

Monitorización y control de un sistema de generación oleohidráulico-eléctrica.

Realizado por:

Camilo José Carrillo González

Director del proyecto:

José Cidras Pidre

ÍNDICE

	<u>Página</u>
1.- Peticionario	2
2.- Antecedentes y objetivos del proyecto.	3
3.- Memoria descriptiva.	5
3.1.- Descripción del sistema.	6
3.1.1.- <i>Motor de arrastre y generador.</i>	6
3.1.2.- <i>Transmisión hidrostática.</i>	8
3.1.2.1.- Sistema principal.	10
3.1.2.2.- Sistema de carga.	12
3.1.2.3.- Depósito.	14
3.1.2.4.- Sistema de control.	14
3.1.2.5.- Puesta en funcionamiento.	16
3.1.3.- <i>Elementos de medida y actuación.</i>	16
3.1.3.1.- Transductores de presión y etapa de adaptación.	17
3.1.3.2.- Focélula.	18
3.1.3.3.- Convertidor Frecuencia-Tensión.	18
3.1.3.4.- Convertidor Onda-Valor Eficaz.	21
3.1.3.5.- Convertidor Tensión-Corriente.	21
3.1.4.- <i>Tarjeta de adquisición de datos.</i>	22
3.2.- Descripción del programa de monitorización y control.	24
4.- Memoria de cálculo.	28
4.1.- Modelo de la transmisión hidrostática.	29
4.1.1.- <i>Fundamentos.</i>	29
4.1.2.- <i>Fugas.</i>	30
4.1.3.- <i>Pérdidas de par.</i>	30
4.1.4.- <i>Diagramas funcionales.</i>	32
4.1.5.- <i>Cálculos del sistema.</i>	37
4.1.6.- <i>Identificación de los parámetros de la transmisión.</i>	42
4.1.6.1.- Caudal de fugas.	42
4.1.6.2.- Par de pérdidas en el primario.	43
4.1.6.3.- Par de pérdidas en el secundario.	44
4.1.6.4.- Caudal de oscilación.	46
4.2.- Modelo de la servoválvula.	48
4.3.- Modelo del generador síncrono.	50
4.4.- Modelo del motor asíncrono.	52
4.5.- Simulación del sistema.	56
4.6.- Conclusiones.	67
4.7.- Reglamentos de aplicación.	69
5.- Presupuesto.	70
6.- Apéndices	72

1.- Peticionario.

Con el fin de obtener el Grado de Ingeniero Industrial, de acuerdo con la normativa de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Vigo, se realiza el presente Proyecto Fin de Carrera.

2.- Antecedentes y objetivos del proyecto.

En los barcos siempre ha sido un problema la generación de energía eléctrica para el suministro de los equipos de a bordo. La solución más empleada, hasta ahora, consiste en la utilización de un grupo electrógeno (generador síncrono arrastrado por un motor de explosión autónomo). Los principales inconvenientes de este sistema son: el precio, el gasto de combustible, instalación y mantenimiento, y el espacio ocupado, fundamental en barcos pequeños.

La complejidad de la instalación de un grupo electrógeno se refleja en los elementos necesarios para ella, que son:

- Sistema de refrigeración: puede ser por aire o por agua, si es por aire necesita de ventiladores y si es por agua de una bomba con el correspondiente filtrado.

- Dispositivo de arranque: puede ser un motor eléctrico auxiliar alimentado por baterías.

- Alimentación de aire comburente: se realiza por medio de ventiladores que garanticen el suministro con la consiguiente necesidad de filtrado.

- Tuberías de evacuación de los gases procedentes de la explosión: como la temperatura de estos gases es de alrededor de 450 °C, aquí se pierde aproximadamente un tercio de la energía calorífica del combustible, las tuberías han de estar aisladas térmicamente y con juntas de dilatación, debido a los fuertes gradientes térmicos de la situación marcha a paro y viceversa. Estas tuberías están sometidas a corrosión ya que la presencia de agua de condensación y residuos de los gases de escape producen ácidos sulfurosos. Son partes sometidas a desgaste continuo que hay que reponer.

El grupo electrógeno, en vacío, consume alrededor de un 40% del combustible, con respecto al funcionamiento nominal del grupo. En el caso de utilizar el generador de cola se ahorra parte de este consumo en vacío, ya que el arrastre lo realiza el propio motor del barco, aunque el incremento de consumo por parte de éste sea proporcional a $1.4 \cdot \text{Potencia Eléctrica Suministrada}$, suponiendo un rendimiento de la transmisión hidrostática del 60%. Por lo tanto, el ahorro en el consumo de combustible es de aproximadamente del 15%, en el supuesto de que el motor diesel del grupo electrógeno tenga un comportamiento similar, en cuanto al consumo (rendimientos similares, incrementos de consumo proporcionales a los incrementos de carga, ...), al del motor del barco .

Una alternativa actual consiste en la utilización de una transmisión hidrostática para el accionamiento del generador síncrono, es el sistema conocido como generador de cola. Esta transmisión es arrastrada directamente por el motor del barco y sus principales ventajas son:

- Evitar el consumo de combustibles diferentes (fuel pesado y diesel-oil).
- Disminuir el consumo de combustible y de aceite para lubricación.
- Economizar en el coste de mantenimiento, instalación más sencilla y limpia.
- Ahorrar un motor de arrastre adicional.
- Solucionar los problemas de espacio, lo que se ve favorecido por la flexibilidad de la transmisión, pudiendo estar el generador alejado del motor de arrastre.

El principal inconveniente del empleo de este sistema es la regulación de la velocidad de salida, o sea, de la frecuencia de la corriente suministrada . Esto se debe a que ésta depende del régimen de funcionamiento del motor principal, según la maniobra que esté efectuando la embarcación, y, en menor medida , de las diferentes situaciones en el consumo de energía eléctrica.

Otra posibilidad de generación eléctrica a bordo consiste en el empleo de un generador de corriente continua, accionado por el motor del barco, a cuya salida se conecta un convertidor estático CC/CA. Las ventajas de estos equipos son la fácil regulación de tensión de salida del generador de continua, y la estabilidad de la frecuencia generada por fijarse electrónicamente. En la actualidad estos equipos no se emplean en los barcos por la falta de fiabilidad de la electrónica de control asociada al convertidor.

En este proyecto se pretende un acercamiento a la problemática del control del generador de cola. Para ello se han aplicado unos transductores al sistema que permiten su monitorización, control y simulación. Estas tres últimas fases se realizan en una computadora a través de la tarjeta de adquisición de datos PCL818, previa identificación de los parámetros del equipo objeto de estudio.

3.- Memoria descriptiva.

3.1.- Descripción del sistema.

Una primera aproximación al conjunto se presenta en la FIG 3.1.I , que muestra todos los elementos del generador de cola, junto la señalización de los puntos de medida y actuación (en amarillo). Estos elementos son: motor de arrastre, generador síncrono, transmisión hidrostática, elementos de medida y actuación, y circuito de control (computadora y tarjeta de adquisición de datos).

3.1.1.- Motor de arrastre y generador.

En los barcos el motor de arrastre es el motor principal del barco, en cambio para su estudio en laboratorio se puede sustituir por un motor diesel, un motor asíncrono o un motor de corriente continua.

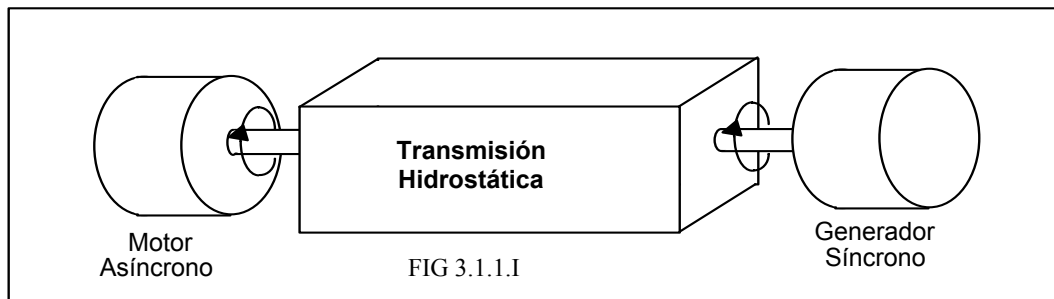
El motor de arrastre escogido para sustituir al motor del barco ha de tener una potencia suficiente para mantener constante su velocidad ante cualquier régimen de funcionamiento del generador de cola, ya que así ocurre en las embarcaciones por ser capaz el motor de impulsión del barco, encargado del arrastre de la transmisión hidrostática, de suministrar mucho más par que los requerimientos para la generación de energía eléctrica.

En el caso del sistema en estudio se dispone de un *motor de inducción* cuyo mayor inconveniente es la regulación por el coste de los equipos que la realizan. La velocidad del arrastre es un factor importante para el estudio del comportamiento de la transmisión hidrostática, por lo que el motor asíncrono se sustituirá, en un futuro, por uno de corriente continua de más sencilla regulación.

La producción de energía eléctrica se consigue por medio de un *generador síncrono* que en este sistema es arrastrado por la transmisión hidrostática. El que se utiliza tiene un regulador de tensión incorporado, ajustable a diferentes tensiones de trabajo según la configuración del devanado estatórico (ver Apéndices). La presencia de este elemento provoca que el control de la tensión no sea considerado en el presente proyecto.

El generador tiene conectada una cuba electrolítica que es la encargada de simular de los consumos de energía eléctrica de los equipos del barco.

La relación entre transmisión, motor de arrastre y generador puede verse en FIG 3.1.1.I.



INSTALACIÓN DEL GENERADOR DE COLA

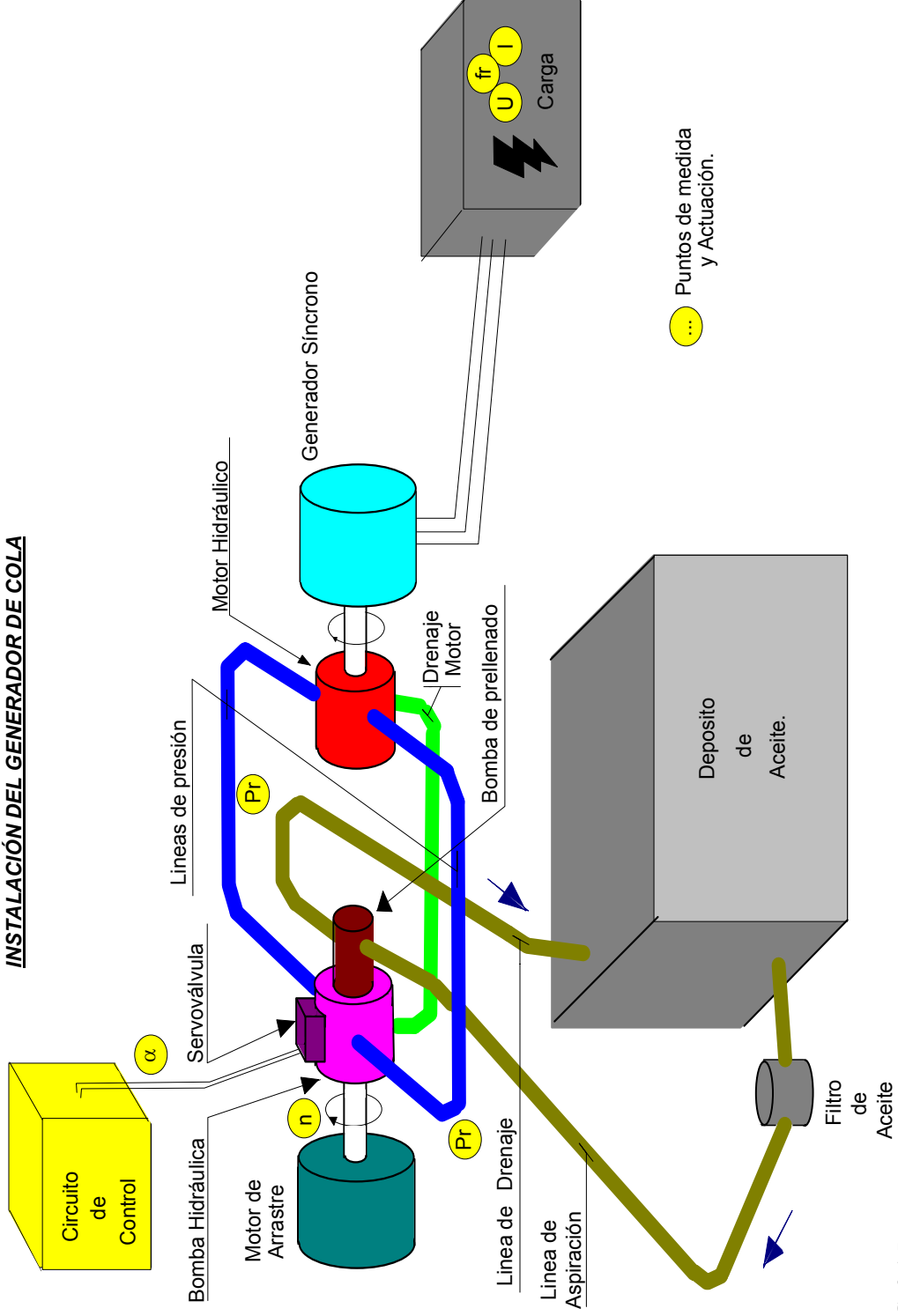
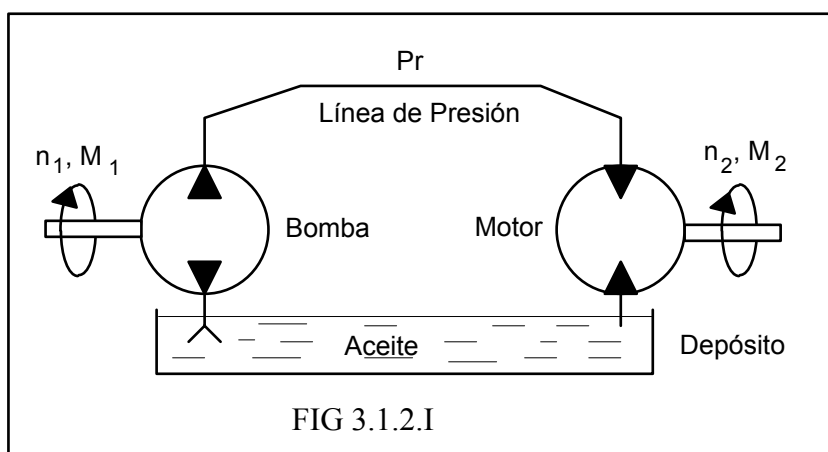


FIG. 3.1.I

3.1.2.- Transmisión hidrostática.

La transmisión hidrostática es la responsable del transporte de la energía mecánica de rotación desde el eje del motor de arrastre (primario) hasta el eje del generador síncrono (secundario). Esta transmisión es básicamente un circuito oleo-hidráulico cerrado, con bomba y motor hidrostáticos. Su esquema más simple es el mostrado en la FIG 3.1.2.I.



En estos equipos la energía mecánica de entrada se transforma en presión del fluido a través de la bomba hidrostática de cilindrada variable, mientras que en el secundario se realiza la operación inversa en el motor hidrostático. La principal diferencia respecto a los equipos hidrodinámicos está en que la transmisión de energía, en estos últimos, es mediante la velocidad del fluido empleado.

Las transmisiones hidrostáticas trabajan a presiones elevadas para conseguir altas densidades de potencia, esto requiere el empleo de fluidos con características especiales que faciliten su funcionamiento.

El fluido empleado es aceite que ha de cumplir unos requisitos de viscosidad, capacidad de lubricación de las diferentes partes móviles, y muy poca compresibilidad. Si el aceite fuese compresible originaría importantes pérdidas debido a las altas presiones de trabajo en estos sistemas. La viscosidad ayuda al sellado favoreciendo el aislamiento con respecto al aire, ya que el contacto aire-aceite en las tuberías de presión aumentaría mucho la compresibilidad. El aceite empleado en el equipo objeto del estudio es TEXACO (ver Apéndices).

La principal ventaja de estos sistemas está en que permiten una variación continua de la velocidad de salida mediante el simple reglaje o variación de la cilindrada de la bomba y/o del motor hidrostático. Una vez alcanzada una determinada velocidad de salida, ésta se mantiene prácticamente constante ante las posibles variaciones de carga en el secundario, siempre y cuando el motor de arrastre pueda aportar el par requerido en cada momento. Asimismo pueden efectuarse fácilmente inversiones en el sentido de giro, acelerar cargas a partir del reposo y, frenar con reenvío de energía al eje de entrada.

Otra ventaja está en que estas transmisiones son un sistema sellado de autolubricación, lo que permite que el primario y secundario no tengan unas ubicaciones rígidas respecto al sistema.

En la descripción de la transmisión se divide en (ver FIG 3.12.II) :

- Sistema principal.
- Sistema de carga.
- Depósito.
- Sistema de control.

3.1.2.1.- *Sistema principal.*

Esta parte es la encargada de la transferencia de energía entre el eje de entrada y el de salida. Sus principales elementos son la bomba hidrostática de cilindrada variable y el motor hidrostático, unidos por las conducciones de aceite o líneas de presión (ver FIG 3.1.2.I).

La bomba posee unos pistones de carrera variable que son los encargados de impulsar el fluido hidrostático. La variación de la cilindrada de la bomba se realiza mediante el reglaje de la inclinación del plato sobre el que se apoyan los cilindros modificando, de esta forma, su carrera.

Los cilindros impulsan el aceite en la línea de alta presión (línea roja en FIG 3.1.2.II), lo que provoca un desplazamiento alternativo de los pistones del motor hidrostático, de cilindrada fija, que, a su vez, producen la rotación en el eje de salida. El aceite vuelve a la bomba a través de la línea de baja presión (línea rosa).

FIGURA 3.1.2.II
CORTE TRANSVERSAL
DE LA TRANSMISIÓN
HIDROSTÁTICA

El que una de las líneas de presión sea de la de alta o baja presión depende de la dirección de flujo de aceite en ellas, o sea, de si el plato está inclinado con un ángulo positivo o negativo respecto a la vertical y del sentido de giro del eje de la bomba. De esta forma que la línea de alta es aquella en la que el aceite circula alejándose de la bomba impulsado por los pistones de ésta.

La velocidad de rotación en el secundario es proporcional al caudal de aceite, y el sentido de giro depende de la dirección de este flujo. A su vez, la magnitud y dirección del caudal varían con la inclinación del plato de la bomba.

A la relación entre la cilindrada de trabajo de la bomba y su valor máximo se le denomina reglaje o ángulo de control y, es el parámetro fundamental para la regulación del sistema. La salida del circuito de control ataca a la servoválvula de la bomba que es la que gobierna el reglaje de ésta.

3.1.2.2.- *Sistema de carga.*

Esta parte de la transmisión desarrolla cuatro tareas:

- Compensar las pérdidas de aceite en la bomba y en el motor.
- Asegurar una presión mínima en el sistema principal. Con esto se consigue estar siempre por encima de la presión atmosférica y se evitan las posibles entradas de aire, que aumentarían la compresibilidad del fluido.
- Proporcionar un flujo de aceite para el circuito de control de la transmisión hidrostática.
- Reponer continuamente el aceite del sistema con el aceite de reserva fresco contenido en el depósito.

En la posición neutral de la bomba, carrera nula de los pistones, el aceite es bombeado por la bomba de prellenado (8), a través de dos válvulas antirretorno (13), al sistema principal. Cuando la presión de tarado de la válvula de relevo de la bomba de prellenado (9) es superada, el aceite fluye por la carcasa de la bomba hacia el depósito de aceite.

Cuando el sistema principal está operando, el fluido es bombeado en la línea de baja presión por medio de las válvulas antirretorno (13) para compensar las pérdidas de aceite y renovar, con el existente en el depósito, el que abandona el sistema principal por la válvula de relleno (14) situada en el motor de cilindrada fija.

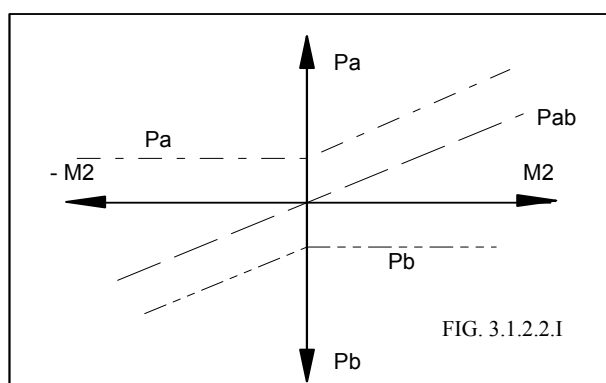
La válvula de relleno (14) asegura que una cantidad del aceite caliente abandona la línea de baja presión (línea rosa) a través de la válvula de relevo de carga (15) vía carcasas del motor y bomba.

La válvula de relevo de carga (15) está tarada a aproximadamente a 4 bar por debajo de la válvula de relevo (9).

La principal tarea de las válvulas antirretorno (13) es la de impedir la cavitación en las tuberías principales. En las instalaciones que trabajan en regímenes bajos de velocidad se introducen las tuberías de alta y baja presión directamente en el depósito de aceite (ver FIG. 3.1.2.I).

Con objeto de estudiar la influencia de la presión de alimentación sobre la presión del sistema principal, se utiliza la FIG. 3.1.2.2.I. En esta figura la abcisa representa el par de salida (M_2), la ordenada positiva la presión en uno de las líneas de presión (P_a), y la ordenada negativa la presión en la otra línea (P_b). La forma de las características P_a y P_b muestran el funcionamiento de las válvulas antirretorno. Estas válvulas dejan pasar fluido de alimentación y mantienen en las líneas de presión una presión al menos igual a la de alimentación.

El par de salida (M_2) es proporcional a la diferencia de presiones (P_{ab}) si no se consideran las pérdidas de par. En cada conducto principal no pueden producirse presiones inferiores a la exterior gracias a las válvulas antirretorno que admiten aceite de alimentación donde es necesario.



3.1.2.3.- *Depósito.*

Realiza las funciones de alojar el aceite, refrigerar, evacuar aire, y decantar las impurezas que no se eliminaron en el filtro de aire y en el de carga. Para ello ha de cumplir los siguientes requisitos:

· Para alojar el aceite: considerar las posibles variaciones de volumen, y disponer de fondo inclinado con tornillo de descarga para conseguir un vaciado total y limpieza óptima.

· Para la refrigeración: ha de tener una buena separación entre la base del depósito y el suelo para obtener una buena circulación de aire y, de esta forma, ganar en superficie de evacuación de calor.

· Para la evacuación de aire: disponer de una superficie de contacto entre aire y aceite lo mayor posible para que las burbujas producidas en el aceite sean aquí evacuadas.

3.1.2.4.- *Sistema de control.*

La tarea del sistema de control es la regular el caudal de aceite dependiendo de las necesidades de la carga en cada momento.

El control se realiza mediante una palanca de control (17) que actúa sobre la inclinación del plato de la bomba. La cilindrada de la bomba es proporcional al ángulo del plato, y por tanto, el caudal es proporcional, también, a este ángulo.

Si el plato tiene un ángulo cero no hay caudal de aceite por la válvula de control (16), y se mantiene en esta posición neutral con la ayuda de dos muelles de acero, con una compresión inicial, que actúan en los pistones del sistema de servocontrol.

