

Secundina García Conde*; José Cidrós Pidre**;

Camilo José Carrillo González**.

*Área de Mecánica de Fluidos.

**Departamento de Ingeniería Eléctrica.

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Vigo.

Aplicación de las transmisiones hidrostáticas a la generación de energía eléctrica en buques

1. Introducción

Los sistemas de generación de energía eléctrica en buques han experimentado a lo largo del tiempo dos etapas.

En un principio se empleó un generador de corriente continua accionado por el motor principal del barco, con la problemática de la utilización de este tipo de energía en los equipos de potencia.

El siguiente paso es la generación de corriente alterna mediante un alternador trifásico accionado por un motor auxiliar de combustión. Los inconvenientes de este sistema son la necesidad de un grupo diésel adicional y el problema de espacio en las embarcaciones pequeñas.

Una alternativa actual es la utilización de una transmisión hidrostática entre el motor principal y el generador. De este modo el arrastre del equipo lo realiza el motor principal del barco. Esto presenta como principales ventajas disminuir el consumo de combustible; economizar en el coste de lubricación; reducir las necesidades de mantenimiento; evitar el empleo de un motor de arrastre adicional y solucionar los problemas de espacio, permitiendo, además, el accionamiento de más

El objetivo de este trabajo es el diseño y puesta en marcha de un equipo de generación de energía eléctrica en buques empleando una transmisión hidrostática. El sistema instalado consta fundamentalmente de los siguientes elementos: motor principal, sistema de transmisión hidrostática y generador eléctrico.

El motor de combustión (motor principal del barco) se ha simulado con un motor eléctrico y se ha realizado la automatización del sistema, de modo que se controla la velocidad del generador a través de la transmisión hidrostática. Este control se llevó a cabo a partir del análisis del comportamiento potencia-frecuencia del sistema

de un generador eléctrico con la misma bomba oleohidráulica.

Las mayores desventajas de este sistema son la complejidad del sistema de control potencia-frecuencia y la dependencia del motor principal para la obtención de energía eléctrica.

2. Sistema de transmisión hidrostática

Sus principales elementos, mostrados en la Figura 1a complementada con el diagrama de bloques de la figura 1b, son:

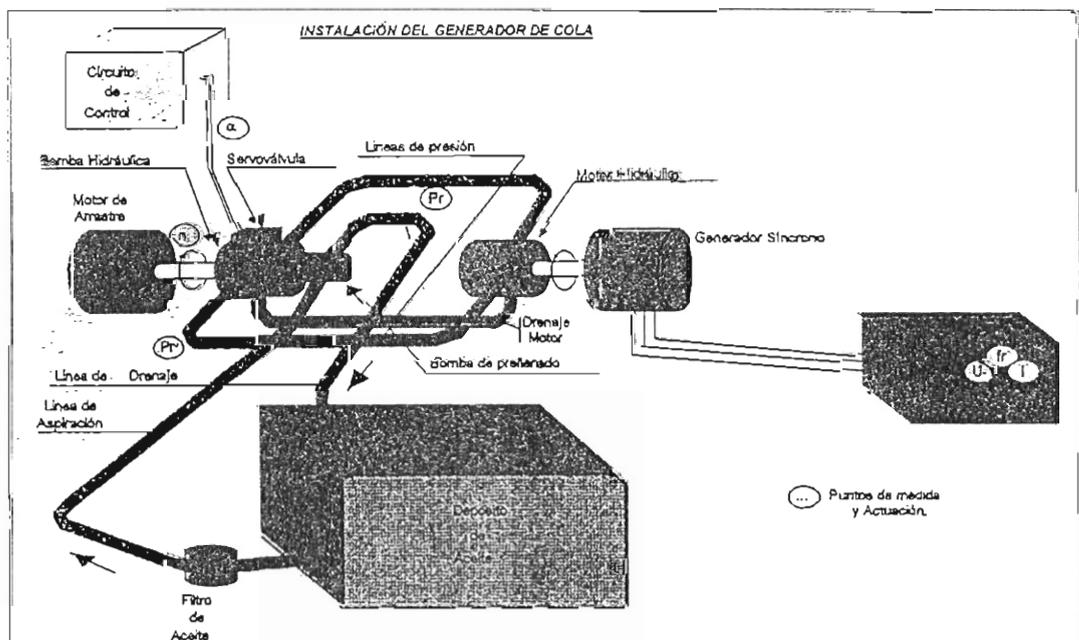
- I. Motor asincrónico: proporciona la potencia para accionar el generador a través de la transmisión hidrostática (1).
- II. Bomba hidráulica: de caudal variable y de pistones axiales. Su tamaño depende de la potencia del generador y del rango de velocidades del motor de arrastre (2).
- III. Motor hidráulico: de caudal fijo. Su tamaño depende de la potencia del generador síncrono (2).
- IV. Generador síncrono trifásico: accionado por el motor hidráulico. Es el que suplir las necesidades de energía eléctrica (1).

El caudal suministrado por la bomba actuará sobre el motor hidráulico dando lugar a una velocidad proporcional a éste e inversamente proporcional a la cilindrada del motor. En consecuencia, para mantener constante la velocidad del motor hidráulico, a pesar de las variaciones de velocidad en el motor de accionamiento de la bomba, se debe actuar sobre el reglaje de la bomba de forma manual o automática. Este reglaje consiste en actuar sobre la válvula de control, de manera que se produzca una alteración en la inclinación del plato de la bomba variando su cilindrada de trabajo.

El generador, unido al eje de salida del motor hidráulico, conserva la frecuencia de la tensión generada, siempre y cuando se mantenga su velocidad de giro.

La presión del sistema es proporcional al par resistente provocado por la carga, en nuestro caso simulada por una carga electrohídrica trifásica conectada al generador. Para que la presión estática sea mucho menor que la dinámica, la velocidad del fluido en los conductos y en otras partes no debe sobrepasar los 10 m/s, que corresponde a una presión dinámica de

Figura 1a. Descripción de la instalación del generador de cola con los puntos de medida y actuaciones.



