$  el proceso que se realiza es la admisión, entonces sobre el pistón 1 actuarán las fuerzas calculadas en la admisión.

El cilindro 5 es el que continúa, por consiguiente en el instante en que 1 tiene una fuerza de admisión, la posición de 5 será:

$$\gamma_5 = \gamma_1 + 720^\circ - 90^\circ = 75 + 630 = 705^\circ$$

lo que corresponde al proceso de escape (sección 2.2.1), y tendrá una fuerza correspondiente a dicho proceso.

De igual manera la posición de 4 será:

$$\gamma_4 = \gamma_1 + 720^\circ - 180^\circ = 615^\circ$$

lo que corresponde al proceso de expansión.

El pistón 8 estará en:

$$\gamma_8 = \gamma_1 + 720^\circ - 270^\circ = 525^\circ$$

lo que corresponde al proceso de expansión.

El pistón 7 estará en:

$$\gamma_7 = \gamma_1 + 720^\circ - 360^\circ = 435^\circ$$

lo que corresponde al proceso de expansión.

El pistón 2 estará en;

$$\gamma_2 = \gamma_1 + 720^\circ - 450^\circ = 345^\circ$$

lo que corresponde al proceso de compresión.

El pistón 6 estará en: -

$$\gamma_6 = \gamma_1 + 720 - 540 = 255^\circ$$

lo que corresponde al proceso de compresión.

El pistón 3 estará en;

$$\gamma_3 = \gamma_1 + 720 - 630 = 165^\circ$$

lo que corresponde al proceso de admisión.

De esta forma estamos en capacidad de obtener los parámetros de funcionamiento del motor en V, pues conocemos - fuerzas de los gases, inercia generalizada, coeficiente centrípeto, etc. en función de la posición angular.

#### 3.1.4 Fuerzas debidas a la inercia. (Fuerzas y momentos de sacudimiento).

Resuelta la ecuación del movimiento y estando en capacidad de conocer la posición, velocidad y aceleración de cualquier punto del sistema nos interesamos principalmente - de la aceleración de los centros de gravedad. Para encon - trar expresiones algebraicas que podamos <sup>o</sup> evaluar nos valemos del cálculo vectorial, utilizaremos las dimensiones y especificaciones de la figura 3.1.f. Una vez encontrados estas expresiones podremos calcular las fuerzas sobre cada una de las articulaciones, y nos ayudará como base para el cálculo de las fuerzas y momentos de sacudimiento que actúan sobre el bastidor.

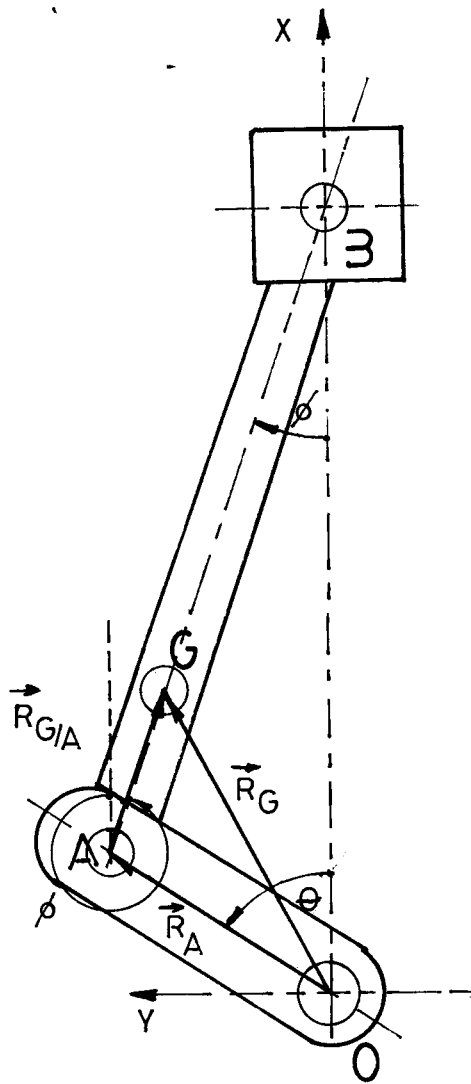


FIG. 3.1.f Vectores posición del mecanismo.

La ecuación vectorial de posición del punto G donde se supone que está concentrada la masa de la biela, puede ser escrita de la forma:

$$\vec{R}_G = \vec{R}_A + \vec{R}_{G/A} \quad \text{Ec. 3.49}$$

de la ecuación anterior podemos deducir la de velocidad y aceleración de tal forma:

$$\vec{V}_G = \vec{V}_A + \vec{V}_{G/A} \quad \text{Ec. 3,50}$$

$$\vec{A}_G = \vec{A}_A + -\vec{A}_{G/A} \quad \text{Ec. 3.51'}$$

donde la ecuación 3.51 puede ser escrita:

$$\vec{A}_A = (\ddot{\theta} \times R) + (-\dot{\theta}^2, R) \quad \text{Ec.3.51a}$$

la ecuación anterior podemos dejarla expresada como función de los vectores unitarios  $i$  y  $j$ , tenemos:

$$\vec{A}_A = -(\ddot{\theta} R \sin \theta) \vec{i} + (\ddot{\theta} R \cos \theta) \vec{j} \quad \text{Ec.3.51.b}$$

de donde:

$$A_A^x = -R(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) \quad \text{Ec. 3.52}$$

$$A_A^y = R(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) \quad \text{Ec. 3.53}$$

Siguiendo la misma secuencia podemos hallar las componentes de la aceleración relativa  $A_{G/A}$ , poniendo la expresión:

$$A_{G/A}^x = -L_A(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi) \quad \text{Ec. 3.54}$$

$$A_{G/A}^y = L_A(\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi) \quad \text{Ec. 3.55}$$

entonces la aceleración del punto G puede ser expresada de la siguiente forma:

$$A_G^x = -R(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) - L_A(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi) \quad \text{Ec. 3.56}$$

$$A_G^y = R(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) + L_A(\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi) \quad \text{Ec. 3.57}$$

La aceleración del centro de masa de la manivela es:

$$A_C^x = -L_c(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) \quad \text{Ec. 3.58}$$

$$A_C^y = L_c(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) \quad \text{Ec. 3.59}$$

Con las expresiones de las aceleraciones el cálculo

de las fuerzas inerciales es completamente sencillo.

Las ecuaciones de Alembert afirman que la suma vectorial de todas las fuerzas externas más una fuerza ficticia de inercia, es cero. Esta fuerza ficticia de inercia tiene la misma línea de acción que la aceleración pero en sentido contrario, esto lo podemos expresar de la siguiente forma:

$$\vec{F} + m\vec{A}_G = \vec{0} \quad \text{Ec. 3.60}$$

También afirma que la suma de todos los momentos producidos por cargas externas alrededor del centro de gravedad del sistema más un momento de torsión ficticio, es igual a cero. Este momento de torsión ficticio se le conoce como momento de inercia y tiene un sentido opuesto al de la aceleración angular del cuerpo. lo podemos expresar de la siguiente forma:

$$\vec{M}_G + I\ddot{\theta} = \vec{0} \quad \text{Ec. 3.61}$$

Siguiendo los principios antes expuestos podemos estar en capacidad de encontrar la fuerza de inercia que actúa sobre la biela (eslabón 3), de tal forma que:

$$\vec{F}_3 = -m_3\vec{A}_G \quad \text{Ec. 3.62}$$

La fuerza  $F_3$  puede ser descompuesta en sus componentes en "X" y en "y", de tal forma que:

$$F_3^x = -m_3 A_G^x = -m_3 \left[ R(\ddot{\theta} \sin\theta + \dot{\theta}^2 \cos\theta) + L_A(\ddot{\phi} \sin\phi + \dot{\phi}^2 \cos\phi) \right] \quad \text{Ec. 3.63}$$

$$F_3^y = -m_3 A_G^y = -m_3 \left[ R(\ddot{\theta} \cos\theta - \dot{\theta}^2 \sin\theta) + L_A(\ddot{\phi} \cos\phi - \dot{\phi}^2 \sin\phi) \right] \quad \text{Ec. 3.64}$$

La fuerza de inercia de la manivela (eslabón 2), al i

igual que la anterior puede ser descompuesta en los ejes "x" "y", obteniendo de esta forma las expresiones:

$$F_2^x = -m_2 A_C^x = m_2 Lc(\ddot{\theta} \text{sen} \theta + \dot{\theta}^2 \text{cos} \theta) \quad \text{Ec. 3.65}$$

$$F_2^y = -m_2 A_C^y = -m_2 Lc(\ddot{\theta} \text{cos} \theta - \dot{\theta}^2 \text{sen} \theta) \quad \text{Ec. 3.66}$$

La fuerza de inercia que actúa sobre el pistón, se la expresa de la forma:

$$F_4 = -m_4 \ddot{s} \quad \text{Ec. 3.67}$$

Los momentos inerciales que actúan sobre los miembros que rotan son las siguientes:

$$\text{Eslabón 3} \quad \vec{M}_{i3} = -J_3(\ddot{\theta}) = -J_3 \ddot{\theta} \hat{K} \quad \text{Ec. 3.68}$$

$$\text{Eslabón 2} \quad \vec{M}_{i2} = -J_2 \ddot{\theta} \quad \text{Ec. 3.69}$$

Con las fuerzas y momentos de inercia podemos calcular las reacciones en los cojinetes, para lo cual tratamos el mecanismo con el sistema de cuerpo libre.

En el eslabón 4

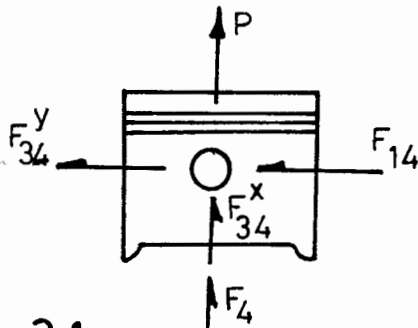


Fig 3.1.g  
Eslabón 4.

$$\sum \vec{F}^x = 0$$

$$P + F_{34}^x + F_4 = 0$$

$$F_{34}^x = -P - F_4 \quad \text{Ec. 3.70}$$

$$\sum \vec{F}^y = 0$$

$$F_{34}^y + F_{14} = 0$$

$$F_{14} = -F_{34}^y \quad \text{Ec. 3.71}$$

En el eslabón 3

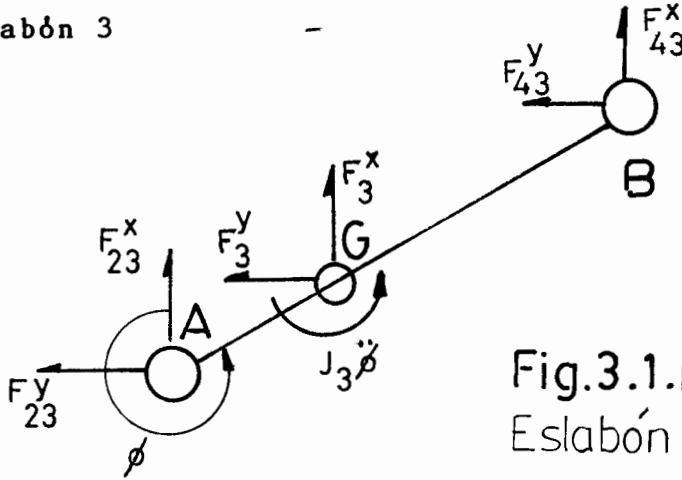


Fig.3.1.h  
Eslabón 3.

$$\sum \vec{M} = 0$$

$$(\vec{L} \times \vec{F}_{43}) + (\vec{L}_A \times \vec{F}_3) + \vec{M}_{i3} = 0 \quad \text{Ec. 3.72}$$

$$\vec{L} \times \vec{F}_{43} = (L^x \hat{i} + L^y \hat{j}) \times (F_{43}^x \hat{i} + F_{43}^y \hat{j}) = (L \cos \phi F_{43}^y - L \sin \phi F_{43}^x) \hat{k} \quad \text{Ec. 3.73.a}$$

$$\vec{L}_A \times \vec{F}_3 = (L_A \cos \phi F_3^y - L_A \sin \phi F_3^x) \hat{k} \quad \text{Ec. 3.73.b}$$

Reemplazando las ecuaciones 3.13.a y 3.73.b en la ecuación principal 3.72 y despejando  $F_{43}^y$ , tenemos:

$$F_{43}^y = \frac{\text{Sen} \phi (L F_{43}^x + L_A F_3^x) - \text{cos} \phi (L_A F_3^y) - M_{i3}}{L \text{cos} \phi} \quad \text{Ec. 3.74}$$

Haciendo un sumatorio de fuerzas encontramos la fuerza de reacción que nos falta:

$$\sum \vec{F}^x = 0$$

$$\vec{F}_{23}^x + \vec{F}_3^x + \vec{F}_{43}^x = 0 \Rightarrow \vec{F}_{23}^x = -\vec{F}_{43}^x - \vec{F}_3^x \quad \text{pero} \quad \vec{F}_{23}^x = -\vec{F}_{32}^x$$

entonces: 
$$\vec{F}_{32}^x = \vec{F}_3^x + \vec{F}_{43}^x \quad \text{Ec. 3.75}$$

$$\sum \vec{F}^y = 0$$

$$\vec{F}_{32}^y = \vec{F}_3^y + \vec{F}_{43}^y \quad \text{Ec. 3.76}$$



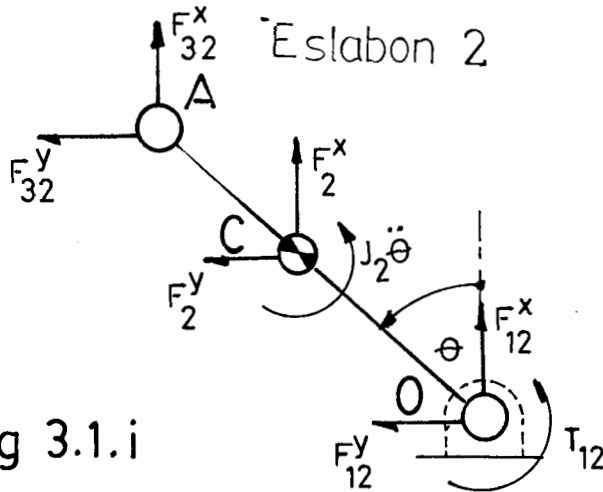


Fig 3.1.i

$$\sum \vec{F}^x = 0$$

$$\vec{F}_{32}^x + \vec{F}_2^x + \vec{F}_{12}^x = 0$$

$$\vec{F}_{12}^x = -\vec{F}_{32}^x - \vec{F}_2^x$$

Ec. 3.77

$$\sum \vec{F}^y = 0$$

$$\vec{F}_{32}^y + \vec{F}_2^y + \vec{F}_{12}^y = 0$$

$$\vec{F}_{12}^y = -\vec{F}_{32}^y - \vec{F}_2^y$$

Ec. 3.78

Por  $\sum \vec{M} = 0$

tenemos:

$$T_{12} = -M_{i2} - \cos\theta (L_c F_2^y + R F_{32}^y) + \sin\theta (L_c F_2^x + R F_{32}^x) \quad \text{Ec. 3.79}$$

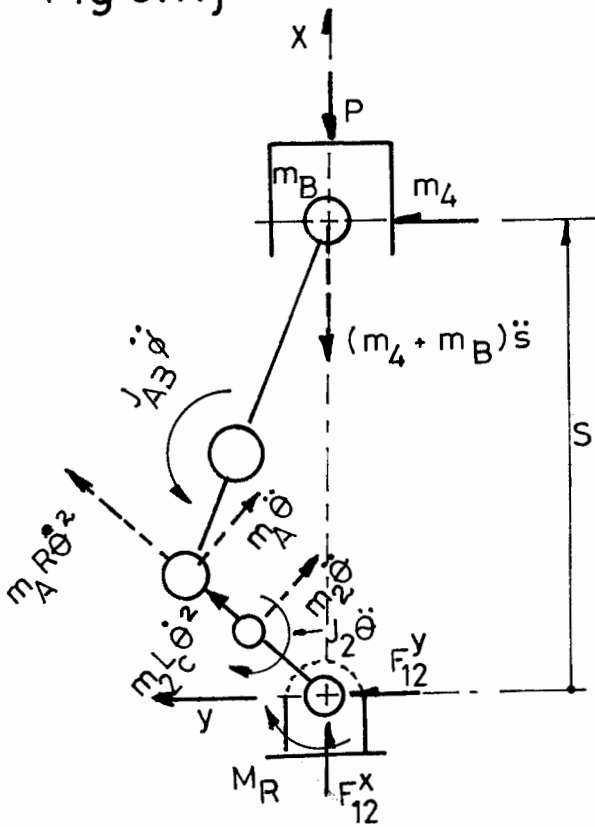
Las expresiones obtenidas son importantes para el cálculo de las reacciones y para poder dimensionar y seleccionar el tipo de material que se utilizará en los cojinetes, así como el tiempo de vida probable, lubricación y desgaste.

En las forma que han sido obtenidas estas expresiones son fácilmente programadas en una computadora, como se hará más adelante en la tesis.

El gas que actúa en el cilindro y los órganos internos en movimiento ejerce fuerzas sobre la estructura del motor, las cuales son fuente de oscilaciones y esfuerzos en los apoyos de la estructura lo cual, además pudieran afectar a mecanismos que están conectados al motor.

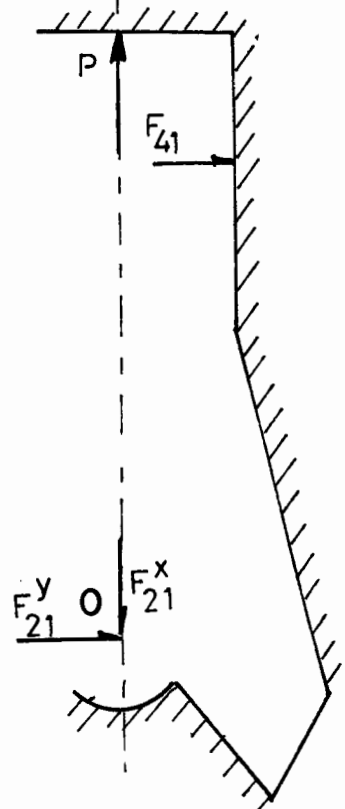
Para poder encontrar el valor de estas fuerzas y momentos analizaremos un motor monocilindrico para poder encontrar expresiones matemáticas que puedan ser computadas siguiendo el diagrama de la figura 3.1.j y 3.1.k

Fig 3.1.j



Mecanismo biela-manivela.

Fig 3.1.k



Bastidor.

Las fuerzas netas que actúan sobre el bastidor (fig. 3.1.j) en los dos ejes son:

$$F_n^x = P - F_{21}^x \quad \text{Ec. 3.80}$$

$$F_n^y = -F_{41} - F_{21}^y \quad \text{Ec. 3.81}$$

El momento neto alrededor del eje es:

$$M_n = -F_{14}S \quad \text{Ec. 3.82}$$

Para hallar las reacciones ( $F_{21}^x$ ,  $F_{21}^y$ ,  $F_{41}$ ) analizaremos el diagrama de cuerpo libre del mecanismo (Fig. 3.1.j) el cual está en equilibrio dinámico, de donde:

$$\sum F^x = 0$$

$$-P + F_{12}^x + (m_2L_C + m_A R)\dot{\theta}^2 \cos\theta + (m_2L_C + m_A R)\ddot{\theta} \sin\theta - (m_4 + m_B)\ddot{S} = 0$$

Puesto que  $F_{12}^x = -F_{21}^x$ , la ecuación anterior resulta:

$$-P - F_{21}^x + (m_2L_C + m_A R)\dot{\theta}^2 \cos\theta + (m_2L_C + m_A R)\ddot{\theta} \sin\theta - (m_4 + m_B)\ddot{S} = 0$$

De donde:

$$F_{21}^x = -P + (m_2L_C + m_A R)\dot{\theta}^2 \cos\theta + (m_2L_C + m_A R)\ddot{\theta} \sin\theta - (m_4 + m_B)\ddot{S} \quad \text{Ec. 3.83}$$

Reemplazando en la ecuación 3.80 se elimina P y se obtiene:

$$F_n^x = (m_2L_C + m_A R)\dot{\theta}^2 \cos\theta + (m_2L_C + m_A R)\ddot{\theta} \sin\theta - (m_4 + m_B)\ddot{S} \quad \text{Ec. 3.84}$$

Siguiendo la misma línea de razonamiento podemos encontrar la fuerza neta que actúa en el eje y:

$$F_n^y = (m_2L_C + m_A R)\dot{\theta}^2 \sin\theta - (m_2L_C + m_A R)\ddot{\theta} \cos\theta \quad \text{Ec. 3.85}$$

Para el momento neto tenemos que;

$$\sum \vec{M}_o = 0$$

$$J_{AB}\ddot{\phi} - (m_A R^2 + m_2 L_C^2 + J_{O_2})\ddot{\theta} - M_R + F_{14} s = 0$$

De donde:

$$-F_{14} s = J_{AB}\ddot{\phi} - (m_A R^2 + m_2 L_C^2 + J_{O_2})\ddot{\theta} - M_R = M_n$$

Ec. 3.86

Es importante notar que las fuerzas netas que actúan sobre el bastidor (o estructura del motor) son iguales a las fuerzas inerciales de las partes móviles.

En el caso del momento neto es de mencionarse que puede haber dos posibilidades:

1.- El caso en que el mecanismo a mover (carga) esté sujeto exteriormente, de esta forma ayudará al bastidor del motor a absorber de inercia de las partes móviles, generalmente este es el caso más común.

$$(M_n + M_R) = J_{AB}\ddot{\phi} - (m_A R^2 + m_2 L_C^2 + J_{O_2})\ddot{\theta}$$

2.- El caso en que la carga está sujeta al bastidor del motor, en esta forma únicamente los apoyos del bastidor serán los que resistan el momento de inercia.

$$M_n = J_{AB}\ddot{\phi} - (m_A R^2 + m_2 L_C^2 + J_{O_2})\ddot{\theta}$$

Si nosotros llamamos masa en rotación a la expresión:

$$(m_2 L_{C/R} + m_A) = m_{rot}$$

entonces nosotros podemos eliminar la fuerza neta en el e-

je al igualar  $m_{rot}=0$ , para que esto se cumpla, seamos -  
satisfacer:

$$=m_2L_c = m_A R \quad \text{Ec. 3.87}$$

Esto generalmente es satisfecho por los motores de  
combustión interna al poner las masas de la biela de tal  
forma que lo anterior se cumpla.

La fuerza neta en el eje  $x$  se ve disminuida en magni-  
tud con la condición anterior, y además si  $\ddot{\theta} = 0$ , lo que  
quiere decir que el conjunto rota a velocidad angular cons-  
tante,  $\dot{\theta} = \text{cte}$ , resulta la expresión:

$$F_n^x = -(m_4 + m_B) \ddot{S} \quad \text{Ec. 3.88}$$

Utilizando algunas simplificaciones matemáticas se  
puede llegar a tener una expresión para  $\ddot{S}$ , en función de  
una serie de Fourier:

$$\ddot{S} = \left[ -R\dot{\theta} \cos(\dot{\theta}t) - L(\lambda^2 + \lambda^4/4) \cos 2(\dot{\theta}t) - L\lambda^4/4 \cos 4\dot{\theta}t \right] \dot{\theta}^2 \quad \text{Ec. 3.89}$$

siendo:  $\lambda = R/L$

Y si expresamos  $\dot{\theta} = \omega$  y reemplazamos en la ecuación 3.87, -  
tenemos:

$$F_n^x = (m_4 + m_B) \left[ R\omega^2 \cos \omega t + L\omega^2 (\lambda^2 + \lambda^4/4) \cos 2\omega t + L\lambda^4/4 \omega^2 \cos 4\omega t \right] \quad \text{Ec. 3.90}$$

Reordenando esta última expresión podemos obtener 3 -  
componentes armónicos de la fuerza de sacudimiento:

Fuerza de sacudimiento primaria (aproximadamente i-  
gual al primer (armónico):

$$F_{\text{PRIM}} = m_{\text{rec}} R W^2 \cos \omega t \quad \text{Ec. 3.91}$$

Fuerza de sacudimiento secundaria (aproximadamente igual al segundo armónico):

$$F_{\text{sec}} = m_{\text{rec}} (\lambda + \lambda^3/4) R W^2 \cos 2\omega t \quad \text{Ec. 3.92}$$

Fuerza de sacudimiento de cuarto orden (aproximadamente igual al cuarto armónico)

$$F_{\text{cua}} = m_{\text{rec}} \lambda^4 / 4 R W^2 \cos 4 \omega t \quad \text{Ec. 3.93}$$

Siendo  $m_{\text{rec}}$  (masa reciprocante) =  $m_A + m_B$

De las fuerzas de sacudimiento las que tienen más relevancia son las de primero y segundo orden. En el motor monocilíndrico es posible eliminarlas (o reducirlas) colocando contrapesos que giren a la velocidad del motor para eliminar las de primer orden, y a dos veces para eliminar las secundarias.

En los motores de varios cilindros todas las fuerzas de sacudimiento se adicionan con sus respectivos fases generando una fuerza de sacudimiento resultante y producen un momento de torsión resultante que trata de virar al motor alrededor del eje y (ver Fig. 3.1.b). Es posible arreglar los brazos del cigüeñal de tal forma que eliminamos o disminuimos las fuerzas y momentos primarios y secundarios.

Si los cilindros tienen iguales dimensiones y conservan la misma distancia entre ellos, se cumple;

$$F_{\text{prim}} = m_{\text{rec}} R W^2 \sum_{j=1}^N \cos \theta_j$$

$$F_{sec} = m_{Rec} R_w^2 (\lambda + \lambda^3/4) \sum_{j=1}^N \cos 2\theta_j$$

$$F_{cua} = m_{Rec} R_w^2 \lambda^4/4 \sum_{j=1}^N \cos 4\theta_j$$

siendo  $\alpha_j$  el ángulo que el brazo de cigüeñal  $j$  forma con respecto al eje vertical.

La mayoría de los brazos de manivela están balanceados de tal modo que  $m_{Rot} = 0$ , eliminando las fuerzas netas que se producen en dirección del eje  $y$ .

Las ecuaciones anteriores pueden ser escritas en función del ángulo de posición del primer cilindro, obteniendo:

$$F_{prim} = m_{Rec} R_w^2 \sum_{j=1}^N \cos(\theta + \alpha_j) \quad \text{Ec. 3.94}$$

siendo  $\alpha_j$ , el ángulo de desfase de los brazos del cigüeñal.

Luego podemos dejar expresadas las fuerzas de la siguiente forma:

$$F_{prim} = m_{Rec} R_w^2 (\cos\theta_1 \sum \cos\alpha_j - \text{sen}\theta_1 \sum \text{sen}\alpha_j) \quad \text{Ec. 3.95}$$

$$F_{sec} = m_{Rec} R_w^2 (\lambda + \lambda^3/4) \left[ \cos 2\theta_1 \sum_{j=1}^N \cos 2\alpha_j - \text{sen} 2\theta_1 \sum_{j=1}^N \text{sen} 2\alpha_j \right] \quad \text{Ec. 3.96}$$

$$F_{cua} = m_{Rec} R_w^2 \lambda^4/4 \left[ \cos 4\theta_1 \sum_{j=1}^N \cos 4\alpha_j - \text{sen} 4\theta_1 \sum_{j=1}^N \text{sen} 4\alpha_j \right] \quad \text{Ec. 3.97}$$

Las expresiones para los momentos que producen las fuerzas son las siguientes:

$$M_{prim} = m_{Rec} R_w^2 (\cos\theta_1 \sum_{j=1}^N Z_j \cos\alpha_j - \text{Sen}\theta_1 \sum_{j=1}^N Z_j \text{sen}\alpha_j) \quad \text{Ec. 3.98}$$

$$M_{sec} = m_{Rec} R_w^2 (\lambda + \lambda^3/4) \left[ \cos 2\theta_1 \sum_{j=1}^N Z_j \cos 2\alpha_j - \text{sen} 2\theta_1 \sum_{j=1}^N Z_j \text{sen} 2\alpha_j \right] \quad \text{Ec. 3.99}$$

$$M_{cua} = m_{Rec} R_w^2 \lambda^4 / 4 \left[ \cos 4\theta_1 \sum z_j \cos 4\alpha_j - \text{Sen} 4\theta_1 \sum Z_j \text{sen} 4\alpha_j \right]$$

Ec. 3.100

Siendo  $z_j$ , la distancia desde el cilindro  $j$  hasta el cilindro 1, o a los apoyos externos del cigüeñal.

Es de anotar que en el programa de computadora sólo se han considerado los componentes de primero y segundo orden por ser las mayor importantes en la práctica.

### 3.1.5 VOLANTE

Es un dispositivo que almacena energía. Absorbe energía mecánica aumentando su velocidad angular, la cual luego la suministra al sistema o carga disminuyendo su velocidad. El volante suaviza el flujo de energía entre la fuente de energía y su carga.

En la Fig. 3.1.B (a) se tiene una representación esquemática de un volante cuyo movimiento se mide mediante la coordenada angular  $\theta$ , y posee un momento de inercia de masa  $I$ . Un momento de torsión  $T_i$  correspondiente a una coordenada  $\theta_i$ , hará que aumente la velocidad del volante, un momento de torsión de carga o salida  $T_o$  absorberá energía del volante lo cual le hará perder velocidad.

En la Fig. 3.1.L(b) se muestra un diagrama de carga hipotético para un volante.

La ecuación del movimiento del volante es:

$$M = T_i(\theta_i, \dot{\theta}_i) - T_o(\theta_o, \dot{\theta}_o) - I\ddot{\theta} = 0$$

Ec. 3.101



La cual podemos escribir:

$$I \ddot{\theta} = T_i(\theta_i, \dot{\theta}_i) - T_o(\theta_o, \dot{\theta}_o) \quad \text{Ec. 3.102}$$

Si consideramos que el eje es rígido y que existen fluctuaciones pequeñas de la velocidad, la ecuación anterior podemos expresarla como:

$$I \ddot{\theta} = T_i(\theta, \omega) - T_o(\theta, \omega) \quad \text{Ec. 3.103}$$

El funcionamiento de un volante es expresado en términos del coeficiente de fluctuación definido por la ecuación:

$$C_f = \frac{\dot{\theta}_{\max} - \dot{\theta}_{\min}}{\dot{\theta}_{\text{prom}}} \quad \text{Ec. 3.104}$$

siendo  $\dot{\theta}_{\text{prom}}$  la velocidad promedio:

$$\dot{\theta}_{\text{prom}} = \frac{\dot{\theta}_{\max} + \dot{\theta}_{\min}}{2} \quad \text{Ec. 3.105}$$

En el diseño de volantes lo que se desea conocer es el valor de la inercia referido a un valor dado del coeficiente de fluctuación (el cual varía de acuerdo al mecanismo mover).

Para esto es necesario conocer el trabajo entregado al eje para acelerarlo de  $\dot{\theta}_{\min}$  a  $\dot{\theta}_{\max}$ , lo que representa un aumento en su energía cinética. Entonces:

$$\Delta W = \frac{1}{2} I (\dot{\theta}_{\max}^2 - \dot{\theta}_{\min}^2) = \frac{1}{2} I (\dot{\theta}_{\max} + \dot{\theta}_{\min})(\dot{\theta}_{\max} - \dot{\theta}_{\min})$$

$$\Delta W = C_f I \dot{\theta}_{\text{prom}} \Rightarrow I = \frac{\Delta W}{C_f \dot{\theta}_{\text{prom}}} \quad \text{Ec. 3.106}$$

De esta forma estamos en capacidad de dimensionar el volante de acuerdo a las condiciones de carga a las que es

tamos trabajando.

Para motores de combustión interna las gráficas de torque vs. desplazamiento no mantienen valores constantes, y parte del trabajo entregado por la combustión de los gases es entregado al mecanismo para que realice las carreras siguientes (para los de 4 tiempos), por consiguiente para dimensionar el volante es necesario de hacer uso de integra - ciones aproximadas para el cálculo del trabajo.

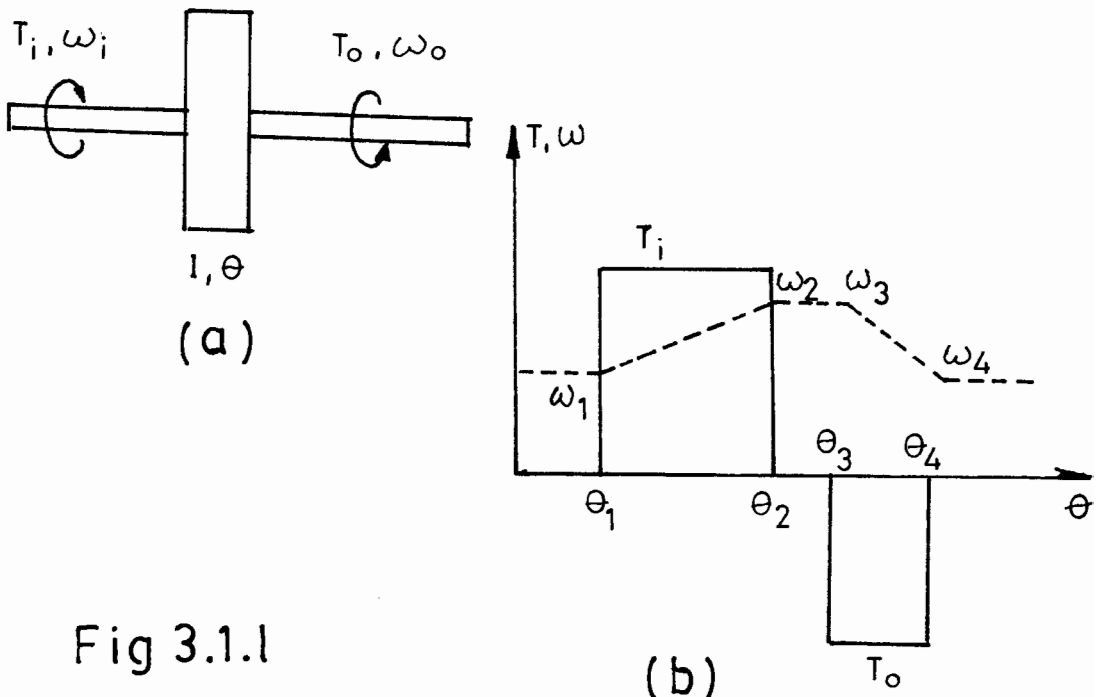


Fig 3.1.1

Idealización del volante.

### 3.2. Regulación de la Velocidad.

La existencia del volante en los motores de combustión interna no garantiza el mantenimiento de una velocidad constante cuando ocurren variaciones de carga. Si el suministro de combustible se mantiene constante al disminuir la carga el sistema aumentará su velocidad y puede alcanzar regímenes perjudiciales para la vida de los elementos constitutivos del motor. Si la carga aumenta, la velocidad del sistema disminuirá y puede alcanzar valores que no garanticen una combustión completa del combustible, con lo cual el motor puede detenerse.

El volante sólo controla las fluctuaciones de velocidad del eje del ciguenal, pero no ejerce ninguna influencia sobre la velocidad promedio del mismo.

El régimen de funcionamiento del motor de combustión interna queda determinado por su carga y velocidad de rotación del cigüeñal. Ambas características de régimen pueden variar entre determinados límites de valores. Para cada velocidad de rotación del motor existe una carga máxima que puede ser vencida. Su magnitud depende del estado del aire en el ducto de admisión, el rendimiento volumétrico, el combustible empleado y las pérdidas mecánicas del motor .

En el motor Diesel, el órgano de regulación del suministro de combustible es la cremallera de la bomba de com -

bustible o el estrangulador. En los motores de carburación (ciclo Otto), el órgano de regulación es la mariposa de gases, con ayuda del cual varía la cantidad de mezcla aire-combustible que ingresa al cilindro.

La velocidad de rotación también puede variarse para cada motor entre determinados límites. El límite superior está determinado por las cargas inerciales y el desgaste de las piezas, rendimiento mecánico, rendimiento volumétrico y la intensidad térmica en las piezas del motor. El límite inferior está determinado por la calidad de la combustión.

En la figura 3.2.a se han representado las variaciones del torque de un motor de carburación en función de la velocidad de rotación para diferentes posiciones del órgano de regulación, en la fig. 3.2.b se bosqueja iguales condiciones para un motor Diesel.

**Características de velocidad para diferentes posiciones de los órganos de regulación (Referente a las Fig. 3.2.a , - 3.2.b)**

**a. Motor de Carburación:** 1) Mariposa de gases abierta 100 %  
2-5) Aberturas parciales de mariposas de gases.

**b. Motor Diesel** 1) Suministro total de combustible  
2-5) Suministros parciales

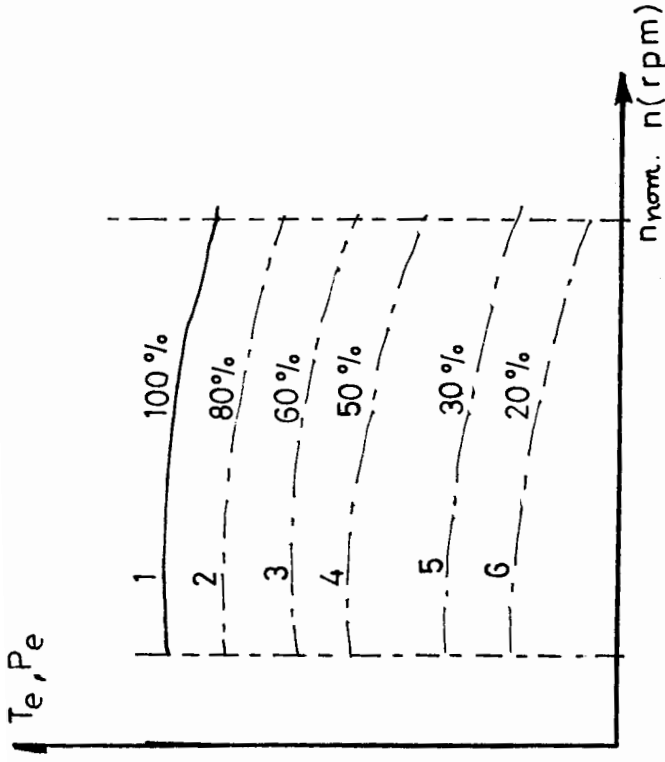


Fig 3.2.b

Curvas características motor con ciclo diesel

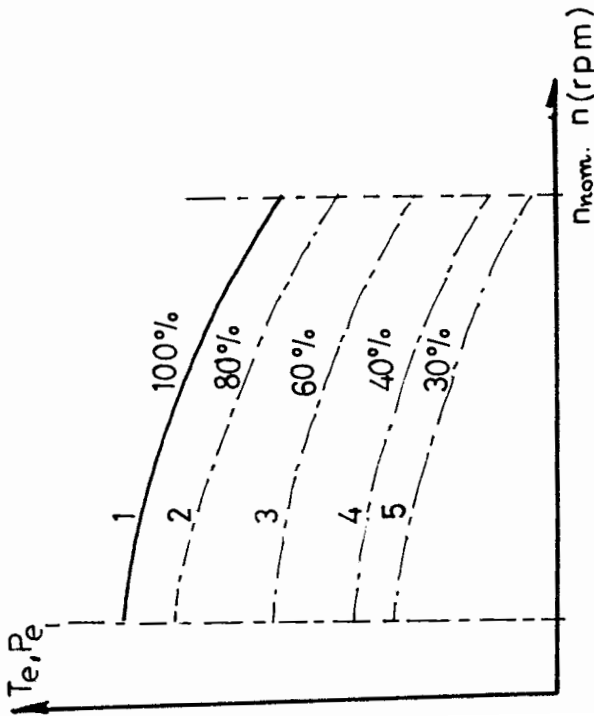
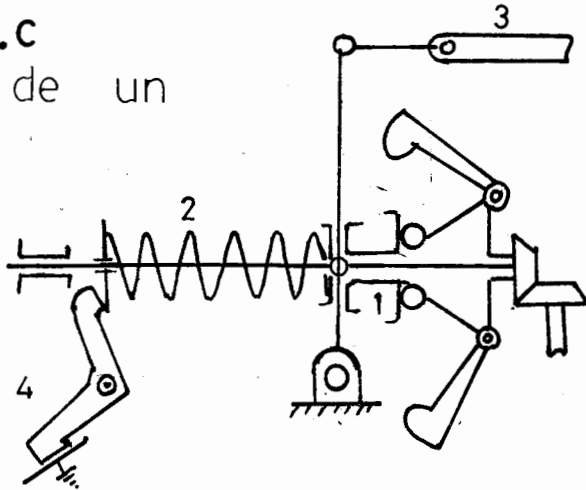


Fig 3.2.a

Curvas características motor con ciclo otto

En la fig. 3.2.c se muestra esquemáticamente un regulador mecánico de velocidad y carga para un motor Diesel. Para un motor con carburación, este regulador básicamente es el mismo, sólo que lo que se controla es la válvula de mariposa.

Fig 3.2.c  
Esquema de un regulador.



Cuando aumenta la velocidad del motor crecen las fuerzas centrífugas de las masas pendulares. Estas se separan y desplazan el acoplamiento (1) que está presionado por la fuerza del resorte (2). El desplazamiento del acoplamiento se transmite por un sistema de palancas a la cremallera (3) de la bomba de combustible, el proceso transitorio se termina cuando se logra una nueva posición de equilibrio del sistema.

Las velocidades máximas y mínimas del motor se determinan por el mayor o menor apriete del resorte y se regulan

con ayuda de topes (4).

En la figura 3.2.d se muestra la variación de la curva del torque en correspondencia con la variación de carga y el aumento o disminución de suministro de combustible.

Todo motor posee una curva característica del par motor correspondiente a su carga máxima admisible. A cada velocidad corresponde un determinado par motor. Si se reduce la carga motor sin modificar la posición de la palanca de mando, la velocidad de rotación no debe aumentar, en el margen de regulación, más de la medida admisible determinada por el fabricante del motor.

El aumento de la velocidad de rotación es proporcional a la variación de carga, de tal forma que el regulador es de acción proporcional.

El estatismo del regulador en general, se refiere a la velocidad máxima a plena carga y se calcula de la siguiente manera:

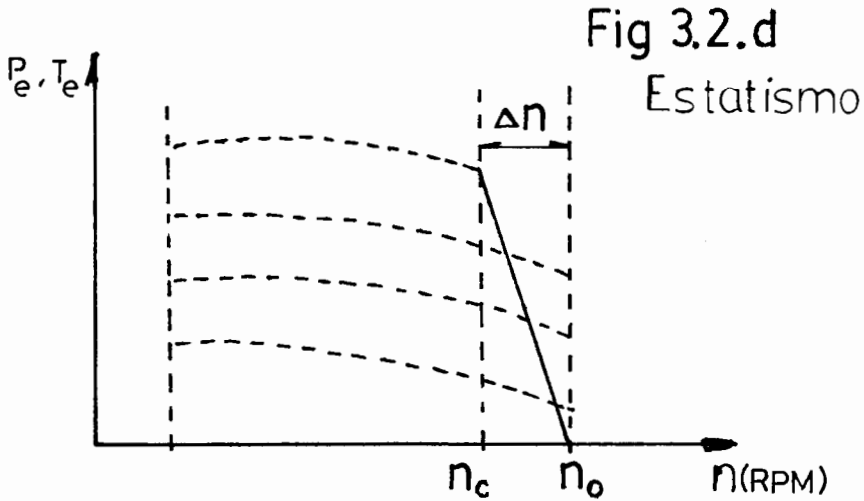
$$Ses = \frac{n_o - n_c}{n_c} = \frac{\Delta n}{n_c} \quad \text{Ec. 3.107}$$

Un estatismo mayor permite obtener un comportamiento más estable de todo el circuito de regulación (regulador, motor, carga accionada). Por otra parte el estatismo está condicionado al funcionamiento de equipos, por Ej.,

un 2 - 5% aproximadamente en grupos electrógenos.

6 -10% para vehículos.

10 - 15% excavadoras con volante de acumulación.



Conocido el torque medio del motor y el torque de carga para todo el rango de velocidad (las llamadas "curvas características" de régimen), se puede resolver la ecuación que rige el movimiento de un sistema dinámico:

$$M_m - M_R = I_G \frac{dw}{dt} \quad \text{Ec. 3.108}$$

donde  $M_m$  = Torque motor producido por la combustión de los gases.

$M_R$  = Torque de carga (Todo lo que se opone al movimiento del motor).

$I_G$  = Inercia generalizada del sistema.

Los diferentes tipos de cargas a que puede estar sometido el sistema son los siguientes: carga independiente de la velocidad, carga con variación lineal en función de la velocidad de rotación (ej. en las pérdidas mecánicas del motor),



variación cuadrática (ventiladores, bombas) y hiperbólica - (tracción).

En la figura 3.2.e se han bosquejado estos cuatro tipos de carga.

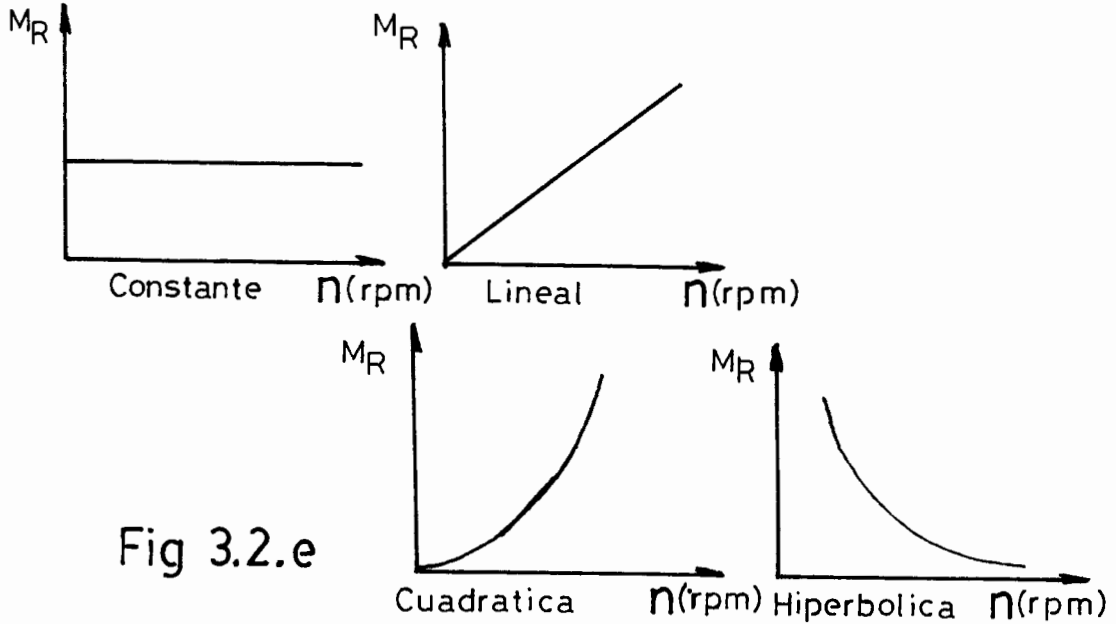


Fig 3.2.e

Para controlar la velocidad de salida del eje, como ya se mencionó, se utiliza un regulador de velocidad el cual convierte al sistema motor-carga en un sistema de lazo cerrado.

Para conocer valores como tiempo y velocidad de estabilización del sistema es necesario conocer la variación entre la velocidad de rotación (variable de salida) y el suministro de combustible.

Analizaremos el caso de un motor Diesel. En el regulador de la fig. 3.2.c al incrementar o disminuir la velocidad de rotación de las masas, las fuerzas centrífugas gene-

radas tratan de equilibrar la fuerza del resorte, lo cual mueve la cremallera de suministro de combustible a diferentes posiciones.

Esta variación puede ser representada como una variación lineal, aunque realmente no lo es, el error en que se incurre con esta suposición es pequeño. La fig. 3.2.f muestra la variación lineal que puede ser adoptada para un regulador, siendo  $X$  la posición de la cremallera

Curva posición de la cremallera vs. velocidad del eje

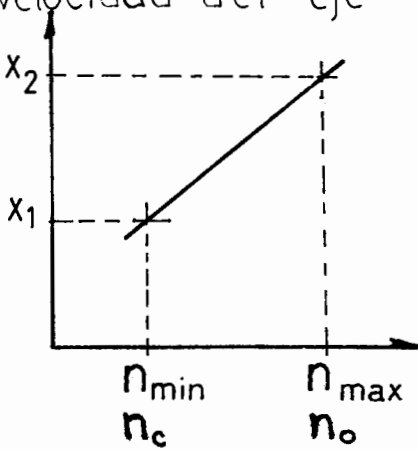


Fig 3.2.f

Coefficiente de carga vs. posición cremallera.

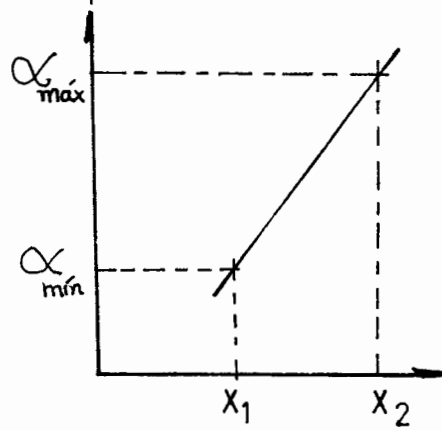


Fig 3.2.g

La posición de la cremallera suministra el combustible necesario para vencer la carga que se aplica al eje del cigüeñal, como se indica en la fig. 3.2.g, la cual muestra una relación lineal entre la posición de la cremallera y el coeficiente de carga (sección 2.1.1)

La posición  $x_2$  suministra el máximo coeficiente de carga para el Diesel, al aumentar el coeficiente de carga  $\alpha$  existe disminución del volumen de combustible que ingresa al cilindro puesto que  $\alpha$  es la relación entre la razón real de la mezcla aire-combustible que ingresa al cilindro a la razón aire-combustible estequiométrica. Al disminuir la cantidad de combustible la carga que podrá vencer es notablemente menor, esta posición de la cremallera corresponde a la marcha en ralentín.

La posición  $x_1$  suministra el mínimo coeficiente de carga lo cual indica una mayor cantidad de combustible inyectado en el cilindro, este valor de  $\alpha$  puede llegar hasta valores de 1.22 - 1.25 para garantizar que no se entre en la zona de humos lo que es perjudicial para el motor y el ambiente.

De esta forma estamos en capacidad de construir el diagrama de bloques de lazo cerrado del sistema.

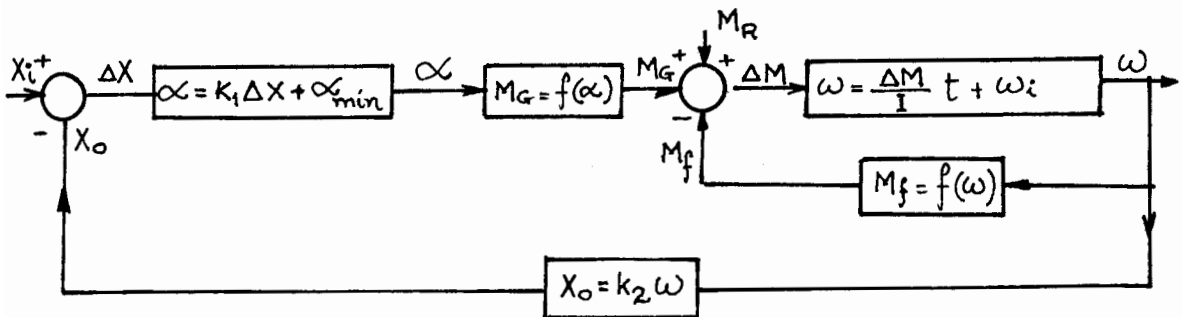
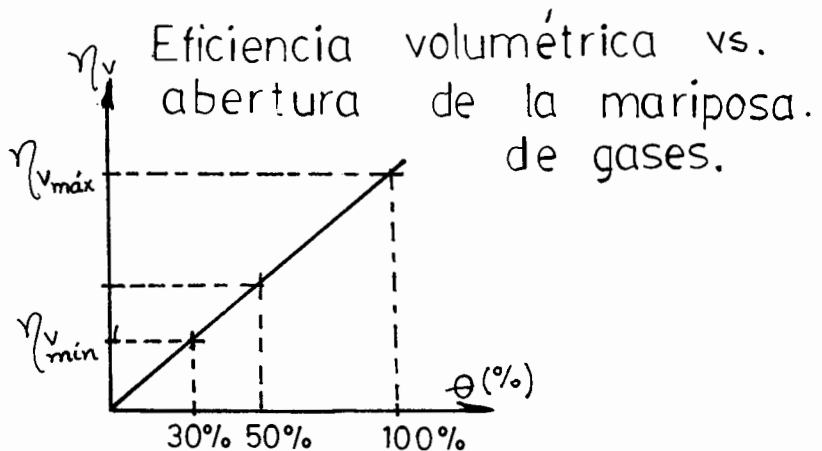


Fig 3.2.h Diagrama de bloque motor Diesel.

Si tomamos como variable de entrada la posición de la cremallera  $X_0$ , la diferencia con respecto a la posición fija  $X_1$  determinada, produce una variación en la cantidad de combustible que ingresa al cilindro indentificado por el coeficiente de carga  $\alpha$ , al conocer este valor podemos calcular el torque que producen los gases al combustionarse  $M_G$ , a éste se suman los torques de carga (resistente)  $M_R$  y de fricción  $M_f$  del motor obteniendo un  $\Delta M$  con el cual se resuelve la ecuación del movimiento, obteniendo como variable controlada la velocidad angular del eje motor - carga.

Para el caso de un motor de gasolina (ciclo Otto) el elemento regulador es la mariposa de gases, cuyo movimiento obstruye el ducto de entrada de la mezcla aire-combustible al cilindro, lo cual en realidad lo que hace es disminuir la eficiencia volumétrica del motor.

Fig 3.2.i



En la fig. 3.2.i podemos relacionar la eficiencia métrica como función del porcentaje de apertura de la mariposa

sa de los gases. Cuando la válvula de mariposa se encuentra 100% abierta la máxima eficiencia volumétrica es obtenida junto con el máximo torque correspondiente a la velocidad de régimen.

Cuando la válvula de mariposa se encuentra abierta en un 25 - 30 % el motor se encuentra en marcha de ralentín.

Se puede construir el diagrama de bloques para el sistema motor-carga operando con el ciclo Otto, de la siguiente manera:

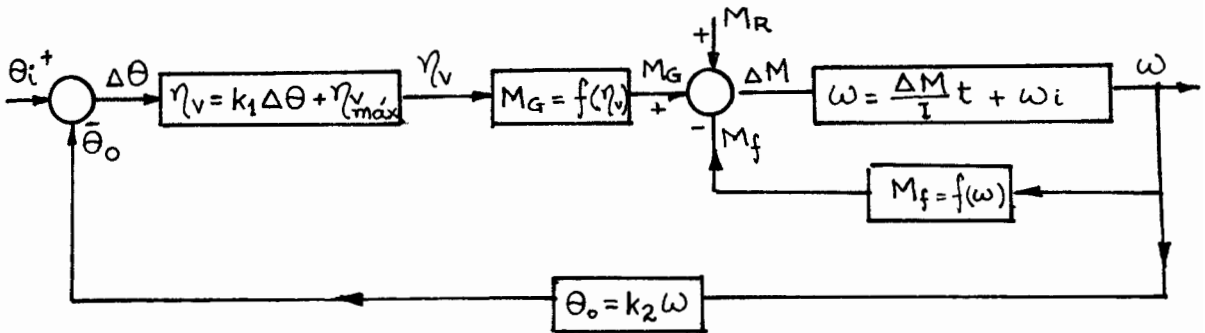


Fig 3.2.j Diagrama de bloque motor Otto.

De esta forma estamos en capacidad de simular la dinámica de un sistema motor-carga lo cual se puede utilizar en computadora para la obtención de valores como velocidad de estabilización, coeficiente de carga del sistema (Diesel),- apertura de la válvula mariposa (Otto), tiempo de deslizamiento de un embrague, si el sistema lo utiliza, etc.

Teniendo las subrutinas necesarias para calcular la inercia generalizada, el torque de los gases de combustión,-

torque resistente, torque de fricción, sólo es necesario ordenar la secuencia de instrucciones de tal forma que podamos resolver los lazos anteriormente descritos.

### 3.3 Análisis de un motor de C.I. con embrague.

Si bien es cierto que la velocidad de rotación de un eje cigüeñal no es constante la adición de un volante mantiene los picos de velocidad dentro de valores aceptables que garantizan que se pueda tomar que el cigüeñal está girando a velocidad estable o estacionaria.

De esta forma se puede estudiar la dinámica del motor moviendo una carga.

En la fig. 3.3.a se muestra la curva característica de torque de un motor de C.I., la cual es hallada de pruebas realizadas en el motor directamente o por línea analítica.- Además se muestra el momento de carga constante y el momento máximo de un embrague, el cual corresponde al máximo valor que puede transmitirse cuando se produce deslizamiento entre las caras conductoras y conducidas del embrague. A continuación trataremos tres casos operativos:

- 1.- Motor moviendo una carga sin embrague.
- 2.- Arranque del motor acoplado a un embrague.
- 3.- Arranque del motor en vacío y luego acoplado al embrague.

I) Arranque de motor acoplado directamente a la carga.- Es



te caso ocurre cuando el motor está acoplado a un mecanismo el cual tiene una carga que varía en función de la velocidad. Al arrancar el motor, la aceleración del eje del ciguenal y el eje conducido son iguales, elevando la velocidad del conjunto hasta que alcance la de régimen por acción de un regulador o por la igualación del par motor y el par de carga.

El movimiento del conjunto motor-carga está dado por la solución de la ecuación diferencial.

$$(I_m + I_c) \frac{dw}{dt} = M_m - M_R ; \quad W_m(0) = W_0 \quad \text{Ec. 3.109}$$

La velocidad del conjunto aumentará hasta que se alcance la condición de régimen.

En este punto es importante que la carga produzca el par resistente que se necesita para igualar el par motor a la velocidad de régimen que se desea alcanzar.

II) Arranque con embrague acoplado.- Las aceleraciones angulares iniciales vendrán dadas por las ecuaciones:

$$\alpha_m^0 = \frac{M_m^0 - M_e}{I_m} \quad \text{Ec. 3.110} ; \quad \alpha_c^0 = \frac{M_e - M_R^0}{I_c} \quad \text{Ec. 3.111}$$

siendo:

- $\alpha_m^0$       Aceleración angular inicial del motor.
- $\alpha_c^0$       Aceleración angular inicial de la carga.
- $M_m^0$       Par de arranque del motor.
- $M_R$         Par de la carga.



$M_e^l$	Momento del embrague.
$I_m$	Inercia del motor.
$I_c$	Inercia de la carga.

Según los valores extremos se distinguen las siguientes condiciones:

$$a) \quad \frac{M_m - M_e^{\max}}{I_m} > \frac{M_e^{\max} - M_R}{I_c} > 0$$

Bajo esta condición los dos ejes comienzan a rotar con velocidades distintas produciéndose la condición de deslizamiento del embrague. El movimiento del eje motor viene dado por la solución de la ecuación diferencial.

$$I_m \frac{d\omega_m}{dt} = M_m - M_e^{\max} \quad ; \quad \omega_m(0) = \omega_0 \quad \text{Ec. 3.112}$$

El movimiento del eje conducido está dado por la solución de ecuación diferencial.

$$I_c \frac{d\omega_c}{dt} = M_e^{\max} - M_R \quad ; \quad \omega_c(0) = 0 \quad \text{Ec. 3.113}$$

Esta condición de deslizamiento continuará hasta que ambos ejes giren a la misma velocidad. Es digno de mención en este punto que el motor alcanzará más rápidamente la velocidad de régimen de la carga, por eso es necesario la regulación del motor al controlar el suministro de combustible a los cilindros a fin de mantener una velocidad deter

minada. Una vez que alcancen la misma velocidad en el tiempo  $t^*$ , el sistema se acelerará o desacelerará como un sólo conjunto regulado por la ecuación:

$$(I_m + I_c) \frac{dw}{dt} = M_m - M_R \quad \omega(t^*) = \Omega$$

Ec. 3.114

b)

$$0 < \frac{M_m - M_e^{\max}}{I_m} < \frac{M_e^{\max} - M_R}{I_c}$$

En esta condición se pone de manifiesto que el embrague transmite un par menor que su capacidad máxima  $M_e$ , ya que la aceleración del motor no puede ser menor que la del eje conducido ambos giran solidariamente, cumpliéndose la ecuación:

$$(I_m + I_c) \frac{dw}{dt} = M_m - M_R \quad ; \quad \omega(0) = \omega_0$$

Ec. 3.115

c)

$$\frac{M_e^{\max} - M_R}{I_c} < 0$$

En este caso el máximo par capaz de transmitir el embrague no es suficiente para mover la carga. Consecuentemente la carga permanecerá en reposo y el motor acelerará de acuerdo a la expresión:

$$I_m \frac{dw}{dt} = M_m - M_e^{\max} \quad ; \quad \omega_m(0) = \omega_0 \quad \text{Ec. 3.116}$$

La condición de régimen estará definida por:

$$M_m(W_m) = -M_e$$

III) Arranque del motor en vacío y luego acoplado el embrague.- Esta operación se reduce a arrancar el motor en vacío hasta que su eje alcance la velocidad de régimen y luego acoplar la carga a través del embrague.

a) Arranque del motor.- En esta primera etapa el motor acelerará hasta alcanzar la velocidad de régimen, y sólo tendrá que vencer sus resistencias internas al movimiento, ya que durante este tiempo la carga permanece en reposo.

La ecuación del movimiento del sistema es:

$$I_m \frac{dw_m}{dt} = M_m \quad ; \quad W_m(0) = \omega_0 \quad \text{Ec. 3.117}$$

b) Acoplamiento de la carga.- En esta segunda etapa la carga se acopla en el tiempo  $t^*$ , y es necesario considerar dos situaciones:

$$(i) \quad M_e(\Omega_1) > M_R(\Omega_1)$$

En este caso, el motor desacelerará de acuerdo a la ecuación:

$$I_m \frac{dw_m}{dt} = M_{\bar{m}} - M_e \quad ; \quad W_m(t^*) = \Omega_1 \quad \text{Ec. 3.118}$$

mientras que la carga acelerará según la ecuación:

$$I_c \frac{dw_c}{dt} = M_e - M_R \quad ; \quad w_c(t^*) = 0 \quad \text{Ec. 3.119}$$

esta situación perdurará hasta que el eje motor y el condu-

cido alcancen la misma velocidad.

A partir de este instante el conjunto motor-carga girasolidariamente gobernado por la ecuación:

$$(I_c + I_m) \frac{d\omega}{dt} = M_m - M_R, \quad \omega(t^{**}) = \Omega_2 \quad \text{Ec. 3.120}$$

En esta última etapa el sistema alcanzará la velocidad de régimen que se haya seleccionado mediante el regulador de velocidad.

$$(ii) \quad M_e < M_R^{\circ}$$

En este caso el motor no es capaz de accionar la carga la cual permanecerá en reposo. En cuanto al motor, este desacelerará de acuerdo a la ecuación:

$$I_m \frac{d\omega_m}{dt} = M_m - M_e \quad ; \quad \omega_m(t^*) = \Omega_1 \quad \text{Ec. 3.121}$$

hasta alcanzar la condición de régimen, definida cuando:

$$M_m(\omega_m) = M_e$$

## CAPITULO IV

### PROGRAMA PARA COMPUTADORA EN LENGUAJE BASIC.

#### 4.1 DESCRIPCION DEL PROGRAMA PRINCIPAL.

El propósito de este programa es el de tener resultados que nos sirvan para tener una mejor idea del funcionamiento dinámico del motor de combustión interna en base de las dimensiones de sus partes principales, como son el radio de manivela, longitud de biela, relación de compresión, entre otros. También podemos obtener resultados que pueden servir para dimensionar ciertas partes importantes del motor como son cojinetes, barras, etc.

Al correr el programa tendremos una pantalla que contiene los títulos del programa, de la siguiente forma:

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

TESIS DE GRADO PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:

I N G E N I E R O      M E C A N I C O .

PRESENTADA POR:      OSCAR GUERRERO F.

DIRIGIDA POR:      ING. EDUARDO ORCES P.

Esta pantalla pasará al presionar la tecla ENTER - del teclado de la computadora, dando paso a una segunda pantalla con el menú principal del programa mostrando las opciones que pueden ser escogidas al trabajar con este programa, detallado a continuación:

SIMULACION DINAMICA DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA  
MENU PRINCIPAL

OPCIONES:

- 1.- Cálculo cinemático del mecanismo biela-manivela.
- 2.- Análisis en estado transiente del motor.
- 3.- Análisis en estado estable del motor.
- 4.- Parámetros de funcionamiento del motor.
- 5.- Cálculo del volante.
- 6.- Fuerzas y momentos de sacudimientos.
- 7.- Cálculo de las reacciones.
- 8.- Análisis Dinámico del Sistema motor-carga.

Escoja su opción:

Seleccionada la opción en la que se desea trabajar, se pasa a escoger el sistema de unidades. Son tres los sistemas de unidades que podemos escoger: sistemas inglés, ingenieril, internacional de medidas.

Este paso tiene dos objetivos:

- 1) Dar advertencia al usuario sobre las unidades en las que deben ser introducidos los datos y para una mejor pre

sentación de los resultados.

Después pasamos a una serie de sub-programas que desarrollan la opción que hayamos escogido.

Luego se muestran en pantalla o se imprimen los resultados obtenidos y se pasa a escoger una de las opciones siguientes:

1.- Desea efectuar otro cálculo.

2.- fin de la sesión.

Escoja su opción:

Si escoge 1 puede hacer otro cálculo bajo la misma opción que se escogió al principio haciendo cambio de la variable de mayor relevancia en el cálculo sin necesidad de alterar los otros datos.

Si escoge 2 se mostrará una pantalla de salida del programa, indicando que este trabajo es patrimonio de la ESPOL, finalizando la sesión.

A continuación se detalla el diagrama de flujo del programa principal.

4.1.1 MENU 1: "Análisis cinemático del mecanismo biela - manivela".

este programa tiene por objeto resolver la cinemática del mecanismo conociendo posición, velocidad y aceleración

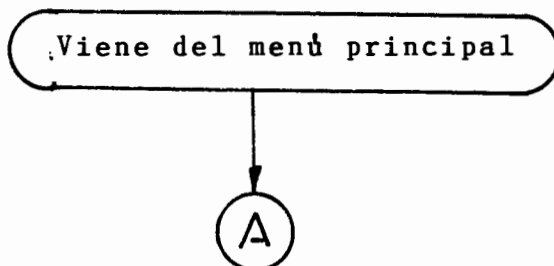
del pistón, en el ángulo de posición de la manivela y de la manivela y de las RPM a las que este rote. Como datos principales que deben introducirse para analizar el mecanismo están el radio o longitud del brazo de manivela, longitud de la barra de conexión, las revoluciones a las que rote, y la aceleración, si es que el mecanismo no trabaja a velocidad constante.

Internamente existen dos opciones para escoger: 1. cálculos para una posición dada del brazo de manivela y 2. para una revolución completa del brazo del cigüeñal, pudiéndose indicar los incrementos que uno desee de los ángulos.

Se recurre después a la sub-rutina PROVEAC en la cual se encuentran las fórmulas que necesitamos para calcular los puntos al comienzo detallados.

Por último, los resultados son mostrados en pantalla o por impresora, en forma de columna, uno después de otro y con las unidades del sistema de medidas que uno haya escogido.

