

**ANEXO 1. PROGRAMA PARA HALLAR LAS CURVAS TEÓRICAS EXPUESTAS
EN EL CAPÍTULO SEGUNDO.**

Uses Crt;

{Declaración de todas la variables a utilizar en el
transcurso del programa }

```
VAR      aux1,aux2,aux,p,pa,pb,q,x : real;          r:char;
          arxiuph,arxiuqp,arxiuqh:  text;
```

{Declaración de las funciones que permiten calcular
el valor de cada expresión correspondiente para el
valor concreto de cada variable }

```
FUNCTION Funcio1 (pa: real): real;
Begin
  Funcio1:=-q+(1+x)*sqrt(pa/0.5)-(1-x)*sqrt((1-pa)/0.5);
End;
```

```
FUNCTION Funcio2 (pb: real): real;
Begin
  Funcio2:=-q+(1+x)*sqrt((1-pb)/0.5)-(1-x)*sqrt(pb/0.5);
End;
```

{Declaración de los procedimientos que generan el valor
de una de las variables partiendo del conocimiento de
las otras dos }

{Procedimiento que calcula el valor de P para cada
pareja de valores de H(=x) y Q }

PROCEDURE CorbaPH;

Begin

```
  q:=-1; {Inicialización del valor Q}
  WHILE q<=1 do begin {Inicio del bucle para la
                       generación de las curvas
                       desde Q=-1 hasta Q=1, para
                       un salto de 0.1 }
```

```
    Writeln('Proceso de Cálculo para la curva PH');
```

```
    Writeln('Valor de Q ...',q:2:1);
```

```
    Writeln('Arxiuph, Q= ',q:2:1);
```

```
    x:=-1; {Inicialización del valor X}
```

```
    if q>0 then x:=-0.3; {Inicialización del valor X
                          cuando Q>0}
```

```
    WHILE (x<=1) and (((x-q)<1.1) or (q>=0)) do
```

```
      Begin {Inicio del método de la bisección
```

```

                                para determinar, mediante un
                                método iterativo, el valor
                                desconocido de P}
aux1:=0;  aux2:=1;  aux:=0.5;  {Inicialización
                                variables
                                auxiliares  }
WHILE abs(Funcio1(aux))>0.00001 do
Begin
    {Método bisección}
    aux:=(aux1+aux2)/2;
    IF Funcio1(aux1)*Funcio1(aux)<=0
    THEN aux2:=aux;
    IF Funcio1(aux2)*Funcio1(aux)<=0
    THEN aux1:=aux;
End;
pa:=aux;          {Obtención Solución Pa}
aux1:=0;  aux2:=1;  aux:=0;  {Inicialización
                                variables
                                auxiliares  }
WHILE abs(Funcio2(aux))>0.00001 do
Begin
    {Método bisección}
    aux:=(aux1+aux2)/2;
    IF Funcio2(aux1)*Funcio2(aux)<=0
    THEN aux2:=aux;
    IF Funcio2(aux2)*Funcio2(aux)<=0
    THEN aux1:=aux;
End;
pb:=aux;          {Obtención Solución Pb}
{Volcado a pantalla y a archivo de las
soluciones}
Writeln('Valor de Q..',q:1:1,'
Valor de X..',x:1:1,'      Valor de P..',pb-pa:5:5);
Writeln(Arxiuph,x:1:1,',',pb-pa:2:3);
x:=x+0.1;        {Incremento de la variable X}
end;
q:=q+0.1;        {Incremento de la variable Q}
end;
End;

```

```

{Procedimiento que calcula el valor de Q para cada
pareja de valores de P y H, donde H es constante
para cada curva }
PROCEDURE CorbaQP;
VAR q1:real;
Begin
    x:=-1;          {Incicialización del valor X}
    WHILE x<=1 do  {Inicio bucle para determinar
                    el valor de Q para cada pareja
                    de P y H }
    Begin
        Writeln('Proceso de Cálculo para la curva QP');
        Writeln('Valor de X ..... =',x:2:1);
    End;
End;

```

```

Writeln(Arxiuqp, 'X= ', x:2:1);
q:=0;
p:=-1;
WHILE p<=1 do begin
    pa:=0.5-p/2;
    pb:=1-pa;
    q1:=Funci01(pa);
    Writeln('Valor de Q..', q1:1:2, '
Valor de X..', x:1:1, '      Valor de P..', p:5:5);
    Writeln(Arxiuqp, p:1:1, ', ', q1:2:3);
    p:=p+0.1;           {Incremento de la variable P}
end;
x:=x+0.1;             {Incremento de la variable X}
end;
End;

{Procedimiento que calcula el valor de Q para cada
pareja de valores de P y H, donde P es constante
para cada curva }
PROCEDURE CorbaQH;
VAR q1:real;
Begin
    p:=-1;           {InicIALIZACIÓN del valor P}
    WHILE p<=1 do  {Inicio bucle para determinar
                    el valor de Q para cada pareja
                    de P y H}

        Begin
            Writeln('Procés de Càlcul per la corba QH');
            Writeln('Valor de P ..... =', p);
            Writeln(Arxiuqh, 'P= ', p:2:1);
            pa:=0.5-p/2;
            pb:=1-pa;
            q:=0;
            x:=-1;
            WHILE x<=1 do begin
                q1:=Funci01(pa);
                Writeln('Valor de Q..', q1:1:2, '      Valor de X..', x:1:1, '
Valor de P..', pb-pa:5:5);
                Writeln(Arxiuqh, x:1:1, ', ', q1:2:3);
                x:=x+0.1;           {Incremento de la variable X}
            end;
            p:=p+0.1;           {Incremento de la variable P}
        end;
End;

{PROGRAMA PRINCIPAL}.

Begin
    clrscr;           {Borrado de pantalla}
    {Asignación de archivos de escritura}
    Assign(arxiuph, 'CorbaPH.txt'); Rewrite(arxiuph);

```

```
    Assign(arxiuqp, 'CorbaQP.txt'); Rewrite(arxiuqp);  
    Assign(arxiuQH, 'CorbaQH.txt'); Rewrite(arxiuqh);  
{Ejecución de los tres subprogramas}  
    CorbaPH;  
    CorbaQP;  
    CorbaQH;  
{Cierre de los archivos empleados}  
    close(arxiuph);  
    close(arxiuqp);  
    close(arxiuqh);  
repeat until keypressed;  
End.
```

ANEXO 2. MOMENTO DE INERCIA DE LA ARMADURA RESPECTO SU EJE CENTRAL.

Para hallar el momento de inercia del conjunto armadura respecto su eje de giro, hallaremos primero el momento de inercia de cada uno de sus componentes respecto su eje central, aplicando luego el teorema de Steiner para trasladar el momento de inercia al eje de giro conjunto.

Para amenizar los cálculos se ha descompuesto el conjunto armadura en cinco partes, tal como se detalla en la figura 1. vayamos seguidamente a calcular el momento de inercia de cada uno de dichos elementos.