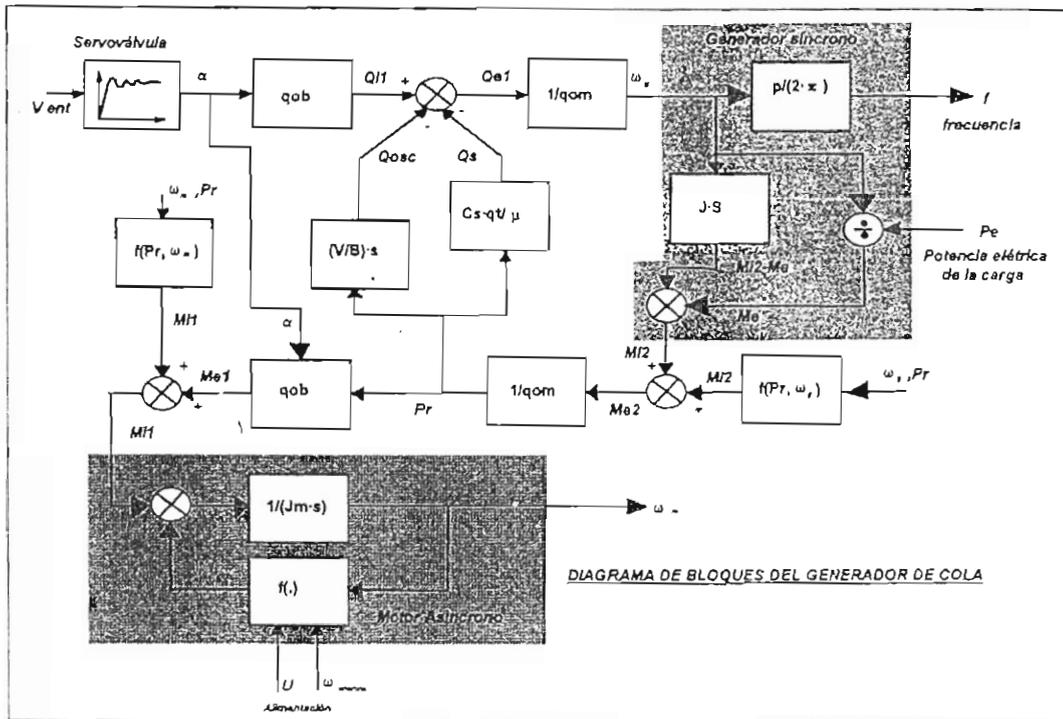


Figura 1b. Diagrama de bloques.

aproximadamente 0,5 bar. Una densidad de potencia elevada y un reducido tamaño se consiguen con presiones de funcionamiento relativamente altas. Una forma de reducir el tamaño de las transmisiones de este tipo es utilizando velocidades de giro tan altas como sea posible, sin que haya peligro de agarrotamiento de las superficies sometidas a deslizamiento (en la industria se utilizan velocidades del orden de 1.500 o 1.800 rpm). Las características del fluido para estas transmisiones deben ser: poca compresibilidad, lubricación de las diversas superficies móviles puestas en contacto bajo sollicitaciones importantes, viscosidad suficiente para reducir las fugas, y que ésta varíe poco con la temperatura. También se debe evitar toda entrada de aire en las partes sometidas a presión, ya que esto aumentaría la compresibilidad. Los límites en las transmisiones vienen determinados por la conversión de energía mecánica de giro a presión del aceite, y viceversa, cuyo resultado afecta al tamaño, coste y pérdida de potencia.

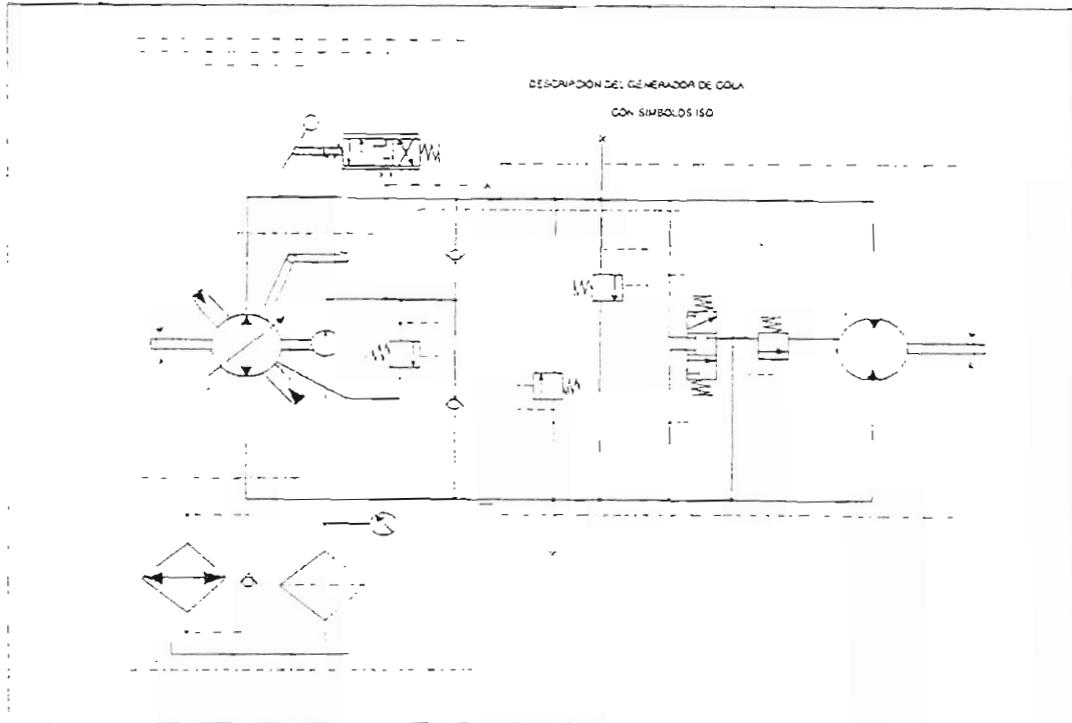
3. Descripción del sistema

Según símbolos normalizados ISO, el esquema o hidráulico, representado en la Figura 2, consta de:

3.1. Circuito principal: comprendido entre el eje de entrada de la bomba y el eje de salida del motor hidráulico.

3.2. Circuito de prellenado o alimentación: formado por la bomba de prellenado, la válvula de seguridad de ésta, la válvula selectora encargada del lavado de aceite y la válvula de seguridad de presión de prellenado. Sus funciones son: suplin las fugas de la bomba y del motor; asegurar una presión mínima en el sistema principal; alimentar el sistema de control; renovar continuamente el aceite del sistema principal con el aceite más fino del depósito. La bomba de prellenado impulsa el aceite hacia el sistema principal a través de las válvulas antirretorno. Una vez superada la presión de tarado de la válvula de seguridad, el aceite va hacia el depósito a través

Figura 2. Descripción de la parte hidráulica del generador de cola con símbolos ISO.



de la carcasa de la bomba.

Cuando trabaja el circuito principal, el aceite es bombeado hacia la línea de baja presión a través de una válvula antirretorno con la finalidad de compensar las pérdidas, y renovar el aceite caliente que sale a través de la válvula selectora con aceite procedente del depósito. La selectora está situada en el bloque de válvulas del motor y la válvula de seguridad de la selectora está tarada a unos 4 bar más baja que la válvula de seguridad de la bomba de prellenado, de forma que ésta funciona a pesar de las posibles pérdidas de presión debidas al rozamiento viscoso del fluido en las tuberías.

3.3. Circuito de control: su propósito es el de regular el flujo de aceite impulsado hacia el motor. Se realiza mediante una servoválvula que actúa sobre la válvula de control encargada de la variación de la inclinación del plato de la bomba.

3.4. Depósito: realiza las funciones de alojar aceite, refrigerar, evacuar aire, y decantar impurezas que no se eliminaron en el filtro de aire y en el de carga. Estas funciones exigen una serie de condiciones constructivas:

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

- Para la refrigeración: el calor resultante de la transferencia de energía es en parte evacuado por las tuberías, los dispositivos, y el depósito hacia el medio ambiente. Por lo tanto, tiene que haber una separación entre la base del depósito y el suelo para obtener una buena circulación de aire. de esta forma, ganar en superficie de evacuación de calor.