A continuación se detalla el diagrama del flujo de este menú:





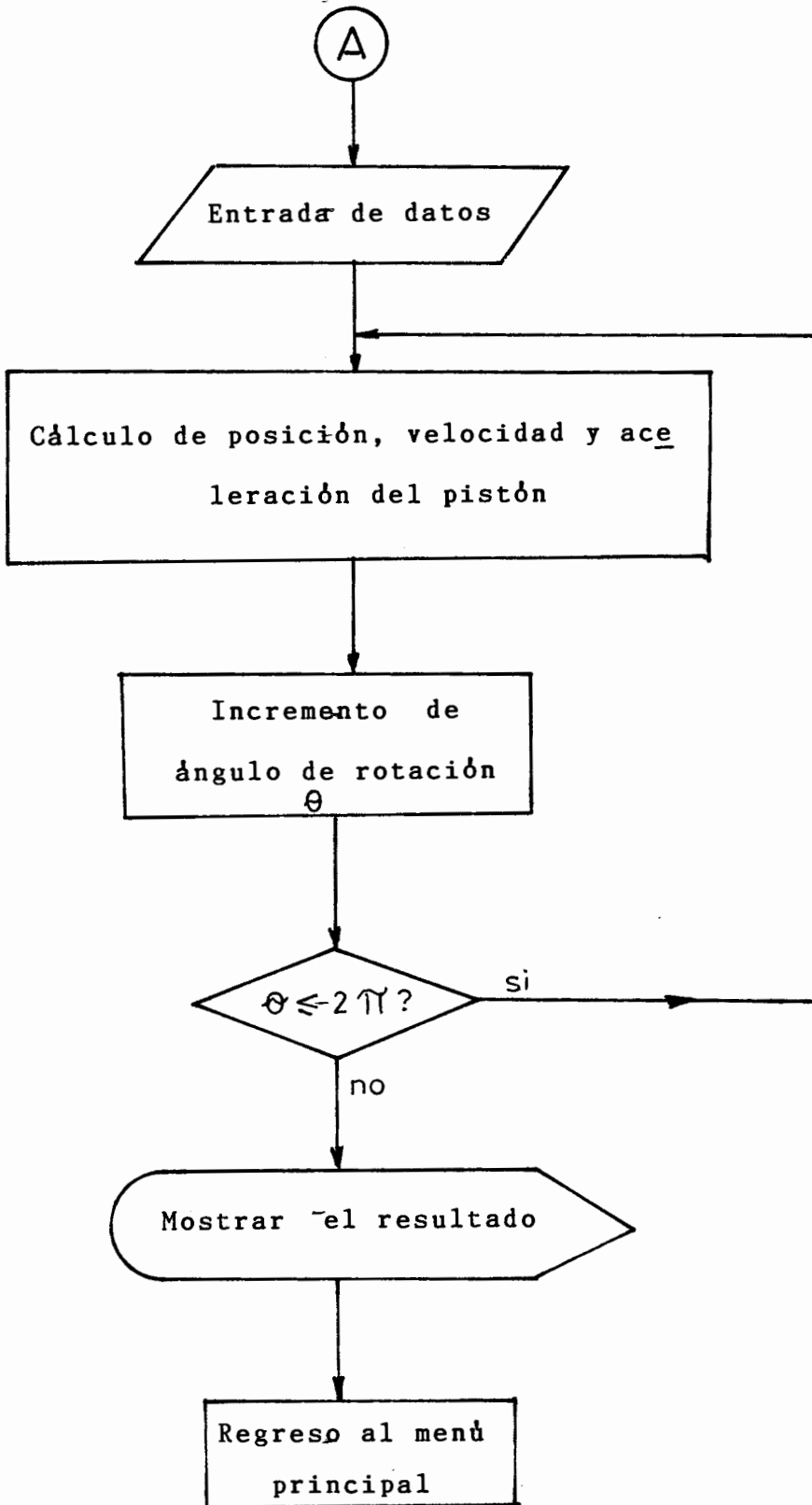


Fig 4.1.a Diagrama de flujo menú 1

#### 4.1.2 MENU 2: "Análisis dinámico en estado transiente - del mecanismo biela-manivela".

Este programa tiene por objeto simular el comienzo del funcionamiento del mecanismo. Para la entrada de datos se recurre al uso de una sub-rutina llamada DATOS, la cual contiene las instrucciones para entrar datos. Se utiliza esta sub-rutina por que para casi todas las otras opciones se necesita la entrada de los mismos datos.

Se pasa posteriormente a la sub-rutina PARAMETROS ESTABLES, en la cual se calcula los parámetros termodinámicos del motor con los que estaremos en capacidad de encontrar los valores de la fuerza que actúa sobre la cabeza del pistón debido a la presión de los gases y para encontrar otros resultados como la presión media indicada, el trabajo indicado, entre otros.

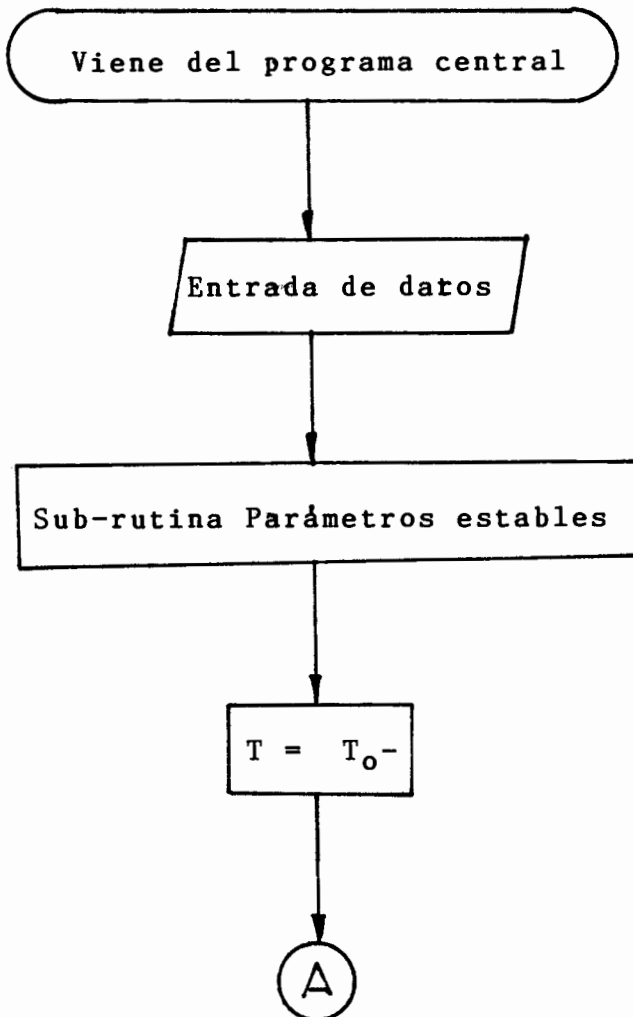
Luego pasa a una serie de instrucciones en las que se calculan puntos necesarios para la resolución de la ecuación del movimiento, datos como la inercia generalizada, coeficiente centrípeto, momento producido por los gases, momento resistente y friccionante, así entramos a la solución de la ecuación mediante métodos numéricos.

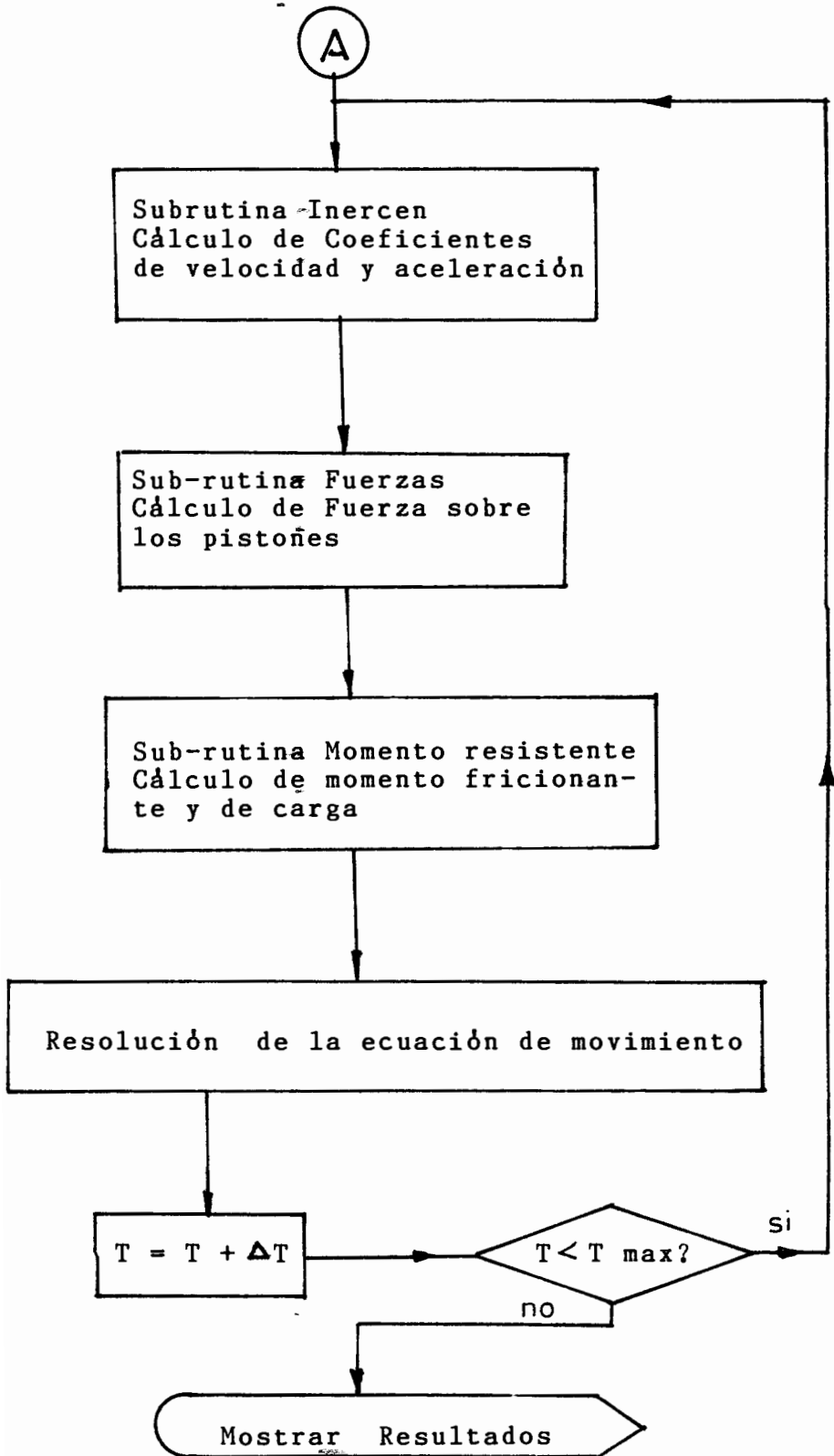
Para la obtención de los primeros resultados se utiliza el método RUNGE-KUTTA para luego dar paso al método Adams-Moulton del predictor-corrector. El programa da como resultados el tiempo, la posición de la manivela (ángulo

teta  $\theta$ ), la velocidad angular, la aceleración angular y el momento sobrante que se puede obtener en el eje, Estos datos irán variando hasta estabilizarse.

A continuación se muestra el diagrama de flujo de este programa:

Fig 4.1.b Diagrama de flujo menu 2





4.1.3 MENU 3: "Análisis Dinámico en Estado Estable".del Mecanismo Biela - Manivela" .

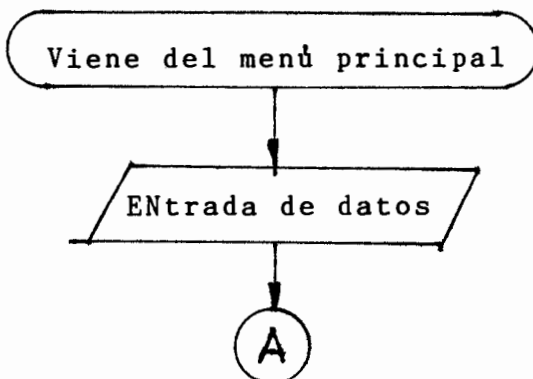
El objetivo de este menú es el de obtener los valores de velocidad y aceleración instantánea, momento sobran te evitando el paso por la parte transiente.

De acuerdo al tipo de cargas que pueden ser evaluadas por el programa, existen 2 casos:

i) La carga es proporcional al cuadrado de la velocidad - entonces la velocidad cuadrática media se introduce como velocidad inicial al programa después de algunos puntos calculados los valores se estabilizaran.

ii) La carga es independiente a la velocidad entonces se busca adecuar el diagrama indicado de los gases de tal forma que el torque motor medio del diagrama sea igual al momento resistente y como velocidad inicial tenemos la del régimen que seleccionemos.

A continuación el diagrama de flujo del menú 3:



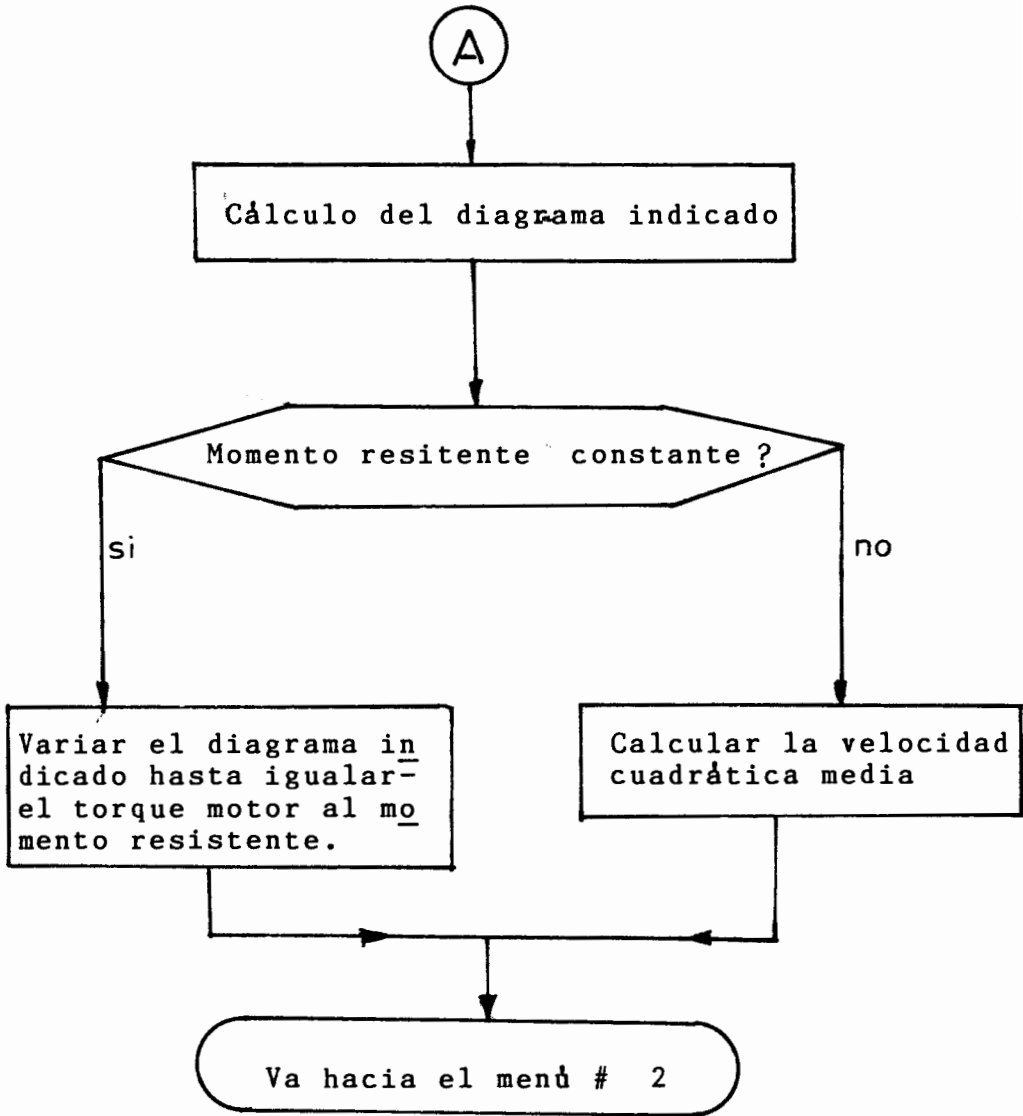


Fig 4.1.c Diagrama de flujo menú 3

#### 4.1.4 MENU 4: "Obtención de los parámetros de funcionamiento del motor".

El objetivo de este programa es el de obtener la potencia que desarrolla el motor en el eje (potencial al eje), torque al freno, consumo específico de combustible, eficiencia mecánica, eficiencia total del motor, todo esto para una velocidad específica de funcionamiento del motor, Al ir variando esta velocidad se puede ir consiguiendo nuevos valores de tal forma que la recopilación de estos valores podrían generar la construcción de las curvas características del motor. Por tal motivo el programa consta de dos opciones con la cual lo antes relatado puede conseguirse, apareciendo en la pantalla:

##### PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR

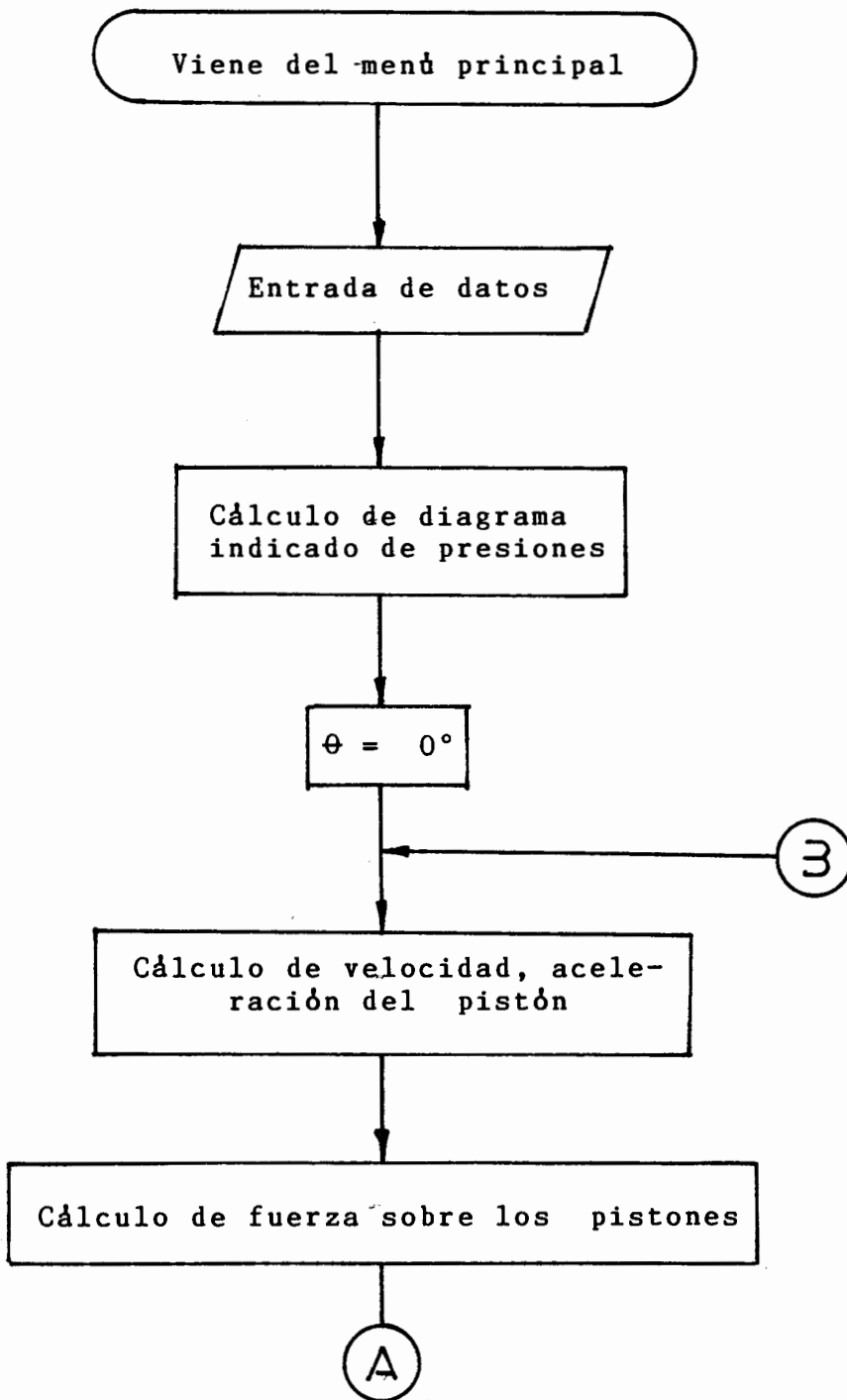
- 1.- Parámetros para velocidad específica.
- 2.- Obtención de curvas características.

Escoja su opción:

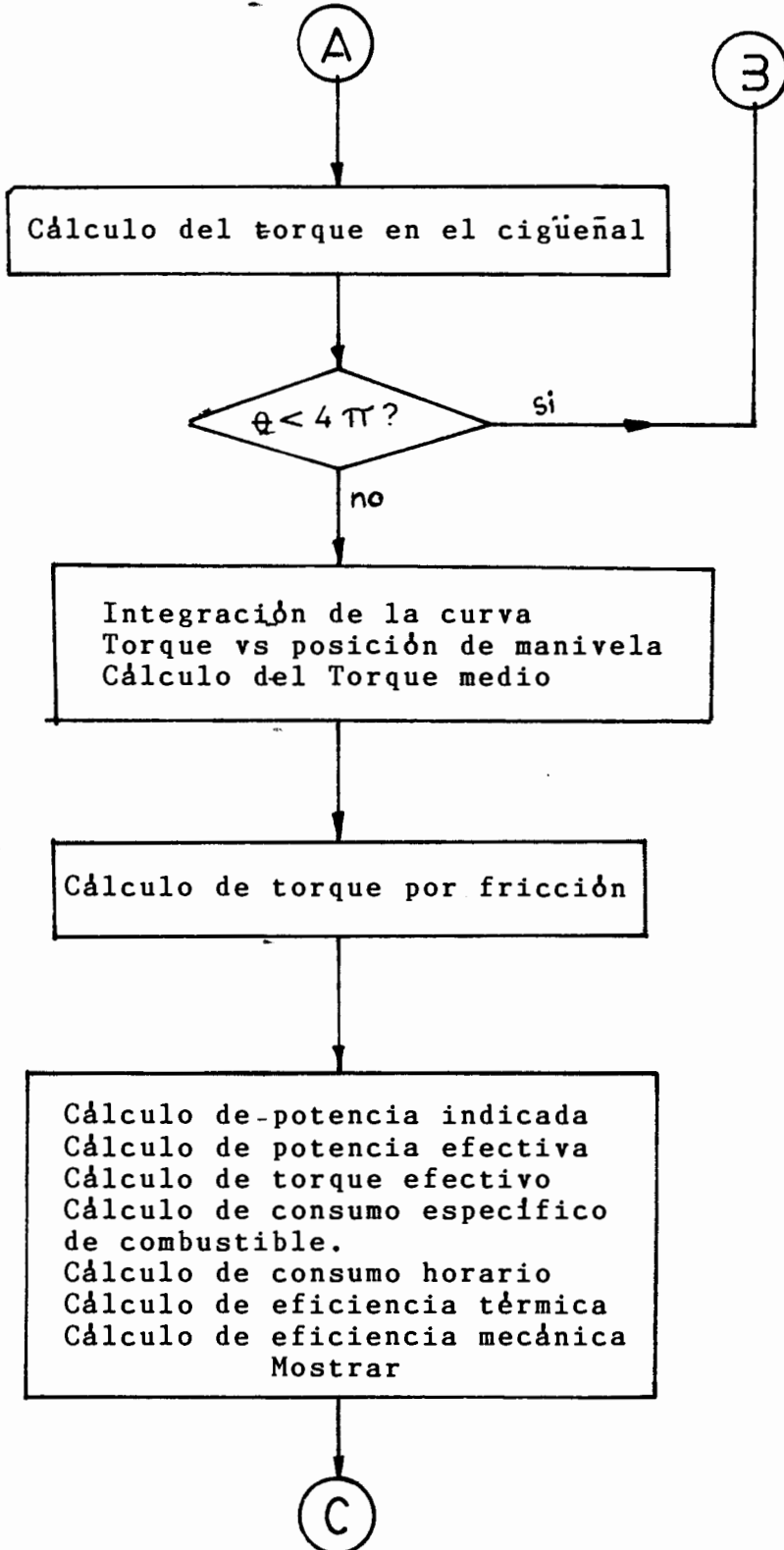
Los resultados de estas opciones pueden ser mostrados en pantalla o por impresora. Los gráficos de las curvas características, aparecen en tres pantallas en coordenadas potencia vs. RPM; torque al freno vs. RPM y consumo específico vs. RPM.

A continuación el detalle del diagrama de flujo

de este programa:







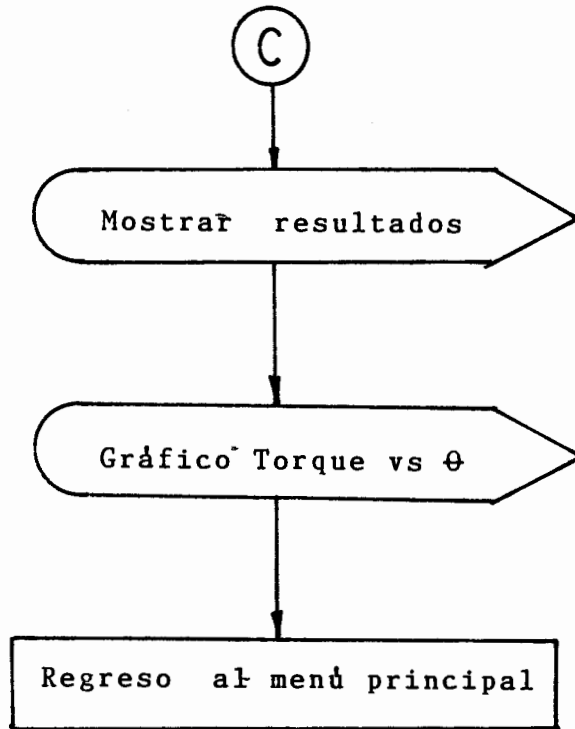


Fig 4.1.d Diagrama de flujo menú 4

#### 4.1.5 MENU 5: "Cálculo del VOLANTE".

Este programa tiene por objetivo el cálculo de la inercia del volante que se colocará en el eje del motor, para el funcionamiento suave del mismo. Los datos son introducidos a través de la subrutina DATOS en la cual se introducirá el valor del coeficiente de fluctuación de la velocidad.

El programa primero calcula el torque en el eje para cada cinco grados en la posición del brazo de la manivela del pistón 1 así como la inercia generalizada para cada una de esas posiciones; después se calcula el valor del torque medio y de la inercia media ya que esta última es función del ángulo de posición de la manivela.

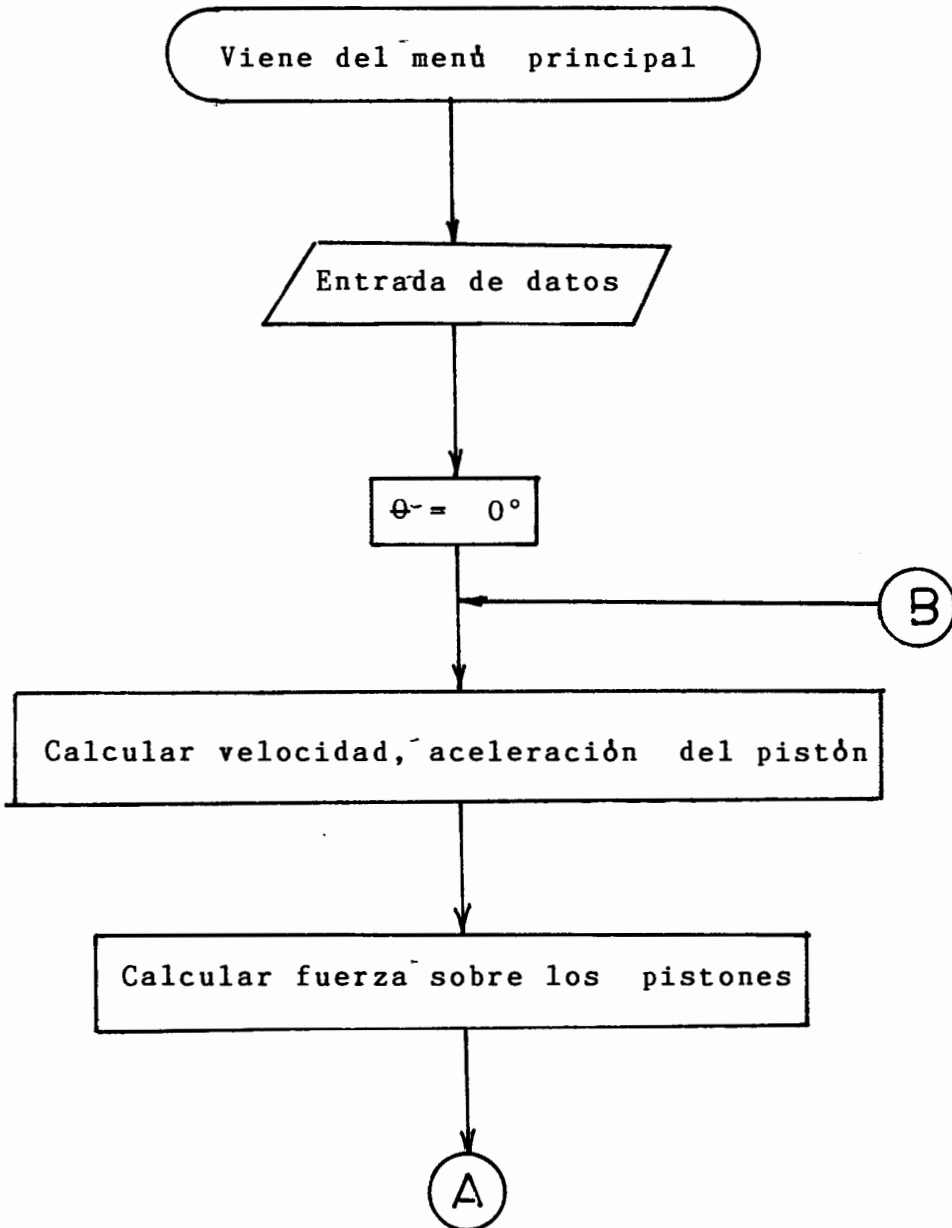
Una vez obtenido estos valores se calcula la energía acumulativa en cada ángulo de posición calculado hasta encontrar los valores máximos y mínimos y se utilizan estos valores para hallar el valor del excedente de energía que produce el cambio de velocidad.

Una vez que nosotros tenemos este valor utilizamos la ecuación par el cálculo del momento de inercia, que restado del valor de la inercia media del mecanismo tenemos la magnitud del volante que se deberá utilizar.

Los resultados son presentados en la pantalla o por impresora mostrando las dimensiones principales del motor, - el valor de la inercia del volante, el valor de torque medio, velocidad máxima y posición de la manivela, veloci -

dad mínima y posición de la manivela.

A continuación presentamos el diagrama del flujo del programa:



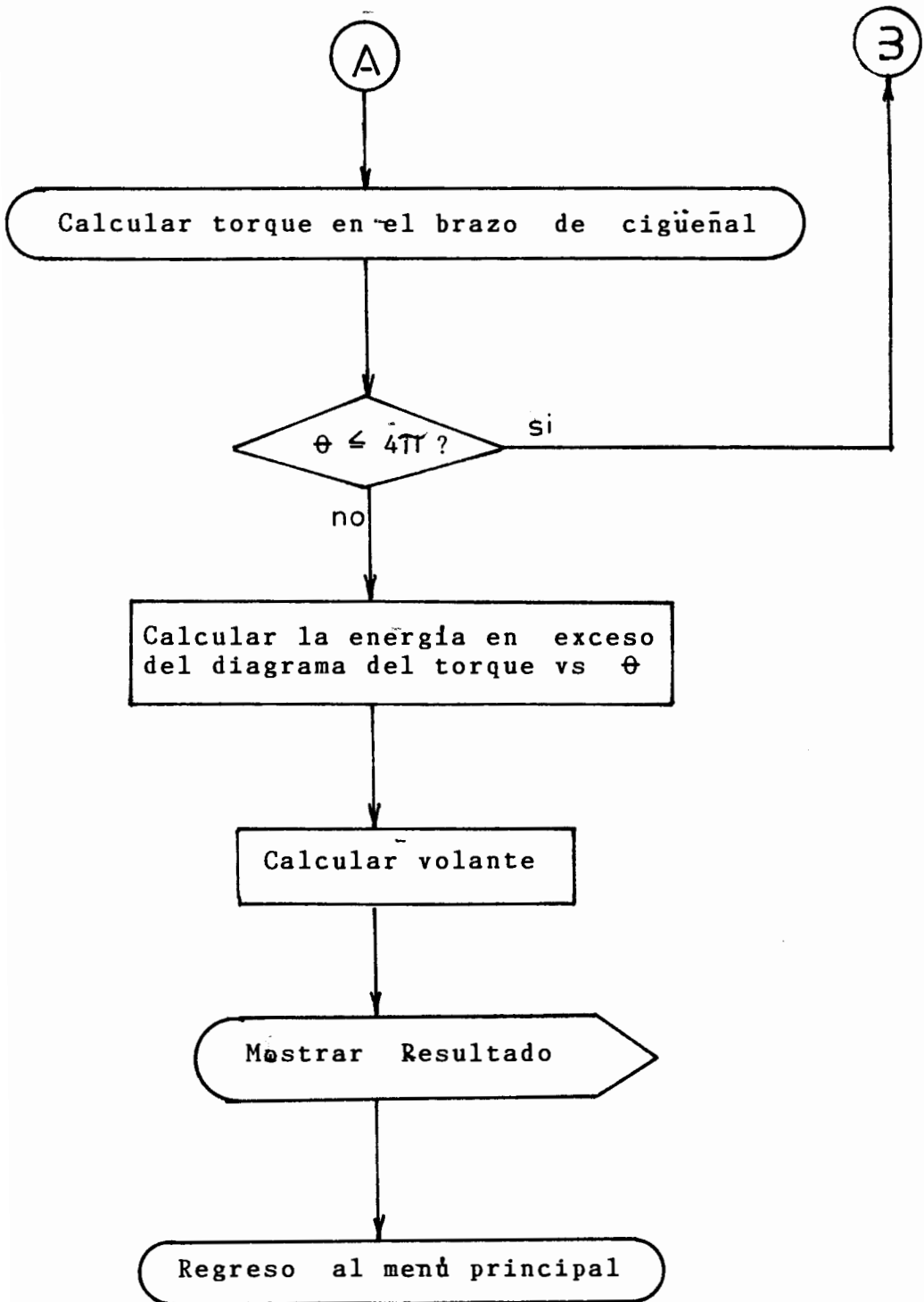


Fig 4.1.e Diagrama de flujo menú 5

#### 4.1.6 MENU 6: "Obtención de fuerzas y momentos de sacudimiento".

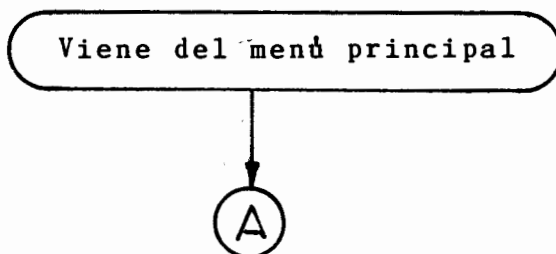
El objetivo de este subprograma es el de obtener los valores de las principales fuerzas y momentos de sacudimiento como función de la velocidad de rotación del eje y de la posición del brazo de manivela del primer pistón.

El programa calcula los valores de las fuerzas primarias y secundarias y momentos primarios y secundarios que estas fuerzas producen.

Se consideran dos opciones: motor multicilíndrico y en V.

Los resultados pueden ser vistos en pantalla o por impresora mostrándolos en columnas, comenzando con el ángulo de cálculo y seguido de los valores de fuerzas y momentos; estos valores van desde 0 hasta 360 con incrementos de ángulos en 5.

A continuación se muestra el diagrama de flujo del programa.



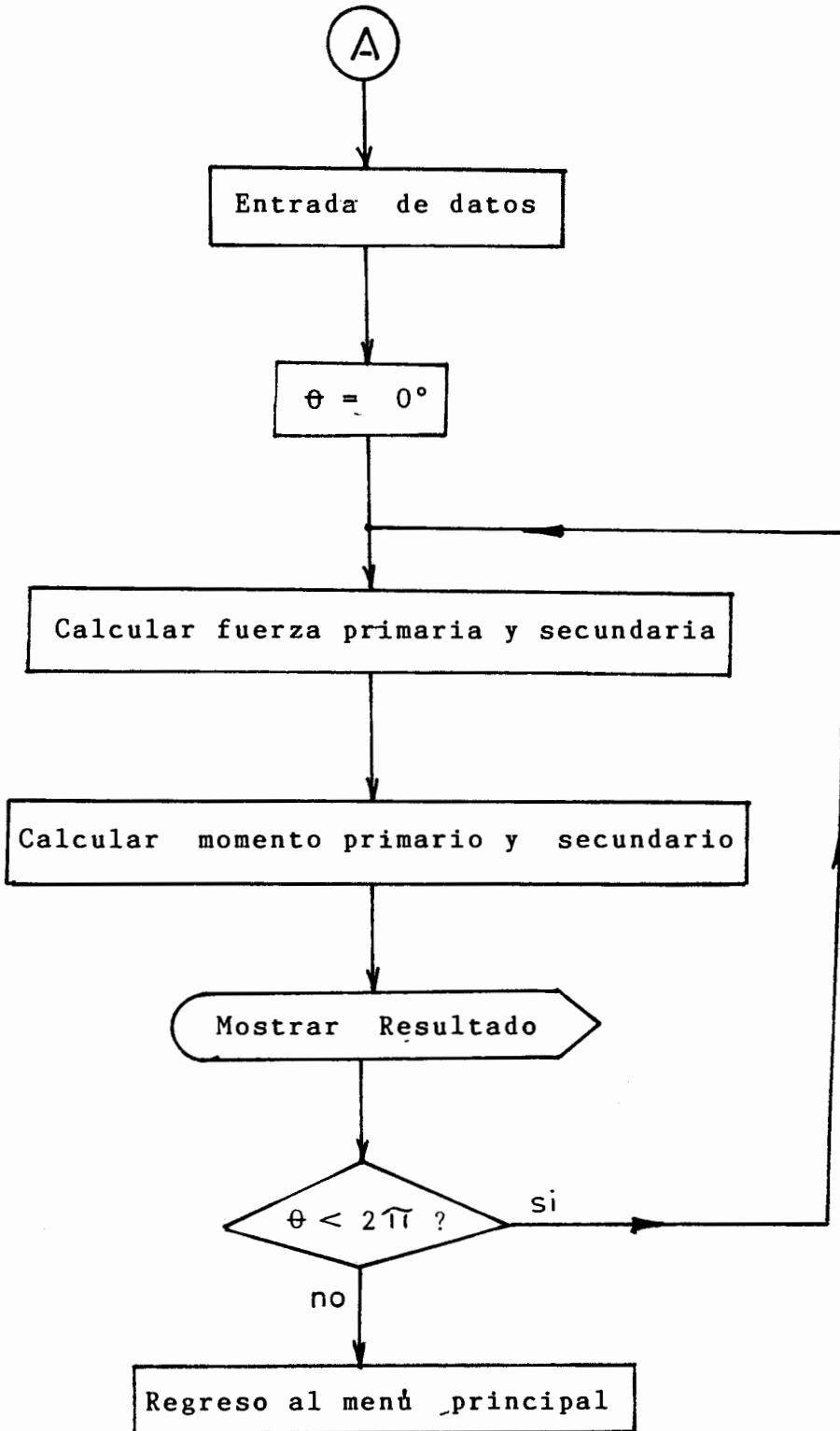


Fig 4.1.f Diagrama de flujo menú 6

#### 4.1.7 MENU 7: "Cálculo de REACCIONES".

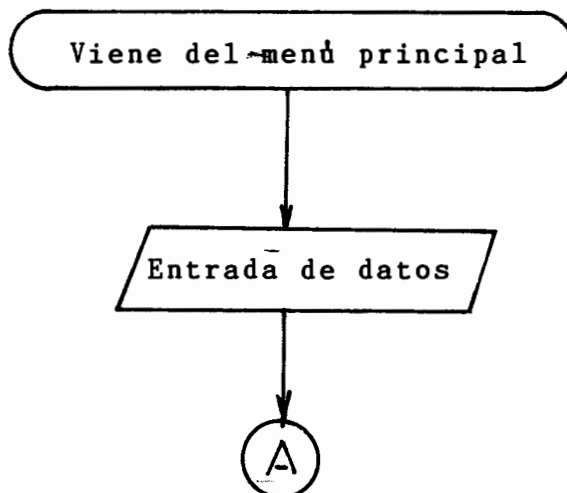
Este programa tiene por objeto calcular la magnitud de las fuerzas que actúan sobre los miembros principales del mecanismo y que sirven de base para el dimensionamiento de estos.

El programa considera dos opciones en este tipo de cálculo:

1.- Motor con un cilindro por brazo de cigüeñal y 2.- motor con dos pistones por brazo de cigüeñal, así como las opciones de ciclo Otto y Diesel.

Los resultados son presentados por pantalla e impresos según el caso. Las fuerzas se obtienen con la nomenclatura o asignación de variables dadas en la sección 3.1.4, así como las fórmulas.

El diagrama de flujo de este programa se presenta a continuación:





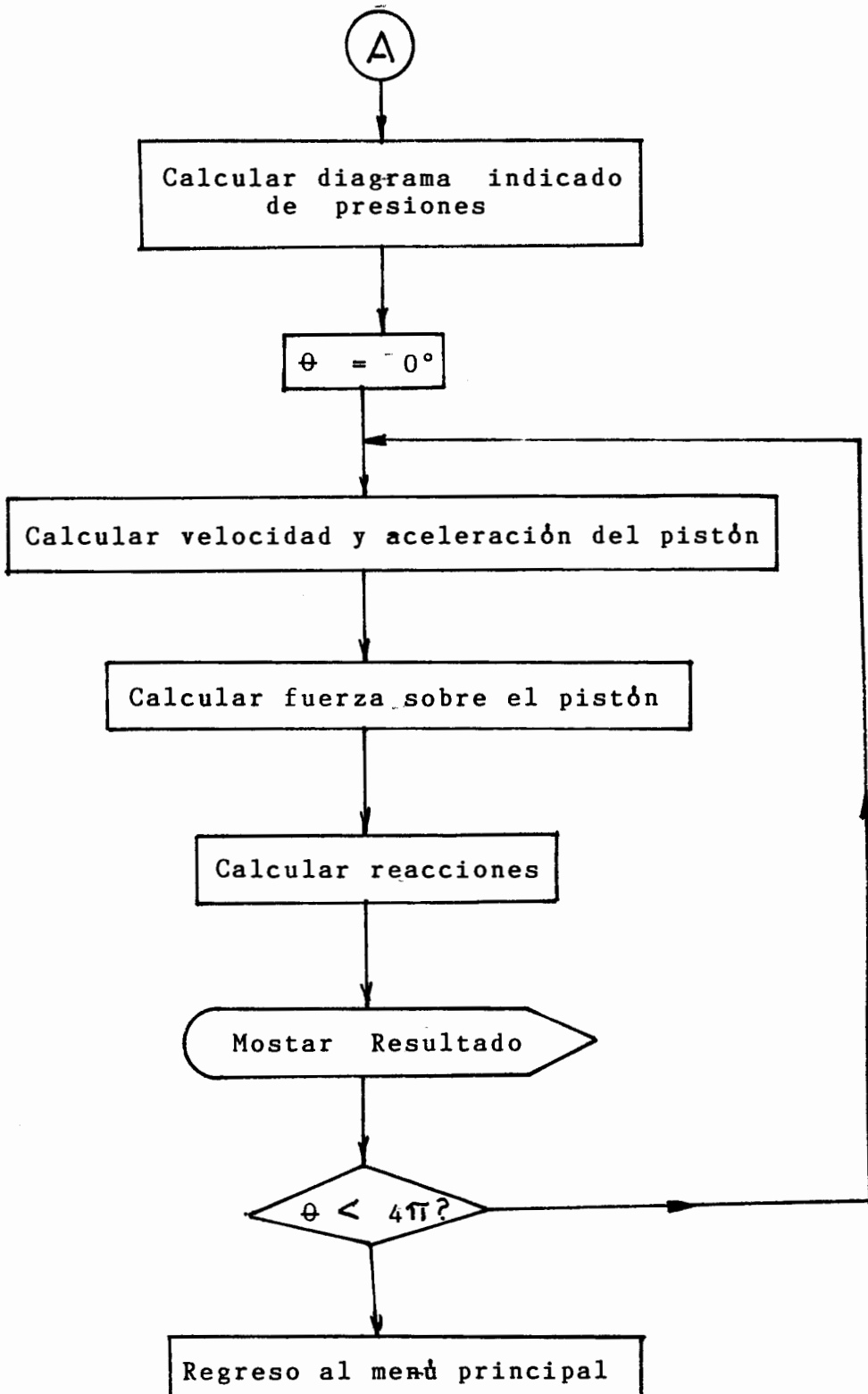


Fig 4.1.g Diagrama de flujo menú 7

#### 4.1.8 MENU 8: "Análisis dinámico del sistema motor-carga.

Esta opción tiene por objeto simular cual es el comportamiento del motor de combustión interna moviendo una carga.

Basado en ecuaciones físicas bien conocidas se calcula el tiempo de arranque, velocidad de estabilización y consumo de combustible. Además se ha tratado de considerar la regulación del motor. En la mayoría de los casos ésta se efectúa en forma mecánica por un regulador centrífugo que mantiene la velocidad en un límite máximo y así evitar que el eje del motor se dispare a regímenes de velocidad inadmisibles cuando existan cargas de valores bajos.

Este elemento de control puede ser linializado obteniéndose datos de buena aproximación.

Bajo este menú existen dos opciones principales:

- 1.- Motor acoplado directamente a la carga.
- 2.- Motor acoplado a la carga por un embrague.

Bajo la opción 1. se pueden considerar motores moviendo equipos de bombeo centrífugo, ventiladores y todo equipo que para arrancar su torque resistente es pequeño y que aumenta con el incremento de la velocidad.

Para la opción 2. existen dos casos:

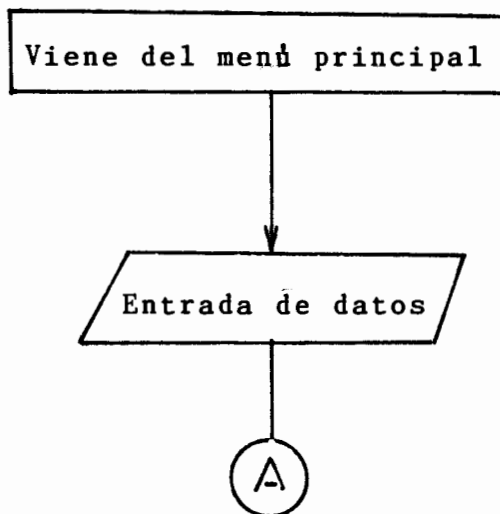
- a) El motor comienza a moverse directamente acoplado a la carga con el embrague.

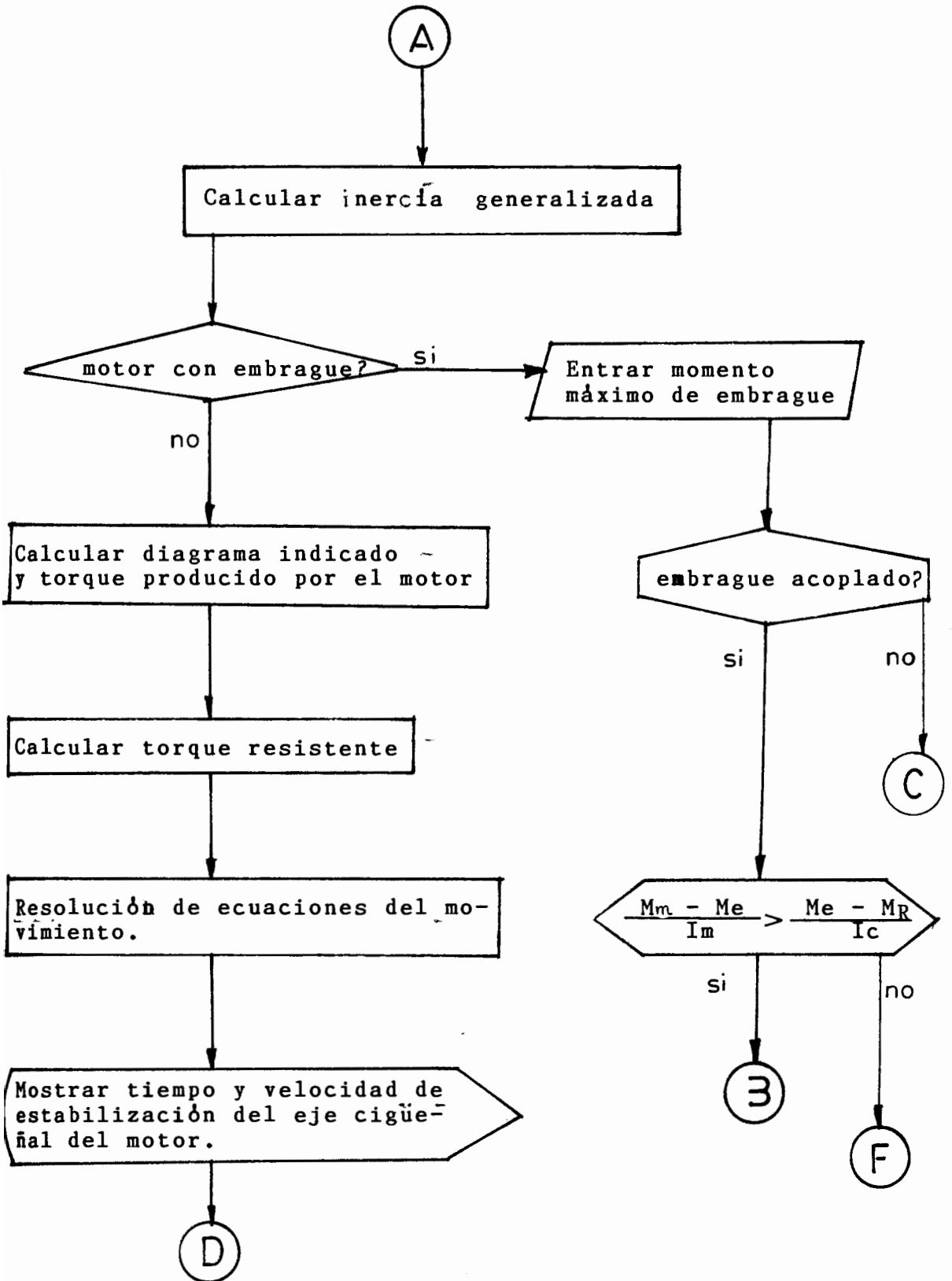
b) El motor comienza a moverse en vacío y luego es embragado a la carga.

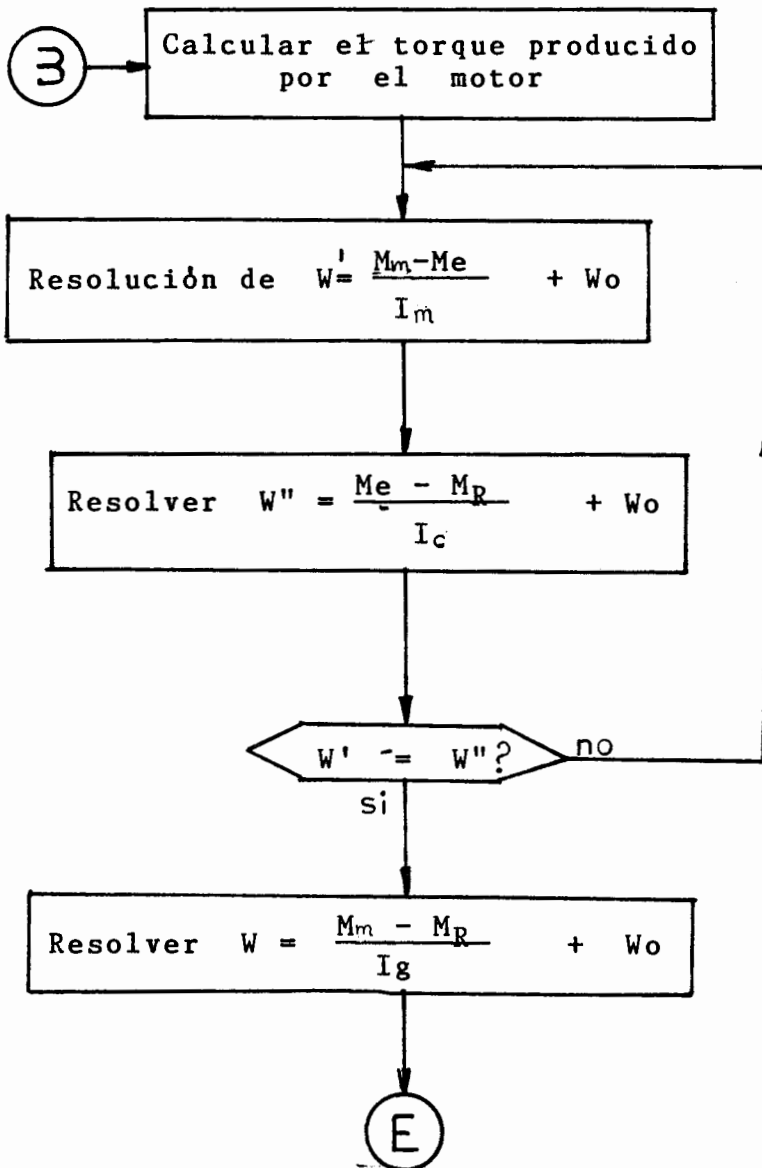
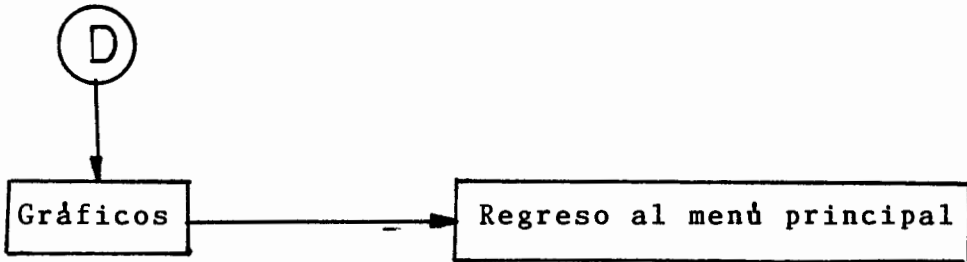
Cuando a un motor se le aplica una carga a través de un embrague entre el eje motor y el eje conducido - existe una etapa de deslizamiento en la que el eje del motor disminuye su velocidad y el eje conducido la va aumentando. Dicho deslizamiento ocurre hasta que ambos ejes alcanzan la misma velocidad, momento en el cual giran como un todo y el aumento o disminución de la velocidad de los ejes dependen del mayor o menor ingreso de combustible o del aumento o disminución de la carga.

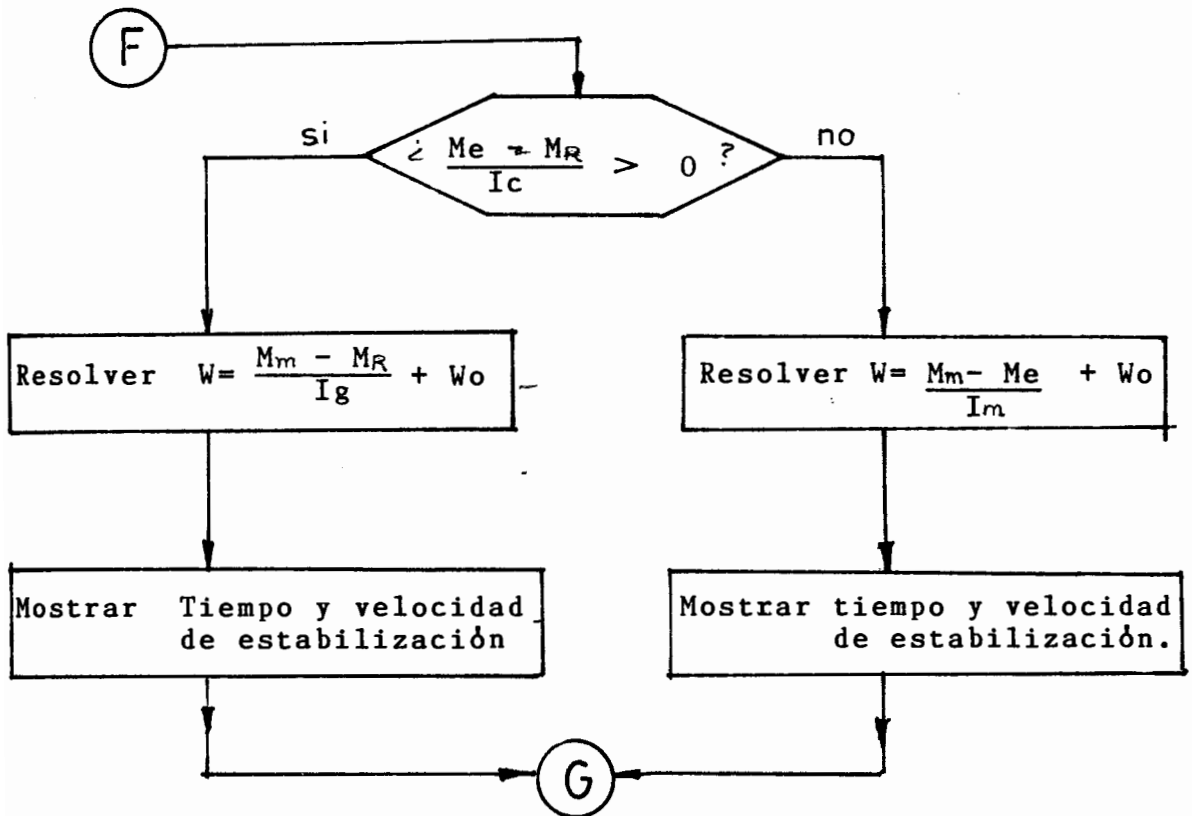
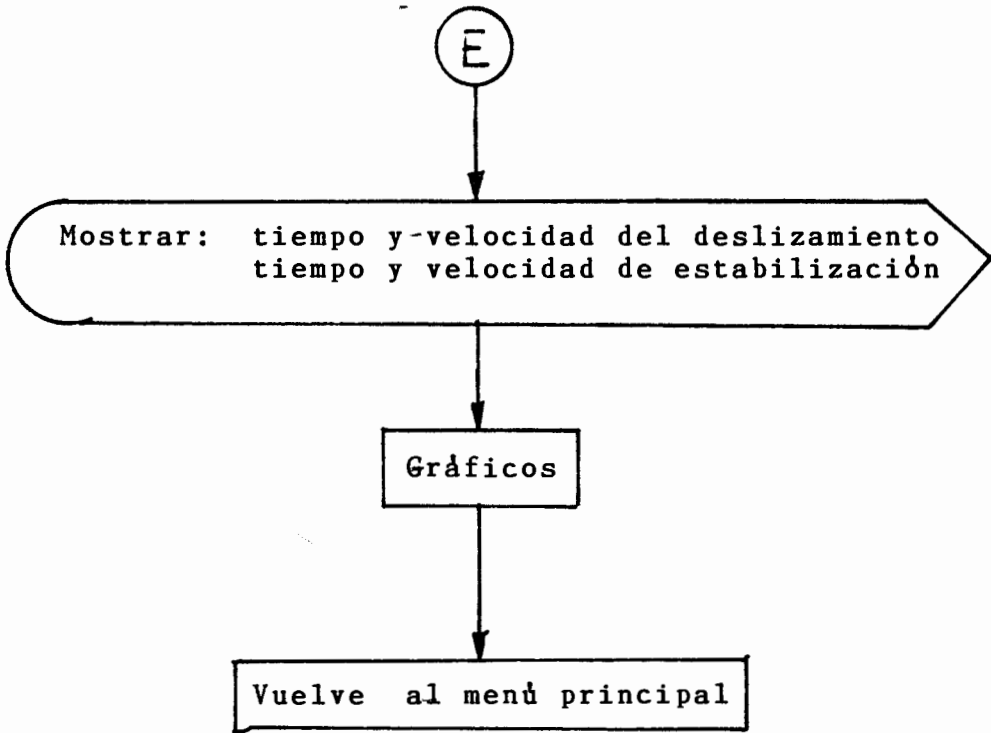
Al finalizar los cálculos existe para cada una de las opciones gráficas de la variación de la velocidad del eje motor en función del tiempo.

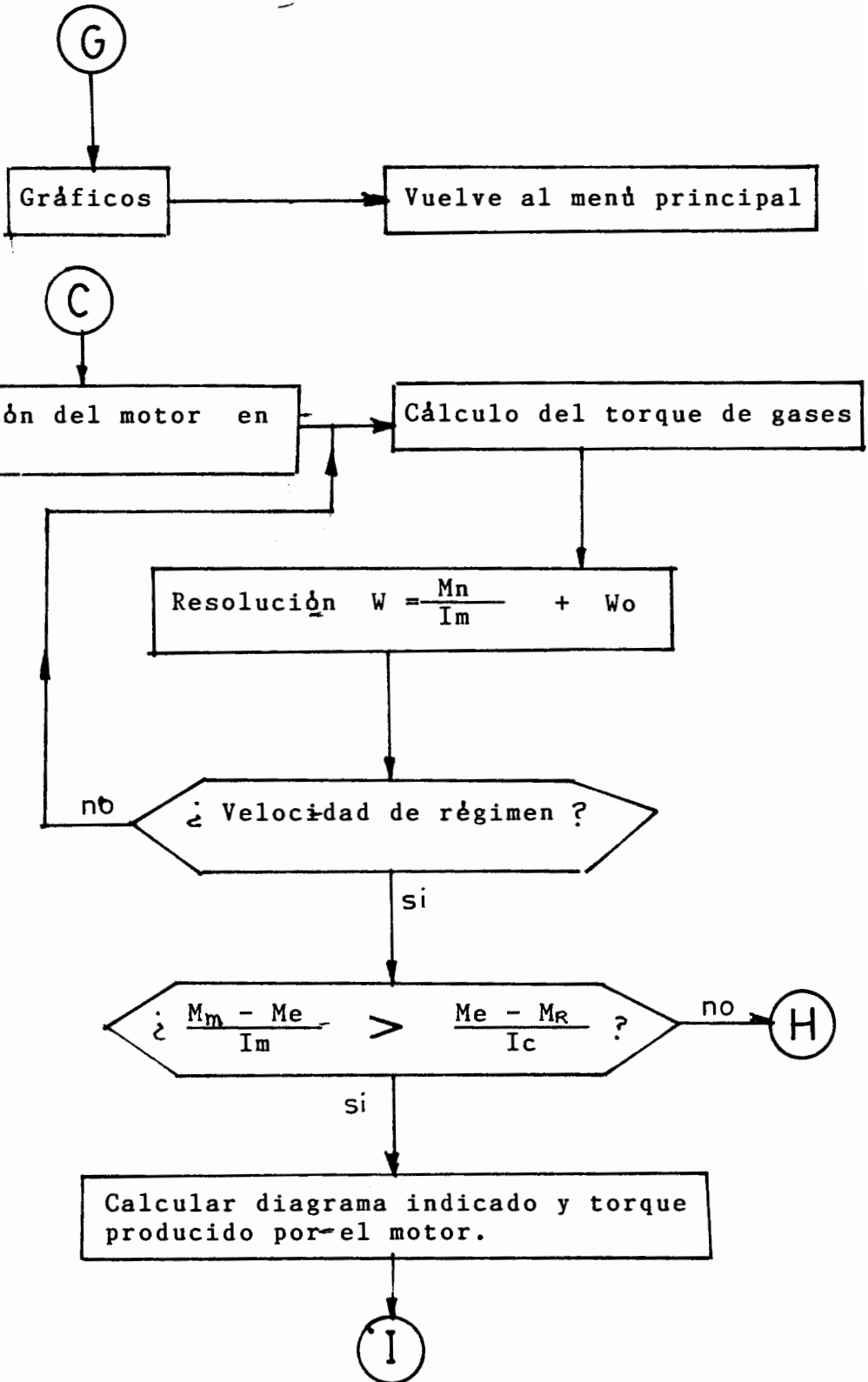
A continuación se indica el diagrama de flujo de este subprograma:

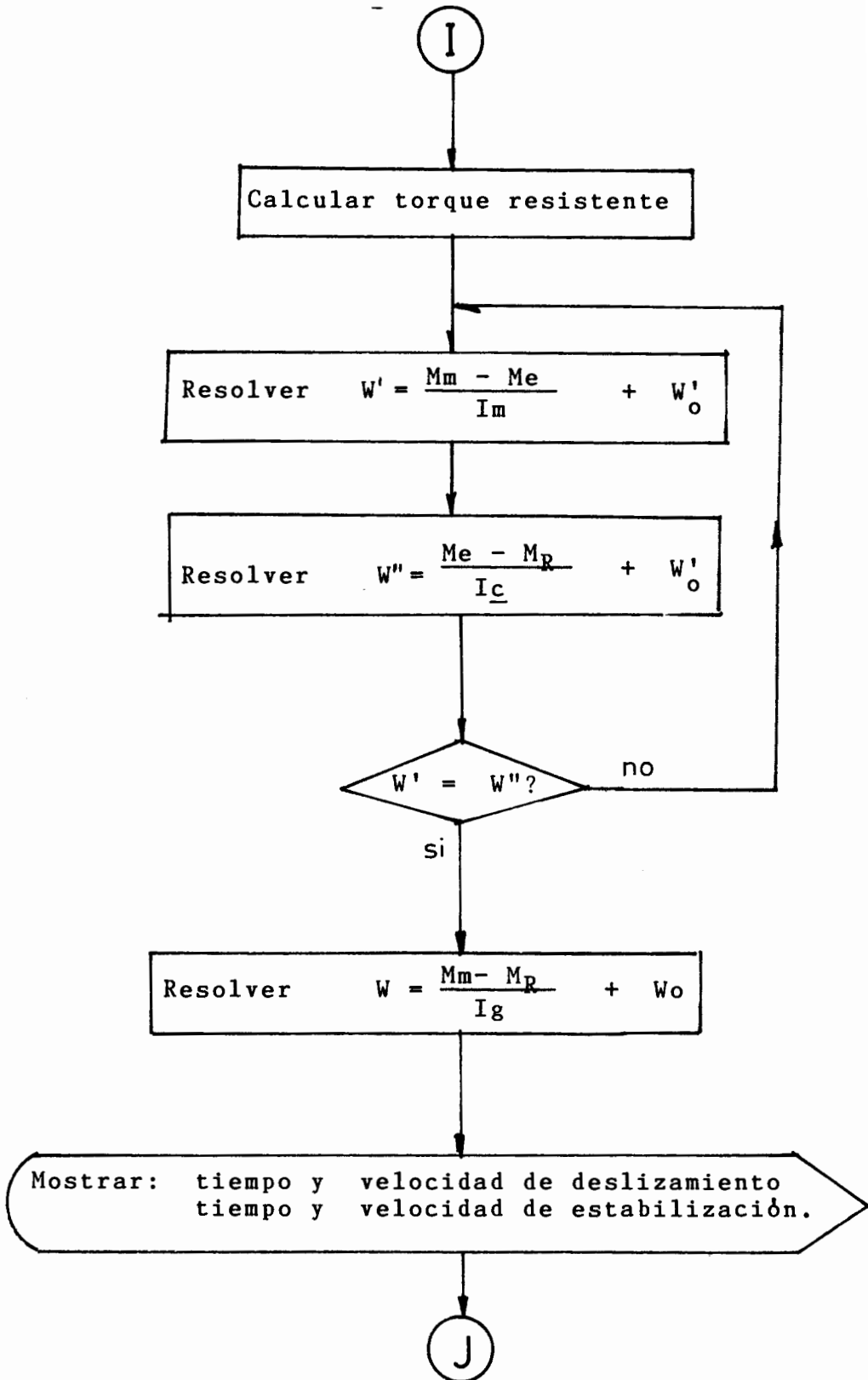














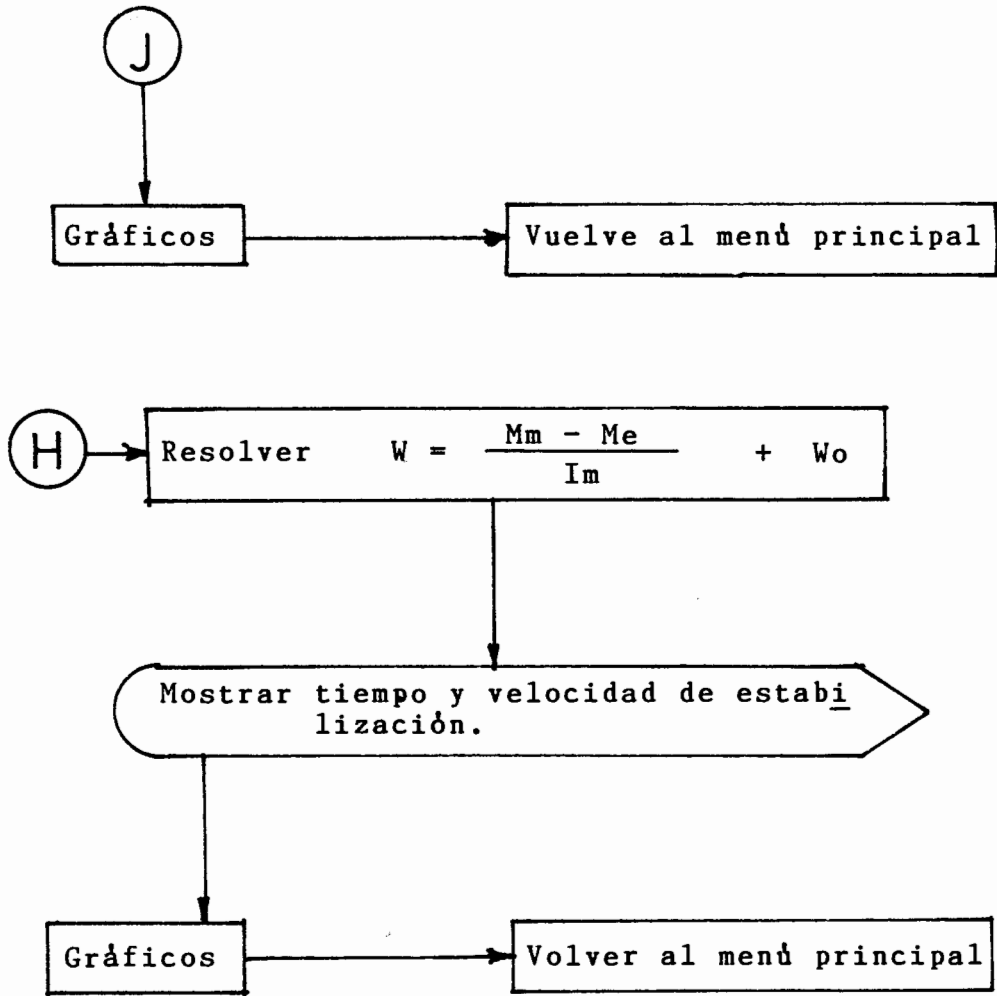


Fig 4.1.h Diagrama de flujo menú 8

#### 4.1.9 SUB-RUTINAS.

4.1.9.1 Sub-rutina DATOS.- Esta sub-rutina tiene por objeto dar las instrucciones para la entrada de valores de las dimensiones del mecanismo biela-manivela, dimensiones que son comunes para casi todas las opciones del programa de simulación. Así también algunos datos se pueden introducir dependiendo de la opción que se haya escogido.

