

DESENVOLUPAMENT D'UNA UNITAT D'EXITACIÓ UNIDIRECCIONAL ACCIONADA HIDRÀULICAMENT

Quaderns
d'enginyeria
2 (1980) 1 p. 73-86

per Salvador Cardona Foix
Carles Viñas Sanz
Joan Vivancos Calvet

RESUM

L'obtenció de les forces alternatives elevades necessàries per a determinats assaigs dinàmics, per mitjà d'accionaments hidràulics, és una alternativa adequada en front de l'ús d'excitadors electrodinàmics equivalents en força i cursa, els quals són de cost i volum superiors.

En aquest treball es descriu el procés seguit en la realització d'una unitat d'excitació hidràulica experimental, construïda en el Laboratori de Vibracions de l'E.T.S.E.I.B.. Es tracten més extensament aquells punts que difereixen de l'estudi d'un accionament convencional, atés el comportament dinàmic exigít pel que fa a la linealitat del desplaçament i de l'acceleració de la tija.

Es fa especial atenció en la selecció de la servovàlvula, en la determinació dels paràmetres de disseny -secció i cursa del cilindre- i a l'estudi dinàmic del sistema complet -servovàlvula i cilindre-.

En els assaigs fets s'observa que la distorsió harmònica en el desplaçament de la tija és petita, per la qual cosa la unitat d'excitació resulta adequada per a l'excitació per desplaçament. La distorsió harmònica en l'acceleració de la tija és gran, i per tant, caldrà introduir modificacions en la unitat a fi que resulti adequada per a l'excitació sísmica de vibracions.

SUMMARY

The use of hydraulic energy to obtain the high dynamic forces needed in some vibratory tests is an appealing alternative to the use of electrodynamic exciters, which, if equivalent in force and stroke, are bigger and more expensive.

In this article the development of an experimental hydraulic excitation unit in the Vibrations Laboratory of the E.T.S.E.I.B. is described. Due to severe dynamic requirements concerning displacement linearity and rod acceleration, emphasis is placed on design aspects that differ from conventional hydraulic design.

Especial attention is paid to servovalve selection, design parameters - cylinder section and piston stroke - and dynamic behaviour of the complete system - servovalve and cylinder - .

Experimental tests have shown that the displacement harmonic distortion is quite small, which makes the excitation unit suitable for displacement excitation. On the other hand as acceleration harmonic distortion is high, some modifications in the unit are needed to make it suitable for seismic excitation.

Laboratori de Vibracions de l'E.T.S.E.I.B.

1 - INTRODUCCIÓ

Els assaigs de vibració adquireixen en l'actualitat un interès industrial i d'investigació creixent com posa de manifest la diversitat de normes elaborades per distints centres i indústries per a l'homologació i recepció de materials, components i equips.

La necessitat d'ampliar la gamma d'assaigs dinàmics que es realitzen actualment en el Laboratori de Vibracions, dins la línia de col.laboració amb la indústria, a casos que requereixen elevades forces alternatives, ha portat al desenvolupament d'una unitat d'excitació accionada hidràulicament. Aquesta és una alternativa adequada en front de l'ús d'excitadors electrodinàmics equivalents en força i cursa, els quals són de cost i volum superiors.

Aquest treball inclou el projecte del circuit hidràulic i dels elements mecànics a partir de les hipòtesis lineals convencionals i fa especial atenció a l'obtenció, dins d'un marge de freqüències ampli, d'una resposta freqüencial amb la mínima distorsió harmònica possible del moviment de la tija.

El desenvolupament d'aquesta unitat d'excitació unidireccional és un primer pas per al desenvolupament d'una unitat d'excitació tridireccional per a assaigs sísmics.

2 - CARACTERÍSTIQUES DE LA UNITAT D'EXCITACIÓ

L'experiència del Laboratori de Vibracions, en la seva línia de realització d'assaigs per a la indústria, ha portat a considerar que les característiques adequades per a un excitador que permeti realitzar una àmplia gamma d'assaigs són:

- Força màxima: ± 3.500 N
- Massa mòbil màxima: 100 Kg
- Cursa màxima: $\pm 3 \cdot 10^{-2}$ m
- Marge de freqüències: de 0 a 100 Hz. (mínim)

Un excitador d'aquestes característiques permet de realitzar assaigs sísmics de vibració per a l'estudi i l'homologació de gran quantitat de components i equips destinats a centrals nuclears, automòbils, vaixells, etc.