- Para la evacuación de aire: las burbujas de aire que se producen en los aceites minerales deben ser evacuadas en el depósito, y es por ello que la superficie entre aire y aceite debe ser lo mayor posible.

3.5. Bomba de prellenado: su finalidad es alimentar el circuito principal renovando continuamente el aceite del sistema con aceite más frío del depósito y suplir las posibles fugas existentes en los distintos elementos del circuito, así como impulsar aceite hacia los pistones que actúan sobre

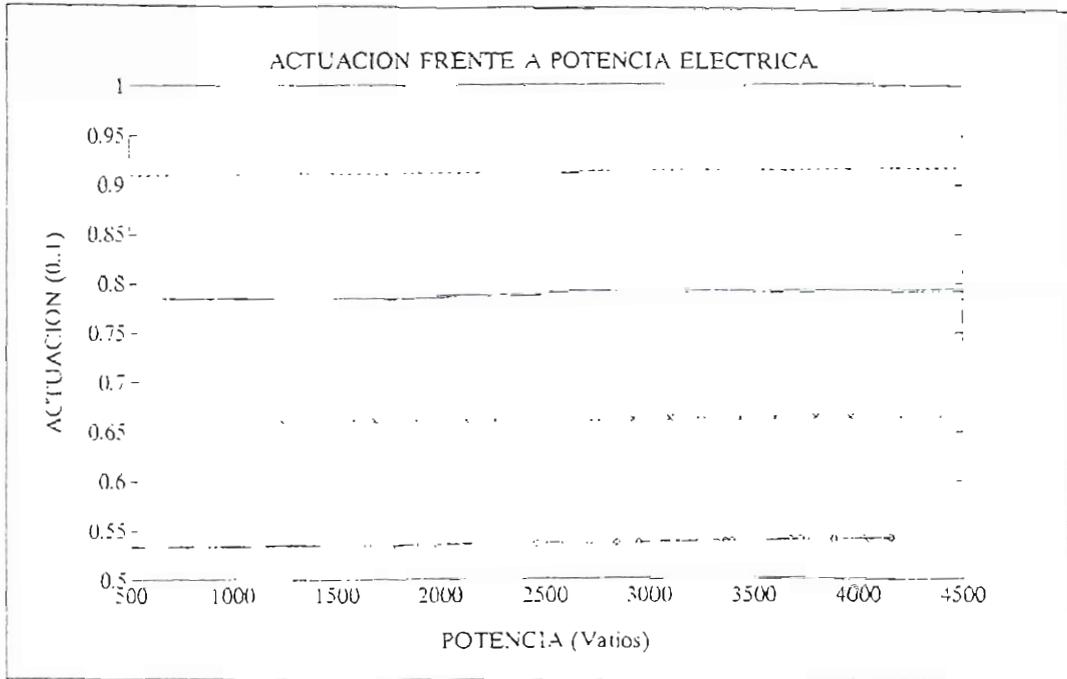


Figura 4a. Variación de la actuación para mantener la frecuencia de salida constante ante diferentes cargas del generador síncrono. Se han realizado observaciones a diferentes frecuencias: 60 Hz ('x'), 50 Hz ('o'), 40 Hz ('Δ') y 30 Hz ('Δ').

Para una velocidad en el eje del generador de 1.500 rpm (50 Hz) se obtiene un caudal (Q) de 90,5 l/minuto mediante la ecuación:

$$Q = q_{om} \cdot n / 10^3 \cdot \eta_{vol}$$

donde

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

El rendimiento volumétrico se obtuvo de las hojas características (4) y adopta valo-

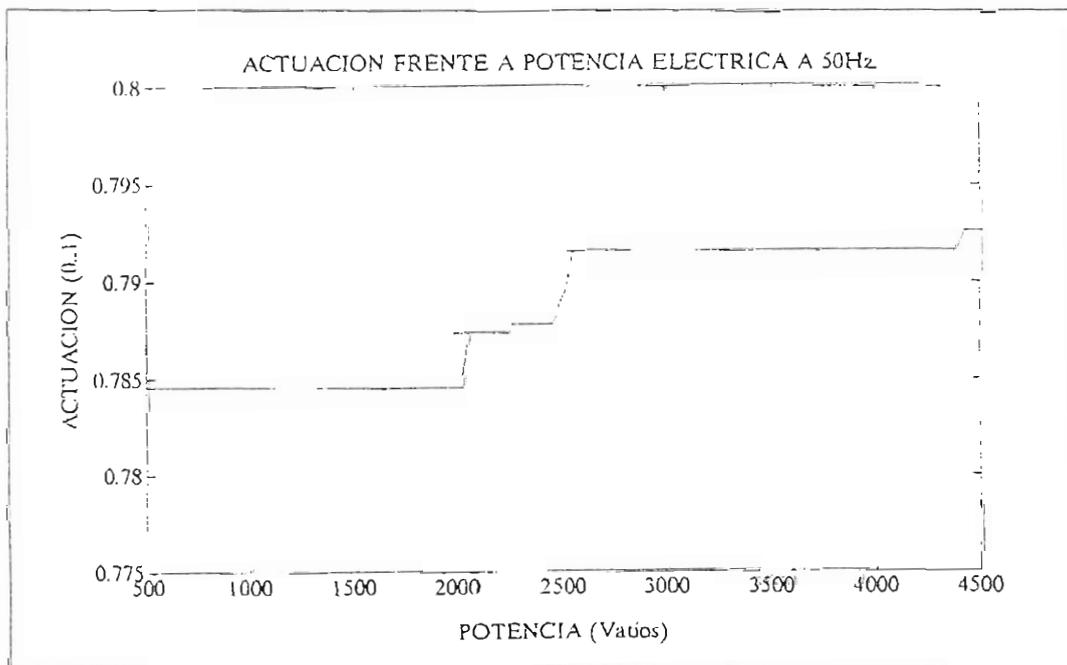


Figura 4b. Es la ampliación de la Figura 4a a 50 Hz.