Además se puede introducir el orden de encendido y la disposición de los brazos del cigüeñal del motor, así podemos ubicar en que proceso se encuentran los gases sobre la cabeza de un pistón. Si no se digita estos valores el programa alimenta a la computadora con información de los estándares con los que funcionan la mayoría de los motores, de los estándares con los que funcionan la mayoría de los motores, tanto para arreglos en línea y en V.

Por último asigna valores de presión y temperatura propios de nuestro medio ambiente y valores promedios de coeficientes politrópicos para calcular los parámetros termodinámicos.

4.1.9.2 Sub-rutina Unidades.- Esta sub-rutina tiene dos funciones:

1) Dar advertencia visual en la pantalla de las unidades - en que deben ser introducidas ciertas variables y

2) Presentación de los resultados en forma llamativa e interpretativa.

Como tres opciones que son seleccionadas desde el programa central a través de la variable SIS, con la cual escoje el sistema de unidades con el que quiere trabajar, los sistemas de unidades son: inglés, ingenieril e internacional.

En este se encuentran como variables alfanuméricas - las unidades de longitud, velocidad, aceleración, torque, fuerza, potencia, trabajo, etc.

4.1.9.3 Sub-rutina MINERCEN.- Se utiliza en las opciones - 2,3 y 5 del programa principal, el objetivo es calcular la inercia generalizada y el coeficiente centrípeto, los cuales son necesarios para la resolución de la ecuación del movimiento del motor.

Esta sub-rutina internamente llama a otra sub-rutina - (POVEAC) para la obtención de valores de coeficientes.

4.1.9.4 Subrutina parámetros Estables.- La función de esta sub-rutina es calcular los valores de presión en el ciclo termodinámico, con los que se puede calcular el trabajo indicado y la presión media indicada de los gases en el interior del cilindro.

En esta sub-rutina se consideran dos opciones en el cál

cálculo: ciclo Diesel y ciclo Otto. En el ciclo Otto se puede variar el valor del coeficiente de carga (alfa), enriqueciéndolo de combustible ( 1) para cuando el motor trabaje en regímenes de alta y baja velocidad, acercando los resultados más a la realidad. El valor promedio de alfa es de 0,9 en los motores a gasolina.

En los motores con ciclo Diesel el valor del coeficiente de carga se encuentra generalmente entre 1,2 y 1,25 (enriquecido en aire) lo cual garantiza una buena combustión y baja producción de humos.

4.1.9.5 Sub-rutina FUERZAS. En esta sub-rutina se calcula el valor de la fuerza que actúa sobre la cabeza del pistón en función de su posición en el interior del cilindro.

Una vez ubicada la posición del brazo de manivela y el desfase del tiempo de encendido del pistón se lo introduce en una serie de instrucciones condicionantes, una vez que encuentra la que se cumpla como verdadera calculará el valor de la presión de los gases y sale a calcular el valor de la fuerza y el momento producido por esta fuerza en el eje del motor.

4.1.9.6 Sub-rutina POVEAC.- El objetivo de esta sub-rutina es la obtención de la posición, velocidad y aceleración de

cada una de las partes móviles del mecanismo biela-manivela. Se utilizan las ecuaciones desarrolladas en el capítulo 1 para los cálculos.

4.1.9.7 Sub-rutinas REACCIONES.- El objetivo de esta sub-rutina es el de obtener los valores de las fuerzas que actúan en las articulaciones del mecanismo biela-manivela.- Las fórmulas que se utilizan son las desarrolladas en la sección 3.1.4 en base al cálculo vectorial.

Para el caso de motores en V se analiza como si fueran dos motores en líneas, la fuerza  $F_{32}$  que actúa sobre el cojinete de biela es la suma vectorial de las fuerzas calculadas para cada uno de los motores individualmente.

4.1.9.8 Sub-rutina Momento Resistente.- Esta sub-rutina tiene por objeto calcular la presión media de fricción del motor en función de la velocidad media del pistón, estas fórmulas son empíricas y aplicables a los motores de acuerdo al número de cilindros que tenga. También calcula el valor del momento resistente de la carga cuando este momento es función de la rotación del eje del motor.

4.1.9.9 Sub-rutinas Ecuación Diferencial.- Esta sub-rutina contiene las ecuaciones del movimiento del motor con la cual se puede calcular los valores de posición, velocidad y

aceleración del eje durante el transiente hasta que alcance su estabilización.

4.1.9.10 Sub-rutina Graficos.- Esta rutina tiene las instrucciones para la preparación de la pantalla para efectuar gráficos, dibujando los marcos y colocando los valores numéricos en los ejes.

A continuación se presentan en forma detallada los diagramas de flujo de las sub-rutinas antes mencionadas.

#### 4.2 EJEMPLO DE APLICACION DEL PROGRAMA DE SIMULACION.

La simulación dinámica de un motor de combustión interna, es útil para la selección adecuada de un motor, con lo cual podemos garantizar un funcionamiento óptimo del motor acoplado al sistema o máquina a mover.

Como una aplicación del Programa de Simulación lo utilizaremos para obtener los valores de momentos del motor y su carga, puesto que estos valores son periódicos se puede calcular los armónicos y servir de base para analizar, la vibración torsional del sistema.

Trataremos sobre la selección más conveniente, desde el punto de vista dinámico, de un motor para mover un equipo de bombeo.

Selección de motor para bomba centrífuga.- Se tiene una bomba centrífuga la cual deberá trabajar durante todo el año bombeando agua de un río a una empalizada donde se distribuirá por canales para la irrigación de terrenos en labores agrícolas. El caudal que la bomba deberá satisfacer tiene como mínimo 200 lts/seg (3259 gal/min) a un máximo de 300 lts/min (4500 gal/min). El cabezal de trabajo es de 14 m (4.24 pies).

Para estas condiciones se selecciona una bomba marca Hidrostat modelo H12DA-L, con las siguientes características:

Diámetro del impulsor.....345mm. (13.5 pul)

Pasaje libre.....102mm. ( 4.0 pul )  
 Diámetro de succión.....300mm. (12.0 pul )  
 Diámetro de descarga.....300mm. ( 12 pul )

VELOCIDAD IMPULSOR	CAUDAL		POTENCIA ABSORBIDA		EFIC.
	RPM	Lts/sec	g.p.m	HP	
1400	190	3000	55	41.5	68
1450	210	3300	58	43.5	71
1500	230	3650	60	45	73
1550	255	4000	64	48	76
1600	270	4300	67	50.3	77
1650	295	4600	72	54	78
1700	310	4900	76	57	77.5

Las dimensiones principales de la bomba así como otros-datos técnicos, están tabulados en la fig. 4.2.a

Debido a la falta de líneas de tendido eléctrico en el sector de la instalación del equipo de bombeo, se deberá escoger un motor de combustión interna como suministrador - de potencia, este será de tipo Diesel, por su economía en





MODELO	PREISION (MAXIMA) MTS.	PREISION PRUEBA HIDROST. MTS.	ESPEG. DE CATA (mm.)	LUZ MAXIMA IMPULSOR (mm.)	DIAMETRO IMPULS. (mm.)	PASAJE LIBRE (mm.)	DIAM. OJO DE SUCCION (mm.)	TEMP MAXIMA °C	Nº DE ALAB.	MOMENTO DE INERCIA $kg-m-sec^2$
H12DA-L	32	50	12	0.8	345	102	284	90	1	0.0601

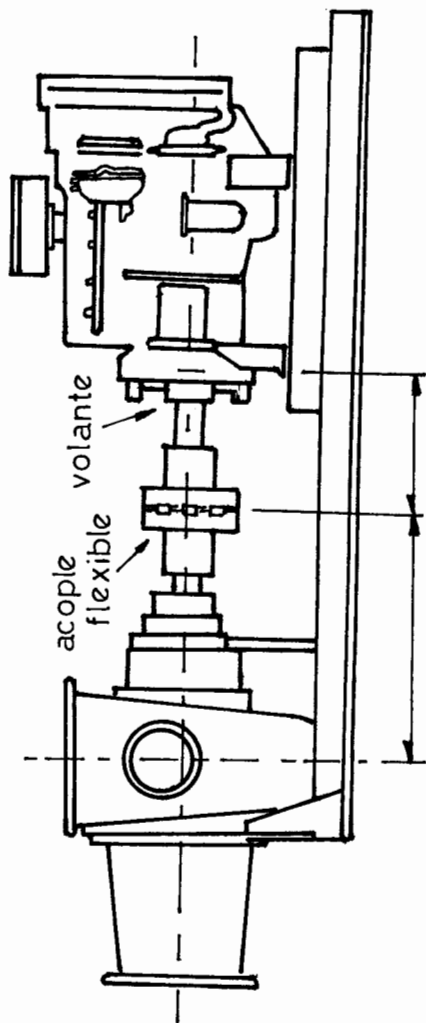


FIG. 4.2.a Montaje motor - bomba hidraulica

funcionamiento.

El motor irá acoplado al equipo de bombeo directamente, de la forma más sencilla posible sin necesidad de embrague.

Se escogerá entre dos marcas de motores conocidas dentro del país por mantener un buen suministro de repuestos y servicios auxiliares para mantenimiento, tal es el caso de la marca Caterpillar modelo de motor 3304, y de la marca Perkins modelo 6.354,2, ambos motores estacionarios tipo industrial a Diesel.

A continuación anotamos las características técnicas y dimensiones principales de cada motor:

Motor CATERPILLAR modelo 3304.

Diesel, 4 tiempos, 4 cilindros.

Diámetro de cilindros mm (pul).....121 ( 4.75 )

Carrera mm (pul).....152 ( 6.0 )

Cilindrada Lts (pul<sup>3</sup>)..... 7.0 (425 )

Rotación (desde el extremo del volante).....izquierda

Relación de compresión..... 17.4

Potencia máxima

Servicio intermitente a 2200 RPM.....100 HP(75KW )

Aspiración natural.

Peso neto Kg (lbs).....767 ( 1690)

Sistema de combustión con cámara de pre-combustión.

Otros datos:

Radio de brazo de manivela mm (pul).....	76.2 ( 3 )
Longitud de biela mm (pul).....	254 ( 10 )
Distancia al C.G. de la biela desde el munon de biela mm (pul).....	74.3(2.93 )
Peso del conj. pistón Kg (lbs).....	2.1 (4.52)
Peso de la biela Kg (lbs).....	3.1 (6.85)
Inercia de manivela (por pistón) Kg-cm-sec <sup>2</sup> (lbs-pul-sec <sup>2</sup> ).....	0.28(0.24)
Inercia de la biela Kg-cm-sec <sup>2</sup> (lbs-pul-sec <sup>2</sup> ).....	0.25(0.22)

Con ayuda del programa de simulación podemos encontrar los datos principales del motor dentro del rango de las velocidades en que deberá mover el impulsor de la bomba.

VELOCIDAD	POTENCIA AL FRENO		TORQUE	CONS. HORARIO
	RPM	HP	KW	lb - pul
1500	64	48	2689	4.0
1550	66	49.5	2683	4.2
1600	68	51	2678.5	4.3
1650	72	56.3	2750.2	4.4
1700	75	56	2780.0	4.5

El motor viene con un volante, el cual deberá satisfacer las condiciones de fluctuación de velocidad con el equipo al que irá acoplado.

Motor PERKINS modelo 6.354.2

Diesel, 4 tiempos, 6 cilindros en línea.

Diámetro de cilindros mm (pul).....98.43(3.875 )

Carrera mm (pul).....127 ( 5.0 )

Cilindrada lts (pul<sup>3</sup>)..... 5.8 ( 354 )

Rotación (desde el extremo

del volante ).....a la izquierda

Relación de compresión.....16  
 Potencia máxima  
 Servicio intermitente a 2500 RPM.....110 HP ( 82.5 KW )  
 Servicio continuo a 2250 RPM..... 90 HP ( 67.5 KW )  
 Aspiración natural.  
 Peso neto Kg (lbs)..... 600 ( 1320)  
 Sistema de Combustión con inyección directa.

Otros datos:

Radio del brazo de manivela mm (pul)..... 63.5 ( 2.5)  
 Longitud de biela mm (pul)..... 203.2 ( 8.0)  
 Distancia al C.G. de la  
 biela desde el muñón de bielamm (pul)..... 75.5 (2.82)  
 Peso del conj. pistón Kg (lbs) ..... 1.10 (2.43)  
 Peso del conj. biela Kg (lbs) ..... 2.0 ( 4.4)  
 Inercia de la manivela  
 (por pistón) Kg-cm-sec<sup>2</sup> (lb-pul-sec<sup>2</sup>).....0.127(0.11)  
 Inercia de la biela Kg-cm-sec<sup>2</sup> (lb-pul-sec<sup>2</sup>)....0.11( 0.1)

Con ayuda del programa de simulación podemos en  
 contrar los datos principales del motor del rango de  
 velocidades del impulsor de la bomba centrífuga.

VELOCIDAD	POTENCIA AL FRENO		TORQUE	CONSUMO HORARIO
	RPM	HP	KW	lb - pul
1450	64	48	2619,2	3.56
1500	67	50.3	2815.1	3.69
1550	68	51	2765.0	3.81
1600	70	52.5	2757.3	4.0
1650	72	54.0	2750.1	4.10
1700	75	56.3	2780.0	4.20

A igualdad de condiciones que la marca Caterpillar - el motor viene con volante el cual deberá satisfacer las condiciones de fluctuación de velocidad al equipo acoplado.

Como se puede ver ambos motores suministran la potencia necesaria dentro del rango de operación de la bomba.

Sin embargo esto no significa que los motores sean adecuados para la función que tendrán que hacer, por esto haremos un análisis más detenidos de las características de funcionamiento, aquí calcularemos la fluctuación de velocidades, fluctuación de torque, fuerzas transmitidas a los cigmientos y vibraciones torsionales.

Utilizando los datos del motor Caterpillar 3304 e introduciéndolos en el programa de "Simulación de motores - de C.I" en la opción # 5, "Cálculo de volante" procedemos a calcular el valor del momento de inercia del volante para un coeficiente de fluctuación de velocidad igual a 0.03, valor recomendado para funcionamiento de bombas.

$$\text{Inercia del volante} = 3.4 \text{ Lb-pul-sec}^2$$

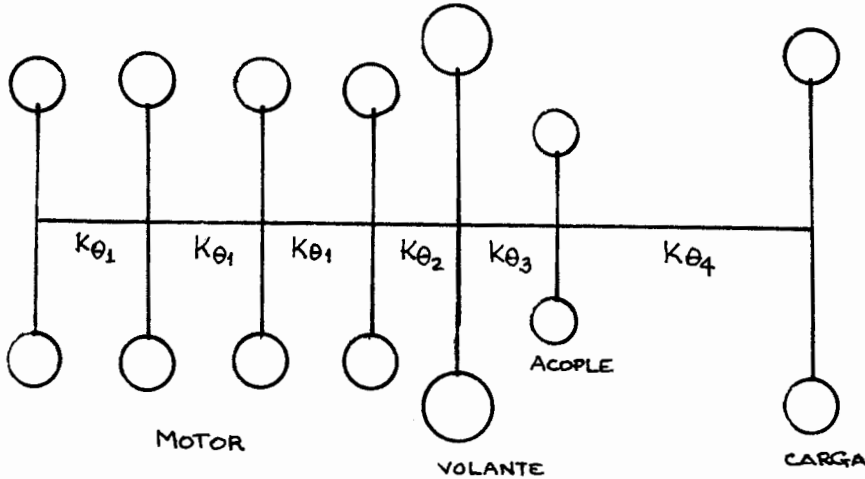
Ahora, considerando que las inercias acopladas al motor se pueden sumar y luego dividir su valor para el número de cilindros e introducir este valor como inercia del cigüeñal utilizamos el menú # 3 del programa de simulación "Análisis en estado estable" del cual se obtienen las figuras 4.2.b ; 4.2.c ; 4.2.d referentes a fluctuación de velocidad, de aceleración y de torque respectivamente. (ver apéndice).

Cálculo de las frecuencias naturales.- Un punto importante en el diseño de los elementos es tener en cuenta que las condiciones de trabajo esten lejos de hallarse en resonancia con las frecuencias torsionales de vibración. Comenzaremos con el motor Caterpillar acoplado al equipo de bombeo.

Para efectuar este cálculo es necesario conocer las

trar el valor de las 2 primeras frecuencias naturales del sistema. En la Fig. 4.2.e se esquematiza el sistema.

Fig 4.2.e Esquema inercial



Para encontrar el valor exacto del primer modo de vibración, recurrimos al método de Holzer, cuyos resultados son:

Frecuencia en el 1° modo de vibración.

$$f_{n_1} = 83,1 \text{ ciclos/seg. (520 rad/seg).}$$

Frecuencia en el 2do modo de vibración.

$$\omega_{n_2} = 1810 \text{ rad/seg (} f_{n_2} = 288,06 \text{ cic/seg)}$$

(Las tablas detalladas se encuentran en el apéndice)

Las fig. 4.1.f y 4.1.g muestran el diagrama de vector nodal para el 1er modo y 2do modo de vibración res -



Primer modo de vibración.

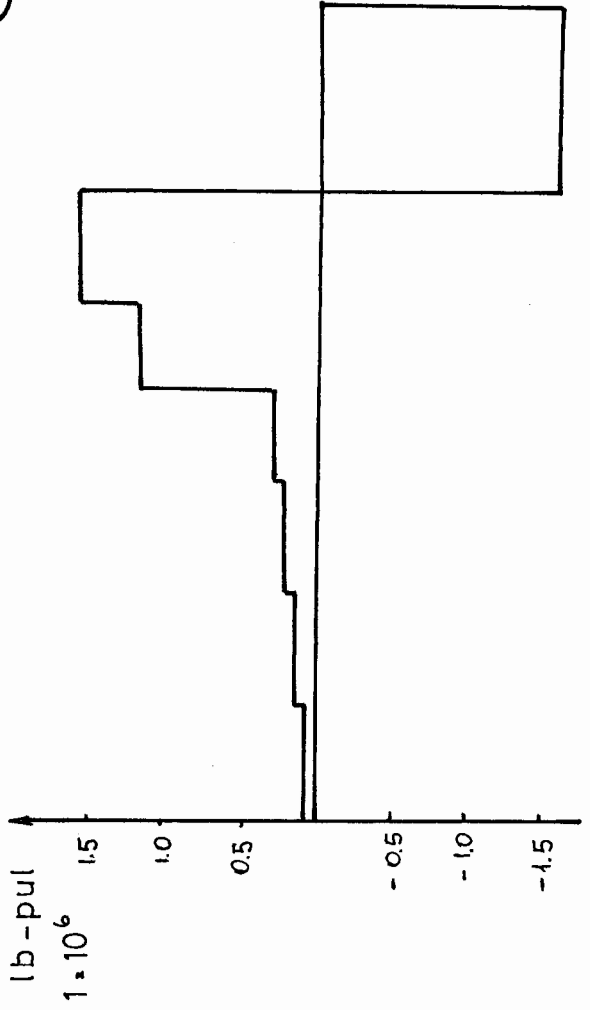
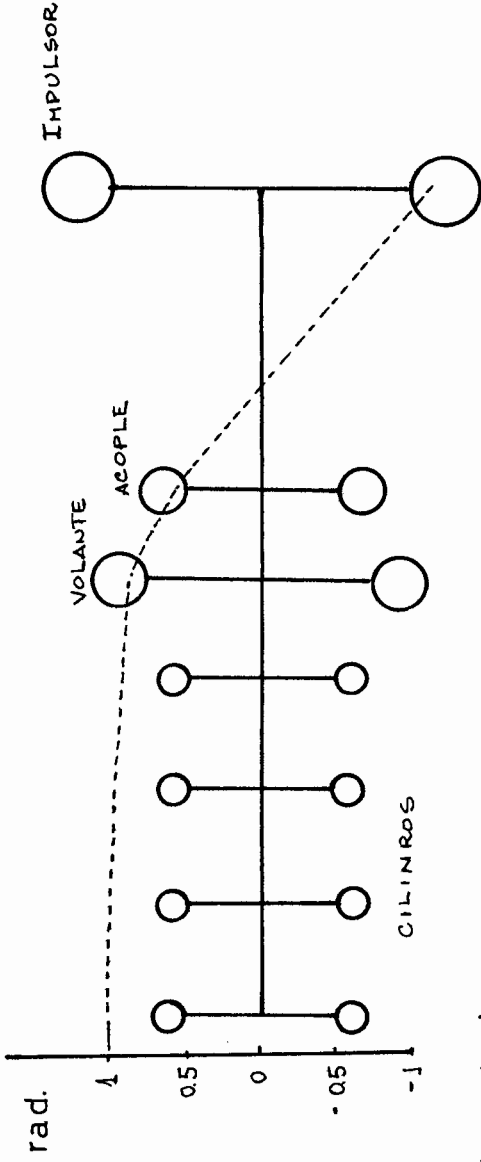


FIG 4.2.f

Segundo modo de vibración

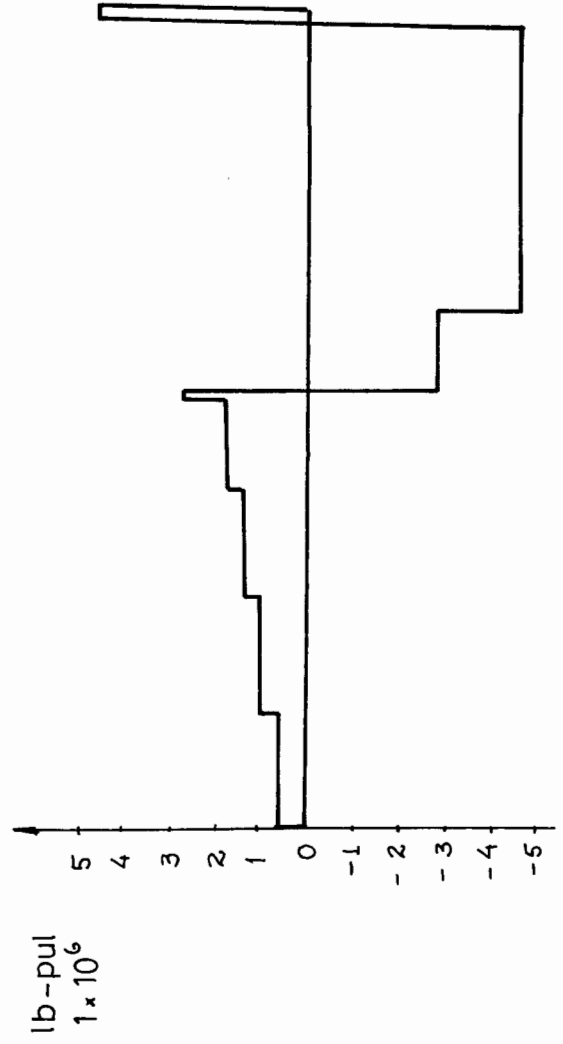
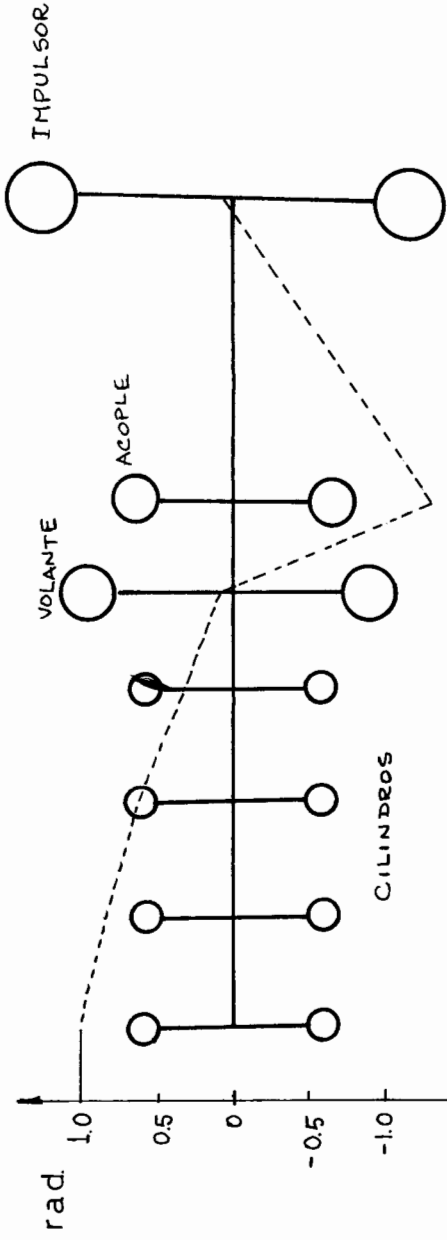


FIG 4.2.9

pectivamente.

El sistema motor-bomba centrífuga tiene como fuente-exitariz el momento torsor resultante (momento motor - momento resistente), el cual tendrá lógica incidencia en los esfuerzos que tendran que soportar los ejes y otras partes en movimiento. Para este cálculo nos valdremos del programa SIMULACION DE MOTORES DE C.I. con el cual obtenemos los valores numéricos del momento torsor.

De la fig. 4.2.d, obtenida del programa para el motor Caterpillar 3304, obtenemos la siguiente información:

La curva de torque es una función periódica, cuyo periodo es:

$$T = 0,0176 \text{ seg} \quad f = 56,67 \text{ ciclos/seg.}$$

donde:  $W_n = 356,06 \text{ rad/seg.}$

Para obtener los armónicos de una función periódica u utilizamos las siguientes ecuaciones:

$$A_n = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N y(\omega t_i) \text{ Cos}(n\omega t_i) \quad \text{Ec. 4.1}$$

$$B_n = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N y(\omega t_i) \text{ Sen}(n\omega t_i) \quad \text{Ec. 4.2}$$

El primer armónico es:

$$837 \text{ Sen}(356t + 311.1) \text{ Lb-pul.}$$

El armónico de  $1\frac{1}{2}$  orden es:

$$5059.3 \text{ Sen}(536t + 50.5) \text{ Lb-pul.}$$

El armónico de segundo orden es:

$$4592.7 \text{ Sen}(712.1t + 5.9) \text{ Lb-pul.}$$

Como podemos ver del diagrama de vector modal de la fig. 4.2.f el nodo para el primer modo de vibración se encuentra en el eje que porta el impulsor de la bomba hidráulica, el cual es un punto crítico para que ocurra una falla del sistema (ruptura), además del análisis armónico del momento torsor notamos que la frecuencia del armónico de orden  $1\frac{1}{2}$ , se encuentra cercano al valor de la frecuencia natural del sistema. Para valorar cuanto es el riesgo de que ocurra una falla de cálculo los esfuerzos a los que estará sometido el eje en estas condiciones.

Esfuerzos con el primer armónico:

$$T = T_{med} \pm T_{arm}$$

$$T = 2780 \pm 837 \Rightarrow T_{max} = 3617 \text{ Lb-pul}$$

$$T_{min} = 1943 \text{ Lb-pul}$$

$$\tau = \frac{16 T_{max}}{\pi d^3} \left[ \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right] = 2768.8 \text{ Lb/pul}^2$$

Esfuerzos para el armónico de  $1\frac{1}{2}$  orden:

$$T = 2780 \pm 5059.3 \Rightarrow T_{max} = 7839.3 \text{ Lb-pul.}$$

$$T_{min} = -2279.3 \text{ Lb pul}$$

$$\tau = 60131.1 \text{ Lb/pul}^2$$

Existe resonancia en el sistema con la frecuencia del - segundo armónico, elevándose el esfuerzo que debe soportar - el material hasta 60.1 Kpsi, excediendo en gran medida la máxima resistencia al cortante para el material de 23 Kpsi.

Por consiguiente cuando el sistema trabaje a 1700 rpm. el eje del impulsor está en peligro de romperse.

Esfuerzos para el armónico de 2 orden:

$$T = 2780 \pm 4592.7 \quad T_{\text{máx}} = 7372.7 \text{ lb-pul.}$$

$$T_{\text{mín}} = -1812.7 \text{ lb-pul.}$$

$$\tau = \frac{16(7372.7)}{3.2(2.3)^3} = 3086.1 \text{ lb/pul}^2$$

Una vez analizado el comportamiento del equipo acoplado al motor Caterpillar, haremos un análisis igual del equipo a coplado al motor Perkins 6.354.2

En las sig. figuras se muestra la fluctuación de velocidad, aceleración y torque para el motor. Fig. 4.2.h ,4.2.i-4.2.j (ver apéndice).

Inercia del cigüeñal para cada cilindro: 0.195 lb-pul-seg.

Inercia de acople: 1.6 lb-pul-seg.

Inercia del volante: 3.4 lb-pul-seg.

Inercia del impulsor de la bomba; 5.2 lb-pul-seg.

- Rigidez para el eje cigüeñal:

$$K_{\theta_1} = 6,87 \times 10^6 \text{ lb-pul/rad}$$

- Rigidez para el eje entre el último pistón y el volante:

$$K_{\theta_2} = 10,42 \times 10^6 \text{ lb-pul/rad}$$

- Rigidez para el eje entre el volante y el acople:

$$K_{\theta_3} = 3,95 \times 10^6 \text{ lb-pul/rad}$$

- Rigidez para el eje entre el acople y el impulsor:

$$K_{\theta_4} = 9,45 \times 10^5 \text{ lb-pul/rad.}$$

La esquematización del sistema en la fig. 4.2.k

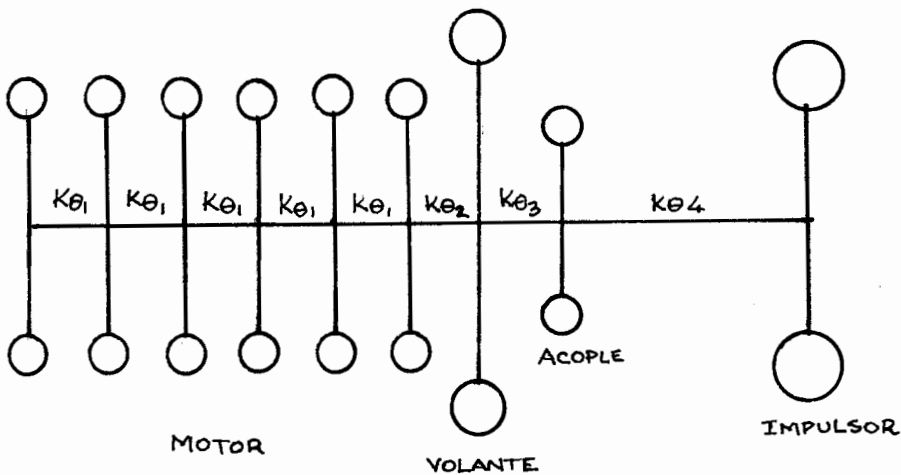


Fig 4.2.k Esquema inercial

Para encontrar el valor exacto de la frecuencia natural recurrimos al método de Holzer,

de donde:

Primera Frecuencia natural:

$$\omega_{n_1} = 537 \text{ rad/seg.} \quad (f_{n_1} = 85.46 \text{ cic/seg})$$

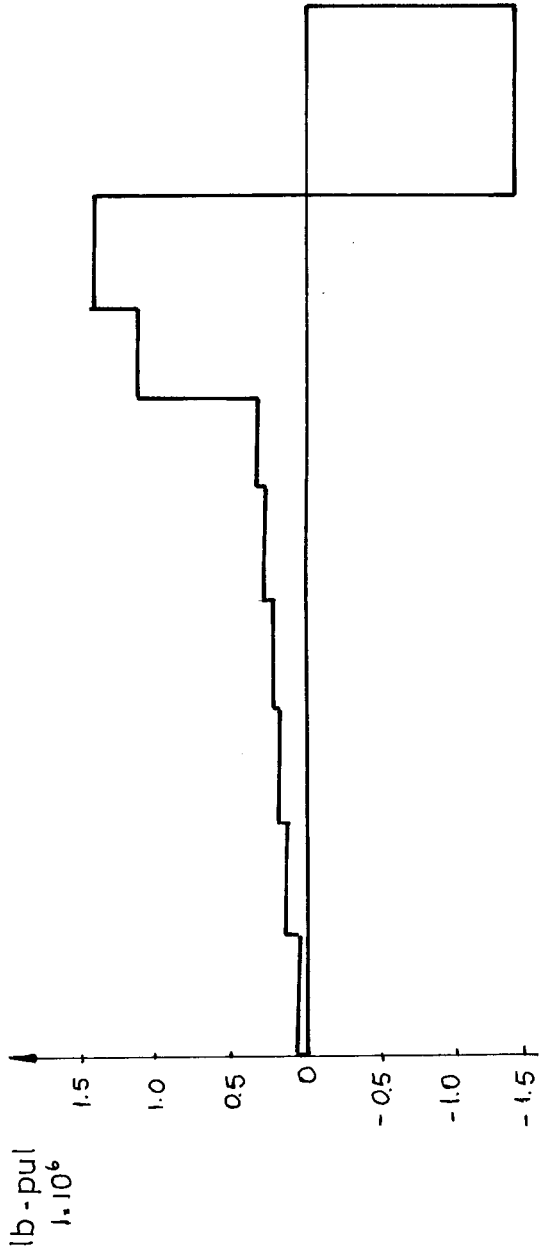
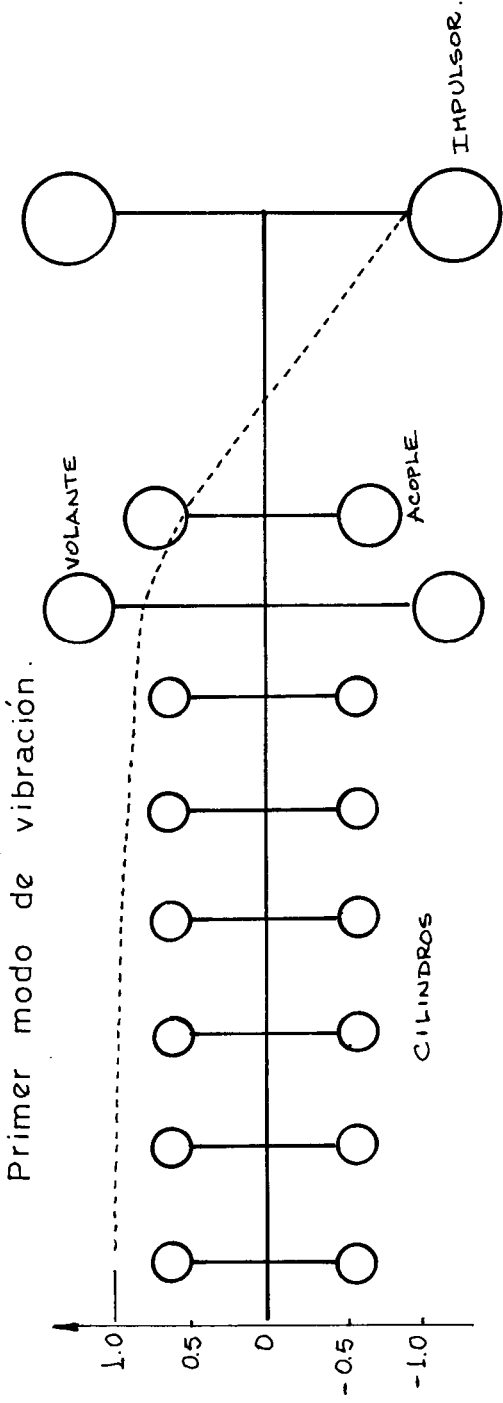
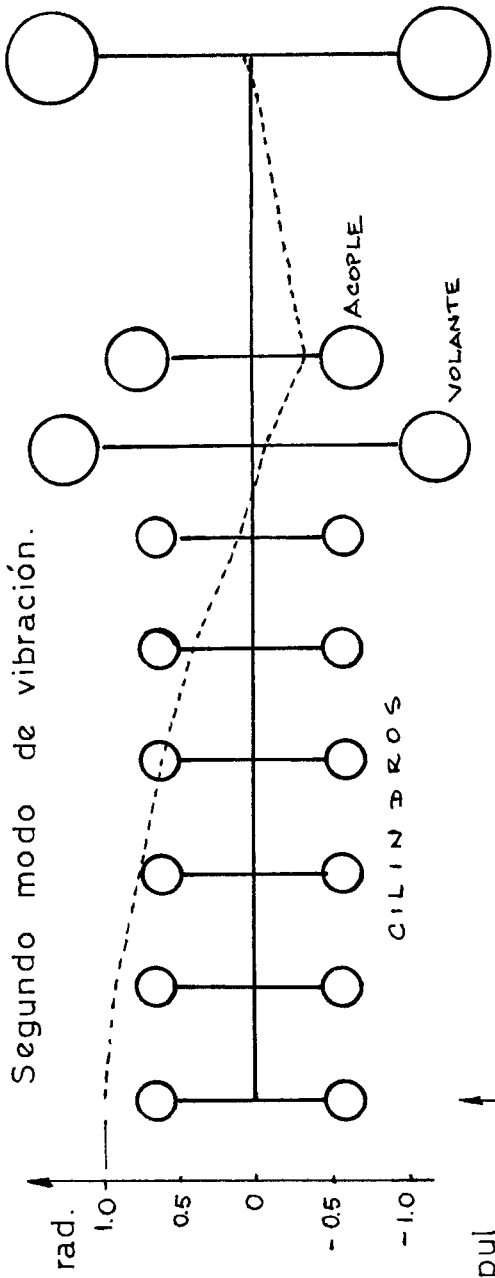


FIG. 4.2.1



IMPULSOR.

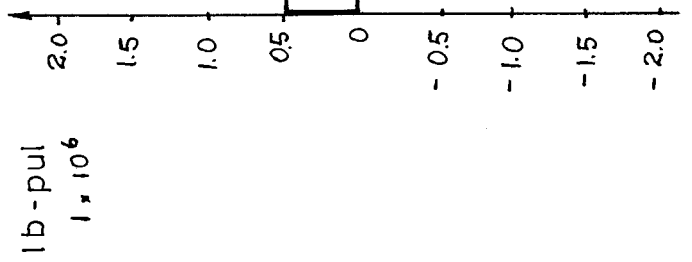


FIG. 4.2.m



La segunda frecuencia natural:

$$\omega_{n2} = 1591.4 \text{ rad/seg. (fn}_2 = 253.27 \text{ cic/seg)}$$

Al igual que para el motor anterior calcularemos del diagrama de torque vs. tiempo la frecuencia principal del momento torsor y calcularemos los dos primeros armónicos.

La curva de torque es una función periódica, cuyo periodo es:

$$T = 0.012 \text{ seg.}$$

$$f = 85.0 \text{ cic/seg.}$$

donde:

$$\omega = 534.1 \text{ rad/seg.}$$

El armónico del primer orden es:

$$2337.3 \text{ Sen } (85.0t + 337.7^\circ) \text{ Lb-pul}$$

El armónico de orden  $1\frac{1}{2}$  es:

$$1728.0 \text{ Sin } (127.5t + 341.4^\circ) \text{ Lb-pul}$$

El armónico de segundo orden es:

$$1983.8 \text{ Sen } (170t + 310^\circ) \text{ Lb-pul}$$

De igual forma que como se hizo con el motor Caterpillar se analizará el sistema como si fuera un sistema oscilante de un grado de libertad.

Esfuerzos con el primer armónico:

$$T = 2780 \pm 2337.3$$

$$T_{\max} = 5117.3 \text{ Lb-pul}$$

$$T_{\min} = 442.7 \text{ Lb-pul}$$

$$\tau = \frac{16 T_{\max}}{\pi d^3} \left[ \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right] = 199.5 \text{ kpsi.}$$

Existe resonancia del sistema con el primer armónico -- del momento torsor, lo cual ocasiona un esfuerzo torsor, que tiene que resistir el material sea de 199.5Kpsi, el máximo que debe resistir es 23 Kpsi, lo cual indica falla en el e je del impulsor de la bomba y podría ocurrir la fractura del mismo.

- Esfuerzos para el armónico de  $1\frac{1}{2}$  orden:

$$T = T_{\text{med}} \pm T_{\text{arm}} = 2780 \pm 1728$$

$$T_{\max} = 4508 \text{ lb-pul}$$

$$T_{\min} = 1052 \text{ lb-pul}$$

$$\tau = \frac{16(4508.0)}{\pi (2.3)^3} = 1887.0 \text{ lb/pul}^2$$

- Esfuerzos para el armónico de 2 orden:

$$T = 2780 \pm 1983$$

$$T_{\max} = 4763 \text{ Lb-pul}$$

$$T_{\min} = 797 \text{ Lb-pul}$$

$$\tau = \frac{16(4763)}{\pi (2.3)^3} = 1993.7 \text{ Lb-pul}$$

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Simular dinámicamente un motor de combustión interna - contempla los siguientes aspectos:

1.- Conseguir los valores de fluctuación de la velocidad de un motor. Dicha irregularidad del movimiento ejerce influencia nociva sobre el funcionamiento de las máquinas de trabajo y los mecanismos de transmisión/ Así por ej. si el motor hace girar un generador, la rotación irregular del mismo conlleva a la oscilación de la intensidad luminosa que perjudicialmente actúa sobre los ojos de una persona, etc. Se han obtenido las variaciones instantáneas de la aceleración cuyos valores numéricos son la base para el estudio de fuerzas inerciales que afectan engranajes o elementos acoplados al motor.

2.- La obtención de las curvas de torque y sus valores numéricos están en dependencia directa a las presiones conseguidas por la combustión de los gases, la obtención de un diagrama indicado de presiones real es importante para evitar errores en los cálculos. Si bien es cierto que en la simulación se ha tratado con datos reales, el diagrama indicado utilizado no lo es, lo cual ocasiona la aparición de picos de aceleración y torques en la respuesta simulada.

3.- Se ha logrado obtener datos característicos de funciona

miento de los motores tales como potencia al freno, torque me  
dio, motor, consumo específico de combustible con buena aprox  
imación a los realizados en pruebas experimentales. Sin embar  
go aunque se usaron principios físicos y fórmulas empíricas -  
algunos factores influyen considerablemente en la exactitud-  
de los resultados, tales como forma en que se inyecta el com  
bustible, configuración de la cámara de combustión, rendimien  
to volumétrico, reacciones químicas durante la combustión, --  
tiempo de apertura y cerrado de las válvulas, entre otras, -  
los cuales no han sido considerados.

4.- Al símular un motor con embrague tenemos una visualiza -  
ción del tiempo que tarda en responder un motor hasta alcan-  
zar la velocidad de régimen sea cuando el motor arranca o  
cuando tiene cambios de carga.

Obtenemos el coeficiente de carga en el caso de un motor  
Diesel con el cual podemos estimar el consumo de combustible-  
cuando este mueve una carga.

5.- Se han obtenido los valores numéricos de las fuerzas que  
actúan sobre el mecanismo biela - manivela con los cuales po  
demos dimensionar bulones, pistones, bielas, cojinetes así co  
mo analizar lubricación y desgaste de las partes en rozamien-  
to.

6. Entre los aspectos relacionados con el uso del programa -  
de simulación cabe indicar los siguientes puntos:

a) Cuando se trabaja con la ecuación del movimiento para sistemas de 1 grado de libertad es de suma importancia es coger un buen método de resolución numérico puesto que los e rrores de las sucesivas iteraciones son acumulativas dando re sultados alejados de lo esperado. Por tal motivo se escogió el método de Adams Moulton (o del predictor-corrector) por ge nerar errores del orden de  $1 \times 10^{-5}$  del valor esperado y ser a demás estable numéricamente.

De importancia es escoger los incrementos de tiempo ade cuados para evitar obtención de datos innecesarios. Por ejem plo si solo se desea analizar la fluctuación de velocidad, in tervalos de 1/50 seg. son convenientes, pero si se desea ob tener curvas de aceleración y torque, intervalos de 1/1000seg. serán adecuados.

b) Cuando se trabaja con momentos resistentes indepen - dientes de la velocidad es necesario seleccionar la velocidad de régimen y acoplar el diagrama indicado de presiones de tal modo que el torque motor medio iguale al momento resisten te. Dicha igualación se consigue ajustando el coeficiente de carga del motor con ciclo Diesel o el rendimiento volumétrico en el motor ciclo Otto.

7.- Como se mostró en el ejemplo de aplicación (sección 4.2), el programa tiene una aplicación directa en el estudio de la vibración torsional de equipos acoplados a un motor de combusti ón interna como fuente de potencia. Así también puede uti lizarse para la selección de un motor o para estimar caracte-

rísticas de funcionamiento en motores que carecen de la información técnica pertinente.

También se puede considerar al motor como parte importante, de una maquinaria dada como por ejemplo un tractor, para simular el comportamiento del mismo con diferentes condiciones de carga.

8.- Para complementar el trabajo aquí presentado se puede añadir al programa las instrucciones necesarias para calcular automáticamente los armónicos de las curvas de torque motor o analizar el caso de un motor turbo-alimentado.

## S I M B O L O G I A

$\alpha$	Coeficiente de carga
$\beta$	Angulo de inclinación de los cilindros en motores en V.
$\alpha_j$	Angulo de desfase de los cilindros
$\theta$	Angulo de rotación del brazo del cigüeñal
$\phi$	Angulo entre eje del pistón y la biela
$\dot{\theta}$	Velocidad angular del brazo cigüeñal
$\dot{\phi}$	Velocidad angular de la biela
$\ddot{\theta}$	Aceleración angular brazo cigüeñal
$\ddot{\phi}$	Aceleración angular de la biela
$\omega$	Velocidad angular
$\omega_0$	Velocidad angular inicial
$\lambda$	Relación radio de manivela longitud de biela R/L
$\delta$	Relación de compresión durante la expansión Ciclo Diesel.
$V_c$	Volumen de cámara
$V_T$	Volumen total
$V_{cil}$	Volumen cilindrada
$V_1, V_2, V_3, V_4$	Volumen en el diagrama indicado.
$T_c$	Relación de compresión
$P_1, P_2, P_3, P_n$	Presiones absolutas en el diagrama indicado.
$T_1, T_2, T_3, T_n$	Temperaturas absolutas en el diagrama indicado.

Hu	Poder calorífico superior del combustible.
Wp	Trabajo de los gases
Lo	Cantidad de aire teórica para combustión
v	Eficiencia volumétrica
m	Eficiencia mecánica
t	Eficiencia térmica
Cv	Calor específico a volumen constante
Cp	Calor específico a presión constante
$\beta$	Coefficiente de transmisión de calor
P	Fuerza de los gases
gi	Consumo indicado de combustible
ge	Consumo específico de combustible
W	Trabajo
Pi	Presión media indicada
m <sub>2</sub>	Masa del brazo de cigüeñal
m <sub>3</sub>	Masa de biela
m <sub>4</sub>	Masa de pistón
R	Radio del brazo del cigüeñal
L	Longitud de biela
L <sub>B</sub>	Distancia desde C.G.de la biela al pistón
L <sub>A</sub>	Distancia desde C.G.a la cabeza de biela
J <sub>2</sub>	Inercia del brazo del cigüeñal
J <sub>3</sub>	Inercia de la biela
J <sub>02</sub>	Inercia polen del brazo cigüeñal
J <sub>03</sub>	Inercia alrededor C de la biela
$M_{rot.}$	Masa Reciprocante



$I$	Inercia generalizada
$C$	Coefficiente centripeto
$I_v$	Inercia de volante
$I_c$	Inercia de carga
$I_m$	Inercia promedio del motor
$M_m$	Torque motor
$M_p, M_g$	Torque de gases
$M_R$	Momento de carga
$M_f$	Momento de fricción.
$c$	Coefficiente de proporcionalidad
$M_e^{\text{máx}}$	Momento máximo del embrague
$P_o$	Presión atmosférica
$T_o$	Temperatura atmosférica
$g$	Gravedad
$N$	Constante
$F$	Fuerza
$C_f$	Coefficiente de fluctuación
$E_c$	Energía cinética
$Pot$	Potencia
$n_1$	Coefficiente politrópico de compresión
$n_2$	Coefficiente politrópico de expansión

APENDICE.

Diagrama de flujo  
detallado del programa  
de

SIMULACION DINAMICA

DE

MOTORES DE COMBUSTION INTERNA .

Inicio

Muestre:

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

TESIS DE GRADO PARA LA OBTENCION DEL TITULO

DE INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR : OSCAR X. GUERRERO FERRUZOLA

DIRIGIDA POR : ING. EDUARDO ORCES P.

1986 - 1987

MUESTRE :

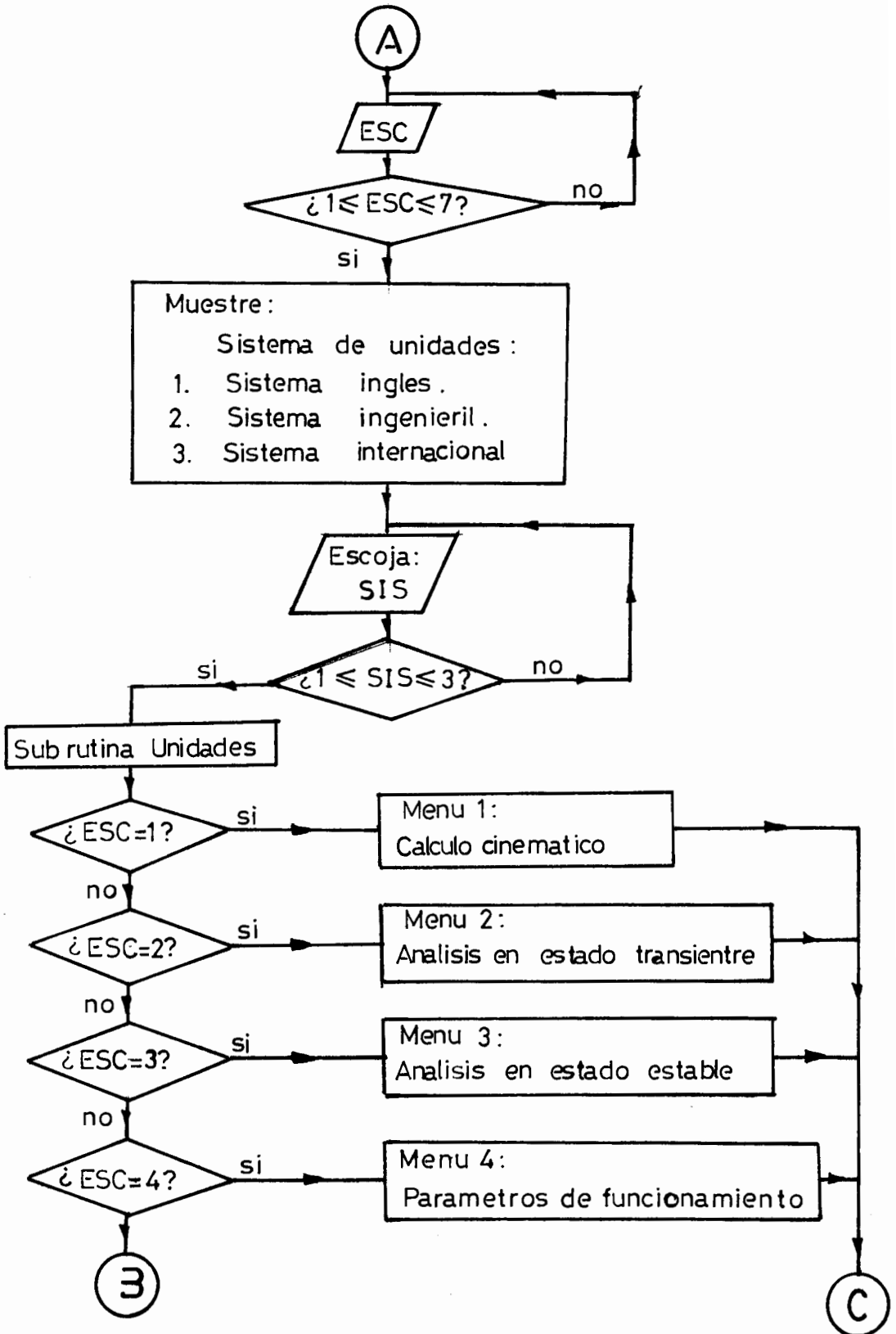
SIMULACION DINAMICA DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA  
MENU PRINCIPAL

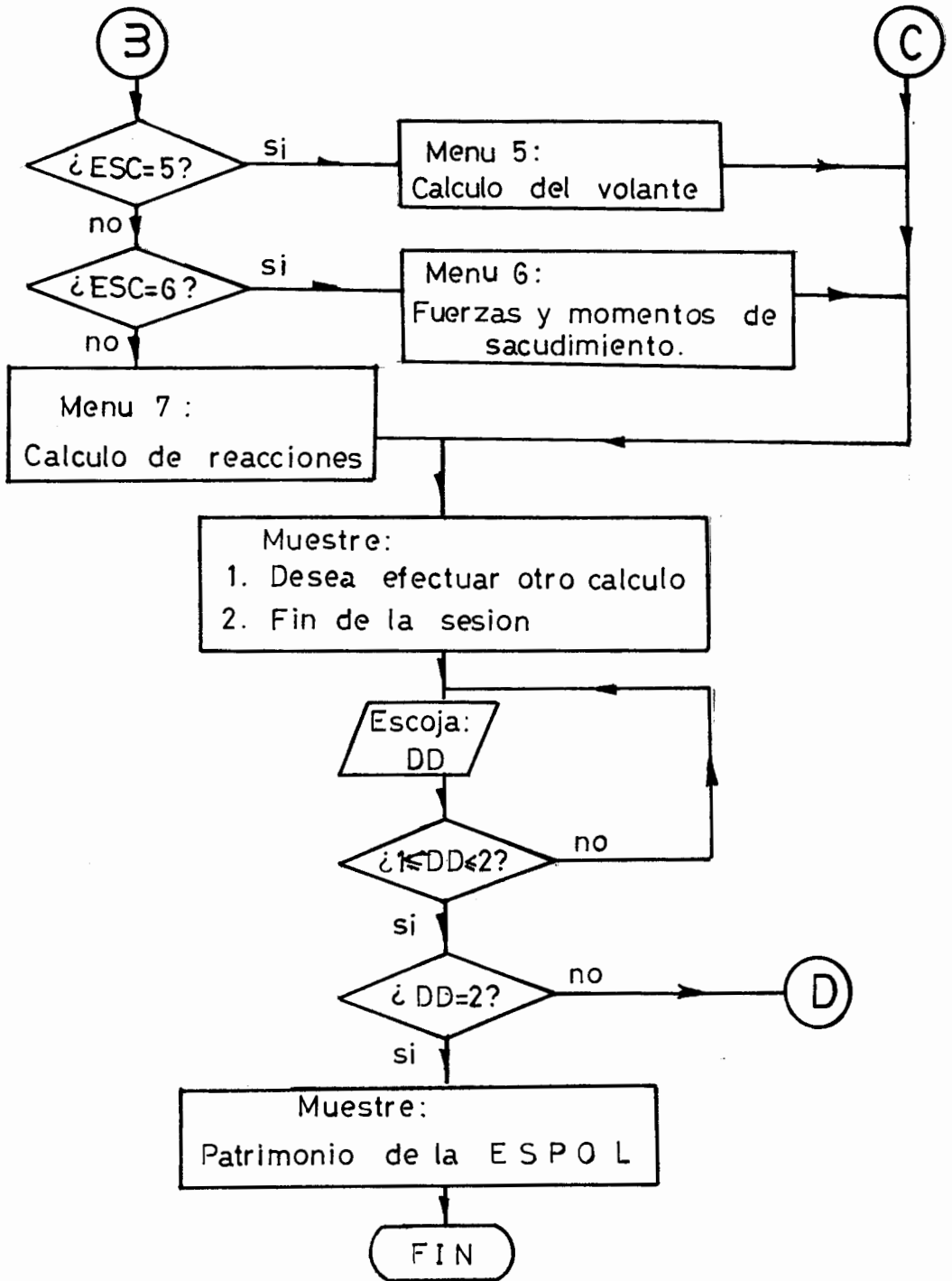
Opciones :

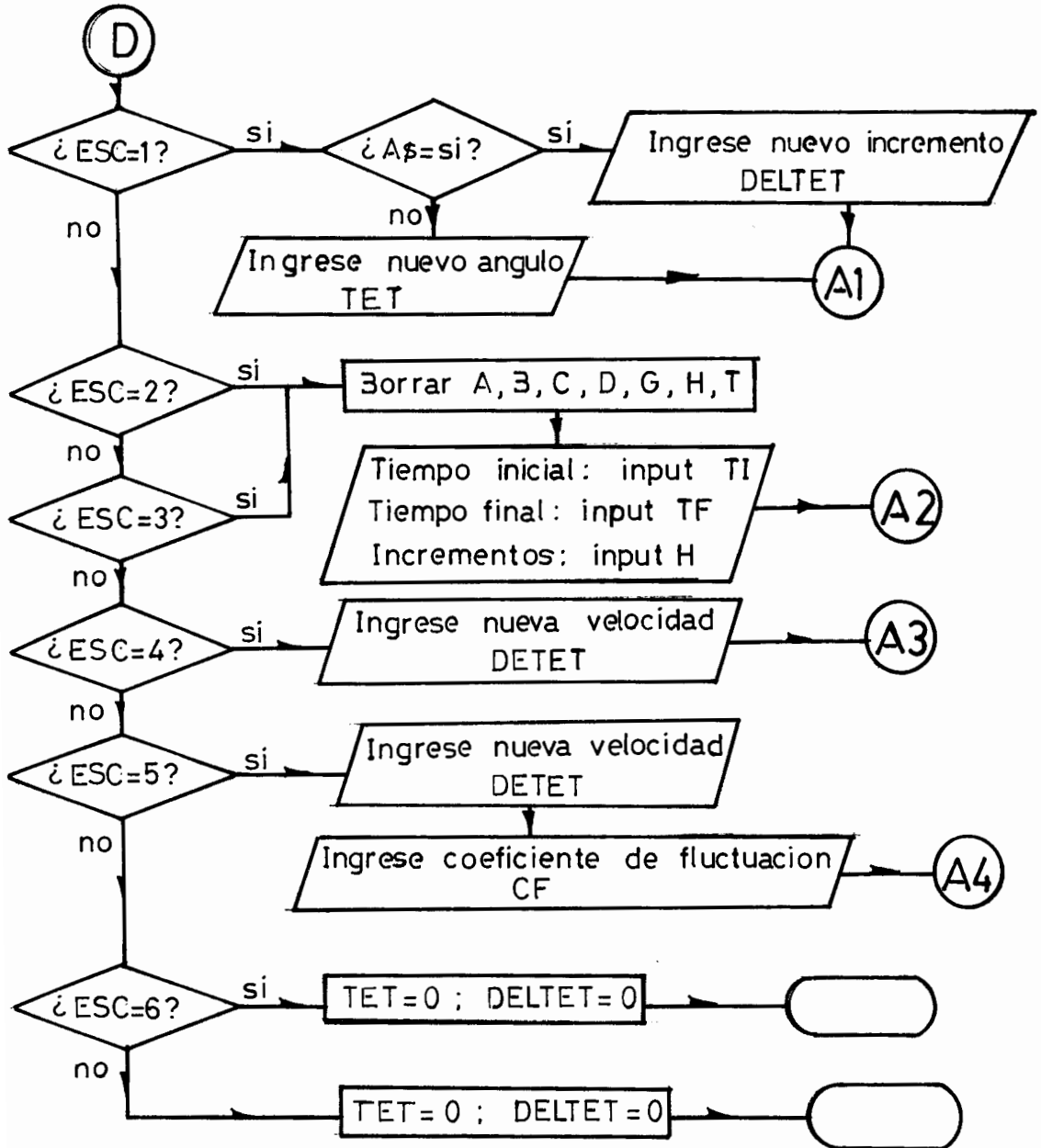
- 1.- CALCULO CINEMATICO DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA
- 2.- ANALISIS EN ESTADO TRANSIENTE DEL MOTOR
- 3.- ANALISIS EN ESTADO ESTABLE DEL MOTOR
- 4.- PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR
- 5.- CALCULO DEL VOLANTE
- 6.- FUERZAS Y MOMENTOS DE SACUDIMIENTO
- 7.- CALCULO DE LAS REACCIONES
- 8.- ANALISIS DINAMICO DEL SISTEMA MOTOR- CARGA .