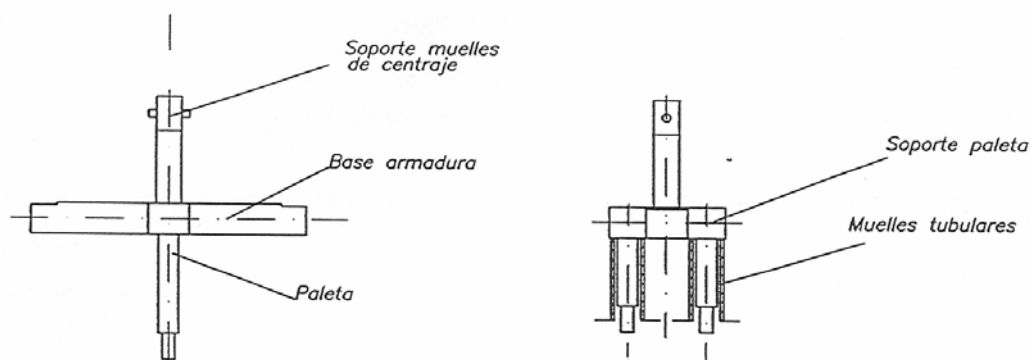
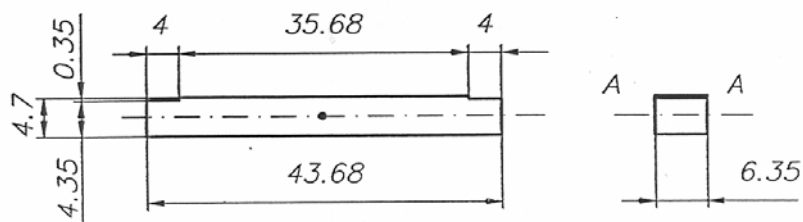


Fig. 1 Conjunto armadura con las diversas partes que la componen.

a.- Centro armadura.



El volumen de esta pieza será:

$$V = 43,68 * 6,35 * 4,7 - 2 * 4 * 6,35 * 0,35 = 1285,8496\text{mm}^3$$

y como consecuencia su masa es:

$$m = \rho V = 7800 \cdot 10^{-9} \cdot 1285,849 = 0,0100296 \text{ Kg}$$

$$m = 10,0296g$$

El momento de inercia respecto el eje AA será:

$$I_{AA} = \frac{1}{12} m (b^2 + L^2)$$

sustituyendo:

$$I_{AA} = \frac{1}{12} 0,0100296 (0,0047^2 + 0,04368^2)$$

$$I_{AA} = 1,613 \cdot 10^{-6} \text{ Kg m}^2$$

$$I_{AA} = 1613 \text{ gr mm}^2$$

A este momento de inercia habrá que restarle el momento de inercia de las dos entallas laterales.

La masa ficticia de cada una de estas entallas es:

$$m = V \rho = 6,35 \cdot 4 \cdot 0,35 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} \cdot 1000 = 0,06934 \text{ g}$$

su momento de inercia respecto su eje central será:

$$I_{xx} = \frac{1}{12} 0,06934 \cdot (4^2 + 0,35^2) = 0,093161 \text{ gr mm}^2$$

El momento de inercia respecto el eje AA lo obtendremos aplicando Steiner:

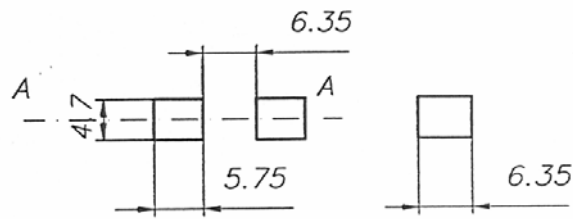
$$I_{AA} = I_{xx} + m d^2 = 0,09316 + 0,0693 (19,84^2 + 2,35^2)$$

$$I_{AA} = 1,4784 \text{ gr mm}^2$$

Así el momento de inercia del centro de la armadura será:

$$I_{AA_R} = 1613 - 2 \cdot 1,4784 = 1610,043 \text{ gr mm}^2$$

b.- Soportes paletas.



Tenemos dos de estos elementos uniformemente distribuidos respecto el eje AA, como además estos dos soportes son iguales, el momento de inercia del conjunto será dos veces el momento de inercia de un soporte.

El volumen de un soporte es:

$$V = 5,75 * 4,7 * 6,35 = 171,6087 \text{ mm}^3$$

su masa será:

$$m = \rho V = 7800 \cdot 10^{-9} * 171,6087 = 0,0013385 \text{ Kg}$$

$$m = 1,33 \text{ gr.}$$

de donde el momento de inercia de cada soporte será.

$$I_{AA} = \frac{1}{12} 1,33 \cdot 10^{-3} (0,00635^2 + 0,0047^2)$$

$$I_{AA} = 6,9174 \cdot 10^{-9} \text{ Kg m}^2$$

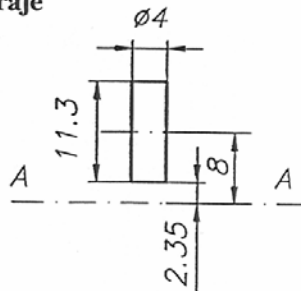
$$I_{AA} = 6,9174 \text{ g mm}^2$$

El momento de inercia de las dos piezas respecto el eje AA será:

$$I_{AA_R} = 2 I_{AA} = 2 * 6,9174 \cdot 10^{-9} = 13,83 \cdot 10^{-9} \text{ Kg m}^2$$

$$I_{AA} = 13,835 \text{ g mm}^2$$

c.- Soporte muelles de centraje



Tenemos uno solo de estos elementos cuyo volumen es:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} L = \frac{\pi 4^2}{4} 11,3 = 141,99 \text{ mm}^3$$

su masa será:

$$m = \rho V = 7800 \cdot 10^{-9} \cdot 141,99 = 0,0011076 \text{ Kg}$$

$$m = 1,1076 \text{ gr}$$

El momento de inercia respecto su centroide viene dado:

$$I_{XX} = \frac{1}{4} m r^2 + \frac{1}{12} m L^2$$

sustituyendo:

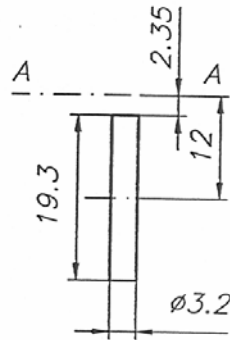
$$I_{XX} = \frac{1}{4} 1,1076 \cdot 2^2 + \frac{1}{12} 1,1076 \cdot 11,3^2 = 12,893 \text{ gr m}^2$$

El momento de inercia respecto el eje AA será:

$$I_{AA} = I_{XX} + m d^2 = 12,893 + 1,1076 \left(2,35 + \frac{11,3}{2} \right)^2 = 83,7794 \text{ gr mm}^2$$

$$I_{AA} = 83,77 \cdot 10^{-9} \text{ Kg m}^2$$

d.- Paletas.



El momento de inercia de las dos paletas respecto el eje AA es dos veces el momento de inercia de una de ellas.

El volumen de una paleta es:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} L = \frac{\pi 3,2^2}{4} 19,3 = 155,22 \text{ mm}^3$$

Su masa será:

$$m = \rho V = 7800 \cdot 10^{-6} \cdot 155,22 = 0,0012107 \text{ Kg}$$

$$m = 1,2107 \text{ gr.}$$

El momento de inercia respecto el centroide de una paleta es:

$$I_{XX} = \frac{1}{4} 1,2107 1,6^2 + \frac{1}{12} 1,2107 19,3^2 = 38,3548 \text{ g mm}^2$$

$$I_{XX} = 38,35 \cdot 10^{-9} \text{ Kg m}^2$$

aplicando steiner:

$$I_{AA} = 38,3548 + 1,2107 \left(2,35 + \frac{19,3}{2} \right)^2 = 52,8832 \text{ gr mm}^2$$

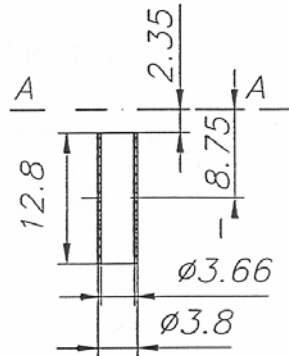
$$I_{AA} = 52,88 \cdot 10^{-9} \text{ Kg m}^2$$

De donde el momento de inercia de las dos paletas será:

$$I_{AA_R} = 2 * I_{AA} = 2 * 52,8832 = 105,77 \text{ gr mm}^2$$

$$I_{AA_R} = 10,577 \cdot 10^{-8} \text{ Kg m}^2$$

e.- Muelles tubulares.