Cuando la palanca de control se aleja de su posición neutral la válvula de control (16) se abre para admitir flujo de aceite hacia uno de los pistones de control (en amarillo) mientras sale del otro. El plato de la bomba (2) es, entonces, desplazado de su posición neutral lo que cambia la carrera de los pistones de la bomba. Esta

actuación tiene como resultado la obtención de una cilindrada de trabajo distinta de cero.

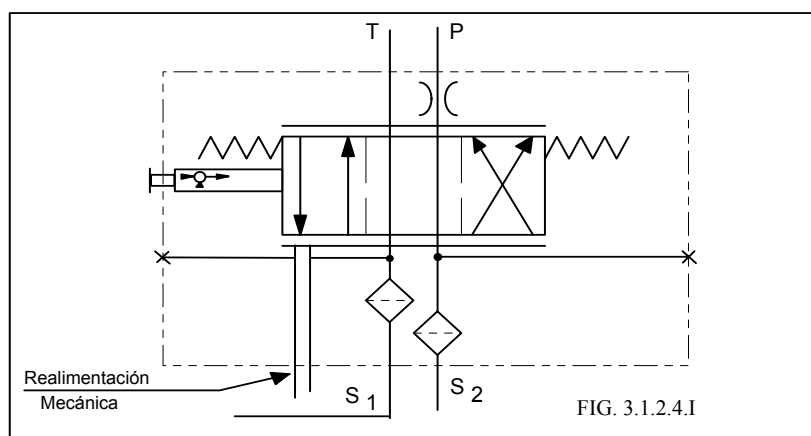
Un mecanismo de realimentación mecánica desde el plato de la bomba cierra la válvula de control cuando el plato alcanza la posición requerida por la palanca de control.

En el momento en que se lleva la palanca de control a su posición más alejada del punto neutro se obtiene la cilindrada máxima de trabajo entonces, suponiendo constante la velocidad de entrada, se tiene en el eje del motor hidrostático la mayor velocidad de giro. Llevando la palanca de control en la dirección contraria hacia su máximo alejamiento de la posición neutral se invierte la dirección del flujo de aceite en las tuberías principales, y el motor gira nuevamente a la velocidad máxima pero el sentido de giro es contrario al de la anterior situación.

La velocidad de salida es proporcional a la distancia de la palanca de control de su posición neutral y a la velocidad de arrastre.

.. *Servoválvula.*

En el sistema en estudio se sustituye la palanca de control por una servoválvula que permite la variación de la cilindrada de la bomba electrónicamente (ver FIG 3.1.2.4.I). El objetivo es comandar rápida y exactamente con pequeñas señales eléctricas el reglaje de la bomba hidrostática..



La gobierno de la servoválvula se realiza con corriente, o sea, que su respuesta es proporcional a la corriente que se le envía. Esta válvula tiene internamente un motor de mando (motor de torque) con unas armaduras que se desplazan cuando

la corriente aplicada varía. Este desplazamiento se realiza en contra de unos muelles de posicionamiento internos. El resultado es la variación del flujo de aceite que va hacia los pistones de control con la consiguiente variación de la inclinación del plato de la bomba.

El retroposicionamiento mecánico del plato se encarga de anular el flujo de aceite cuando se alcanza la posición requerida. La realimentación mecánica actúa sobre los muelles de la servoválvula para que se pueda compensar el desplazamiento producido por la presencia de corriente en las bobinas de la armadura.

La servoválvula es llevada a su posición neutral mediante los muelles de posicionamiento cuando es nula la corriente que se le aplica.

3.1.2.5.- *Puesta en funcionamiento.*

Para la puesta en marcha de la transmisión hidrostática es necesario esperar a que la bomba de prellenado lleve la presión del sistema por encima de 14 bar.

Una vez alcanzada la presión fijada por la bomba de prellenado se puede actuar sobre el reglaje de la bomba hidrostática con lo que se pone a funcionar la transmisión.

Una vez esté funcionado la transmisión (caudal no nulo) la presión de la línea de baja disminuirá alrededor de 4 bar debido a la actuación de la válvula de relleno, la cual entra en funcionamiento cuando la hace la válvula de disparo (14).

3.1.3.- Elementos de medida y actuación.

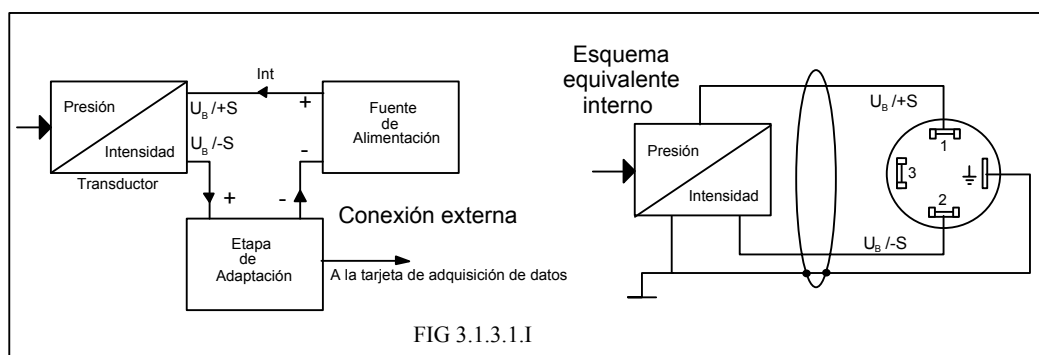
Para el estudio del comportamiento del generador de cola es necesaria la transformación de variables físicas y eléctricas en valores de tensión compatibles con la tarjeta de adquisición de datos que se dispone, que es el nexo entre el exterior y la computadora. Las medidas son procesadas en la computadora en la que se encuentra ubicada la tarjeta, de modo que se generan las correspondientes actuaciones.

Los elementos de medida empleados son: dos transductores de presión, con su correspondiente etapa de adaptación, una fotocélula, dos convertidores Frecuencia-Tensión, y dos convertidores Onda -Valor Eficaz.

En la actuación se dispone de un convertidor Tensión-Intensidad y una tarjeta de relés.

3.1.3.1.- Transductores de presión y etapa de adaptación.

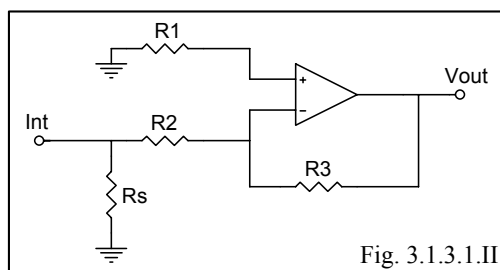
La medida de presión en las líneas de alta y baja presión se realiza con dos transductores de presión WIKA (ver Apéndices) para presiones entre 0 y 160 bar. A la salida de los mismos se tiene una corriente, proporcional a la presión medida, que puede tomar valores entre 4 y 20 mA. Se obtiene esta característica de salida realizando el conexionado de la FIG. 3.1.3.1.I.



La etapa de adaptación es un convertidor Corriente-Tensión cuyo esquema eléctrico es el da la FIG 3.1.3.1.II. El valor de la resistencia R_s se calcula con la fórmula dada en las hojas características del transductor de presión:

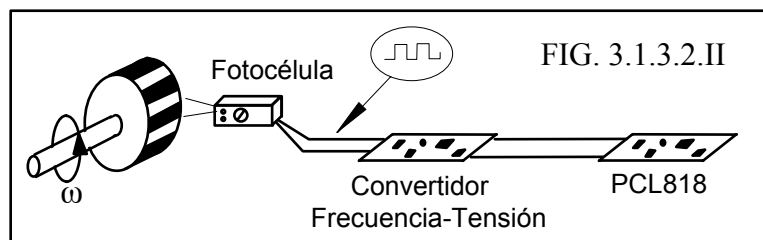
$$R_s = \frac{U_B - 10}{0.02} \quad (3.1.3.1.I)$$

Donde U_B es la tensión de la fuente de alimentación. El valor de R_s obtenido es de 250 Ω .



3.1.3.2.- *Fotocélula.*

La medida de la velocidad de giro del motor de arrastre se realiza con una fotocélula OMRON E3SV (ver Apéndices).

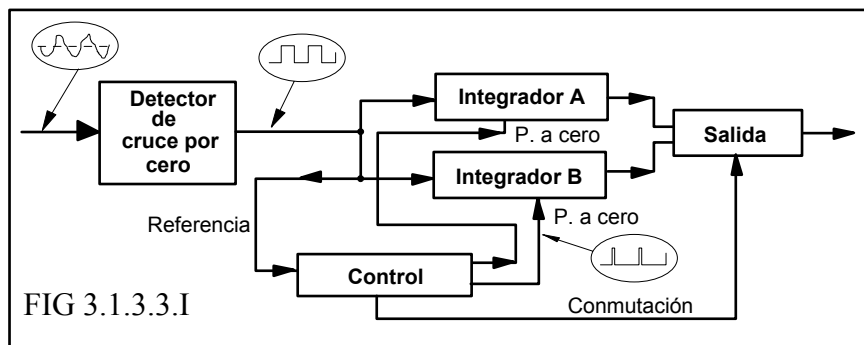


En el eje del motor se pintan alternativamente rayas longitudinales blancas y negras de igual ancho. Estas marcas son detectadas por la fotocélula que cambia su nivel de tensión en la salida si la marca que tiene enfrente es blanca o negra. El resultado es una onda cuadrada de frecuencia proporcional a la velocidad del motor y al número de marcas. El montaje de la fotocélula puede verse en la FIG. 3.1.3.2.II.

La salida de la fotocélula se envía a un convertidor Frecuencia-Tensión que nos da una tensión entre 0 y 10 Voltios proporcional a la frecuencia de entrada. Esta tensión es ya aplicable a la tarjeta de adquisición de datos.

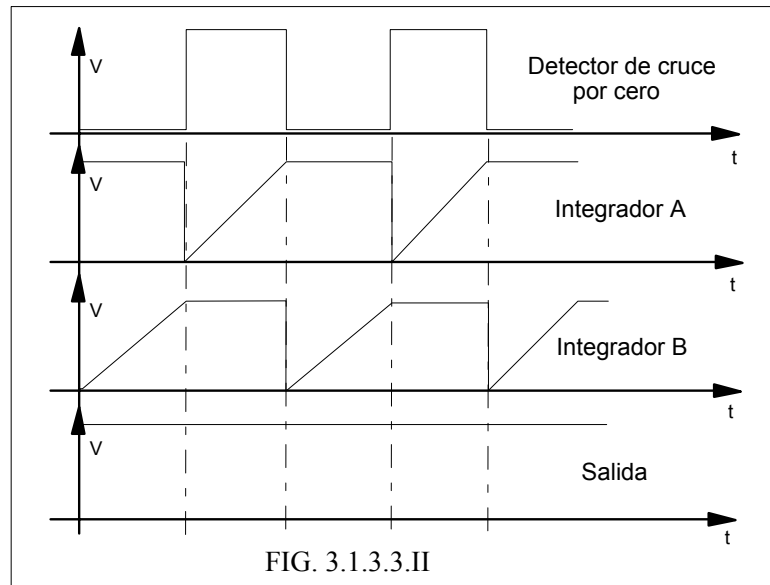
3.1.3.3.- *Convertidor Frecuencia-Tensión.*

Se emplea para la medida de la velocidad en el eje del primario, ver anterior apartado, y la frecuencia de la corriente entregada por el generador síncrono.



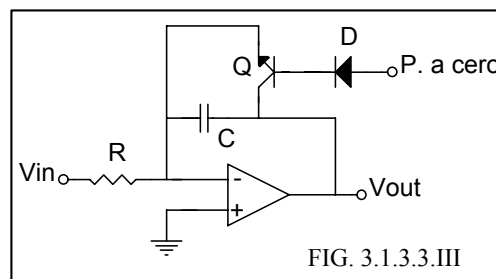
En la medida de la frecuencia de la corriente a la salida del generador se conecta un transformador de tensión que reduce el valor eficaz de esta señal a valores directamente tratables por el convertidor.

El diagrama de bloques es el mostrado en la FIG. 3.1.3.3.I.



Cada uno de los integradores actúa durante medio ciclo de la señal de entrada (ver FIG. 3.1.3.3.II). El resultado de la integración se mantiene en el ciclo siguiente y es el que se presenta a la salida mientras que el otro integrador está actuando.

Los integradores se ponen a cero al principio de cada ciclo, el esquema de estos puede verse en la FIG.3.1.3.3.III.



Los valores de R y C se escogen de forma que la tensión de salida no sobrepase la de alimentación cuya fórmula es:

$$V_{out} = \frac{1}{R \times C} \times T_{vin} \quad (3.1.3.3.I)$$

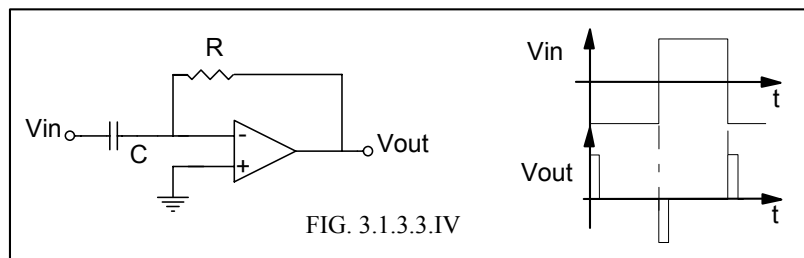
Donde T_{Vin} es el período de la onda cuadrada de entrada (V_{in}).

Los valores escogidos de R y C son:

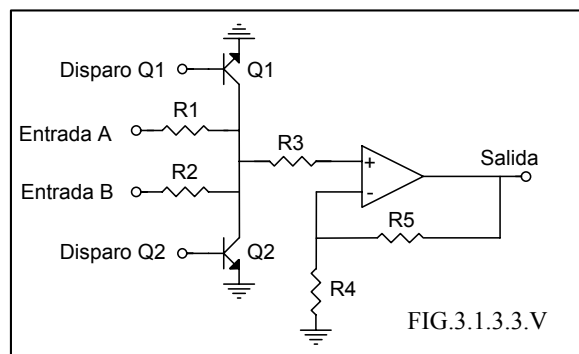
- Medición de la frecuencia de red: $C = 1 \mu\text{F}$ y $R = 47 \text{K}\Omega$ (potenciómetro)
- Medición de la velocidad : $C = 0.47 \mu\text{F}$ y $R = 47 \text{K}\Omega$ (potenciómetro)

A los integradores ha de llegar una onda cuadrada para que se cumpla la ecuación 3.1.3.3.I, por la tanto, la señal de entrada se pasa por un detector de cruce por cero que garantiza el cumplimiento de esta última condición. Después del detector la señal se rectifica antes de cada integrador para que éstos sólo varíen su salida durante medio ciclo y en el siguiente mantengan el valor alcanzado.

El condensador C se descarga al principio de cada ciclo de medida mediante el transistor Q. Esta descarga ha de ser lo más rápida posible para no alterar el resultado de la integración. Por ello el transistor se dispara con un pulso lo suficientemente ancho como para descargar el condensador y no perturbar la integración. El disparo se genera con un circuito derivador cuya entrada es una onda cuadrada (ver FIG. 3.1.3.3.IV).



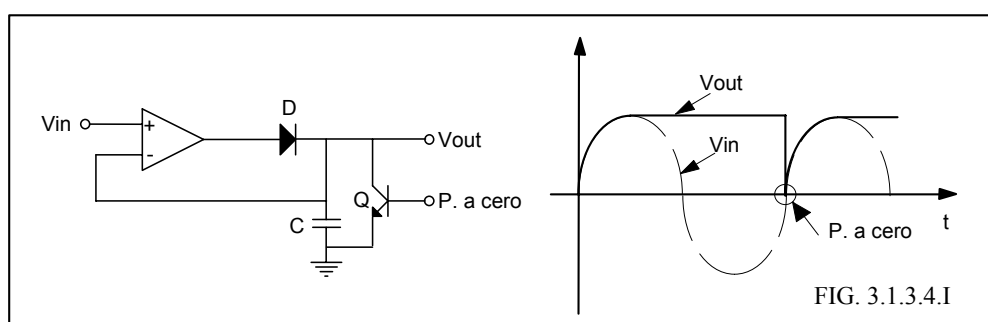
La conmutación en la salida del circuito, para que sólo uno de los integradores tengan acceso a ella en cada instante, se realiza con un sumador poniendo a cero la entrada que se quiere inhibir (ver FIG.3.1.3.3.V) .



3.1.3.4.- *Convertidor Onda-Valor eficaz.*

Para la realización de este circuito se ha supuesto que la forma de onda a la que se aplica el circuito es conocida, de esta forma se conoce la relación entre el valor máximo de la onda de entrada y su valor eficaz.

El circuito empleado es muy similar al convertidor Frecuencia-Tensión visto en el apartado anterior, en el que los integradores se sustituyen por detectores de pico como los de la FIG. 3.1.3.4.I.

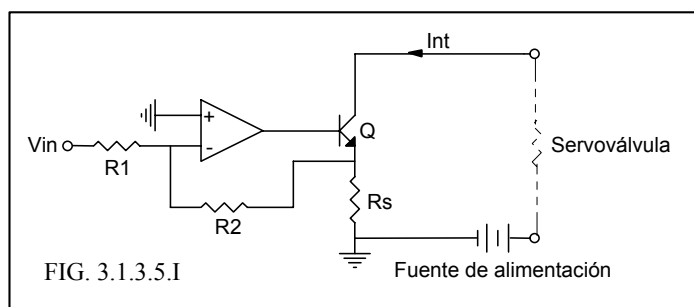


El transistor (Q) es el encargado de descargar al condensador (C) al principio de cada ciclo, al igual que en el circuito anterior.

El detector de cruce por cero es sustituido por una etapa amplificadora que prepara la señal para ser aplicada al detector de picos.

3.1.3.5.- *Convertidor Tensión-Corriente.*

Este elemento es necesario para comandar la servoválvula ya que la posición del plato de la bomba hidráulica es proporcional a la corriente que se le suministra. El esquema básico de este convertidor es:



La intensidad de salida se calcula a partir de la ecuación:

$$I_{nt} = \frac{R_2}{R_1 \times R_s} \times V_{in} \quad (3.1.3.5.I)$$

La intensidad máxima que permite la servoválvula son 100 mA y la tensión de entrada máxima es de 10 V (máxima tensión de salida de la tarjeta de adquisición de datos), por lo tanto, si se toma $R_s = 22 \Omega$:

$$R_2 = 22 \text{ K}\Omega$$

$$R_1 = 150 \text{ K}\Omega$$

El transistor empleado es el BD137.

3.1.4.- Tarjeta de adquisición de datos.

Todos los elementos de medida y actuación descritos en el apartado anterior se conectan a una tarjeta de adquisición de datos PCL818 (ver Apéndices) a través de la tarjeta de conexión PCLD780. Ésta viene acompañada de un paquete de software que permite su manejo en C++, lenguaje utilizado para el programa de monitorización y control.

Los canales de entrada analógica empleados en la tarjeta son:

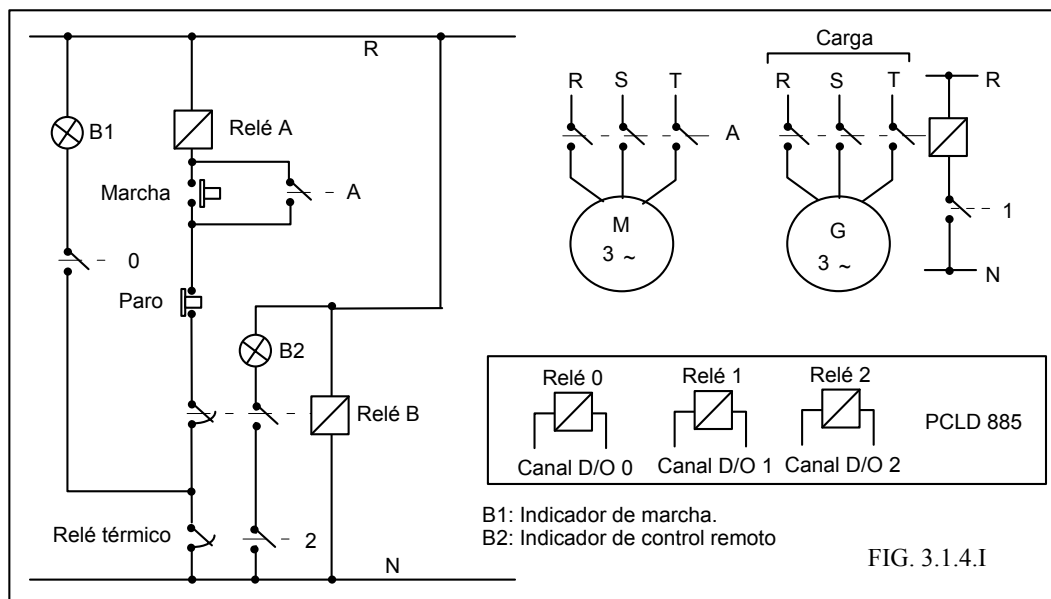
- canal 0 : Presión de la línea de baja.
- canal 1 : Presión de la línea de alta.
- canal 2 : Frecuencia de la tensión generada.
- canal 3 : Velocidad del motor de arrastre.
- canal 4 : Tensión del generador.
- canal 5 : Intensidad entregada por el generador.

En cada uno de los canales la tensión admisible está ajustada para valores entre 0 y 10 Voltios, que es la excursión de la tensión de salida de todos los elementos de medida empleados y referidos en el anterior apartado.

El canal de salida analógica empleado es el cero, y en el se tiene conectado el convertidor Tensión-Intensidad que actúa sobre la servoválvula. La tensión aportada por este canal varía entre 0 y 10 Voltios.

Otro elemento acoplado a la PCL818 es una tarjeta de relés PCLD885 que se gobierna mediante las salidas digitales. Los canales digitales de salida empleados son el 0, 1, y 2 que actúan sobre los relés 0, 1 y 2 situados en la PCLD885.

El relé 1 se emplea en la conexión y desconexión de la carga eléctrica conectada al generador síncrono. Su actuación no es directa sobre la carga, si no que a su vez actúa sobre un relé de potencia al que está acoplado la carga. El esquema de conexión es el de la FIG. 3.1.4.I.



Los relés 0 y 2 se emplean para la conexión y desconexión de la alimentación del sistema, que se encarga de suministrar energía eléctrica a los relés de potencia empleados y al motor asíncrono empleado en el arrastre.

La activación del relé 2 inhibe las actuaciones de los pulsadores de marcha y parado del motor situados en el cuadro de potencia. De esta forma el ordenador siempre tiene el control sobre las condiciones de funcionamiento del arrastre. Esta situación se señala con el indicador de control remoto situado en el cuadro de potencia (ver FIG. 3.1.4.I).

3.2.- Descripción del programa de monitorización y control.

El programa se ha realizado en C++ y se encarga de la monitorización y control del generador de cola. El interfaz con el exterior la constituye la tarjeta de adquisición de datos ya descrita.

La primera tarea a realizar es la del control de la PCL818. Para ello se han utilizado los procedimientos en C suministrados con la tarjeta, estos procedimientos se agrupan y adaptan a las necesidades existentes en "pclab.h".