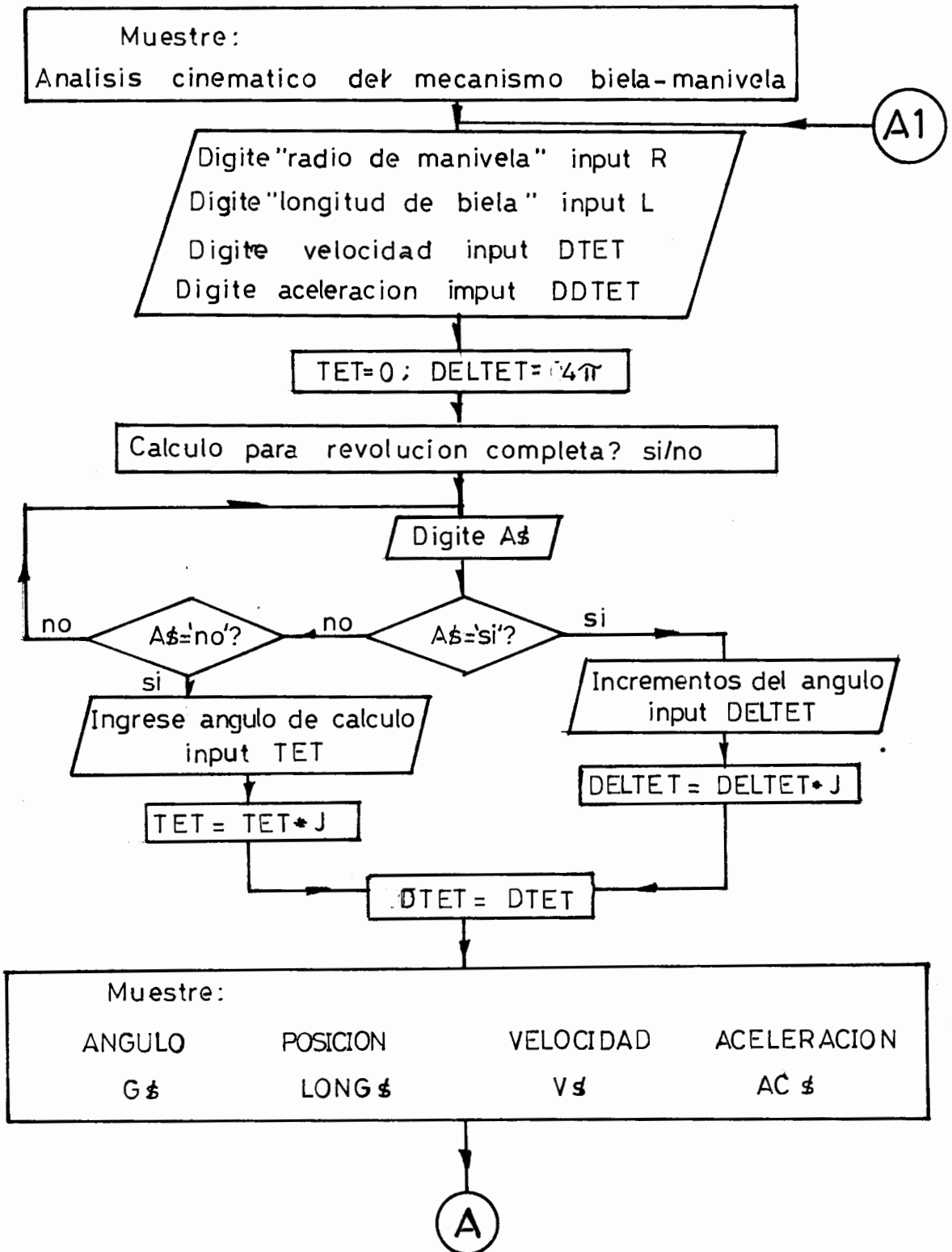
Escoja su opcion :

A

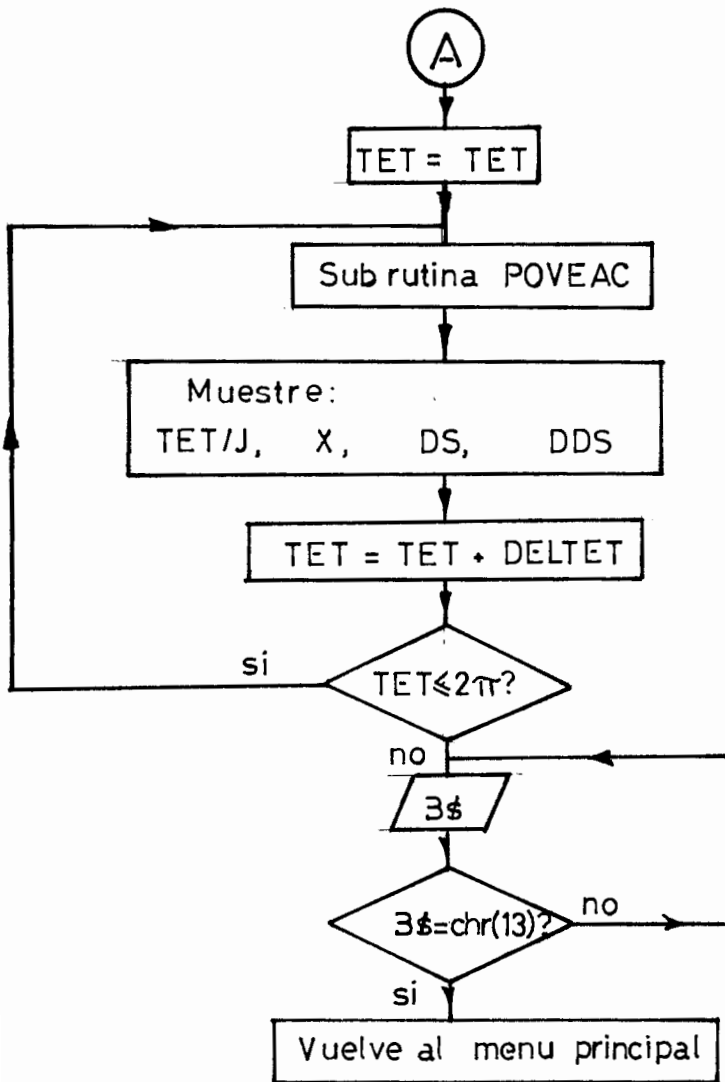










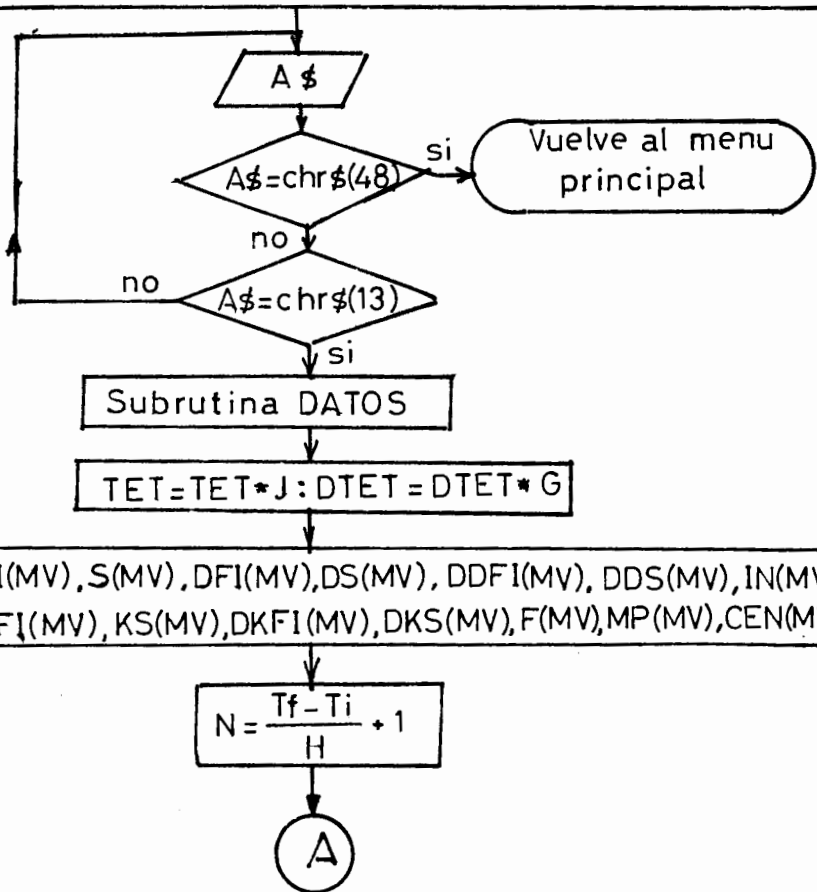


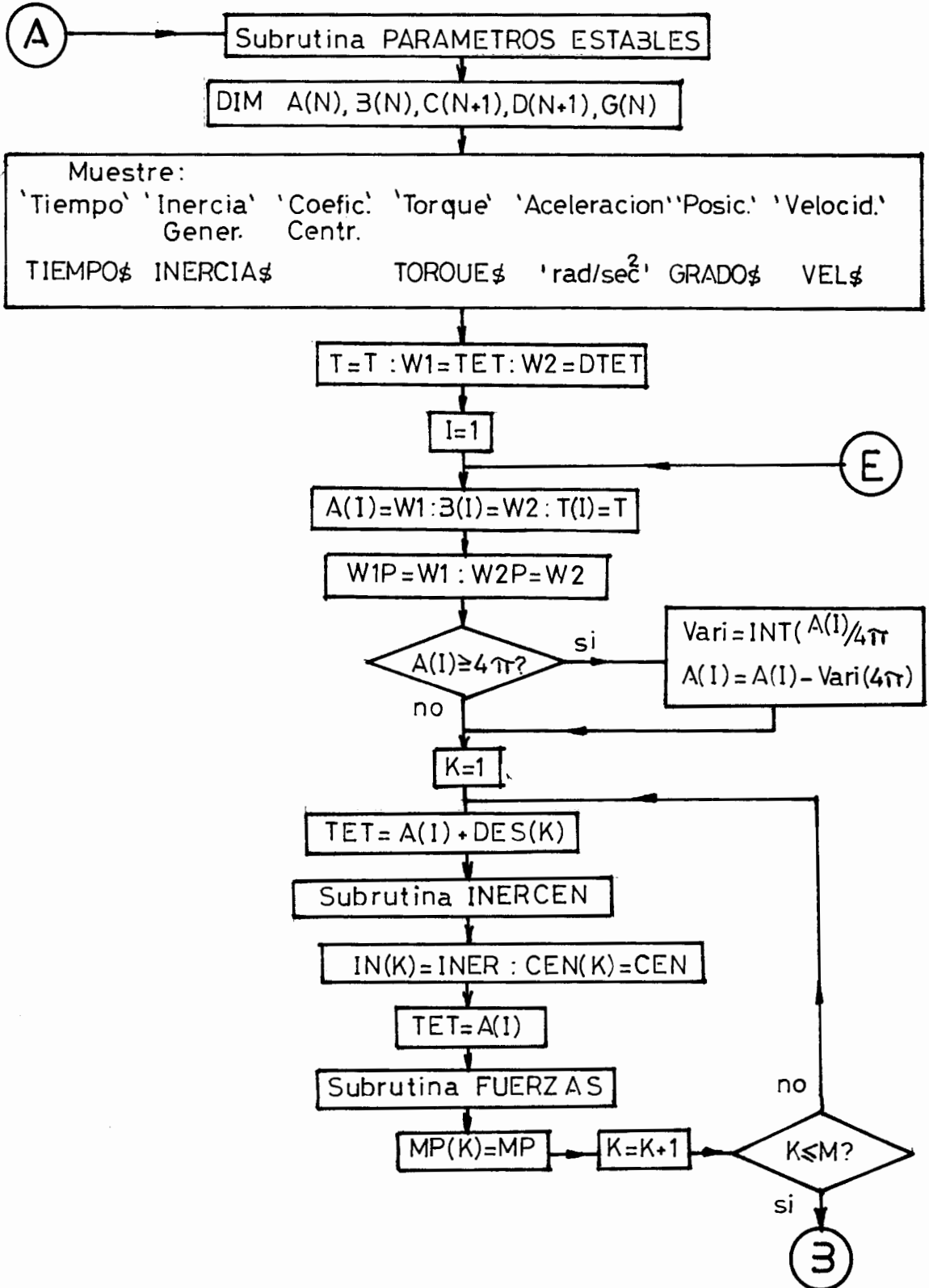
Muestre :

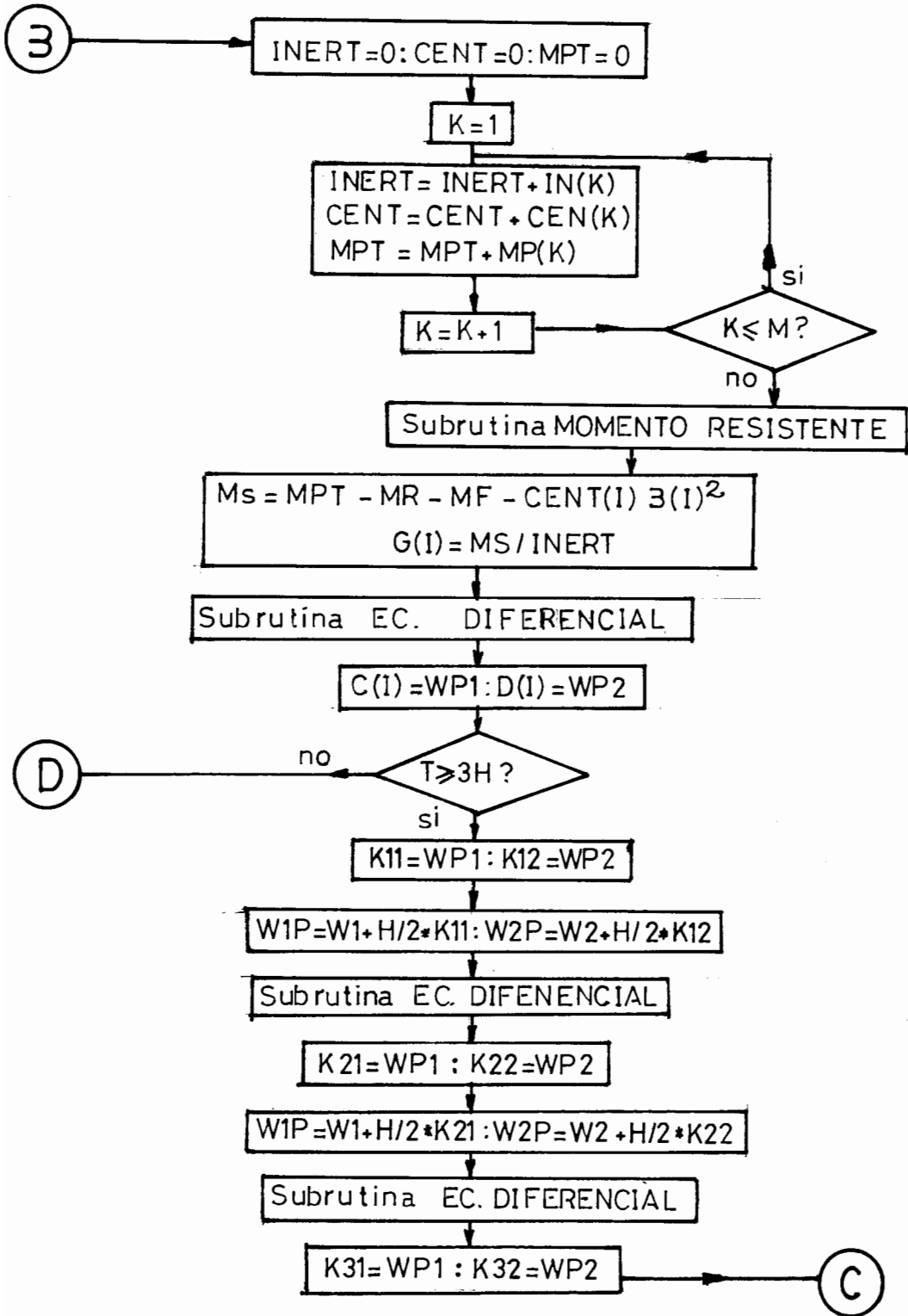
ANALISIS EN ESTADO TRANSIENTE DEL MOTOR

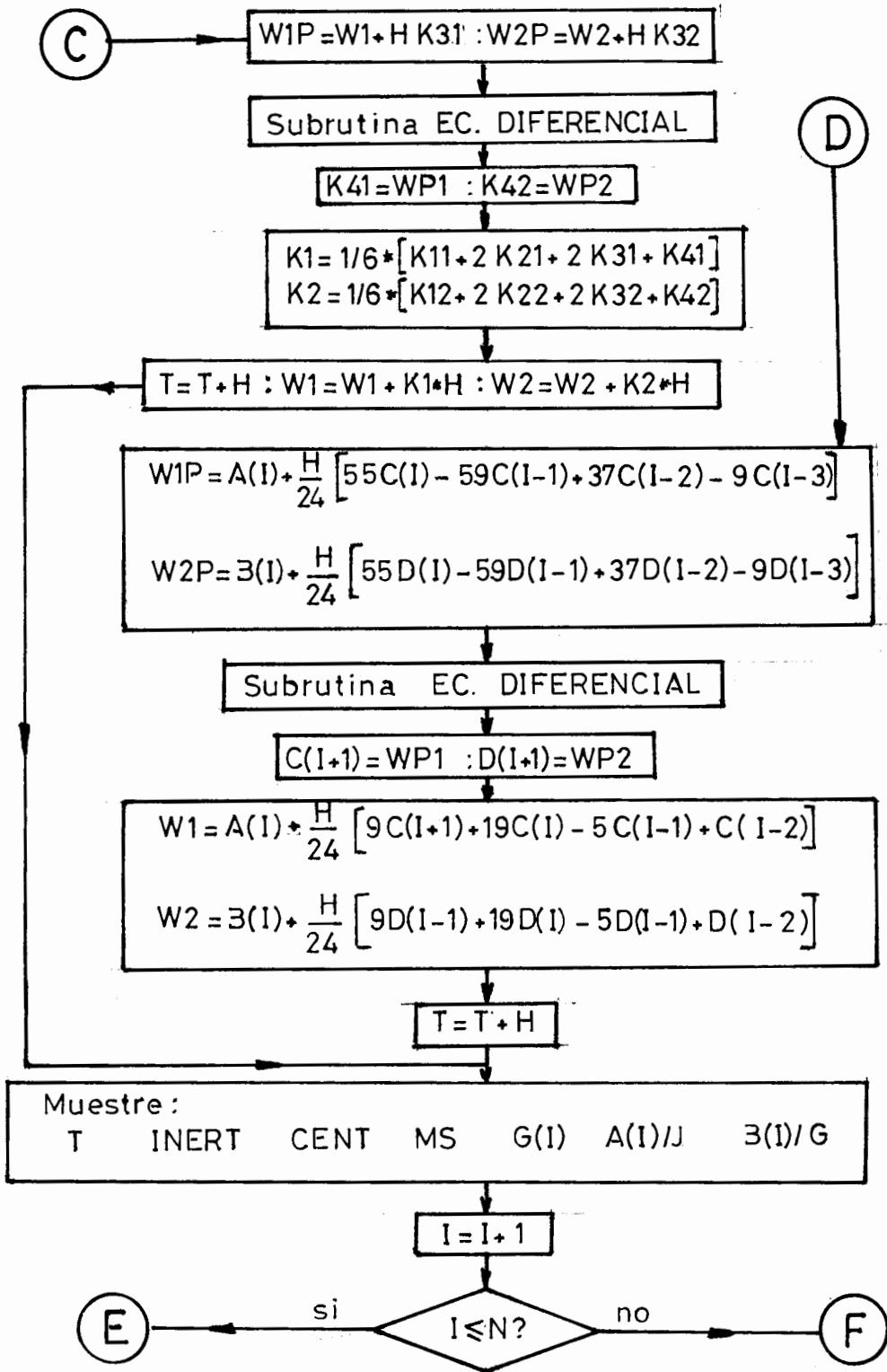
Digite 'enter' para continuar

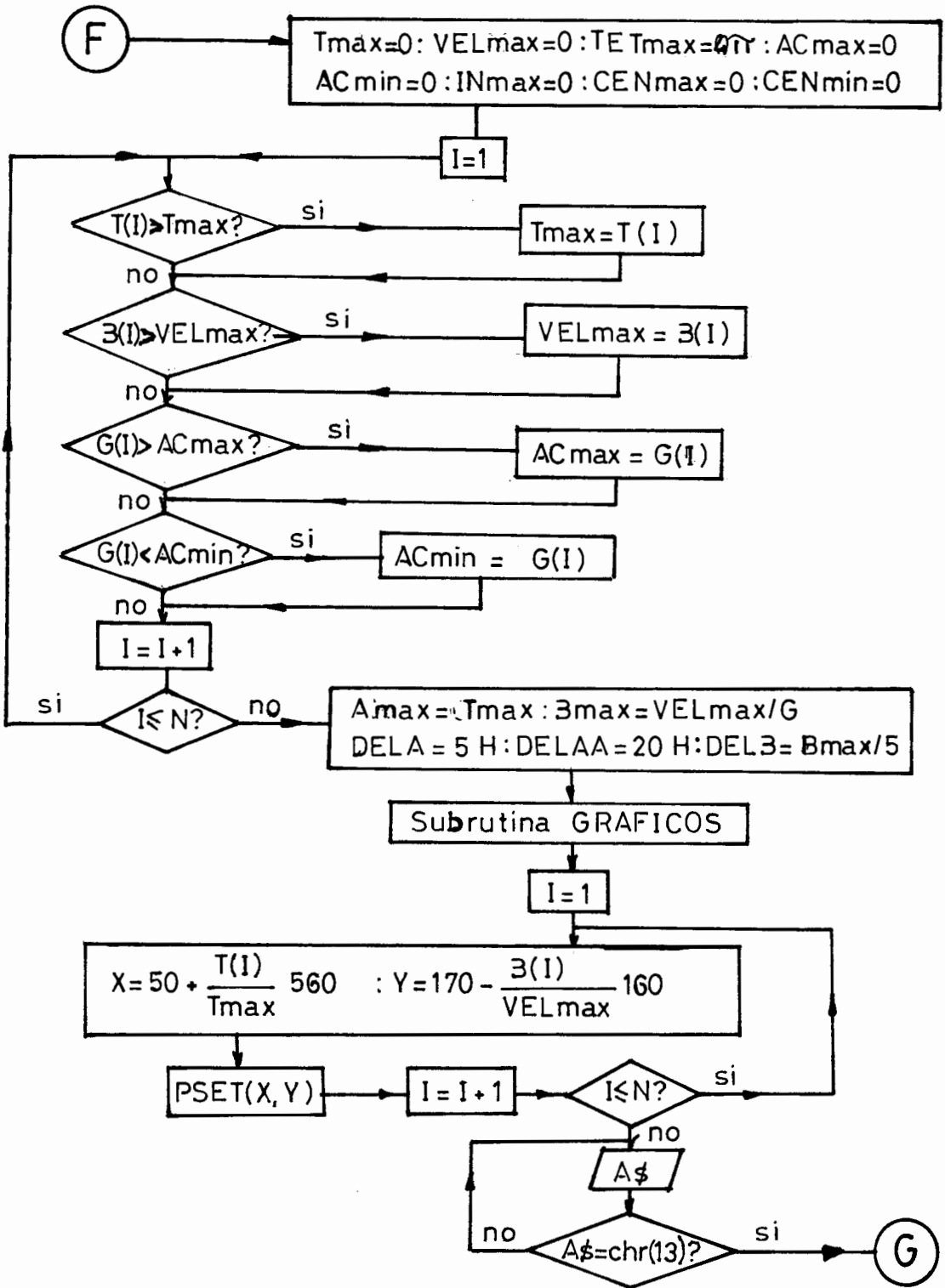
Digite 'cero' para volver al menu principal

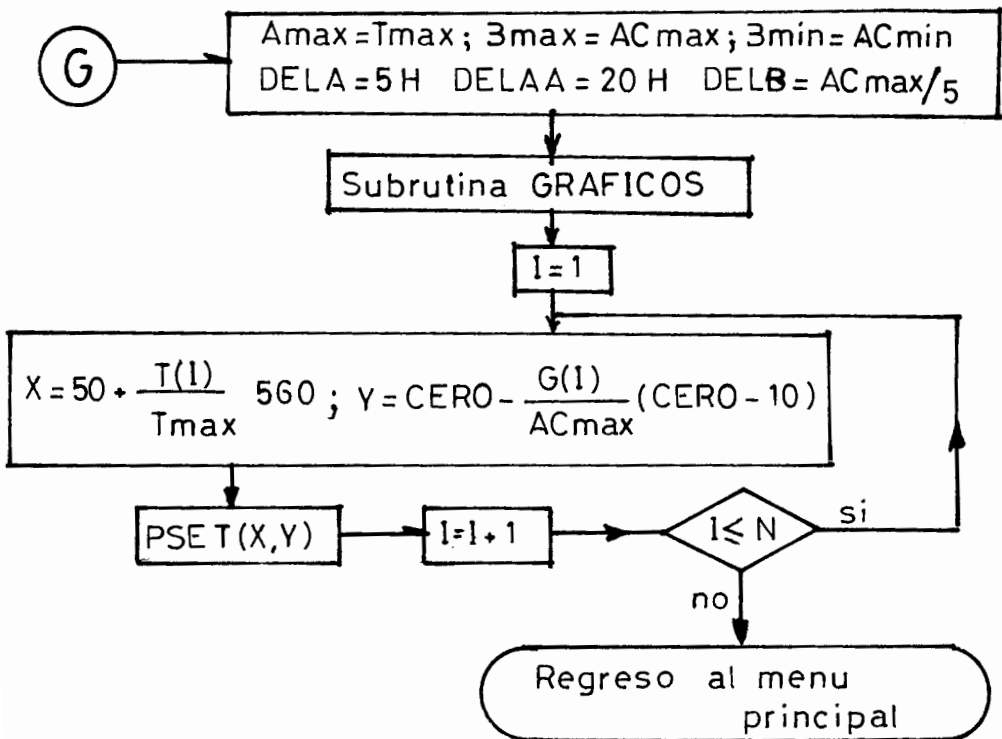










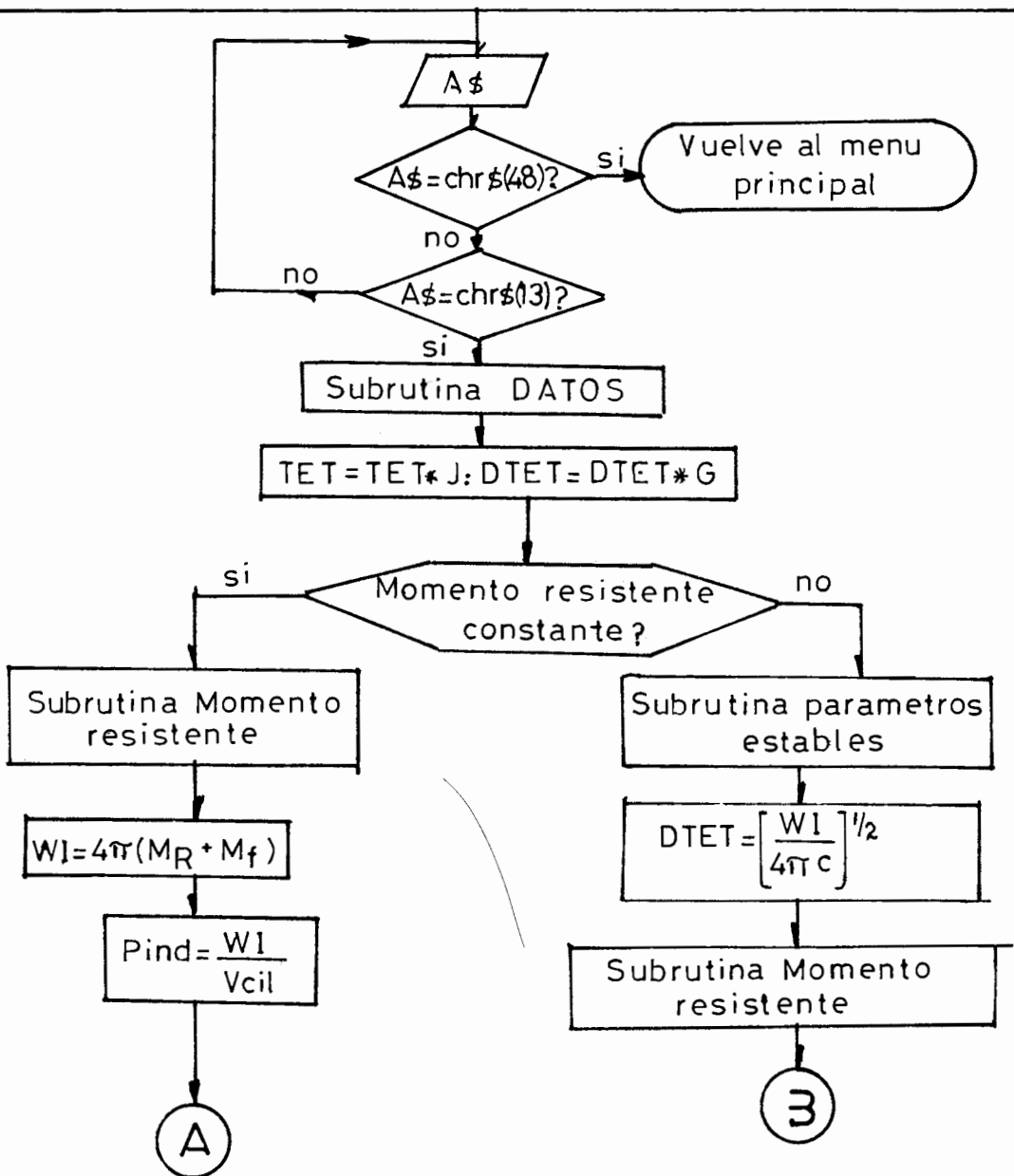


Muestre:

ANALISIS EN ESTADO ESTABLE DEL MOTOR

Digite 'enter' para continuar

Digite 'cero' para volver al menu principal





A

$$E = \frac{n_2 - 1}{(n_1 - 1) T_c} \left[ \frac{(P_{ind} + P_5 - P_1)(T_c - 1)(n_1 - 1)}{P_3} + n_1 - \frac{1}{T_c^{(n_1 - 1)}} \right]$$

$$EQ = E T_p^{n_2} - n_2 T_p^{n_2 - 1} + 1$$

$$-0.0005 < EQ < 0.0005?$$

si

$$P_4 = \frac{P_3}{T_p^{n_2}} ; \delta = \frac{T_c}{T_p}$$

no

$$T_p = T_p + 0.01$$

Calculo de otras presiones

B

$$DTET = \left[ \frac{Wl}{4\pi c} \frac{4\pi MR}{4\pi c} \right]^{1/2}$$

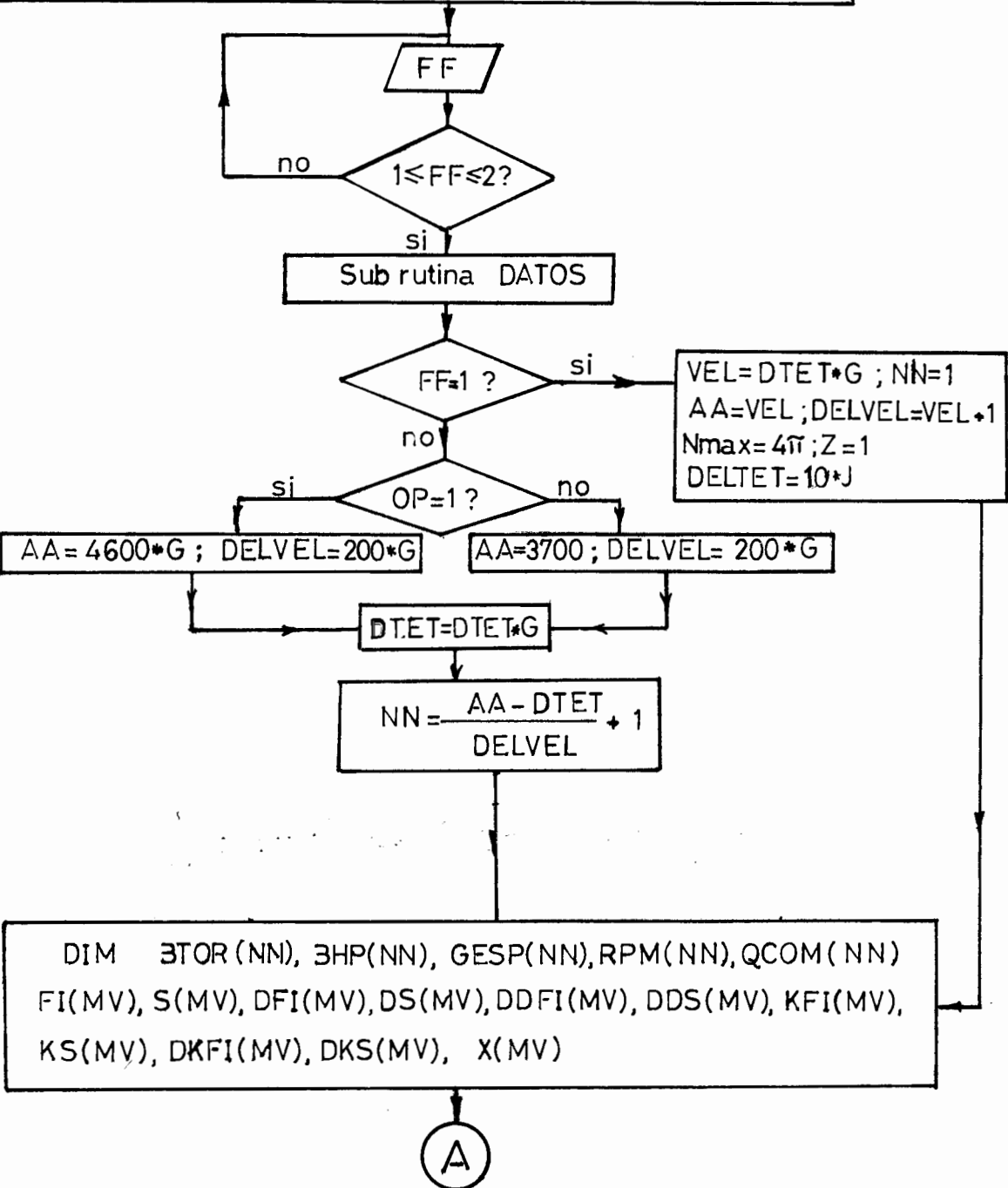
Va hacia el menu 2

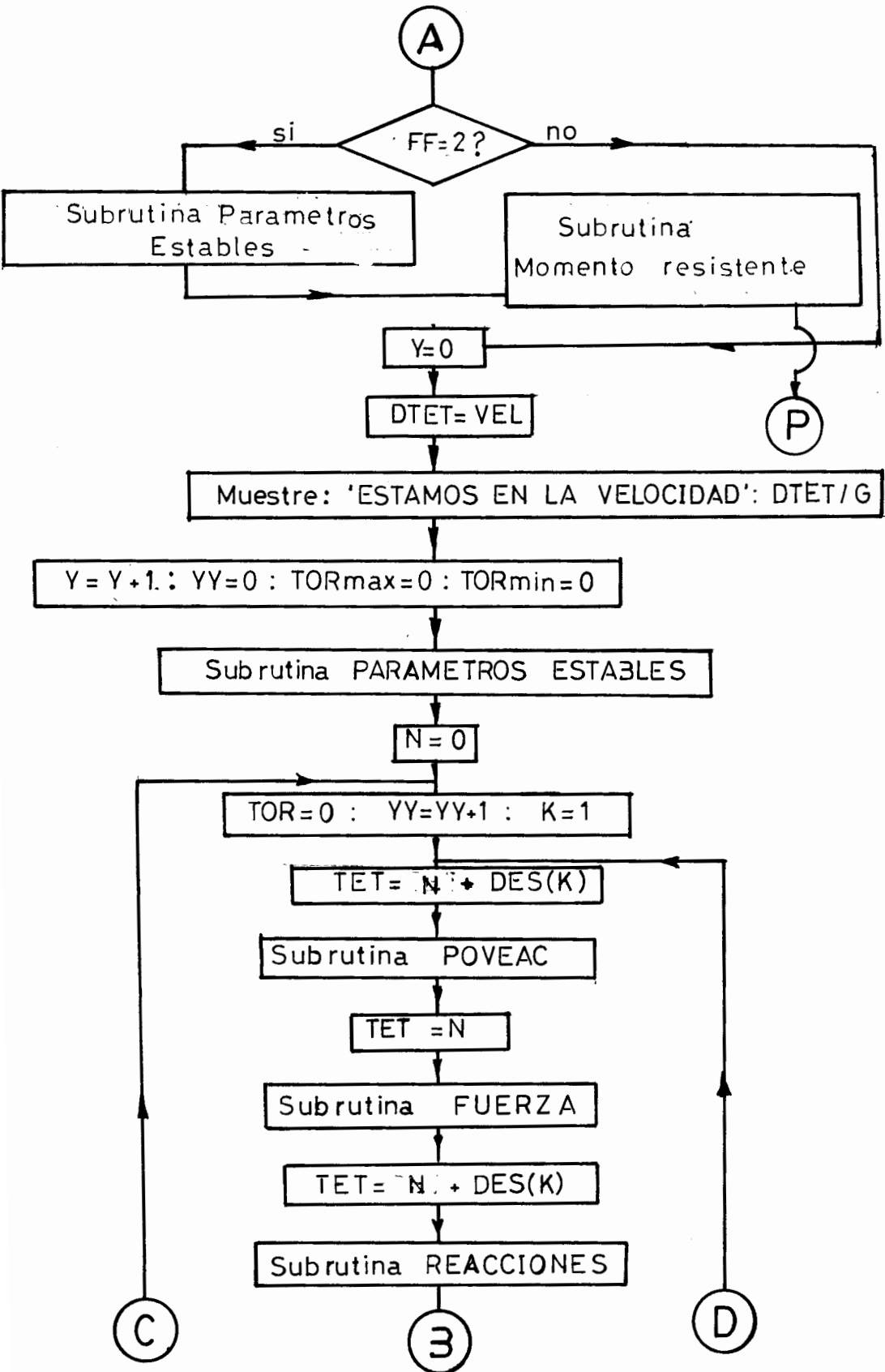
Muestre:

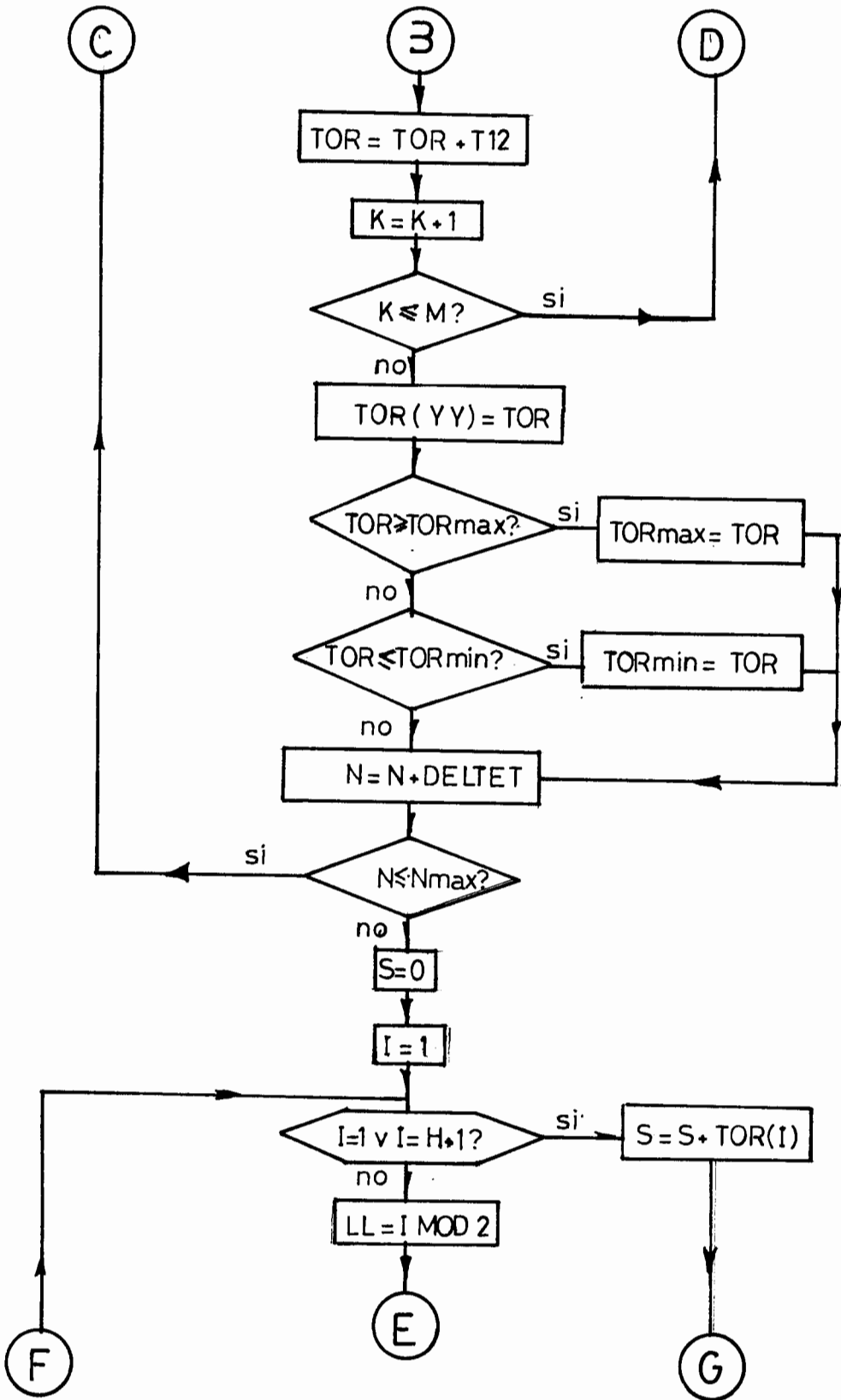
Parametros de funcionamiento del motor

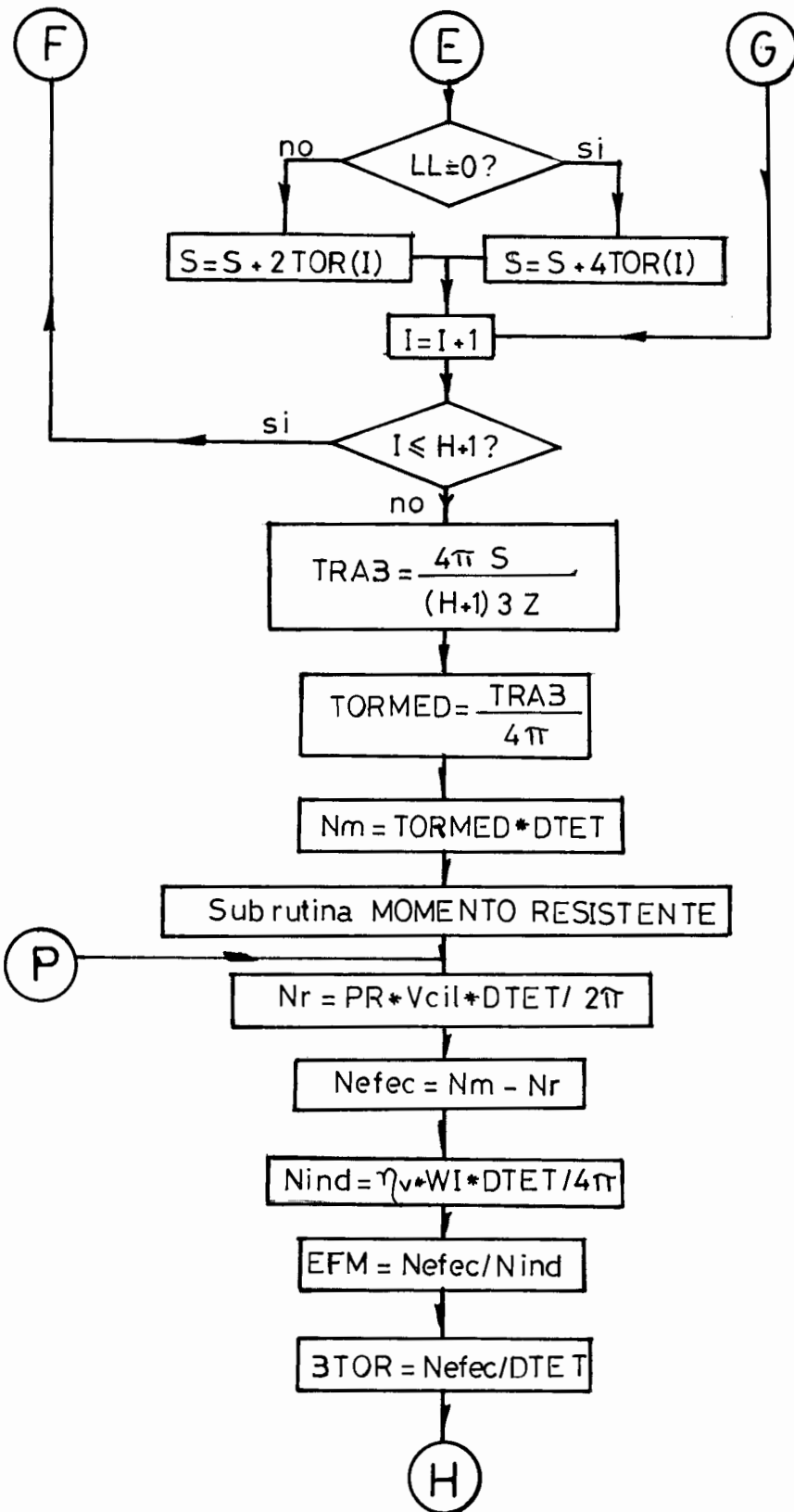
Opciones:

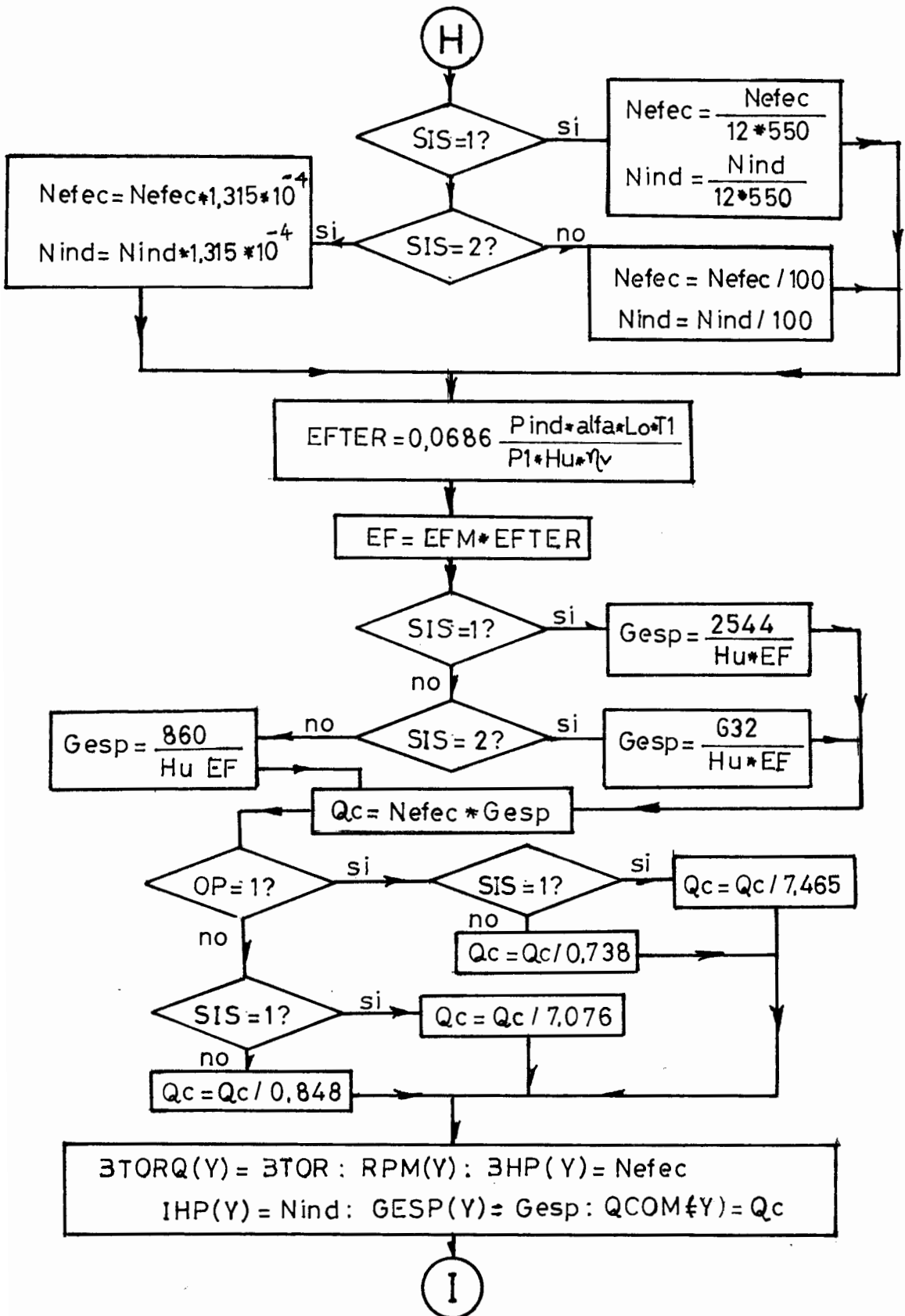
- 1.- Parametros para velocidad especifica
- 2.- Obtencion de curvas caracteristicas