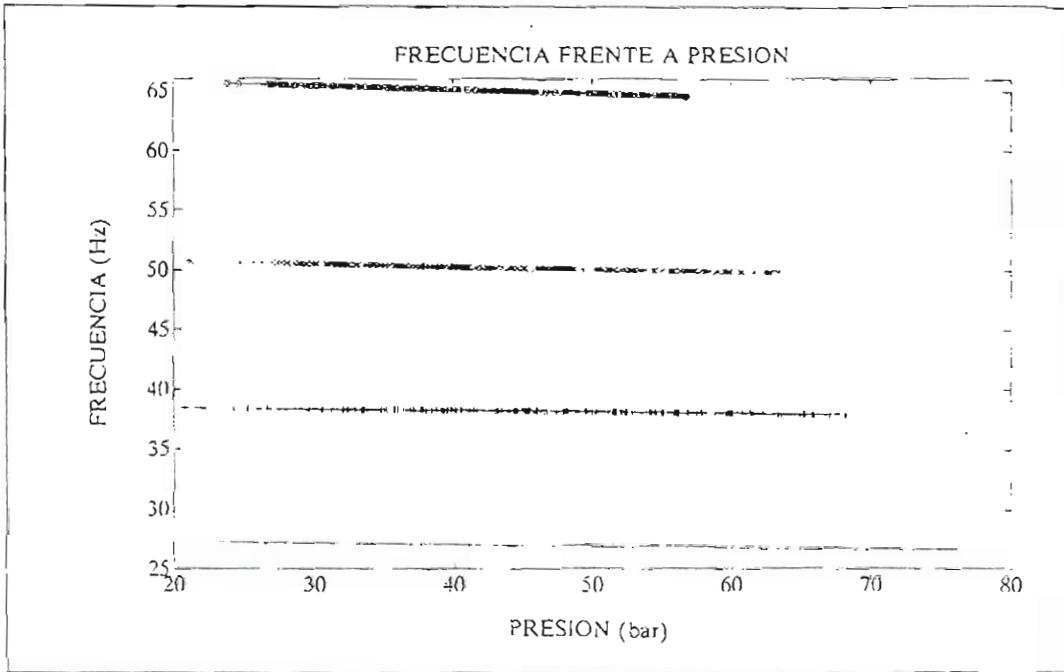


Figura 5a. Variación de la frecuencia frente a la presión con una actuación constante. Se han realizado observaciones a diferentes actuaciones: 0.50 ('-'), 0.65 ('+'), 0.80 ('x') y 1.00 ('o').

res comprendidos entre el 90 y 95 % según el modelo escogido; igualmente ocurre con el rendimiento hidráulico mecánico, utilizado más adelante. En los cálculos se adopta para ambos rendimientos un valor del 90 %.

Teniendo en cuenta que la presión de la línea de baja está fijada a 12 bar por la vál-

vula de seguridad de prellenado el par máximo que se pueda tener a la salida del motor hidráulico ($M_{m\max}$) es 318 de Nw m, obtenido a partir de la fórmula:

$$M_{m\max} = (P_{\text{alta}} - P_{\text{baja}}) \cdot Q_{\text{em}} \cdot \eta_{\text{m\max}} / 2 \cdot \pi \cdot 100,$$

conce

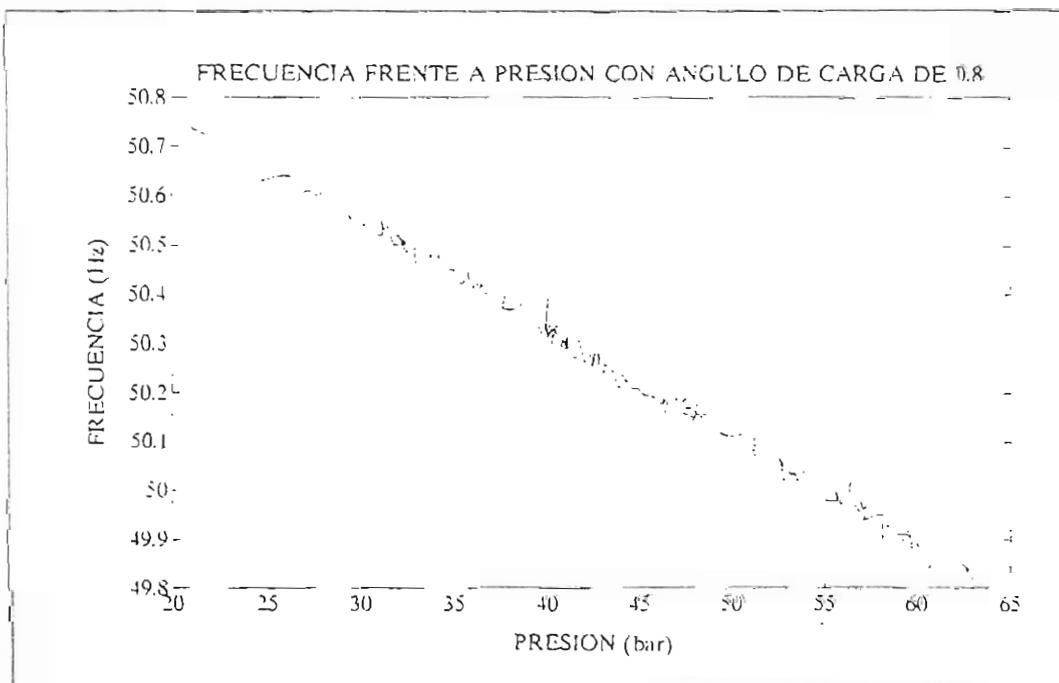


Figura 5b. Es la ampliación de la Figura 5a con una actuación y ángulo de carga de 0.8.

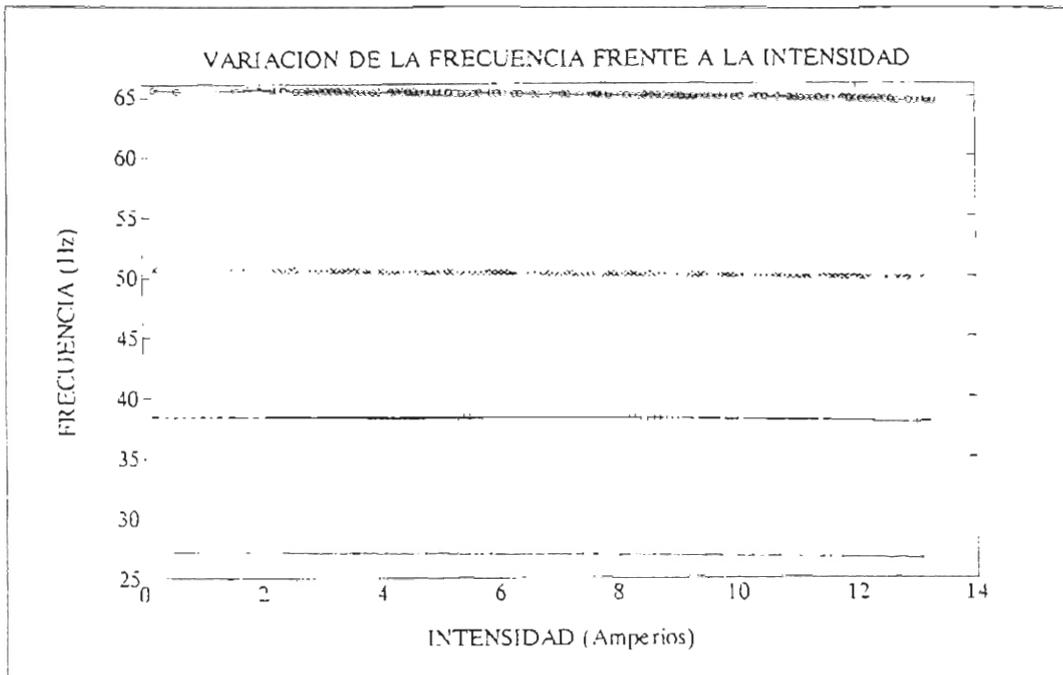


Figura 6a. Variación de la frecuencia frente a la intensidad con una actuación constante. Se han realizado observaciones a diferentes actuaciones o ángulos de carga: 0,50 (1°), 0,65 (1°), 0,80 (1°) y 1,00 (1°).