Encontramos dos de estos elementos, uno para cada paleta. Al igual que en el caso precedente, por ser los dos elementos iguales el momento de inercia conjunto será dos veces el momento de inercia de uno.

El volumen de un muelle tubular será:

$$V = \frac{\pi}{4} (3,8^2 - 3,66^2) 12,8 = 10,499 \text{ mm}^3$$

siendo su masa:

$$m = 7800 \cdot 10^{-6} \cdot 10,499 = 0,0818922 \text{ g}$$

$$m = 0,00008189 \text{ Kg}$$

El momento de inercia respecto el eje central será:

$$I_{XX} = \frac{m}{4}(R^2 + r^2 + \frac{h^2}{3})$$

$$I_{XX} = \frac{0,00008189}{4}(0,0038^2 + 0,00366^2 + \frac{0,0128^2}{3})$$

$$I_{XX} = 1,68794 \cdot 10^{-9} \text{ Kg m}^2$$

de donde el momento de inercia respecto el eje AA será:

$$I_{AA} = I_{XX} + md^2$$

$$I_{AA} = 1,68710^{-9} + 0,00008189 * 0,00875^2$$

$$I_{AA} = 7,95710^{-9} \text{ Kg m}^2$$

$$I_{AA} = 7,9576 \text{ g mm}^2$$

Siendo el momento de inercia de los dos tubos:

$$I_{AA_R} = 2 I_{AA} = 2 \cdot 7,957 \cdot 10^{-9} = 1,5915 \cdot 10^{-8} \text{ Kg m}^2$$

$$I_{AA_R} = 15,91 \text{ g mm}^2$$

Dado que estos momentos de inercia son completamente teóricos, y debido a que se ha podido medir experimentalmente el peso de estos cinco elementos conjuntamente, se va a proceder seguidamente a recalcular los momentos de inercia de cada elemento respecto el eje AA partiendo del peso medido. Para ello se ha realizado la tabla 1, en donde encontraremos: en la primera columna el elemento seleccionado, en la segunda su masa, (si se trata de dos elementos iguales, el valor es el total), seguidamente el volumen, el momento de inercia y el peso de todo el conjunto. En la siguiente de las columnas se ha repartido proporcionalmente el peso medido entre el volumen calculado de cada elemento obteniendo un nuevo peso para cada pieza. Por último, con este nuevo dato se ha vuelto a calcular el momento de inercia para cada elemento utilizando las mismas expresiones que para el cálculo inicial.

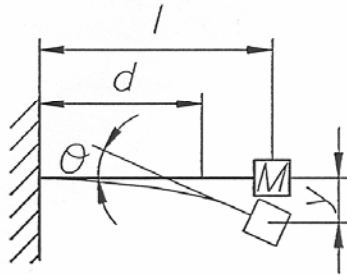
Los resultados obtenidos se detallan en la tabla 1.

TABLA 1

| PIEZA | PESO (g) | VOLUM EN (mm ³) | INERCIA eje AA (g mm ²) | PESO TOTAL MEDIDO (g) | PESO CALCU L. (g) | INERCIA eje AA calcul. (g mm ²) |
|-------|-------------|-----------------------------------|---|--------------------------------|----------------------------|--|
| A | 10,03 | 1285,84 | 1610,04 | 17,3 | 10,58 | 1701,5 |
| B | 2,67 | 343,21 | 13,83 | | 2,82 | 14,595 |
| C | 1,11 | 141,99 | 83,77 | | 1,17 | 88,36 |
| D | 2,42 | 310,44 | 105,77 | | 2,55 | 111,56 |
| E | 0,16 | 20,99 | 15,91 | | 0,17 | 16,78 |
| SUMA | 16,39 | 2102,5 | 1829,34 | | 17,3 | 1932,9 |

ANEXO 3. CÁLCULO DE LA FRECUENCIA NATURAL DEL SISTEMA ARMADURA PALETAS, MASA REDUCIDA.

Para la realización de dicho cálculo, se va a considerar el conjunto armadura como una viga empotrada en un extremo y libre en el otro. Además se considerará que toda la masa de la armadura está localizada en el extremo libre de la viga, y se va a asumir que esta no tiene peso alguno.



Bajo estas consideraciones, el cálculo de la frecuencia natural del sistema viene dado por la siguiente ecuación.

$$\omega^2 = 3 * \frac{E I}{M l^3}$$

de donde:

$$f = \frac{\omega}{2 \pi}$$

siendo:

f = la frecuencia natural del sistema. Hz.

E = modulo de elasticidad o de young del material.

E = 2,1 * 9,8 * E10 N/m².

I = momento de inercia de la viga, en este caso los dos tubos soporte. I = 2,854 10⁻¹² m⁴

M = masa en el extremo de la viga.

d = distancia de un punto genérico de la viga al anclaje de la misma.

l = longitud de la viga. l = 15,15 mm.

Para hallar la frecuencia de vibración, hallaremos primero cual es la masa reducida del conjunto armadura.

El concepto de masa reducida surge de considerar que la energía cinética asociada al desplazamiento de la viga y a la flexión de la misma ha de ser igual a la energía cinética de una masa puntual situada en el extremo de la viga y que únicamente sufre desplazamiento.

Así, la energía cinética asociada al desplazamiento de la viga y a la flexión de la misma es:

$$E_c = \frac{1}{2} m \dot{y}^2 + \frac{1}{2} I \dot{\theta}^2$$

recordando que la tangente al punto de curvatura de la viga para $d = l$ es:

$$\text{Tg } \theta = \frac{dy}{dd} = \frac{m l^2}{2 E I}$$

y que la flecha máxima vale:

$$Y_0 = \frac{m l^3}{3 E I}$$

Para ángulos pequeños, la tangente del ángulo y el ángulo se confunden, así:

$$\theta = \frac{m l^2}{2 E I} = \frac{m l^2}{E I} \frac{3}{2} \frac{l}{l} = Y_0 \frac{3}{2 l}$$

De donde sustituyendo en la ecuación de la energía cinética asociada al movimiento queda:

$$E_c = \frac{1}{2} m \dot{Y}^2 + \frac{1}{2} I \left(\frac{3}{2 l} \dot{Y} \right)^2$$

Si por otro lado consideramos la armadura como una viga en el extremo de la cual hay una masa puntual que únicamente sufre un desplazamiento perpendicular al eje de la viga, la energía cinética asociada al desplazamiento sería:

$$E_c = \frac{1}{2} M_{redu} \dot{Y}^2$$

Si el sistema real en estudio "armadura" lo podemos considerar como una viga con una masa asociada, las energías cinéticas de ambos casos deberían coincidir:

$$E_c = \frac{1}{2} M_{redu} \dot{Y}^2 = \frac{1}{2} m \dot{Y}^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{3}{2l}\right)^2 I \dot{Y}^2$$

Despejando la masa reducida de esta ecuación obtenemos:

$$M_{redu} = m + \left(\frac{3}{2l}\right)^2 I$$

- $M_{reducida}$ sería la masa que debería situarse en el extremo de la viga sin peso.

- m es la masa del conjunto armadura paletas, su valor es de

17,3 gr.