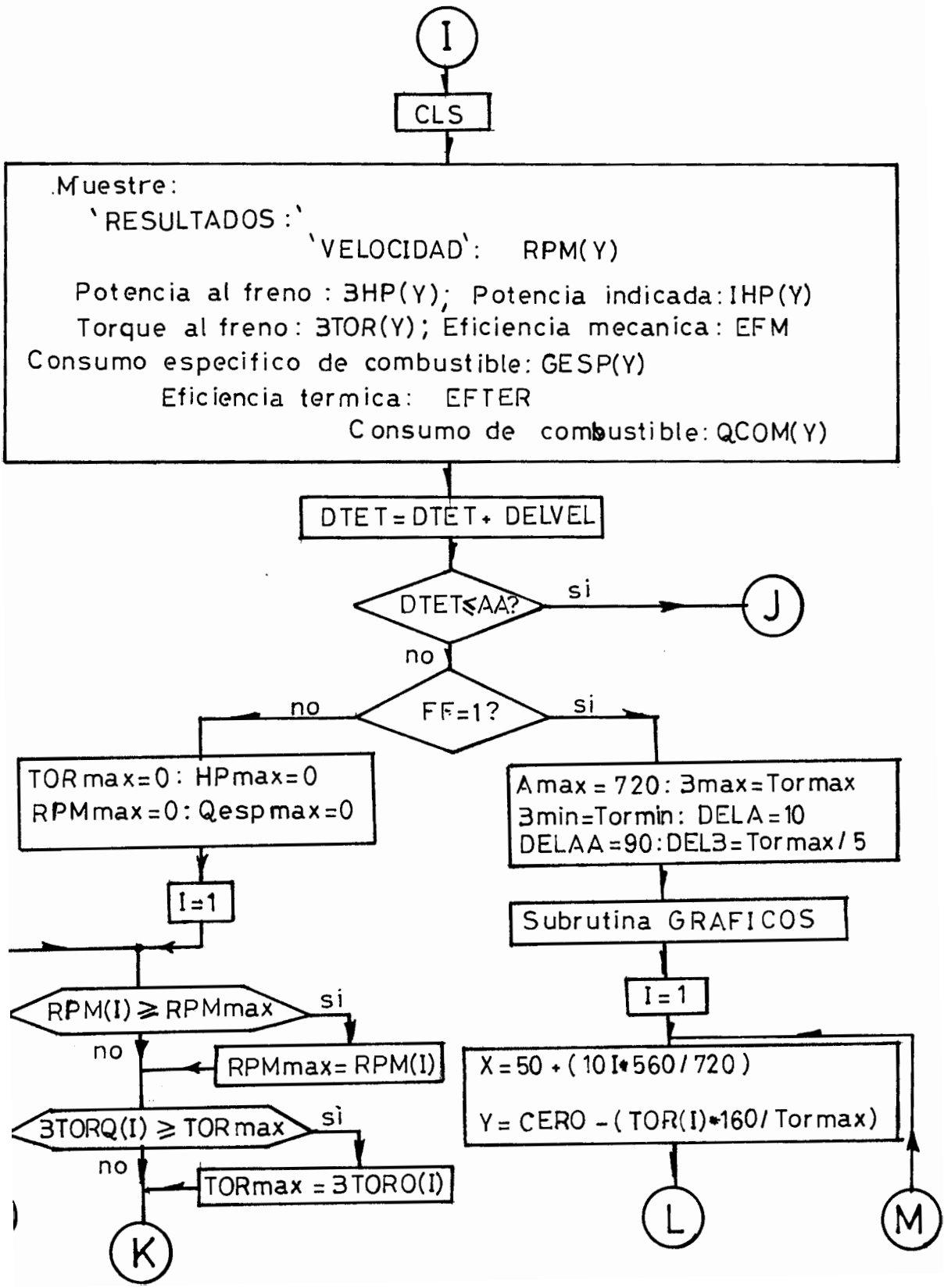


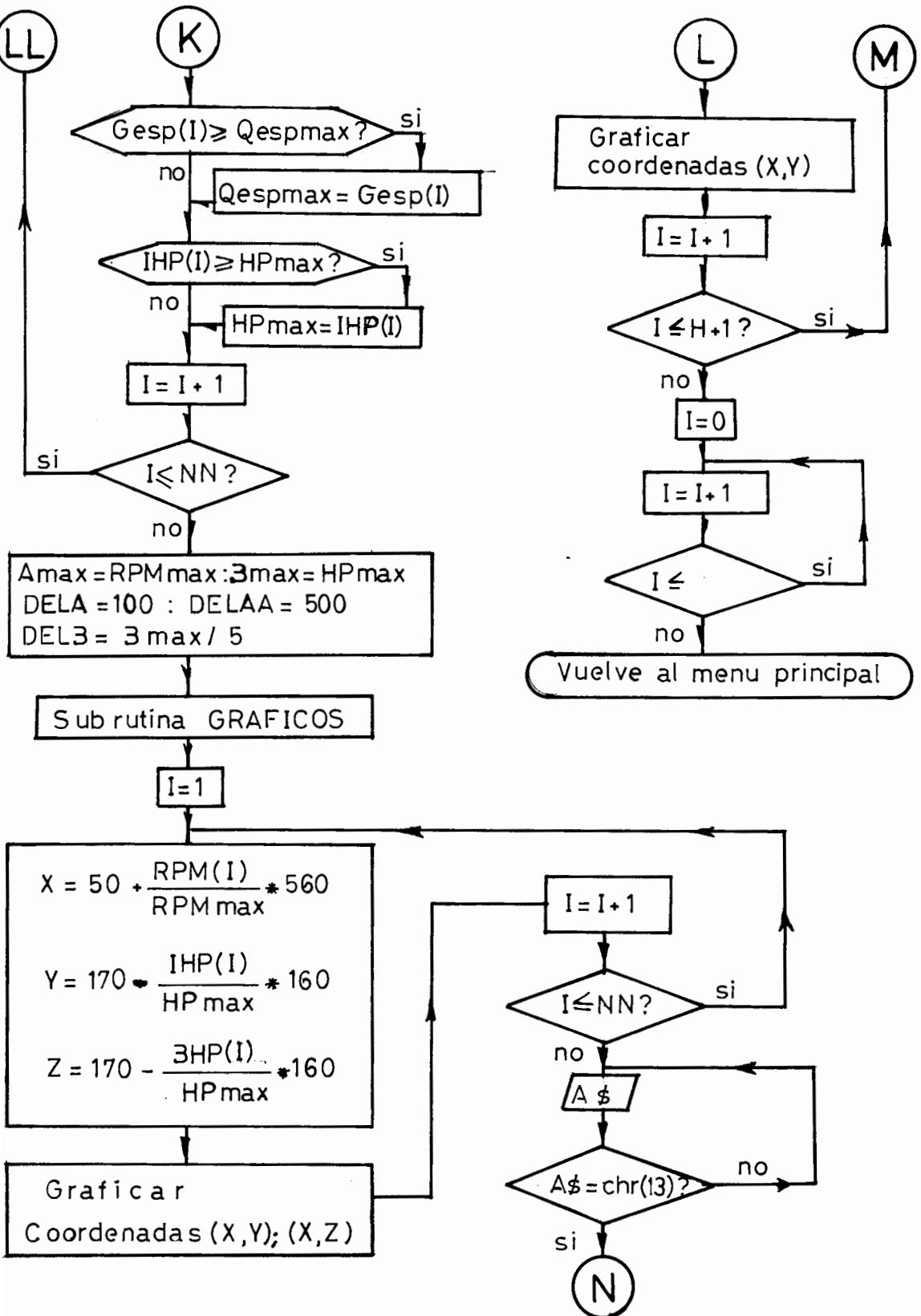




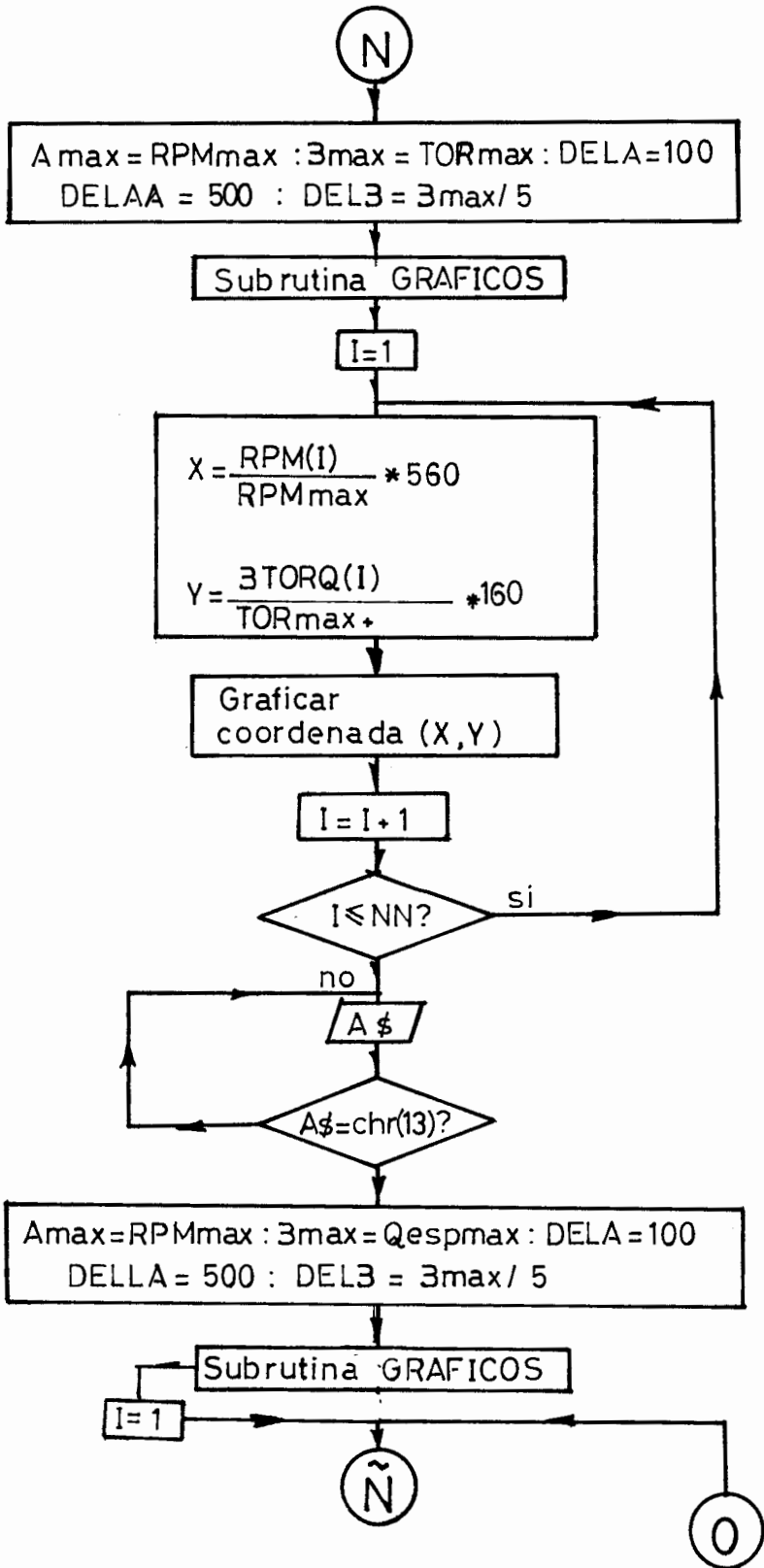


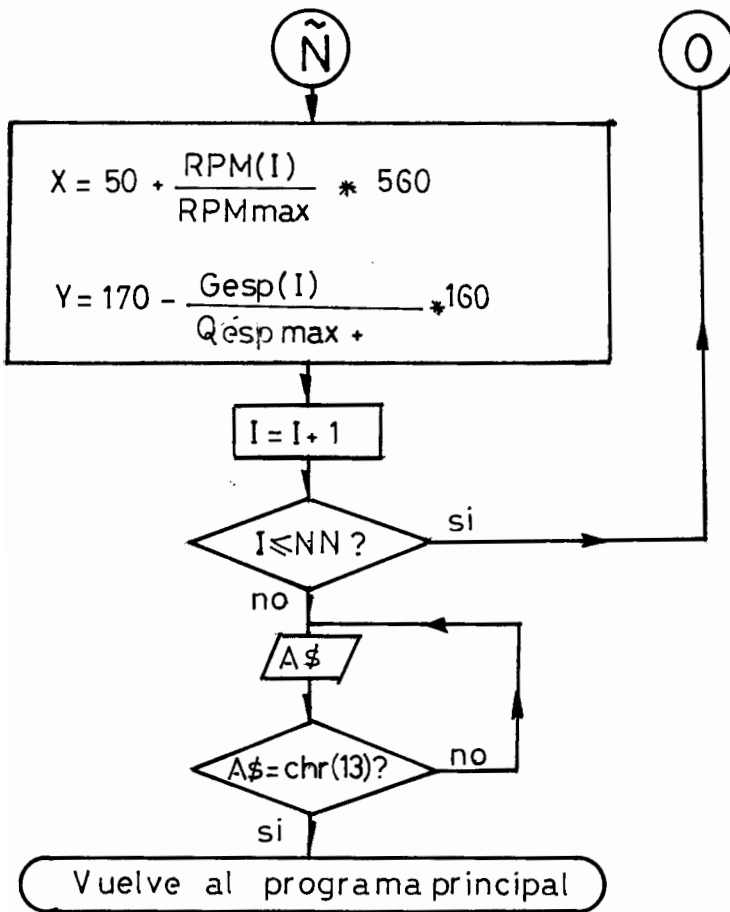


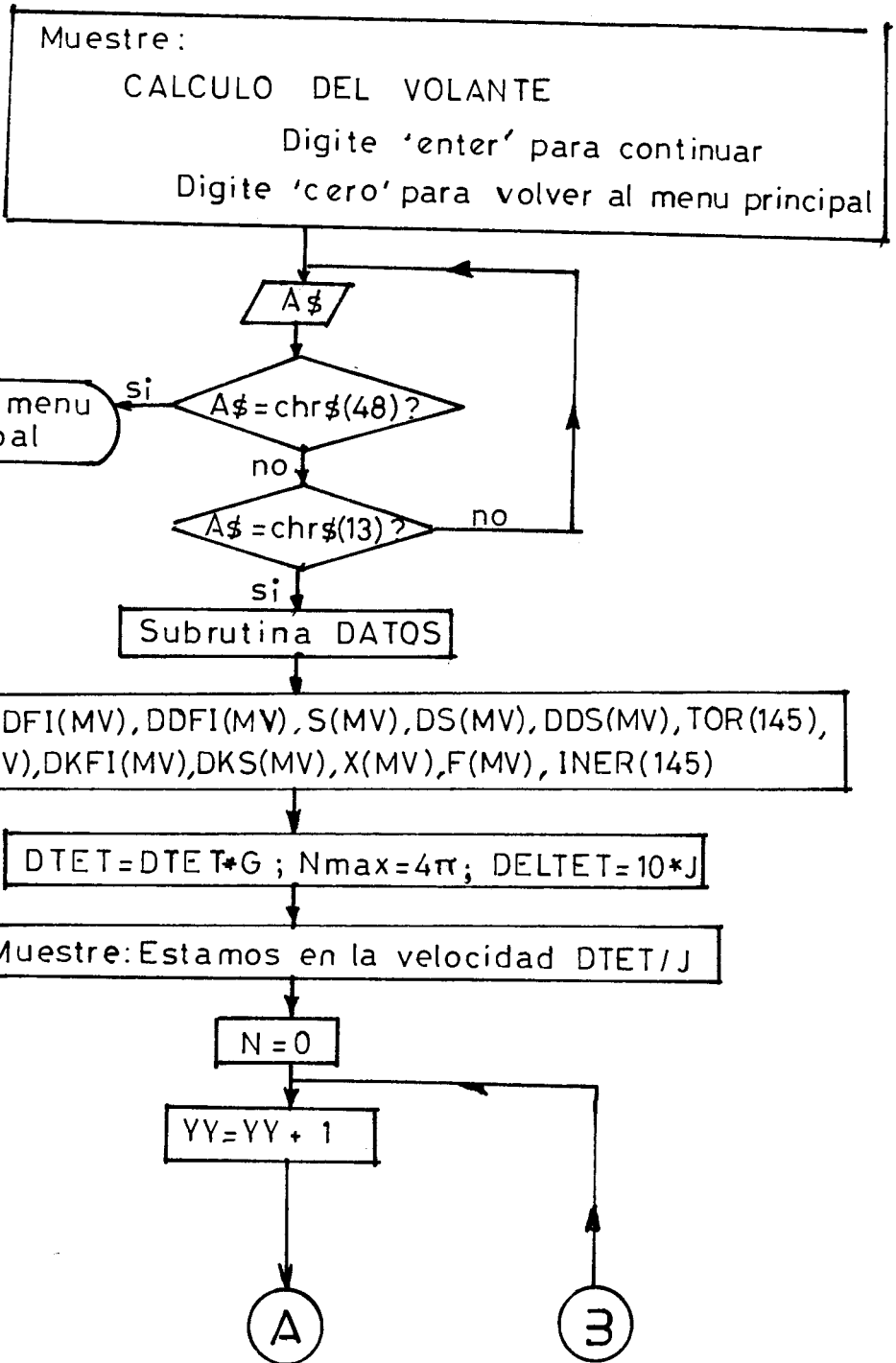


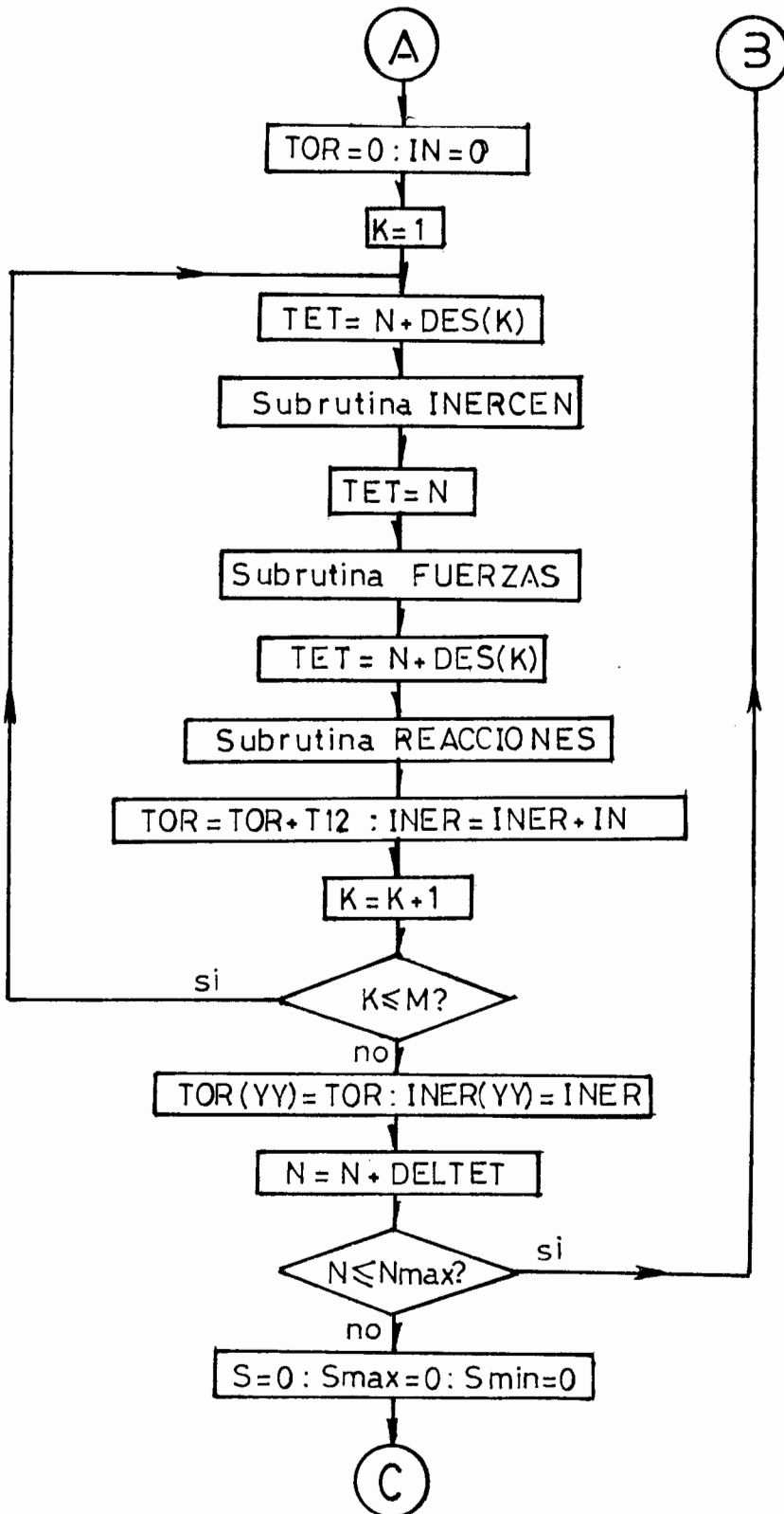


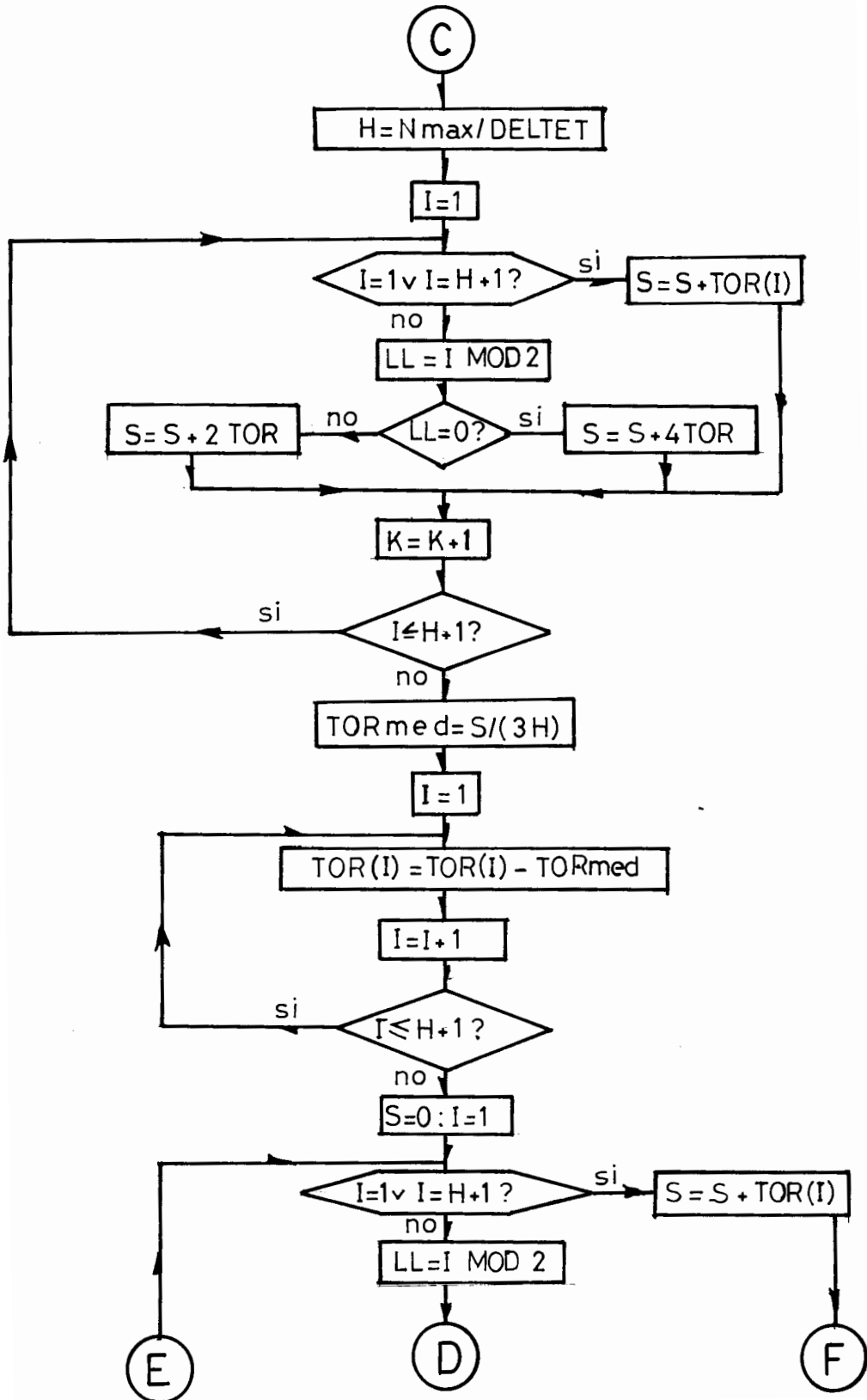


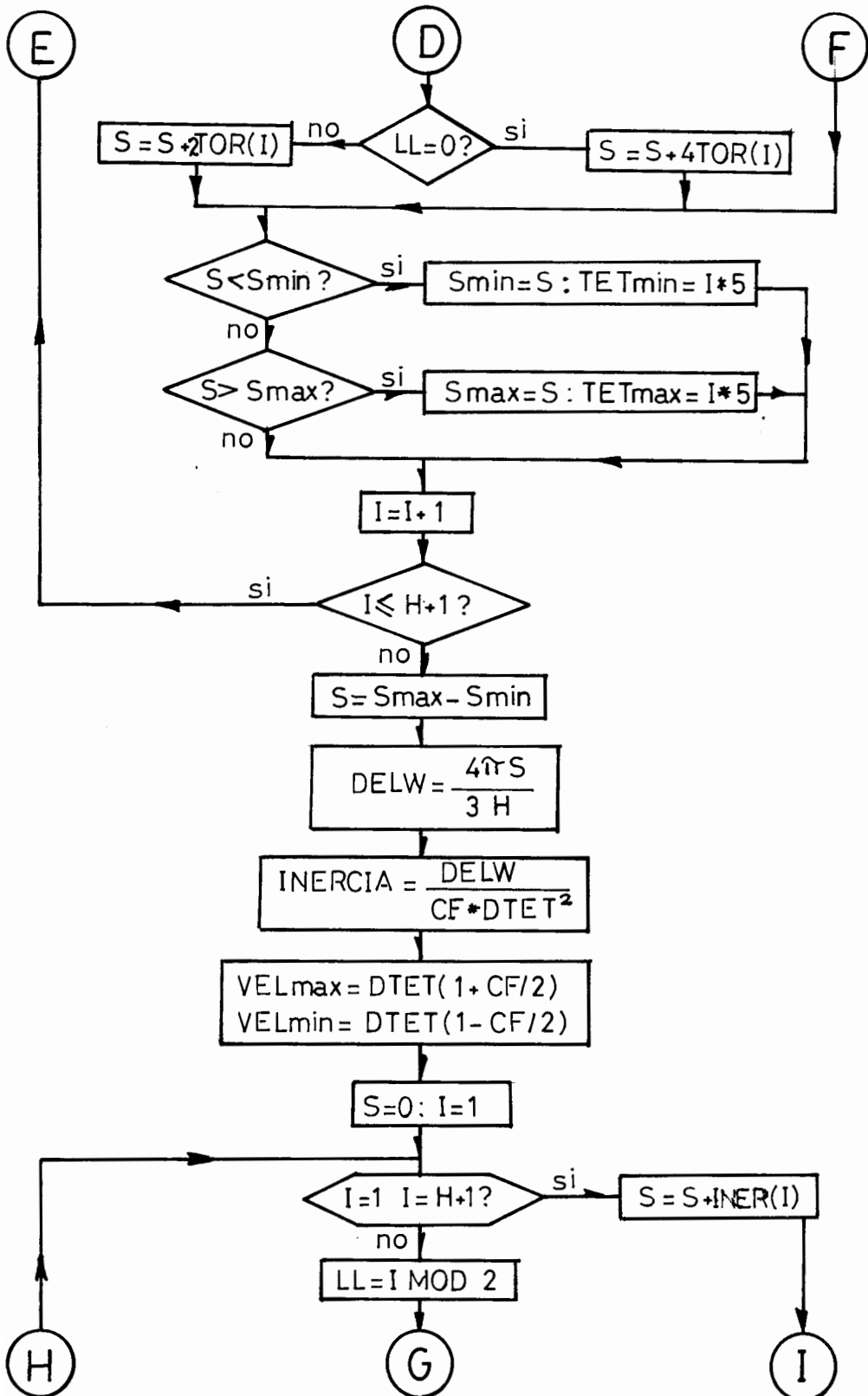


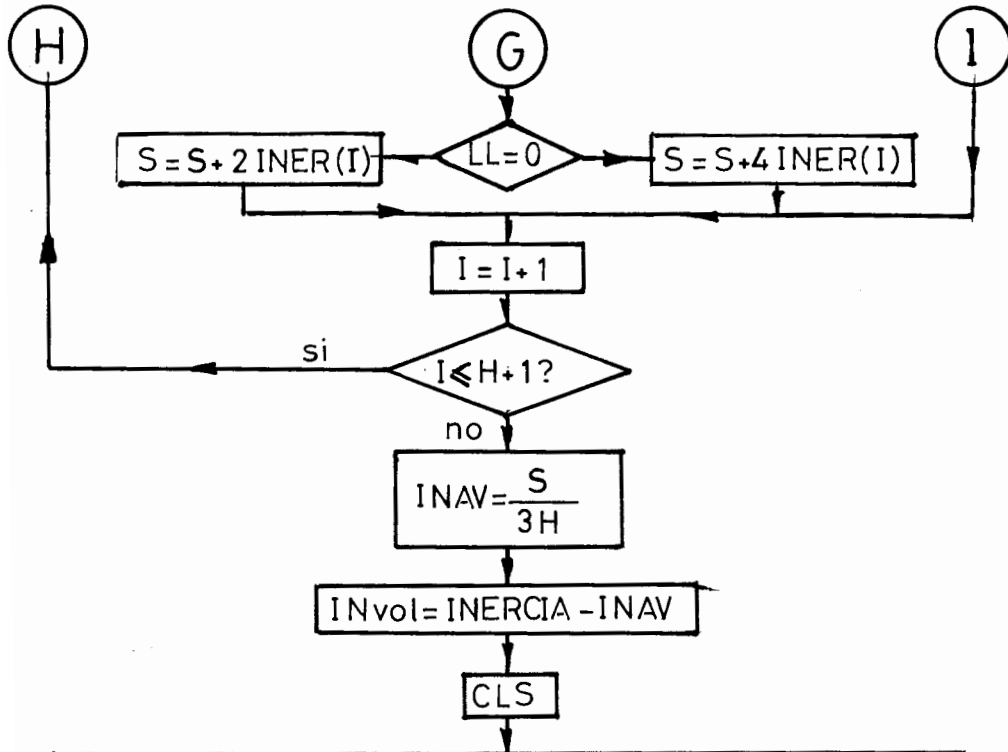












Muestra:

### RESULTADOS

Diametro del piston: D: LONG\$

Longitud de biela: L: LONG\$

Radio de manivela: R: LONG\$

Torque medio: TORmed

Inercia del volante: INvol

Velocidad maxima: VELmax/G: TETmax: G\$

Velocidad minima: VELmin/G: TETmin: G\$

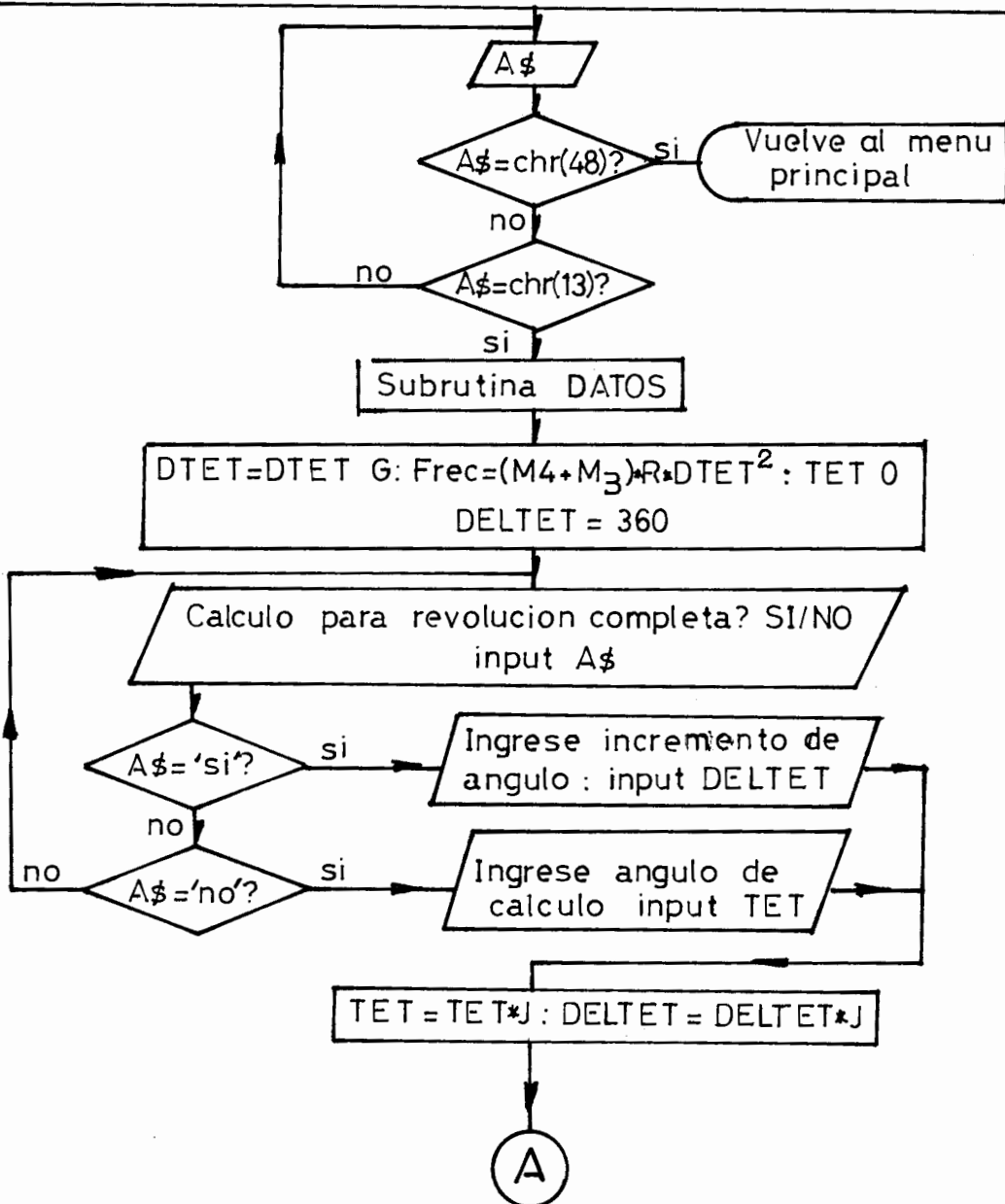
Vuelve al menu principal

Muestra:

CALCULO DE FUERZAS Y MOMENTOS  
DE SACUDIMIENTO

Digite 'enter' para continuar

Digite 'cero' para volver al menu principal



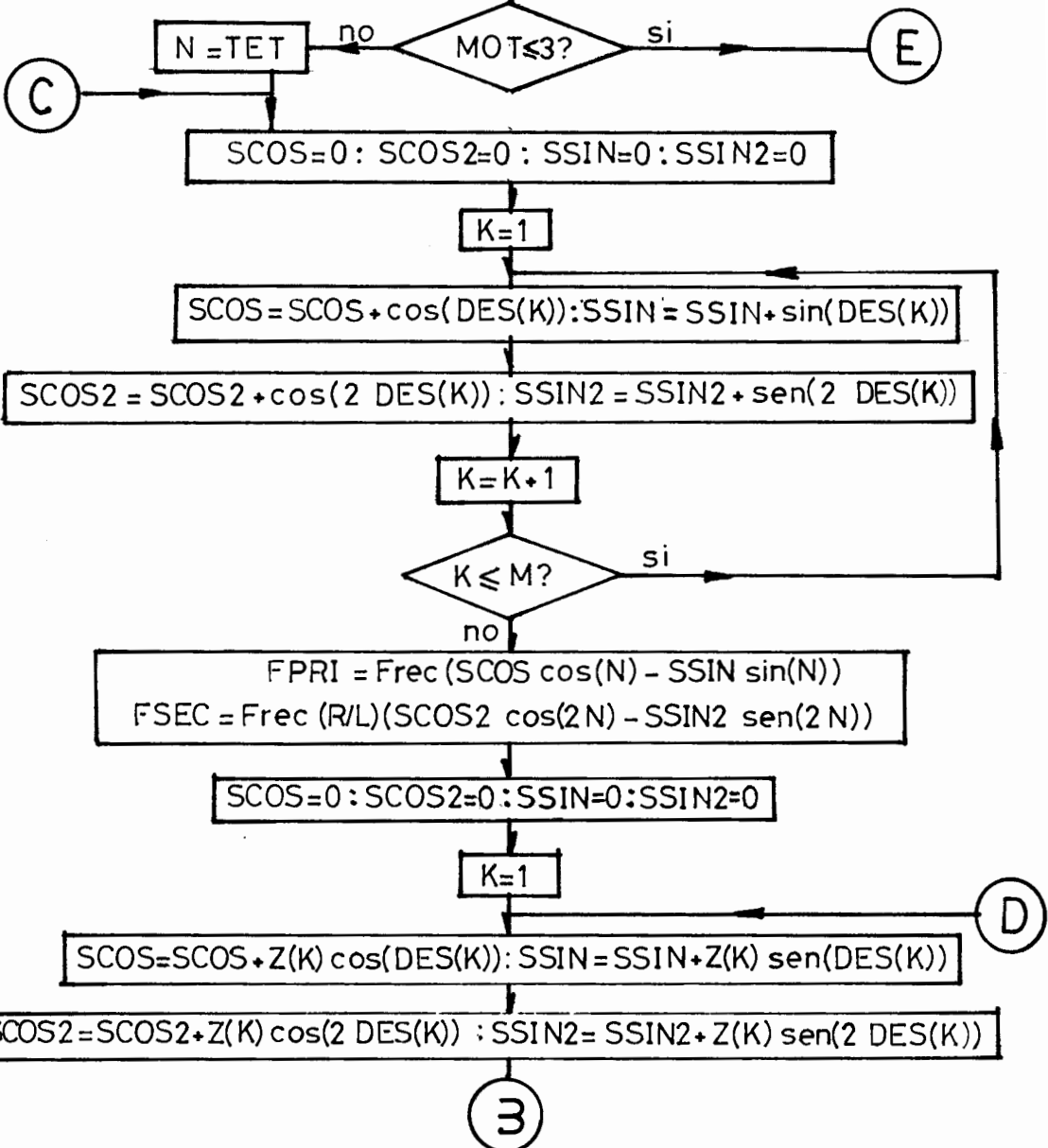


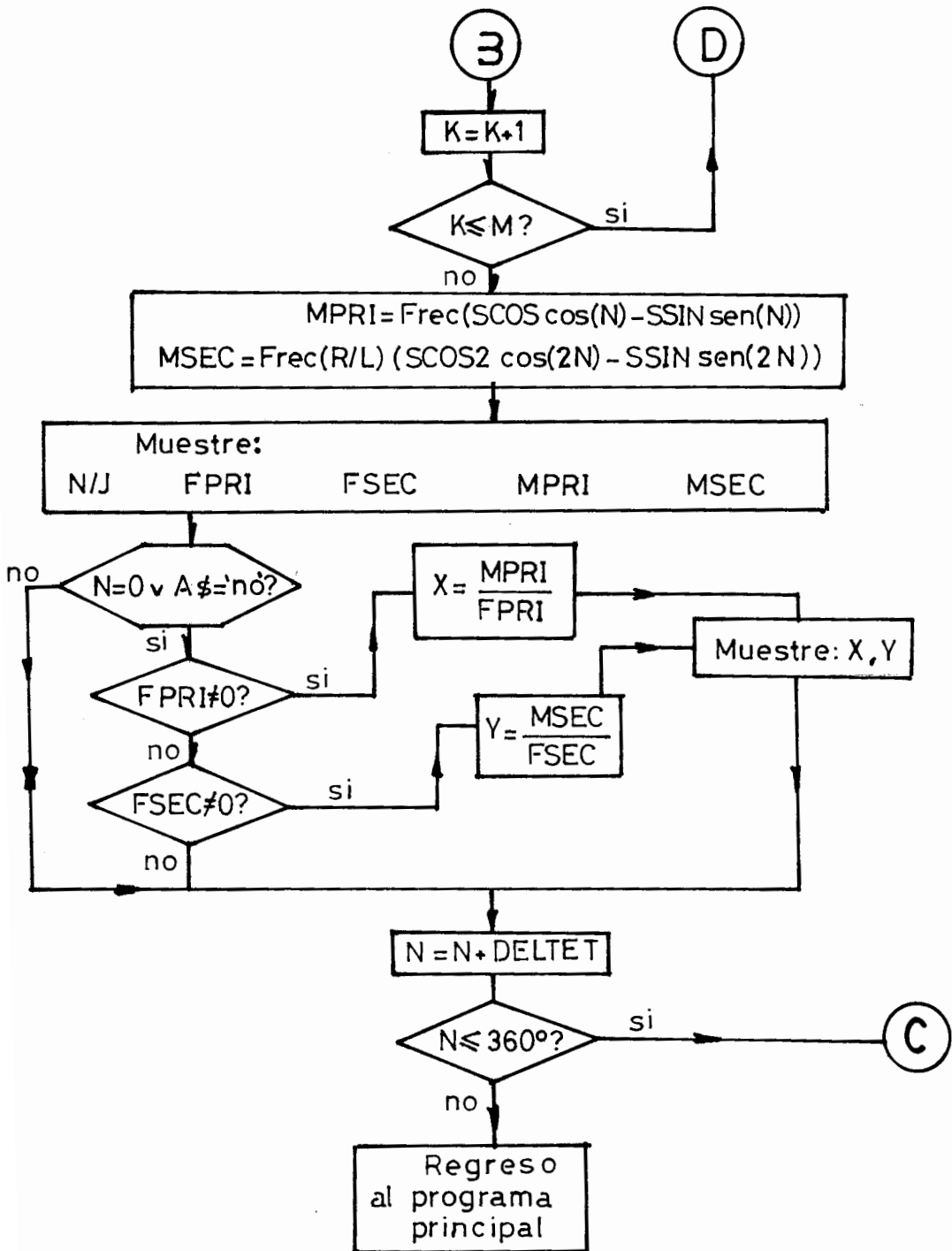
(A)

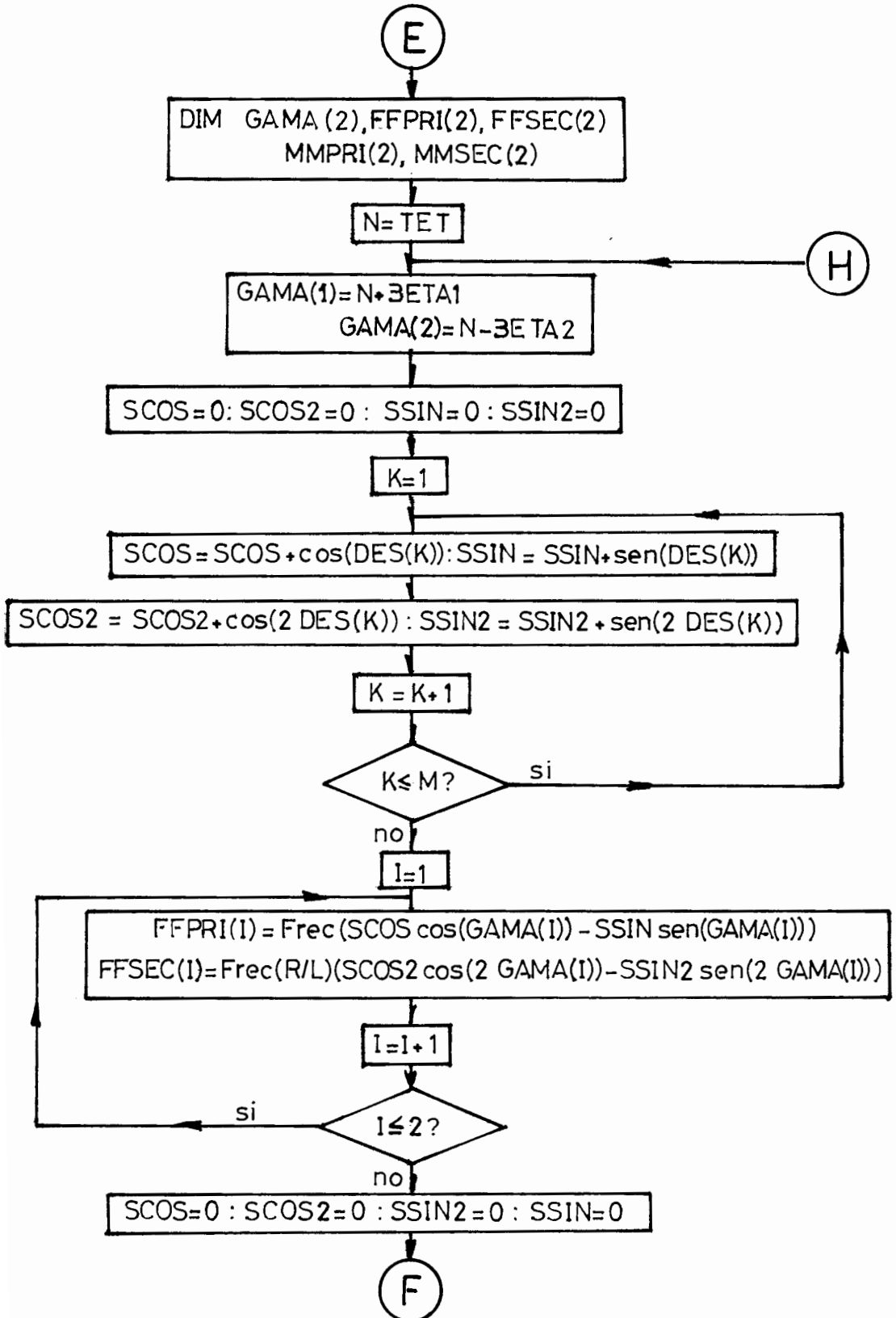
Muestre :

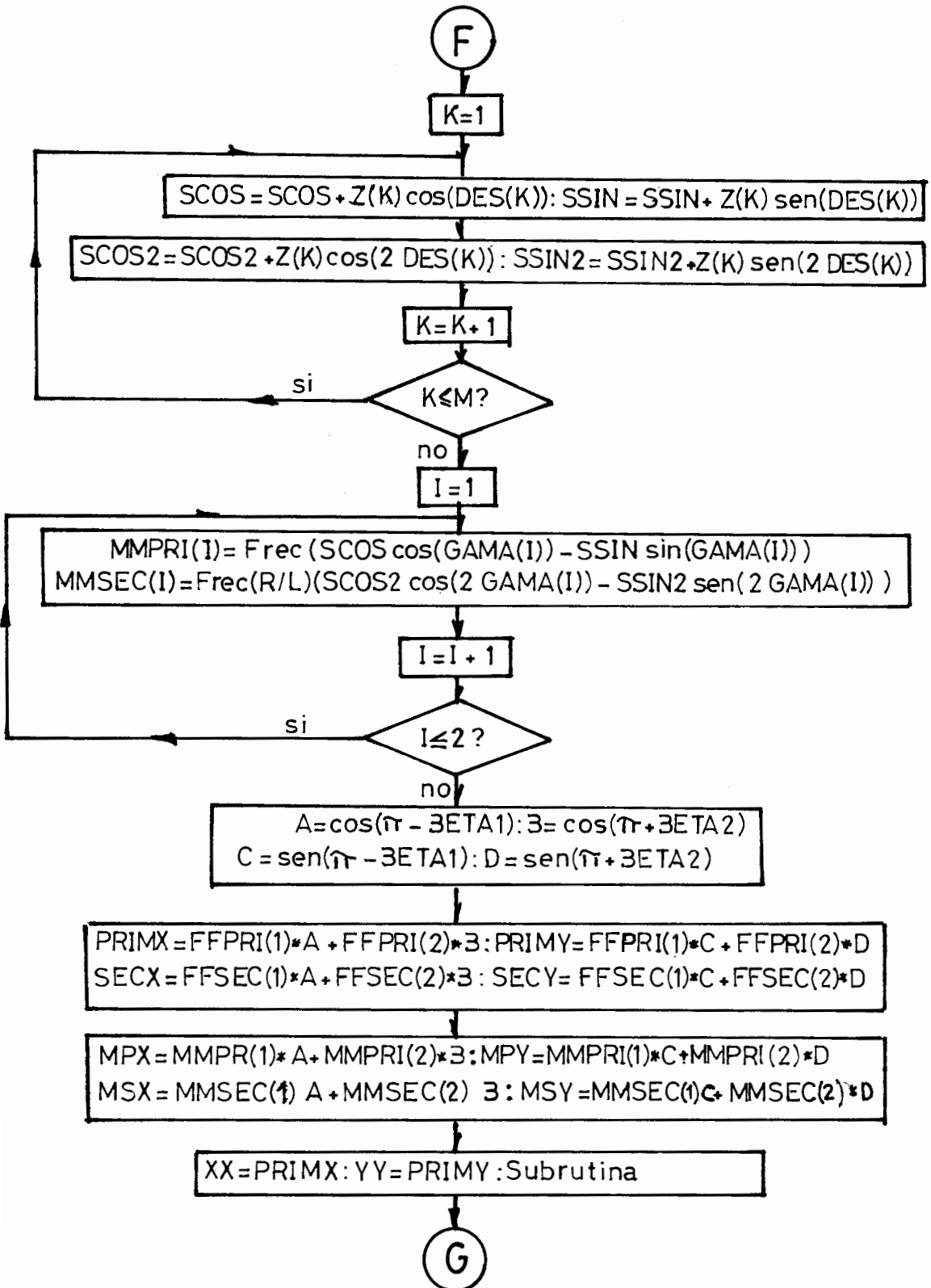
R E S U L T A D O S

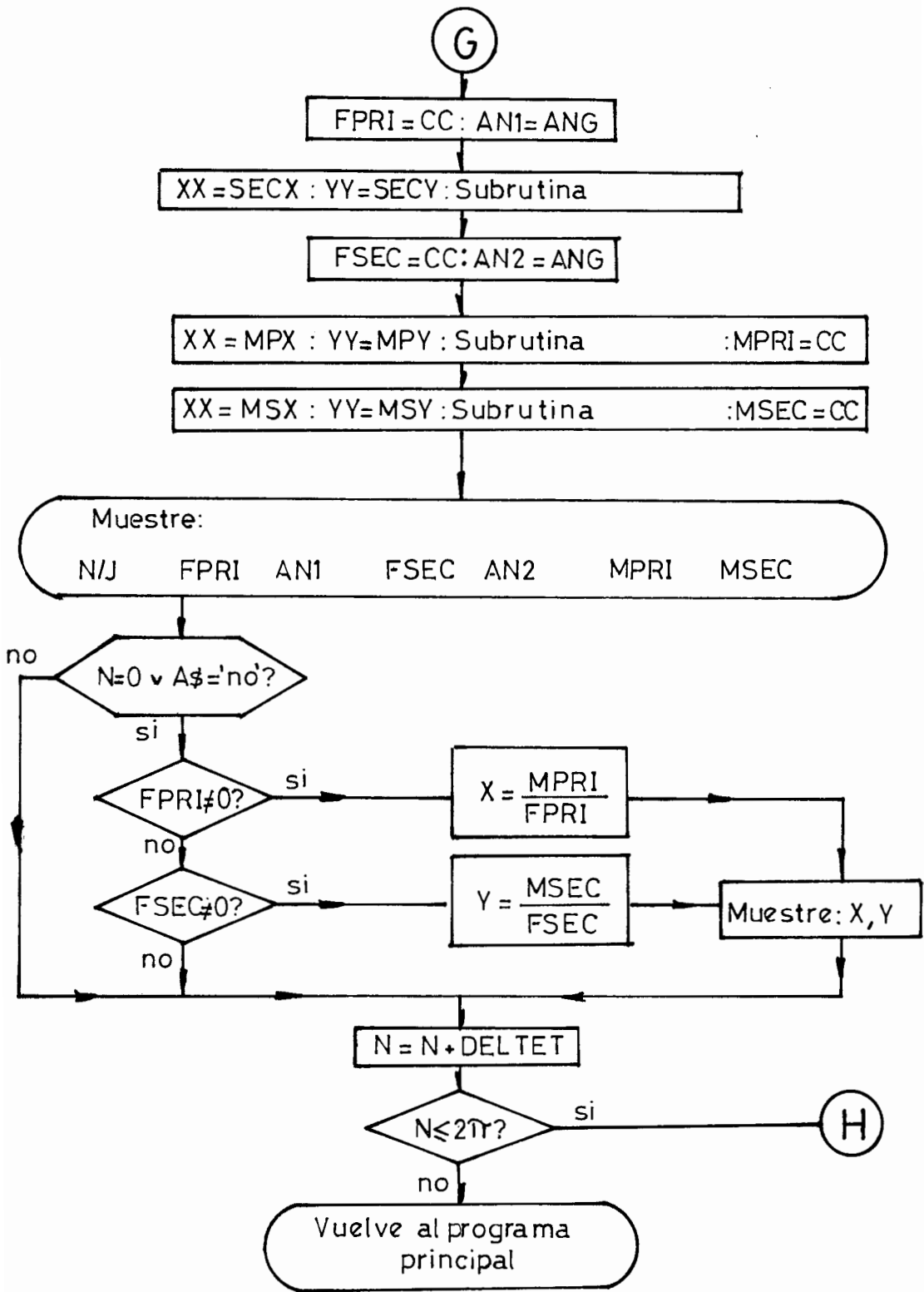
Angulo	Fuerza Primaria	Fuerza Secundaria	Momento Primario	Momento Secundario
G°	FUERZA °	FUERZA °	TORQUE °	TORQUE °



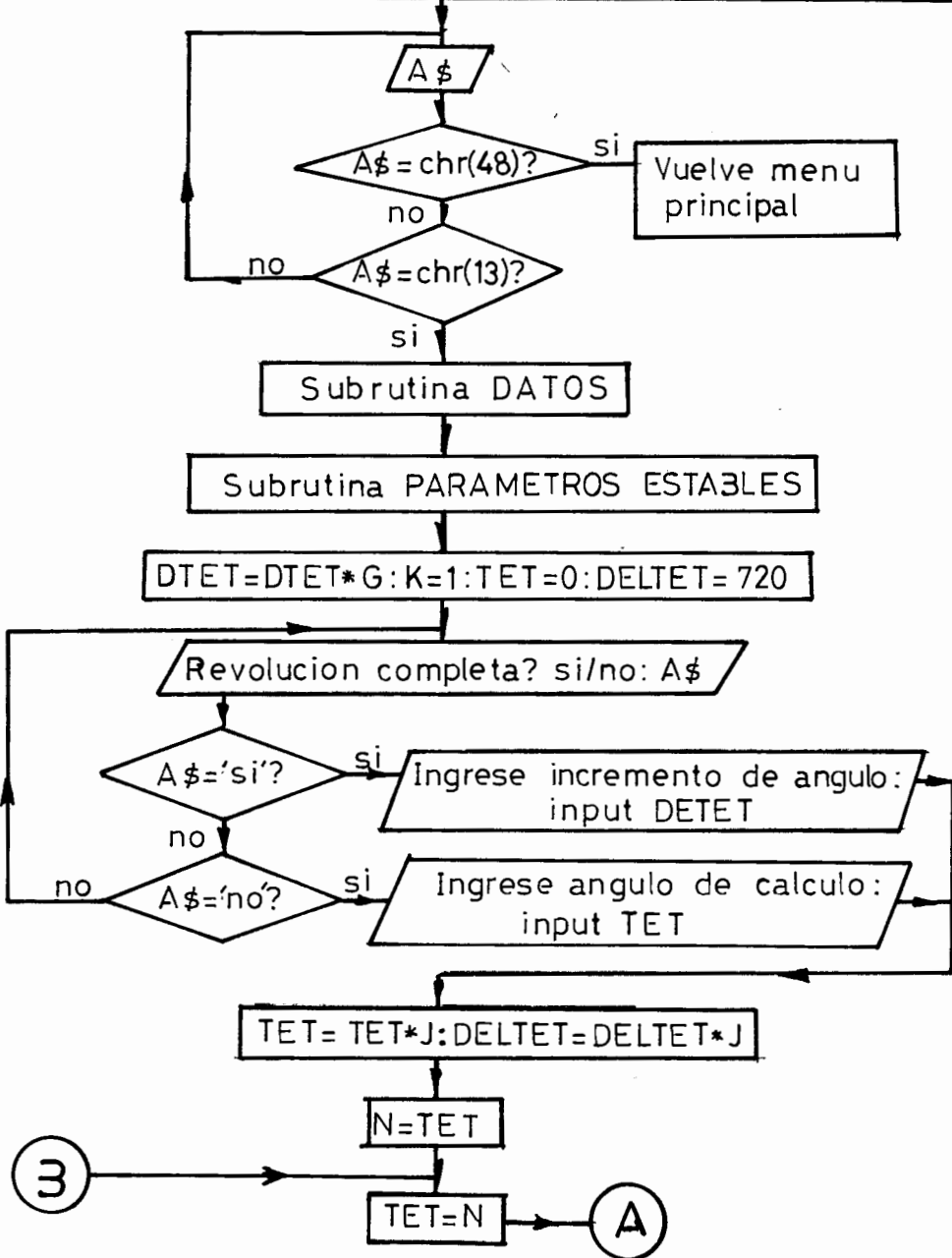


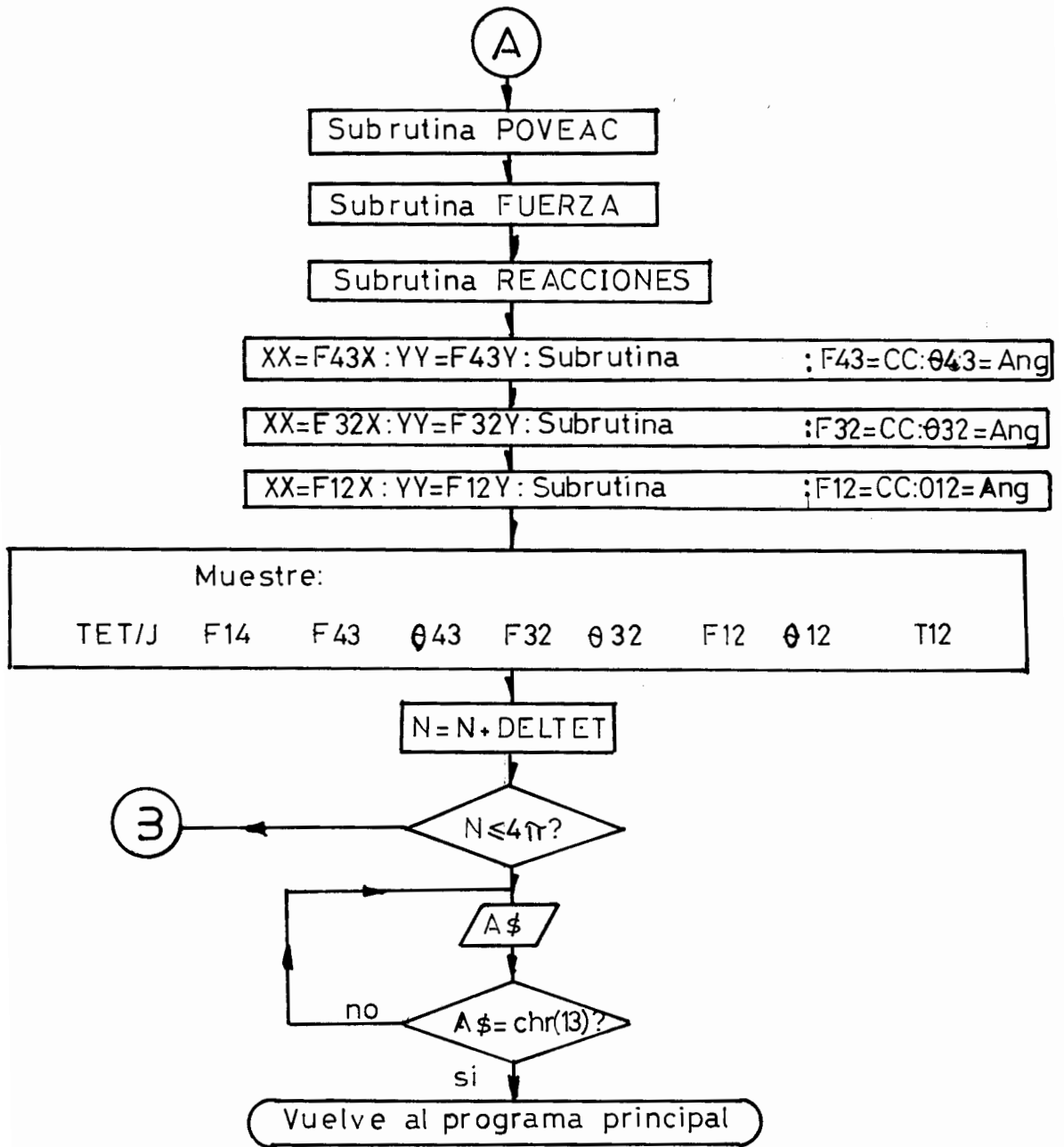


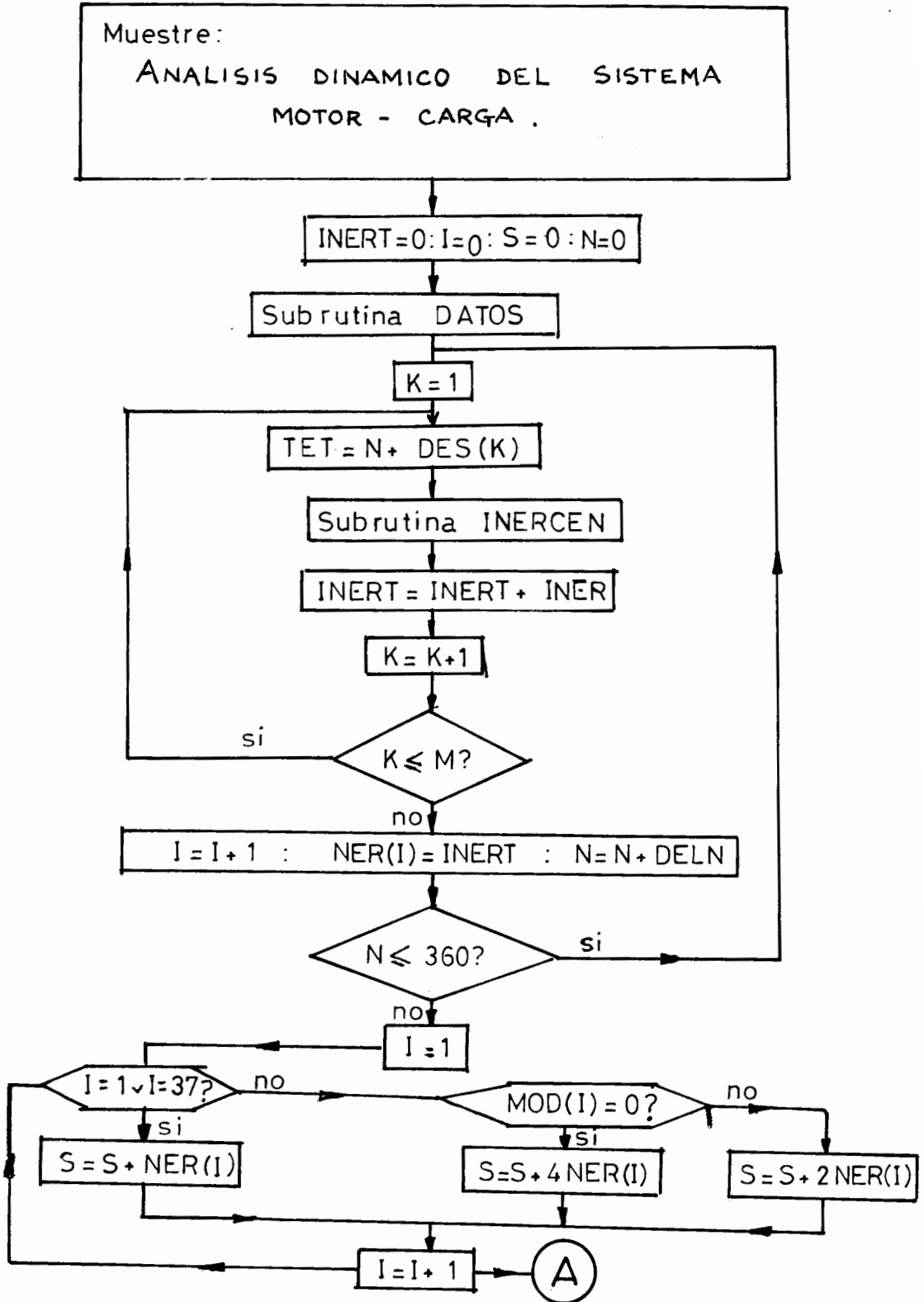




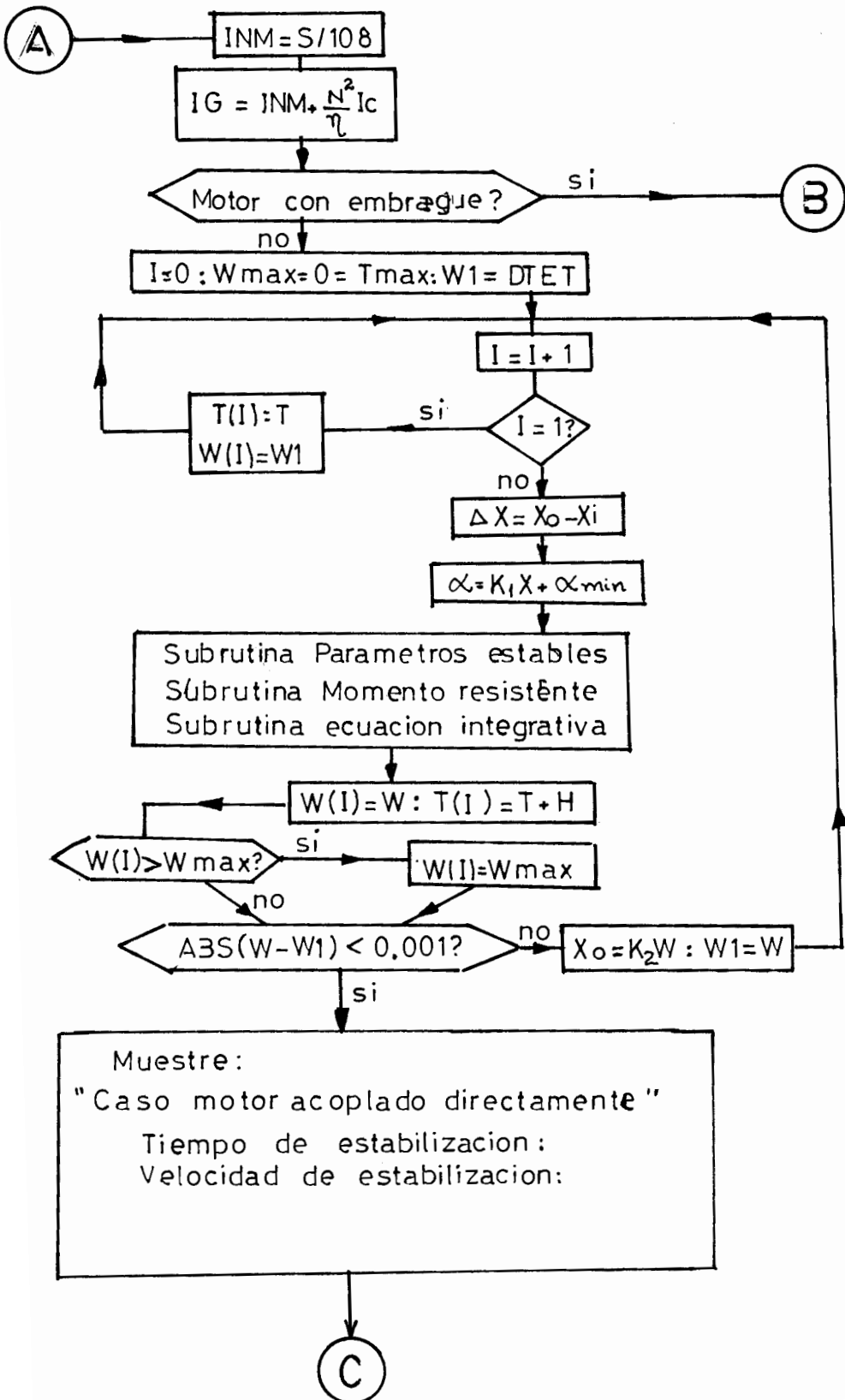
Muestre:  
 CALCULO DE REACCIONES  
 Digite 'enter' para continuar  
 Digite 'cero' para volver al menu principal