P_{alta} y P_{baja} son las presiones de línea
 η_{mec} es el rendimiento hidráulico mecánico.

El bar anteriormente obtenido proporciona una potencia en el eje de salida de 50 kW, a la velocidad nominal de 1.500 rpm (50 Hz). Esto permite el acoplamiento de un generador de 45 KVA si éste tiene un rendimiento mecánico del 90 %.

La potencia en el eje de la bomba (P_{acc}) a plena carga (420 bar) y con un caudal nominal (90,5 l/minuto) es de 76 kW. Este resultado se obtiene con:

$$P_{acc} = (P_{alta} - P_{baja}) Q / 600 \cdot \eta_{total}$$

El rendimiento total (81 %) considerado en esta ecuación es el producto del rendimiento volumétrico (90 %) por el hidráulico mecánico (90 %).

La velocidad mínima (n_b) de la bomba hidráulica, para producir un caudal (Q) de 90,5 l/minuto, depende de su cilindrada (q_{ob}) y según los cálculos es de 1.202 rpm. La ecuación correspondiente es:

$$n_b = Q \cdot 10^3 / q_{ob} \cdot \eta_{vol}$$

En la transmisión estudiada se dispone de un generador de una potencia 11 KVA, por debajo de los 45 KVA máximos. Esto se traduce en presiones 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 fue diseñada la transmisión. El motor asincrónico empleado, en nuestro caso, tiene una potencia de 18,5 kW.

4.2. Cálculo y dimensionado de las tuberías

Partiendo del caudal indicado se calcula el diámetro interno de la tubería a partir de la expresión:

$$d_i = 4,607 \sqrt[3]{Q \cdot V}$$

donde el caudal viene en l/minuto, la velocidad en m/s y el diámetro interno (d_i) en mm. Los valores recomendados para las velocidades son:

- tubería de aspiración = 1,2 m/s
- tubería de presión = 5 a 6 m/s
- tubería de drenaje = 1,7 a 4,5 m/s

Por lo tanto, los diámetros interiores han

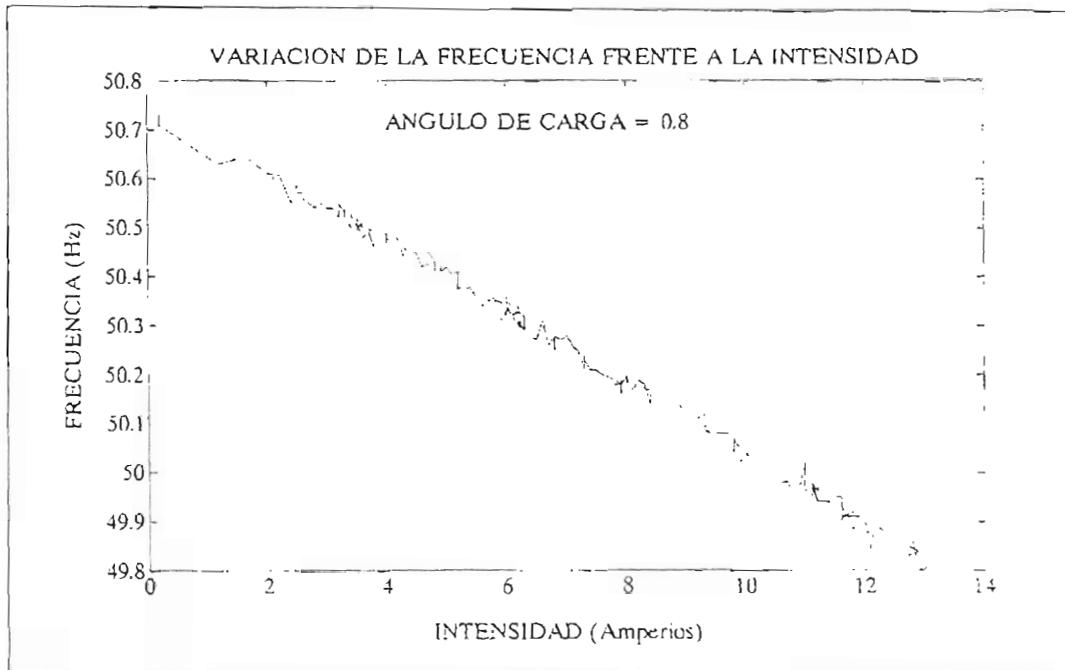


Figura 6b.
Es la ampliación
de la Figura 6a con
una actuación de 0.8.

de ser al menos de:

- tubería de aspiración = 19 mm
- tubería de presión = 17,89 mm
- tubería de drenaje = 9,83 mm

Según las normas DIN 2391 de tubos de acero de precisión elegimos para la tubería de presión el ST-35NBK con un diámetro interno de 19 mm.

El cálculo del espesor de la pared se realiza con la norma DIN 2413 y la ecuación:

$$S_y = d \cdot P / 20k \cdot s_u - 2 \cdot P$$

siendo:

s el coeficiente de seguridad, a partir de DIN 50049

K el valor característico de la resistencia u la calidad de soldadura.

En la determinación definitiva del espesor de la pared de las tuberías se consideran además:

- la discrepancia por valor inferior en el espesor de pared C_1
- el desgaste por corrosión C_2

Por lo tanto, el espesor de pared que emplear es:

$$S = (S_y - C_2) / 100 / 100 - C_1$$

El valor obtenido permite afirmar que el tubo elegido DIN2391-C-25x3-St 35 NB 14 es correcto.

Para la tubería de aspiración elegimos una manguera Codacord 1900 25 x 36 y para el drenaje una manguera SAE-100 RIT Size 3/4.

Hemos hecho uso de dos codos de unión y dos racores para mamparo recto en las tuberías de alta y baja, además de cuatro racores prensables de coco a PTF rosca gas en los flexibles del drenaje.

El cálculo de la pérdida de presión se realiza con la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = f \cdot \rho \cdot v^3 / d \cdot L$$

conce

f es el coeficiente de fricción

L es la longitud del tubo

ρ es la densidad del aceite

V es la velocidad del fluido.

A través de la rugosidad de los tubos de acero y con el número de Reynolds utilizando el diagrama de Moody, obtenemos un valor de f y, por tanto, las pérdidas. Si

añadimos las pérdidas por accesórios, válvulas, codos, estrangulación, etc., obtenemos las pérdidas secundarias dadas por la expresión:

$$\Delta P_{\zeta} = \sum \zeta \cdot \rho V^2 / 2$$

Las pérdidas totales serán:

$$\Delta P = f \cdot L / d \cdot \rho V^2 / 2 + \sum \zeta \cdot \rho V^2 / 2,$$

donde

ζ es un valor tabulado en los catálogos de los fabricantes.

Para la tubería de presión, y con los datos:

Aceite: Texaco HD-32

Velocidad: $V = (4.607/d_i) \cdot Q_b$

Longitud de la tubería: 2,5 m

Número de codos: 3 con $\zeta = 0,8$

obtenemos una presión total de 1,07 bar.

En las demás tuberías:

- tubería de aspiración: 0,01 bar

- tubería de drenaje: 0,29 bar

- tubería de retorno: 0,25 bar

La suma total es 1,62 bar equivalente a 24 W y la potencia de la bomba es suficiente para suplir dichas pérdidas.