3 - SELECCIÓ DE LA SERVOVALVULA

La unitat d'excitació serà alimentada per un grup motor-bomba, que ja posseeix el Laboratori de Vibracions, les característiques del qual són:

- Pressió màxima: 10^7 N/m²
- Cabal màxim: $5 \cdot 10^{-4}$ m³/seg.

Es necessari un marge de freqüències fins a 100 Hz. com a mínim, i es preveu poder arribar fins a 300 Hz..

Els dos punts anteriors, cabal i marge de freqüències, justifiquen plenament la selecció de la SERVOVALVULA 76-232 d'altres característiques, de la casa MOOG, amb una corba de resposta freqüencial adient a les necessitats del projecte.

La servovàlvula escollida dóna un cabal nominal de $32 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{seg.}$ amb un corrent nominal de $4 \cdot 10^{-2} \text{ A}$, i una pèrdua de pressió de $7 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$. La freqüència de tall de -3 dB de la resposta freqüencial, amb pèrdua de pressió nul·la a la càrrega, és de 170 Hz .

4 - SECCIÓ I CURSA DEL CILINDRE

Amb les hipòtesis:

- el cilindre i la servovàlvula tenen resposta freqüencial plana.
- l'oli és incompressible.

el lligam entre els paràmetres i característiques de la servovàlvula i del cilindre, quan la tija fa moure una massa M , es dedueix a l'anex 1. L'expressió és:

$$i = \frac{(2)^{1/2} \cdot (P_0)^{1/2} \cdot S^2}{K \cdot M \cdot \omega} \left[1 - \left(1 - \frac{M \cdot \omega^2 \cdot x_p}{P_0 \cdot S} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Per a les condicions nominals de la servovàlvula i per a una pressió d'alimentació $P_0 = 10^7 \text{ N/m}^2$ i per a diferents seccions del cilindre s'ha fet un programa de càlcul que determina, per a la intensitat de corrent nominal $i = 4 \cdot 10^{-2} \text{ A}$, les amplituds màximes del desplaçament, de la velocitat i de l'acceleració del moviment de la tija.

La figura 1 correspon a la representació gràfica de l'amplitud de la velocitat funció de la freqüència per a seccions del cilindre de $S = 550 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$, $S = 393 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ i $S = 300 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$, i amb masses de: 1, 10, 30, i 100 Kg. En l'anterior figura es pot observar que hi ha un primer tram de les corbes amb velocitat constant, i un segon tram amb acceleració constant. A baixa freqüència la velocitat màxima de la tija està limitada per la relació entre el cabal màxim i la secció -limitació per cabal-. En augmentar la freqüència s'arriba a una limitació d'acceleració màxima donat que aquesta ve limitada, per a una massa mòbil determinada, pel producte de la secció per la pressió d'alimentació -limitació per pressió-.

La resposta freqüencial del cilindre, amb una massa solidària a la tija, no és plana ja que aquest sistema es comporta com un sistema lineal de segon ordre. La freqüència pròpia d'aquest sistema convé que sigui la més elevada possible respecte a la freqüència d'excitació màxima.

La expressió que dóna la freqüència pròpia d'aquest sistema és:

$$\omega_0 = \left[\frac{r_h}{M} \right]^{1/2}$$

on r_h , rigidesa hidràulica, és:

$$r_h = \frac{2 \cdot B \cdot S^2}{V_t} \approx \frac{2 \cdot B \cdot S}{C}$$

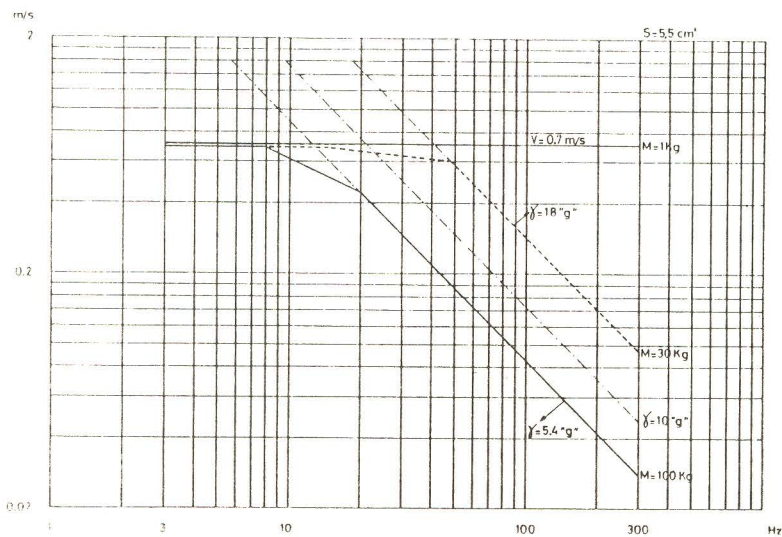
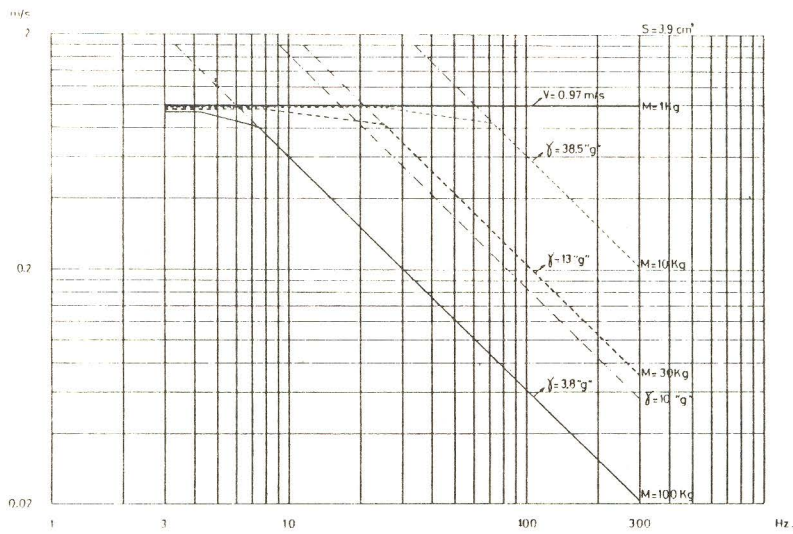
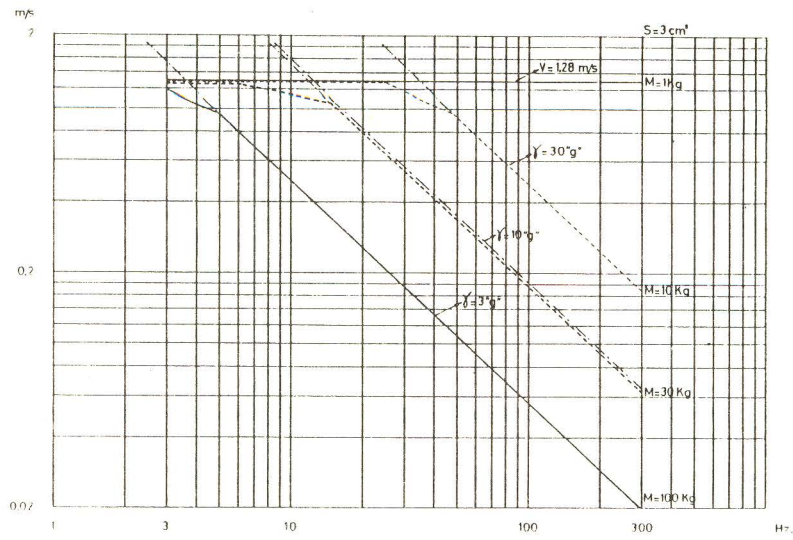


Fig.1 Representacions gràfiques de l'amplitud de la velocitat funció de la freqüència per a diferents seccions del cilindre.

i per tant

$$\omega_0 \approx \left[\frac{2 \cdot B \cdot S}{M \cdot C} \right]^{1/2}$$

En aquesta expressió s'observa que la freqüència pròpia augmenta en augmentar la secció i disminueix en augmentar la cursa. Ara bé, les curses petites limiten l'obtenció de velocitats i d'acceleracions elevades a baixa freqüència.

El compromís entre les consideracions anteriors ha portat a considerar adequades la secció de $393 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ i la cursa de $3 \cdot 10^{-2} \text{ m}$.

Per a la secció de $393 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$, la cursa que permetria d'arribar a obtenir la màxima velocitat a partir de 3 Hz és de $5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$. A fi de no disminuir massa la freqüència pròpia, i en creure que no imposa cap gran restricció, s'ha escollit una cursa de $3 \cdot 10^{-2} \text{ m}$, que permet d'obtenir la màxima velocitat a partir de 5 Hz.