- I es el momento de inercia del conjunto armadura respecto su eje de giro "AA". $I_{AA} = 1932,9 \text{ gr mm}^2$

Sustituyendo cada parámetro por su valor obtenemos que la masa reducida vale:

$$M_{redu} = 17,3 + \left(\frac{3}{2} \frac{1}{15,15}\right)^2 1932,9 = 36,2481 \text{ gr.}$$

De donde la frecuencia natural de este sistema valdrá.

$$\omega^2 = 3 \frac{E I}{M_{red} l^3} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 10^4 \cdot 9,8 \cdot 2 \cdot 1,427 \cdot 10^{-12}}{0,0354126 (0,0128 + 0,00235)^3}$$

$$\omega = 3799,32 \text{ s}^{-1}$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = 602,05 \text{ Hz}$$

Según esta aproximación la frecuencia natural del sistema estará alrededor de los 600 Hz.

Para hallar la frecuencia natural se ha utilizado el momento de inercia de los dos tubos que forman la viga sin peso, veamos como se ha obtenido este valor:

-I es el momento de inercia de la viga respecto su eje central XX, en nuestro caso la viga la forman dos tubos, cuya inercia individual es:

$$I_{xx} = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$



$$I_{xx} = \frac{\pi}{64} (0,0038^4 - 0,00366^4) = 1,427 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4$$

Así la inercia de los dos tubos será:

$$I_{xx} (\text{total}) = 2 * I_{xx} = 2 * 1,427 \cdot 10^{-12} = 2,854 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4.$$

Por otro lado, la consideración de que la viga tiene un peso despreciable es bastante acertada si tenemos en cuenta que el peso de los dos tubos respecto el peso total del conjunto armadura paletas es menor del 1% .

ANEXO 4. CÁLCULO DE LAS CONSTANTES DE LOS MUELLES Y EL PAR QUE ESTOS CREAN.

Tal y como se puede observar en la figura 1 el conjunto armadura paletas incorpora dos tipos de resortes, dos muelles de centraje y dos muelles tubulares. La constante de estos muelles ha sido hallada experimentalmente.

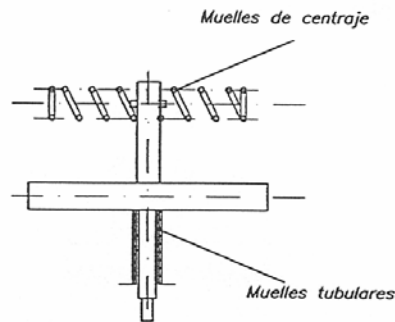


Fig. 1 Conjunto armadura con su resortes principales.

A.- MUELLES DE CENTRAJE.

A.1.- CONSTANTE ELÁSTICA.

Para hallar dicha constante se midió la deformación del muelle para diferentes cargas actuando sobre el mismo, obteniendo como resultado la recta de calibración de la figura 2. De donde el valor de la constante del muelle es $K = 5028 \text{ N/m}$.

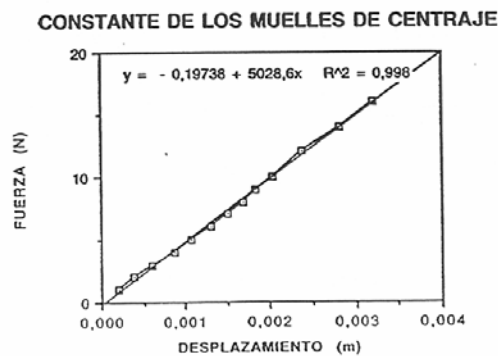


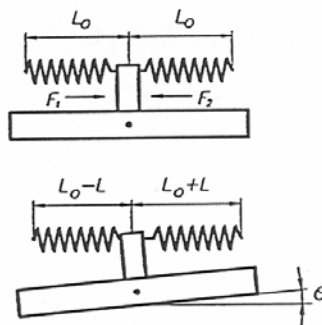
Fig.2 Constante de los muelles de centraje.

A.2 DEDUCCIÓN DEL PAR RESISTIVO GENERADO POR LOS MUELLES DE CENTRAJE.

Para calcular el par que estos muelles crean sobre el eje central de la armadura consideraremos que cuando la paleta está centrada los dos muelles están comprimidos una distancia L_0 respecto su posición de reposo. La fuerza que cada muelle ejerce sobre la armadura es idéntica. Pero cuando la armadura gire un ángulo θ la fuerza ejercida por cada muelle será:

$$F_1 = K_1 (L_0 + L)$$

$$F_2 = K_2 (L_0 - L)$$



L = Es el incremento o decremento de longitud del muelle.

La fuerza que se opone al desplazamiento de la armadura debido a estos dos muelles es:

$$F_t = F_1 - F_2 = K_1 (L_0 + L) - K_2 (L_0 - L)$$

La relación entre el desplazamiento L y el ángulo girado por la armadura es.

$$\text{Tg } \theta = \frac{L}{0,032}$$

Siendo 0,032 la distancia entre el eje de giro del conjunto armadura, y el eje de los muelles en (m).

Admitiendo que para ángulos pequeños $\theta < 2^\circ$ $\text{Tg } \theta = \theta$, se deduce:

$$L = 0,032 \theta$$

θ en radianes.

Como las constantes de los dos muelles de centraje son iguales, $K_1 = K_2$, la fuerza total se puede expresar como:

$$F_T = K_1 \cdot 2 \cdot L$$

y sustituyendo el desplazamiento lineal por el angular queda:

$$F_T = K_1 \cdot 2 \cdot 0,032 \theta$$

De donde el momento que causan los dos muelles de centraje es:

$$M = F_T \cdot 0,032; \quad (N \cdot m)$$

$$M = K_1 \cdot 2 \cdot 0,032^2 \theta$$

$$M = 10,24 \theta; \quad (N \cdot m)$$

B.- MUELLES TUBULARES.

B.1.- CONSTANTE ELÁSTICA.

Para hallar esta constante se realizó el siguiente experimento. (Ver figura 3). En un extremo de la armadura se situaron dos comparadores, uno en posición horizontal y el otro en posición vertical, mientras que el extremo opuesto se fue cargando con diferentes pesos, para cada peso se midió el desplazamiento de la armadura.

Si se considera que el conjunto armadura paletas es perfectamente rígido, así podemos considerar que, todo movimiento será debido a la flexión de los muelles tubulares. El resultado de efectuar este experimento queda reflejado en la figura 4, en donde tenemos el desplazamiento horizontal de la armadura en función del peso situado en el extremo de la misma.

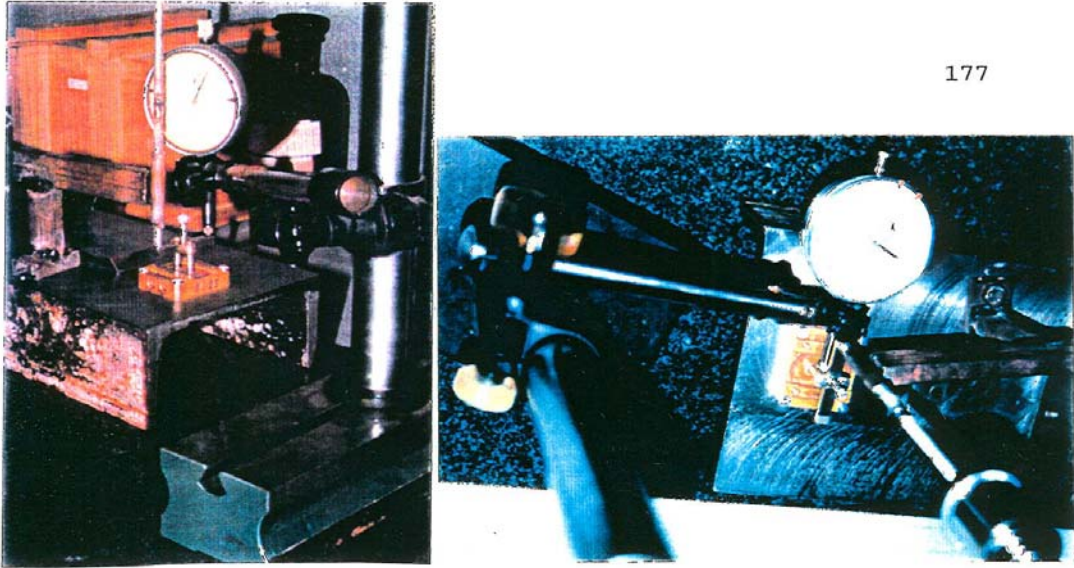


Fig.3 Medición del desplazamiento de la armadura.