La elección de los acoplamientos entre el motor asíncrono y la bomba hidráulica se realiza teniendo en cuenta que la potencia del motor asíncrono es de 25 CV y su velocidad, de 1.460 rpm. Así, con estos datos obtenemos un par nominal de 12,26 daNm. Conociendo las condiciones de trabajo y la naturaleza del órgano motor y de la máquina accionada se determinan los coeficientes de servicios F_1 , F_2 y F_3 y se calcula el par corregido ($P_c = F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \cdot P_n$), que en nuestro caso vale 31,8 daNm. Elegimos el acoplamiento Samiflex tipo A2.

5. Automatización de sistema

En el generador de cola mostrado en la Figura 9 se puede ver la situación de los diferentes puntos de medida y actuación (en amarillo).

Las medidas son las siguientes:

- Presión (Pr): Se han utilizado dos transductores de presión colocados en las dos líneas de presión. Estos transductores presentan una corriente proporcional a la presión que se transforma a una tensión mediante la correspondiente etapa adaptadora.

- Velocidad del motor asíncrono (n): Se ha utilizado una célula fotoeléctrica detectora de marcas. La salida es una onda cuadrada que posteriormente se transforma a tensión.

- Frecuencia de salida (fr): Se ha empleado un convertidor frecuencia-tensión.

- Tensión (U) e intensidad (I) de la carga: Estas señales, captadas a través de sendos transformadores, son enviadas a un convertidor que obtiene una tensión proporcional al valor eficaz de la onda de entrada.

Todas estas medidas ya acondicionadas se envían a una tarjeta de adquisición de datos instalada en un computador. Estas señales del proceso son procesadas en el computador para su visualización y control del sistema en régimen permanente; es el circuito de control. En este último la salida es una tensión que se transforma en una intensidad a través de una etapa de adaptación. Esta corriente es la que ataca a la servoválvula y produce la variación en el ángulo de control (α).

6. Resultados

La variación del reglaje del ángulo de carga de la bomba con y sin carga frente a la frecuencia puede verse en la Figura 3. Podemos comprobar que para diferentes pre-

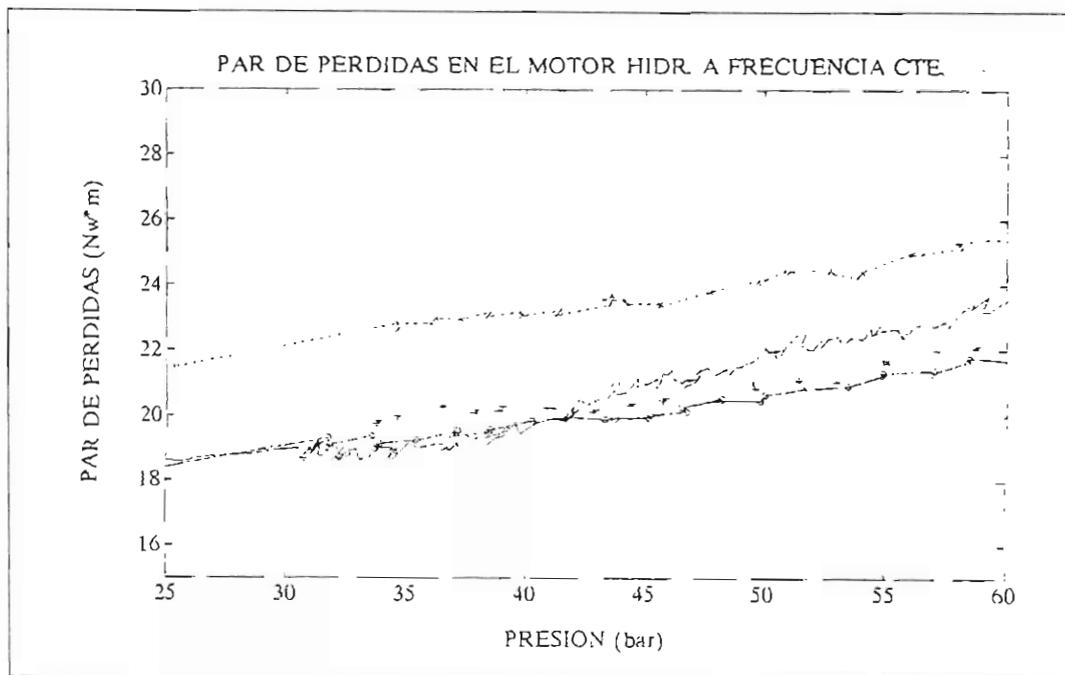


Figura 7. Variación del par de pérdidas en el secundario del sistema. Se han realizado medidas a diferentes frecuencias de salida: 60 Hz (x), 50 Hz (-), 40 Hz (+) y 30 Hz (o).

siones esta relación es lineal, lo que era de esperar por ser la velocidad del motor hidráulico directamente proporcional al caudal e inversamente proporcional a la cilindrada de ésta (5). Al actuar sobre el reglaje de la bomba se modifica el caudal y, de forma proporcional, la velocidad de salida, ya que:

$$Vel_{motor} = \alpha q_{ob}/q_{om} Vel_{bomba}$$

Ante variaciones grandes de presión, para mantener la frecuencia constante nos basta con pequeñas correcciones del ángulo de reglaje de la bomba (1 %), lo que nos da una idea de la robustez del sistema, como se puede observar en las Figuras 4a y 4b. Además, como la potencia es proporcional a la presión y la actuación lo es a la frecuencia, esta misma robustez se observa en las Figuras 5a y 5b, que representan curvas presión-frecuencia. De igual forma se observa este comportamiento en el diagrama intensidad-frecuencia de las Figuras 6a y 6b.

En la Figura 7 se representan las pérdidas de par en función de la presión y la fre-

cuencia. Las pérdidas totales son producidas por la suma de las pérdidas de rozamiento, las pérdidas viscosas y las pérdidas hidrodinámicas. Las pérdidas por fricción son directamente proporcionales a la presión y, según se aumenta la presión, las pérdidas aumentan. Por otra parte, las pérdidas dinámicas son proporcionales al cuadrado de la velocidad y las pérdidas viscosas lo son a la velocidad. En esta figura se puede observar el predominio de las pérdidas dinámicas, ya que la distancia entre las curvas de diferentes frecuencias no es proporcional al incremento de frecuencia entre ellas (10 Hz), sino que se van alejando más rápidamente a medida que se aumenta la frecuencia. Se observa un comportamiento anómalo por debajo de 40 bar, lo cual aconseja una utilización del sistema a presiones mayores.

Las experiencias futuras consistirán en un análisis del sistema, empleando en lugar de un motor asíncrono para el accionamiento de la bomba un motor de corriente continua de más fácil regulación de velocidad.

Diagrama de bloques del generador de cola

Las ecuaciones que definen el comportamiento del generador de cola son:

- $\alpha = g(V_{ent})$:

Este es el bloque correspondiente a la servoválvula del sistema. Es un sistema de segundo orden.