En la monitorización las medidas disponibles son: presión en las líneas de alta y baja, tensión, intensidad y frecuencia de la energía eléctrica suministrada por el generador síncrono, y la actuación sobre la servoválvula, señal generada por el propio programa.

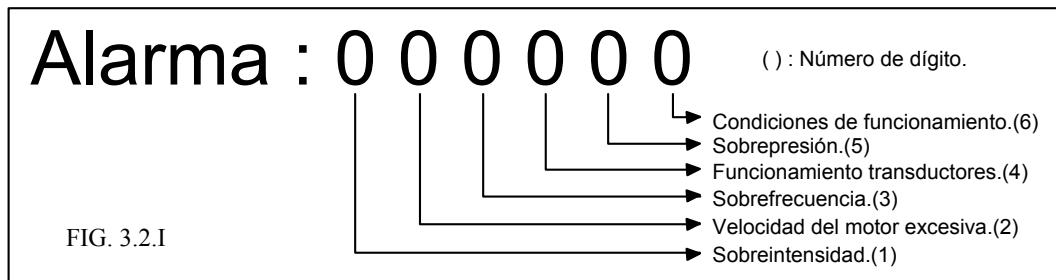
Las variables estimadas en función del modelo del sistema (ver Memoria de cálculo) son: caudal efectivo, caudal de pérdidas, potencia de salida, par de pérdidas, y rendimiento del conjunto (relación entre la potencia de salida y la de entrada).

Durante la ejecución del programa se crea una cola de datos que almacena en memoria las 500 últimas medidas, actuaciones sobre la servoválvula, y tiempo de cada una de estas acciones medido desde el arranque del programa. Los valores de esta cola están disponibles en disco, desde el momento en que se pulse F4, en los archivos de extensión ".dcl". Los procedimientos para el manejo de esta cola están "colab.h".

El programa muestra, además, variables como Relé E, Relé S y Alarma.

Relé E se encuentra a 1 cuando está cerrado el Relé 0 de la tarjeta de relés. Es el que permite la entrada de energía eléctrica al sistema (ver apartado anterior). Para el correcto funcionamiento de este relé es necesario que esté cerrado el Relé 2 de la tarjeta de relés, que se activa al llamar programa.

Relé S se encuentra a 1 si el Relé 1 está cerrado y conecta la carga del generador síncrono, como se muestra en FIG. 3.4.3.I.



La variable Alarma refleja las posibles anomalías en el funcionamiento del generador de cola, como se muestra en la FIG. 3.2.I. Se tiene un funcionamiento correcto del sistema cuando todos los dígitos de Alarma están a cero. El otro valor posible del dígito es el uno que avisa de una posible situación anómala. También puede aparecer una interrogante ("?") en el lugar de algún dígito, esto se debe a que el programa espera a que la situación se mantenga durante un tiempo antes de presentarla en pantalla.

Los dígitos de la variable Alarma, representan situaciones con actuaciones asociadas, éstas son:

- Dígito nº1: Cuando la intensidad suministrada por el generador supera la máxima permisible (16.5 Amp) se pone a uno este dígito y se desconecta la carga actuando sobre Relé S de forma que se pone a cero (esto implica que el relé 1 de la tarjeta de relés se abre).

- Dígito nº2: Este dígito se pone a uno cuando la velocidad del motor de arrastre supera el valor permitido por la bomba (3280 rpm). La acción correspondiente es la puesta a cero de Relé E (se abre el relé 0 de la tarjeta de relés desconectándose la alimentación del motor asíncrono).

- Dígito nº3: Si la frecuencia de salida supera la máxima permitida por el generador síncrono (65 Hz) se pone un uno en este dígito. Para salir de esta situación se actúa sobre el reglaje de la bomba de forma que la cilindrada de trabajo sea nula (Actuación = 0.0).

- Dígito nº4: El funcionamiento de los transductores de presión se verifica observando si la tensión leída en los canales en los que están conectados (0 y 1) es siempre mayor que cero. En el caso en que esto no ocurra se pone a uno este dígito.

· Dígito nº5: La puesta a uno de éste viene condicionada por que se produzcan una presión superior a la permitida en los conductos de presión (250 bar). El programa responde a esta situación poniendo la cilindrada de trabajo de la bomba en cero (Actuación = 0.0).

· Dígito nº6: Para que éste se encuentre a cero es necesario que se alcancen las condiciones de funcionamiento del sistema, o sea, que las presiones de las líneas de alta y baja presión sean ambas superiores a un valor mínimo (13 bar).

Existe una variable en la parte superior de la pantalla que se llama Tiempo Monitor que nos muestra el tiempo transcurrido desde que se arrancó el programa de monitorización y control.

Manejo del programa.

El programa de monitorización y control es "control.exe". Al ejecutarlo la primera cosa que se pide es un nombre de fichero, que es el nombre del archivo en el que se almacenarán la cola de datos (nombre + ".dcl") y los datos individuales, salvados con F2, (nombre + ".dat").

Las teclas empleadas durante la ejecución son:

· "F2": Se salva en disco las medidas reflejadas en la pantalla en ese instante en un archivo con la extensión ".dat".

· "F4": Se almacena en disco la cola de datos en un archivo de extensión ".dcl".

· "F5": Se cambia manualmente el valor de Relé E.

· "F6": Se cambia manualmente el valor de Relé S.

· "F10": Se sale del programa, siempre y cuando este a cero el valor de la actuación.

· "F1": Con esta tecla se cambia a modo manual o automático.

En modo Automático el programa de control es el responsable de alcanzar y mantener constante la frecuencia de la tensión de salida del generador síncrono a 50 Hz.

En modo manual se fija la actuación ejercida sobre la servoválvula (que coincide con el reglaje de la bomba en régimen permanente) con el teclado. Pulsando ↑ (ó ↓) se aumenta (o disminuye) la Actuación en 0.001, en → (ò ←) se aumenta (o disminuye) la Actuación en 0.01, y los incrementos (o decrementos) conseguidos con **AvPág** (o **RePág**) son del 0.0002 (valores inferiores no se permiten por superar la resolución de la tarjeta de adquisición de datos).

Para realizar adquisiciones de datos del régimen transitorio se ha de utilizar el programa "rapido.exe".

La duración de cada ciclo de monitorización y control del programa es de aproximadamente de 1 sg, mientras que para una reconstrucción correcta del comportamiento del sistema se necesita un ciclo de una duración diez veces inferior (ver Memoria de Cálculo). Esta lentitud del programa hace que se pierda parte de la información de los fenómenos transitorios durante la medida, y que el control no sea lo eficaz que debería ser estas situaciones, aunque es válido para el régimen permanente. Este comportamiento hace que para experiencias futuras se emplee un microcontrolador para la parte correspondiente al control del generador de cola.

4.- Memoria de cálculo.

4.1.- Modelo de la transmisión hidrostática.

4.1.1.- Fundamentos.

La transmisión hidrostática de la potencia se efectúa mediante la conversión de la energía mecánica de un caudal sometido a presión. Esta conversión tiene lugar en los aparatos llamados hidrostáticos, en el caso del presente proyecto son una bomba y un motor hidrostático.

En el funcionamiento de una bomba se llena un cierto volumen, un cilindro, con un líquido que se aísla seguidamente del conducto de aspiración (línea de baja presión) para ponerlo en comunicación con el canal de impulsión (línea de alta presión). En este momento, el volumen disminuye con el desplazamiento del émbolo hacia el interior, y el líquido es impulsado a presión en el conducto de impulsión. Cuando, a consecuencia del desplazamiento del émbolo hasta el punto muerto interior, el cilindro tiene su valor mínimo de volumen, se le aísla de la conducción de impulsión y se le vuelve a poner en comunicación con la conducción de admisión. Seguidamente, aumenta el volumen del cilindro con el movimiento del émbolo hacia el exterior, provocando la aspiración del líquido a través del conducto de admisión. En este momento se completa el ciclo de trabajo de la bomba. En un elemento motor se efectúa el mismo ciclo pero en sentido inverso.

La magnitud característica más importante de las bombas y motores hidráulicos es la cantidad de líquido impulsado en cada vuelta del eje, es su cilindrada de trabajo.

La bomba utilizada en el sistema es de cilindrada variable, y la relación entre la cilindrada de trabajo (q) y la máxima (q_0) es el reglaje (α) o ángulo de control. De esta forma, el reglaje volumétrico varía entre 1 y -1. Los valores negativos de este reglaje representan la posibilidad de que la bomba pueda invertir el caudal, sin que varíe el sentido de giro del motor que la arrastra.

El caudal (Q) es proporcional a la velocidad de giro (ω), y a la cilindrada de trabajo (q) según la ecuación:

$$Q = \omega \times q = \omega \times \alpha \times q_0 \quad (4.1.1.I)$$

La relación entre la presión (P_r) y el par (M) es, despreciando las pérdidas:

$$Pr = \frac{M}{\alpha \times q_0} \quad (4.1.1.II)$$

Teniendo en cuenta que Pr es la presión diferencial entre las líneas de alta y baja presión.

La potencia transformada (P) es proporcional, por una parte al caudal (Q) y la presión diferencial (Pr), y por otra lo es al par (M) y a la velocidad de giro (ω), según puede verse en la ecuación:

$$P = Q \times Pr = \omega \times M = \omega \times Pr \times \alpha \times q_0 \quad (4.1.1.III)$$

En el sistema, a parte de las relaciones vistas, se han de tener en cuenta las pérdidas de caudal, y las pérdidas de par en bomba y motor hidráulicos.

4.1.2. Fugas.

Las pérdidas de caudal debidas a las fugas (Qs) pueden dividirse en fugas exteriores y fugas interiores. En las primeras, las fugas aparecen en alguna parte fuera del elemento hidrostático y son recogidas en el depósito. Las pérdidas interiores son las que encuentran su camino hacia el canal de admisión.

El caudal de pérdidas, en unas determinadas condiciones de funcionamiento, se ajusta a la ecuación:

$$Q_s = C_s \times \frac{Pr}{\mu} \times q_0 \quad (4.1.2.I)$$

Donde Cs es el coeficiente de deslizamiento (varía con las condiciones de funcionamiento) y μ es la viscosidad del líquido empleado (aceite).

4.1.3. Pérdidas de par.

El par de pérdidas en cada elemento hidrostático es la suma de los siguientes tipos de pérdidas:

· *Por rozamiento seco*: Las pérdidas de este tipo producen un par independiente de la velocidad de giro y proporcional a las cargas interiores, a la presión diferencial. La ecuación correspondiente es:

$$M_f = C_f \times Pr \times q_0 \quad (4.1.3.I)$$

Donde C_f es un coeficiente cuyo valor depende del las condiciones de funcionamiento.

· *Por rozamiento viscoso*: Las pérdidas provocados por este fenómeno se inician al romperse la película de aceite en las diferentes superficies de deslizamiento. Su ecuación asociada es:

$$M_v = C_v \times n \times \eta \times q_0 \quad (4.1.3.II)$$

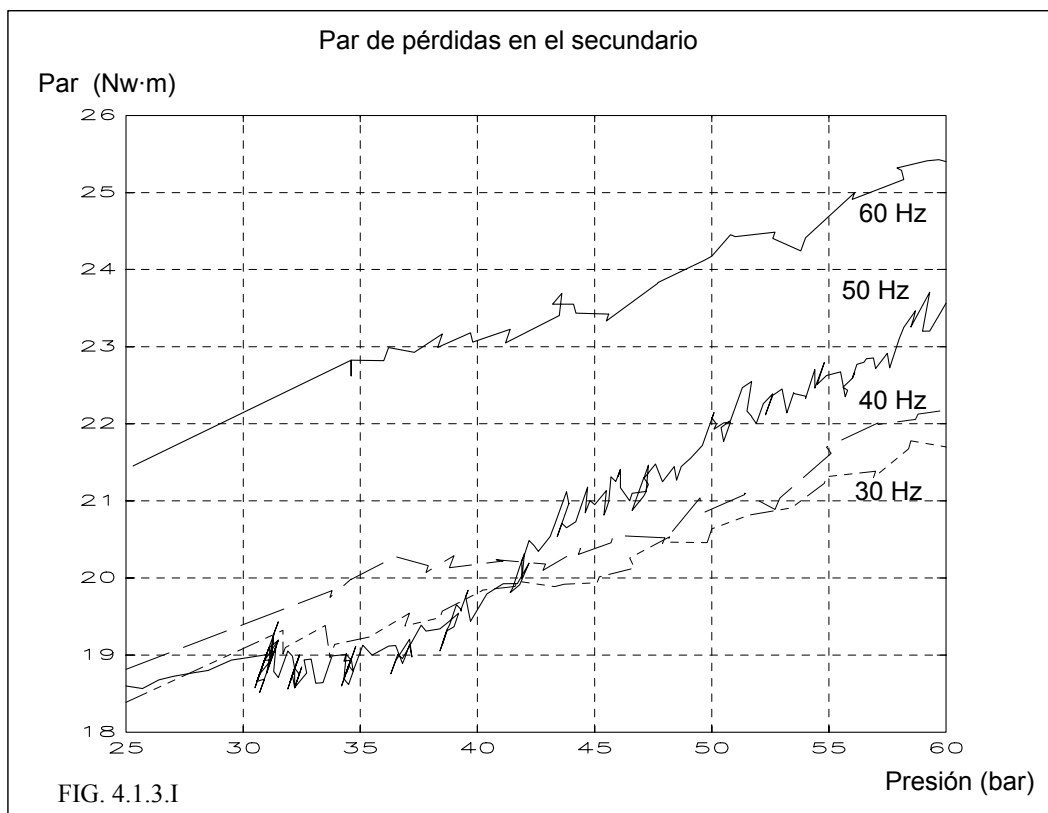
Donde n es la velocidad del eje del elemento hidrostático (motor o bomba), μ es la viscosidad, y C_v es un coeficiente de pérdidas.

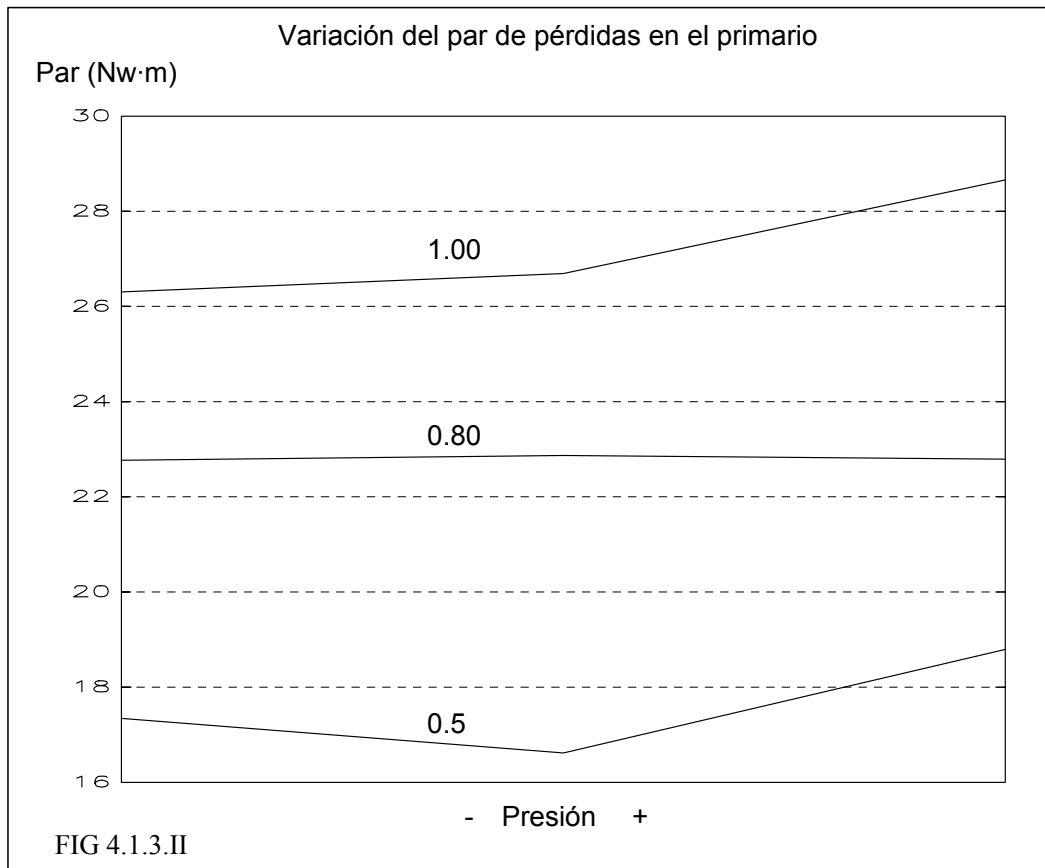
· *Pérdidas hidrodinámicas*: Representan una pérdida de carga o caída de presión debida a la circulación de líquido en el interior del elemento hidrostático. Se pueden ajustar a la ecuación:

$$M_h = C_h \times n^2 \times \alpha^3 \times I \quad (4.1.3.III)$$

Donde $I = \rho \times q_0^{5/3}$ es una constante, y C_h otra que depende de las condiciones de funcionamiento.. Esta ecuación incluye las pérdidas de presión en los conductos principales (líneas de alta y baja presión).

En la gráfica de la FIG. 4.1.3.I. puede observar la variación del par de pérdidas, en el motor hidráulico, con la presión a diferentes frecuencias (aumenta con la presión)



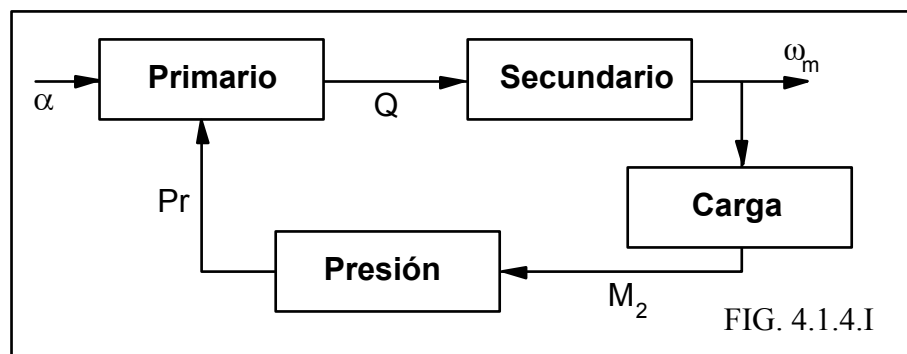


y la frecuencia). Hay un comportamiento anómalo por debajo de 40 bar que aconseja la utilización de la transmisión a presiones superiores.

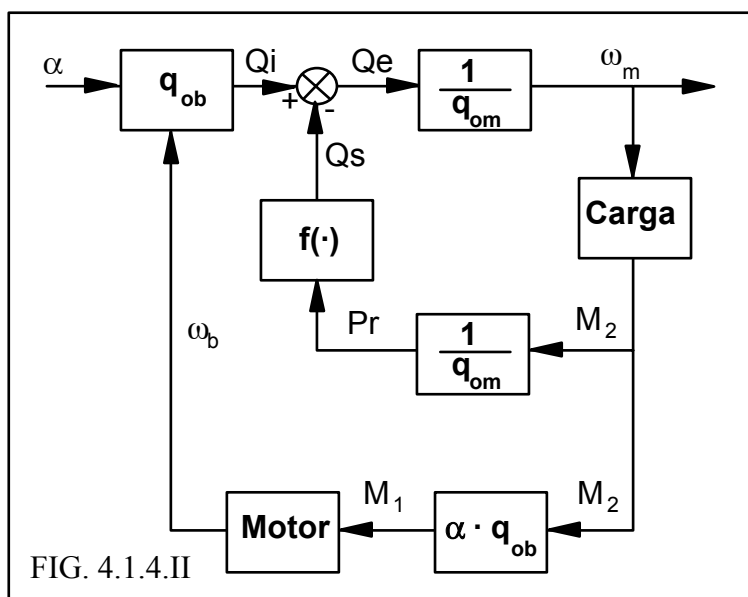
En el primario el par de pérdidas depende además del reglaje de la bomba (ver Ec. 4.1.3.III), este comportamiento puede verse en la gráfica de la FIG. 4.1.3.II

4.1.4.- Diagramas funcionales.

Un primer diagrama funcional es el de la FIG. 4.1.4.I. en donde se ven las relaciones de reglaje volumétrico (α), caudal (Q), velocidad de salida (ω_m), par exigido (M_2) y presión diferencial (Pr).



Una representación más detallada se tiene en la FIG. 4.1.4.II., en donde se ve que la presión influye en el caudal a través del caudal de fugas (Q_s).



En la anterior figura M_2 es el par exigido en el eje del motor hidrostático, M_1 es el par exigido al motor de arrastre al que le corresponderá una velocidad de arrastre ω_m , Q_e es el caudal efectivo, Q_i es el caudal ideal, Q_s es el caudal de fugas, α es el reglaje volumétrico y ω_b es la velocidad de giro en el eje de la bomba.

La velocidad de la bomba arrastrando a una carga, en el sistema estudiado es un generador síncrono, provoca la aparición de un par que se transforma en presión en el motor hidráulico, y en la bomba se transforma esta presión en par exigido al motor de arrastre.

En el caudal efectivo hay otro efecto no considerado en la anterior figura, que es que en las tuberías pueden aparecer fenómenos de naturaleza oscilatoria ante bruscas variaciones de presión. Estos fenómenos son exteriores a los elementos hidrostáticos y se debe a la compresibilidad de los aceites empleados en este tipo de transmisiones, ya que parte de la presión del sistema se emplea en comprimir el aceite el líquido.

Con una inercia sensible en el eje de salida se obtiene un sistema oscilatorio entre esta inercia y la rigidez del muelle de aceite, formado por el existente en los

conductos sometidos a presión. La frecuencia de la oscilación producida es mayor cuanto mayor sea el momento de inercia de la carga.

La oscilación puede producirse en el eje de salida alrededor de una posición fija al estar el eje parado, y con una velocidad de giro en la salida, alrededor de una posición móvil. Este caudal se puede ajustar a la ecuación:

$$Q_{osc} = \frac{V}{B} \times \frac{d Pr}{dt} \quad (4.1.4.I.)$$

Donde V es el volumen de aceite en las tuberías, y B es la compresibilidad de aceite empleado.

El valor de Q_{osc} se superpone al caudal ideal para, junto al caudal de pérdidas, obtener el caudal efectivo, y es muy importante en el análisis de los fenómenos transitorios.

El diagrama de bloques final puede verse en la FIG. 4.1.4.III, en el se incluyen los modelos del motor asíncrono y generador síncrono explicados en siguientes apartados.