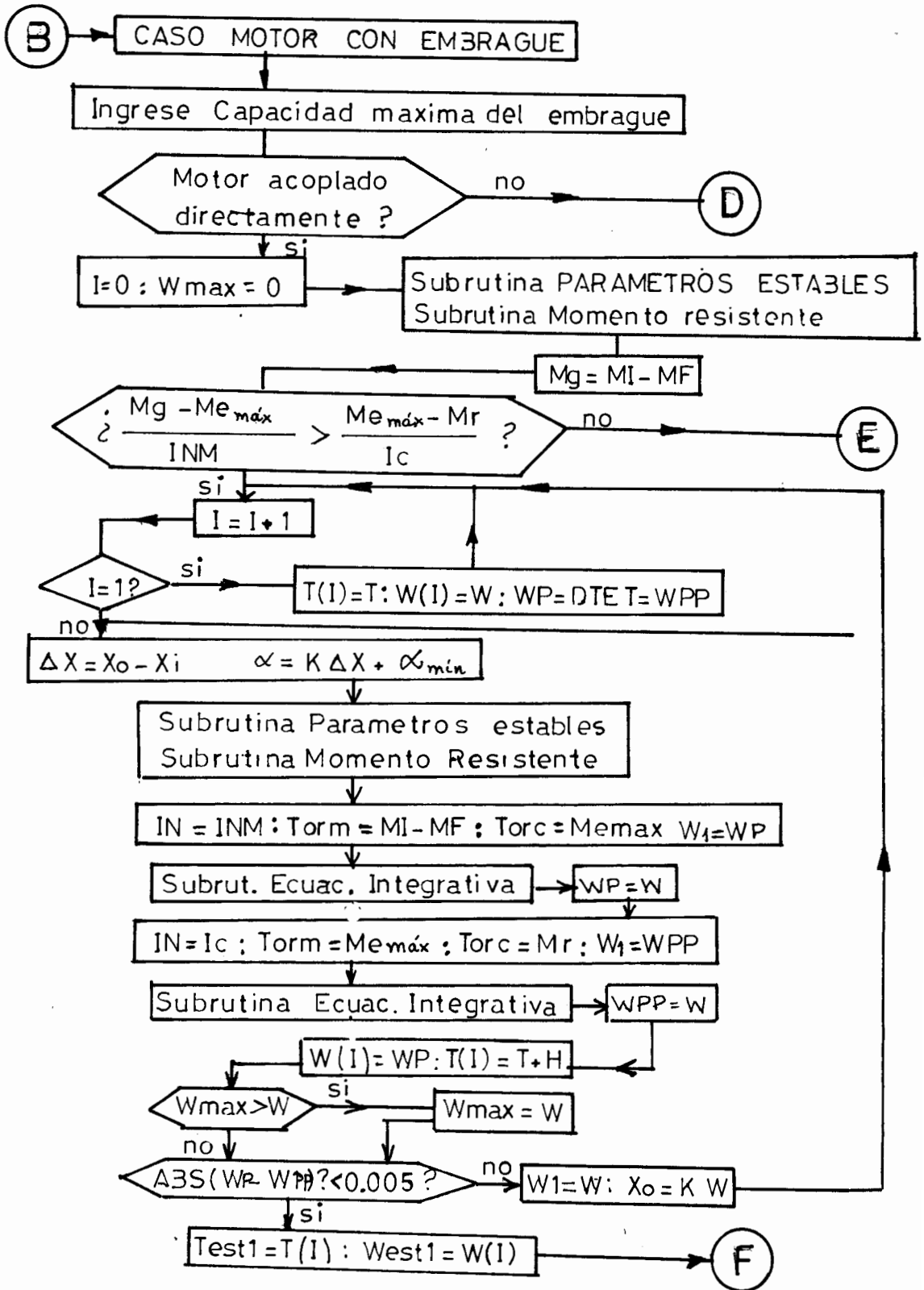


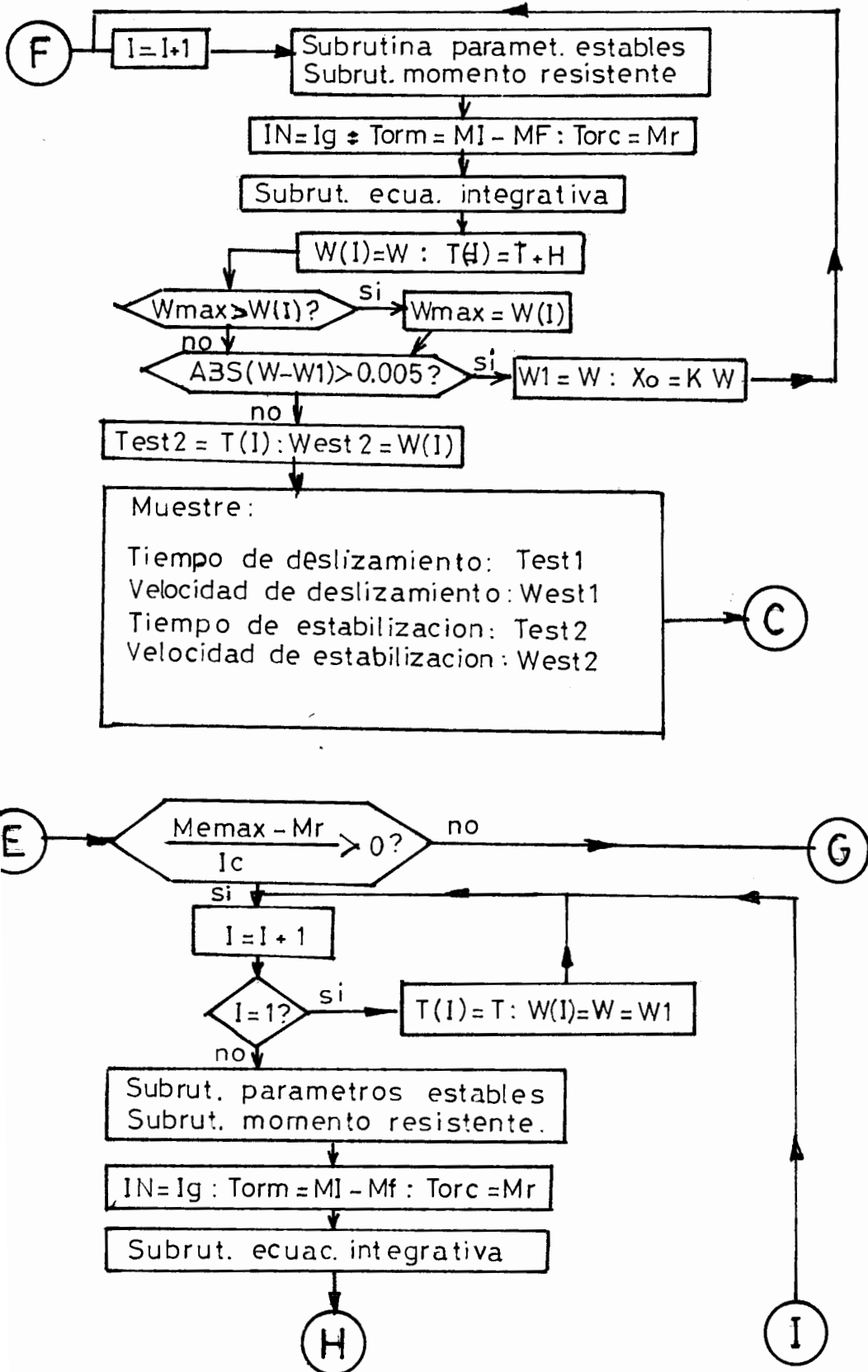


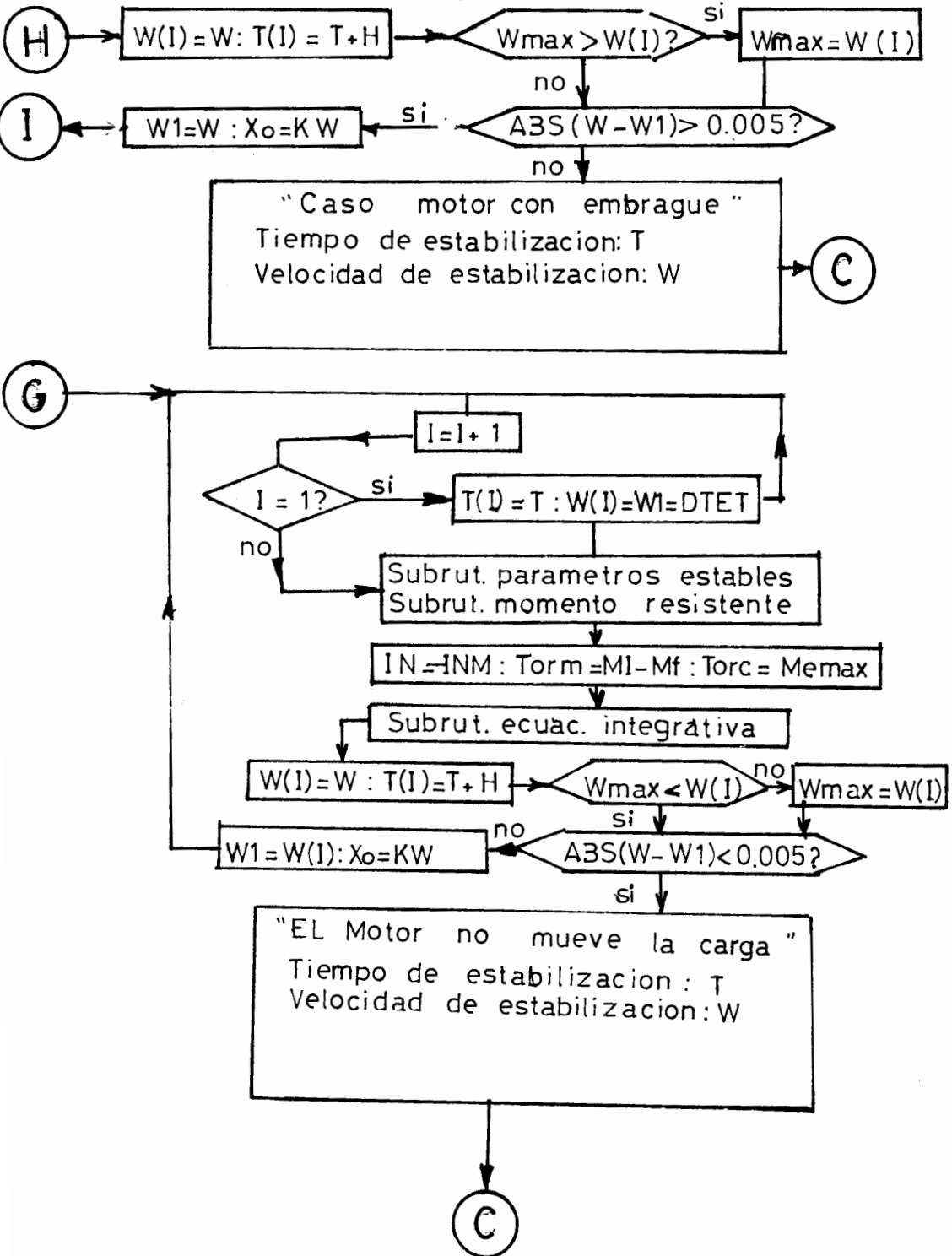


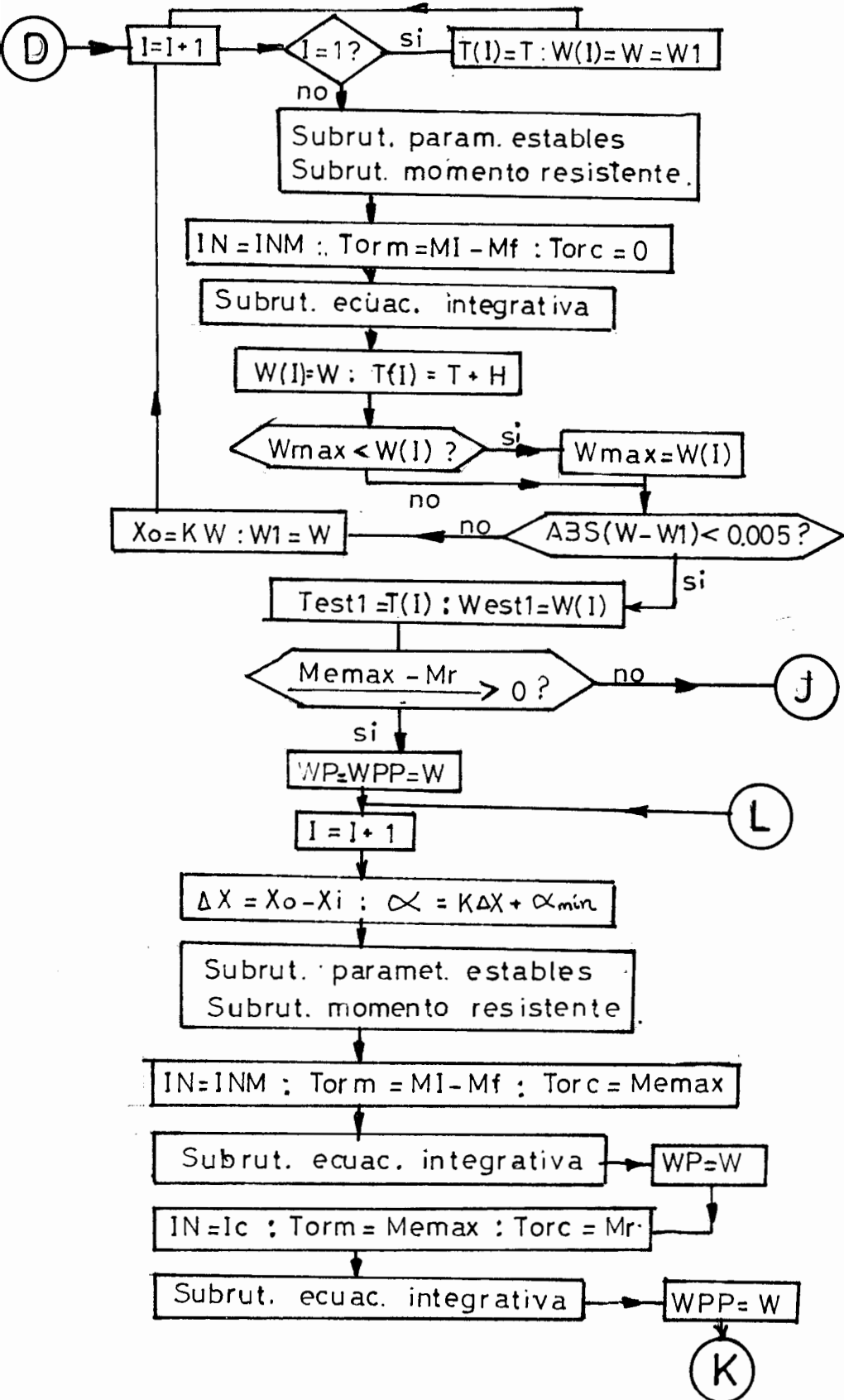


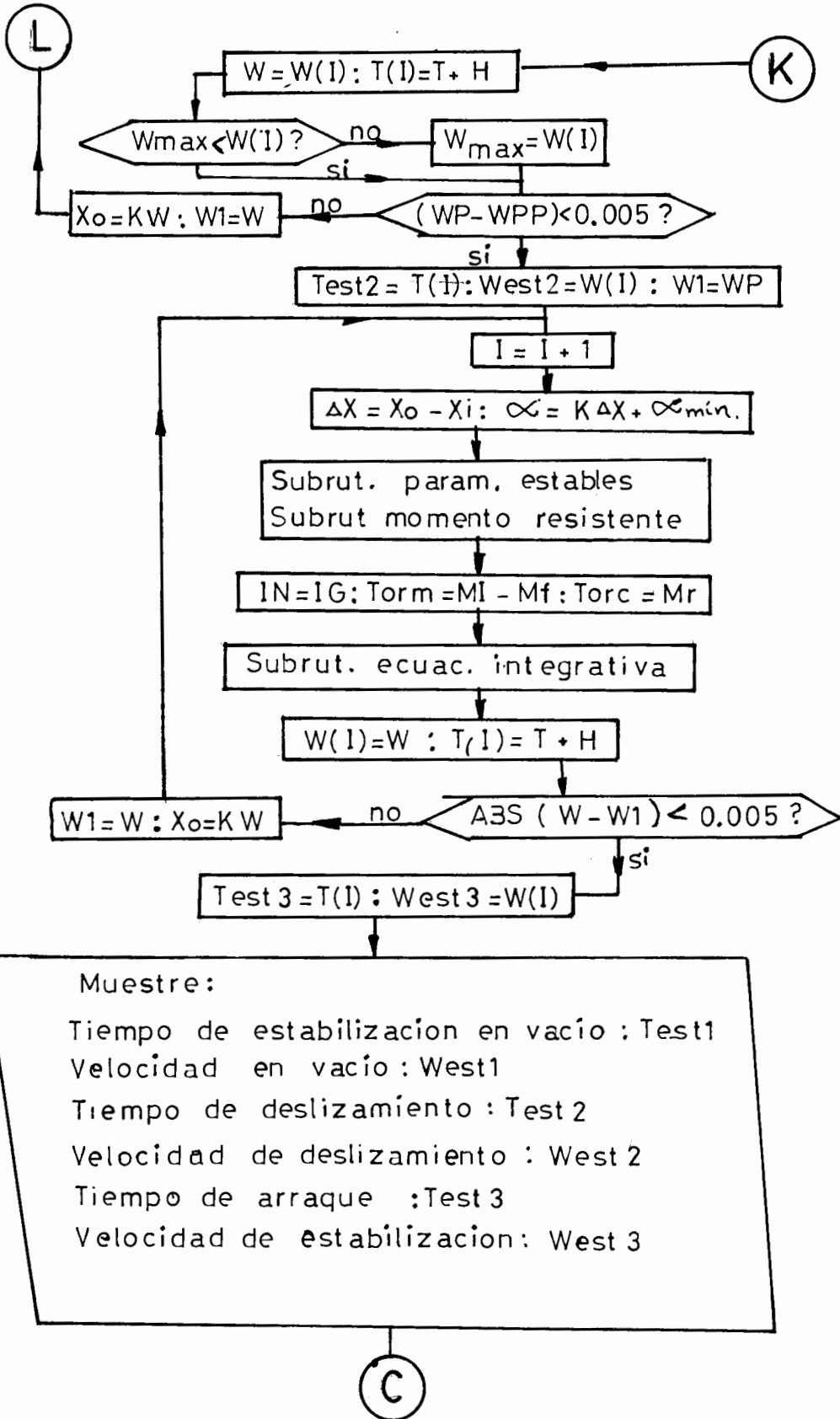


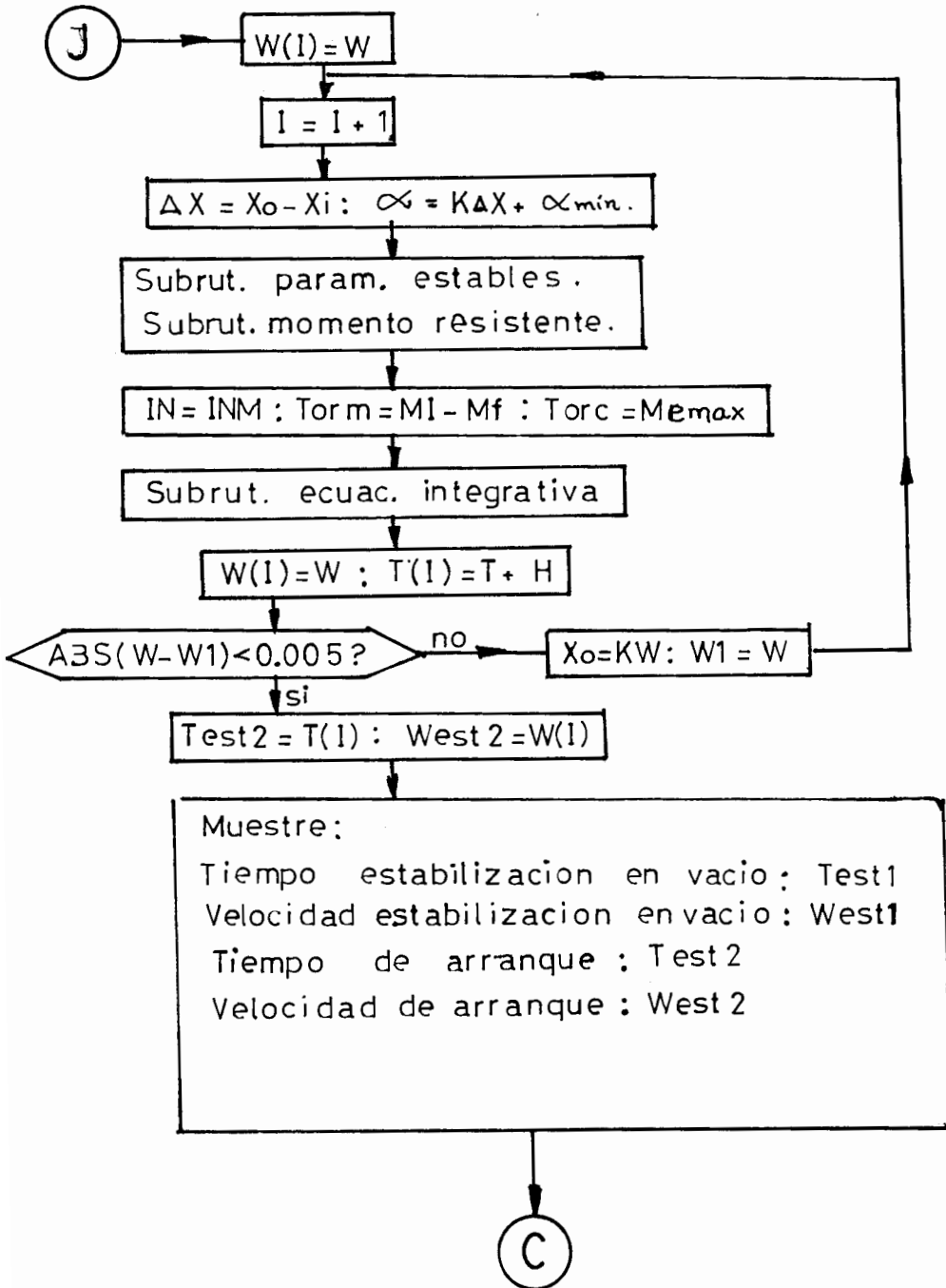


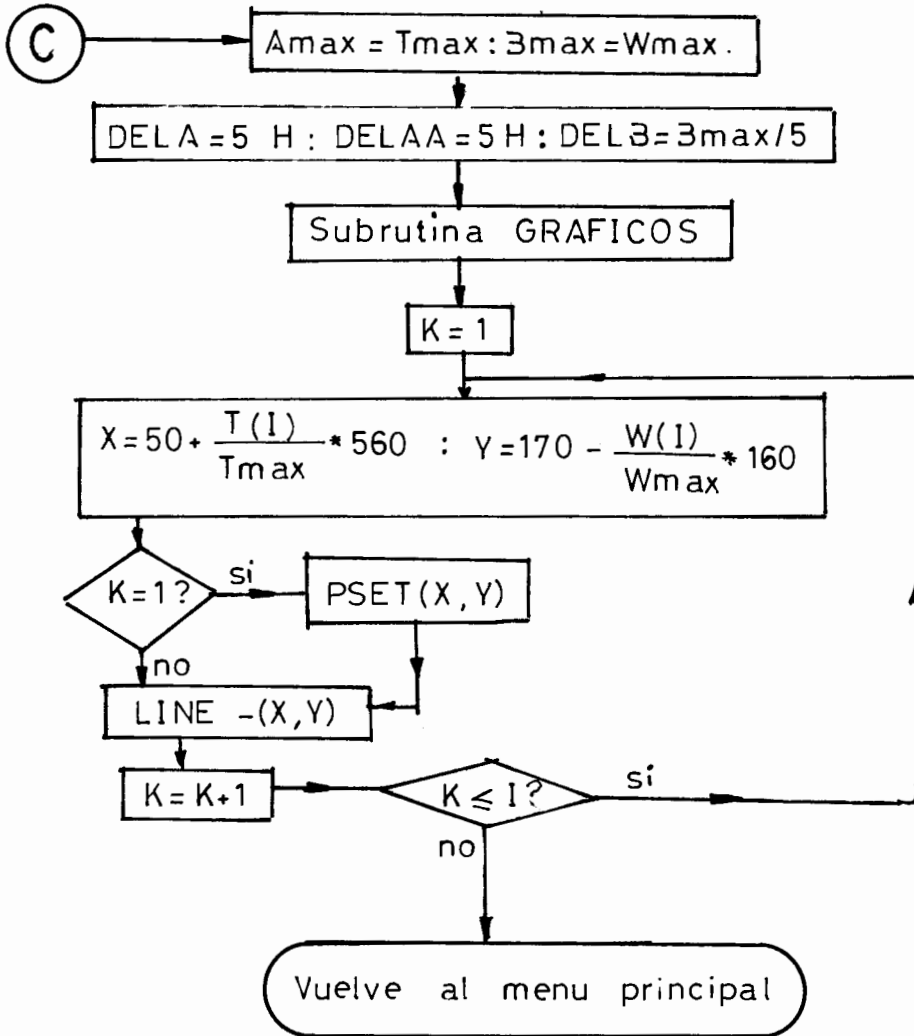






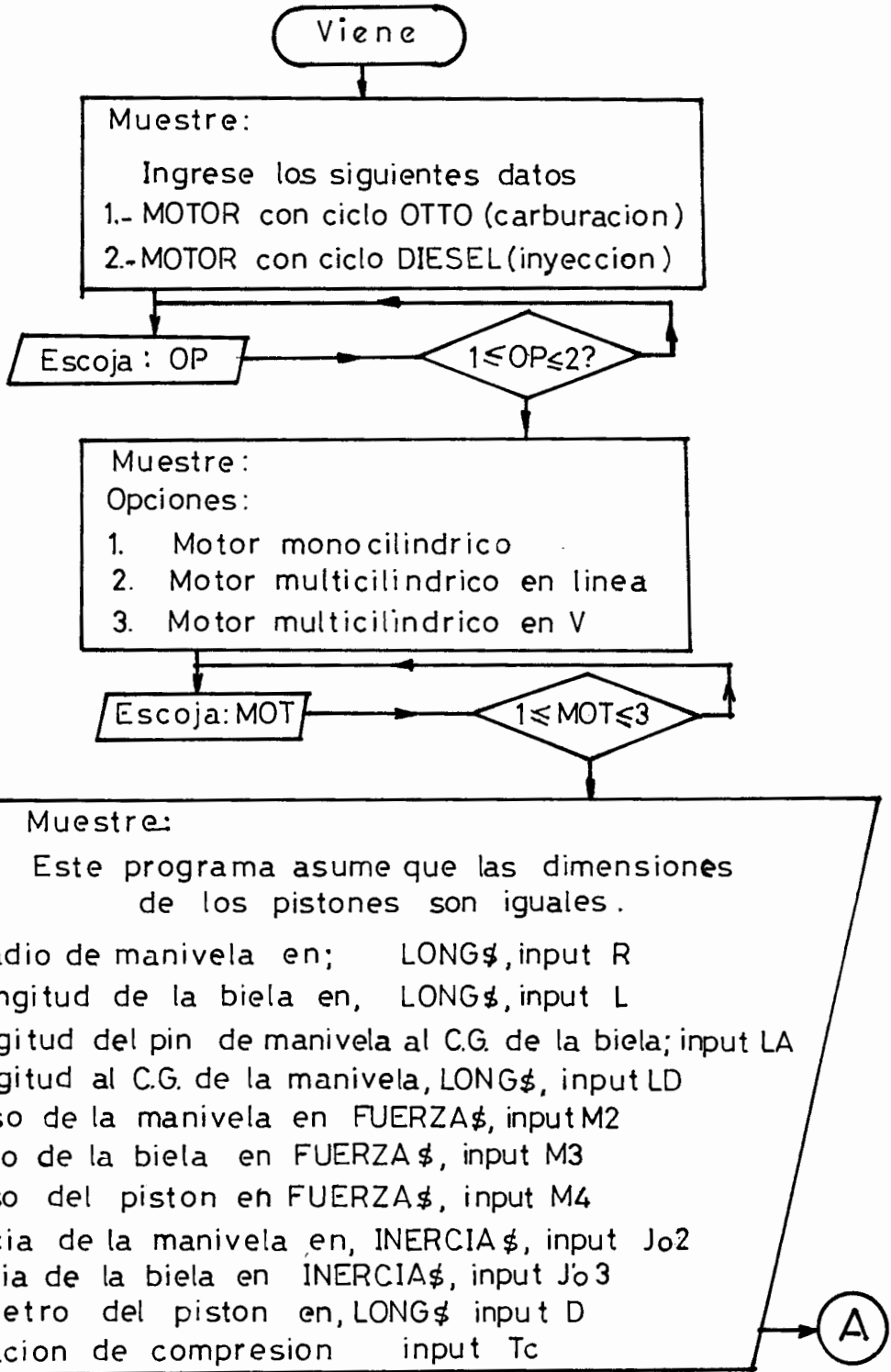


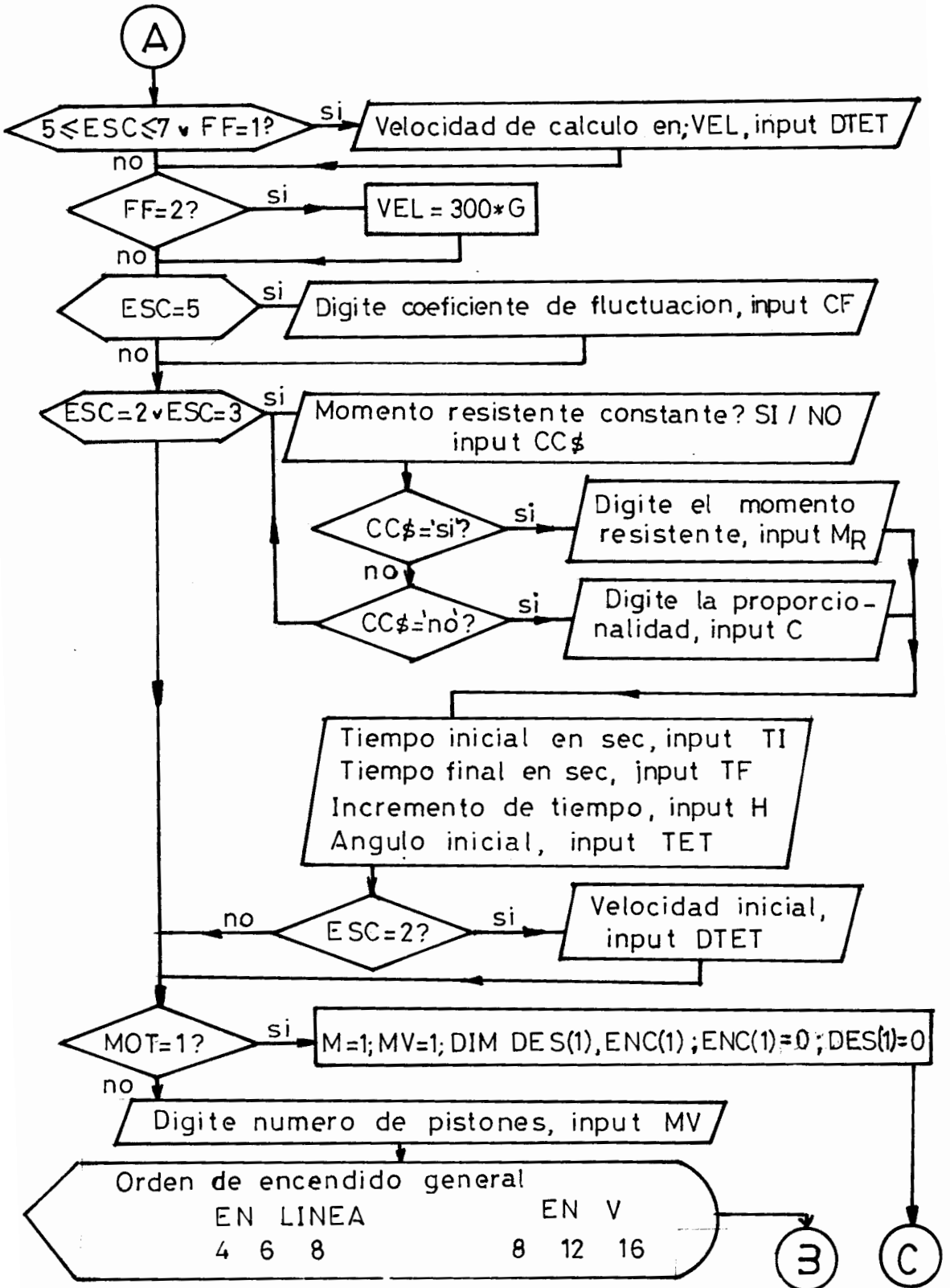




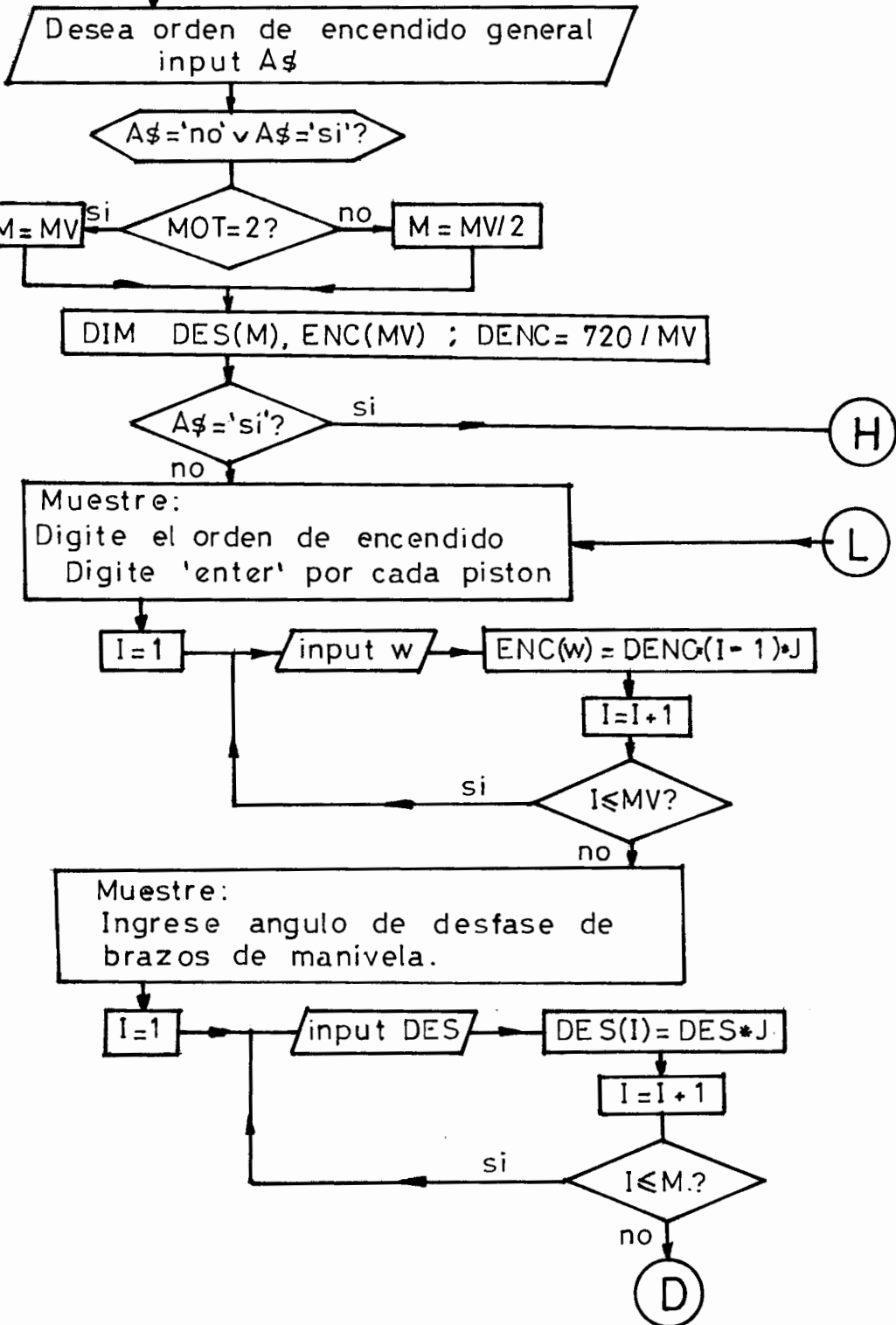


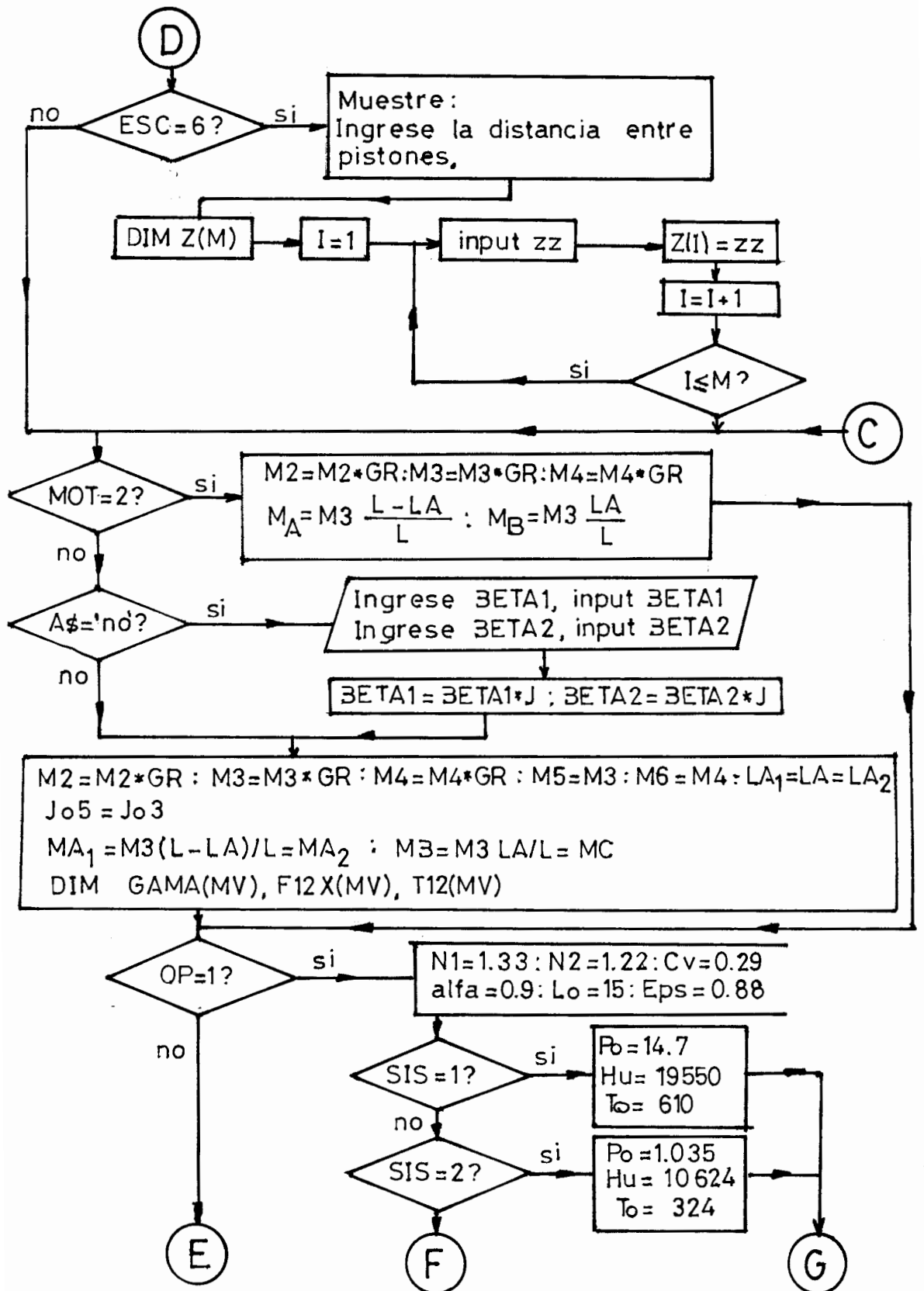
## DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SUBROUTINA DATOS

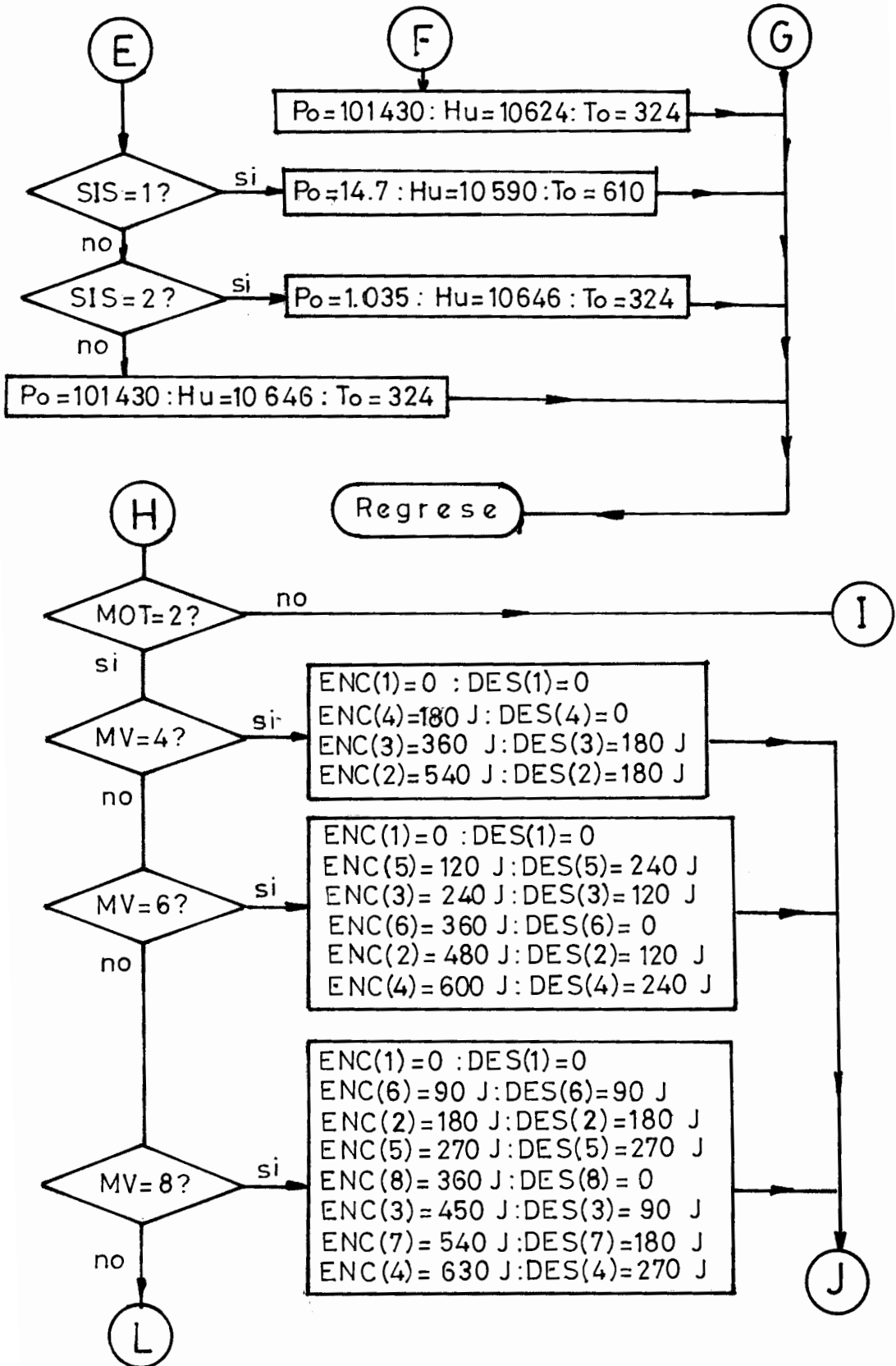




3







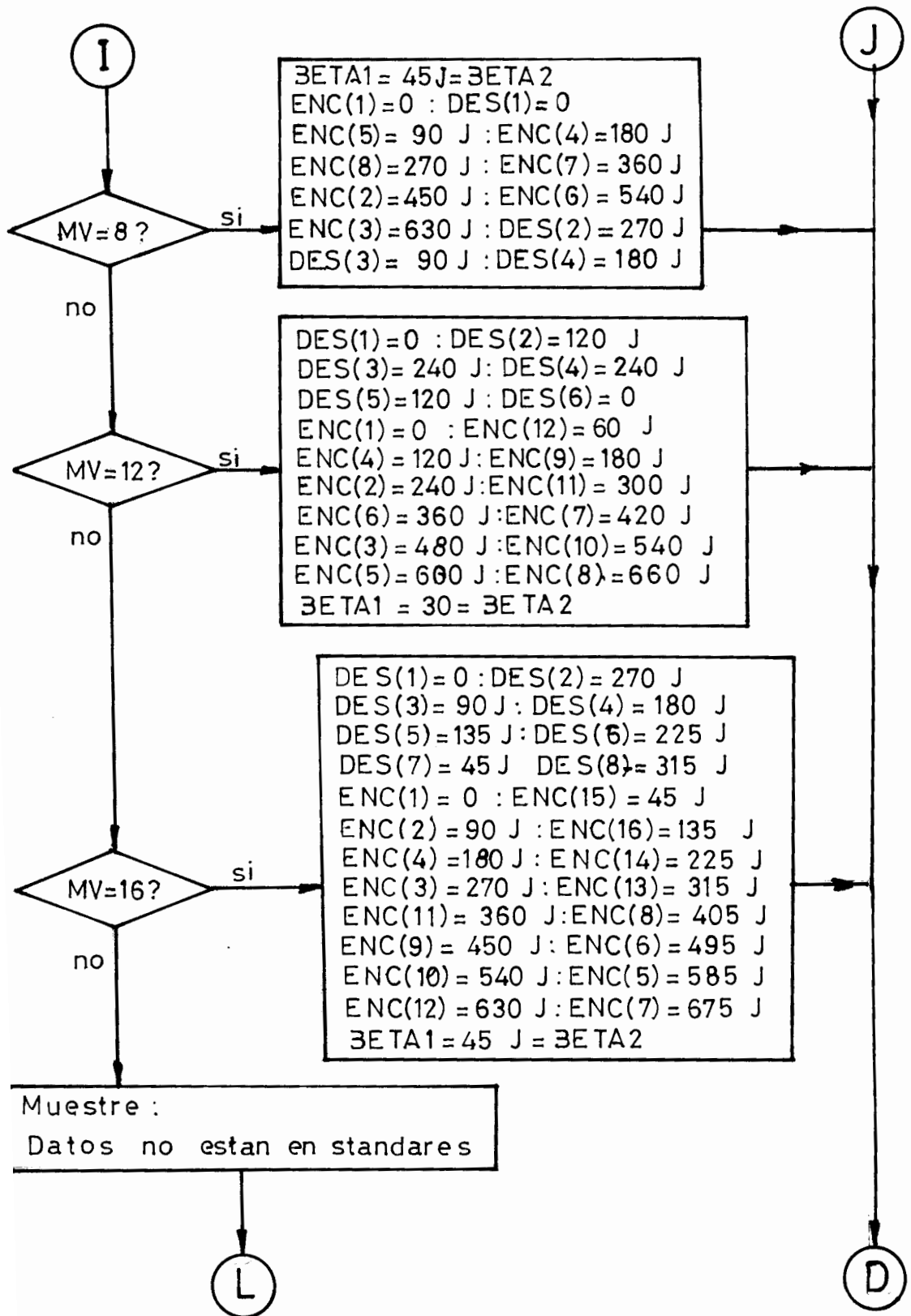
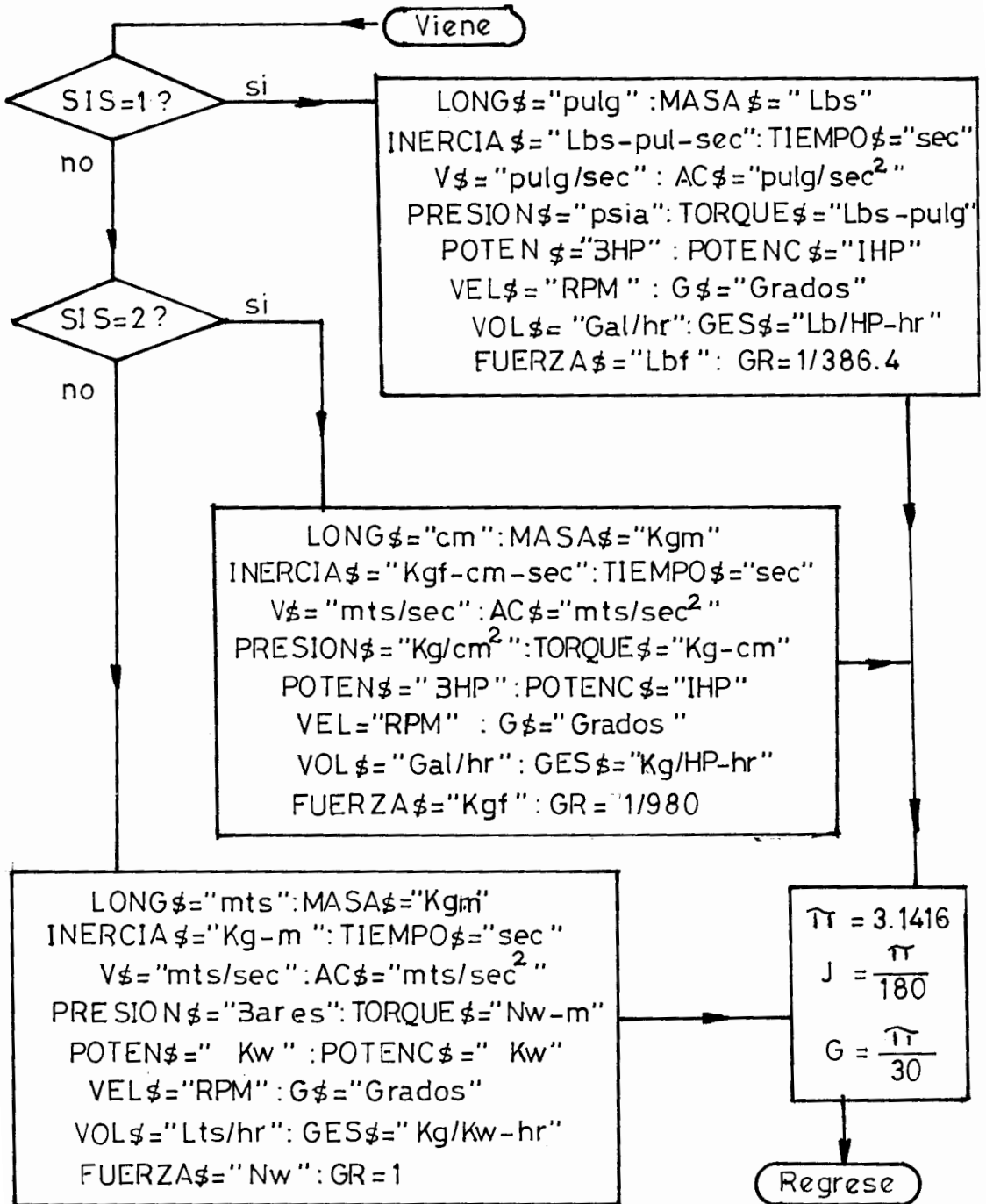
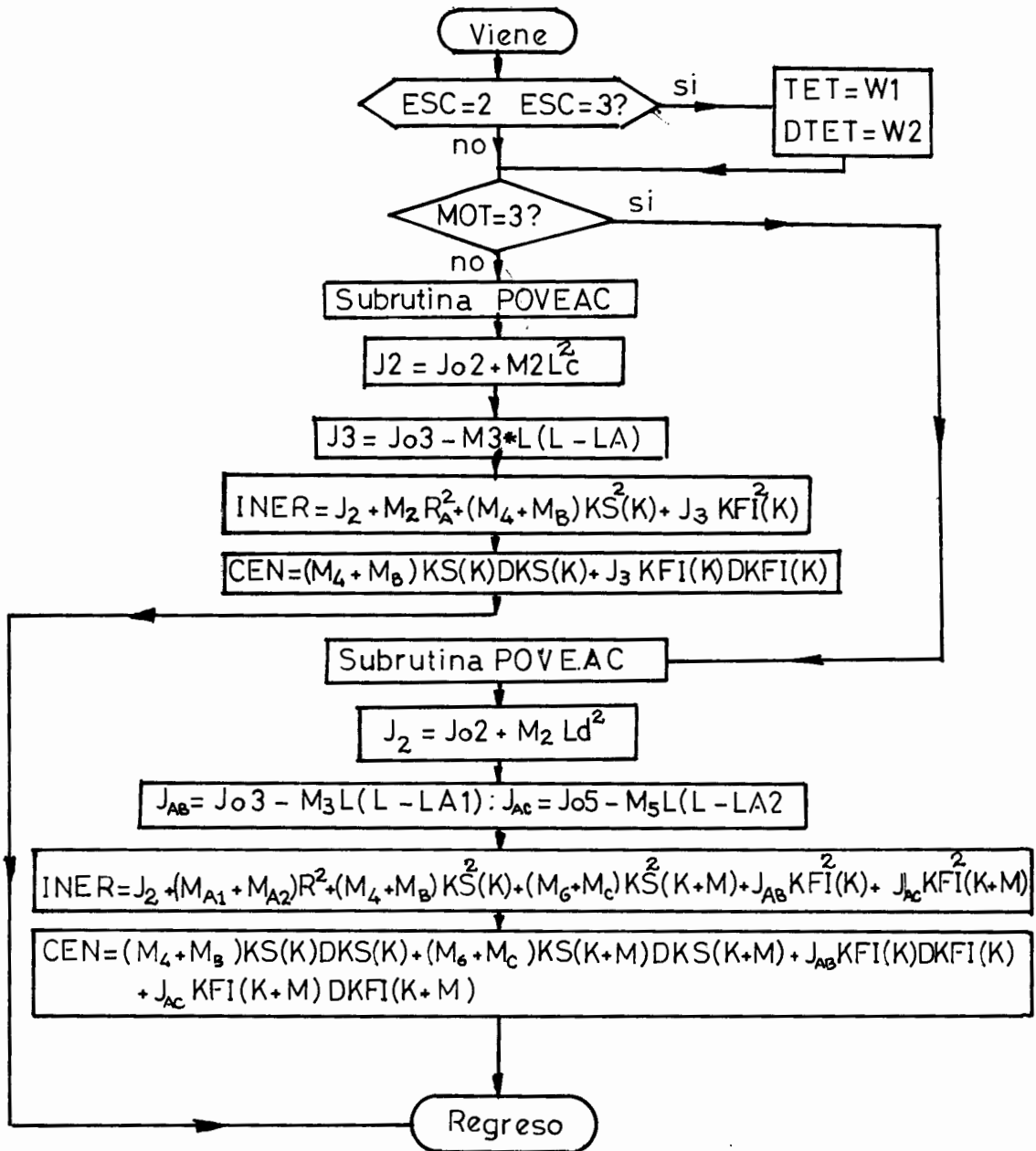


DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SUBROUTINA UNIDADES

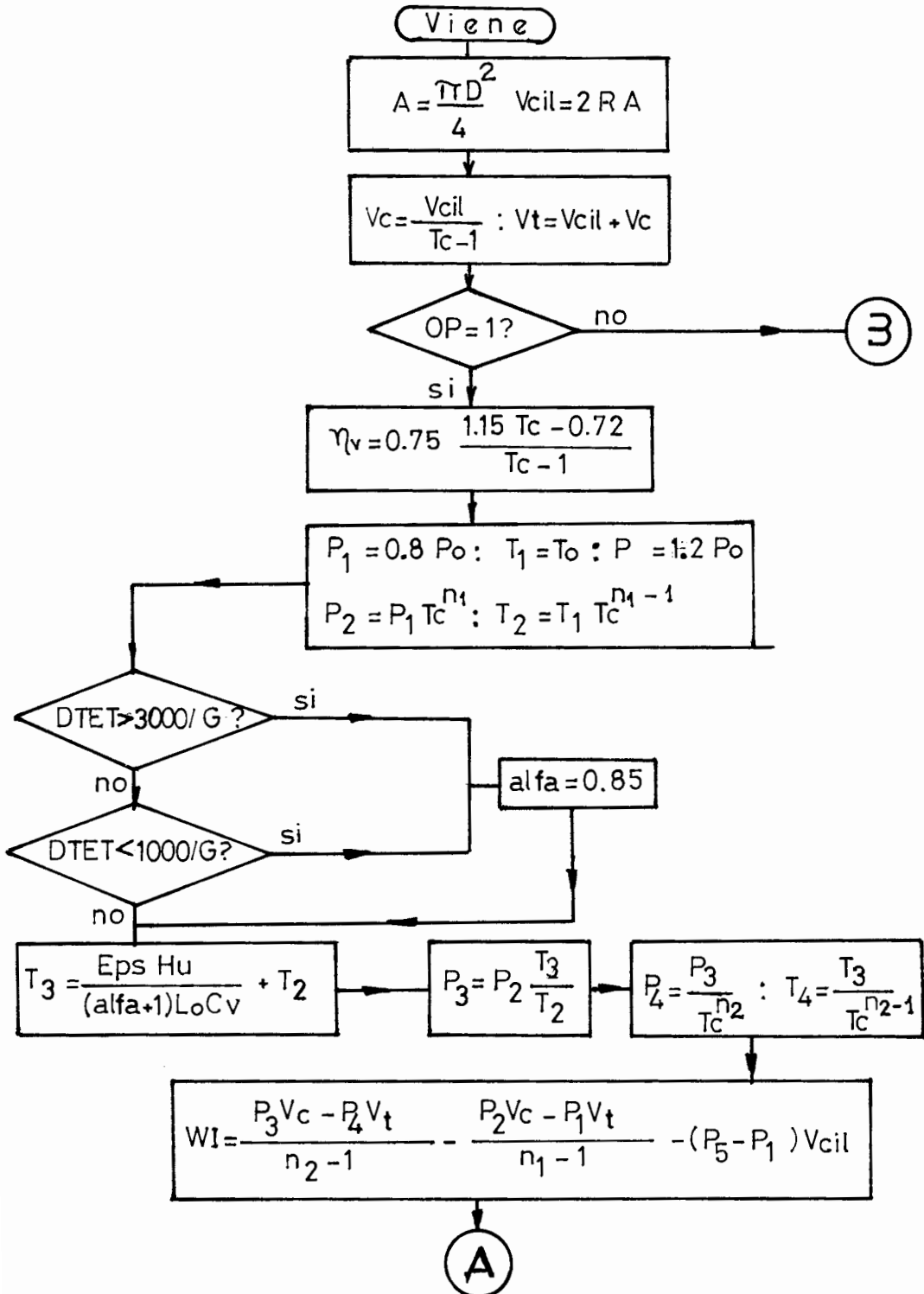


## DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SUBROUTINA INERCEN





## DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SUBROUTINA PARAMETROS ESTABLES



(A)

$$\dot{P}_{ind} = \frac{WI}{V_{cil}} : P_{ind} = \eta_v \dot{P}_{ind}$$

$$P_4 = \frac{(T_c - 1)(n_2 - 1)}{T_c^{n_2} - T_c} (P_{ind} + P_5 - P_1) + \frac{n_2 - 1}{n_1 - 1} \frac{T_c - T_c}{T_c^{n_2} - T_c} P_1$$

$$P_3 = P_4 T_c^{n_2} : T_3 = T_2 \frac{P_3}{P_2} : WI = WI * MV$$

Regress

(3)

$$\eta_v = 0.83 \frac{T_c - 1.11}{T_c - 1}$$

$$P_1 = 0.8 P_0 : P_5 = 1.2 P_0$$

$$P_2 = P_1 T_c^{n_1} : T_1 = T_0$$

$$T_2 = T_1 T_c^{n_1 - 1}$$

$$T_3 = \frac{Eps Hu}{(\alpha + 1) Lo Cp} + T_2$$

$$V_3 = V_c \frac{T_3}{T_2} : T_p = \frac{V_t}{V_3}$$

$$P_4 = P_3 / T_p^{n_2} : T_4 = T_3 / T_p^{n_2 - 1}$$

$$WI = \frac{P_3 V_3 - P_4 V_t}{n_2 - 1} - \frac{P_2 V_c - P_1 V_t}{n_1 - 1} + P_3 (V_3 - V_c) - (P_5 - P_1) V_{cil}$$

$$\dot{P}_{ind} = \frac{WI}{V_{cil}} : P_{ind} = \eta_v \dot{P}_{ind}$$

$$E = \frac{n_2 - 1}{(n_1 - 1) T_c} \left[ \frac{(P_{ind} + P_5 - P_1) (T_c - 1) (n_1 - 1)}{P_3} + n_1 - \frac{1}{T_c^{n_1 - 1}} \right]$$

(C)

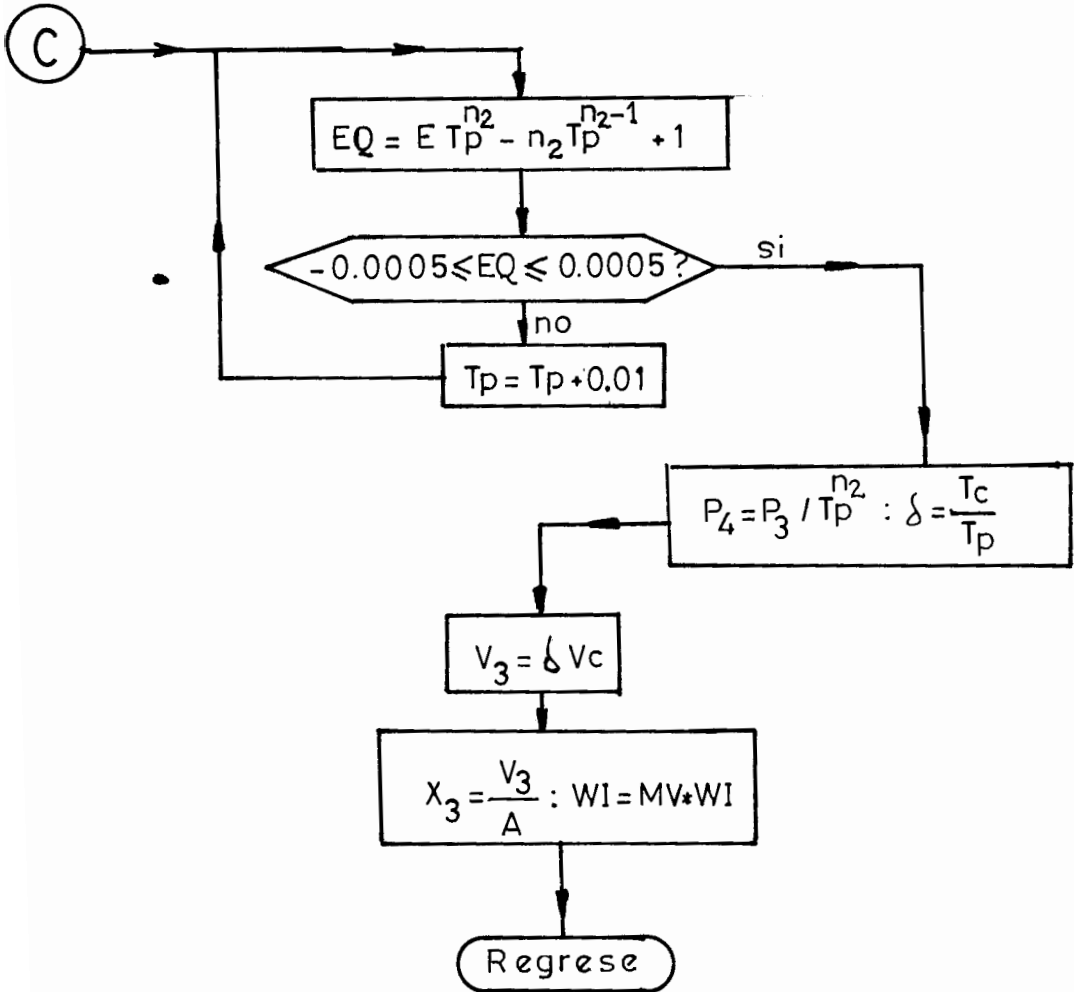
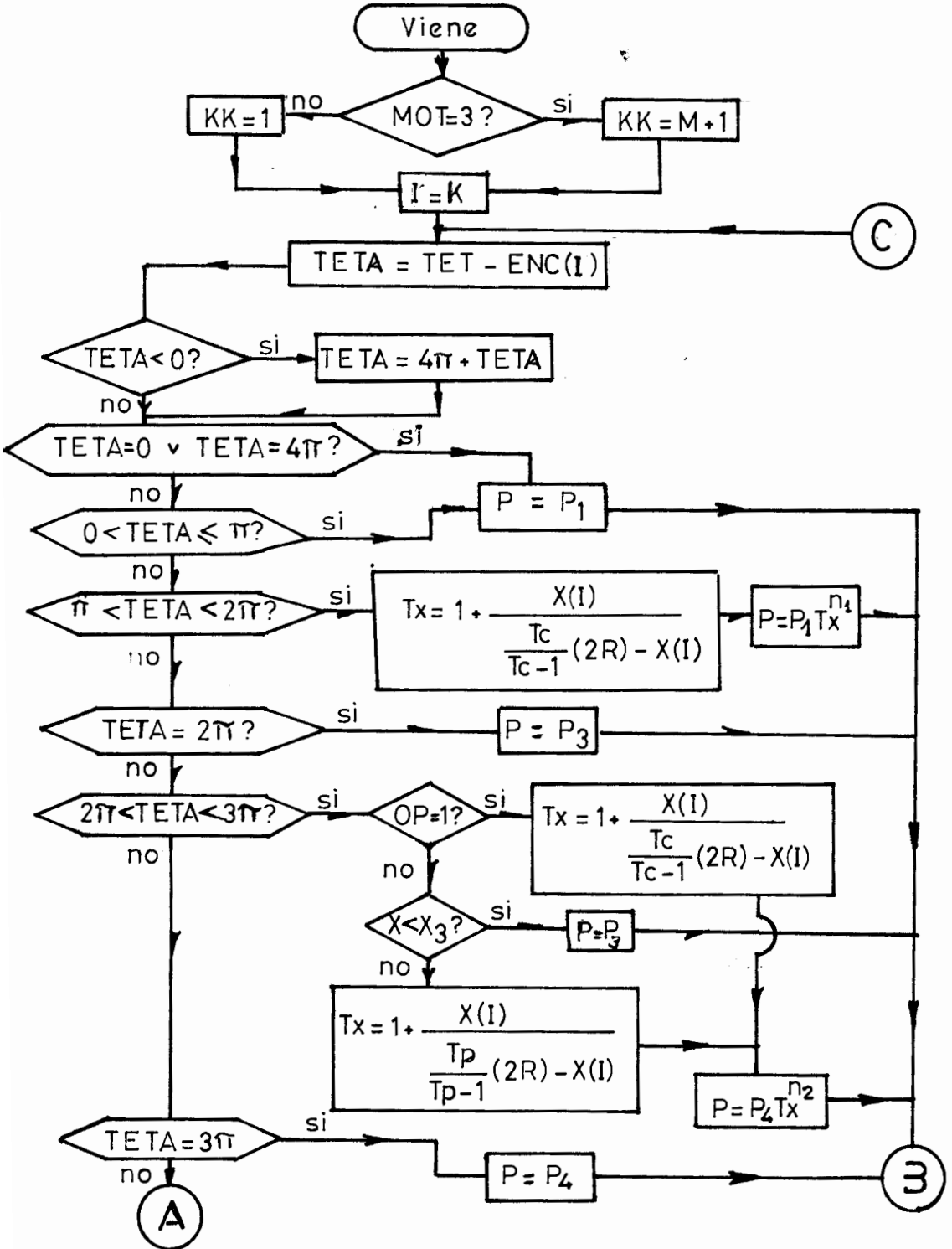
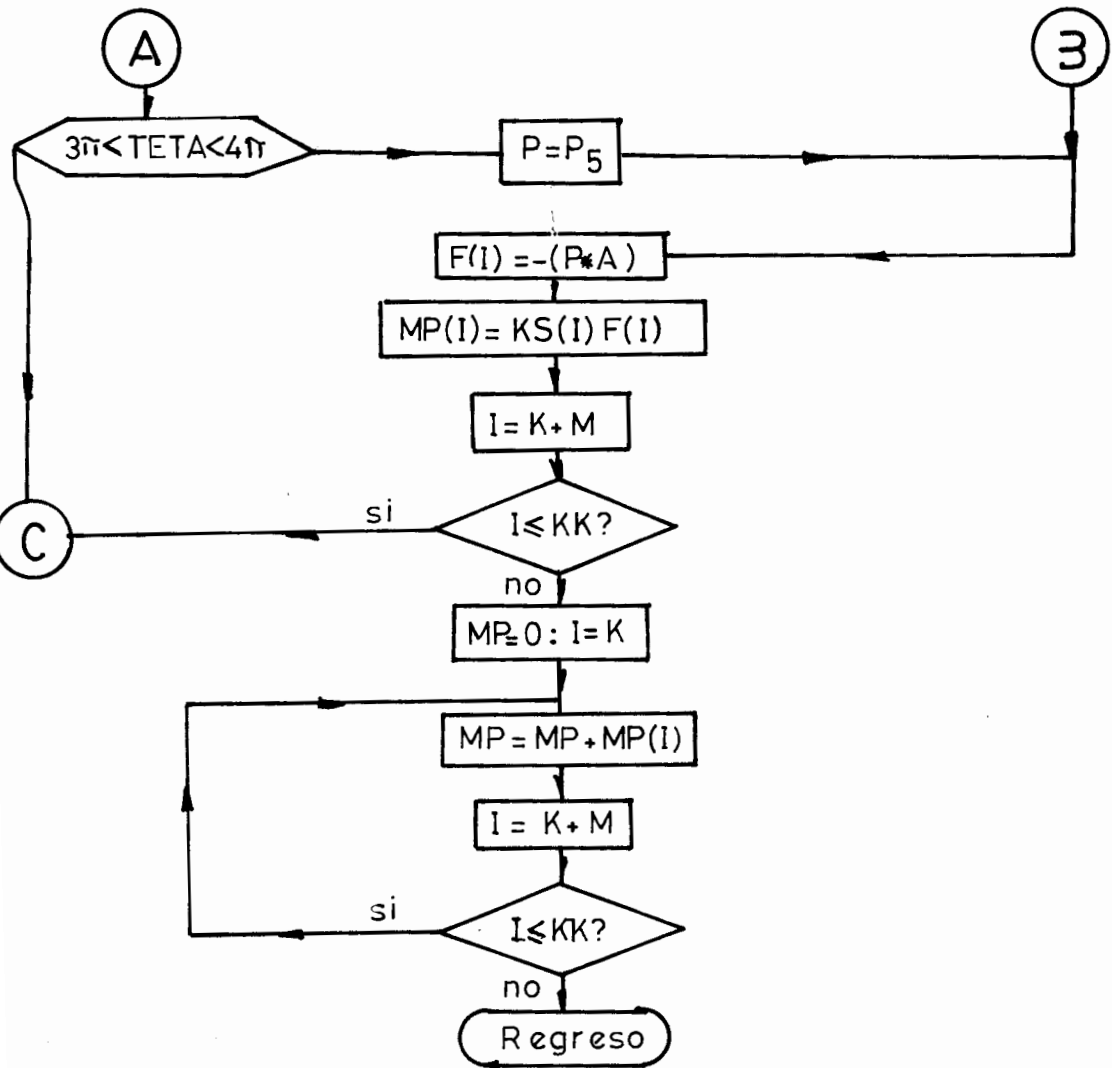
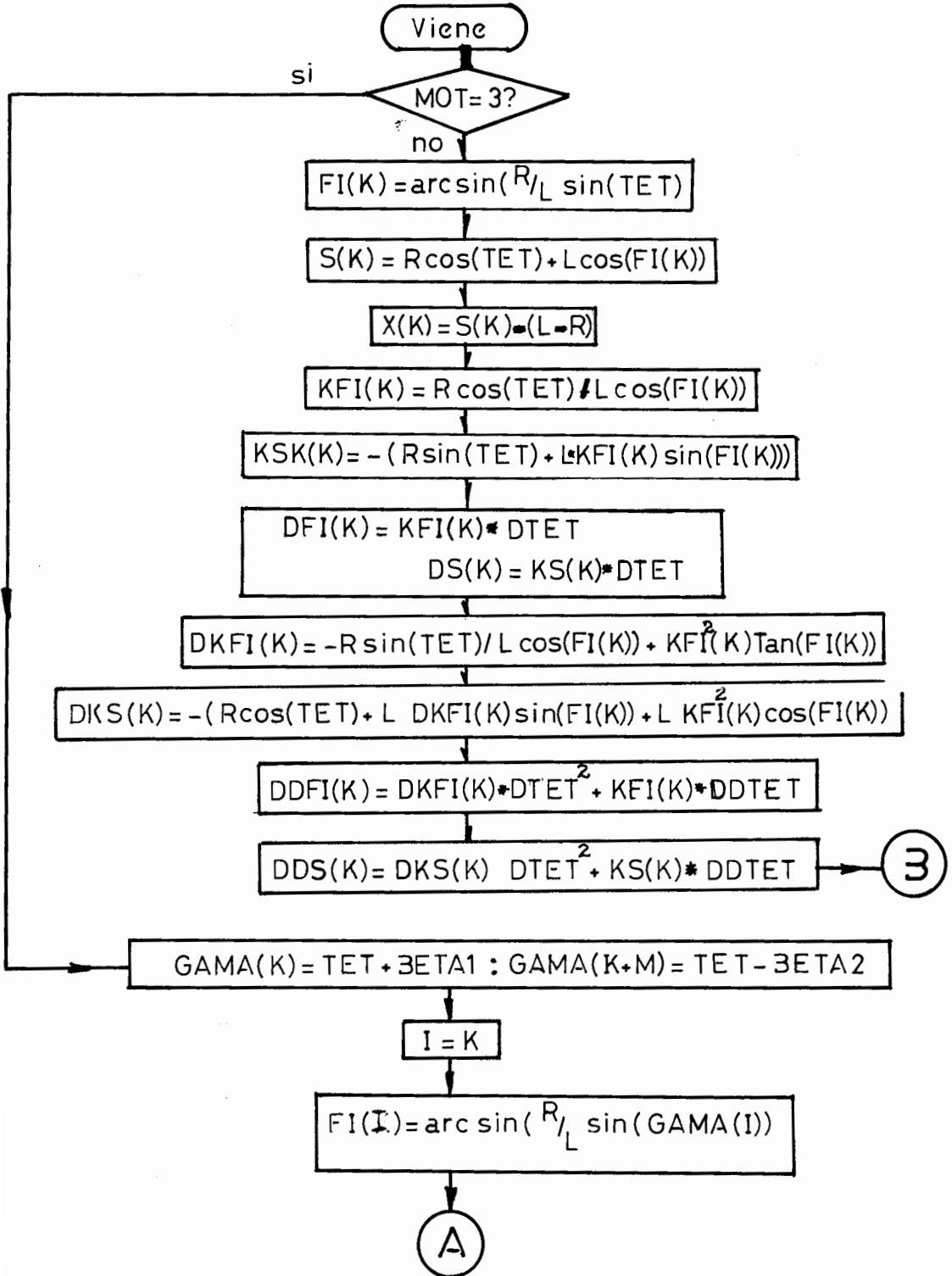


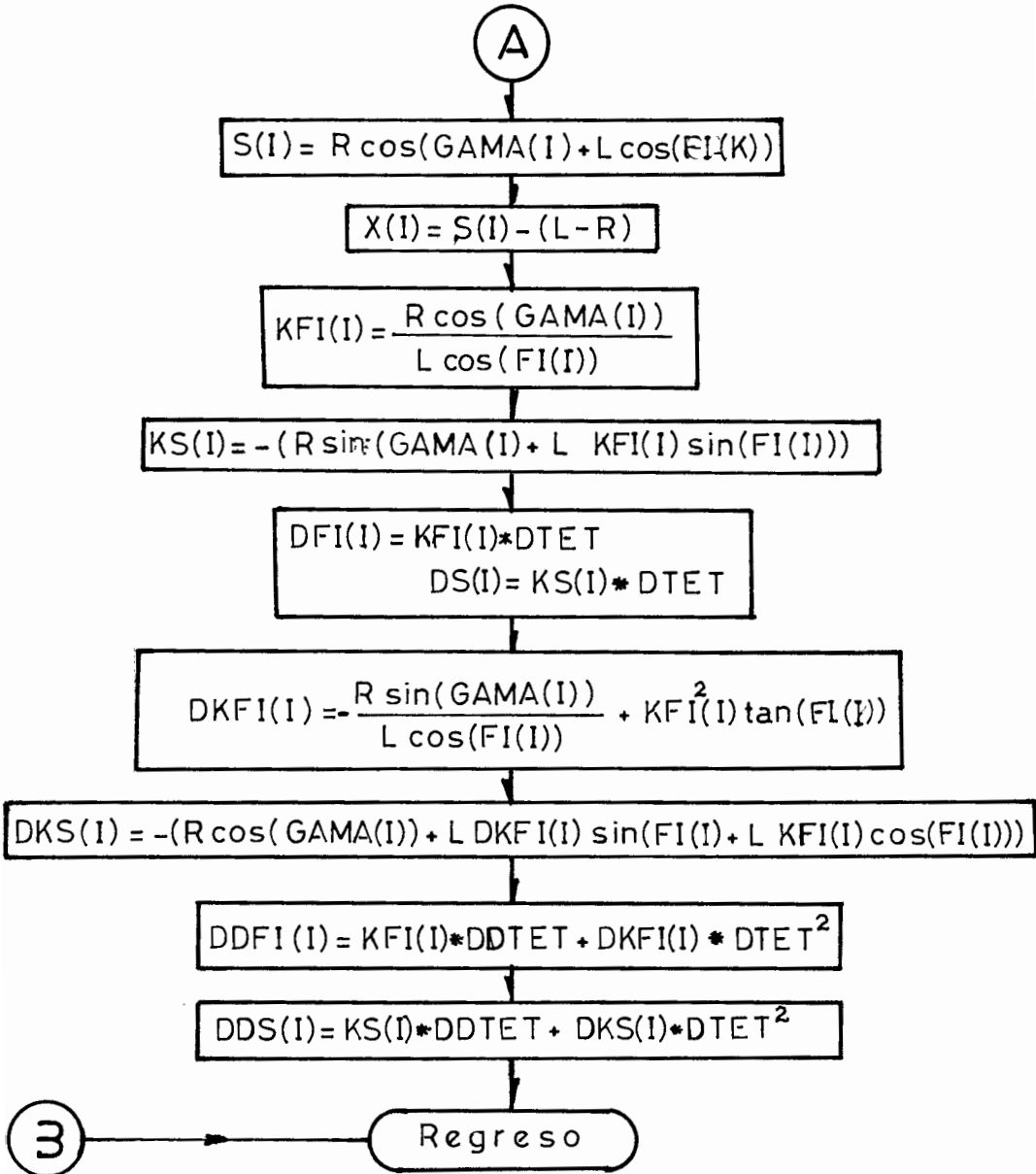
DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SUBROUTINA FUERZAS



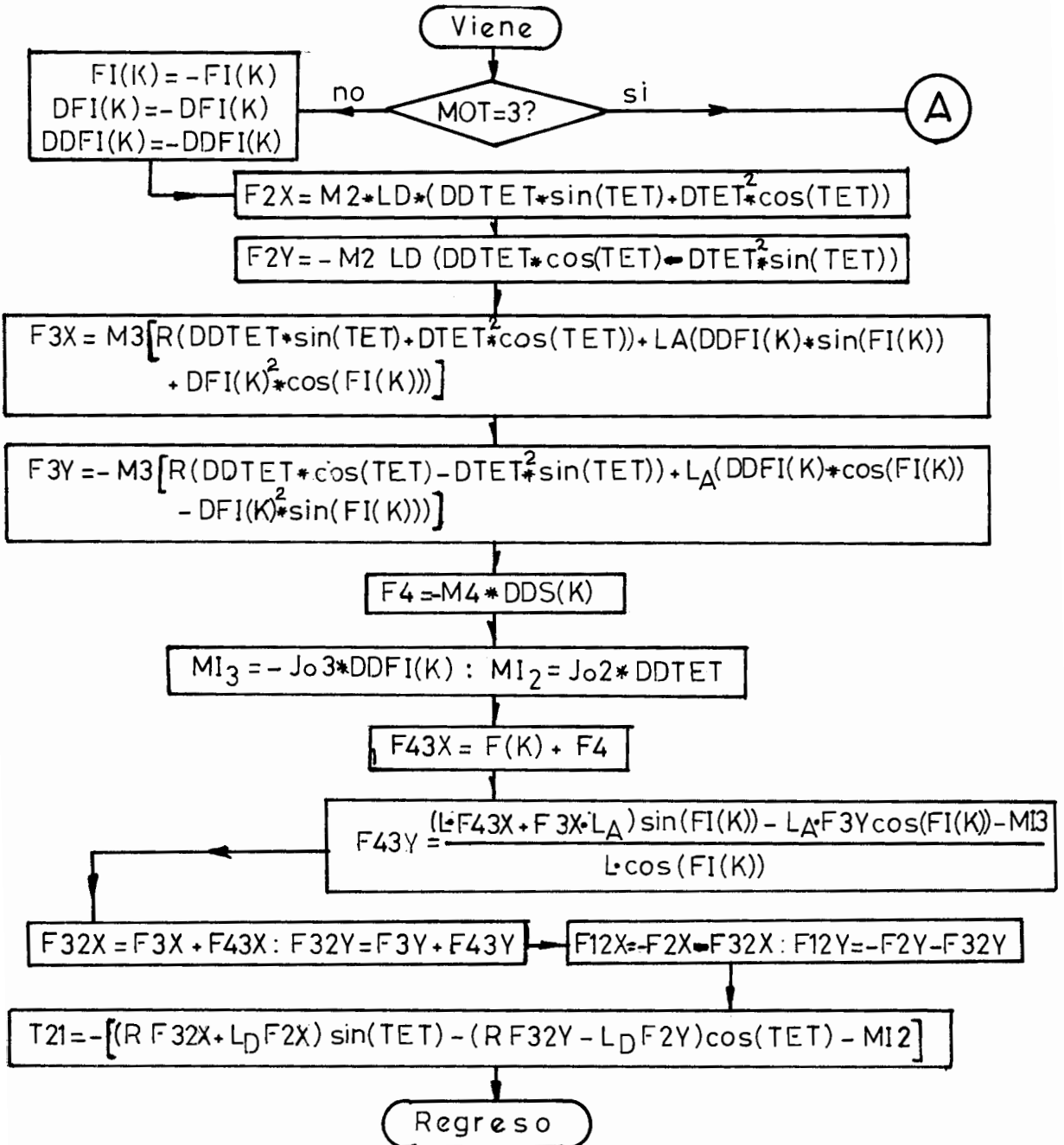


## DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SUBROUTINA POVEAC

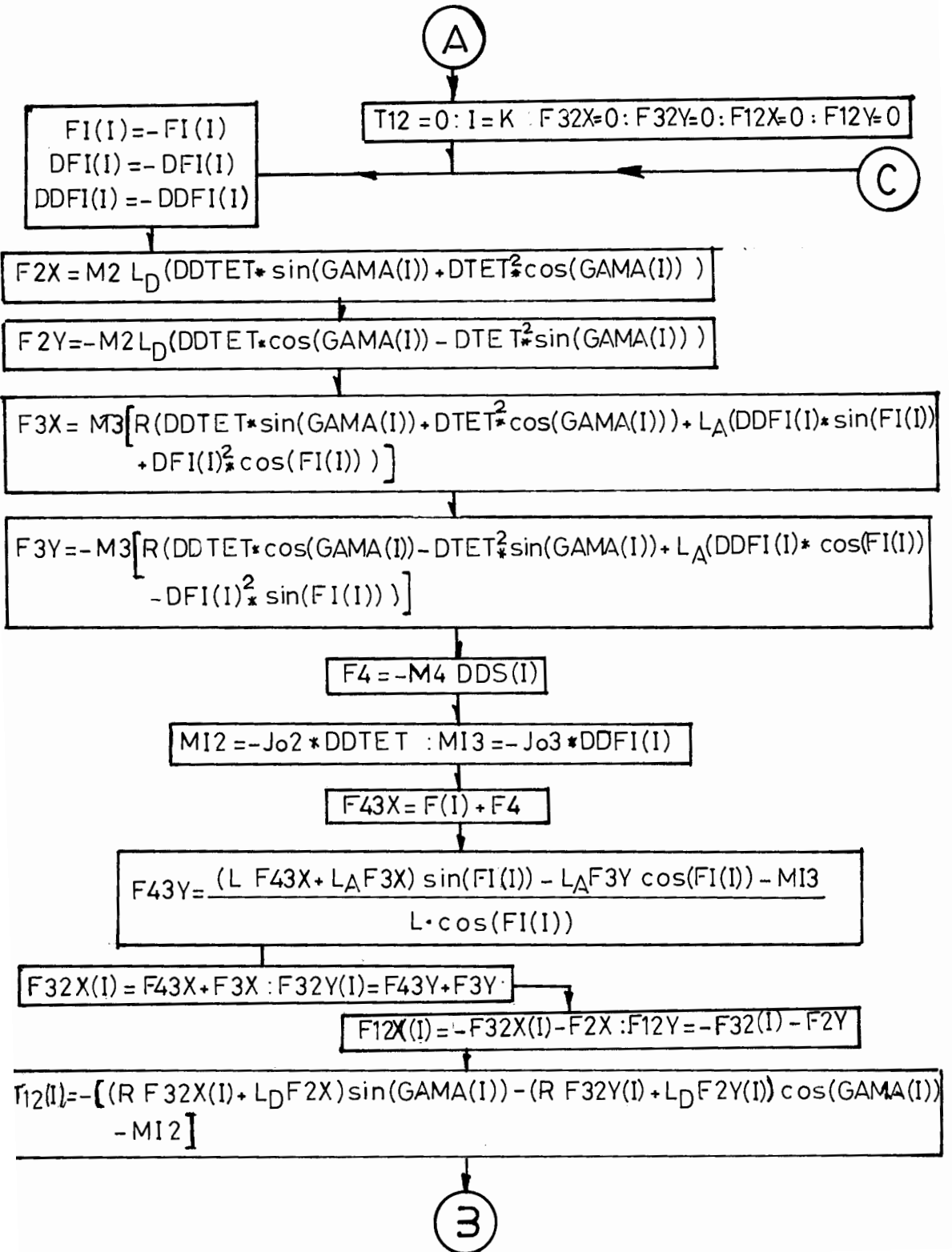




## DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SUBROUTINA REACCIONES







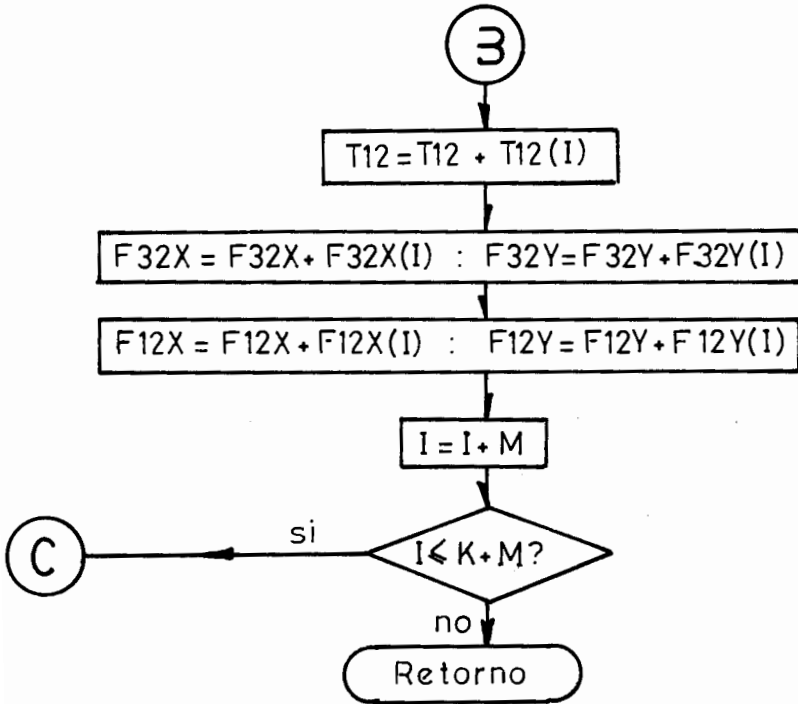
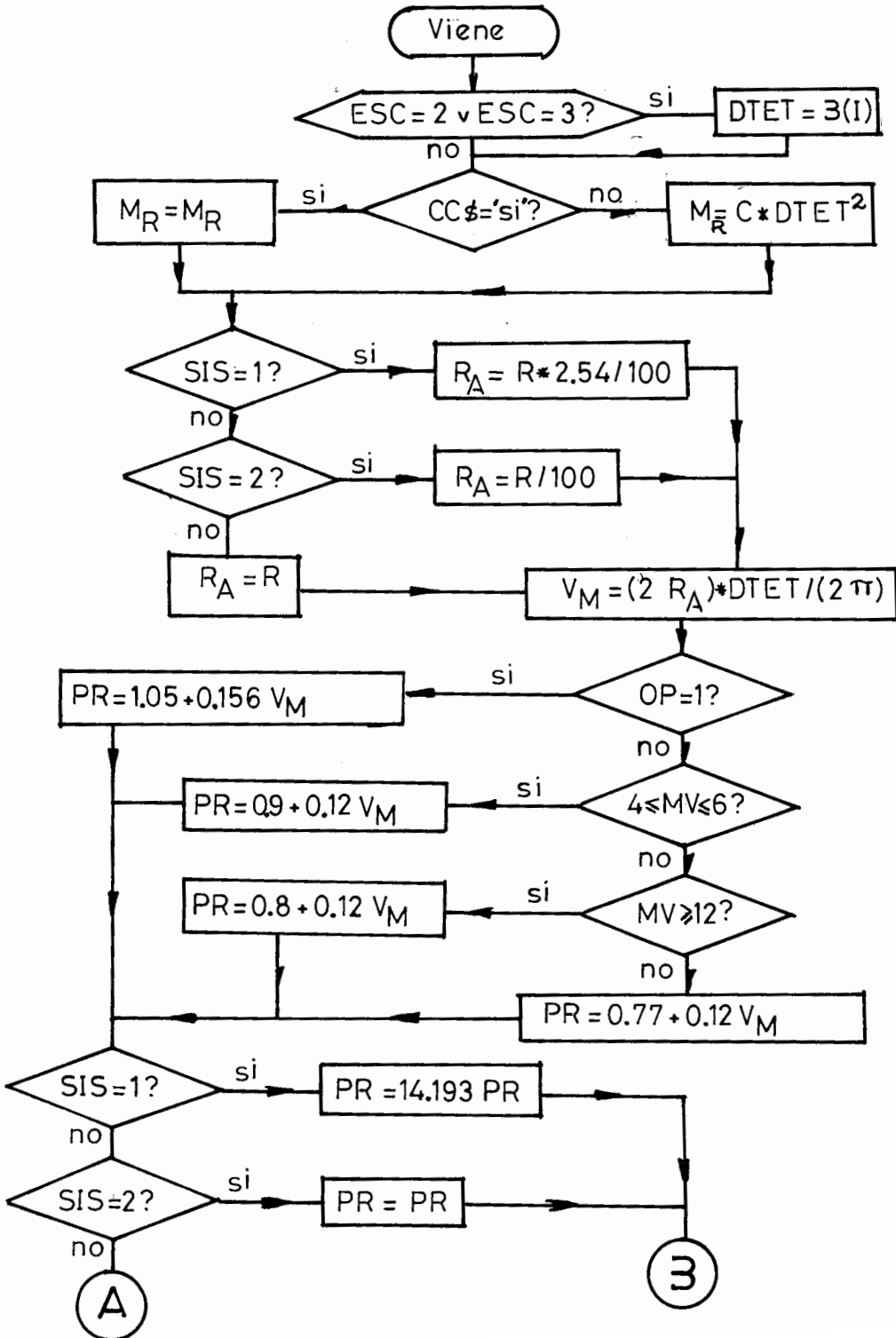


DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SUBROUTINA MOMENTO RESISTENTE



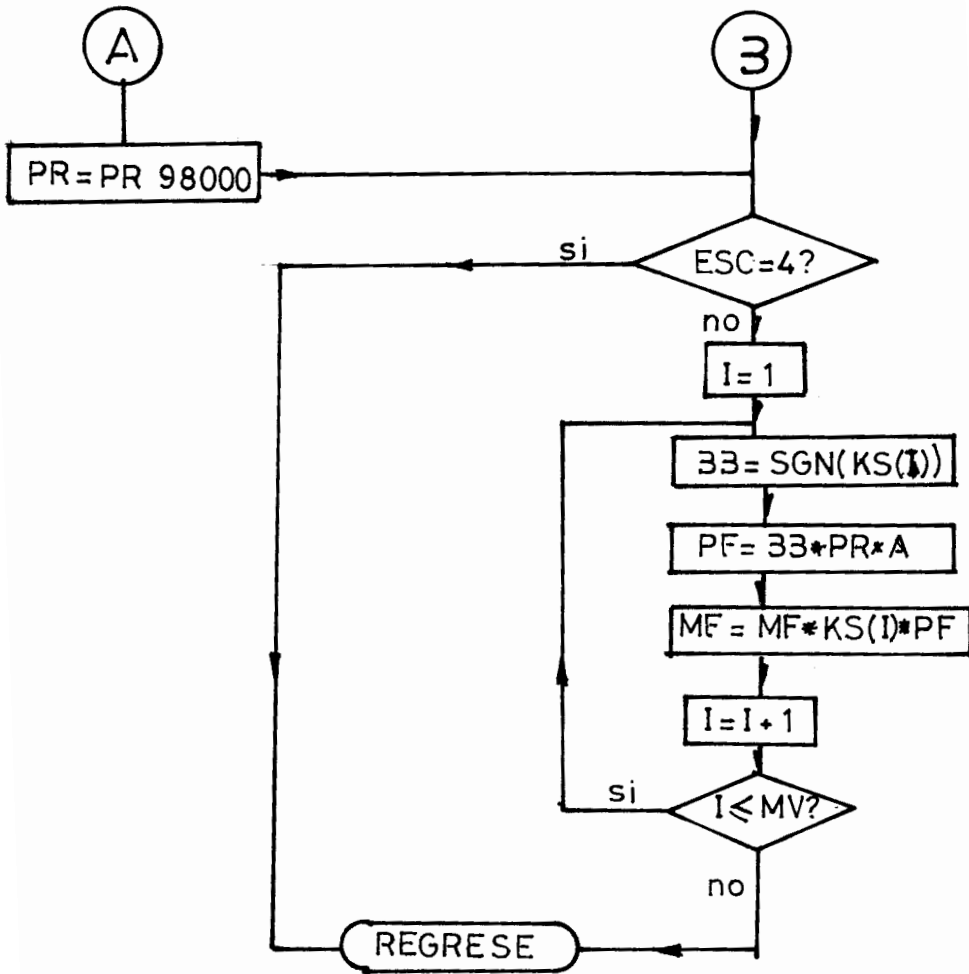


DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SUBROUTINA ECUACION DIFERENCIAL

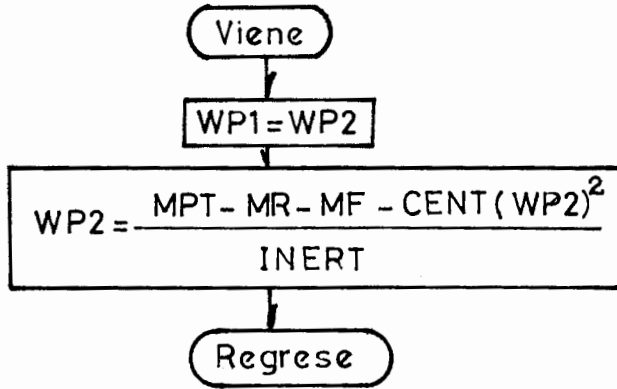
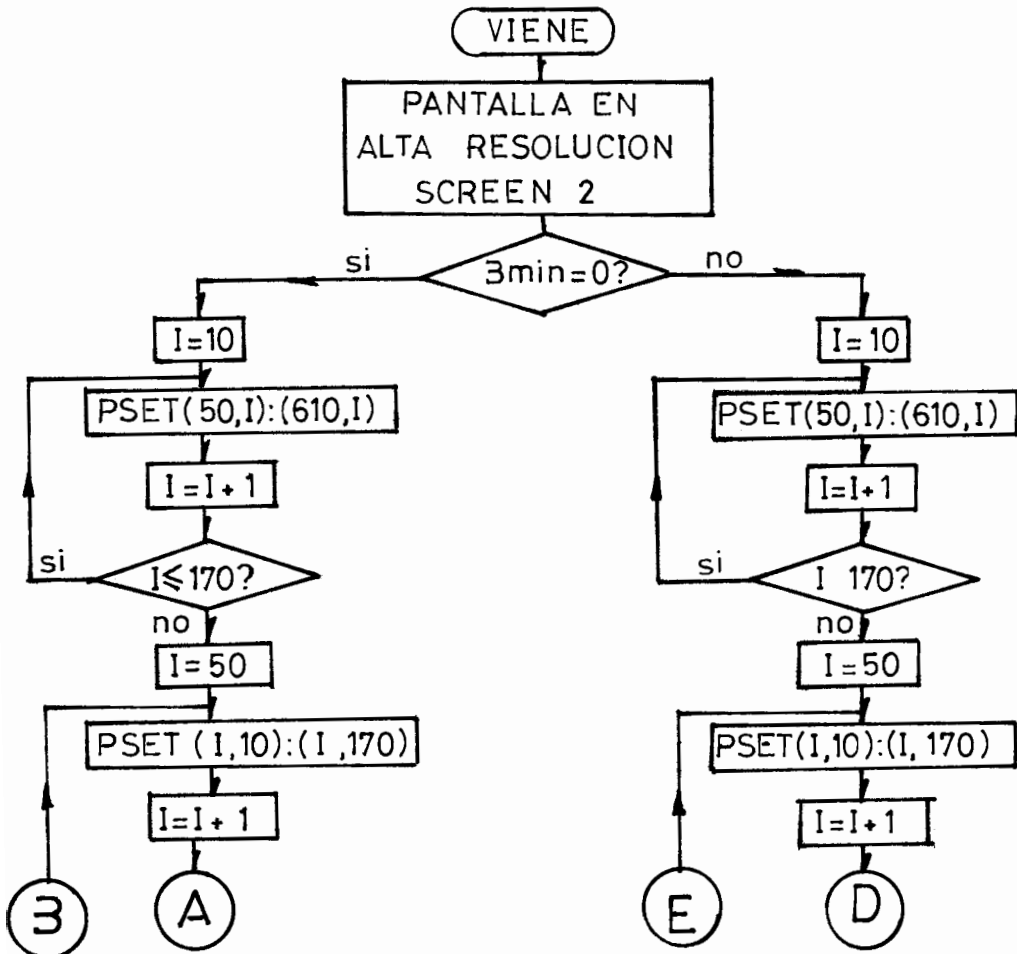
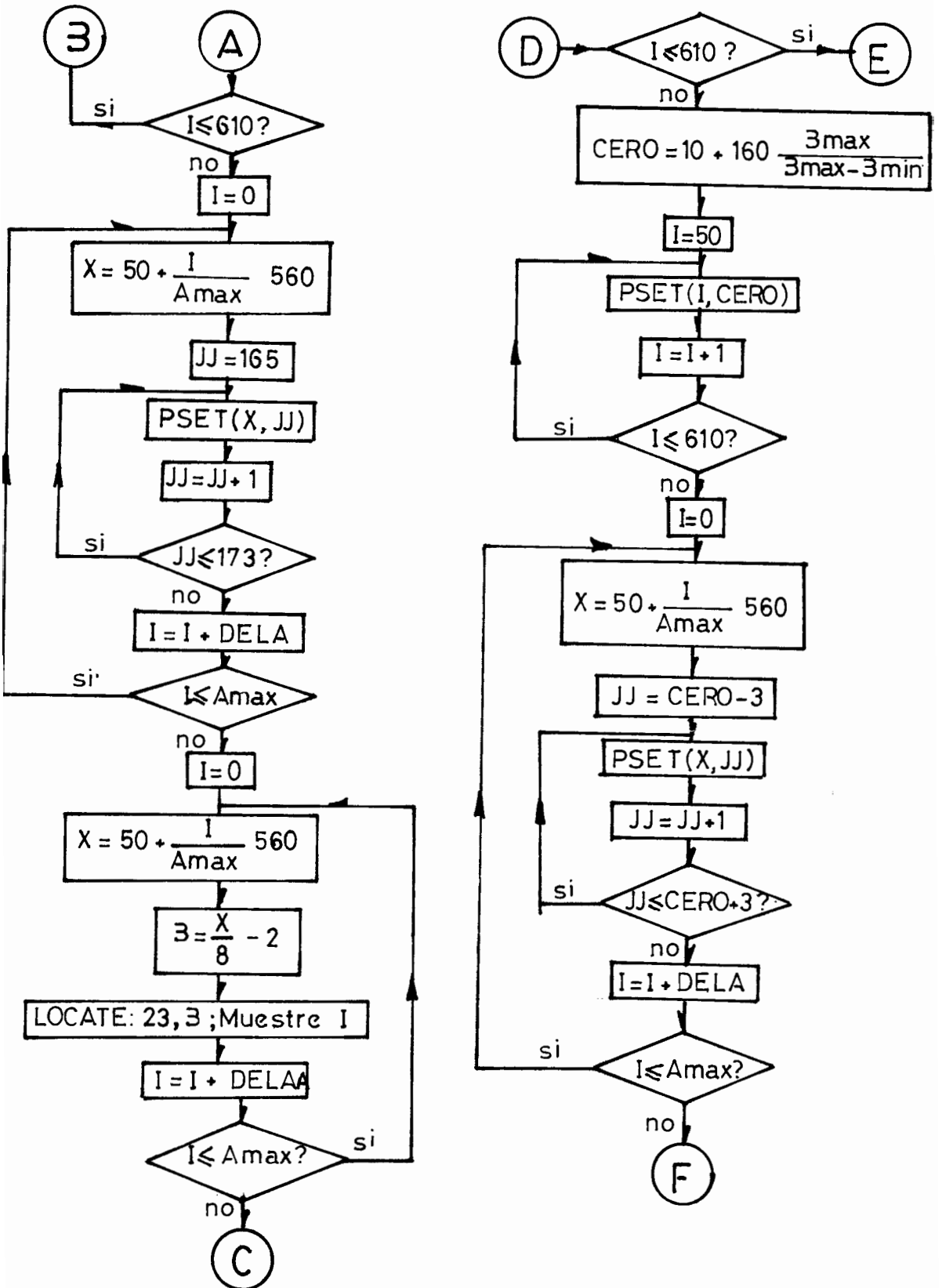
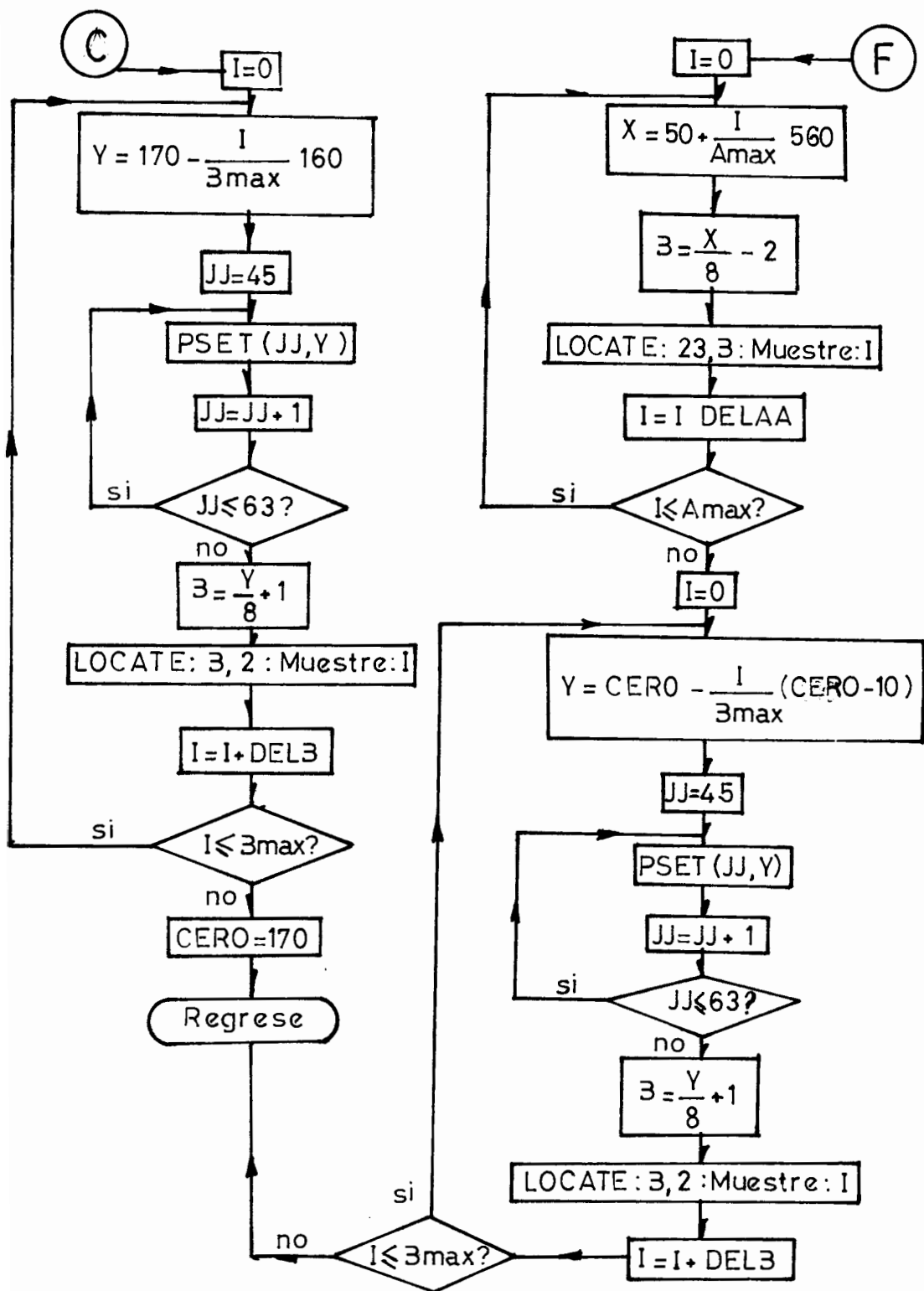


DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SUBROUTINA GRAFICOS







LISTADO DEL PROGRAMA



```
PRINT CHR$(27)"0"
```

```
REM ESTE PROGRAMA ES EL ANALISIS DE LOS PARAMETROS FUNDAMENTALES DEL I
REM TOR DE COMBUSTION INTERNA. TIENE 7 OPCIONES PARA CALCULAR, EST
EM SON: 1 ANALISIS CINEMATICO DEL MECANISMO BIELA - MANIVELA
EM 2 ANALISIS DEL MOTOR EN ESTADO TRANSIENTE
EM 3 ANALISIS DEL MOTOR EN ESTADO ESTABLE
EM 4 PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR
EM 5 CALCULO DEL VOLANTE
EM 6 CALCULO DE LAS FUERZAS DE SACUDIMIENTO
EM 7 CALCULO DE LAS REACCIONES
```

```
REM
```

```
REM
```

```
OPTION BASE 1
```

```
CLS : KEY OFF
```

```
FOR I = 440 TO 550 STEP 5
```

```
SOUND I, .5
```

```
NEXT I
```

```
FOR I = 550 TO 440 STEP -5
```

```
SOUND I, .5
```

```
NEXT I
```

```
LOCATE 5,20: PRINT "ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"
```

```
LOCATE 7,25: PRINT "FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA"
```

```
LOCATE 9,15
```

```
PRINT "TESIS DE GRADO PARA LA OBTENCION DEL TITULO DE INGENIERO MECANICO"
```

```
LOCATE 11,30:PRINT "PRESENTADA POR : OSCAR X. GUERRERO F."
```

```
LOCATE 13,30:PRINT "DIRIGIDA POR : ING. EDUARDO ORCES P. "
```

```
LOCATE 15,30:PRINT " AÑO 1986-1987 "
```

```
FOR I=17 TO 19
```

```
FOR J= 10 TO 70
```

```
LOCATE I,J : PRINT "*" :NEXT J :NEXT I
```

```
A$ = INKEY$
```

```
IF A$ <> CHR$(13) THEN 300
```

```
CLS
```

```
LOCATE 3,20: PRINT "PROGRAMA PARA LA SIMULACION DE UN MOTOR DE COMBUSTION"
```

```
LOCATE 5,40:PRINT "OPCIONES: "
```

```
LOCATE 6,25: PRINT 1,"Analisis cinematico del mecanismo biela - manivela"
```

PRINT CHR\$(27)"0"

ESTE PROGRAMA ES EL ANALISIS DE LOS PARAMETROS FUNDAMENTALES DEL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA. TIENE 8 OPCIONES PARA CALCULAR, ESTAS SON:

- 1 ANALISIS CINEMATICO DEL MECANISMO BIELA - MANIVELA
- 2 ANALISIS DEL MOTOR EN ESTADO TRANSIENTE
- 3 ANALISIS DEL MOTOR EN ESTADO ESTABLE
- 4 PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR
- 5 CALCULO DEL VOLANTE
- 6 CALCULO DE LAS FUERZAS DE SACUDIMIENTO
- 7 CALCULO DE LAS REACCIONES
- 8 DINAMICA DEL MOTOR CON CARGA

EM

OPTION BASE 1

CLS : KEY OFF

FOR I = 440 TO 550 STEP 5

  ROUND I, .5

  NEXT I

FOR I = 550 TO 440 STEP -5

  ROUND I, .5

  NEXT I

LOCATE 5,20: PRINT "ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"

LOCATE 7,25: PRINT "FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA"

LOCATE 9,15

PRINT "TESIS DE GRADO PARA LA OBTENCION DEL TITULO DE INGENIERO MECANICO"

LOCATE 11,30:PRINT "PRESENTADA POR : OSCAR X. GUERRERO F."

LOCATE 13,30:PRINT "DIRIGIDA POR : ING. EDUARDO ORCES P. "

LOCATE 15,30:PRINT " AÑO 1986-1987 "

FOR I=17 TO 19

  FOR J= 10 TO 70

    LOCATE I,J : PRINT "\*" :NEXT J :NEXT I

  \$ = INKEY\$

  IF A\$ <> CHR\$(13) THEN 300

  \_S

LOCATE 3,20: PRINT "PROGRAMA PARA LA SIMULACION DE MOTORES DE COMBUSTION"

LOCATE 5,40:PRINT "OPCIONES: "

LOCATE 6,25: PRINT 1,"Analisis cinematico del mecanismo biela - manivela"

```

LOCATE 6,25: PRINT 1,"Análisis cinemático del mecanismo biela - manive
LOCATE 7,25: PRINT 2,"Análisis en estado transiente del motor"
LOCATE 8,25: PRINT 3,"Análisis en estado estable"
LOCATE 9,25: PRINT 4,"Parámetros de funcionamiento del motor"
LOCATE 10,25:PRINT 5,"Cálculo del volante"
LOCATE 11,25:PRINT 6,"Cálculo de fuerzas y momentos de sacudimiento"
LOCATE 12,25:PRINT 7,"Cálculo de las reacciones"
LOCATE 13,25:PRINT 8,"Dinámica del motor con carga"
LOCATE 14,30:INPUT "ESCOJA=====>";ESC
IF ESC < 1 OR ESC > 8 THEN BEEP: GOTO 320
LOCATE 16,40 :PRINT " UNIDADES A TRABAJAR "
LOCATE 17,32 :PRINT 1," Sistema ingles "
LOCATE 18,32 :PRINT 2," Sistema ingenieril "
LOCATE 19,32 :PRINT 3," Sistema internacional de medidas "
LOCATE 20,35: INPUT "ESCOJA =====>";SIS
IF SIS < 1 OR SIS > 3 THEN BEEP: PRINT "ESCOGIO MAL EL NUMERO":GOTO 4
GOSUB 6760
ON ESC GOTO 520,780,2560,2910,4520,5310,6330,15800
LS
LOCATE 3,15:PRINT "ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL MECANISMO BIELA MANIVELA "
ET = 0 : DELTET = 4*3.1416 + .0005
LOCATE 6,10:PRINT "INGRESE EL RADIO DE LA MANIVELA EN ";LONG#:LOCATE 6,
LOCATE 8,10:PRINT "INGRESE LA LONGITUD DE LA BIELA EN ";LONG#:LOCATE 8,
LOCATE 10,10:PRINT "INGRESE EL VALOR DE LA VELOCIDAD EN ";VEL#:LOCATE 10,
DELTET
LOCATE 12,10: PRINT "INGERSE LA ACELERACION EN RAD/SEC2":LOCATE 12,55:
LOCATE 14,10:PRINT "REVOLUCION COMPLETA ? SI O NO":LOCATE 14,55:INPUT A
IF A# ="SI" THEN 610 ELSE 630
LOCATE 16,5:PRINT "INGRESE LOS INCREMENTOS EN LOS ANGULOS EN ";G#:LOCATE 16,55:
PUT DELTET
GOTO 640
LOCATE 16,10:PRINT "INGRESE EL ANGULO DE CALCULO EN ";G#:LOCATE 16,55:

```

```

) LOCATE 16,10:PRINT "INGRESE EL ANGULO DE CALCULO EN ";G$:LOCATE 16,5
) CLS
) PRINT TAB(5);"ANGULO";TAB(15);"POSICION";TAB(35);"VELOCIDAD";TAB(55)
"ACION"
) PRINT
) PRINT TAB(6);G$;TAB(17);LONG$;TAB(37);V$;TAB(57);AC$
) PRINT
) IF A$ ="SI" THEN DELTET = DELTET*J
) MOT = 1 : K = 1
) TET = TET * J : DTET = DTET * G
) FOR TET = TET TO (2*PI + .005) STEP DELTET
) GOSUB 8730 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA POVEAC
) PRINT TAB(2);INT(TET/J*10)/10;TAB(16);INT(X(K)*100)/1000;TAB(36);INT
/100;TAB(56);INT(DDS(K)*100)/100
) NEXT TET
) FOR I=1 TO 6000 : NEXT I
) GOTO 11190
) REM      COMIENZO DE LA OPCION # 2
) REM      ANALISIS EN ESTADO TRANSIENTE DEL MOTOR
) REM
) CLS
) FOR I=1 TO 5
) FOR JJ = 10 TO 70
) LOCATE I,JJ:PRINT CHR$(4):NEXT JJ:NEXT I
) FOR I=19 TO 23
) FOR JJ=10 TO 70
) LOCATE I,JJ:PRINT CHR$(4):NEXT JJ:NEXT I
) LOCATE 12,20 :PRINT "ANALISIS DEL MOTOR EN TRANSIENTE "
) LOCATE 15,30:PRINT "PRESIONE enter PARA CONTINUAR"
) LOCATE 17,30:PRINT "DIGITE cero PARA VOLVER AL MENU PRINCIPAL"
) A$ = INKEY$
) IF A$ = CHR$(48) THEN 20
) IF A$ = CHR$(13) THEN 940 ELSE 910
) GOSUB 7050 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA DATOS
) TET=TET*J: DTET=DTET*G

```

```

0SUB 8290 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA PARAMETROS ESTABLES
DIM FI(MV),S(MV),DFI(MV),DS(MV),DDFI(MV),DDS(MV),KFI(MV),KS(MV),X(MV),
S(MV)
DIM IN(MV),CEN(MV),MP(MV),F(MV)
I = (TF - TI )/H + 1
DIM A(N),B(N),C(N+1),D(N+1),G(N),T(N),H(N)
T = TI : W1 = TET : W2 = DTET
PRINT TAB(1); "TIEMPO"; TAB(11); "INERC.GENE."; TAB(23); "COEF.CENT"; TAB(
."; TAB(45); "TORQUE"; TAB(57); "POSICION"; TAB(69); "VELOCIDAD"
PRINT TAB(2); TIEMPO#; TAB(11); INERCIA#; TAB(34); "RAD/SEC2"; TAB(45); TOR
); G#; TAB(70); VEL#
FOR I=1 TO N
A(I) = W1 : B(I) = W2 : T(I) = T
IF A(I) > 4*PI THEN 1070 ELSE 1090
VARI = INT(A(I)/(4*PI))
A(I) = A(I) - VARI*(4*PI)
W1P = W1 : W2P = W2
FOR K=1 TO M
TET = A(I) +DES(K)
GOSUB 8120 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA I N E R C E N
IN(K) = INER: CEN(K) = CEN
TET = A(I)
GOSUB 9050 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA FUERZAS
MP(K) = MP
NEXT K
INERT = 0 : CENT = 0 : MPT = 0
FOR K=1 TO M
INERT = IN(K) +INERT : CENT = CEN(K)+CENT : MPT = MP(K)+MPT
NEXT K
GOSUB 9370 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA MOMENTO RESISTENTE
MS = MPT-MR+MF-CENT*B(I)^2 : G(I)= MS/INERT : H(I) = MS
REM COMIENZA A IR AL METODO NUMERICO
GOSUB 9600
(I)=W1P : D(I) = W2P
IF T>=(3*H)+TI THEN 1420

```

```

K11 = WP1 : K12 = WP2
W1P = A(I)+H/2*K11 : W2P = B(I)+H/2*K12
GOSUB 9600
K21 = WP1 : K22 = WP2
W1P = A(I)+H/2*K21 : W2P = B(I)+H/2*K22
GOSUB 9600
K31 = WP1 : K32 = WP2
W1P = A(I)+H*K31 : W2P = B(I)+H*K32
GOSUB 9600
K41 = WP1 : K42 = WP2
K1 = 1/6*(K11+2*K21+2*K31+K41)
K2 = 1/6*(K12+2*K22+2*K32+K42)
W1 = A(I)+K1*H : W2 = B(I)+K2*H : T = T + H
GOTO 1490
W1P = A(I)+H/24*(55*C(I)-59*C(I-1)+37*C(I-2)-9*C(I-3))
W2P = B(I)+H/24*(55*D(I)-59*D(I-1)+37*D(I-2)-9*D(I-3))
GOSUB 9600
C(I+1) = WP1 : D(I+1) = WP2
W1 = A(I)+H/24*(9*C(I+1)+19*C(I)-5*C(I-1)+C(I-2))
W2 = B(I)+H/24*(9*D(I+1)+19*D(I)-5*D(I-1)+D(I-2))
T = T + H
PRINT TAB(1); INT(T(I)*10000)/10000!; TAB(11); INT(INERT*100)/100; TAB(22)
*1000)/1000; TAB(35); INT(G(I)*100)/100; TAB(46); INT(MS*10)/10; TAB(56); IN
)/10; TAB(67); INT(B(I)/G*10)/10
NEXT I
A$=INKEY$
IF A$<>CHR$(13) THEN 1510
REM GRAFICOS
REM          GRAFICO   RPM VS.   TIEMPO
TMAX = 0: VELMAX = 0: ACMAX=0 : ACMIN=0 : TETMAX=2*PI:TORMAX=0:TORMIN
FOR I = 1 TO N
IF T(I)>TMAX THEN TMAX = T(I)
IF (B(I)/G)>VELMAX THEN VELMAX = B(I)/G
IF G(I) > ACMAX THEN  ACMAX = G(I)
IF G(I) < ACMIN THEN  ACMIN = G(I)

```

```

0 IF G(I) < ACMIN THEN ACMIN = G(I)
) IF H(I) > TORMAX THEN TORMAX = H(I)
) IF H(I) < TORMIN THEN TORMIN = H(I)
) NEXT I
) AMAX=TMAX : BMAX=VELMAX
DELA = 5*H : DELAA = 20*H : DELB = INT(VELMAX/5)
GOSUB 10590 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA G R A F I C O S
FOR I=1 TO N
X= 50+INT(T(I)/TMAX*560) : Y= 170 - INT(B(I)/(G*VELMAX)*160)
PSET(X,Y):NEXT I
LOCATE 1,20 : PRINT " R P M VS. TIEMPO "
A$ = INKEY$
IF A$ <> CHR$(13) THEN 1710
REM GRAFICO ACELERACION VS TIEMPO
AMAX = TMAX : BMAX = 4/3*ACMAX : BMIN = 4/3*ACMIN
DELA = 5*H : DELAA = 20*H : DELB = INT(BMAX/5)
GOSUB 10590 : REM MANDO SUB-RUTINA GRAFICOS
X=50:Y=CERO :PSET (X,Y)
FOR I=1 TO N
X = 50 + INT(T(I)/TMAX*560) : Y = CERO-INT(G(I)/ACMAX*(CERO-10))
LINE--(X,Y): NEXT I
LOCATE 1,20: PRINT "ACELERACION VS. TIEMPO"
A$=INKEY$
IF A$<>CHR$(13) THEN 1820
AMAX= TMAX:BMAX=INT(4/3*TORMAX):BMIN= INT(TORMIN)
DELA=5*H:DELAA=20*H:DELB=INT(BMAX/5)
GOSUB 10590 :REM SUB-RUTINA GRAFICOS
FOR I = 1 TO N
X=50+INT(T(I)/TMAX*560) : Y = CERO-INT(H(I)/TORMAX*(CERO-10))
IF I = 1 THEN PSET(X,Y)
LINE -(X,Y) : NEXT I
A$ = INKEY$
IF A$<>CHR$(13) THEN 1910
)TO 11190

```

```

REM
REM          COMIENZO DE LA OPCION  R 3
REM          CONDICIONES EN ESTADO ESTABLE
CLS
FOR I = 1 TO 5
FOR JJ=10 TO 70
LOCATE I,JJ:PRINT CHR$(3):NEXT JJ:NEXT I
FOR I=18 TO 22
FOR JJ=10 TO 70
LOCATE I,JJ:PRINT CHR$(3):NEXT JJ:NEXT I
LOCATE 12,20:PRINT "ANALISIS DEL MOTOR EN ESTADO ESTABLE"
LOCATE 14,30:PRINT "DIGITE enter PARA CONTINUAR"
LOCATE 15,30:PRINT "DIGITE cero PARA VOLVER AL MENU PRINCIPAL"
A$ = INKEY$
IF A$ = CHR$(48) THEN 20
IF A$ = CHR$(13) THEN 2710 ELSE 2680
GOSUB 7050 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA D A T O S
TET = TET*J : DTET = DTET*G
GOSUB 8290 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA PARAMETROS ESTABLES
IF CC$ ="NO" THEN DTET = SQR(WI/(4*C*PI)) ELSE DTET=DTET
GOSUB 9400 :REM MANDO A LA SUB-RUTINA MOMENTO RESISTENTE.
WF= MV*PR*VCIL
IF CC$ ="NO" THEN DTET= SQR((WI-WF)/(4*PI*C)):GOTO 970
IF OP = 1 THEN 2760 ELSE 2800
W = 4*PI*MR + WF: NVR = W/WI : P = NVR/NV
PIND=W/(MV*VCIL)
P4=(PIND+P5-P1)*(TC-1)*(N2-1)/(TC^N2-TC)+(N2-1)*(TC^N1-TC)/((N1-1)*(TC^N1-1)
GOTO 2890
W=4*PI*MR + WF : PIND=W/(MV*VCIL)
E=(N2-1)/((N1-1)*TC)*((PIND+P5-P1)*(TC-1)*(N1-1)/P3+N1-1/(LAMDA*(TC^(LAMDA-1)))
EQ = E*TP^N2-N2*TP^(N2-1)+1
IF ABS(EQ) < .005 THEN 2850
TP = TP + .01 : GOTO 2820
P4=P3/TP^N2 : DELTA= TC/TP : V3 = DELTA * VC

```



ALFA=EPS\*HU/((LAMDA\*(DELTA-1)\*CF-.29\*(LAMDA-1))\*T2\*LO)-1/LO : X3 = 2\*

IF OP = 1 THEN PRINT "CARBURADOR ABIERTO EN UN ";P

IF OP=2 THEN PRINT "ALFA (COEFIC. DE CARGA) : ";ALFA

GOTO 970

REM

REM COMIENZO DE LA OPCION 4

REM PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR

CLS

FOR I = 1 TO 5

FOR JJ = 10 TO 70

LOCATE I,JJ:PRINT CHR\$(222):NEXT JJ:NEXT I

FOR I=18 TO 22

FOR JJ=10 TO 70

LOCATE I,JJ:PRINT CHR\$(222):NEXT JJ:NEXT I

LOCATE 12,10: PRINT " PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR "

LOCATE 14,30:PRINT "DIGITE enter PARA CONTINUAR"

LOCATE 16,30:PRINT "DIGITE cero PARA VOLVER AL MENU PRINCIPAL "

A\$ = INKEY\$

IF A\$<> CHR\$(13) THEN 3030

CLS

LOCATE 15,20:PRINT 1,"CALCULOS PARA VELOCIDAD ESPECIFICA "

LOCATE 17,20:PRINT 2,"CALCULO DE LA CURVA CARACTERISTICA"

LOCATE 20,35:INPUT "ESCOJA:";FF

IF FF<1 OR FF>2 THEN BEEP :GOTO 3050

30SUB 7050 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA D A T O S

IF FF = 1 THEN 3120 ELSE 3150

VEL = DTET \*G : NN = 1 : AA = VEL : DELVEL = VEL + 1

NMAX = 4\*PI+.005 : DELTET = 5\*J : Z=1

GOTO 3190

IF OP = 1 THEN AA = 4600\*G : DELVEL = 200\*G

IF OP = 2 THEN AA = 3700\*G : DELVEL = 200\*G

DTET = 500\*G: NN=(AA-VEL)/DELVEL + 2

IF MV>=4 THEN NMAX=PI+.005 ELSE NMAX = 4\*PI+.005

IM BTORQ(NN), BHP(NN), GESP(NN), RPM(NN), QCOM(NN), IHP(NN), QC(NN)

IM S(MV), FI(MV), DS(MV), DFI(MV), DDS(MV), DDFI(MV), X(MV), KS(MV), KFI(MV),

I(MV), F(MV)

```

IF NMAX = 4 * PI + .005 THEN 3220
DIM TOR (73): DELTET =10*J :H=NMAX/DELTET :Z=1: GOTO 3250
IF NMAX = PI + .005 THEN 3240
DIM TOR(19): DELTET = 10*J : H = NMAX/DELTET : Z=4
Y = 0
FOR DTET = VEL TO AA STEP DELVEL
LOCATE 18,20:PRINT "ESTAMOS EN LA VELOCIDAD ";DTET/G
Y = Y+1 : YY = 0 : TORMAX = 0 : TORMIN = 0
GOSUB 8290 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA PARAMETROS ESTABLES
IF FF = 2 THEN 3310 ELSE 3360
NIND = MV*PIND*VCIL*DTET/(4*PI)
GOSUB 9380
PEFEC=PIND-PR
NEFEC = PEFEC*VCIL*DTET*MV/(4*PI): BTORQ=NEFEC/DTET
GOTO 3650
FOR N=0 TO NMAX STEP DELTET
LOCATE 20,30:PRINT "ESTAMOS EN EL ANGULO ";N/J
Y = YY + 1
TOR = 0
FOR K=1 TO M
ET = N + DES(K)
GOSUB 8730 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA POVEAC
ET = N
GOSUB 9050 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA FUERZAS
ET = N + DES(K)
GOSUB 9650 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA REACCIONES
JR = TOR + T12
NEXT K
LOCATE 23,30:PRINT "TORQUE TOTAL ";TOR
JR(YY) = TOR
IF TOR(YY) > TORMAX THEN TORMAX = TOR(YY)
IF TOR(YY) < TORMIN THEN TORMIN = TOR(YY)
NEXT N
GOTO 3590
FOR I = 1 TO H+1
IF I = 1 OR I = H+1 THEN S = S + TOR(I): GOTO 3590

```

```

L = I MOD 2
IF LL = 0 THEN S = S + 4*TOR(I) ELSE S = S + 2*TOR(I)
EXT I
TRAB = (4*PI*S/(H*3))* Z
TORMED = TRAB/(4*PI) : NM = TORMED*DTET
OSUB 9370 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA MOMENTO RESISTENTE
NR = MV * PR * VCIL * DTET/(4*PI) : NEFEC = NM - NR
NIND = NV * WI * DTET/(4*PI) : BTORQ = NEFEC/DTET
EFM = NEFEC/NIND
IF SIS = 1 THEN NEFEC=NEFEC/(550*12) : NIND=NIND/(550*12)
IF SIS = 2 THEN NEFEC=.0001315*NEFEC : NIND= .0001315*NIND
IF SIS = 3 THEN NEFEC=NEFEC/1000 : NIND=NIND/1000
EFTER = .0686*PIND*ALFA*LD*T1/(P1*HU)
EFM = EFTER*EFM
IF SIS=1 THEN GESP = 2544/(HU*EF)
IF SIS=2 THEN GESP = 632/(HU*EF)
IF SIS=3 THEN GESP = 860/(HU*EF)
QC = NEFEC*GESP
IF OP = 1 THEN 3760 ELSE 3770
IF SIS = 1 THEN QC=QC/7.465 ELSE QC = QC/.738: GOTO 3780
IF SIS = 1 THEN QC=QC/7.076 ELSE QC=QC/.848
TORQ(Y) = BTORQ : RPM(Y) = DTET/G
IHP(Y) = NEFEC : IHP(Y) = NIND
GESP(Y) = GESP : QC(Y) = QC
.S
DATE 5,25:PRINT " R E S U L T A D O S "
DATE 8,30:PRINT "VELOCIDAD",RPM(Y)
DATE 10,1:PRINT "POTENCIA AL FRENO ";INT(BHP(Y)*1000)/1000;POTEN#
DATE 12,1:PRINT "TORQUE AL FRENO ";INT(BTORQ(Y)*1000)/1000;TORQUE#
DATE 14,1:PRINT "CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE ";INT(GESP(Y)*1000
DATE 10,45:PRINT "POTENCIA INDICADA ";INT(IHP(Y)*1000)/1000;POTENC#
DATE 12,45:PRINT "EFICIENCIA TERMICA ";INT(EF*1000)/1000
DATE 14,45:PRINT "EFICIENCIA MECANICA ";INT(EFM*1000)/1000

```

```

FOR K=1 TO M
  TET = N + DES(K)
OSUB 8730 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA FOVEAC
  TET = N
OSUB 9050 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA FUERZAS
  TET = N + DES(K)
OSUB 9650 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA REACCIONES
  TOR = TOR + T12
EXT K
OCATE 23,30:PRINT "TORQUE TOTAL ";TOR
TOR(YY) = TOR
IF TOR(YY) > TORMAX THEN TORMAX = TOR(YY)
IF TOR(YY) < TORMIN THEN TORMIN = TOR(YY)
EXT N
=0
FOR I = 1 TO H+1
  IF I = 1 OR I = H+1 THEN S = S + TOR(I): GOTO 3590
  L = I MOD 2
  IF L = 0 THEN S = S + 4*TOR(I) ELSE S = S + 2*TOR(I)
EXT I
AB = (4*PI*S/(H*3))* Z
TORMED = TRAB/(4*PI) : NM = TORMED*DTET
OSUB 9370 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA MOMENTO RESISTENTE
  T = MV * PR * VCIL * DTET/(4*PI) : NEFEC = NM - T
  T = NV * WI * DTET/(4*PI) : BTORQ = NEFEC/DTET
  NIND = NEFEC/NIND
  IF SIS = 1 THEN NEFEC=NEFEC/(550*12) : NIND=NIND/(550*12)
  IF SIS = 2 THEN NEFEC=.0001315*NEFEC : NIND= .0001315*NIND
  IF SIS = 3 THEN NEFEC=NEFEC/1000 : NIND=NIND/1000
  TEFER = .0686*PIND*ALFA*LO*T1/(P1*HU)
  T = TEFER*EFM
  IF SIS=1 THEN GESP = 2544/(HU*EF)
  IF SIS=2 THEN GESP = 632/(HU*EF)
  IF SIS=3 THEN GESP = 860/(HU*EF)
  T = NEFEC*GESP
  IF OP = 1 THEN 3760 ELSE 3770

```

```

IF SIS = 1 THEN QC=QC/7.465 ELSE QC = QC/.738: GOTO 3780
IF SIS = 1 THEN QC=QC/7.076 ELSE QC=QC/.848
BTORQ(Y) = BTORQ : RPM(Y) = DTET/G
BHP (Y) = NEFEC : IHP (Y) = NIND
GESP(Y) = GESP : QC(Y) = QC
CLS
LOCATE 5,25:PRINT " R E S U L T A D O S "
LOCATE 8,30:PRINT "VELOCIDAD",RPM(Y)
LOCATE 10,1:PRINT "POTENCIA AL FRENO ";INT(BHP(Y)*1000)/1000;POTEN$
LOCATE 12,1:PRINT "TORQUE AL FRENO ";INT(BTORQ(Y)*1000)/1000;TORQUE$
LOCATE 14,1:PRINT "CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE ";INT(GESP(Y)*1000)/1000;VOL$
LOCATE 10,45:PRINT "POTENCIA INDICADA ";INT(IHP(Y)*1000)/1000;POTENC$
LOCATE 12,45:PRINT "EFICIENCIA TERMICA ";INT(EF*1000)/1000
LOCATE 14,45:PRINT "EFICIENCIA MECANICA ";INT(EFM*1000)/1000
LOCATE 16,30:PRINT "CONSUMO DE COMBUSTIBLE ";INT(QC(Y)*1000)/1000;VOL$
NEXT DTET
LOCATE 23,40:PRINT "DIGITE enter PARA CONTINUAR"
A$ = INKEY$
IF A$ <> CHR$(13) THEN 3930
IF FF = 1 THEN 3960 ELSE 4060
REM GRAFICO TORQUE VS. ANGULO DE MANIVELA(TETA)
BMAX = 720 : BMIN = 4/3*TORMAX : BMIN = 4/3*TORMIN
DELA = 45 : DELAA = 45 : DELB = INT ( TORMAX/5)
GOSUB 10590 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA GRAFICOS
Y=50:Y=CERO :PSET(X,Y)
FOR I = 1 TO H+1
Y = 50 + INT ((I-1)*10/720*560) : Y = CERO - INT (TOR(I)/BMAX*(CERO-10)
LINE-(X,Y) : NEXT I
LOCATE 1,15:PRINT "TORQUE VS. POSICION DE MANIVELA "
FOR I = 1 TO 16000 : NEXT I : SCREEN 0: GOTO 11190
REM GRAFICOS
REM GRAFICO BHP VS. RPM
TORMAX = 0 : HPMAX = 0 : RPMMAX = 0 : GESMAX = 0

```

```

FOR I=1 TO NN
IF RPM(I) > RPMMAX THEN RPMMAX = RPM(I)
IF BTORQ(I) > TORMAX THEN TORMAX = BTORQ(I)
IF GESP(I) > GESMAX THEN GESMAX = GESP(I)
IF IHP(I) > HPMAX THEN HPMAX = IHP(I)
NEXT I
REM          GRAFICO      B H P      VS.      RPM
AMAX = RPMMAX : BMAX = HPMAX
DELA = 100 : DELAA = 500 : DELB = INT (BMAX/5)
GOSUB 10590 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA GRAFICOS
FOR I = 1 TO NN
IF I=1 THEN PSET (X,Y)
X = 50 + INT(RPM(I)/RPMMAX*560) : Y = 170 - INT(IHP(I)/HPMAX*160)
LINE-(X,Y): NEXT I
FOR I=1 TO NN
X= 50+INT(RPM(I)/RPMMAX*560) : Y=170-INT(BHP(I)/HPMAX*160)
IF I=1 THEN PSET (X,Y)
LINE-(X,Y):NEXT I
A$ = INKEY$
IF A$ <> CHR$(13) THEN 4270
REM GRAFICO      TORQUE      VS.      RPM
AMAX = RPMMAX : BMAX = INT(TORMAX )
DELA = 100 : DELAA = 500 : DELB = INT(BMAX/5)
GOSUB 10590 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA GRAFICOS
FOR I = 1 TO NN
X = 50 + INT(RPM(I)/RPMMAX*560) : Y = 170 - INT(BTORQ(I)/TORMAX*160)
IF I=1 THEN PSET (X,Y)
LINE-(X,Y) : NEXT I
A$ = INKEY$
IF A$ <> CHR$(13) THEN 4370
REM GRAFICO      CONSUMO ESPECIFICO      VS.      RPM
AMAX = RPMMAX : BMAX = GESMAX
DELA = 100 : DELAA = 500 : DELB = INT(BMAX*1000/5)/1000
GOSUB 10590 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA GRAFICOS

```

```

OR I = 1 TO NN
  = 50 + INT(RPM(I)/RPMMAX*560) : Y = 170 - INT(GESP(I)/GESMAX*160)
F I=1 THEN PSET (X,Y)
INE-(X,Y) : NEXT I
$ = INKEY$
F A$ <> CHR$(13) THEN 4470
SCREEN 0
OTO 11190
EM
EM COMIENZO DE LA OPCION  5
EM CALCULO DEL VOLANTE
LS
OR I = 1 TO 5
OR JJ=10 TO 70
OCATE I,JJ:PRINT CHR$(2):NEXT JJ:NEXT I
OR I = 18 TO 22
OR JJ=10 TO 70
OCATE I,JJ:PRINT CHR$(2):NEXT JJ:NEXT I
OCATE 12,20 : PRINT "CALCULO DEL V O L A N T E "
OCATE 14,30 : PRINT "DIGITE enter PARA CONTINUAR "
OCATE 16,30 : PRINT "DIGITE cero PARA VOLVER AL MENU PRINCIPAL "
$ = INKEY$
F A$ <> CHR$(13) THEN 4640
JSUB 7050 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA DATOS
JSUB 8290 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA PARAMETROS ESTABLES
IM S(MV),FI(MV),DFI(MV),DS(MV),DDFI(MV),DDS(MV),KS(MV),KFI(MV),DKFI(MV)
((MV)
IM F(MV),MP(MV),TOR(73),INER(75)
MAX = 4*PI + .005 : DELTET =10*J
TET = DTET * G
OR N=0 TO NMAX STEP DELTET
OCATE 20,30:PRINT "ESTAMOS EN EL ANGULO ";N/J
' = YY +1 : TOR = 0 : IN = 0
OR K = 1 TO M
T = N + DES(K)

```

```

OSUB 8120 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA I N E R C E N
TET = N
OSUB 9050 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA F U E R Z A S
TET = N + DES (K)
OSUB 9650 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA R E A C C I O N E S
TOR=TOR + T12 : IN = IN + INER
EXT K
OSUB 9370 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA MOMENTO RESISTENTE
TOR (YY) = TOR - MR + MF : INER (YY) = IN
EXT N
= 0 : SMAX = 0 : SMIN = 0
= NMAX/DELTET
OR I = 1 TO H+1
F I = 1 OR I = H+1 THEN S = S + TOR(I) : GOTO 4930
L = I MOD 2
F LL = 0 THEN S = S +4*TOR(I) ELSE S = S + 2*TOR(I)
EXT I
TORMED = S/(H*3)
OR I = 1 TO H+1
TOR (I) = TOR(I)-TORMED
EXT I
=0
OR I = 1 TO H+1
F I = 1 OR I = H+1 THEN S = S + TOR(I) : GOTO 5030
L = I MOD 2
F LL = 0 THEN S=S+4*TOR(I) ELSE S=S+2*TOR(I)
F S>SMAX THEN SMAX=S:TETMAX = I*10
F S<SMIN THEN SMIN=S:TETMIN = I*10
EXT I
= SMAX-SMIN : DELW = 4*PI*S/(72*3)
NERCIA = DELW/(CF*DTET^2) : VELMAX = DTET*(CF/2+1) : VELMIN = DTET*(1-CF)
=0
OR I = 1 TO H+1
F I = 1 OR I = H+1 THEN S = S+ INER(I)

```





```
DTET = DTET * G : FREQ= (M4+MB)*R*DTET^2 : TET=0 : DELTET = 360
```

```
CLS
```

```
LOCATE 5,10:PRINT "REVOLUCION COMPLETA? SI/NO ":INPUT A$
```

```
IF A$="NO" OR A$="SI" THEN 5500 ELSE 5470
```

```
IF A$="SI" THEN 5510 ELSE 5530
```

```
LOCATE 8,10:PRINT "INGRESE LOS INCREMENTOS EN GRADOS":INPUT DELTET
```

```
GOTO 5540
```

```
LOCATE 8,10:PRINT "INGRESE ANGULO DE CALCULO ":INPUT TET
```

```
TET=TET*J : DELTET=DELTET*J : PMAX=0 : MMAX=0 : SMAX=0 : MSMAX=0
```

```
CLS:LOCATE 10,30:PRINT "CALCULANDO"
```

```
CLS
```

```
LOCATE 1,10:PRINT "R E S U L T A D O S "
```

```
PRINT TAB(1);"ANGULO";TAB(10);"FUERZA";TAB(20);"FUERZA";TAB(40);"MOMEN  
";"MOMENTO"
```

```
PRINT TAB(10);"PRIMAR";TAB(20);"SECUND";TAB(40);"PRIMAR";TAB(50);"SECU
```

```
PRINT TAB(1);G$;TAB(10);FUERZA$;TAB(20);FUERZA$;TAB(40);TORQUE$;TAB(50)
```

```
PRINT
```

```
IF MOT = 1 OR MOT = 2 THEN 5630 ELSE 5880
```

```
FOR N=TET TO 2*PI+.005 STEP DELTET
```

```
SCOS=0:SSIN=0:SCOS2=0:SSIN2=0
```

```
FOR K = 1 TO M
```

```
SCOS = SCOS + COS(DES(K)) : SSIN = SSIN + SIN(DES(K))
```

```
SCOS2=SCOS2+COS(2*DES(K)) : SSIN2=SSIN2+SIN(2*DES(K))
```

```
NEXT K
```

```
FPRI = FREQ*(SCOS*COS(N)-SSIN*SIN(N))
```

```
FSEC = FREQ*(R/L)*(SCOS2*COS(2*N)-SSIN2*SIN(2*N))
```

```
GCOS=0:SCOS2=0:SSIN=0:SSIN2=0
```

```
FOR K=1 TO M
```

```
GCOS = SCOS + Z(K)*COS(DES(K)) : SSIN = SSIN + Z(K)*SIN(DES(K))
```

```
GCOS2=SCOS2+Z(K)*COS(2*DES(K)) : SSIN2=SSIN2+Z(K)*SIN(2*DES(K))
```

```
NEXT K
```

```
MPRI = FREQ*(SCOS*COS(N)-SSIN*SIN(N))
```

```
MSEC = FREQ*(R/L)*(SCOS2*COS(2*N)-SSIN2*SIN(2*N))
```

```
IF FPRI > PMAX THEN PMAX = FPRI
```

```
IF MPRI > MMAX THEN MMAX = MPRI
```

```
IF FSEC > SMAX THEN SMAX = FSEC
```

```
IF MSEC > MSMAX THEN MSMAX = MSEC
```

```

D PRINT TAB(1);N/J;TAB(11);INT(FPRI*100)/100;TAB(21);INT(FSEC*100)/100
NT(MPRI*100)/100;TAB(51);INT(MSEC*100)/100
D NEXT N
D IF PMAX <> 0 THEN X = MMAX/PMAX
D IF SMAX <> 0 THEN Y = MSMAX / SMAX
D PRINT "POSICION X =";X,"POSICION Y = ";Y
D GOTO 6290
D FOR N=TET TO (2*PI+.005) STEP DELTET
D GAMA(1)=N + BETA1 : GAMA(2) = N - BETA2
D SCOS=0;SCOS2=0;SSIN=0;SSIN2=0
D FOR K = 1 TO M
D SCOS=SCOS + COS(DES(K)) : SSIN=SSIN + SIN(DES(K))
D SCOS2= SCOS2 + COS(2*DES(K));SSIN2=SSIN2+SIN(2*DES(K))
D NEXT K
D FOR I=1 TO 2
D FFPRI(I)=FREC*(SSCOS*COS(GAMA(I))-SSIN*SIN(GAMA(I)))
D FFSEC(I)=FREC*(R/L)*(SCOS2*COS(2*GAMA(I))-SSIN2*SIN(2*GAMA(I)))
D NEXT I
D SCOS=0;SSIN=0;SCOS2=0;SSIN2=0
D FOR K = 1 TO M
D SCOS = SCOS+Z(K)*COS(DES(K)) : SSIN = SSIN+Z(K)*SIN(DES(K))
D SCOS2=SCOS2+Z(K)*COS(2*DES(K)); SSIN2=SSIN2+Z(K)*SIN(2*DES(K))
D NEXT K
D FOR I = 1 TO 2
D MMPRI(I)=FREC*(SCOS*COS(GAMA(I))-SSIN*SIN(GAMA(I)))
D MMSEC(I)=FREC*(R/L)*(SCOS2*COS(2*GAMA(I))-SSIN2*SIN(2*GAMA(I)))
D NEXT I
D PRIMX=FFPRI(1)*COS(PI/2-BETA1)+FFPRI(2)*COS(PI/2+BETA2)
D PRIMY=FFPRI(1)*SIN(PI/2-BETA1)+FFPRI(2)*SIN(PI/2+BETA2)
D SECX=FFSEC(1)*COS(PI/2-BETA1)+FFSEC(2)*COS(PI/2+BETA2)
D SECY=FFSEC(1)*SIN(PI/2-BETA1)+FFSEC(2)*SIN(PI/2+BETA2)
D FPRI = SQR(PRIMX^2+PRIMY^2)
D FSEC = SQR(SECX^2+SECY^2)
D MPX=MMPRI(1)*COS(PI/2-BETA1)+MMPRI(2)*COS(PI/2+BETA2)

```

```

MPY=MMPRI(1)*SIN(PI/2-BETA1)+MMPRI(2)*SIN(PI/2+BETA2)
MSX=MMSEC(1)*COS(PI/2-BETA1)+MMSEC(2)*COS(PI/2+BETA2)
MSY=MMSEC(1)*SIN(PI/2-BETA1)+MMSEC(2)*SIN(PI/2+BETA2)
MPRI = SQRT (MPX^2+MPY^2)
MSEC = SQRT (MSX^2+MSY^2)
IF FPRI > PMAX THEN PMAX = FPRI
IF MPRI > MMAX THEN MMAX = MPRI
IF FSEC > SMAX THEN SMAX = FSEC
IF MSEC > MSMAX THEN MSMAX = MSEC
PRINT TAB(1);N/J;TAB(11);INT(FPRI*100)/100;TAB(21);INT(FSEC*100)/100;
(MPRI*100)/100;TAB(51);INT(MSEC*100)/100
NEXT N
IF PMAX > ABS(.9) THEN X = MMAX/PMAX
IF SMAX > ABS(.9) THEN Y = MSMAX / SMAX
PRINT "POSICION X : ";X,"POSICION Y : ";Y
A$=INKEY$
IF A$<>CHR$(13) THEN 6290 ELSE 6310
GOTO 11190
REM
REM COMIENZO DE LA OPCIO N 7
REM CALCULO DE LAS REACCIONES
CLS
FOR I = 1 TO 5
FOR JJ=10 TO 70
LOCATE I,JJ:PRINT CHR$(220):NEXT JJ:NEXT I
FOR I=18 TO 22
FOR JJ=10 TO 70
LOCATE I,JJ:PRINT CHR$(220):NEXT JJ:NEXT I
LOCATE 7,15 : PRINT "CALCULO DE LAS REACCIONES "
LOCATE 9,30: PRINT "DIGITE enter PARA CONTINUAR"
LOCATE 13,30:PRINT "DIGITE cero PARA VOLVER AL MENU PRINCIPAL"
A$ = INKEY$
IF A$ <> CHR$(13) THEN 6450
GOSUB 7050 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA DATOS

```

```

GOSUB 8290 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA PARAMETROS ESTABLES
DTET = DTET*G : K = 1 : TET=0 : DELTET= 720
CLS
LOCATE 5,10:PRINT "REVOLUCION COMPLETA? SI/NO ":INPUT A#
IF A#="SI" OR A#="NO" THEN 6530 ELSE 6500
IF A#="SI" THEN 6540 ELSE 6550
LOCATE 8,10:PRINT "INGRESE INCREMENTO EN GRADOS":INPUT DELTET:GOTO 6
LOCATE 8,10:PRINT "INGRESE ANGULO DE CALCULO: ":INPUT TET : GOTO 656
PRINT TAB(1); "ANGULO"; TAB(12); "F14"; TAB(21); "F43"; TAB(31); "TET43"; TA
; TAB(51); "TET32"; TAB(62); "T12"
PRINT TAB(2); G#; TAB(12); FUERZA#; TAB(21); FUERZA#; TAB(31); G#; TAB(42); FI
51); G#; TAB(62); TORQUE#
TET=TET*J : DELTET = DELTET*J
FOR N = TET TO 4*PI+.005 STEP DELTET
TET =N
GOSUB 8730 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA POVEAC
GOSUB 9050 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA FUERZAS
GOSUB 9650 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA REACCIONES
XX = F43X : YY = F43Y : GOSUB 11110
F43 = CC : TET43 = ANG / J
XX = F32X : YY = F32Y : GOSUB 11110
F32 = CC : TET32 = ANG / J
XX = F12X : YY = F12Y : GOSUB 11110
F12 = CC : TET12 = ANG / J
PRINT TAB(1); INT(N/J*10)/10; TAB(10); INT(F43Y*100)/100; TAB(20); INT(F43
TAB(30); INT(TET43*100)/100; TAB(40); INT(F32*100)/100; TAB(50); INT(TET32)
TAB(60); INT(T12*100)/100
NEXT N
A#=INKEY#
IF A#<>CHR$(13) THEN 6720 ELSE 6740
GOTO 11190
REM
REM COMIENZO DE LAS INSTRUCCIONES DE LAS SUB-RUTINAS
REM
REM SUB - RUTINA UNIDADES
REM
IF SIS = 1 THEN 6810 ELSE 6870

```

```

0 LONG$ ="Pulg":MASA$="Libras":INERCIA$="Lbs-pulg-sec2"
0 TIEMPO$="sec":V$="Pulg/sec":AC$="Pulg/sec2"
0 PRESION$="Psia":POTENC$="IHP":GR = 1/386.4
0 TORQUE$="Lbs-pulg":POTEN$="BHP":VEL$="RPM": G$="GRADOS"
0 VOL$="Galones/hora": GE$="lbs/hp-horas":FUERZA$="Libras"
) GOTO 7020
) IF SIS=2 THEN 6880 ELSE 6950
) LONG$="Cmts":MASA$="Kgf":INERCIA$="Kgf-cm-sec2"
) TIEMPO$="sec":V$="Mts/sec":AC$="Mts/sec2"
) PRESION$="Kgf/cm2":TORQUE$="Kg-cm"
) POTEN$="BHP":POTENC$="IHP": GR=1/980
) VOL$="Litros/hora":VEL$="RPM"
) G$="Grados":GE$="Kg / HP-hora":FUERZA$="Kgf"
) GOTO 7020
) IF SIS=3 THEN 6960
) LONG$="Mts":MASA$="Kgm":INERCIA$="Kg-mts2"
) TIEMPO$="sec":V$="Mts/sec":AC$="Mts/sec2"
) PRESION$="Bares":TORQUE$="Newton-mts"
) POTEN$="BHP":POTENC$="IHP":GR=1
) VOL$="Litros/hora":VEL$="RPM"
) G$="Grados":GE$="Kg/HP-hora":FUERZA$="Nwt"
) PI=3.1416: J= PI/180 :G=PI/30
) RETURN
) REM
) REM SUB-RUTINA DATOS
) REM
) CLS
) LOCATE 5,20:PRINT "INGRESE LOS SIGUIENTES DATOS"
) LOCATE 8,35:PRINT "OPCIONES"
) LOCATE 10,25:PRINT 1,"MOTOR CON CICLO OTTO (Carburador)"
) LOCATE 12,25:PRINT 2,"MOTOR CON CICLO DIESEL (Inyeccion)"
) LOCATE 16,32:INPUT "ESCOJA: ";OP
) IF OP<1 OR OP>2 THEN BEEP : GOTO 7070
) CLS