V_{ent} es la tensión de control que se transforma en corriente y ésta se aplica a las bobinas de la servoválvula. Esta 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 o ángulo de carga o actuación) que expresa la cilindrada actual dividida por la cilindrada máxima.

- $Q_{i1} = \alpha \cdot Q_{ob}$:

Q_{i1} es el caudal ideal correspondiente al ángulo de control (α) donde Q_{ob} es la cilindrada máxima de la bomba hidrostática.

- $Q_{e1} = Q_{osc} + Q_{osc}$:

Q_{e1} 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 le restamos el caudal de fugas (Q_s) y el de oscilación (Q_{osc}) al caudal ideal (Q_{i1}).

- $Q_s = (C_s \cdot Q_t / \mu) \cdot Pr$:

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

• C_s es el coeficiente de deslizamiento el cual varía lentamente con la presión...

• Q_t es la suma entre la cilindrada máxima de la bomba (Q_{ob}) y la cilindrada del motor hidrostático (Q_{om}).

• μ es la viscosidad del fluido a la temperatura de entrada.

- $Q_{osc} = (V \cdot \beta \cdot dPr/dt)$:

Q_{osc} es la componente oscilatoria del caudal cuando se produce una variación de la presión. Es el aceite existente en las partes sometidas a presión, 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 (β).

Este caudal suele ser muy pequeño a no ser que entre en aire en el circuito, lo cual aumentaría mucho la compresibilidad.

- $w_g = Q_{e1} / \text{com}$:

La velocidad de giro del motor hidrostático (w_g) es proporcional al caudal efectivo (Q_{e1}) a través de la cilindrada de este (Q_{om}).

- $Pr = Me_2 / Q_{om}$:

La presión de circuito hidráulico (Pr) es proporcional al par efectivo (Me_2).

- $Me_2 = M_{i2} + M_{l2}$:

El par efectivo requerido por el conjunto formado por el generador más el motor hidrostático (Me_2) es la suma del que necesitaría el generador sin pérdidas (M_{i2}) más las pérdidas (M_{l2}).

- $M_{l2} = f(Pr, w_g)$:

El par de pérdidas en el conjunto formado por el generador sincrónico y el motor hidrostático depende de la presión (Pr) de la velocidad de giro del generador (w_g). La función que representa la relación es:

$M_{l2} = K_1 \cdot Pr + K_2 \cdot w_g + K_3 \cdot w_g^2$:

- $Me_1 = Pr \cdot Q_{ob} \cdot \alpha$:

El par efectivo (Me_1) suministrado al circuito hidrostático es el proporcional a la presión.

- $M_{l1} = f(Pr, w_m)$:

El par de pérdidas en el conjunto formado por el motor asincrónico y la bomba hidrostática depende de la presión (Pr), de la velocidad de giro del motor (w_m) y del ángulo de control. La función que representa esta relación es:

$M_{l1} = K_4 \cdot Pr + K_5 \cdot w_m + K_6 \cdot w_m^2$:

- $M_{i1} = Me_1 - M_{l1}$:

El par que verdaderamente se le exige al motor asincrónico $Pr(M_{i1})$ es la suma del par efectivo (Me_1) más las pérdidas (M_{l1}).

- Las ecuaciones del generador sincrónico son:

•• $M_{i2} = J \cdot dw_g/dt + Pe/w_g$:

El par efectivo requerido por el generador (M_{i2}) depende como vemos de la potencia eléctrica requerida por la carga (Pe) dividida por la velocidad del generador (w_g); a esto le llamamos par eléctrico (Me). También depende de la variación de velocidad a través del momento de inercia (J).

•• $f = p/(2 \cdot p)$:

La frecuencia de salida (f) es proporcional, mediante el número de polos de generador sincrónico (p), a la velocidad de este último.

- Las ecuaciones del motor asincrónico son:

•• $Me - Me_1 = J_m \cdot dw_m/dt$:

El par que suministra el motor (Me_1) menos el par eléctrico (Me) es el necesario para las variaciones de su velocidad (w_m) que depende del momento de inercia (J_m).

A su vez Pe depende de la frecuencia de la señal de red (ws) y de su tensión (U).

Todas estas relaciones se representan mediante:

$w_m = f(t) + 1/J_m \cdot M_{i1} \cdot dt$

7. Agradecimientos

Este trabajo está financiado con el proyecto: "Regulación de generadores eléctricos en buques" (TAP92-0389) de CICYT.

8. Bibliografía

1. KRAUSE, P. C.: Analysis of electric machinery. McGraw-Hill, 1986.
2. THOMA, J.: Transmisiones Hidrostáticas. Gustavo Gili, 1968.
3. ELGERD, O. I.: Electric energy systems theory. McGraw-Hill, 1982.
4. Manuales de Eaton para transmisiones hidrostáticas.
5. MATAIX, C.: Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas.

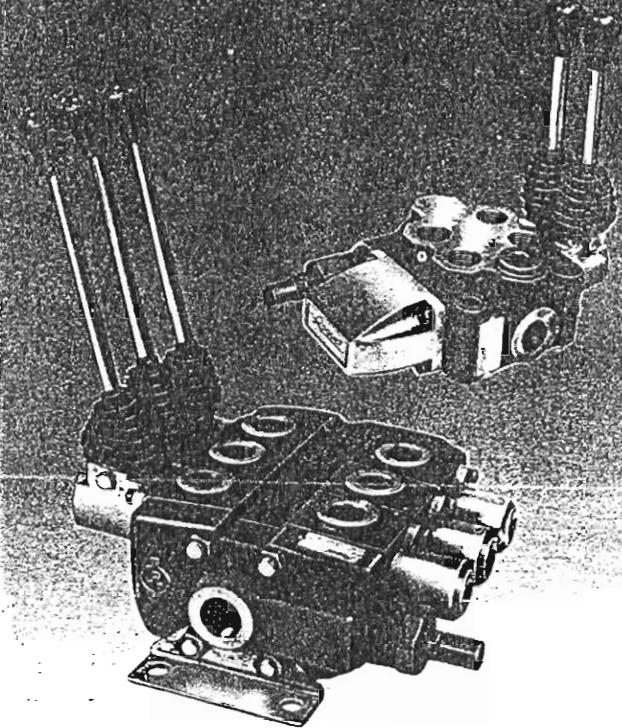
 **Roquet**

Todo el prestigio de una elevada tecnología

DISTRIBUIDORES

Tipo Serie

Presión: 250 bar.
Caudales: 40-60 l./min.



Tipo Paralelo

Presión: 250 bar.
Caudales: 80-150-250 l./min.

PEDRO ROQUET, S.A.

Oficinas centrales y Fábrica 1:
Antonio Figueras, n.º 91 08551 TONA (Barcelona)
Tel. (93) 887 01 25 - Telex 57.644 Hyro E

Fax (93) 887 17 98

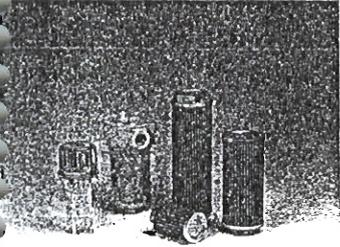
Fábrica 2:

Ctra. de Sant Hipòlit, s/n. 08500 VIC (Barcelona)
Tel. (93) 886 11 94

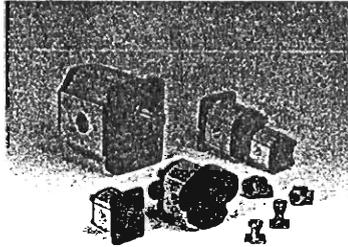
Delegaciones en: Barcelona, Bilbao, Madrid,
Sevilla, Valencia y Zaragoza.