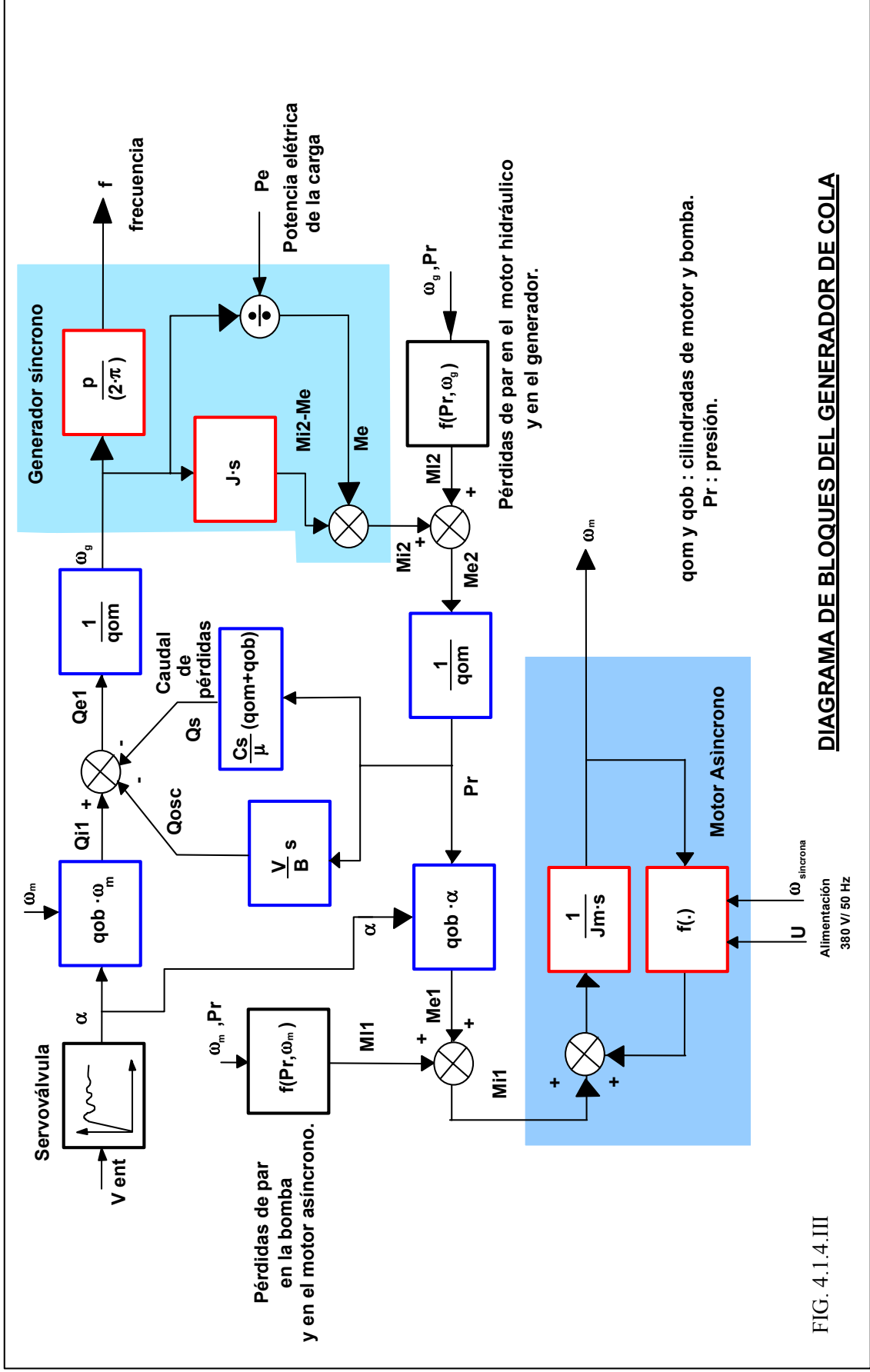


FIG. 4.1.4.III

DIAGRAMA DE BLOQUES DEL GENERADOR DE COLA

Las ecuaciones correspondientes a la transmisión hidrostática presentes en el diagrama de bloques:

$$- \alpha = g(\text{Vent}) :$$

Éste es el bloque correspondiente a la servoválvula del sistema. Es un sistema de segundo orden de ganancia unidad.

Vent es la tensión de control que se transforma en corriente y ésta se aplica a las bobinas de la servoválvula (es la actuación sobre el sistema). Ésta varía la cilindrada de trabajo de la bomba hidrostática, y por lo tanto, el caudal. La variación de esta cilindrada está representada por α (ángulo de control ó reglaje) que expresa la cilindrada actual dividida por la cilindrada máxima.

$$- Q_{i_1} = \alpha \times q_{ob};$$

Q_{i_1} es el caudal ideal correspondiente al ángulo de control (α) donde Q_{ob} es la cilindrada máxima de la bomba hidrostática.

$$- Q_{e_1} = Q_{i_1} - Q_{osc} - Q_s;$$

Q_{e_1} es el caudal efectivo que circula por el circuito hidráulico, que es el que nos proporciona una determinada velocidad en el eje de salida. Para obtenerlo se le resta el caudal de fugas (Q_s) más el de oscilación (Q_{osc}) al caudal ideal (Q_{i_1}).

$$- Q_s = C_s \times \frac{q_{om} + q_{ob}}{\mu} \times Pr;$$

Q_s es el caudal de fugas que es proporcional a la presión diferencial del circuito hidráulico (Pr) con las constantes de proporcionalidad:

· C_s Es el coeficiente de deslizamiento el cual varía lentamente con la presión,...

· q_{om} : Es la cilindrada del motor hidrostático.

· μ Es viscosidad del fluido a la temperatura de entrada.

$$- Q_{osc} = \frac{V}{B} \times \frac{dPr}{dt};$$

Q_{osc} es la componente oscilatoria del caudal cuando se produce una variación de la presión, ya que el aceite existente en las partes sometidas a presión que por ser compresible actúa como un muelle. Depende de la variación de la presión (dPr/dt), del volumen de aceite en las partes sometidas a presión (V) y, por supuesto, de la compresibilidad del aceite (B).

Este caudal suele ser muy pequeño a no ser que entre aire en el circuito lo cual aumentaría mucho la compresibilidad o que haya fuertes variaciones de presión.

$$- \omega g = \frac{Q_{e_1}}{q_{om}} ;$$

La velocidad de giro del motor hidrostático (ωg) es proporcional al caudal efectivo (Q_{e_1}) a través de la cilindrada de éste (q_{om}).

4.1.5.- Cálculos del sistema.

En la transmisión hidrostática objeto del presente proyecto se disponen de los siguientes elementos hidrostáticos:

- Bomba Eaton 46, con las siguientes características:

Cilindrada máxima: 75.3 cm³/rev

Velocidad máxima: 3280 rpm

Par a presión máxima: 500 Nw × m

- Motor EATON 33, con las siguientes características:

Cilindrada: 54.3 cm³/rev

Velocidad máxima: 3755 rpm

Par a presión máxima: 360 Nw × m

La presión máxima del sistema es de 420 bar.

Para una velocidad en el eje del generador de 1500 rpm (50 Hz) se obtiene un caudal (Q) de 90.5 l/min mediante la ecuación:

$$Q = q_{om} \times \frac{n}{10^3 \times \eta_{vol}} \quad (4.1.5.I)$$

Donde:

q_{om} es la cilindrada máxima del motor hidráulico, n es la velocidad de accionamiento del generador, y η_{vol} es el rendimiento volumétrico.

El rendimiento volumétrico se obtuvo de las hojas características y adopta valores comprendidos entre el 90 y 95% según el modelo escogido. Igual ocurre con rendimiento hidráulico-mecánico utilizado más adelante.

Teniendo en cuenta que la presión en la línea de baja está fijada en 12 bar por la válvula de seguridad de prellenado, el par máximo que se puede obtener a la

salida del motor hidráulico (M_m) es de $318 \text{ Nw} \times \text{m}$, obtenido a partir de la fórmula:

$$M_m = (P_{\text{alta}} - P_{\text{baja}}) \times \frac{q_{\text{om}} \times \eta_{\text{hm}}}{2 \times \pi \times 100} \quad (4.1.5.II)$$

Donde P_{alta} y P_{baja} son las presiones de las líneas de presión y η_{hm} es el rendimiento hidráulico-mecánico.

El par anteriormente obtenido proporciona en el eje de salida una potencia de 50 KW, a la velocidad nominal de 1500 rpm (50 Hz). Esto permite el acoplamiento de un generador de 45 KVA si éste tiene un rendimiento del 90%.

La potencia en el eje de la bomba (P_{acc}) a plena carga y con caudal nominal (90.5 l/min) es de 76 Kw. Este resultado se obtiene con la ecuación:

$$P_{\text{acc}} = (P_{\text{alta}} - P_{\text{baja}}) \times \frac{Q}{600 \times \eta_{\text{total}}} \quad (4.1.5.III)$$

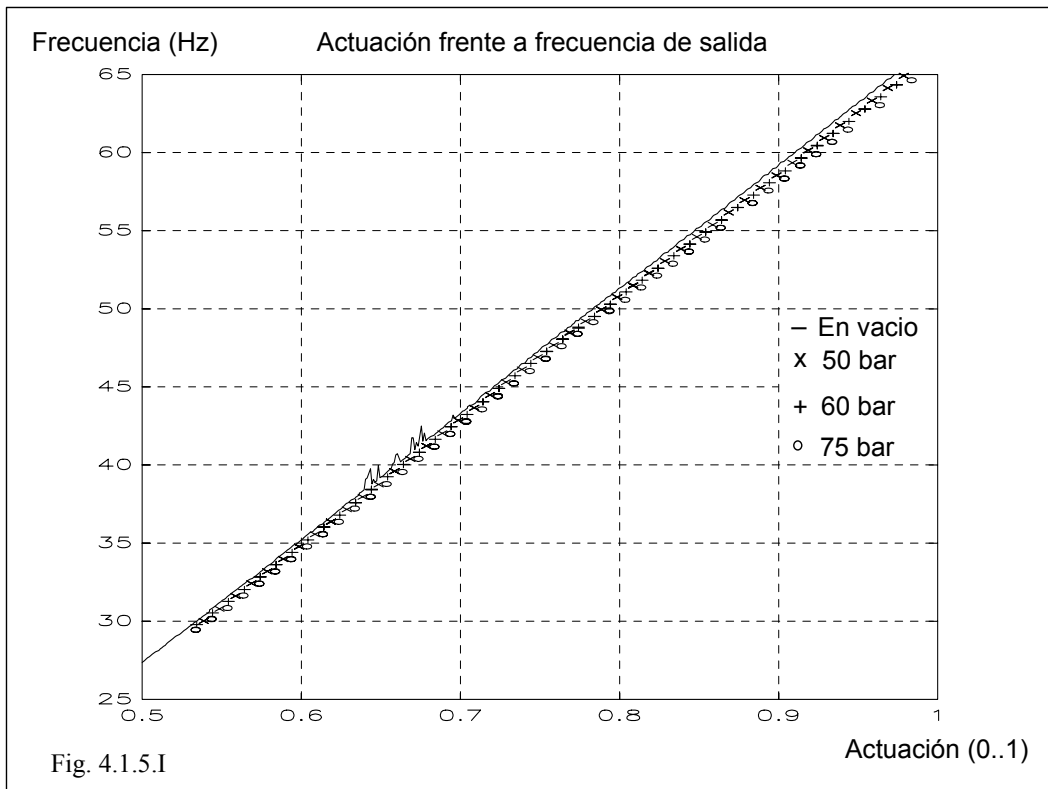
Donde el rendimiento total ($\eta_{\text{total}} = 80\%$) considerado en esta ecuación es el producto del rendimiento volumétrico (90%) por el hidráulico-mecánico (90%).

La velocidad mínima de la bomba (n_b) para producir un caudal (Q) de 90.5 l/min depende de su cilindrada (q_{ob}) y según los cálculos es de 1335 rpm. La ecuación correspondiente es:

$$n_b = Q \times \frac{10^3}{q_{\text{ob}} \times \eta_{\text{vol}}} \quad (4.1.5.IV)$$

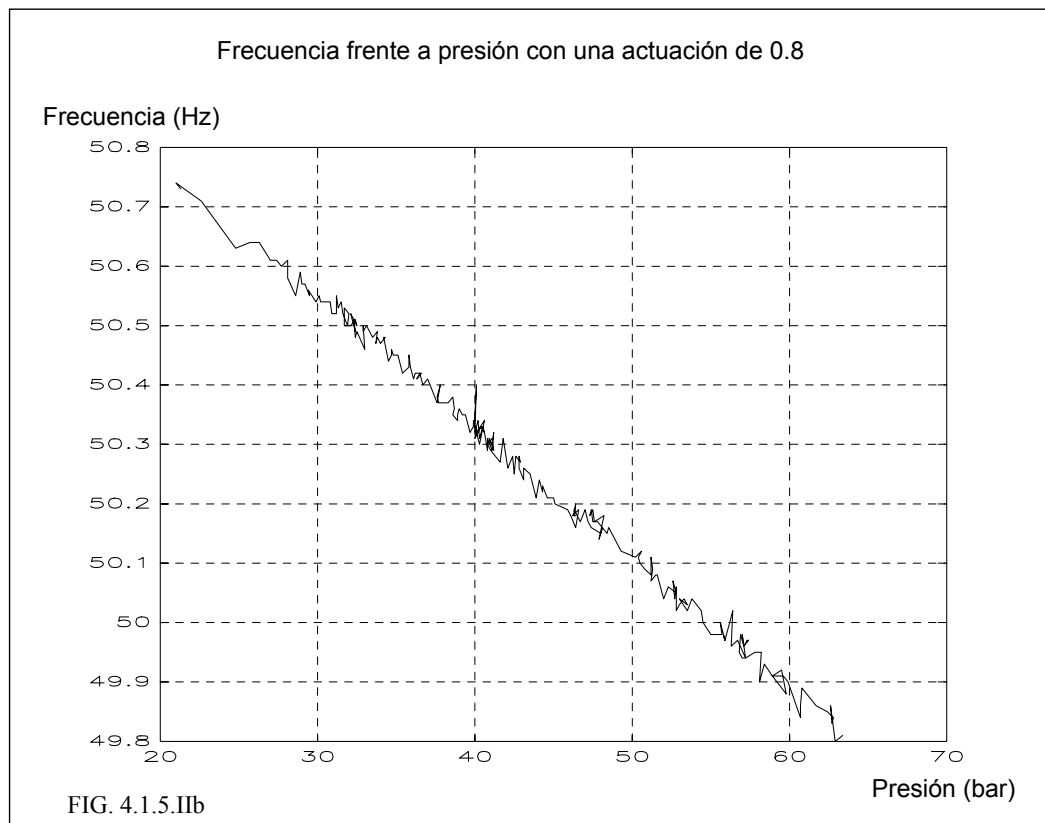
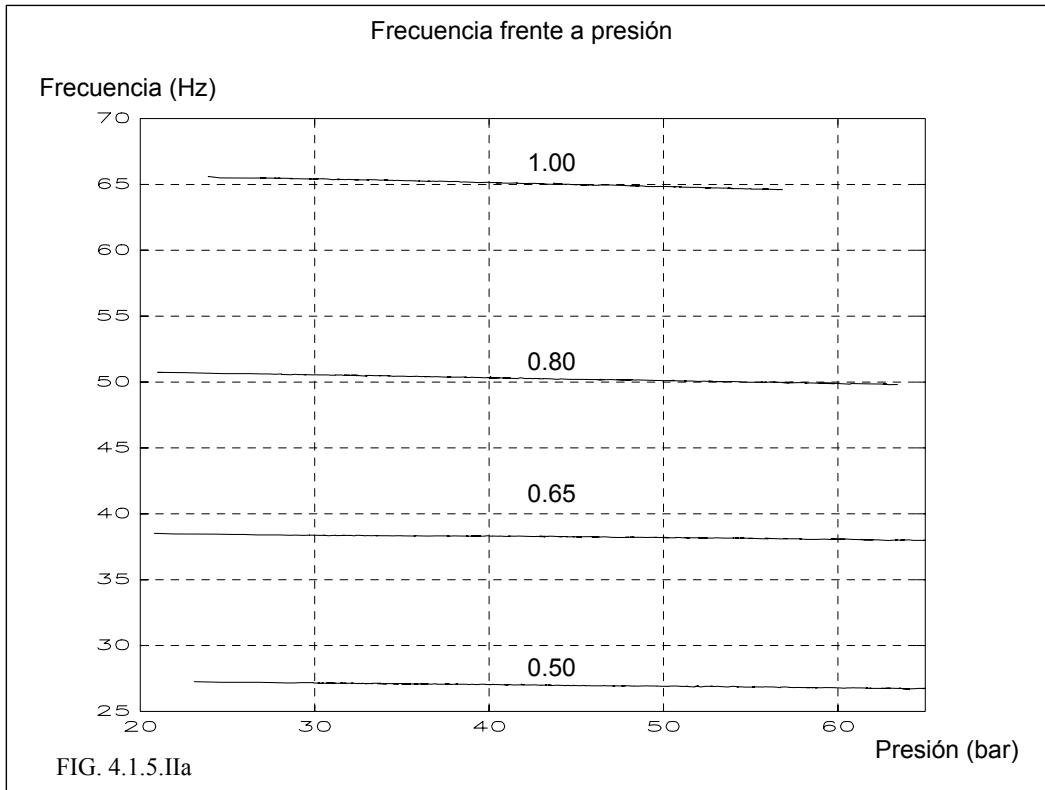
En la transmisión estudiada se dispone de un generador de una potencia de 11 KVA, por debajo de los 45 KVA máximos. Esto se traduce en presiones de funcionamiento bajas, alrededor de 150 bar, y rendimientos inferiores a los nominales, sobre el 50 %, por no estar en las condiciones de funcionamiento para las que fué diseñada. El motor asíncrono empleado es de 18.5 Kw.

En este tipo de transmisiones la frecuencia en la salida es muy robusto ante variaciones en la carga, ya que la velocidad de salida sólo se ve afectada por la carga a través de la influencia de la presión en las fugas de caudal y en el caudal de oscilación. Este comportamiento se puede observar en la gráficas de las FIG 4.1.5.I , FIG. 4.1.5.IIa , y FIG. 4.1.5.IIb.



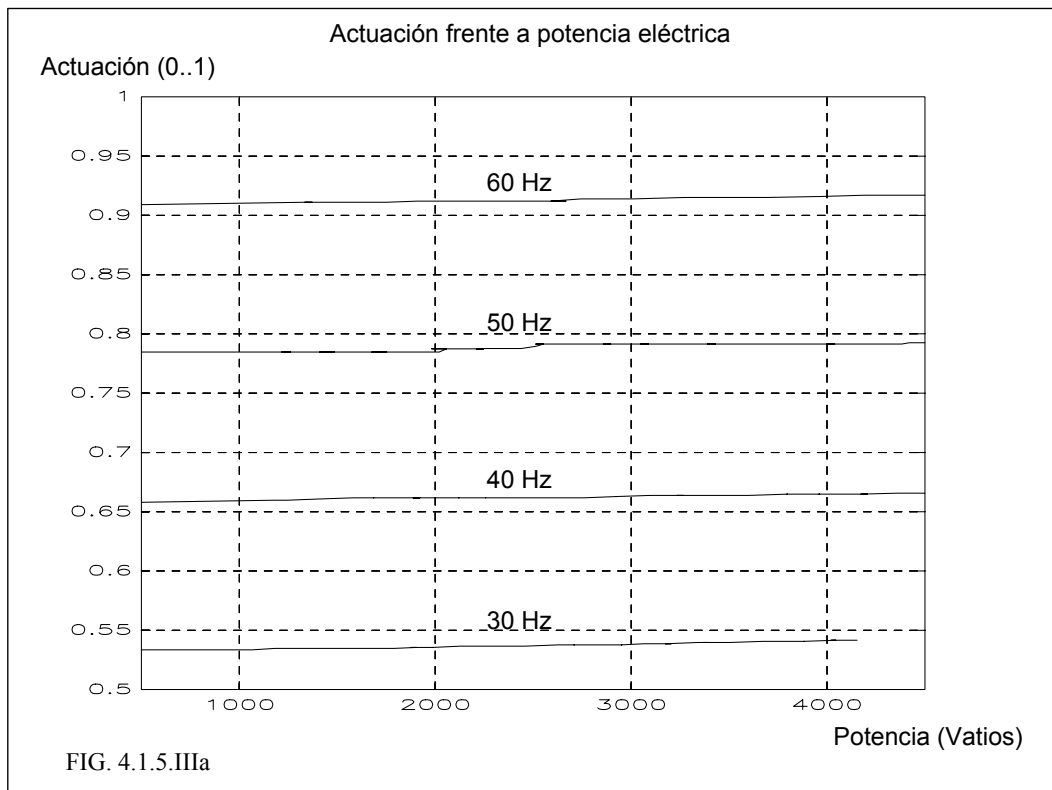
En la gráfica anterior puede verse como la frecuencia de salida apenas varía con la presión, o sea, con la carga, en ella la actuación se refiere a la entrada a la servoválvula, que en régimen permanente coincide con el reglaje de la bomba hidráulica.

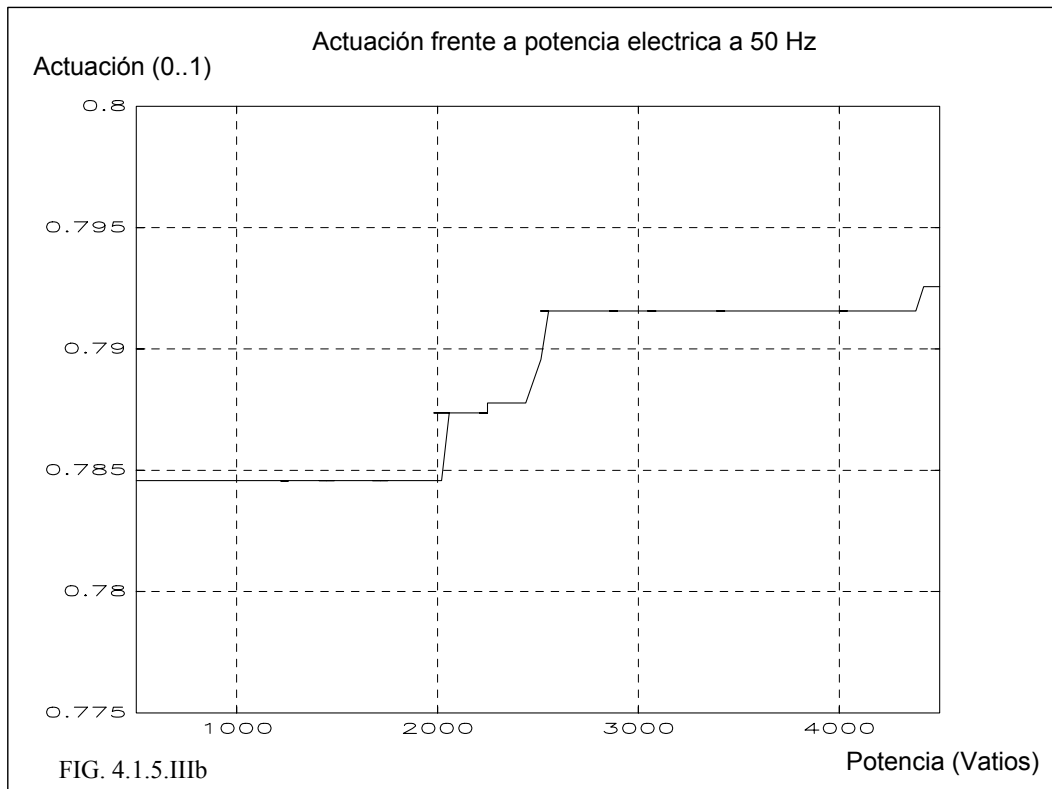
En las dos siguientes gráficas puede verse más detalladamente como la presión, que depende de la carga del generador síncrono (a mayor carga mayor presión) influye en la frecuencia de la corriente de salida del generador si se mantiene constante el valor de la actuación y prácticamente constante la velocidad del motor de arrastre.