5 - ESTUDI DINÀMIC

Veure figura 5.

Hipòtesi: Els moviments de l'èmbol són limitats a petits moviments al voltant de la seva posició mitjana. En aquest cas V_1 i V_2 són assimilables a V_t .

- En el cilindre:

$$Q_1 = S \cdot \frac{dz}{dt} + \frac{V_t}{B} \cdot \frac{dP_1}{dt} + L \cdot (P_1 - P_2) - L_o \cdot (P_c - P_1)$$

$$Q_2 = -S \cdot \frac{dz}{dt} + \frac{V_t}{B} \cdot \frac{dP_2}{dt} - L \cdot (P_1 - P_2) - L_o \cdot (P_c - P_2)$$

En restar $Q_1 - Q_2$ i en aplicar la transformació de Laplace, s'obté:

$$Q_1 - Q_2 = 2 \cdot S \cdot z \cdot s + \left(\frac{V_t}{B} \cdot s + 2 \cdot L + L_o \right) \cdot (P_1 - P_2) \quad (1)$$

S'anomena: $L' = (2L + L_o) / 2$

- En la servovàlvula els cabals corresponents a les caigudes de pressió $(P_o - P_1)$ i P_2 són:

$$Q_1 = K \cdot S' \cdot (P_o - P_1)^{1/2}$$

$$Q_2 = -K \cdot S' \cdot (P_2)^{1/2}$$

$$S' = K' \cdot i$$

$$Q_1 - Q_2 = K \cdot K' \cdot i \cdot \left[(P_o - P_1)^{1/2} + (P_2)^{1/2} \right] \quad (2)$$

Amb la hipòtesi, anteriorment esmentada, que els moviments de l'èmbol són limitats a petits moviments al voltant de la seva posició mitjana, i per tant, les variacions de cabal que circula per la servovàlvula $Q_1 - Q_2$ són petites, es pot linealitzar l'equació (2) i escriure:

$$Q_1 - Q_2 = 2 \left[C_e \cdot i - C_p \cdot (P_1 - P_2) \right] \quad (3)$$

a on: C_e és la variació de cabal Q funció de la variació d'intensitat i .

C_p és la variació de cabal Q funció de la variació de pressions ($P_1 - P_2$).

De les equacions (1) i (3) es dedueix l'equació de cabals:

$$C_e \cdot i = S \cdot Z \cdot s + \left(\frac{V_t}{2B} \cdot s + L' + C_p \right) \cdot (P_1 - P_2) \quad (4)$$

- l'equació de les forces en el cilindre és:

$$(P_1 - P_2) \cdot S = M \cdot Z \cdot s^2 + f_o \cdot Z \cdot s \quad (5)$$

- s'elimina ($P_1 - P_2$) entre les expressions (4) i (5) i s'obté:

$$\frac{Z}{i} = \frac{C_e}{s \left[\left(S + \frac{(L' + C_p) \cdot f_o}{S} \right) + s \cdot \left(\frac{V_t}{2B} \cdot f_o \cdot \frac{1}{S} + (L' + C_p) \cdot \frac{M}{S} \right) + s^2 \cdot \frac{V_t}{2B} \cdot \frac{M}{S} \right]} \quad (6)$$

$$r_h = \frac{2 \cdot B \cdot S^2}{V_t} \quad \text{és la rigidesa hidràulica}$$

$$\omega_o = \left(\frac{r_h}{M} \right)^{1/2} \quad \text{és la freqüència pròpia del cilindre}$$

$$\delta_h = \frac{(L' + C_p)}{S} \cdot \left(\frac{B \cdot M}{2 \cdot V_t} \right)^{1/2} + \frac{f_o}{4 \cdot S} \cdot \left(\frac{V_t \cdot 2}{B \cdot M} \right)^{1/2} \quad \text{és el coeficient d'esmoreïment reduït.}$$

Com que $\frac{(L' + C_p) \cdot f_o}{S^2}$ és molt més petit que 1 pot negligir-se en front de 1.

S'obté:

$$\frac{Z}{i} = \frac{C_e}{S \cdot s \cdot \left(\frac{s^2}{\omega_o^2} + 2 \cdot \delta_h \cdot \frac{s}{\omega_o} + 1 \right)}$$

a on no s'ha tingut en compte la resposta freqüencial de la servovàlvula.