FLUIDOS

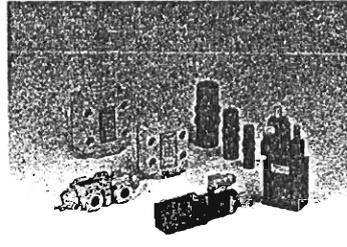
OLEOHIDRAULICA NEUMATICA Y AUTOMACION



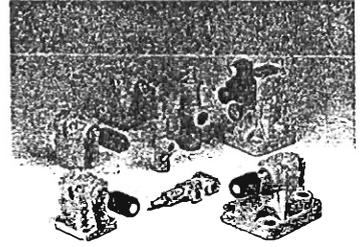
Filtros aspiración, retorno y Desvaporadores.



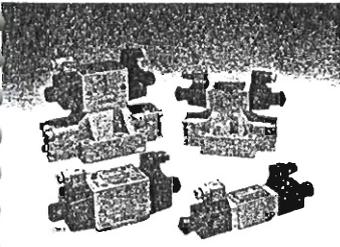
Bombas de engranajes.



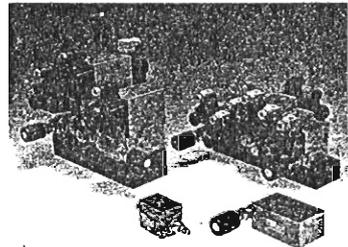
Válvulas de retención, simples, dobles y pilotadas hidráulica y eléctricamente.



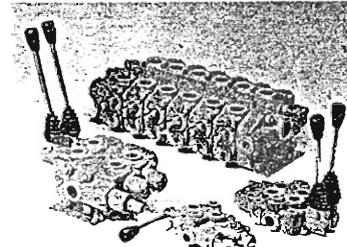
Reguladores de presión, directos y compensados. CETOP RP69H.



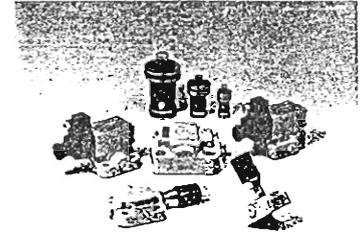
Electroválvulas TN-6, TN-10, TN-16, TN-20, TN-32. CETOP RP35H.



Elementos modulares TN-6, TN-10, CETOP 35H DIN 24340.



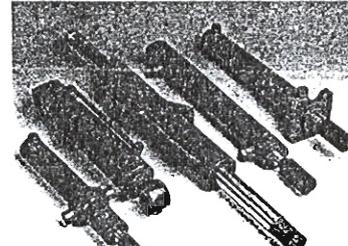
Distribuidores mando manual, compactos o modulares.



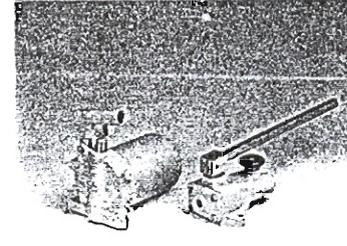
Elementos lógicos DIN-24342.



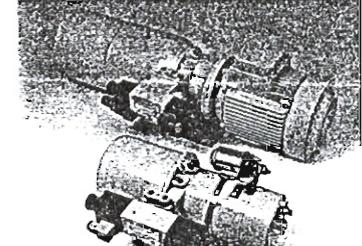
Estranguladores y Reguladores de caudal compensados. CETOP RP69H.



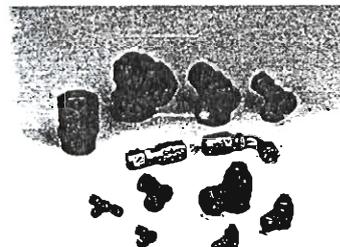
Cilindros hasta 350 mm. Ø y carrera hasta 6000 mm



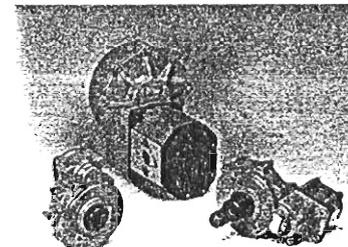
Bombas manuales



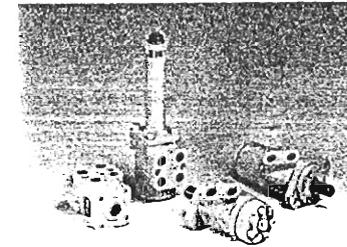
Grupos Motorbomba de C. continua y alterna (Monofásicos y Trifásicos).



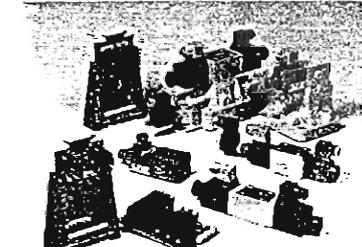
Racordaje.



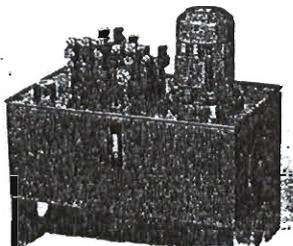
Multiplicadores.



Motores rápidos, lentos y Direcciones hidrostáticas.



Oleodinámica proporcional.



ROQUET

EL PRESTIGIO DE UNA ELEVADA TECNOLOGIA EN COMPONENTES Y SISTEMAS

Pedro Roquet, s.a.
Antonio Figueras, 91 - 08551 TONA (Barcelona)
Tel: 887 01 25 - Telex 57644 hydro e - Telefax 887 17 98

DELEGACIONES EN.: BARCELONA, BILBAO, MADRID, SEVILLA
VALENCIA, ZARAGOZA





Sumarios ICYT - Ciencia y Tecnología

[> Sobre esta base de datos](#)

Inicio

- [Presentación](#)
- [Suscripción](#)
- [Ayuda](#)

Bases de datos

- [Sumarios ICYT
Ciencia y Tecnología](#)
- [Sumarios ISOC
CC. Sociales
y Humanidades](#)
- [Sumarios IME
Biomedicina](#)

Dir. de revistas

- [Ciencia
y Tecnología](#)
- [CC.Sociales
y Humanidades](#)
- [Biomedicina](#)

Contacto

- [Productores
y distribuidores](#)
- [Sugerencias](#)

Detalles de registro

Núm. Registro: 89807

Autores: Garcia Conde, S.; Cidras Pidre, J.; Carrillo Gonzalez, C.J.

Título: Aplicación de las transmisiones hidrostáticas a la generación de energía eléctrica en buques.

ISSN: 0211-1136

Revista: [Fluidos](#)

Datos Fuente: 1993, (195): 783-795, 5 Ref

CopyRight: © CSIC. Base de Datos ICYT. Todos los derechos reservados.

Copyright © CSIC. 2006