CONSTANTE DE LOS DOS MUELLES TUBULARES

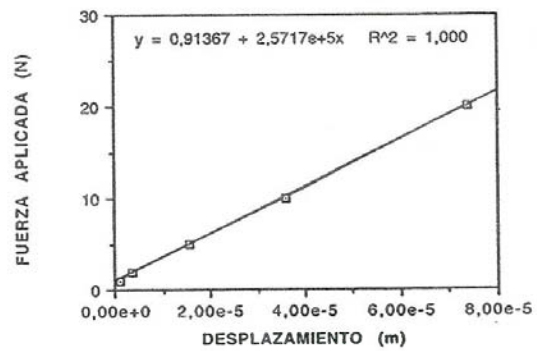


Fig. 4 Constante de los muelles tubulares.

Despreciando el error de cero que nos da la gráfica, tenemos que la relación fuerza desplazamiento queda:

$$F = 257170 U$$

donde:

U = Desplazamiento en (m).

F = Fuerza en (N).

B.2 ESTIMACIÓN DEL PAR RESISTENTE.

La expresión anterior nos relaciona la fuerza aplicada en un extremo de la armadura con el desplazamiento lineal de esta. En realidad la relación fuerza desplazamiento más apropiada sería la que relacionase la fuerza aplicada perpendicularmente a la viga con el desplazamiento de la misma. La relación entre estas dos fuerzas es: (Ver figura 5)

$$F * d = F_1 * d_1$$

$$F_1 = \frac{F * d}{d_1} = \frac{F * 19,84}{15,15} = F * 1,309$$

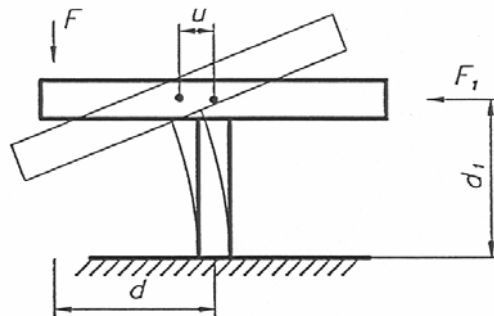


Fig. 5 Relación entre fuerzas y desplazamientos sobre la armadura.

De donde la nueva relación entre la fuerza perpendicular y el desplazamiento será:

$$F_1 = 334321 * U$$

El momento que causa esta fuerza respecto el eje de giro del conjunto armadura será:

$$M = F d = 334321 * U * 0,01515 = 5064,96 U$$

Como la relación desplazamiento ángulo de giro es:

$$\text{Tg } \theta = \theta = \frac{U}{0,01515}$$

El momento creado por los dos muelles tubulares en función del ángulo girado será:

$$M = 5064,96 * 0,01515 * \theta$$

$$M = 76,73 * \theta$$

donde:

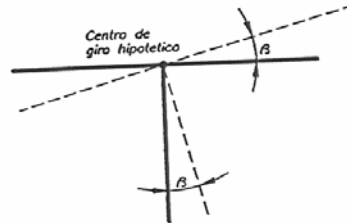
M esta dado en (N * m).

θ se da en (radianes).

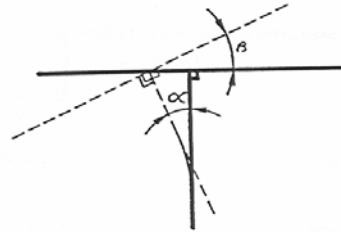
A la hora de establecer la ecuación anterior y dado que tratamos con ángulos muy pequeños, se ha supuesto que la tangente y el ángulo son prácticamente iguales.

B.3 CÁLCULO DEL RADIO DE GIRO DE LAS PALETAS, VIA EXPERIMENTAL.

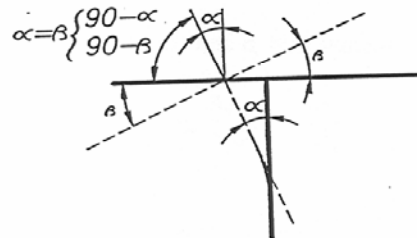
Tenemos que si el punto de giro de la armadura fuese el punto de intersección entre armadura y paletas, los ángulos que se formarían serían:



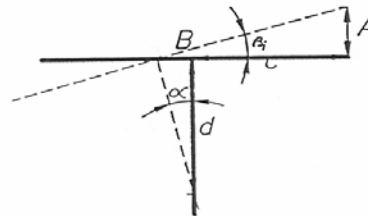
En realidad los muelles tubulares que recubren las paletas flexionan, por tanto se crean dos ángulos:



Si se considera que la armadura es mucho más rígida que los tubos protectores de las paletas, y en el anclaje se conserva siempre la ortogonalidad entre tubo y armadura, y considerando además que cuando el tubo protector flexiona, este se dobla como si fuese una barra rígida a partir del punto de giro real, entonces se puede establecer:



Como consecuencia de lo establecido se puede deducir la igualdad de los ángulos α y β . Además se puede establecer la siguiente relación de triángulos.



según lo establecido por esta figura se puede decir:

$$\text{Tg} (\beta_i) = \frac{A_i}{C + B_i};$$

$$\text{Tg} (\alpha_i) = \frac{B_i}{d_i};$$

En el experimento realizado para hallar la constante de los muelles tubulares, se midió el desplazamiento de la armadura tanto en sentido horizontal como en sentido vertical, distancias B y A respectivamente, obteniendo:

| PESO (g) | A (mm) | B (mm) |
|----------|-----------------|------------------|
| 100 | $0,2 * 10^{-2}$ | $0,1 * 10^{-2}$ |
| 200 | $0,8 * 10^{-2}$ | $0,35 * 10^{-2}$ |
| 500 | $3,3 * 10^{-2}$ | $1,55 * 10^{-2}$ |
| 1000 | $7,3 * 10^{-2}$ | $3,6 * 10^{-2}$ |
| 2000 | $15 * 10^{-2}$ | $7,4 * 10^{-2}$ |

Por triángulos semejantes y recordando que $\alpha = \beta$ tenemos:

$$\frac{A_i}{C + B_i} = \frac{B_i}{d_i}$$

de donde despejando d_i queda:

$$d_i = \frac{B_i (C + B_i)}{A_i}$$

Sustituyendo los valores para el primero de los casos tenemos:

$$d_1 = \frac{0,1 * 10^{-2} (19,84 + 0,1 * 10^{-2})}{0,2 * 10^{-2}} = 9,9205 \text{ mm}$$

haciendo lo mismo para los valores restantes se obtiene:

$$d_2 = 8,681 \text{ mm}$$

$$d_3 = 9,326 \text{ mm}$$

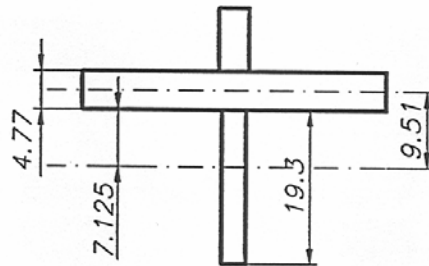
$$d_4 = 9,801 \text{ mm}$$

$$d_5 = 9,824 \text{ mm}$$

Aunque es cierto que el radio de curvatura dependerá del ángulo girado por el conjunto armadura, y por consiguiente del peso que a esta se le ha aplicado, observamos que dentro del margen de valores en el que nos movemos dicho radio tiene poca variación. Consiguientemente consideraremos que el radio de curvatura esta cercano a la media de estos valores.

$$d_{\text{media}} = 9,51 \text{ mm.}$$

Así, el centro de giro lo tendremos situado a 9,51 mm del centro de la armadura.