Segons el catàleg de la servovàlvula la seva resposta freqüencial segueix una equació de transferència de segon ordre, amb una freqüència pròpia de 135 Hz (848 rad./seg) i un coeficient d'esmoreïment reduït de 0,9.

$$\frac{1}{\frac{s^2}{848^2} + 2 \cdot 0,9 \cdot \frac{s}{848} + 1}$$

- Per tant, l'equació de transferència del conjunt servovàlvula i cilindre en llaç obert és:

$$\frac{Z}{i} = \frac{C_e}{S \cdot s} \cdot \frac{1}{\frac{s^2}{848^2} + 2 \cdot 0,9 \cdot \frac{s}{848} + 1} \cdot \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_0^2} + 2 \cdot \delta_h \cdot \frac{s}{\omega_0} + 1}$$

Aquesta expressió dona la variació de la resposta del sistema servovàlvula i cilindre funció de la freqüència.

En la figura 2 es representen les respostes freqüencials del sistema en excitar masses de 1, 10 i 100 Kg.

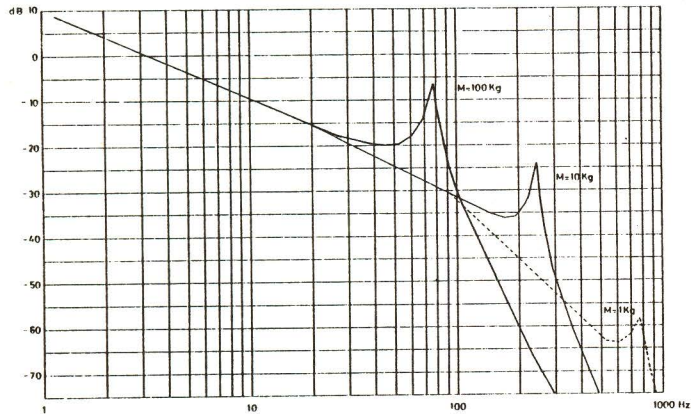
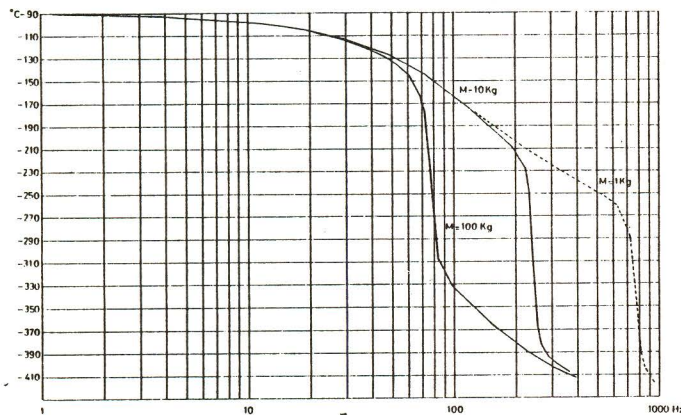


Fig.2 Diagrames de Bode de la resposta freqüencial del sistema servovàlvula i cilindre en excitar masses de 1, 10 i 100 Kg..



6 - NO LINEALITAT

L'estudi dinàmic anterior ha estat fet sobre el sistema linealitzat a partir de la hipòtesi, ja esmentada, de desplaçaments petits de l'èmbol al voltant de la seva posició mitjana, amb la qual cosa les variacions de cabal són petites.

En el sistema real es troben dues no linealitats importants:

- a) La linealització del cabal donat per la servovàlvula:

$$Q = K \cdot i \cdot (P_0 - \Delta P)^{1/2}$$

no és acceptable per a baixes freqüències ja que normalment els desplaçaments i les velocitats seran elevats.

- b) La figura 6. (c), mostra la resposta en acceleració obtinguda en introduir una intensitat de corrent sinusoidal a la servovàlvula.

Com es pot observar, a l'entorn del màxim d'acceleració, per tant zero de velocitat, s'hi troba un descens brusc. Aquest descens correspon a les posicions extremes de l'èmbol, en les quals l'acceleració ha d'ésser màxima. Quan l'èmbol arriba a un extrem de cursa, hi ha d'haver un canvi de sentit de cabal. En aquest instant el cabal és nul, i per tant, també ho és la caiguda de pressió a la servovàlvula, la qual cosa fa que s'iguali la pressió a les dues cares de l'èmbol i baixi bruscament la força sobre aquest, i en conseqüència, també l'acceleració. Un cop torna a circular cabal per la servovàlvula l'acceleració puja bruscament fins al valor que li correspon en l'extrem de la cursa.