Para la gráfica de la FIG. 4.1.5.IIa se han realizado ensayos con actuaciones de 1.00, 8.00, 0.65, y 0.50.

La estabilidad mostrada se traduce en que para mantener la frecuencia de salida las variaciones en el reglaje de la bomba hidrostática han de ser pequeñas, esto es una ventaja a la hora de la realizar el circuito de control. Este comportamiento puede verse en la gráficas de las FIG. 4.1.5.IIIa y FIG. 4.1.5.IIIb, en donde se muestra como ha de variar el reglaje de la bomba (coincide con la entrada de la servoválvula o actuación en régimen permanente) para que la velocidad de salida o frecuencia se mantenga constante. Se han efectuado ensayos ha diferentes frecuencias (60, 50, 40, y 30 Hz).





4.1.6.- Identificación de los parámetros de la transmisión.

Para el estudio del comportamiento de la transmisión y el diseño del control es necesario identificar todos los parámetros de la transmisión lo llevará a una simulación del sistema. Los parámetros a estimar son: Caudal de fugas (Q_s), Par de pérdidas en el primario, Par de pérdidas en el secundario, y Caudal de oscilación.

4.1.6.1.- Caudal de fugas (Q_s).

Para la identificación de la variación de este caudal con la presión (P_r) y el caudal ideal (Q_{i1}) se utilizaron los ensayos a reglaje de la bomba constante. Por mínimos cuadrados se obtiene que:

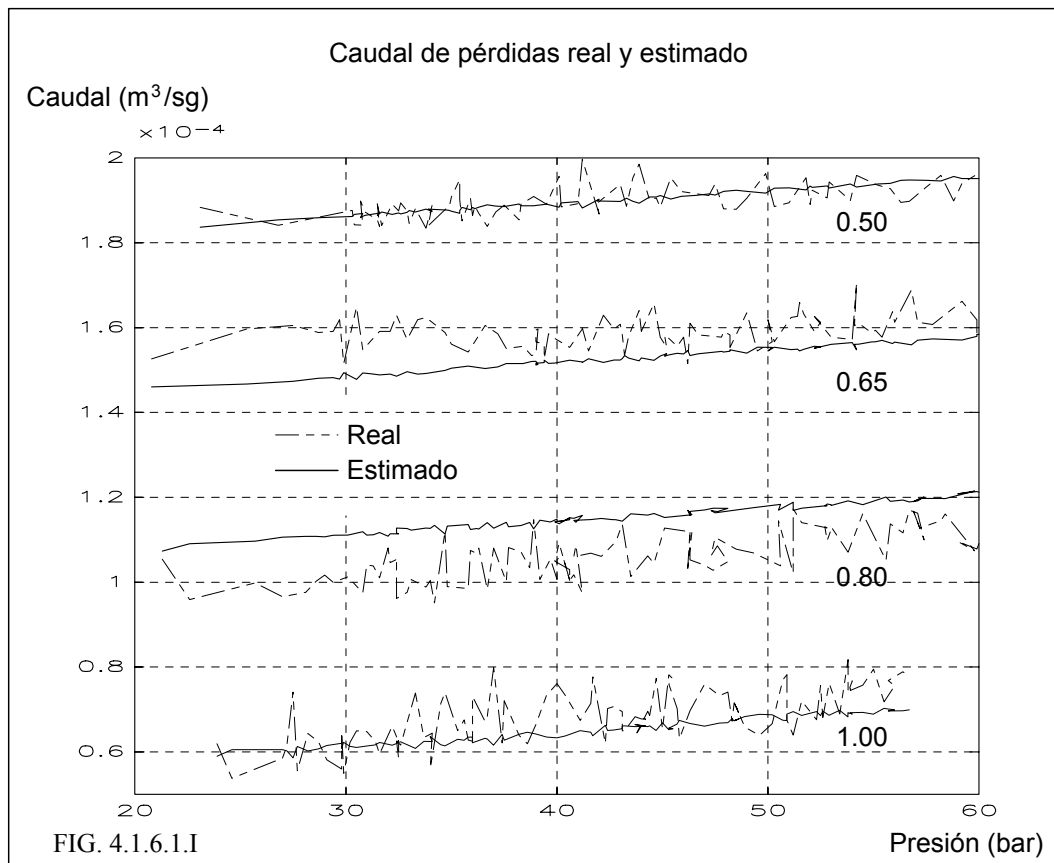
$$Q_s = 2.9306 \times 10^{-7} \times P_r - 0.13677 \times Q_{i1} + 3.0381 \times 10^{-4} \quad (4.1.6.1.I)$$

El error medio cometido en la aproximación a esta ecuación es del 0.19%.

La forma de la ecuación mostrada no coincide con la teórica esperada (ver Ec. 4.1.1.I), esto es debido a la dependencia del coeficiente de deslizamiento (C_s) de las condiciones de funcionamiento de la transmisión. Para su consecución se ha estudiado su dependencia respecto a varios parámetros de funcionamiento del

equipo siendo con los mostrados (P_r y Q_{i_1}) cuando más se acerca la aproximación hecha al comportamiento real.

El efecto en la estimación del caudal de pérdidas puede verse en la gráfica de la FIG. 4.1.6.1.I. Para ello se han realizado diferentes ensayos a reglaje constante (0.50, 0.65, 0.80, y 1.00) variando la presión del sistema.



4.1.6.2.- Par de pérdidas en el primario (MI_1).

Estas pérdidas dependen de la velocidad de arrastre, pero como en el sistema en estudio este parámetro permanece prácticamente constante (variaciones de 1%) no se tiene en cuenta a hora de estimar MI_1 . Operando por mínimos cuadrados se obtiene que:

$$MI_1 = 8.588 \times \alpha^3 + 19.3161 \quad (4.1.6.2.I)$$

El error medio obtenido por esta aproximación es del 1%.

4.1.6.3.- Par de pérdidas en el secundario (Ml_2).

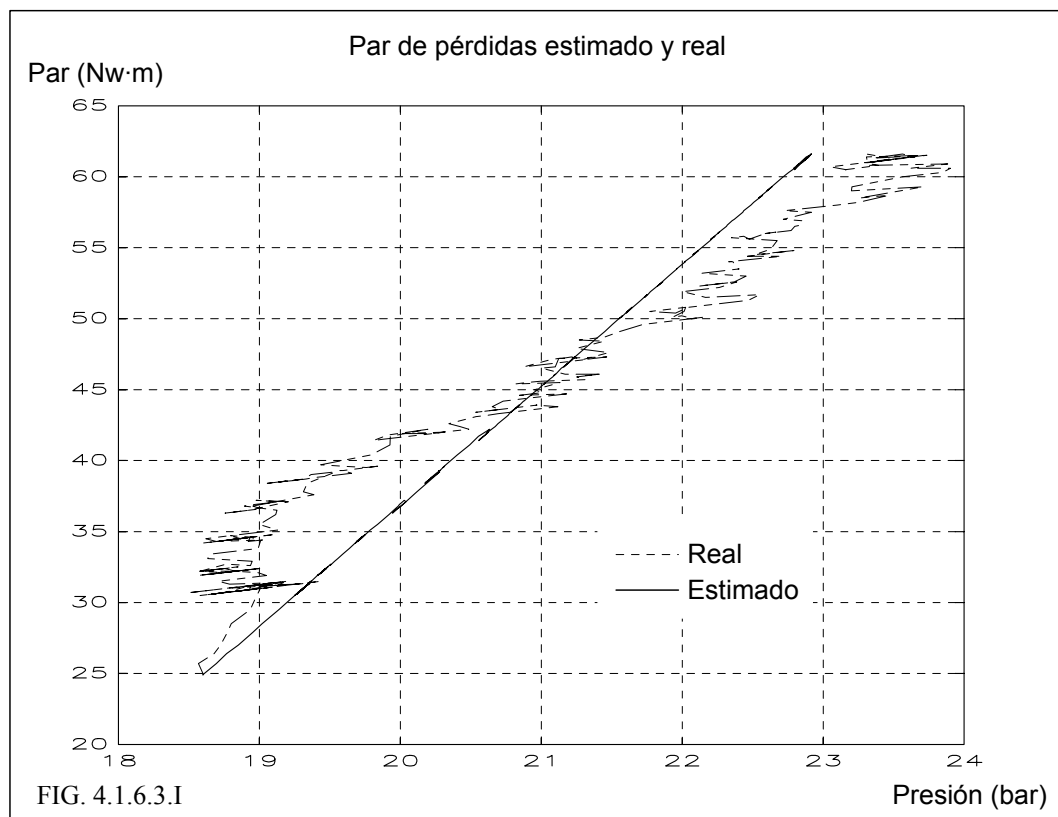
Utilizando ensayos a actuación constante y a presión constante y por mínimos cuadrados se obtiene que:

$$Ml_1 = 0.11793 \times Pr + 8.6758 \times 10^{-5} \times \omega_b^2 + 13.52 \quad (4.1.6.3.I)$$

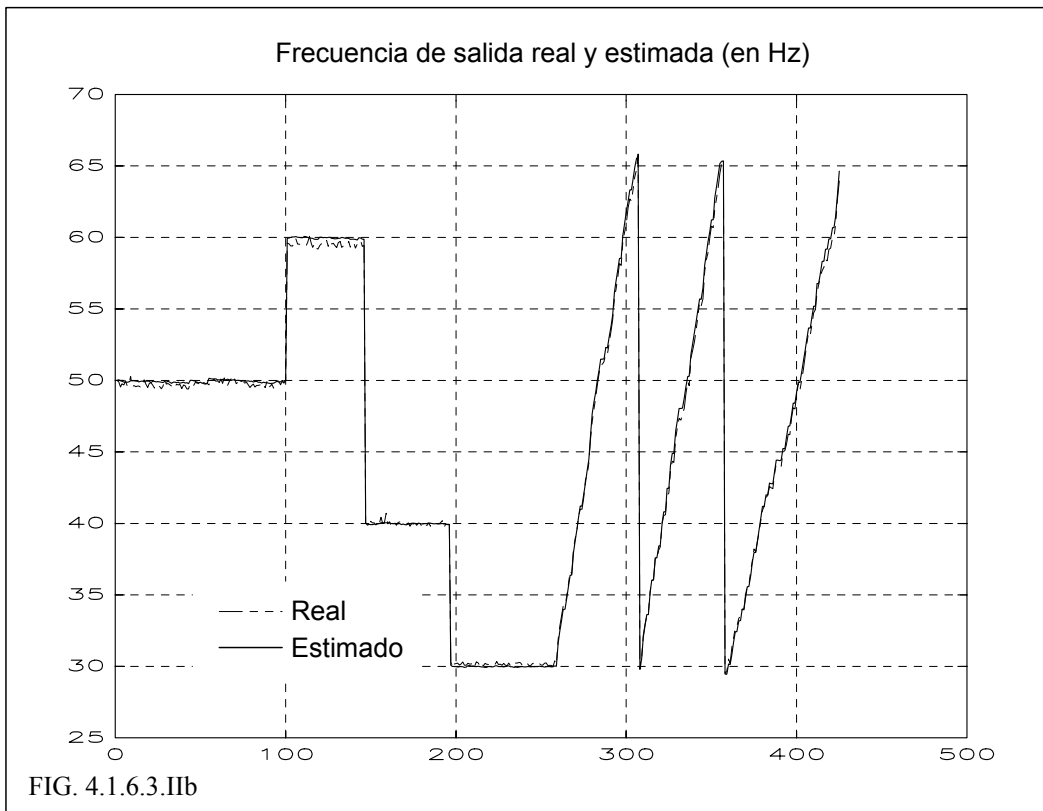
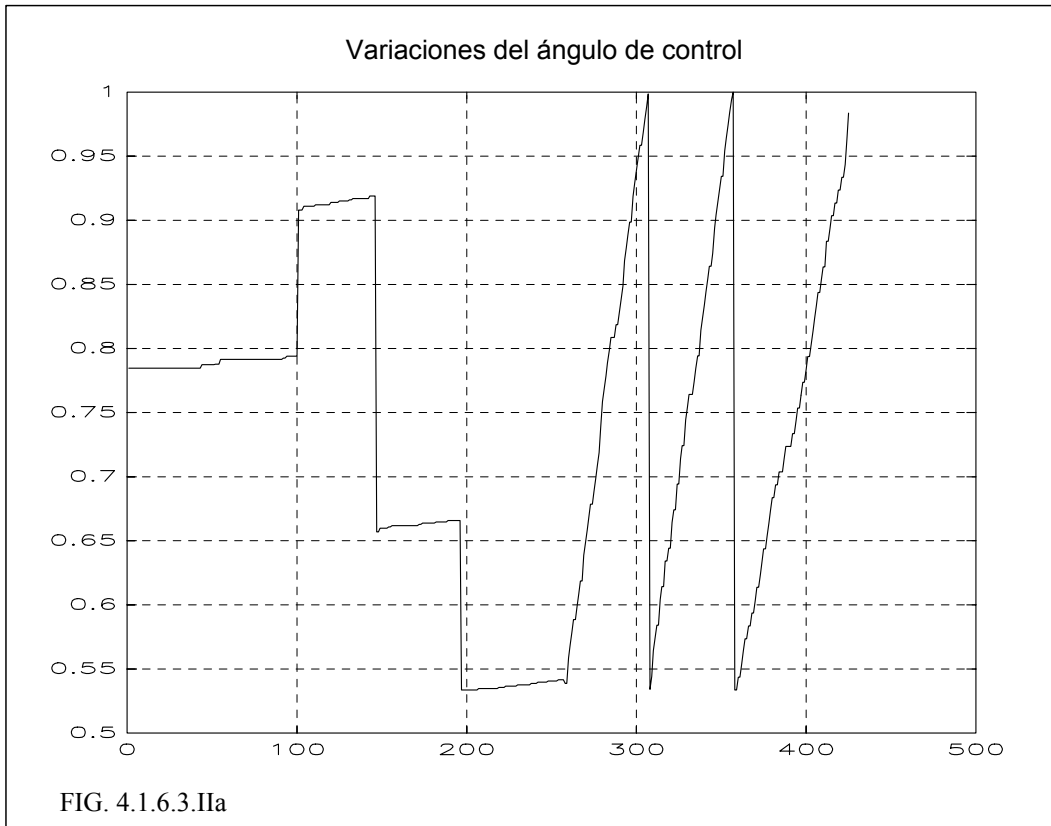
El error medio en esta estimación es del 0.18%.

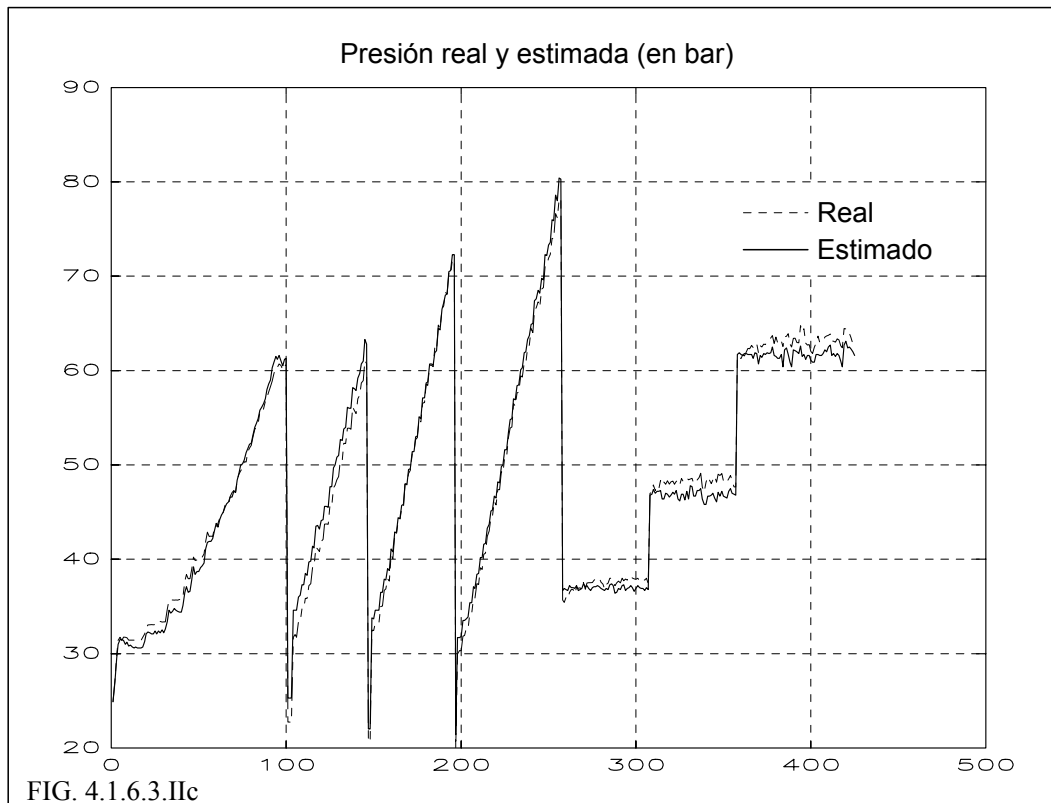
El resultado de la aproximación hecha se puede ver en la gráfica de las FIG.

4.1.6.3.I



Con los valores de Ml_1 estimados, calculados con la ecuación anterior, y con valores del caudal de pérdidas estimados se calcula la presión de la transmisión y la frecuencia de salida, comparándose en ambos casos el valor real y estimado. El resultado puede verse en las FIG. 4.1.6.3.IIa, FIG. 4.1.6.3.IIb, FIG. 4.1.6.3.IIc cuyos resultados se ajustan mucho a los reales.





Los parámetros estimados hasta aquí no dependen del tiempo ni de funciones temporales, los siguientes parámetros de la transmisión si dependen del tiempo, o sea que su importancia se revela en el régimen transitorio.

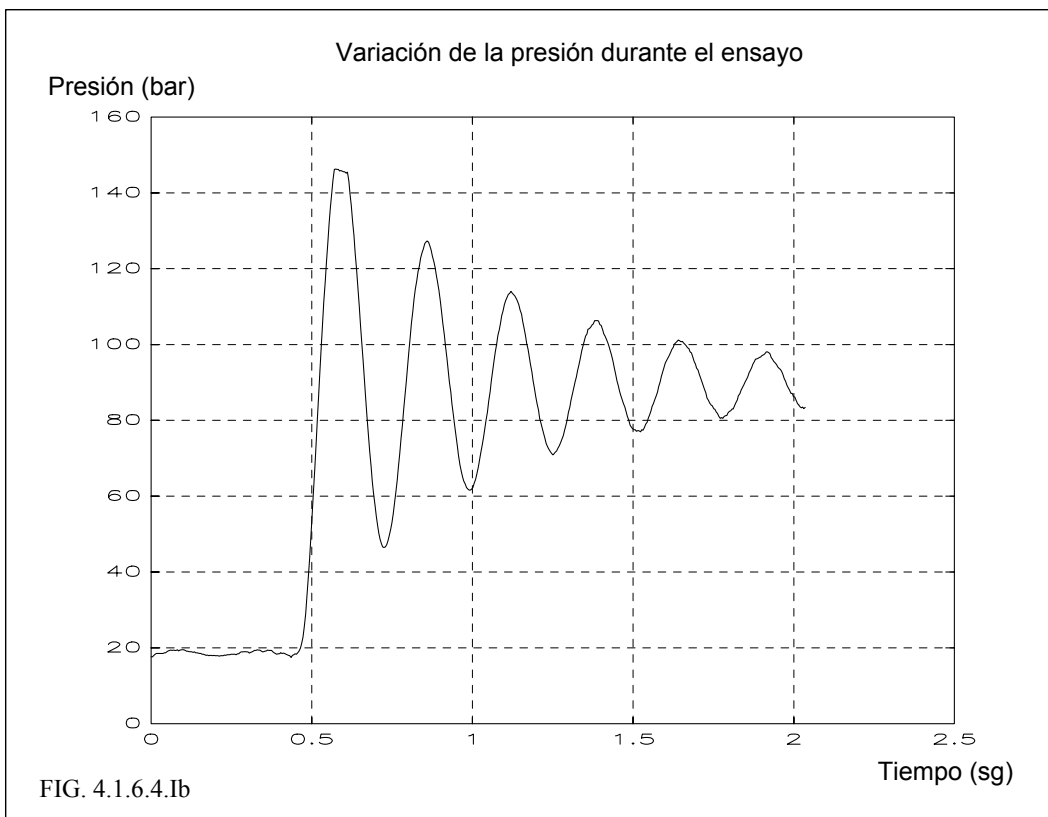
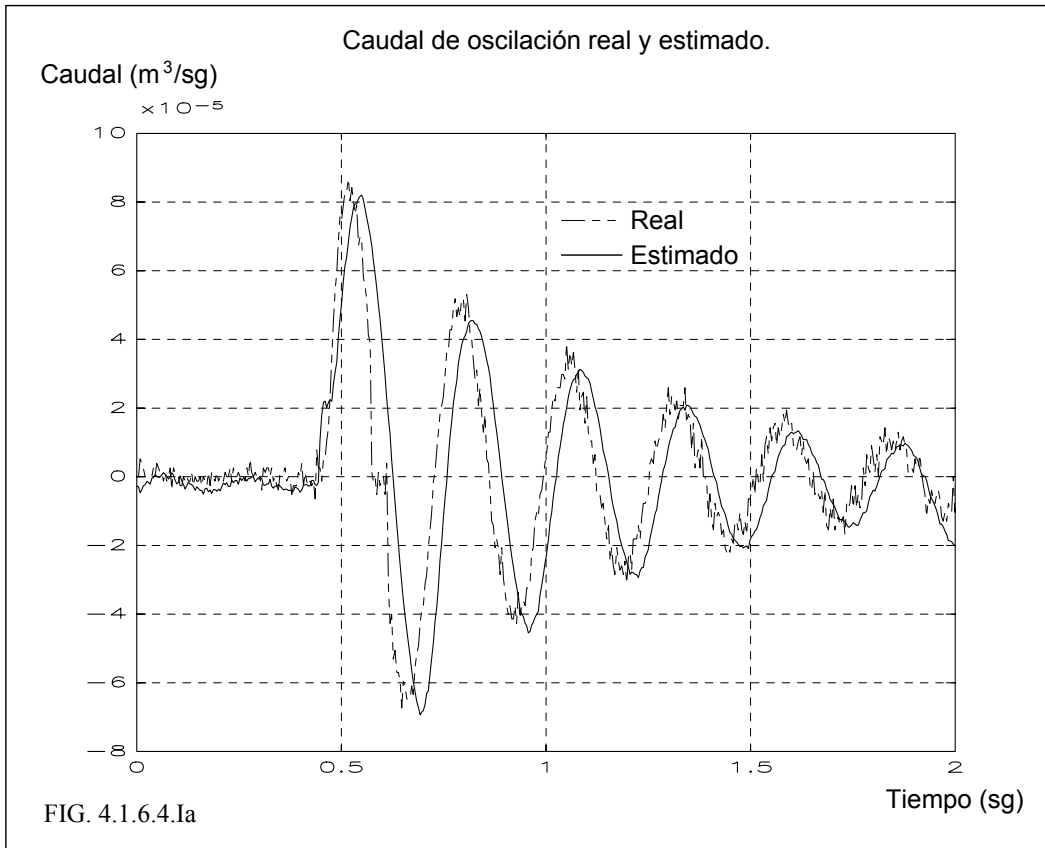
4.1.6.4.- Caudal de oscilación.