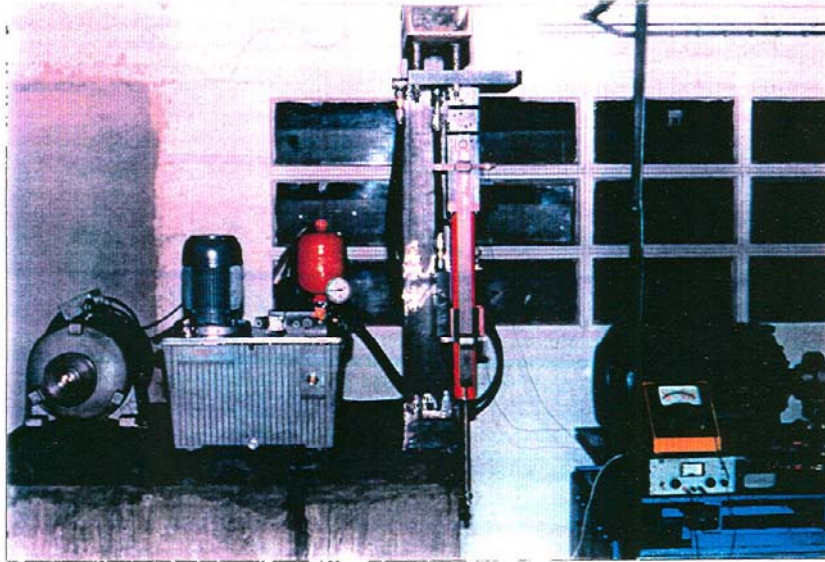
ANEXO 5. FOTOGRAFÍAS DE ALGUNOS DE LOS EQUIPOS UTILIZADOS.

Fig. 1 Conjunto sistema oleohidráulico de la máquina de electroerosión.

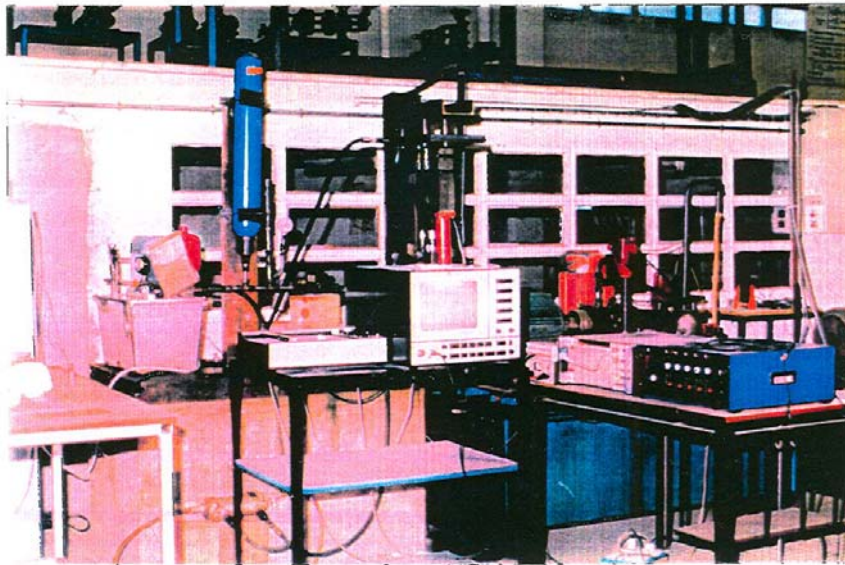


Fig. 2 Sistema oleohidráulico con acumulador de 10 litros. (Se estudiaba la influencia de la perturbación de la bomba).

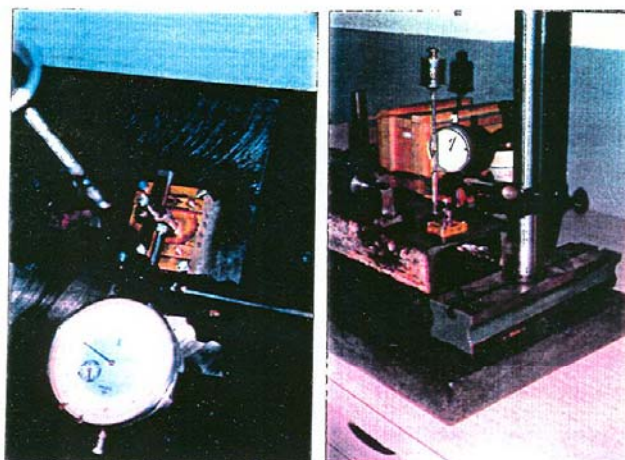


Fig. 3 Instalación para hallar la constante de los muelles tubulares y el centro de giro de las paletas.

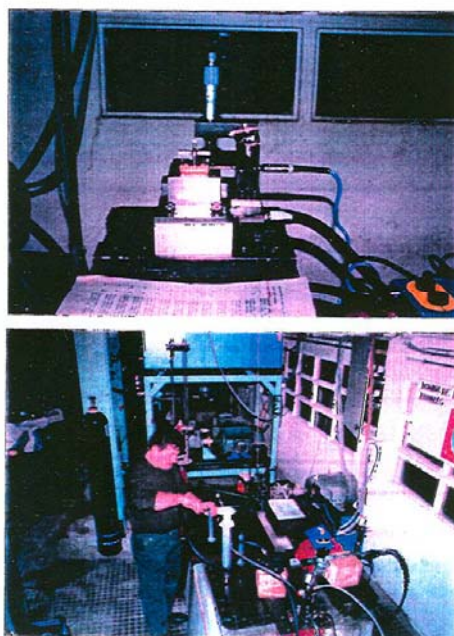


Fig. 4 Instalación para hallar los coeficientes de descarga.

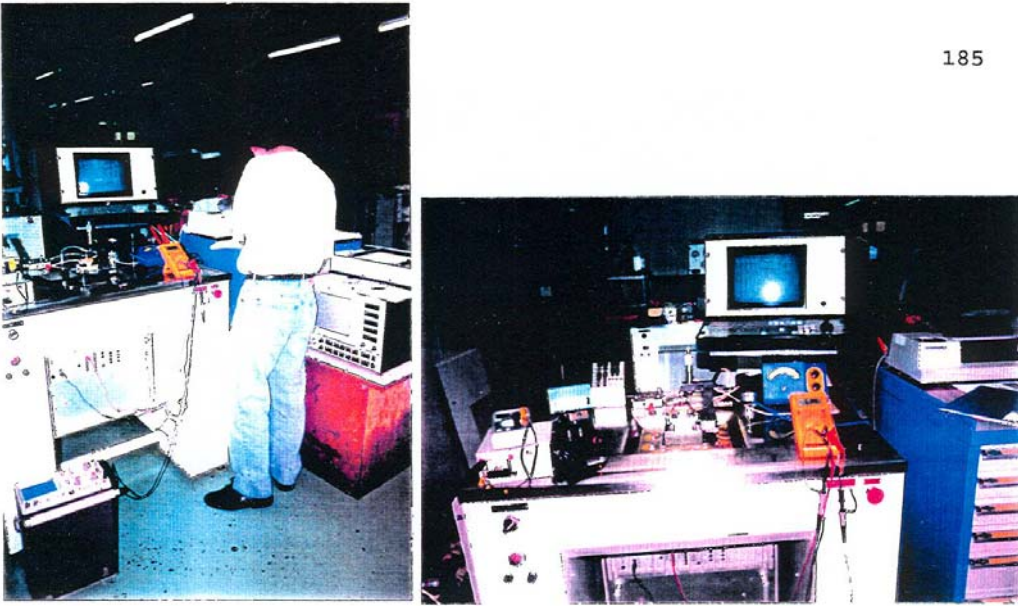


Fig. 5 Equipo utilizado para determinar la frecuencia de vibración en función de la distancia tobera paleta.