7 - UNITAT D'EXCITACIÓ

Els punts més importants que s'han tingut en compte en el disseny de la unitat d'excitació, formada pel cilindre i la servovàlvula, són:

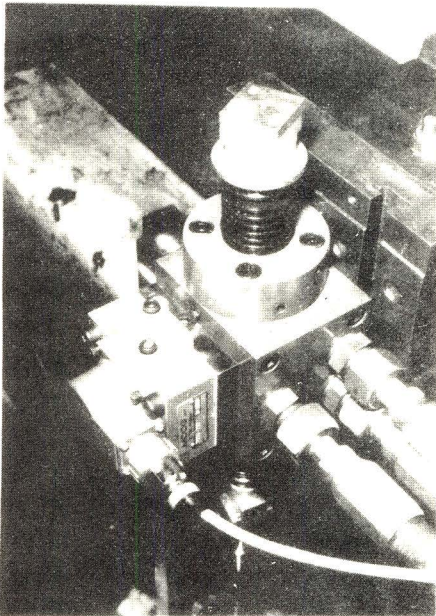


Fig. 3 Unitat d'excitació.

- . La servovàlvula ha d'estar unida al cilindre tant rígidament com sigui possible i el més a prop possible per a disminuir el volum d'oli V_t i augmentar així la freqüència pròpia ω_0 . Això ha portat a dissenyar un cilindre de forma externa prismàtica en una de quines cares va muntada directament la servovàlvula. El transductor de posicionament, necessari per evitar les derives de posició, va muntat sobre una altra de las seves cares.
 - . S'ha evitat de posar juntes d'estanqueïtat i rascadors entre tija i coixinets per tal de no tenir frecs secs, els quals perjudiquen la resposta del sistema al introduir-hi termes no lineals. És, per tant, necessari un ajust correcte entre tija i coixinets per assegurar l'estanqueïtat i un bon lliscament.
 - . Cal escollir les toleràncies entre tija i coixinets i entre èmbol i cilindre, de manera que l'èmbol no pugui tenir mai contacte amb les parets del cilindre.
- . El funcionament de la unitat a altes freqüències amb elevades forces fa que alguns elements estiguin sotmesos a forta fatiga mecànica.

Les consideracions anteriors han portat a un disseny complex del cilindre format per:

- bloc central prismàtic,
- dos coixinets,
- èmbol amb doble tija.

. El bloc prismàtic central, a més d'incloure la cambra pròpia del cilindre, conté: (figura 4)

- Els conductes d'alimentació i retorn de la servovàlvula, la qual va munta da sobre una de les seves cares.
 - Els conductes que van de la servovàlvula a les dues cares de l'èmbol, (con ductes de govern).
 - Els conductes d'alimentació i retorn dels coixinets, els quals asseguren la seva lubricació.
- El retorn de l'oli que prové dels coixinets es fa independent del retorn de la servovàlvula per tenir la possibilitat d'acoplar-hi una bomba aspirant per a la millor recollida de l'oli.

En els coixinets s'hi han fet dos solcs circulars concèntrics amb la tija. Per un d'ells, situat en la part mitjana del coixinet, s'hi envia oli a pressió directament des de la bomba, i per un costat s'origina un cabal petit que va cap a l'interior del cilindre, i per l'altre costat un cabal que va cap a l'exterior i evita que hi entri brutícia. Aquest darrer cabal es recull en l'altre solc circular situat a l'extrem del coixinet que dóna a l'exterior.