Este caudal sólo aparece en el régimen transitorio, ya que depende de la derivada temporal de la presión. Por mínimos cuadrados se obtiene:

$$Q_{osc} = \frac{V}{B} \times \frac{dPr}{dt} = 5.2749 \times 10^{-3} \times \frac{dPr}{dt} \quad (4.1.6.4.I)$$

El resultado de esta aproximación puede verse en las gráficas de las FIG. 4.1.6.4.Ia y FIG. 4.1.6.4.Ib.

Este caudal es importante cuando se tienen derivadas importantes de presión provocadas, por ejemplo, por la conexión brusca de una carga a la salida del generador. Es un factor determinante para la estabilidad de la transmisión frente a la variación de cargas.



4.2.- Modelo de la servoválvula.

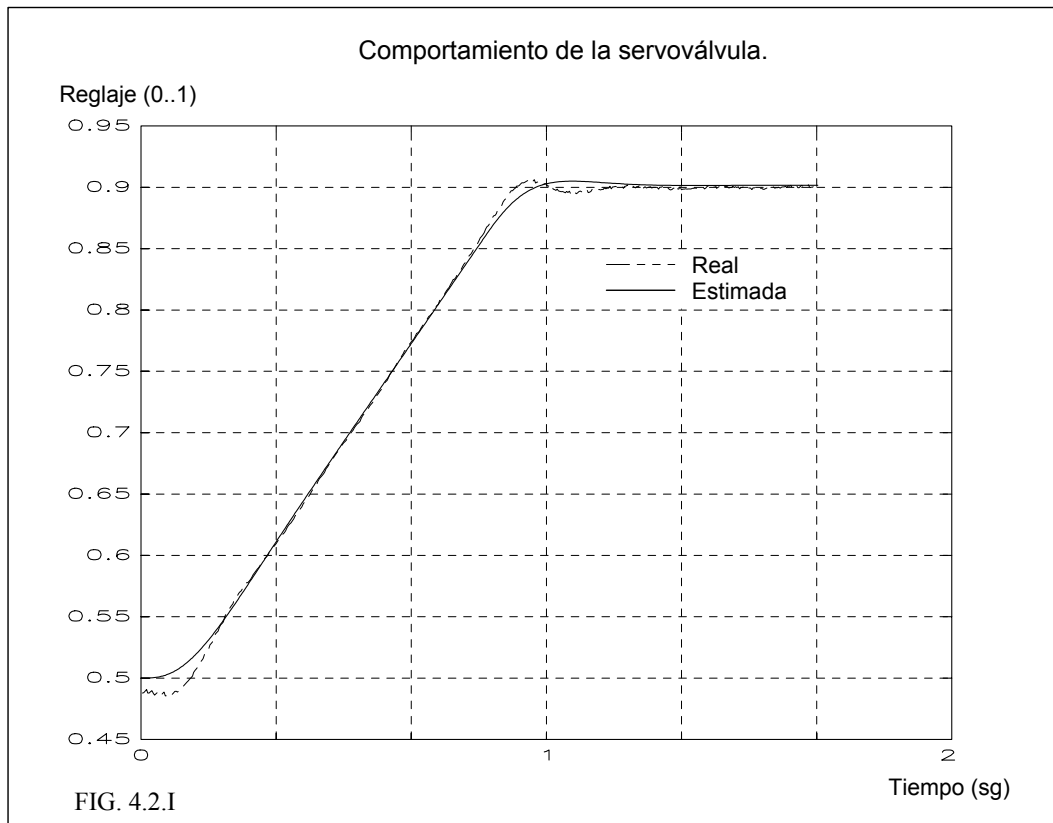
La servoválvula tiene un comportamiento de un sistema de 2º orden del tipo:

$$G(s) = \frac{K_i}{s^2 + b \times s + c} \quad (4.2.I)$$

Por mínimos cuadrados, y suponiendo una ganancia estática de la unidad ($K_i = 1.00$), se obtiene:

$$G(s) = \frac{129.31}{s^2 + 15.846 \times s + 129.31} \quad (4.2.II)$$

La comparación entre el comportamiento real y el estimado según esta última ecuación se puede ver en las gráficas de las FIG. 4.2.I.



En la gráfica de la FIG. 4.2.II se representa el diagrama de Bode estimado para la servoválvula y en la gráfica de la FIG. 4.2.III la respuesta estimada ante un escalón de entrada.

Respuesta en frecuencia estimada para la servoválvula (Diag. de Bode)

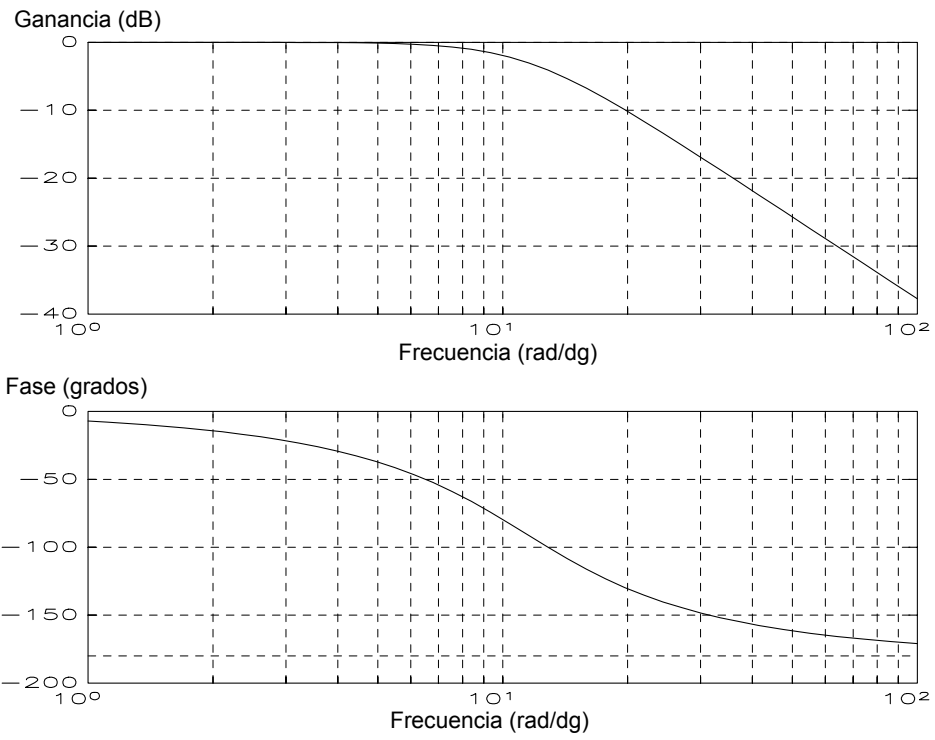


FIG. 4.2.II

Respuesta a escalón estimada de la servoválvula

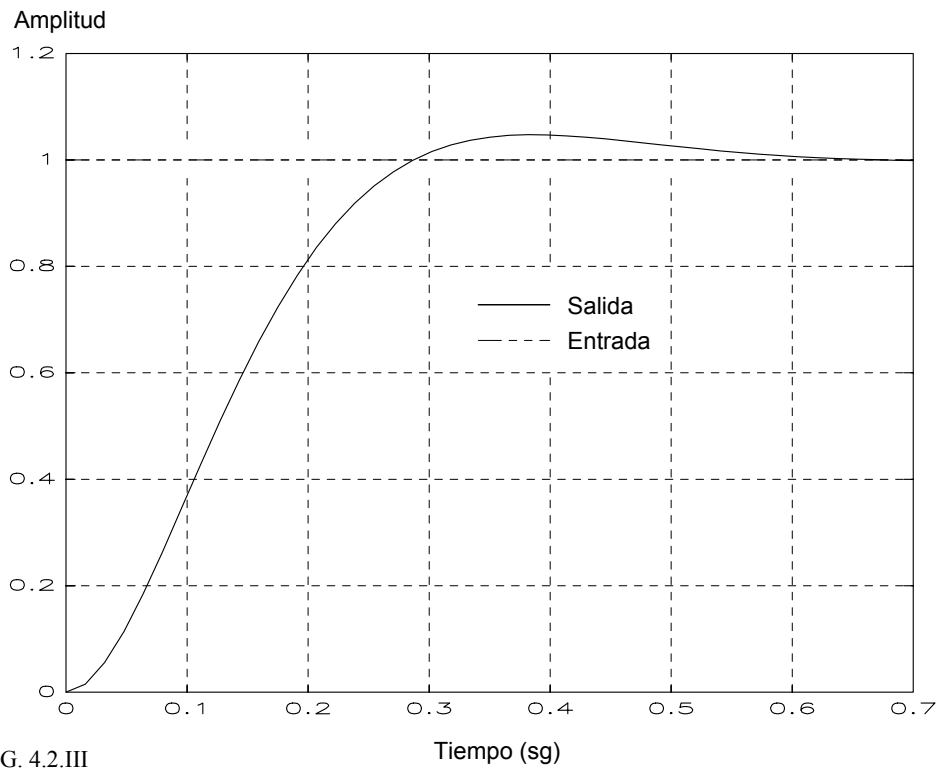


FIG. 4.2.III

4.3.- Modelo del generador síncrono.

Su diagrama de bloques está incluido en el general de la FIG. 4.1.3.III, y las ecuaciones asociadas al modelo son:

$$\text{frecuencia} = \frac{n^{\circ} \text{ polos}}{2 \cdot \pi} \times \omega_g \quad (4.3.I)$$

$$Mi_2 - Me = J \times \frac{d\omega_g}{dt} \quad (4.3.II)$$

$$Me = \frac{Pe}{\omega_g} \quad (4.3.III)$$

Donde ω_g es la velocidad en el eje del generador, J es el momento de inercia del conjunto generador-motor hidráulico, Mi_2 el par que llega de la transmisión, Pe es la potencia eléctrica suministrada, Me es el par eléctrico suministrado, y $Mi_2 - Me$ es el par de aceleración.

No se han tenido en cuenta los fenómenos magnéticos y eléctricos del régimen transitorio por ser sus constantes de tiempo muy inferiores a las típicas de los sistemas hidráulicos como el empleado.

El parámetro a estimar de todos los que aparecen en las ecuaciones anteriores es el momento de inercia (J). Para esto se utiliza la relación:

$$Pr = \frac{Me_2}{q_{om}} = \frac{Mi_2 + Ml_2}{q_{om}} \quad (4.3.IV)$$

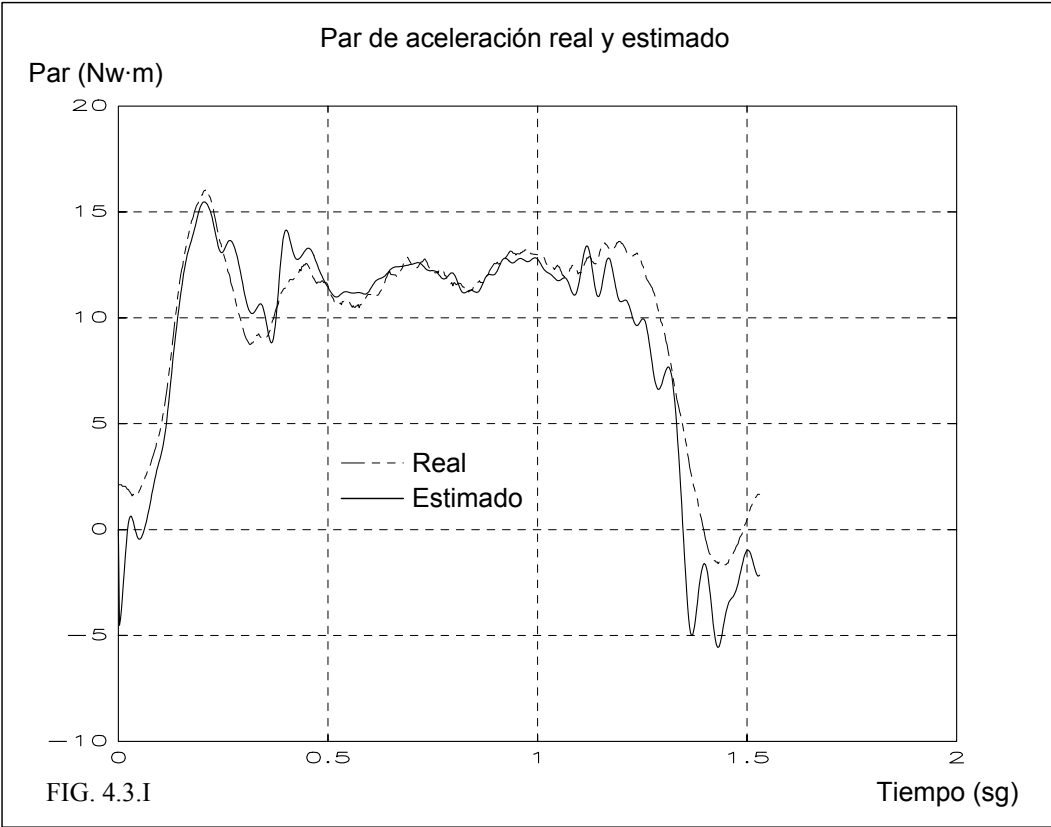
Si $Pe = 0.0$ entonces:

$$Pr = \left(J \times \frac{d\omega_g}{dt} + Ml_2 \right) \times \frac{1}{q_{om}} \quad (4.3.V)$$

Con los valores obtenidos en los ensayos de régimen transitorio sin carga ($Pe = 0.0$) y aplicando mínimos cuadrados se un valor del momento de inercia (J):

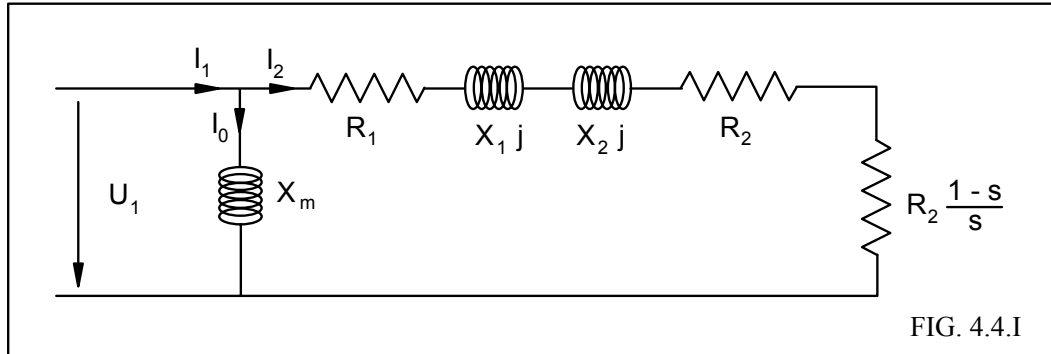
$$J = 13.885 \times 10^{-2}$$

Para ver el efecto en la estimación del momento de inercia se compara el par de aceleración real ($Mi_2 - Me$) y el calculado a través del momento de inercia obtenido. Esto se puede observar en la gráfica de la FIG. 4.3.I.



4.4.- Modelo del motor asíncrono.

El modelo empleado para el estudio del motor asíncrono es el siguiente:



Para la obtención de los parámetros del modelo mostrado se realizan los ensayos de vacío, medida directa de la resistencia estática y de cortocircuito.

.. *Ensayo de vacío.*

La ecuación empleada es:

$$Q_o = \frac{3 \times U_1^2}{X_o} = 3 \times I_o^2 \times (X_1 + X_m) = 9480 \text{ VA} \quad (4.4.I)$$

Los valores obtenidos para X_m y X_1 son 15.31 y 0.96 Ω respectivamente.

Este ensayo no es propiamente de vacío, ya que no es posible desacoplar el motor del eje de la bomba hidrostática, pero los resultados obtenidos una vez completado el modelo y comparándolos con los reales dan como válida la aproximación hecha .

.. *Medida directa de la resistencia estática.*

Se realiza conectando una fuente de alimentación de corriente continua de poco voltaje al estator del motor midiéndose la corriente consumida. El valor de la resistencia así obtenido se corrige para calcular su valor para corriente alterna

El valor de la resistencia estática es :

$$R_1 = 0.121 \Omega$$

.. *Ensayo de cortocircuito.*

La ecuación empleada en este ensayo es:

$$P_{cc} = 3 \times I_2^2 \times (R_1 + R_2) \quad (4.4.II)$$

Se obtiene un valor de $R_2 = 0.55 \Omega$ ya que $P_{cc} = 640 \text{ W}$.

Con $Q_{cc} = 3 \times I_2^2 \times (X_1 + X_2) = 1480 \text{ VA}$ (4.4.III) se obtiene un valor de $X_2 = 0.32 \Omega$.

Con la obtención de los parámetros a través de los distintos ensayos realizados se identifica el modelo de la FIG. 4.4.I.

El conjunto de ecuaciones asociadas al motor asíncrono, incluyendo su ecuación dinámica son:

$$P_e = 3 \times I_2^2 \times R_2 \times \frac{1-s}{s} \quad (4.4.IV)$$

$$M_e = \frac{P_e}{\omega} \quad (4.4.V)$$

$$M_e - M_r = J \times \frac{d\omega}{dt} \quad (4.4.VI)$$

Donde P_e es la potencia mecánica entregado por el motor, M_e es el par mecánico entregado por el motor, M_r es el par resistente, J es el momento de inercia de conjunto motor - bomba hidráulica, y ω es la velocidad de giro del eje del motor.

De las ecuaciones anteriores se llega a:

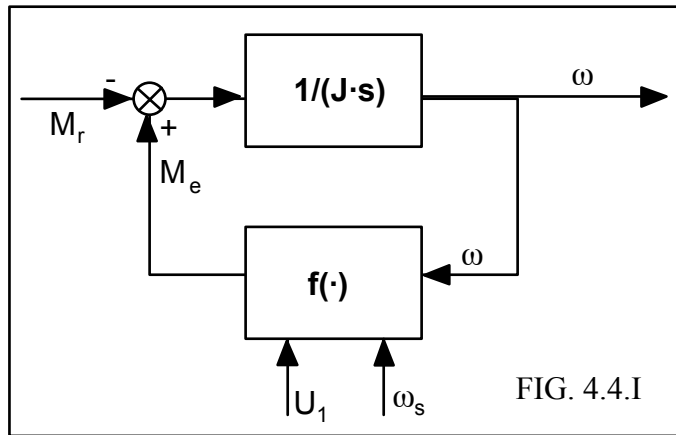
$$M_e = \frac{3 \times U_1^2 \times R_2}{(R_1 + \frac{R_2 \times \omega_s}{\omega_s - \omega})^2 + (X_1 + X_2)^2} \times \frac{1}{\omega_s - \omega} \quad (4.4.VII)$$

Donde $\omega_s = 157 \text{ rad/sg}$.

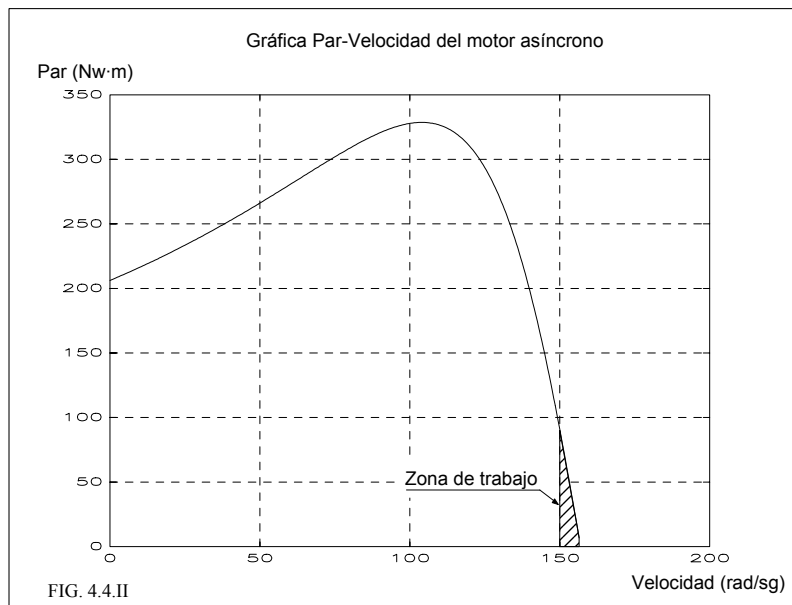
Esta ecuación es de la forma:

$$M_e = f(U_1, \omega_s, \omega) = f(..) \quad (4.4.VIII)$$

El diagrama de bloques asociado, que está incluido en el de la FIG. 4.1.3.III, es el siguiente:



La variación de velocidad del motor durante el funcionamiento del equipo existente son muy pequeñas. Esto significa que se está en la parte más inclinada de la curva Par-Velocidad (ver FIG. 4.4.II) y las variaciones de velocidad observadas afectan poco al funcionamiento de la transmisión hidrostática. Esto es lo que ocurre en los barcos ya que es el motor de arrastre del barco el que realiza la tarea del motor asíncrono, y es capaz de suministrar mucho más par que el exigido por la transmisión hidrostática.



Los datos teóricos del modelo se ajustan a estas observaciones ya que:

$$\begin{aligned} \omega = 155 \text{ rad/sg} & \quad M_e = 27 \text{ Nw} \times \text{m} \\ \omega = 153 \text{ rad/sg} & \quad M_e = 52 \text{ Nw} \times \text{m} \\ \omega = 150 \text{ rad/sg} & \quad M_e = 92 \text{ Nw} \times \text{m} \end{aligned}$$

Con una variación de velocidad de 3% el motor se pone por encima de las actuales necesidades de par del generador de cola ($\approx 90 \text{ Nw} \times \text{m}$). Estas pequeñas

variaciones de velocidad hacen que no se considere el modelo de motor asíncrono a la hora de realizar la simulación.

4.5.- Simulación del sistema.

Para la simulación del sistema se utiliza el MATLAB, en el que se crea una función de nombre "simsist3" que realiza esta tarea. La simulación devuelve un archivo de extensión ".sim" donde se almacenan los resultados de la simulación.

Los datos de entrada al programa de simulación son el tiempo de muestreo, la variación de la actuación sobre la servoválvula (Vent), la velocidad del motor de arrastre (ω_m), la potencia exigida por la carga (Pe), el nombre del fichero en el que se almacenarán los datos resultantes de la simulación, y el modo de simulación (régimen permanente o transitorio). El tiempo de muestreo se refiere al tiempo entre los datos suministrados (velocidad, potencia y actuación). El primer elemento de los vectores de los datos de entrada son las condiciones iniciales del sistema, antes de que aparezcan las perturbaciones ya sea, en velocidad, actuación o potencia.

En el programa se tienen dos modos de simulación: en régimen permanente y en régimen transitorio.