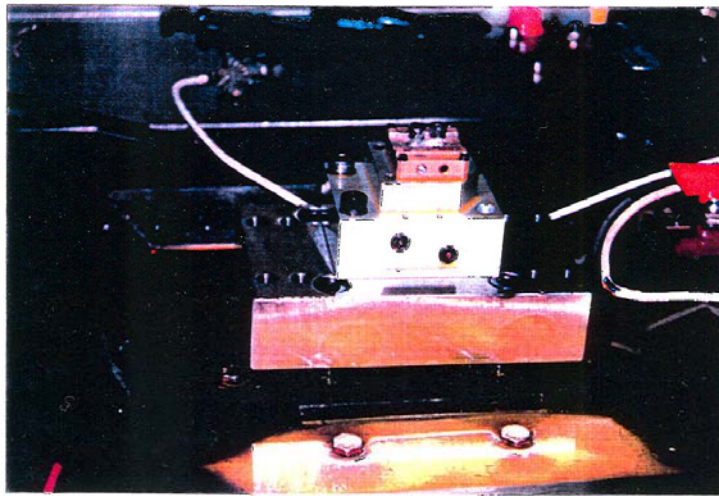


Fig. 6 Determinación de los coeficientes de descarga cuando no había armadura.

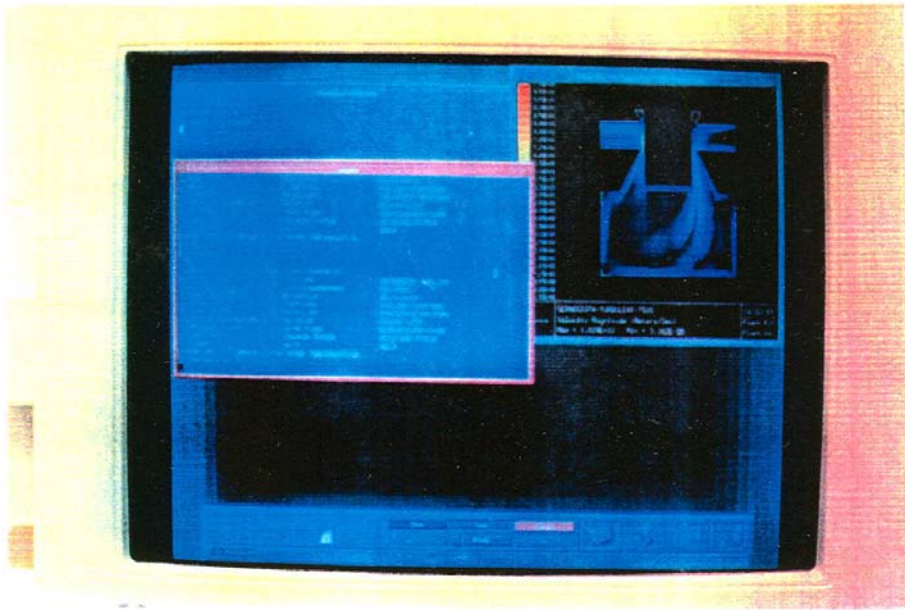


Fig. 7 Determinación de los parámetros del flujo en el interior del amplificador oleohidráulico, coeficientes de descarga teóricos.

REFERÊNCIAS.

CAPÍTULO 2.

- 1.- High performance single stage servovalve.
L.J. WILLIAMS.
Technical bulletin 106 Moog servocontrols 1965.
- 2.- Commande Hydraulique et automatismes hydrauliques.
Y. TCHOUPRAKOV.
Editorial Mir Moscu 1979.
- 3.- Static and dinamic characteristics of four nozzle flapper valves.
S.A. KASSEM; H.A. ARAFA.
10th Conference on Fluid Mechanics Czechoslovakia 1982. pp 159-172.
- 4.- Performance of four nozzle flapper hydraulic servovalves.
H.A. ARAFA; S.A. KASSEM; T.A. OSMAN.
Mechanims Machines Theory vol 22 n 3 pp 243-251 1987.
- 5.- Design aspects of four nozzle hydraulic servovalves.
S.A. KASSEM; H.A. ARAFA.
Journal of Machine Tools Manufacture vol 27 n 4 pp 457-468 1987.
- 6.- Theoretical and experimental investigation of performance of four nozzle hydraulic servovalves.
M.K. BAHR.
Tesis. Department of Mechanical design and production. Universidad del Cairo. 1988.
- 7.- Investigation of performance of single stage hydraulic servovalve with four control gaps.
M.A. ELGAMIL.
Tesis. Department of Mechanical design and production. Universidad del Cairo. 1991.
- 8.- Further studies of flow in a flapper valve .
R.K. DUGGINS.
3rt International fluid Power Symposium. Torino 1973.
- 9.- Study of flow and thrust in nozzle flapper valves.
S. HAYASHI; T. MATSUI; T. ITO.
Journal of Fluids Engineering. March 1975 pp 39-50.
- 10.- Fluidic Sensors.
J.M. KIRSHNER; A.E. SCHMIDLIN.
Fluidics Quaterly 1976.

- 11.- Desarrollo de una servoválvula para control y regulación de caudal, con mínima histéresis y deriva de cero, por mando del distribuidor a partir de una señal de consigna eléctrica.
R. CAPDEVILA.
Tesis. Departamento de Mecanica de Fluidos. U.P.C. Terrassa 1977.
- 12.- Simulation sur ordinateur d'une servovalve á deux étages.
M. LEBRUN; A. SCAVARDA; A. JUTARD.
Automatisme. Marzo-Abril 1978.
- 13.- Stability and self sustained oscillations in nozzle flapper valve with pipe line.
S. HAYASHI; T. MATSUI; K. IMAI.
Bulletin of the JSME vol 23 n 179 Mayo 1980.
- 14.- Servovalve flapper nozzle dynamics with drain orifice damping.
J. WATTON.
The American Society of Mechanical Engineers. 84-WA / DSC-17 1980.
- 15.- Range of control for electrohidraulic servovalves represented by the rate of flow and the frequency characteristics.
T. NAKADA.
Fluid Control and Measurement. vol 1 pp 421-427 1985.
- 16.- A stand alone flapper nozzle servovalve.
S.J. LIN; A. AKERS.
Manuscrito 1985.
- 17.- The predicted performance of a flapper nozzle valve.
S.J. LIN; A. AKERS.
American control conference Atlanta Junio 15-17 vol 3 pp 1945-1950 1988.
- 18.- A dynamic model of the flapper nozzle component of an electrohydraulic servovalve.
S.J. LIN; A. AKERS.
Dynamic Systems Measurement and Control. vol 11 pp 105-109 1989.
- 19.- The effects of configuration of the pilot stage on the performance of a two stage two spool pressure control servovalve.
A. AKERS; S.T. TSAI; S.J. LIN.
The American Society of Mechanical Engineers 90-WA / FPST-12. Winter Annual Meeting Texas Noviembre 25-30 1990.