```

```

IF OP = 2 THEN 7160 ELSE 7210
LOCATE 1,10 : PRINT "      CICLO DIESEL      "
LOCATE 5,20: PRINT " 1.  SERVICIO INTERMITENTE "
LOCATE 6,20: PRINT " 2.  SERVICIO CONTINUO  "
LOCATE 8,30 :PRINT "ESCOJA ====> ":LOCATE 8,50:INPUT EE
IF EE>2 OR EE<1 THEN BEEP : GOTO 7160
CLS
LOCATE 5,35:PRINT "OPCIONES"
LOCATE 11,25:PRINT 1,"MOTOR MONOCILINDRICO "
LOCATE 13,25:PRINT 2,"MOTOR MULTICILINDRICO EN LINEA"
LOCATE 15,25:PRINT 3,"MOTOR MULTICILINDRICO EN  V"
LOCATE 18,30:INPUT "ESCOJA: ";MOT
IF MOT<1 OR MOT>3 THEN BEEP : GOTO 7140
CLS
LOCATE 1,10:PRINT "ESTE PROGRAMA ASUME QUE LOS PISTONES TIENEN "
LOCATE 2,20:PRINT "      IGUALES DIMENSIONES"
LOCATE 4,1:PRINT "RADIO DE MANIVELA EN ";LONG#:LOCATE 4,50:INPUT R
LOCATE 5,1:PRINT "LONGITUD DE BIELA EN ";LONG#:LOCATE 5,50:INPUT L
LOCATE 6,1:PRINT "LONGITUD DEL PIN DE MANIVELA AL C.G. DE LA BIELA EN
CATE 6,60:INPUT LA
LOCATE 7,1:PRINT "LONGITUD AL C.G. DE LA MANIVELA EN ";LONG#:LOCATE 7,
D
LOCATE 8,1:PRINT "PESO DE LA MANIVELA EN ";MASA#:LOCATE 8,50:INPUT M2
LOCATE 9,1:PRINT "PESO DE LA BIELA EN ";MASA#:LOCATE 9,50:INPUT M3
LOCATE 10,1:PRINT "PESO DEL PISTON EN ";MASA#:LOCATE 10,50:INPUT M4
LOCATE 11,1:PRINT "INERCIA DE LA MANIVELA EN ";INERCIA#:LOCATE 11,50:
LOCATE 12,1:PRINT "INERCIA DE LA BIELA EN ";INERCIA#:LOCATE 12,50:INPU
LOCATE 13,1:PRINT "DIAMETRO DEL PISTON EN ";LONG#:LOCATE 13,50:INPUT D
LOCATE 16,1:PRINT "RELACION DE COMPRESION ":LOCATE 16,50:INPUT TC
IF (ESC>=5 AND ESC<=8) OR FF=1 THEN LOCATE 18,1:PRINT "VELOCIDAD DE CA

```

```

;VEL#:LOCATE 18,50:INPUT7430 IF FF=2 THEN VEL = 300*G
IF ESC=5 THEN LOCATE 19,1:PRINT "DIGITE COEFICIENTE DE FLUCTUACION DE
AD":LOCATE 19,50:INPUT CF
CLS
IF ESC =2 OR ESC =3 OR ESC = 8 THEN 7470 ELSE 7510
LOCATE 10,1:PRINT "MOMENTO RESISTENTE CONSTANTE ? SI O NO":LOCATE 10,5
$
IF CC$ = "SI" THEN LOCATE 12,1:PRINT "DIGITE EL MOMENTO RESISTENTE EN
LOCATE 12,50:INPUT MR
IF CC$ = "NO" THEN LOCATE 12,1:PRINT "DIGITE LA PROPORCIONALIDAD ":LOC
INPUT C
REM IF CC$<>"SI" AND CC$<>"NO" THEN BEEP:GOTO 10590
CLS
IF ESC=2 OR ESC=3 THEN 7530 ELSE 7590
LOCATE 10,1:PRINT "TIEMPO INICIAL EN ";TIEMPO$:LOCATE 10,50:INPUT TI
LOCATE 13,1:PRINT "TIEMPO FINAL EN ";TIEMPO$:LOCATE 13,50:INPUT TF
LOCATE 16,1:PRINT "INCREMENTOS DEL TIEMPO EN ";TIEMPO$:LOCATE 16,50:IN
LOCATE 18,1:PRINT "ANGULO INICIAL EN ";G$:LOCATE 18,50:INPUT TET
IF ESC=2 OR CC$="SI" THEN 7580 ELSE 7590
LOCATE 22,1:PRINT "VELOCIDAD INICIAL EN ";VEL#:LOCATE 22,50:INPUT DTET
CLS
IF MOT = 1 THEN M=1:MV=1:DIM DES(1),ENC(1):DES(1)=0:ENC(1)=0:GOTO 7860
LOCATE 5,10:PRINT "DIGITE EL NUMERO DE PISTONES":LOCATE 5,50:INPUT MV
LOCATE 10,10:PRINT "DESEA ORDEN DE ENCENDIDO GENERAL? SI O NO ":LOCATE
UT A$
IF A$<>"SI" AND A$<>"NO" THEN BEEP:GOTO 7620
IF MOT = 2 THEN M=MV ELSE M=MV/2
DIM DES(M),ENC(MV)
DENC = 720/MV
IF A$="SI" THEN 10050 ELSE 7680
LOCATE 12,20:PRINT "DIGITE enter AL DIGITAR CADA PISTON"
LOCATE 15,1:PRINT "DIGITE EL ORDEN DE ENCENDIDO UNO POR UNO"
FOR I = 1 TO MV
K=(4*I-1)+10
LOCATE 17,K:INPUT W
ENC(W)=DENC*(I-1)*J : NEXT I
LOCATE 18,1:PRINT "INGRESE LOS ANGULOS DE DEFASE DE LA MANIVELA EN ".G

```



```

FOR I = 1 TO M
K = (4*I-1)+10
LOCATE 20,K:INPUT DES
DES(I) = DES*J : NEXT I
IF ESC=6 THEN 7800 ELSE 7860
LOCATE 22,1:PRINT "INGRESE LA DISTANCIA ENTRE PISTONES "
DIM Z(M)
FOR I = 1 TO M
K= (4*I-1)+10
LOCATE 23,K:INPUT ZZ
Z(I)=ZZ : NEXT I
CLS
IF MOT=2 THEN M2=M2*GR:M3=M3*GR:M4=M4*GR:MA=M3*(L-LA)/L:MB=M3*LA/L:GO
IF A#="NO" THEN 7890 ELSE 7920
LOCATE 12,5:PRINT "INGRESE EL ANGULO BETA1 EN ";G#:LOCATE 12,50:INPUT
LOCATE 14,5:PRINT "INGRESE EN ANGULO BETA2 EN ";G#:LOCATE 14,50:INPUT
BETA1 = BETA1*J : BETA2 = BETA2*J
M2=M2*GR:M3=M3*GR:M4=M4*GR: M5=M3: M6=M4: LA1=LA: LA2=LA: J05=J03
MA1 = M3*(L-LA1)/L : MB = M3*LA1/L
MA2 = M5*(L-LA2)/L : MC = M5*LA2/L
DIM GAMA(MV), F12X(MV),F12Y(MV),F32X(MV),F32Y(MV),T12(MV)
REM          VALORES      CONSTANTES
IF OP = 1 THEN 7980 ELSE 8020
N1=1.33:N2=1.22:CV=.29:ALFA=.95:LO=15:EPS=.8
IF SIS=1 THEN PO=14.7:HU=19550:OT=610
IF SIS=2 THEN PO=1.035:HU=10624.6:OT=324
IF SIS=3 THEN PO=101500!:HU=10624.6:OT=324
IF OP=2 THEN 8030 ELSE 8090
N1=1.35:N2=1.25:CP=.33:LO=14:EPS=.98
IF EE=1 THEN ALFA = 1.22

```

```

0 IF EE=2 THEN ALFA = 1.5
0 IF SIS=1 THEN PO=14.7:HU=19590:OT=630
0 IF SIS=2 THEN PO=1.035:HU=10646.7:OT=324
0 IF SIS=3 THEN PO=101500!:HU=10646.7:OT=324
0 CLS
0 LOCATE 10,30:PRINT "ESTAMOS CALCULANDO POR UD.  "
0 RETURN
0 REM
0 REM          SUB-RUTINA  I  N  E  R  C  E  N
0 REM  CALCULA INERCIA EQUIVALENTE Y COEFICIENTE CENTRIPETO
0 REM
0 IF MOT = 1 OR MOT = 2 THEN 8160 ELSE 8220
0   J2 = J02 + M2*LD^2
0   J3 = J03 - M3*(L-LA)*LA
0 GOSUB 8730 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA POVEAC
0 INER = J2 +MA*R^2 + (M4+MB)*KS(K)^2 + J3*KFI(K)^2
0 CEN = (MB+M4)*KS(K)*DKS(K) + J3*KFI(K)*DKFI(K)
0 RETURN
0   J2 = J02 + M2*LD^2
0   JAB = J03 - M3*(L-LA1)*LA1 : JAC = J05 - M5*(L-LA2)*LA2
0 GOSUB 8730 : REM MANDO A LA SUB-RUTINA POVEAC
0 INER=J2+(MA1+MA2)*R^2+(MB+M4)*KS(K)^2+(MC+M6)*KS(K+M)^2+JAB*KFI(K)^2
0 CEN=(MB+M4)*KS(K)*DKS(K)+(MC+M6)*KS(K+M)*DKS(K+M)+JAB*KFI(K)*DKFI(K)
0 RETURN
0 REM
0 REM          SUB-RUTINA  P  A  R  A  M  E  T  R  O  S  E  S  T  A  B  L  E  S
0 REM
0 REM
0 REM
0   A = PI/4*D^2
0   VCIL = 2*R*A
0   VC = VCIL/(TC-1) : VT = VC + VCIL
0 IF OP = 1 THEN 8360 ELSE 8500
0 NV = .705*((1.15*TC-.72)/(TC-1))
0 P1 = .8*PO : T1 = OT

```

```

P2 = P1*TC^N1 : T2 = T1*TC^(N1-1)
IF DTET/G < 1500 THEN ALFA = .91
IF DTET/G > 3000 THEN ALFA = .93
T3= EPS*HU/((ALFA*LD+1)*CV)+T2
P3 = P2 * T3/T2
P4 = P3 / (TC^N2)
P5 = 1.2*P0
WI = ((P3*VC-P4*VT)/(N2-1)-(P2*VC-P1*VT)/(N1-1)-(P5-P1)*VCIL)*MV
PIND = WI / (MV*VCIL) : PIND = NV * PIND
P4=(PIND+P5-P1)*(TC-1)*(N2-1)/(TC^N2-TC)+(N2-1)*(TC^N1-TC)/((N1-1)*(TC-1))
P1
P3 = P4 * TC^N2 : T3 = T2*P3/P2 : T4 = T3 / (TC^N2)
GOTO 8710
REM PARAMETROS PARA EL CICLO DIESEL
NV = .85
P1 = .8 * P0 : T1 = OT : P5 = 1.2 * P0
P2 = P1* TC^N1 : T2 = T1 * TC^(N1-1)
IF DTET <= 1000/G THEN LAMDA = 1.3
IF DTET > 1000/G AND DTET < 1500/G THEN LAMDA = 1.5
IF DTET >= 1500/G THEN LAMDA = 1.8
P3 = LAMDA * P2 : T3P = LAMDA * T2
QP = .29*EPS*(ALFA*LD+1)*(T3P-T2)
T3 = EPS*(HU-QP)/((ALFA*LD+1)*CP) + T3P
V3 = VC * T3/T3P
X3 = (2*R-V3/A) : TP = INT(VT/V3*100)/100
P4 = P3/(TP^N2) : T4 = T3/(TP^(N2-1))
WI=((P3*V3-P4*VT)/(N2-1)-(P2*VC-P1*VT)/(N1-1)+P3*(V3-VC)-(P5-P1)*VCIL)
PIND = WI/(MV*VCIL) : REM PIND = NV * PIND
E=(N2-1)/((N1-1)*TC)*((PIND+P5-P1)*(TC-1)*(N1-1)/P3+N1-1/(LAMDA*(TC^(N1-1)-LAMDA-1)))
EQ = E*TP^N2-N2*TP^(N2-1)+1
IF ABS(EQ) < .005 THEN 8690
TP = TP + .01 : GOTO 8660
P4 = P3 / (TP^N2) : DELTA = TC/TP

```

```

V3 = DELTA * VC : X3 = 2*R - V3 / A
RETURN
REM
REM          SUB-RUTINA P O V E A C
REM
REM  CALCULA POSICION, VELOCIDAD Y ACELERACION DEL PISTON Y BIELA
IF MOT = 1 OR MOT = 2 THEN 8770 ELSE 8890
LFI = R/L*SIN(TET)
FI(K) = ATN(LFI/SQR(1-LFI^2))
S(K) = R*COS(TET) + L*COS(FI(K))
X(K) = S(K) - (L-R)
KFI(K) = R*COS(TET)/(L*COS(FI(K)))
KS(K) = -(R*SIN(TET)+L*KFI(K)*SIN(FI(K)))
DFI(K)=KFI(K)*DTET : DS(K) = KS(K)*DTET
DKFI(K) = -R*SIN(TET)/(L*COS(FI(K)))+KFI(K)^2*TAN(FI(K))
DKS(K) = -(R*COS(TET)+L*DKFI(K)*SIN(FI(K))+L*KFI(K)^2*COS(FI(K)))
DDFI(K) = KFI(K)*DDTET +DKFI(K)*DTET^2
DDS(K) = KS(K)*DDTET + DKS(K)*DTET^2
RETURN
GAMA(K) = TET + BETA1 : GAMA(K+M) = TET - BETA2
FOR II=K TO K+M STEP M
LFI = R*SIN(GAMA(II))/L
FI(II) = ATN (LFI/SQR(1-LFI^2))
S(II) = R*COS(GAMA(II))+L*COS(FI(II))
X(II) = S(II) - (L-R)
KFI(II) = R*COS(GAMA(II))/(L*COS(FI(II)))
KS(II) = -(R*SIN(GAMA(II))+L*KFI(II)*SIN(FI(II)))
DFI(II) = KFI(II)*DTET : DS(II) = KS(II) *DTET
DKFI(II)=-R*SIN(GAMA(II))/(L*COS(FI(II)))+KFI(II)^2*TAN(FI(II))
DKS(II)=- (R*COS(GAMA(II))+L*DKFI(II)*SIN(FI(II))+L*KFI(II)^2*COS(FI(II)))
DDFI(II) = KFI(II) * DDTET + DKFI(II) * DTET^2
DDS(II) = KS(II) * DDTET + DKS(II) * DTET^2
EXT II
RETURN
EM

```

```

REM          SUB-RUTINA F U E R Z A S
REM  CALCULA LA PRESION SOBRE LA CABEZA DEL PISTON QUE SE ANALICE
REM
IF MOT = 1 OR MOT = 2 THEN KK=M+1
IF MOT = 3 THEN KK = M
FOR II = K TO (K+M) STEP KK
IF MOT = 1 OR MOT = 2 THEN TETA = TET - ENC(II)
IF MOT = 3 THEN TETA = GAMA(1) - ENC(II)
IF TETA < 0 THEN TETA = 4*PI +TETA
IF TETA = 0 OR TETA = 4*PI THEN P = P1
IF TETA>0 AND TETA<= PI THEN P=P1 : GOTO 9280
IF TETA > PI AND TETA <2*PI THEN 9170 ELSE 9190
TX = 1 +X(II)/(TC/(TC-1)*(2*R)-X(II))
P = P1 * TX^N1 : GOTO 9280
IF TETA>=(2*PI-.005) AND TETA<=(2*PI+.005) THEN P=P3:GOTO 9280
IF TETA>2*PI AND TETA<3*PI THEN 9210 ELSE 9260
IF OP = 1 THEN TX = 1+X(II)/(TC/(TC-1)*(2*R)-X(II)):GOTO 9250
IF OP = 2 THEN 9230
IF X(II)>=X3 THEN P = P3 : GOTO 9280
IF X(II)<X3 THEN TX= 1+X(II)/(TP/(TP-1)*(2*R)-X(II))
P = P4 * TX^N2 :GOTO 9280
IF TETA > (3*PI-.005) AND TETA <(3*PI+.005) THEN P = P4:GOTO 9280
IF TETA >3*PI AND TETA < 4*PI THEN P=P5
F(II) = - (P - P0)*A
MP(II) = KS(II) * F(II)
NEXT II
MP = 0
FOR II=K TO M+K STEP KK
IP = MP + MP(II)
NEXT II
RETURN
EM

```

EM SUB-RUTINA MOMENTO FRICCIONANTE Y RESISTENTE

EM

F ESC = 2 OR ESC = 3 THEN DTET = B(I)

F ESC=8 THEN DTET=W1

F CC# = "SI" THEN MR=MR ELSE MR=C\*DTET^2

F SIS = 1 THEN RA = R \* 2.54 /100

F SIS = 2 THEN RA = R / 100

F SIS =3 THEN RA = R

M = 2\*RA\*DTET/PI

F OP = 1 THEN 9460 ELSE 9470

R = .9 + .1\*VM

F OP=2 THEN PR = 1.05 + .1\*VM

F SIS = 1 THEN PR = PR \* 14.193

F SIS = 2 THEN PR = PR

F SIS = 3 THEN PR = PR \* 98000!

F ESC = 4 THEN 9570

F = PR\*VCIL\*MV/(4\*PI)

RETURN

EM

EM

EM SUB - RUTINA ECUACION DIFERENCIAL

WP1 = W2P

WP2 = (MPT-MF-MR-CENT\*W2P^2)/INERT

RETURN

EM

EM SUB - RUTINA R E A C C I O N E S

F MOT = 1 OR MOT = 2 THEN 9670 ELSE 9830

I(K) = -FI(K): DFI(K) = -DFI(K): DDFI(K) = -DDFI(K)

F FI(K) < 0 THEN FI(K) = 2\*PI + FI(K)

ZX = M2\*LD\*(DDTET\*SIN(TET)+DTET^2\*COS(TET))

ZY = -M2\*LD\*(DDTET\*COS(TET)-DTET^2\*SIN(TET))

3X=M3\*(R\*(DDTET\*SIN(TET)+DTET^2\*COS(TET))+LA\*(DDFI(K)\*SIN(FI(K))+DFI(K)))

3Y=-M3\*(R\*(DDTET\*COS(TET)-DTET^2\*SIN(TET))+LA\*(DDFI(K)\*COS(FI(K))-DFI(K)))

I = - M4 \* DDS(K)

```

MI2 = - J02 * DDTET
MI3 = - J03 * DDFI(K)
F34X = - F(K) - F4 : F43X = - F34X
F43Y = ((L*F43X+LA*F3X)*SIN(FI(K))-(LA*F3Y)*COS(FI(K))-MI3)/(L*COS(FI(K)))
F34Y = - F43Y
F32X = F3X + F43X : F32Y = F3Y + F43Y
F12X = -F32X -F2X : F12Y = -F32Y - F2Y
T12 = -((LD*F2X+R*F32X)*SIN(TET)-(LD*F2Y+R*F32Y)*COS(TET)-MI2)
RETURN
T12=0
FOR II = K TO K+M STEP M
FI(II)= -FI(II) : DFI(II) = -DFI(II) : DDFI(II)= -DDFI(II)
IF FI(II) < 0 THEN FI(II) = 2*PI + FI(II)
F2X = M2*LD*(DDTET*SIN(GAMA(II))+DTET^2*COS(GAMA(II)))
F2Y=-M2*LD*(DDTET*COS(GAMA(II))-DTET^2*SIN(GAMA(II)))
F3X=M3*(R*(DDTET*SIN(GAMA(II))+DTET^2*COS(GAMA(II)))+LA*(DDFI(II)*SIN(FI(II)^2*COS(FI(II))))
F3Y=-M3*(R*(DDTET*COS(GAMA(II))-DTET^2*SIN(GAMA(II)))+LA*(DDFI(II)*COS(FI(II)^2*SIN(FI(II))))
F4 = - M4 * DDS(II)
MI3 = - J03 * DDFI(II)
MI2 = - J02 * DDTET
F34X = -F(II) - F4 : F43X = - F34X
F43Y = ((L*F43X+LA*F3X)*SIN(FI(II))-(LA*F3Y)*COS(FI(II))-MI3)/(L*COS(FI(II)))
F34Y=-F43Y
F32X(II) = F43X +F3X : F32Y(II) = F43Y +F3Y
F12X(II) = -F32X -F2X : F12Y(II) = -F32Y -F2Y
T12(II) =-((R*F32X+LD*F2X)*SIN(GAMA(II))-(LD*F2Y+R*F32Y)*COS(GAMA(II)))
T12=T12+T12(II) : F12X=F12X+F12X(II) : F12Y=F12Y+F12Y(II) : F32X=F32X+F32X(II)
F32Y=F32Y+F32Y(II)
NEXT II
RETURN
REM
REM
REM DATOS GENERALES DE ORDENES DE ENCENDIDO

```

```

IF MV = 4 AND MOT = 2 THEN 10070 ELSE 10110
ENC(1)=0 :DES(1) = 0
ENC(3) = 180*J : DES(4) =0
ENC(4) = 360*J : DES(3) = 180*J
ENC(2) = 540*J : DES(2) = 180*J :GOTO 10570
IF MV = 6 AND MOT = 2 THEN 10120 ELSE 10180
ENC(1) = 0 : DES(1) = 0
ENC(5) = 120*J : DES(5) = 240*J
ENC(3) = 240*J : DES(3) = 120*J
ENC(6) = 360*J : DES(6) = 0
ENC(2) = 480*J : DES(2) = 240*J
ENC(4) = 600*J : DES(4) = 120*J :GOTO 10570
IF MOT = 2 AND MV = 8 THEN 10190 ELSE 10270
ENC(1) = 0 : DES(1) = 0
ENC(6) = 90*J : DES(6) = 90*J
ENC(2) = 180*J : DES(2) = 180*J
ENC(5) = 270*J : DES(5) = 270*J
ENC(8) = 360*J : DES(8) = 0
ENC(3) = 450*J : DES(3) = 90*J
ENC(7) = 540*J : DES(7) = 180*J
ENC(4) = 630*J : DES(4) = 270*J : GOTO 10570
IF MOT = 3 AND MV = 8 THEN 10280 ELSE 10330
ENC(1) = 0 : DES(1) = 0 : BETA1 = 45*J : BETA2 = 45*J
ENC(5) = 90*J : DES(2) = 270*J
ENC(4) = 180*J :DES(3) = 90*J
ENC(8) = 270*J : DES(4) = 180*J : ENC(7) = 360*J
ENC(2) = 450*J : ENC(6) = 540*J : ENC(3) = 630*J :GOTO 10570
IF MOT = 3 AND MV = 12 THEN 10340 ELSE 10420
ENC(1) = 0 : DES(1) = 0 : BETA1 = 30*J : BETA2 = 30*J
ENC(12) = 60*J : DES(2) = 120*J
ENC(4) = 120*J : DES(3) = 240*J
ENC(9) = 180*J : DES(4) = 240*J
ENC(2) = 240*J : DES(5) = 120*J
ENC(11) = 300*J : DES(6) = 0
ENC(6) = 360*J : ENC(7) = 420*J : ENC(3) = 480*J

```



```

ENC(10) = 540*J : ENC(5) = 600*J : ENC(8) = 660*J :GOTO 10570
IF MOT = 3 AND MV = 16 THEN 10430 ELSE 10540
ENC(1) = 0 : DES(1) = 0 : BETA1 = 45*J : BETA2 = 45*J
ENC(15) = 45*J : DES(2) = 270*J
ENC(2) = 90*J : DES(3) = 90*J
ENC(16) = 135*J : DES(4) = 180*J
ENC(4) = 180*J :DES(5) = 135*J
ENC(14) = 225*J : DES(6) = 225*J
ENC(3) = 270*J : DES(7) = 45*J
ENC(13) = 315*J : DES(8) = 315 * J
ENC(11) = 360*J : ENC(8) = 405*J : ENC(9) = 450*J
ENC(6) = 495*J : ENC(10) = 540 : ENC(5) = 585*J
ENC(12) = 630*J : ENC(7) = 675*J : GOTO 10570
PRINT "LOS DATOS PROPORCIONADOS NO ESTAN EN LOS ESTANDARES "
PRINT " DIGITELOS USTED O VUELVA AL MENU PRINCIPAL "
FOR I = 1 TO 3000: NEXT I : CLS :GOTO 7690
GOTO 7790
REM
REM      SUB- RUTINA          GRAFICOS
CLS
SCREEN 2
IF BMIN = 0 THEN 10630 ELSE 10860
FOR I = 10 TO 170
PSET (50,I) : PSET(610,I) : NEXT I
FOR I = 50 TO 610
PSET (I,10) : PSET (I,170): NEXT I
FOR I = 0 TO AMAX STEP DELA
X = 50 + INT(I/AMAX*560)
FOR JJ = 165 TO 173
PSET (X,JJ) : NEXT JJ
NEXT I
FOR I = 0 TO AMAX STEP DELAA

```

```

50 X = 50 + INT(I/AMAX*560)
0 B = INT(X/8-2)
0 LOCATE 23,B :PRINT INT(I*1000)/1000
0 NEXT I
0 FOR I = 0 TO BMAX STEP DELB
0 Y = 170 - INT(I/BMAX*160)
0 FOR JJ = 45 TO 63
0 PSET (JJ,Y) : NEXT JJ
0 B = INT (Y/8) +1
0 LOCATE B,2 :PRINT INT(I*1000)/1000
0 NEXT I
0 CERO = 170
0 RETURN
0 FOR I = 10 TO 170
0 PSET(50,I) : PSET(610,I) : NEXT I
0 FOR I = 50 TO 610
0 PSET (I,10) : PSET(I,170) : NEXT I
0 CERO = INT(10 + 160*BMAX/(BMAX-BMIN))
0 FOR I=50 TO 610
0 PSET(I,CERO) : NEXT I
0 FOR I=0 TO AMAX STEP DELA
0 X = 50 + INT(I/AMAX*560)
0 FOR JJ = (CERO -3) TO (CERO +3)
0 PSET (X,JJ) : NEXT JJ
0 NEXT I
0 FOR I=0 TO AMAX STEP DELAA
0 X= 50 + INT(I/AMAX*560)
0 B= INT(X/8-2)
0 LOCATE 23,B : PRINT INT(I*1000)/1000
0 NEXT I
0 FOR I=0 TO BMAX STEP DELB
0 Y = CERO - INT(I/BMAX*(CERO-10))
0 FOR JJ= 45 TO 63
0 PSET(JJ,Y) : NEXT JJ

```

```
B = INT ( Y/8)+1
```

```
LOCATE B,1 :PRINT INT(I*10)/10
```

```
NEXT I
```

```
RETURN
```

```
REM SUB-RUTINA UBICACION DE ANGULOS EN SUS CUADRANTES
```

```
ANG = ATN( YY/XX )
```

```
IF XX>0 AND Y>0 THEN ANG = ANG
```

```
IF XX<0 AND YY>0 THEN ANG = ANG + PI
```

```
IF XX<0 AND YY<0 THEN ANG = ANG + PI
```

```
IF YY<0 AND XX>0 THEN ANG = ANG + 2* PI
```

```
CC = SQRT (XX^2 + YY^2)
```

```
RETURN
```

```
CLS
```

```
LOCATE 12,25:PRINT " R E A L I Z A D O   E L   C A L C U L O "
```

```
LOCATE 17,30:PRINT 1,"Regreso para otro calculo"
```

```
LOCATE 19,30:PRINT 2,"Fin de la sesion "
```

```
LOCATE 20,35:INPUT "ESCOJA: ";DD
```

```
IF DD<1 OR DD>2 THEN BEEP :GOTO 11190
```

```
ON DD GOTO 11260 ,11480
```

```
IF ESC= 1 THEN 11270 ELSE 11300
```

```
CLS
```

```
IF A#="NO" THEN LOCATE 15,10:PRINT "INGRESE NUEVO ANGULO DE CALCULO "
```

```
50:INPUT TET : GOTO 640
```

```
IF A#="SI" THEN LOCATE 15,10:PRINT "INGRESE NUEVO INCREMENTO":LOCATE
```

```
DELTET : TET = 0 : GOTO 640
```

```
IF ESC=2 OR ESC= 3 THEN 11310 ELSE 11400
```

```
ERASE A,B,C,D,G,T
```

```
CLS
```

```
LOCATE 15,1:PRINT "TIEMPO INICIAL EN sec ":LOCATE 15,50:INPUT TI
```

```
LOCATE 17,1:PRINT "TIEMPO FINAL EN sec":LOCATE 17,50:INPUT TF
```

```
LOCATE 19,1:PRINT "INCREMENTOS DEL TIEMPO EN sec":LOCATE 19,50:INPUT
```

```
LOCATE 21,1:PRINT "INGRESE VELOCIDAD DE CALCULO":LOCATE 21,50:INPUT D
```

```
LOCATE 23,1:PRINT "INGRESE ANGULO DE CALCULO ":LOCATE 23,50:INPUT TET
```

```
TET=TET*J : DTET=DTET*G
```

```

CLS: GOTO 990
IF ESC >= 4 OR ESC <= 7 THEN 11410
CLS
LOCATE 10,5:PRINT "INGRESE NUEVA VELOCIDAD DE CALCULO EN RPM":LOCATE
DTET
DTET = DTET*G
IF ESC = 4 THEN VEL=DTET :AA=VEL : DELVEL = VEL+1:GOTO 3250
IF ESC=5 THEN LOCATE 12,5:PRINT "COEFICIENTE DE FLUCTUACION ":LOCATE
CF :YY = 0 :GOTO 4720
IF ESC=6 THEN TET=0:DELTET=720:CLS :GOTO 5500
IF ESC = 7 THEN TET=0:DELTET=720:GOTO 6500
CLS
FOR I = 1 TO 5
FOR J = 17 TO 70
LOCATE I,J:PRINT CHR$(229):NEXT J:NEXT I
LOCATE 10,15:PRINT "ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"
LOCATE 12,18:PRINT "FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA"
LOCATE 14,20:PRINT "DERECHOS RESERVADOS"
FOR I=18 TO 23
FOR J= 17 TO 70
LOCATE I,J:PRINT CHR$(229):NEXT J:NEXT I
BTOP
REM COMIENZO DE LA OPCION 8
CLS
LOCATE 10,15 : PRINT "          OPCION 8 "
LOCATE 13,25: PRINT " DINAMICA DEL MOTOR CON CARGA"
LOCATE 16,30 :PRINT "Digite ENTER para continuar "
LOCATE 17,30:PRINT "Digite el numero CERO para volver al menu"
A$=INKEY$
IF A$=CHR$(40) THEN 20
IF A$<>CHR$(13) THEN 15860
CLS
LOCATE 10,20:PRINT "1. MOTOR ACOPLADO DIRECTAMENTE A LA CARGA"

```

```

) LOCATE 12,20:PRINT "2. MOTOR ACOPLADO CON EMBRAGUE A LA CARGA "
) LOCATE 16,30:INPUT "ESCOJA ====> "; AA
) IF AA=2 THEN 15940 ELSE 15970
) CLS:LOCATE 10,20:PRINT "1. MOTOR EMBRAGADO A CARGA"
) LOCATE 12,20:PRINT "2. MOTOR EN VACIO LUEGO EMBRAGADO"
) LOCATE 16,30:INPUT "ESCOJA ====> ";BB
) CLS: LOCATE 10,20:INPUT "INERCIA DE LA CARGA ==>"; IC
) LOCATE 12,20:INPUT "RELACION DE TRANSMICION ==>";NT
) LOCATE 14,20:INPUT "EFICIENCIA DE TRANSMICION ==>";NETA
) LOCATE 16,20:INPUT "INCREMENTOS DEL TIEMPO ==>";H
) LOCATE 18,20:INPUT "CONSTANTE DEL REGULADOR CENT.====>";K2
) GOSUB 7050
) DTET=DTET*G :CLS
) LOCATE 10,10:INPUT "INGRESE XMAX ====>";XMAX
) LOCATE 12,10:INPUT "INGRESE PENDIENTE COMBUST. K1 ====>";K1
) IF DP = 1 THEN 16005 ELSE 16007
) LOCATE 14,10:INPUT "INGRESE CONSTANTE NVMAX ====>";NVMAX
) GOTO 16010
) LOCATE 14,10:INPUT "INGRESE CONSTANTE ALFAMAX ==>";ALFAMAX
) CLS
) DIM INERG(37)
) INERT=0:I=0:S=0:
) FOR N=0 TO 2*PI+.005 STEP 10*J
) I=I+1 : INERT=0
) FOR K=1 TO M
) TET= N+DES(K)
) GOSUB 8120: REM MANDO SUB-RUTINA INERCEN
) INERT=INERT+INER : NEXT K
) INERG(I) = INERT : NEXT N
) FOR I=1 TO 37
) IF I=1 OR I=37 THEN S=S+INERG(I)
) IF I>1 AND I<37 THEN LL=I MOD 2
) IF LL=0 THEN S=S+4*INERG(I) ELSE S=S+2*INERG(I)
) NEXT I

```

```

NM=S/(3*36)
G=INM+IC*NT^2/NETA:PRINT IG
F AA=1 THEN 16180 ELSE 16380
EM SUB-PROGRAMA PARA CARGA APLICADA DIRECTAMENTE
EM
IM T(900),W(900)
=0:WMAX=0:TMAX=0:W1=DTET:XI=0:X0=0
=I+1
F I=1 THEN T(I)=TI:W(I)=DTET:GOTO 16220
DELX=X0-XI
F OP=1 THEN NV=-K1*DELX+NVMAX ELSE ALFA=K1*DELX+ALFAMAX
OSUB 8290 : MI=WI/(4*PI)
OSUB 9370 : MF=MV*PR*VCIL/(4*PI)
N=IG:TORM=MI-MF:TORC=MR
OSUB 18300
(I)=W:T(I)=T(I-1)+H
F WMAX<W(I) THEN WMAX=W(I)
F TMAX<T(I) THEN TMAX=T(I)
F ABS(W-W1) < .005 THEN 16320 ELSE W1=W: X0=K2*W:GOTO 16220
.S:LOCATE 5,10:PRINT "CASO MOTOR ACOPLADO DIRECTO"
CATE 8,10:PRINT "TIEMPO DE ESTABILIZACION:";T(I)
CATE 11,10:PRINT "VELOCIDAD DE ESTABILIZACION:";W(I)/G
OP=1 THEN LOCATE 12,10:PRINT "NV=";NV ELSE LOCATE 12,10:PRINT "ALFA"

=INKEY#
A$<>CHR$(13) THEN 16350
TD 18000
1 CASO MOTOR ACOPLADO CON EMBRAGUE A LA CARGA"
DATE 10,10:PRINT "INGRESE MOMENTO MAXIMO DEL EMBRAGUE"
DATE 15,10:PRINT "====>":LOCATE 15,18:INPUT MEMAX
BB=1 THEN 16420 ELSE 17160
):WMAX=0:TMAX=0 :X0=0:XI=0
SUB 8290:MI=WI/(4*PI)

```

```

GOSUB 9370:MF=MV*PR*VCIL/(4*PI)
MG=MI-MF
IF (MG-MEMAX)/INM>(MEMAX-MR)/IC THEN 16462 ELSE 16810
IF MEMAX-MR<0 THEN 16810
DIM W(500),T(500)
I=I+1
IF I=1 THEN T(I)=TI:W(I)=DTET:WP=DTET:WPP=WP:GOTO 16480
DELX=XO-XI
IF OP=1 THEN NV=-K1*DELX +NVMAX ELSE ALFA = K1*DELX + ALFAMAX
GOSUB 8290:MI=WI/(4*PI)
GOSUB 9370:MF=MV*PR*VCIL/(4*PI)
IN=IC:TORM=MEMAX:TORC=MR:W1=WPF
GOSUB 18300
JPP=W
N=INM:TORM=MI-MF:TORC=MEMAX:W1=WP
GOSUB 18300
P=W
(I)=WP:T(I)=T(I-1)+H
F WMAX<W(I) THEN WMAX = W(I)
F TMAX<T(I) THEN TMAX = T(I)
F ABS(WP-WPP) > .5 THEN XO=K2*WP :GOTO 16480
EST1=T(I):WEST1=W(I)
=I+1
ELX=XO-XI
F OP=1 THEN NV=-K1*DELX+NVMAX ELSE ALFA=K1*DELX + ALFAMAX
GOSUB 8290 : MI=WI/(4*PI)
GOSUB 9370 : MF=MV*PR*VCIL/(4*PI)
I=IG:TORM=MI-MF:TORC=MR
SUB 18300
I)=W:T(I)=T(I-1)+H
WMAX<W(I) THEN WMAX=W(I)
TMAX<T(I) THEN TMAX=T(I)
ABS(W-W1)>.005 THEN W1=W:XO=K2*W:GOTO 16630
ET2=T(I):WEST2=W(I)
3:LOCATE 10,5:PRINT "TIEMPO DE DESLIZAMIENTO:";TEST1

```





```

JOB 9370 : MF=MV*PR*VCIL/(4*PI)
NM:TORM=MI-MF:TORC=MEMAX
JOB 18300
= W:T(I)=T(I-1)+H
WMAX<W(I) THEN WMAX=W(I)
TMAX<T(I) THEN TMAX=T(I)
ABS(W-W1) >.005 THEN W1=W :XD=K2*W: GOTO 17000
LOCATE 10,5:PRINT "EL MOTOR NO MUEVE LA CARGA"
LOCATE 15,5:PRINT "TIEMPO DE ESTABILIZACION :";T
LOCATE 17,5:PRINT "VELOCIDAD DE ESTABILIZACION:";W/G
INKEY#
IF#<>CHR#(13) THEN 17130
JOB 18000
W(900),T(900): I=0:WMAX=0:TMAX=0:XD=0:XI=0
I=1
I=1 THEN T(I)=TI:W(I)=DTET:W1=DTET:GOTO 17180
XD=XD-XI
I=1 THEN NV=NVMAX-K1*DELX ELSE ALFA=K1*DELX+ALFAMAX
JOB 8290 : MI=WI/(4*PI)
JOB 9370 : MF=MV*PR*VCIL/(4*PI)
NM:TORM=MI-MF : TORC=0
JOB 18300
= W:T(I)=T(I-1)+H
WMAX<W(I) THEN WMAX=W(I)
TMAX<T(I) THEN TMAX=T(I)
ABS(W-W1)>.005 THEN W1=W:XD=K2*W:GOTO 17180
T1=T(I):WEST1=W(I)
MEMAX-MR)>0 THEN 17295 ELSE 17630
:WPP=0
I=1
XD=XD-XI
I=1 THEN NV=NVMAX-K1*DELX ELSE ALFA=K1*DELX+ALFAMAX
JOB 8290 : MI=WI/(4*PI)
JOB 9370 : MF=MV*PR*VCIL/(4*PI)
: TORM=MEMAX:TORC=MR : W1=WPP

```

```

SUB 18300
  W1=W
  TORC=MEMAX:W1=WP
SUB 18300
  W
  W1=WP:T(I)=T(I-1)+H
  WMAX< W(I) THEN WMAX=W(I)
  TMAX< T(I) THEN TMAX=T(I)
  ABS(WP-W1) > .5 THEN X0=K2*WP: GOTO 17300
  T2=T(I) : WEST2=W(I)
  WP
  I+1
  X=X0-XI
  JP=1 THEN NV=NV-K1*DELX ELSE ALFA=K1*DELX+ALFAMAX
  JB 8290 : MI=WI/(4*PI)
  JB 9370 : MF=MV*PR*VCIL/(4*PI)
  TORC=MI-MF:TORC=MR
  JB 18300
  W1=W:T(I)=T(I-1)+H
  WMAX<W(I) THEN WMAX=W(I)
  TMAX<T(I) THEN TMAX=T(I)
  ABS(W-W1)>.005 THEN W1=W : X0=K2*W:GOTO 17440
  T3=T(I): WEST3=W(I)
  LOCATE 5,10:PRINT "TIEMPO DE ESTABILIZACION EN VACIO:";TEST1
  LOCATE 7,10:PRINT "VELOCIDAD DE ESTAB. EN VACIO :";WEST1/G
  LOCATE 9,10:PRINT "TIEMPO DE DESLIZAMIENTO :";TEST2
  LOCATE 11,10:PRINT "VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO:";WEST2/G
  LOCATE 13,10:PRINT "TIEMPO DE ARRANQUE :";TEST3
  LOCATE 15,10:PRINT "VELOCIDAD DE ESTABILIZACION:";WEST3/G
  NKEY#
  IF <>CHR$(13) THEN 17600
  18000

```

```

REM
W1=W(I)
I=I+1
DELX=XO-XI
IF OP=1 THEN NV=NVMAX-DELX*K ELSE ALFA=K*DELX+ALFAMAX
GOSUB 8290 : MI=WI/(4*PI)
GOSUB 9370 : MF=MV*PR*VCIL/(4*PI)
IN=INM:TORM=MI-MF:TORC=MEMAX
GOSUB 18300
  W(I)=W:T(I)=T(I-1)+H
  IF WMAX<W(I) THEN WMAX=W(I)
  IF TMAX<T(I) THEN TMAX=T(I)
  IF ABS(W-W1) > .005 THEN W1=W:XO=K2*W: GOTO 17650
  TEST2=T(I): WEST2=W(I)
CLS:LOCATE 5,10:PRINT "TIEMPO DE ESTAB. EN VACIO :";TEST1
LOCATE 8,10:PRINT "VWLOCIDAD DE ESTAB. EN VACIO :";WEST1/G
LOCATE 11,10:PRINT "TIEMPO DE ARRANQUE :";TEST2
LOCATE 13,10:PRINT "VELOCIDAD DE ESTABILIZACION;";WEST2/G
A$=INKEY$
IF A$<>CHR$(13) THEN 17790
REM
REM
)MAX=TMAX:BMAX=WMAX
)ELA = 10*H : DELAA=50*H : DELB=INT(BMAX*200/G)/1000
)OSUB 10590
)OR K=1 TO I-2
  =50+INT(T(K)/TMAX*560):Y=170-INT(W(K)/WMAX*160)
  F K=1 THEN PSET (X,Y)
  INE -(X,Y) : NEXT K
  $=INKEY$
  F A$<>CHR$(13) THEN 18090
DREEN 0
)TO 11520
EM SUB-RUTINA ECUACION INTEGRATIVA
  = (TORM-TORC)/IN*H + W1

```

ETURN  
ND

RESULTADOS NUMERICOS  
PARA EL EJEMPLO DE  
APLICACION (seccion 4.2)

## Resultados

## motor CATERPILLAR.

INERC.GENE. Lbs-pulg-sec <sup>2</sup>	COEF.CENT	ACELER. RAD/SEC <sup>2</sup>	TORQUE Lbs-pulg	POSICION GRADOS	VELOCIDAD RPM
10.35	0	-171.64	-1777.9	0	1699.9
-04					
10.37	.107	330.73	3432.3	10.1	1696.5
10.43	.198	832.81	8688.599	20.3	1697.8
10.51	.261	1326.92	13953.5	30.5	1703.9
10.61	.287	-94.22	-1000.2	40.8	1715.3
10.71	.275	-228.54	-2449.3	51	1710.2
10.8	.23	-253.36	-2738.5	61.3	1706.5
10.87	.16	-184.34	-2005.4	71.5	1702.4
10.92	.074	-53.6	-585.3	81.7	1699
-03					
10.93	-.019	108.28	1183.6	91.9	1696.9
10.9	-.109	273.62	2984.7	102.1	1696.4
10.85	-.19	413.92	4493	112.3	1697.4
10.77	-.252	496.07	5345.6	122.5	1699.8
10.67	-.285	482.82	5156.2	132.7	1702.8
10.57	-.283	340.95	3606.4	142.9	1705.6
10.48	-.242	66.37	695.7	153.2	1706.8
10.4	-.168	-247.13	-2572.3	163.4	1705.2
10.36	-6.800001E-02				
		-320.99	-3327.5	173.6	1700.6
10.36	.041	17.91	185.6	183.8	1695.7
10.39	.144	520.99	5415.5	194	1694.6
10.46	.225	1020.82	10679.1	204.2	1698.4
10.55	.275	48.51	511.9	214.4	1706.9
10.65	.287	-147.23	-1568.5	224.6	1703.9
10.75	.262	-243.07	-2613.6	234.8	1700.7
10.83	.207	-231.84	-2512.4	245	1696.6
10.89	.13	-139.67	-1522	255.2	1692.7
10.92	.042	2.13	23.3	265.3	1689.7
10.92	-.051	164.87	1801.5	275.5	1688.2
10.89	-.138	321.7	3504.4	285.6	1688.2
10.83	-.213	443.48	4803.3	295.7	1689.7
10.74	-.266	496.1	5330.8	305.9	1692.3
10.64	-.288	443.02	4716.4	316	1695.3
10.54	-.274	257.11	2711.3	326.2	1697.7
10.45	-.222	-45.03	-470.9	336.4	1698
10.39	-.139	-316.74	-3291.5	346.6	1695.3
10.36	-.035	-261.28	-2707	356.7	1690.2
10.36	.073	171.32	1776.1	366.9	1686
10.41	.171	674.54	7022.9	377	1686.5
10.48	.243	1171.54	12284.3	387.1	1691.7
10.58	.282	-10.84	-114.7	397.3	1701.6
10.68	.283	-180.59	-1929.1	407.5	1697.7
10.77	.249	-245.48	-2645.7	417.7	1694.4
10.85	.187	-209.88	-2278.6	427.8	1690.2
10.9	.107	-102.75	-1120.9	438	1686.6
10.93	.017	45.42	496.5	448.1	1684

10.62	-.288	403.26	4282.7	498.6	1690.8
10.52	-.264	184.16	1937.6	508.8	1692.7
10.43	-.204	-129.95	-1356.4	518.9001	1692.3
10.38	-.115	-345.38	-3585.2	529.1	1688.8
10.35	-8.9999999E-03				
		-194.39	-2013.6	539.2	1683.5
10.37	.098	293.86	3048.8	549.3	1680.1
10.42	.19	796.47	8304.401	559.4	1681.8
10.5	.256	1290.25	13555.8	569.5	1688.1
10.6	.286	-56.55	-599.7	579.6	1699.2
10.7	.279	-202.94	-2172.5	589.8	1694.6
10.79	.237	-243.45	-2628.7	600	1691.1
10.87	.171	-189.51	-2060.1	610.1	1687.1
10.91	.087	-71.36	-779	620.2	1683.6
10.93	-.004	81.24	888.1	630.3	1681.4
10.91	-.095	241.49	2635.7	640.4	1680.6
10.86	-.177	382.46	4155.9	650.5	1681.3
10.79	-.242	473.28	5107.7	660.6	1683.4
10.69	-.281	478.62	5120.8	670.7	1686.3
10.59	-.286	364.77	3865.8	680.8	1689
10.5	-.254	118.91	1248.8	691	1690.5
10.42	-.187	-196.71	-2050.3	701.1	1689.5
10.37	-.093	-347.72	-3606.8	711.2	1685.4
10.35	.014	-103.71	-1074.3	1.3	1680.1
10.38	.119	400.49	4158.2	11.4	1677.7
10.44	.207	902	9417.901	21.5	1680.4
10.52	.265	1392.42	14655.8	31.6	1687.8
10.62	.287	-96.47	-1025	41.7	1699.8
02					
10.72	.273	-220.75	-2367.6	51.9	1694.6
10.81	.225	-239.64	-2591.7	62.1	1691
10.88	.154	-169.63	-1846	72.2	1687
10.92	.069	-41.7	-455.4	82.3	1683.8
10.93	-.023	114.95	1256.5	92.4	1681.8
10.9	-.113	273.79	2986.2	102.5	1681.4
10.85	-.192	407.27	4420	112.6	1682.4
10.77	-.253	483.4	5208.1	122.7	1684.7
10.67	-.285	466.31	4979.4	132.8	1687.7
10.57	-.283	324.34	3430.5	143	1690.3
10.48	-.243	54.1	567.1	153.1	1691.3
10.4	-.169	-253.48	-2638.6	163.2	1689.6
10.36	-.071	-328.53	-3405.8	173.4	1685
10.36	.037	3.39	35.1	183.5	1680
02					
10.39	.14	507.51	5274.4	193.5	1678.8
10.45	.222	1007.49	10535.6	203.6	1682.5
10.54	.273	1494.16	15757.2	213.8	1690.8
10.64	.287	-137.31	-1461.9	223.9	1703.8
02					
10.74	.265	-237.47	-2551.8	234.1	1698
10.83	.211	-233.73	-2531.7	244.3	1694.4
10.89	.136	-146.89	-1600.2	254.5	1690.5
10.92	.048	-8.5	-92.8	264.6	1687.5
10.92	-.044	152.66	1668.2	274.7	1685.8
10.89	-.132	309.89	3376.9	284.8	1685.7
10.83	-.208	434.55	4708.9	295	1687.1
10.75	-.263	493.09	5301.9	305.1	1689.7
10.65	-.288	449.14	4785.1	315.2	1692.7
10.55	-.276	274.25	2894.1	325.4	1695.1

10.46	-.227	-20.71	-216.7	335.6	1695.6
10.39	-.146	-304.3	-3163.4	345.7	1693.2
10.36	-.044	-281.77	-2919.6	355.9	1688.1
10.36	.064	129.09	1338.1	366	1683.7
10.4	.163	632.62	6583.2	376.1	1683.7
10.47	.238	1130.42	11844.7	386.2	1688.6
10.57	.28	12.15	128.5	396.4	1698.1
10.67	.285	-165.76	-1769.1	406.5	1694.5
10.76	.254	-241.1	-2596.5	416.7	1691.3
10.84	.194	-214.66	-2329	426.8	1687.2
10.9	.115	-114.22	-1245.6	437	1683.4
10.93	.026	29.83	326.1	447.1	1680.8
10.92	-.066	189.98	2075.3	457.1	1679.5
10.88	-.152	339.9	3699.9	467.2	1679.8
10.81	-.223	450.38	4872.6	477.3	1681.4
10.73	-.272	487.37	5229.9	487.4	1684.1
10.63	-.289	415.48	4417.1	497.5	1687
10.53	-.269	211.6	2228.6	507.6	1689
10.44	-.212	-96.32	-1006.2	517.8	1688.9
10.38	-.126	-337.97	-3510	527.9	1685.8
10.35	-.022	-228.89	-2371.2	538	1680.4
10.37	B.5999999E-02				
		234.11	2427.9	548.1	1676.7
10.41	.18	737.31	7681.7	558.1	1677.8
10.49	.249	1232.51	12935.4	568.2	1683.6
10.59	.284	-25.65	-271.7	578.4	1694.1
10.69	.282	-184.88	-1976.7	588.5	1689.9
10.78	.245	-240	-2588.7	598.6	1686.6
10.86	.181	-198.32	-2154.2	608.7	1682.5
10.91	.099	-88.9	-970	618.8	1679
10.93	B.9999999E-03				
		58.56	640.2	628.9	1676.6
10.91	-.082	217.3	2372.7	638.9	1675.6
10.87	-.166	361.03	3926.3	649	1676.1
10.8	-.234	460	4970.2	659.1	1678
10.71	-.277	479.83	5141	669.1	1680.7
10.61	-.288	386.23	4099.4	679.2	1683.5
10.51	-.262	161.16	1694.8	689.3	1685.3
10.43	-.2	-151.6	-1581.8	699.4	1684.6
10.37	-.11	-350.63	-3639.1	709.5	1681
10.35	-.004	-182.21	-1887.4	719.6	1675.6
10.37	.102	315.37	3272.4	9.7	1672.3
10.42	.193	817.96	8530.3	19.7	1674.2
10.5	.257	1310.7	13774.1	29.8	1680.8
10.6	.286	-54.37	-576.6	39.9	1692.1
10.7	.278	-198.18	-2121.9	50	1687.5
10.79	.236	-237.76	-2567.6	60.1	1684.1
10.87	.17	-184.61	-2006.9	70.2	1680.1
10.91	.087	-68.46	-747.3	80.3	1676.6
10.93	-.004	81.52	891.1	90.4	1674.4
10.91	-.095	239	2608.5	100.4	1673.7
10.86	-.177	377.54	4102.6	110.4	1674.4
10.79	-.242	466.87	5038.8	120.5	1676.4
10.7	-.281	472.29	5053.7	130.6	1679.2



10.33	.011	-120.84	-1251.8	181	1672.9
10.38	.115	383.85	3984.9	191	1670.4
10.43	.203	885.66	9244.5	201	1672.9
10.52	.263	1376.13	14478.3	211.1	1680.1
10.61	.287	-79.36	-842.8	221.2	1692
10.71	.274	-209.39	-2244.6	231.3	1687
10.8	.229	-235.48	-2545.5	241.5	1683.6
10.87	.159	-172.33	-1874.7	251.6	1679.6
10.92	.075	-50.14	-547.5	261.6	1676.3
10.93	-.016	102.29	1118.2	271.7	1674.3
10.9	-.106	258.86	2824.1	281.7	1673.7
10.85	-.186	392.8	4265.1	291.8	1674.6
10.78	-.248	473.16	5101.4	301.8	1676.8
10.68	-.283	464.95	4969.2	311.9	1679.6
10.58	-.284	336.16	3558.8	322	1682.2
10.49	-.248	79.02	829.1	332.1	1683.4
10.41	-.178	-230.92	-2405.2	342.2	1682
10.36	-.082	-343.53	-3562.3	352.2	1677.6
10.35	.025	-54.63	-566	362.3	1672.4
10.38	.128	450.05	4674.7	372.3	1670.6
10.44	.213	950.92	9934.901	382.4	1673.7
10.53	.268	1439.09	15158.5	392.4	1681.5
10.63	.288	-105.01	-1116.6	402.6	1694
10.73	.27	-220.75	-2369.2	412.7	1688.6
10.82	.221	-233.07	-2522	422.8	1685.2
10.88	.149	-159.54	-1736.9	432.9	1681.2
10.92	.063	-30.83	-336.8	443	1678.1
10.93	-.029	124.53	1361.2	453.1	1676.2
10.9	-.118	280.46	3058.2	463.1	1675.9
10.84	-.196	409.6	4443.7	473.2	1677
10.76	-.255	480.14	5170.7	483.2	1679.3
10.67	-.286	456.67	4874.1	493.3	1682.2
10.57	-.282	308.65	3263.1	503.4	1684.7
10.47	-.24	35.28	369.7	513.5	1685.6
10.4	-.165	-266.78	-2776.4	523.6	1683.7
10.36	-.067	-324.84	-3367.2	533.7	1679
10.36	.041	20.73	214.7	543.8	1674.1
10.39	.142	525.16	5458.6	553.8	1673
10.45	.224	1024.81	10718.8	563.9	1676.8
10.54	.274	1510.27	15930.5	574	1685.4
10.64	.287	-135.23	-1440	584.1	1698.5

## RESULTADOS

motor PERKINS.

INERC.GENE. Lbs-pulg-sec2	COEF.CENT	ACELER. RAD/SEC2	TORQUE Lbs-pulg	POSICION GRADOS	VELOCIDAD RPM
10.12	0	-94.11	-953.3	0	1699.9
E-04					
10.13	.048	161.61	1638.4	10.1	1697.6
10.16	.084	436.94	4440.5	20.3	1697.7
10.19	.096	737.6	7520.3	30.5	1700.4
10.22	.081	156.4	1599.7	40.7	1706.4
10.25	.044	143.47	1470.7	51	1705.4
10.25	-.007	158.06	1621.4	61.2	1705.6
10.24	-.056	175.73	1800.6	71.4	1705.7
10.22	-.089	142.37	1455.1	81.7	1706
E-03					
10.18	-.097	33.72	343.5	91.9	1705.8
10.15	-.078	-118.05	-1198.8	102.1	1704.6
10.13	-.038	-176.43	-1788	112.4	1701.8
10.13	.013	-29.57	-299.5	122.6	1698.6
10.14	.059	230.08	2333.8	132.8	1697.2
10.17	9.000001E-02	511.8	5205.3	142.9	1698.3
10.2	.095	818.19	8349.2	153.1	1702.1
10.23	.074	148.96	1524.6	163.4	1708.8
10.25	.031	145.14	1488.3	173.6	1707.6
10.25	-.02	165.5	1697.5	183.9	1707.9
10.24	-.066	174.04	1782.4	194.1	1708
10.21	-.093	122.04	1246.3	204.4	1708.3
10.17	-9.399999E-02	-4.89	-49.8	214.6	1707.9
10.14	-.069	-149.8	-1520.3	224.9	1706.3
10.13	-.025	-156.57	-1586.3	235.1	1703.2
10.13	.026	38.34	388.4	245.3	1700.3
10.14	.069	302.98	3075.1	255.5	1699.5
10.17	9.399999E-02	591.86	6024.8	265.7	1701.3
10.21	.092	903.94	9232.401	275.9	1705.9
10.24	.064	143.44	1469.2	286.2	1713.5
10.25	.017	148.6	1524.3	296.5	1712.1
10.25	-.034	172.49	1768.7	306.7	1712.4
10.23	-.076	168.23	1721.6	317	1712.6
10.2	-.096	94.6	965.2	327.3	1712.8
10.16	-.089	-48.46	-492.8	337.6	1712.2
10.14	-.057	-172.32	-1747.7	347.8	1710
10.12	-.01	-120.45	-1220.1	358.1	1706.8
10.13	.04	113.86	1154	368.3	1704.4
10.15	.079	385.07	3911.3	378.5	1704.4
10.18	.096	682.21	6951.5	388.8	1706.9
10.22	8.599999E-02	999.71	10220.3	399	1712.4

10.24	.051	140.65	1441.4	409.3	1720.9
10.25	9.999999E-04				
		154.08	1580.6	419.6	1719.3
10.24	-.049	178.19	1826.4	430	1719.7
10.22	-.085	155.78	1592.8	440.3	1720
10.19	-.097	56.79	578.8	450.6	1720
10.15	-.081	-96.72999	-982.6	460.9	1718.9
10.13	-.043	-177.46	-1798.8	471.2	1716.4
10.12	.007	-55.49	-562.1	481.5	1713.1
10.14	.055	202.23	2050.9	491.8	1711.4
10.16	.088	482.32	4904.2	502.1	1712.2
10.2	.096	789.1	8050.2	512.4001	1715.7
10.23	.076	147.05	1504.8	522.7	1722.2
10.25	.034	143.08	1467.1	533	1721
10.25	-.018	165.18	1694.3	543.3	1721.2
10.24	-.064	178.12	1824.4	553.7	1721.4
10.21	-.093	130.25	1330.3	564	1721.7
10.17	-.095	4.67	47.6	574.3	1721.4
10.14	-.07	-143.71	-1458.5	584.6	1719.8
10.13	-.025	-156.45	-1585.1	594.9	1716.8
10.13	.026	35.72	361.9	605.2	1713.9
10.14	.07	300.25	3047.4	615.5	1713.1
10.17	9.399999E-02				
		590.4	6010.1	625.8	1714.9
10.21	.091	905.33	9247.099	636.1	1719.4
10.24	.063	140.3	1437.1	646.5	1727
10.25	.016	148.62	1524.5	656.8	1725.6
10.25	-.036	175.31	1797.6	667.2	1725.9
10.23	-.078	170.55	1745.2	677.5	1726.2
10.2	-.097	93.08	949.5	687.9	1726.3
10.16	-.088	-54.07	-549.7	698.2	1725.7
10.14	-.054	-172.81	-1752.3	708.6	1723.5
10.12	-.006	-108.35	-1097.5	718.9	1720.3
10.13	.044	135.04	1368.9	9.2	1717.9
10.16	.082	408.81	4153.6	19.5	1718.1
10.19	.096	710.22	7239.4	29.9	1720.9
10.22	.083	152.29	1557.5	40.2	1726.6
10.25	.046	140.32	1438.4	50.5	1725.7
-02					
10.25	-.005	157.94	1620.2	60.9	1725.8
10.24	-.055	180.16	1846.2	71.3	1725.9
10.22	-.088	149.74	1530.5	81.6	1726.2
10.18	-.097	40.49	412.5	92	1726.1
10.15	-.077	-114.25	-1160.2	102.3	1724.9
10.13	-.036	-171.89	-1742	112.7	1722.1
10.13	.015	-19.8	-200.5	123	1719
10.14	.061	240.31	2437.8	133.3	1717.6
10.17	.091	524.79	5338.5	143.6	1718.8
10.2	9.399999E-02				
		836.13	8534.401	153.9	1722.8

10.23	.071	142.13	1455.1	164.3	1729.7
10.25	.026	144.72	1484.2	174.7	1728.4
10.25	-.026	170.7	1750.7	185	1728.6
10.23	-.071	177.29	1815.1	195.4	1728.8
-02					
10.2	-.095	116.37	1187.9	205.8	1729.1
10.17	-.092	-20.93	-212.9	216.2	1728.7
10.14	-.063	-159.61	-1619.1	226.5	1726.8
10.13	-.016	-134.88	-1366.4	236.9	1723.7
-02					
10.13	.035	84.12	852.4	247.2	1721
10.15	.076	353.06	3585.2	257.5	1720.7
10.18	.096	649.46	6615.8	267.9	1723
10.22	.088	969.42	9908.2	278.2	1728.1
10.24	.054	137.82	1412.3	288.6	1736.3
10.25	.004	152.95	1569	299	1734.7
10.25	-.047	180.67	1852	309.4	1735.1
10.22	-.084	163.3	1669.9	319.9	1735.4
10.19	-.097	67.22	685.1	330.3	1735.5
10.15	-.082	-88.05	-894.5	340.7	1734.6
10.13	-.044	-174.87	-1772.6	351.1	1732.1
10.12	.007	-57.17	-579.1	361.5	1728.9
10.14	.055	-200.07	2029	371.8	1727.1
10.16	.088	481.07	4891.6	382.2	1727.9
10.2	.095	790.65	8066.6	392.6	1731.4
10.23	.075	142.31	1456.5	403	1737.9
10.25	.032	141.98	1456	413.4	1736.6
10.25	-.02	168.05	1723.7	423.8	1736.8
10.24	-.067	181.48	1858.6	434.2	1737
10.21	-9.3999999E-02				
		129.93	1326.8	444.7	1737.3
10.17	-9.3999999E-02				
		-1.43	-14.6	455.1	1737
10.14	-.066	-148.42	-1505.9	465.5	1735.4
10.13	-.021	-145.14	-1470.4	475.9	1732.3
10.13	.031	60.59	613.9	486.3	1729.5
10.15	.073	327.47	3324.6	496.7	1729
10.18	.095	622.33	6337.8	507.1	1731
10.21	.089	942.75	9633.401	517.5	1735.9
10.24	.057	136.35	1397	527.9	1743.8
10.25	.008	151.43	1553.4	538.3	1742.3
10.25	-.044	181.16	1857.1	548.8	1742.6
10.22	-.083	168.67	1725.1	559.3	1743
10.19	-.097	77.07	785.7	569.7	1743.1
10.16	-.083	-78.21	-794.7	580.2	1742.2
10.13	-.046	-173.68	-1760.6	590.6	1739.8
10.12	.005	-66.85	-677.1	601.1	1736.6
10.14	.054	189.52	1921.9	611.5	1734.7
10.16	.087	469.9	4777.6	621.9	1735.4
10.2	.096	779.89	7956.1	632.3	1738.8
10.23	.076	140.8	1440.9	642.8	1745.2
10.25	.033	140.94	1445.3	653.2	1744
10.25	-.019	168.29	1726.2	663.7	1744.1
10.24	-.066	183.53	1879.4	674.2	1744.1

10.21	-9.399999E-02				
		133.04	1358.5	684.6	1744.7
10.17	-9.399999E-02				
		1.31	13.3	695.1	1744.4
10.14	-.066	-146.85	-1490.1	705.6	1742.8
10.13	-.02	-143.53	-1454	716	1739.7
10.13	.031	63.02	638.6	6.4	1736.9
10.15	.074	330.24	3352.9	16.9	1736.4
10.18	.095	626.35	6379.1	27.3	1738.5
10.21	.089	948.74	9695.401	37.7	1743.4
10.24	.056	134.94	1382.6	48.2	1751.4
10.25	.006	152.21	1561.4	58.7	1749.8
10.25	-.046	183.21	1878	69.2	1750.1
10.22	-.084	169.02	1728.5	79.7	1750.5
10.19	-.097	73.66001	750.8	90.2	1750.6
10.15	-.082	-83.69	-850.2	100.7	1749.7
10.13	-.043	-171.98	-1743.2	111.2	1747.3

RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS  
OPCIONES DEL PROGRAMA DE  
SIMULACION DINAMICA DE  
MOTORES DE COMBUSTION  
INTERNA .

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

TESIS DE GRADO PARA LA OBTENCION DEL TITULO DE INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR : OSCAR X. GUERRERO F.

DIRIGIDA POR : ING. EDUARDO ORCES F.

AÑO 1986-1987

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*

## PROGRAMA PARA LA SIMULACION DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

## OPCIONES:

- 1 Analisis cinematico del mecanismo biela - manivela
- 2 Analisis en estado transiente del motor
- 3 Analisis en estado estable
- 4 Parametros de funcionamiento del motor
- 5 Calculo del volante
- 6 Calculo de fuerzas y momentos de sacudimiento
- 7 Calculo de las reacciones
- 8 Dinamica del motor con carga

ESCOJA=====>? 1

## UNIDADES A TRABAJAR

- 1 Sistema ingles
- 2 Sistema ingenieril
- 3 Sistema internacional de medidas

ESCOJA =====>? 1



## ANALISIS CINEMATICO DEL MECANISMO BIELA MANIVELA

INGRESE EL RADIO DE LA MANIVELA EN Pulg ? 3

INGRESE LA LONGITUD DE LA BIELA EN Pulg ? 10

INGRESE EL VALOR DE LA VELOCIDAD EN RPM ? 2000

INGERSE LA ACELERACION EN RAD/SEC2 ? 0

REVOLUCION COMPLETA ? SI O NO ? SI

INGRESE LOS INCREMENTOS EN LOS ANGULOS EN GRADOS ? 20

ANGULOS	Pulg	Pulg/sec	Pulg/sec2
	.6	0	-171073.9
	.576	-275.81	-154434.8
	.511	-498.47	-108706
	.415	-628.67	-46095.81
	.307	-652.52	15861.21
	.203	-585.04	61563.69
	.115	-459.62	85499.28
	.051	-309.29	92909.52
	.012	-154	92883.43
	-9.999999E-04	0	92116.72
	.012	153.99	92883.48
	.051	309.28	92909.42
	.115	459.62	85498.66
	.203	585.03	61562.18
	.307	652.51	15858.79
	.415	628.66	-46098.64
	.511	498.46	-108708.5
	.576	275.79	-154436.2
	.6	-.02	-171073.9

## BIBLIOGRAFIA

1. PAUL BURTON, KINEMATIC AND DYNAMIC OF PLANAR MACHINERY, ENGLOWOOD CLIFFS: PRENTICE HALL, 1.979 pág. 465 - 498.
2. J. SHIGLEY AND J. VICKER JR., TEORIA DE MAQUINAS Y MECANISMOS, USA; McGRAW-HILL BOOK Co., 1.980 pág. 130 - 136; 448 - 456; 461 - 469; 480 - 507; 571 - 575.
3. G. BARANOV, CURSO DE LA TEORIA DE MECANISMO Y MAQUINAS, 2ª EDICION ESPANOL, MOSCU - URSS: EDITORIAL MIR 1.979 pág. 413 - 431; 447 - 459.
4. M.S. JOVAJ, MOTORES DE AUTOMOVIL, 2ª EDICION ESPANOL, MOSCU - URSS: EDITORIAL MIR, 1.979. pág. 11 - 38; 344 - 352; 382 - 415.
5. A. VSOROV, MANUAL DE MOTORES DIESEL PARA TRACTORES, MOSCU - URSS: EDITORIAL MIR, 1.976. pág. 70 - 109; 226 - 240; 430 - 438.
6. ING. FREDDY CEVALLOS, MOTORES DE COMBUSTION INTERNA ESPOL
7. LILLY, DIESEL ENGINE REFERENCE BOOK, LONDON: BUTTERWORTHS, 1.985 pág. 1/7 - 1/15 ; 7/3 - 7/16.

8. M. PHELAN, DYNAMIC OF MACHINERY, USA: McGRAW - HILL  
BOOK Co., 1.967.  
pág. 1 -6; 13 - 26; 44 - 57.
  
9. KER WILSON, TORSIONAL VIBRATION, VOLUME ONE, LONDON:  
CHAPMAN E. HALL LTDA. 1.948.  
pág. 18 - 167; 190 - 191; 410 - 457.
  
10. J. LEON, DINAMICA DE MAQUINARIA, VENEZUELA: LIMUSA  
  
pág. 138 - 147.