El régimen permanente se utiliza cuando el tiempo entre datos o muestras es muy grande y se puede prescindir de las funciones temporales como derivadas,... Tiene la ventaja de ser más rápido que el modo de régimen transitorio al requerir menos cálculos y es igual de exacto en las condiciones descritas. Mediante este modo se obtuvieron la gráficas de las FIG. 4.1.6.3.IIa, b y c, mostradas en apartados anteriores. Las ecuaciones principales asociadas a este modo son:

$$\omega_m = \frac{\omega_g \times q_{om} + K_p^s \times Pr + K^s}{\alpha \times q_{ob} \times (1 - K_q^s)} \quad (4.5.I)$$

$$Pr = \frac{P_e}{A \times \omega_g} + \frac{K_w^m}{A} \times \omega_g^2 + \frac{K^m}{A} \quad (4.5.II)$$

$$A = q_{om} \times 10^5 - K_p^m \quad (4.5.III)$$

Donde ω_m es la velocidad en el eje del primario, q_{om} es la cilindrada del motor hidrostático, q_{ob} es la cilindrada de la bomba hidrostática, Pr es la presión diferencial en las líneas de presión, ω_g es la velocidad en el eje del secundario, y las diferentes K vienen de:

$$Q_s = K_p^s \times Pr + K_q^s \times Q_{i1} + K^s \quad (\text{Caudal de fugas}) \quad (4.5.IV)$$

$$Ml_2 = K_p^m \times Pr + K_w^m \times \omega_m^2 + K^m \quad (\text{Par de pérdidas en el primario}) \quad (4.5.V)$$

Con estas ecuaciones se opera de forma que se minimiza el error entre el valor de ω_m dado como entrada y el ω_m obtenido de la ecuaciones mostradas. Se emplea la función "fmins" del MATLAB. El valor inicial para esta minimización del error es:

$$\omega_g = \alpha \times \omega_m \times \frac{q_{ob}}{q_{om}} \quad (4.5.VI) \text{ donde } \omega_m \text{ es un dato de entrada.}$$

En modo transitorio para obtener las variables de funcionamiento se utilizan, fundamentalmente, las siguientes ecuaciones:

$$\frac{d Pr}{dt} = \frac{1}{V/B} \times ((1 - K_q^s) \times Qi_1 - K_p^s \times Pr - K^s - q_{om} \times \omega_g) \quad (4.5.VII)$$

$$\frac{d\omega_g}{dt} = \frac{1}{J} \times (Me_2 - Ml_2 - Me) \quad (4.5.VIII)$$

$$Ml_2 = K_p^m \times Pr + K_w^m \times \omega_m^2 + K^m \quad (4.5.IX)$$

$$Me_2 = Pr \times q_{om} \times 10^5 \quad (4.5.X)$$

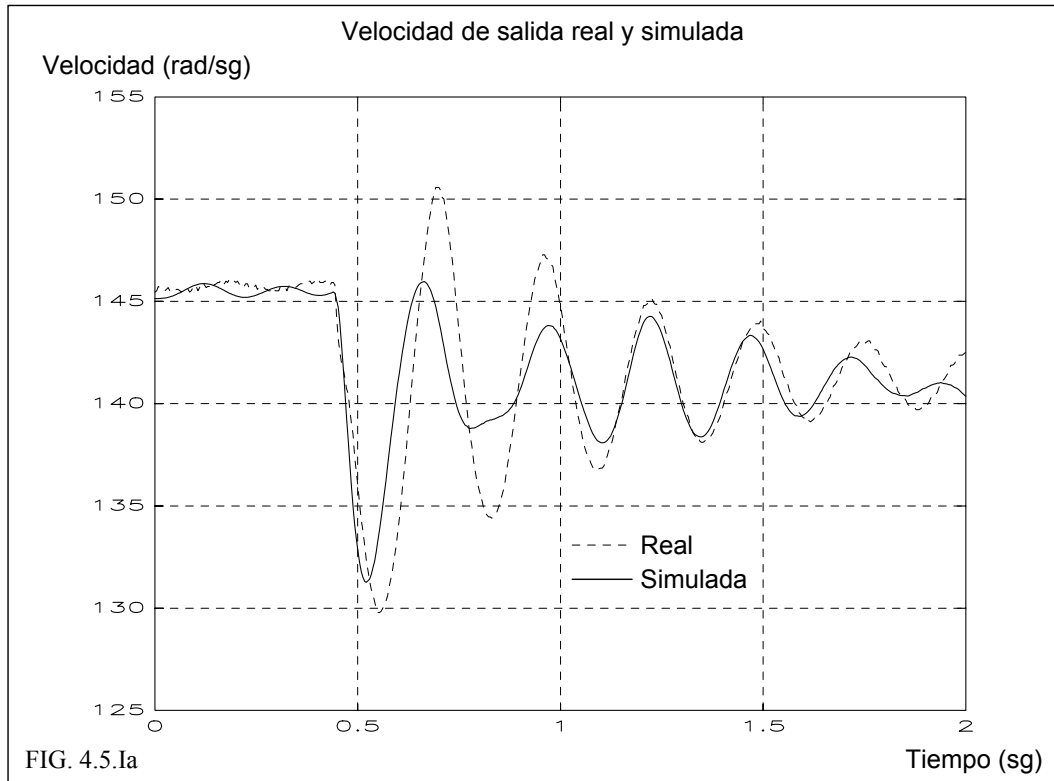
$$Me = \frac{Pe}{\omega_g} \quad (4.5.XI)$$

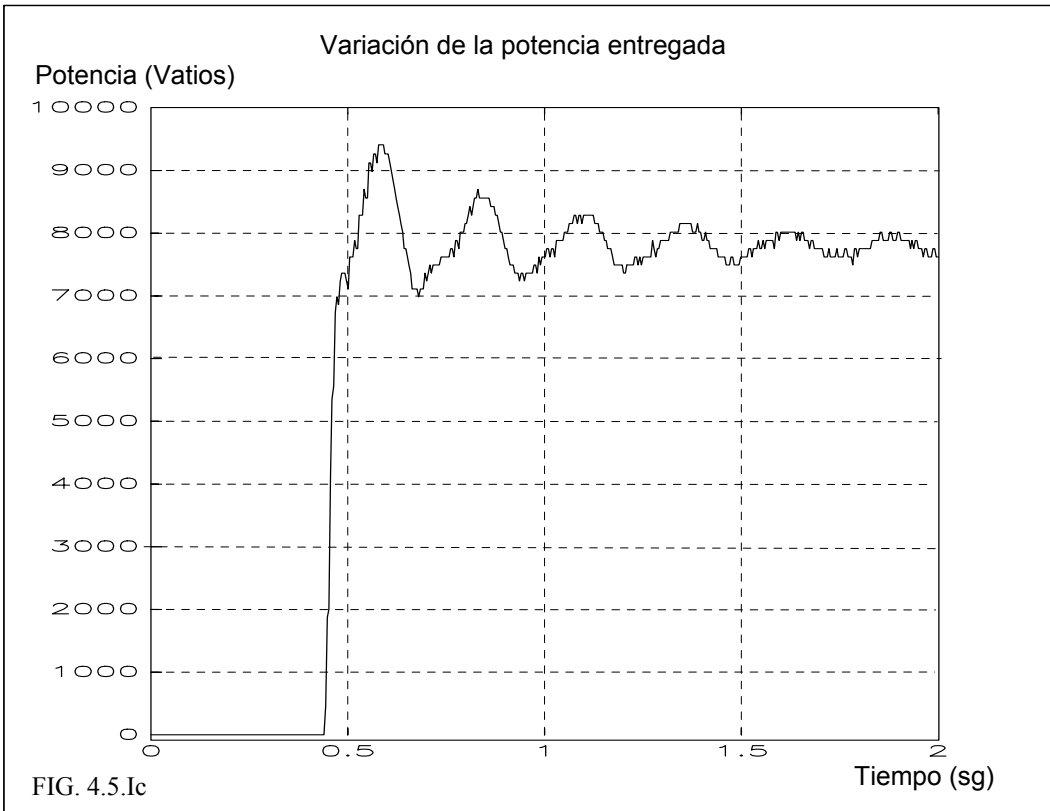
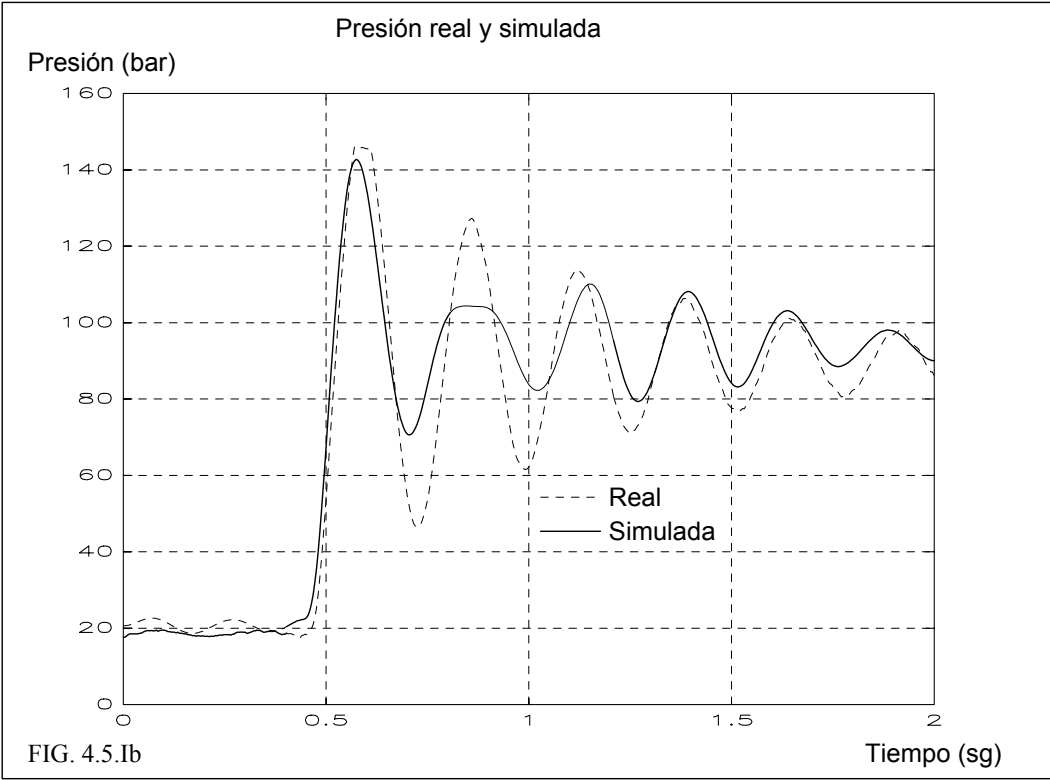
Para la resolución de estas ecuaciones (obtención de ω_g y Pr) es necesario integrarlas, para esto se ha empleado la función ODE45 existente en el MATLAB.

Para ver el funcionamiento del programa se simulan los tres siguientes ejemplos:

· Ejemplo n°1:

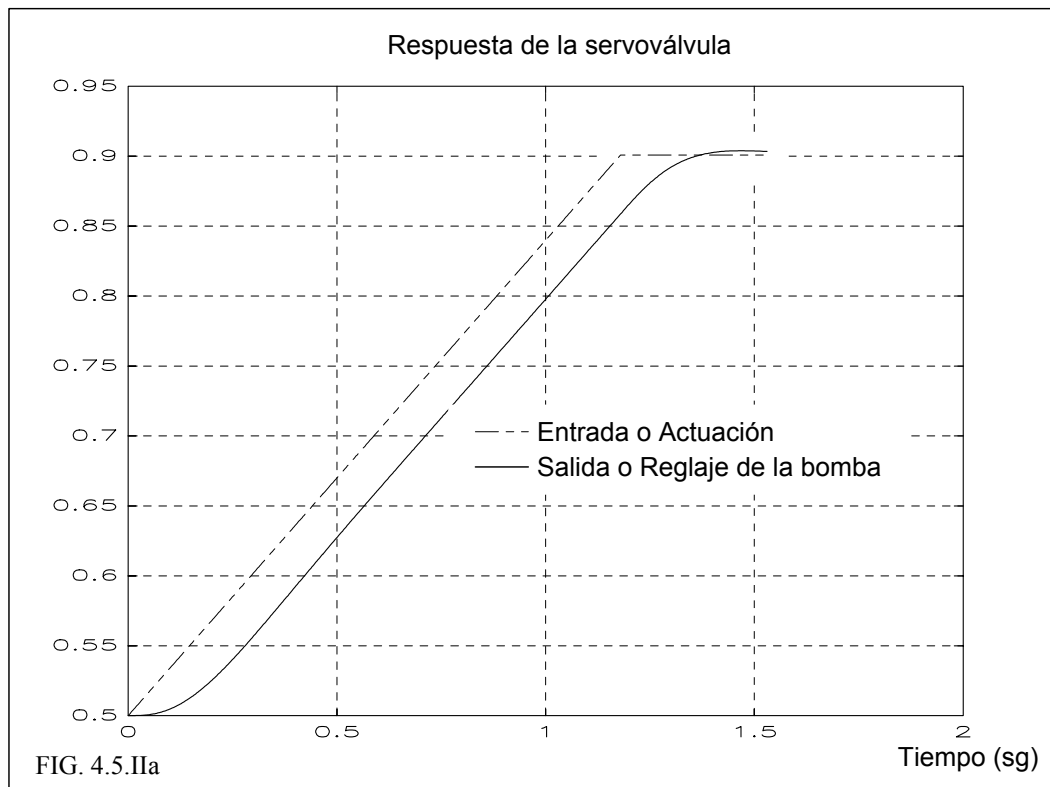
En este caso se mantiene constante la actuación sobre la servoválvula ($V_{ent} = 0.74$) y la velocidad del motor de arrastre ($\omega_m = 155$), mientras, se varía de forma brusca la carga a la salida del generador. El resultado puede verse en las gráficas de las FIG. 4.5.Ia, b y c, en las que además se comparan los resultados reales con los obtenidos durante la simulación.

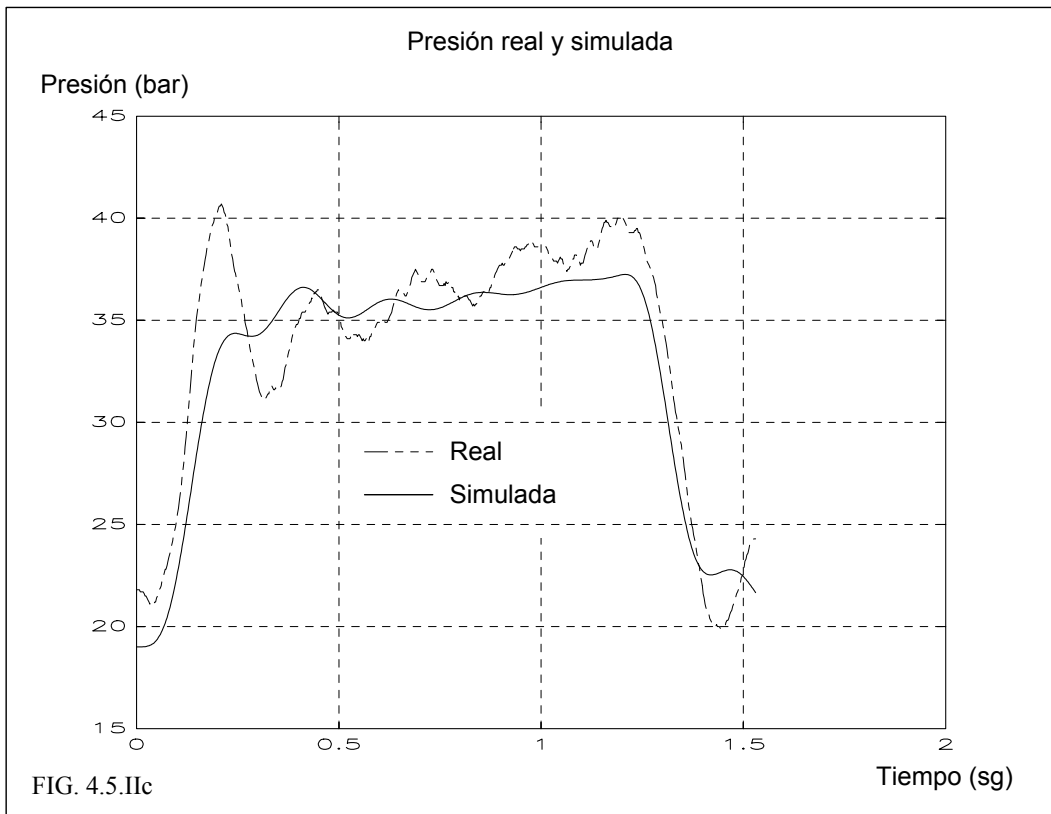
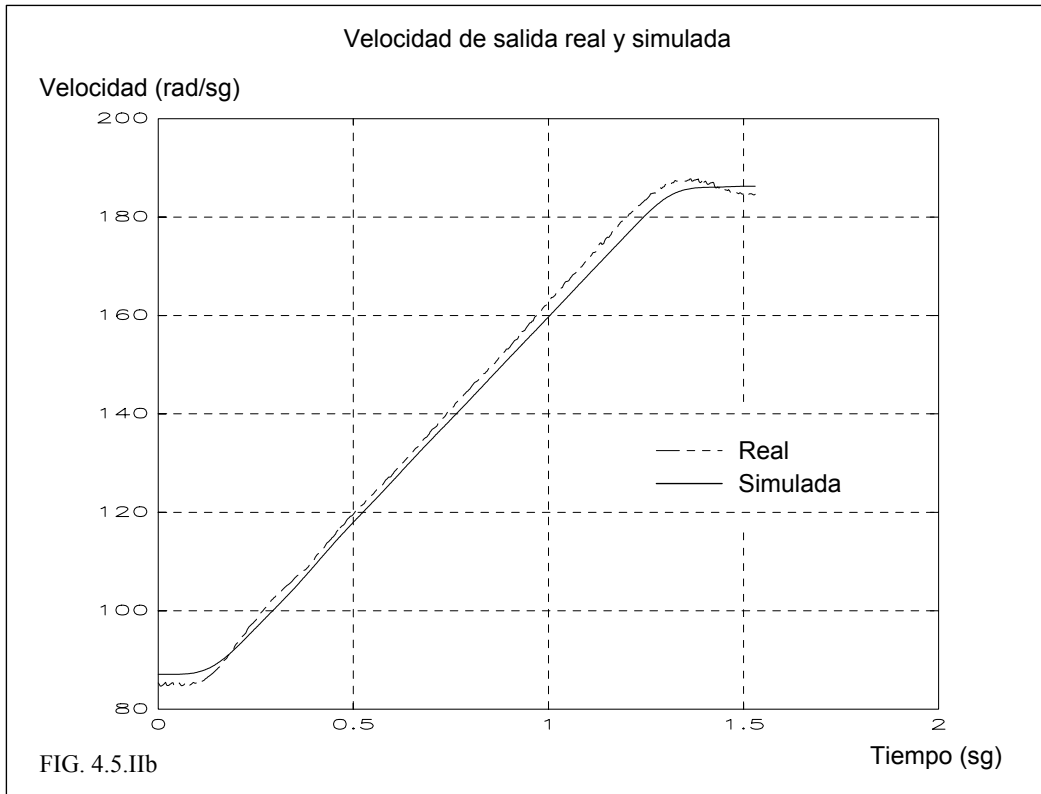


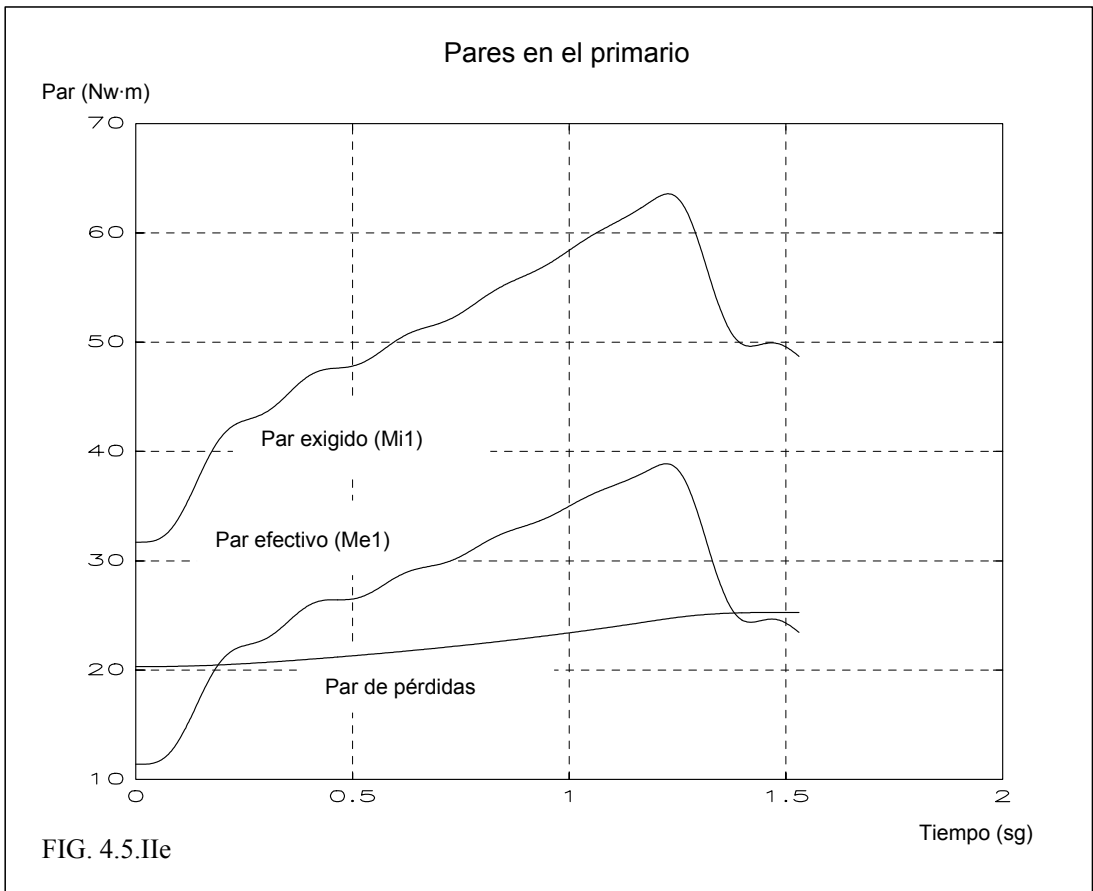
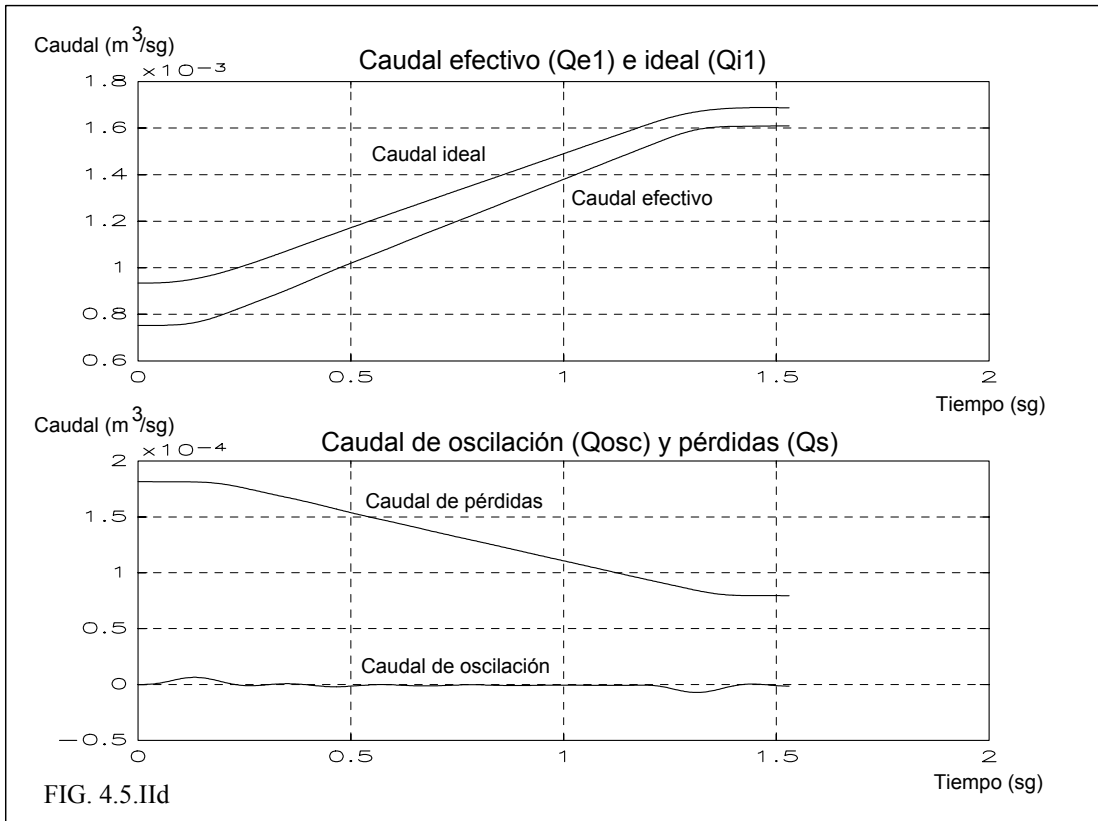