- 20.- Squeeze film Damping of the motion of a control flapper nozzle.
A. AKERS; S.J. LIN.
Proceedings Institution of Mechanical Engineers vol 204
pp 109-115 1990.
- 21.- Dynamic properties of single spool and two spool two stage servovalves.
A. AKERS; S.J. LIN.
International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition. Milwaukee Wisconsin Septiembre 10-13 1990.
- 22.- Dynamic analysis of a two stage two spool pressure control servovalve.
S.T. TSAI; A. AKERS; S.J. LIN.
American control conference. San Diego California Mayo 23-25 1990.
- 23.- Dynamic Análisis of a flapper nozzle valve.
S.J. LIN; A. AKERS.
Journal of Dynamic Systems Measurement and Control Marzo 1991 vol 113 pp 163-167.
- 24.- Modelling and Dynamic evaluation of a two stage two spool servovalve used for pressure control.
S.T. TSAI; A. AKERS; S.J. LIN.
Journal of Dynamic Systems Measurement and Control. Diciembre 1991 vol 113 pp 709-713.

CAPÍTULO 3.

- 1.- Cálculo de los coeficientes de derrame y de vertedero.
R.E. VON MISES.
Zeitschrift Verein Deutscher Ingenieure 1917.
vol 21 pp 447-474 1917.
- 2.- Disk valves flow patterns resistance and loading.
E. SCHRENK.
BHRA T. 547 17 pp Enero 1957.
- 3.- Observations on the radial flow of water between fixed parallel plates.
J.H. MCGUINN.
Applied Sciences A 5, 4, pp 255-264 1955.
- 4.- Calculation of Static Characteristics of nozzle-baffle elements.
E.A. ANDREEVA.
Automation and Remote Control 21, 7 pp 691-700 Julio 1960.
- 5.- Performance of Small orifices.
A. LICHTAROWICZ.
Tesis. Universidad de Nottingham 1960.

- 6.- Some flow instabilities in hydraulic restrictions.
A. LICHTAROWICZ; A.J. LORIMER.
Proceedings 2on Fluid Power Symposium British
Hydromechanic res. Assoc. Cranfield D1 pp D1.1-12 Enero 4-
7 1971.
- 7.- Flow through a plate valve.
R. HORSNELL.
Tesis Universidad de Nottingham 1960.
- 8.- Studies on the characteristics of radial flow nozzles.
T. HAGIWARA.
Bull JSME 5, 20, pp 656-683 1962.
- 9.- Action of the fluid in the air micromenter.
Y. NAKAYAMA.
Bull JSME 7, 28 pp 698-720. 1964.
- 10.- Flow and force characteristics o flapper valves.
A. LICHTAROWICZ.
3rd International Fluid Power Symposium Turin 9-11 Mayo
1973.
- 11.- Discharge coefficients for an annular orifice with a
moving Wall.
A. AKERS.
3rd International Fluid Power Symposium Turin 9-11 Mayo
1973.
- 12.- Supercritical Flow Through convergent conical nozzles.
E.F. BROWN. W.L. CHOW.
Measurement and Control in Sciences and industry.
Symposium Pittsburgh Mayo 9-14 1971 V1 pt 1 pp 231-240.
- 13.- Experimental investigation of the characteristics of
small sized nozzles.
V.A. BUTENKO; P. RILOV.
Fluid Dynamics vol 11 n 6 pp 936-939 1976.
- 14.- Critical Reynolds Number for orifice and nozzle flows in
pipes.
N.S. LAKSHMANA; H. SRIDHARAN; S.H. ALVI.
Journal of Hydraulic Ressearch vol 15 n 2 pp 167-178
1977.
- 15.- Loss characteristics of orifices and nozzles.
S.H. ALVI; K. SRIDHARAN; N.S. LAKSHMANA.
Journal of Fluids Engineering. Septiembre 1978 vol 100 n
3 pp 299-307.
- 16.- Experimental and numerical análisis of flow
characteristics of hydraulic servovalves and orifices.
M.R. BANIEGAL.
International conference on optical tecniques in process
control. The Hague The Netherlands Junio 14-16 1983 pp
147-163.

- 17.- A note on the discharge coefficients of annular orifices.
C.J. HOOKE; M.A. HAJIHOSSEINLOO; D. WALTON.
The aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society
Mayo 1989 pp 183-188.
- 18.- Discharge coefficients for compressible flow through
small diameter orifices and convergent nozzles.
J.C. KAYSER; R.L. SHAMBAUGH.
Chemical Engineering Science vol 46 n 7 pp 1697-1711.
1991.

OTRAS REFERÉNCIAS.

- 1.- Waves in fluids.
J. LIGHTHILL.
Cambridge University Press. 1978.
- 2.- Hydraulic Control Systems.
H.E. MERRITT.
John Wiley and Sons, Inc. 1967.
- 3.- Control of Fluid Power.
D. McCLOY; H.R. MARTIN.
John Wiley and Sons. 1980.
- 4.- Fluid Power Systems.
J. WATTON.
Prentice Hall 1989.
- 5.- Turbulence.
J.O. HINZE.
Mcgraw Hill 1975.
- 6.- Theory of vibration.
W.T. THOMSON.
Allen and Unwin Hyman ltd. 1988.
- 7.- Mecânica de Fluids. Fonaments I.
L. VIRTO ALBERT.
Edicions UPC. 1993.
- 8.- Dinámica de los Fluidos.
J.W. DAILY; D.R.F. HARLEMAN.
Addison Wesley Publishing Co. 1969.
- 9.- Instability and Turbulence in Jets.
J. LAUFER.
Academic Press. Inc. 1981.
- 10.- Self sustaining oscillations of flow past cavities.
D. ROCKWELL; E. NAUDASCHER.
Journal of fluid Engineering Junio 1978 pp 152-165.

- 11.- Some Aspects of Aeroacoustics from Rayleigh until today.
A. POWELL.
Journal of Vibrations and Acoustics. Abril 1990 vol 112 pp 145-159.
- 12.- Change of oscillation modes of circular underexpanded jet by impingement on a small plate.
Y. UMEDA; R. ISHII; A. POWELL.
Mem. Fac. Eng. Kyoto Univ. vol 53 N 4 1991. pp 195-214.
- 13.- Translation Phenomena of a plane wall jet under acoustic excitation.
F.B. HSIAU; SHYH-SHIUN SHEU; P. SIRIBODHI.
Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Vol 16 n 6 pp 525-531 1995.
- 14.- The effect of a cavity in the nozzle on turbulent jet noise.
V.G. PIMSHTEIN.
Acoustical Physics vol 41 n 3 1995 pp 425-427.
- 15.- Spool hydraulic stiffness and flow force effects in electrohydraulic servovalves.
H.A. ARAFA; M. RIZK.
Proc. Institution Mech. Eng. vol 201 N C3 pp 193-199. 1987.
- 16.- The acoustic characteristics of pulse combustor flapper valves and mixing chambers.
D. XU; B.R. DANIEL; J.I. JAGODA; B.T. ZINN.
(ASME) Petroleum division. Vol 30 1990 pp 21-27.
- 17.- Measuring the oscillating flow from an electro-hydraulic servovalve using an indirect Method.
C.R. BURROWS; D.J. MARTIN.
Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 188 51/74 pp 519-526 1974.
- 18.- Determination of the dynamic flow characteristics of an electro-hydraulic servovalve using a laser velocimeter.
W. WESTON; M.J. LALOV.
J. Phys. D. Appl. Phys. Vol 12 1979 pp 203-218.
- 19.- The dynamic characteristics of an electrohydraulic servovalve.
D.J. MARTIN; C.R. BURROWS.
Journal of Dynamic Systems Measurement and Control. December 1976 pp 395-406.
- 20.- Modelisation par les graphes a liens et simulation d'une servovalve electro hydraulique a deux étages.
G. RABIE; M. LEBRUN.
Automatique/Systems Analysis and control Vol 15 N 2 1981 pp 97-129.