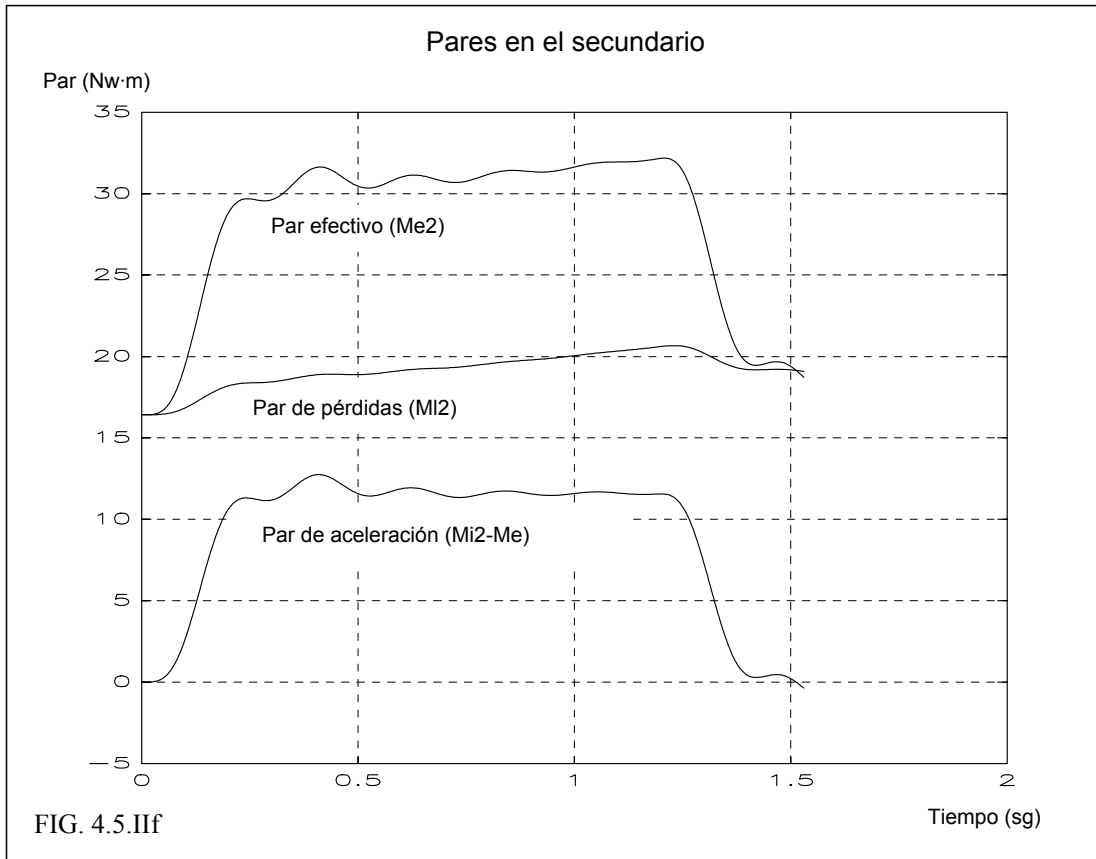
· Ejemplo n°2:

En este caso se simula una situación en la que se varía rápidamente la actuación de la servoválvula, mientras se mantiene constante la velocidad del motor de arrastre ($\omega_m = 155$) y la carga conectada al generador es nula ($P_e = 0.0$). El resultado puede verse en las gráficas de las FIG. 4.5.IIa, b, c, d, e y f, como en el ejemplo anterior se comparan las medidas del sistema con los resultados de la simulación.



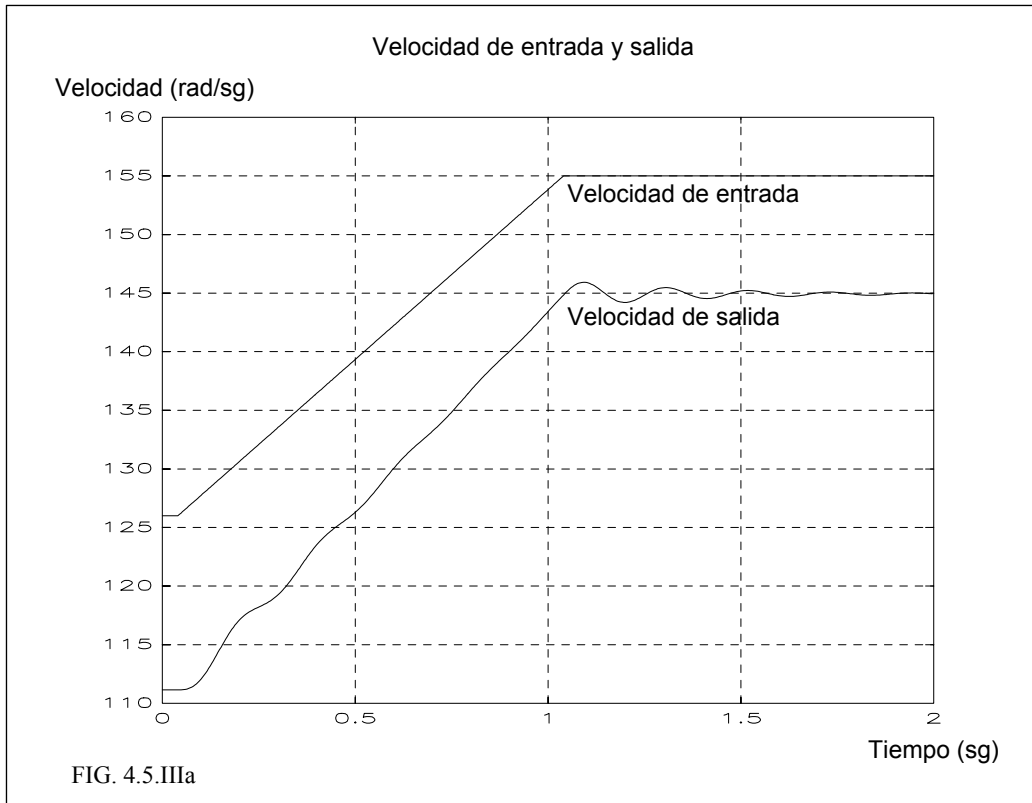


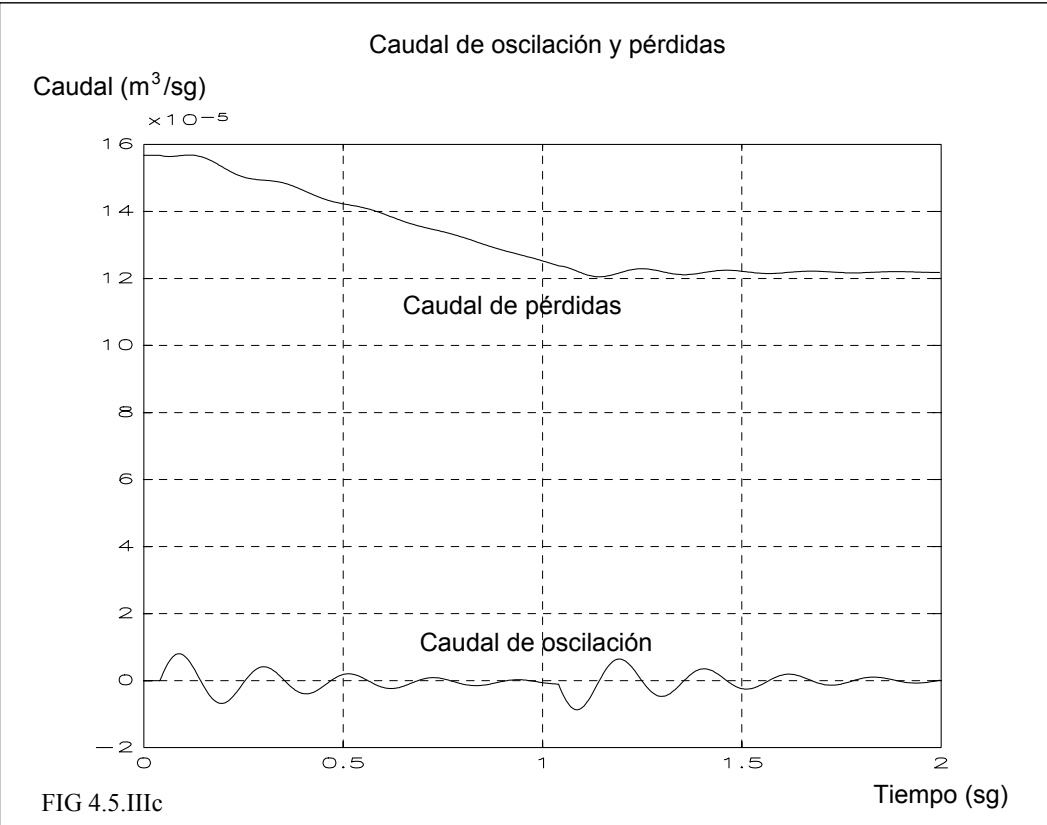
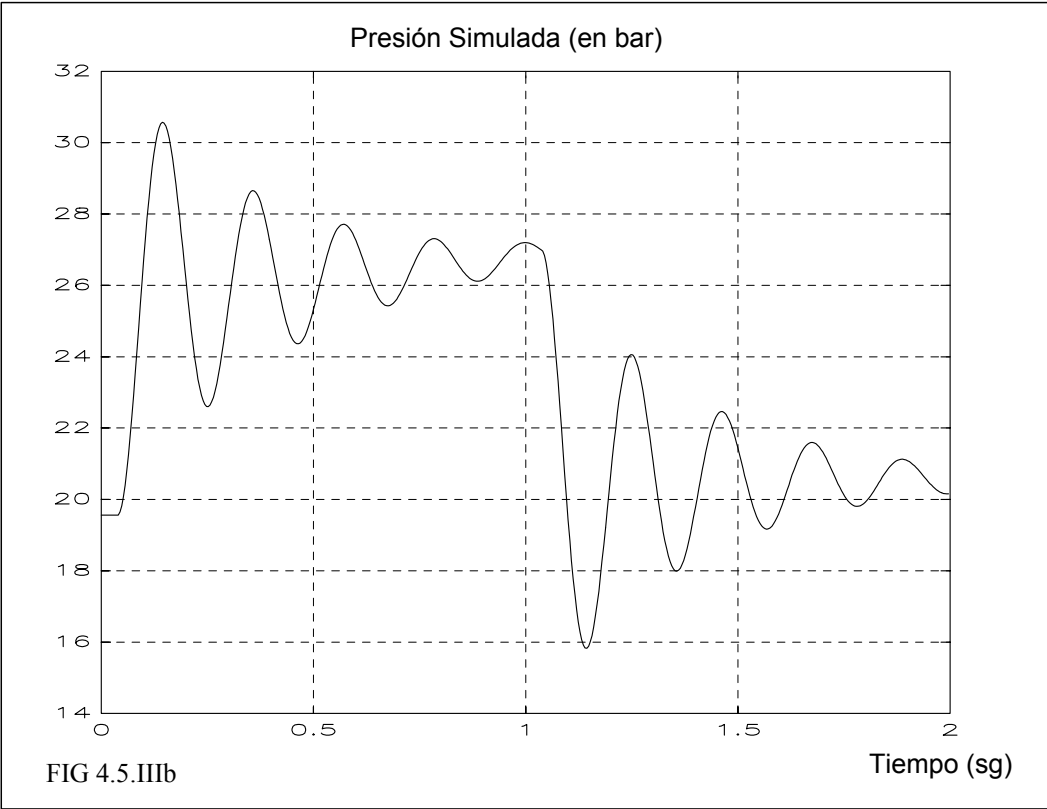


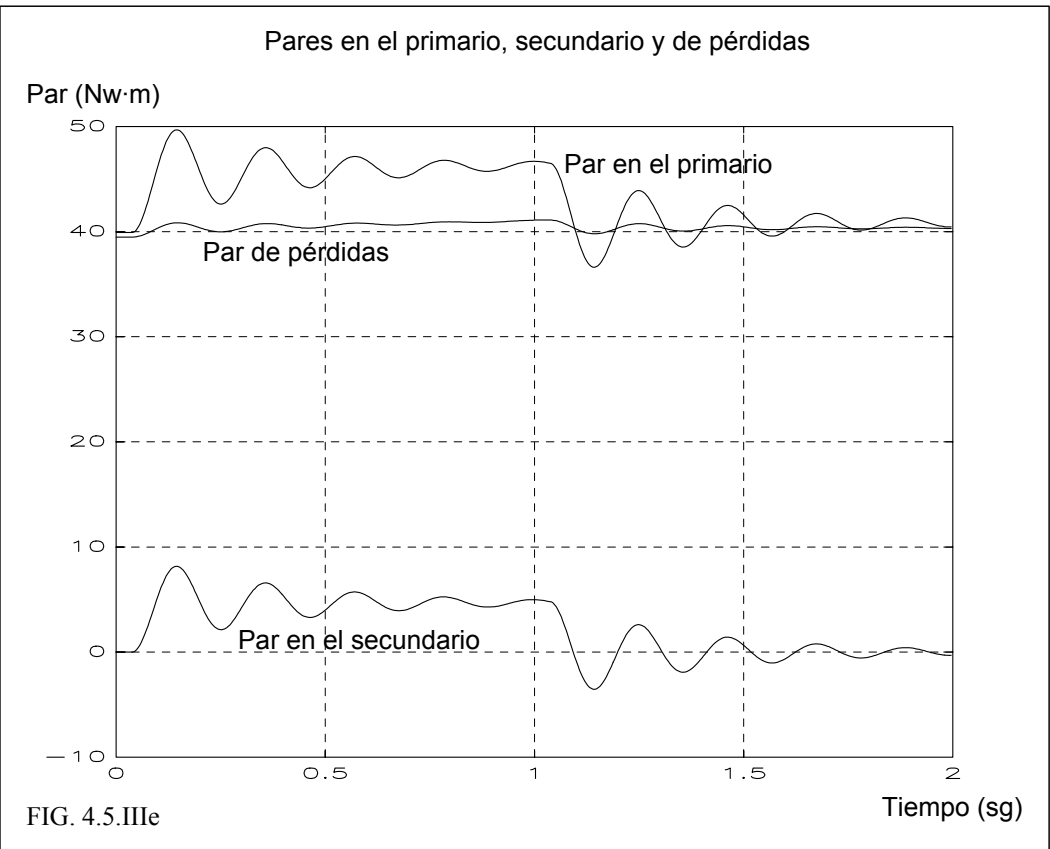
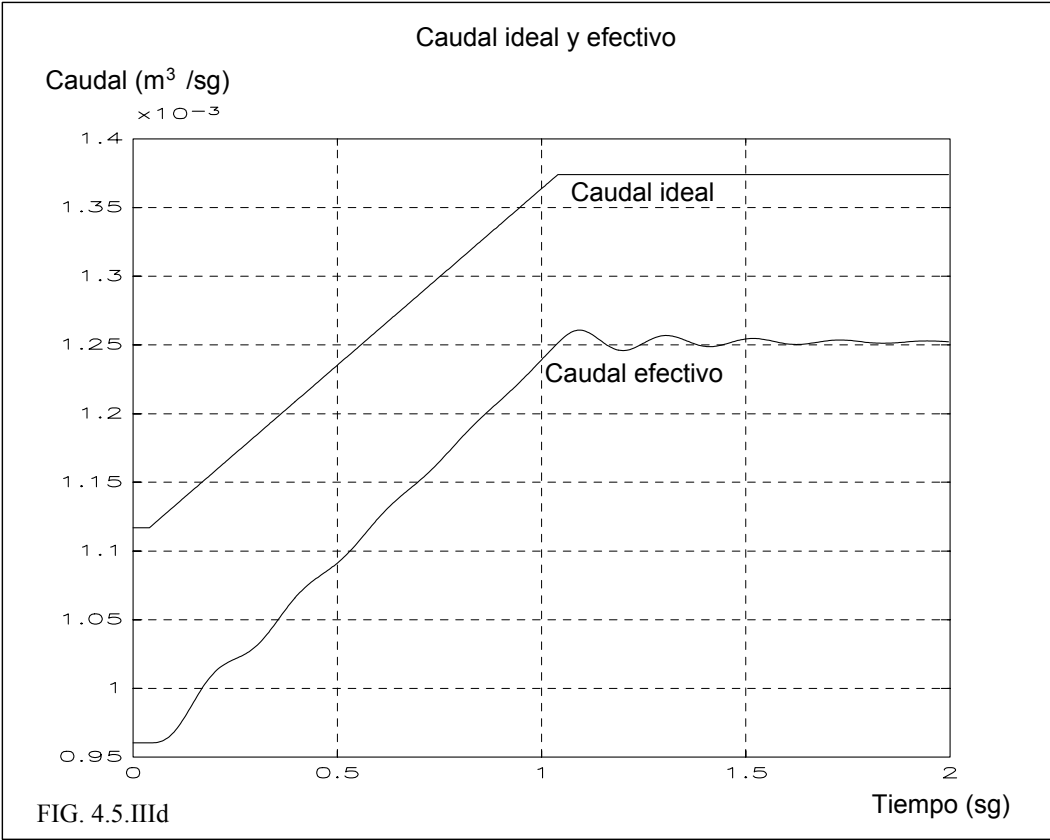


· Ejemplo n°3:

Como resultado de la simulación de una actuación constante ($V=0.74$) y una potencia eléctrica suministrada nula ($Pe = 0.0$) y reduciendo la velocidad del motor de arrastre se obtienen las gráficas de las FIG 4.5.IIIa, b, c, d, y e.







4.6.- Conclusiones.

En las gráficas anteriores se pueden observar oscilaciones de aproximadamente de 5 Hz de frecuencia, coincidente con los resultados observados en las gráficas empleadas en el cálculo de los parámetros del caudal de oscilación (ver FIG. 4.1.6.4.Ia y b). Esto supone que para un correcto muestreo y una posterior reconstrucción de lo sucedido en el sistema real se ha de muestrear ha una frecuencia superior a 10 Hz (T. de Shanon). El programa de monitorización y control tiene una duración de ciclo de aproximadamente de un segundo, por lo tanto no es válido para su utilización en el transitorio pero sí para el régimen permanente, de lo que se deduce, que se ha de emplear un microcontrolador o un automata para esta tarea.

Las oscilaciones aparecen tanto en la presión, a través del par de aceleración, como en la velocidad de salida, a través del caudal de oscilación y, en menor medida, del caudal de pérdidas. De todas formas las oscilaciones observadas en la velocidad de salida, que son las realmente importantes, no superan el 10%, sin ningún tipo de regulación, lo que habla de la estabilidad del sistema (ver Reglamentos de Aplicación) ante bruscas variaciones de carga.

Las mayores oscilaciones en la velocidad de salida (10%) se dan en el caso de variaciones de la carga del generador. Esto se debe a la importancia relativa del caudal de oscilación en estos casos, ya que las derivadas de la presión son las más fuertes por estar provocadas por la potencia (medida de la carga del sistema) que es una variable eléctrica que puede variar muy rápidamente. Las variaciones en el resto de las variables de entrada producen menores oscilaciones (<3%) por estar limitada su velocidad de variación al ser aplicadas a través de elementos mecánicos.

Las variaciones de la velocidad del motor de arrastre y de la actuación de la servoválvula afectan principalmente al régimen permanente, ya que la velocidad de salida es prácticamente proporcional al producto de éstas en este régimen de funcionamiento. En cambio, las alteraciones en la velocidad de salida en régimen permanente debidas a las variaciones de carga del generador síncrono no superan el 3% en los ensayos realizados.

En pruebas efectuadas no se han alcanzado presiones elevadas (100 bar frente a los 250 ó 420 bar posibles) por lo que estos efectos de oscilación observados son

más pequeños que los reales. Las oscilaciones también empeoran cuanto mayor sea el volumen de aceite en las partes sometidas a presión, pero las variaciones de velocidad de salida (frecuencia) más importantes siempre vienen de las variaciones en la velocidad de giro del motor de arrastre o en la actuación de la servoválvula.

4.7.- Reglamentos de aplicación.

En el diseño de la parte eléctrica del generador de cola se aplicó el Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión. No se ha aplicado la reglamentación específica para barcos por realizarse el estudio del sistema en laboratorio.

Para el control de la frecuencia de la energía eléctrica generada se aplican las Reglas de las Sociedades de Clasificación de Buques, la cual obliga a que las fluctuaciones de esta frecuencia sean a lo sumo del 5% con carga constante, y ante cambios de carga la máxima divergencia permitida es del 10%.

5.- Presupuesto.

Estudio del sistema 75.000

Hardware

Servoposicionador para bomba EATON 192.500
Transductores de presión WIKA 0-160bar (dos transductores)..... 103.960
Fotocélula OmromE3SV..... 26.310
Tarjeta de adquisición de datos PCL-818125.000
Tarjeta de relés PCLD-885 16.000
Convertidores (cinco tarjetas)
 Diseño 45.000
 Componentes..... 10.000
 Otros elementos 5.000

Total Hardware 523.770

Software

Programa de monitorización y control 65.000
Programa de simulación45.000

Total software 110.000

Montaje y puesta a punto35.000

TOTAL PROYECTO **743.770**