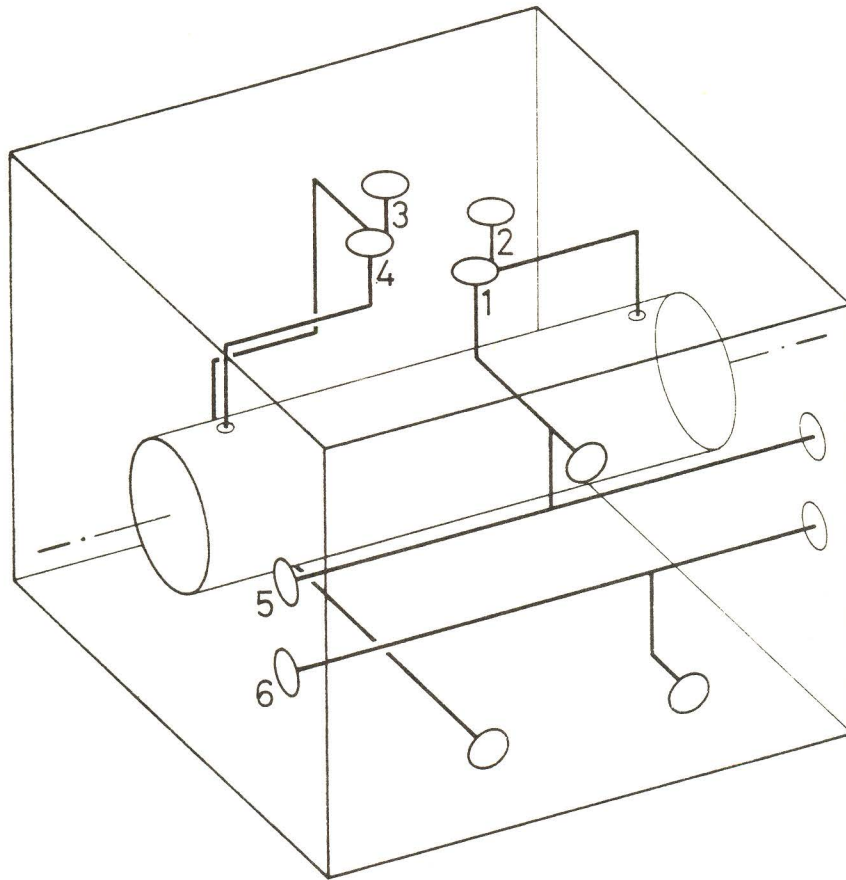


Fig.4 Esquema dels conductes interns al bloc central del cilindre.

- 1 i 3 : Conductes d'alimentació i retorn de la servovàlvula.
- 2 i 4 : Conductes de govern.
- 5 i 6 : Conductes d'alimentació i retorn dels coixinets.

Hi ha possibilitat de crear una certa depressió en el seu interior per a una millor recollida.

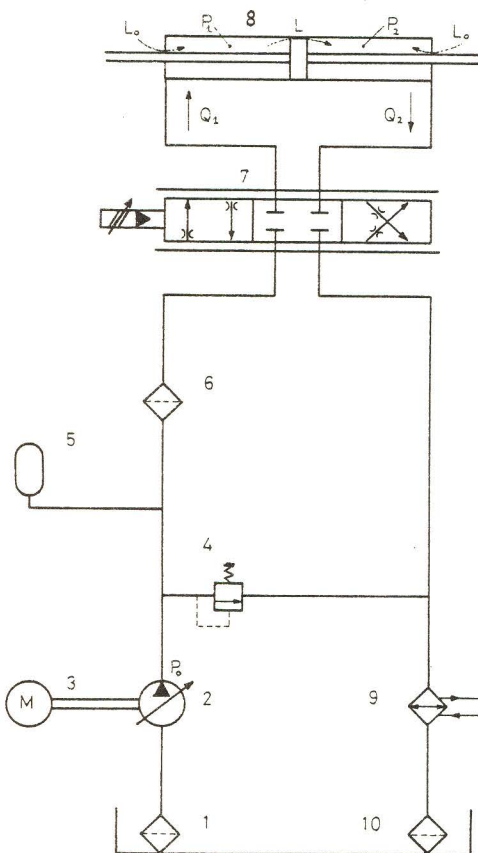
Amb tot això, s'aconsegueix que hi hagi una lubricació adequada i que tots els frecs siguin viscosos, amb la qual cosa tenen un comportament lineal.

Entre cada coixinet i el corresponent extrem de la tija s'hi ha muntat una protecció extensible per evitar la penetració de brutícia en el coixinet.

- En l'èmbol es fan uns petits solcs anulars per millorar el seu centratge hidrostàtic. Amb el mateix fi es pot donar, també, una conicitat al perfil de l'èmbol des de la seva part mitjana cap als seus extrems.
- Per evitar possibles xocs metàl·lics entre èmbol i coixinets, en l'extrem de cursa de l'èmbol, queda una petita cambra d'oli tancada entre aquest i el coixinet.
- L'èmbol i la tija són una mateixa peça mecanitzada amb els radis d'acord adequats per atenuar la concentració de tensions, ja que aquest element està sotmès a una fatiga mecànica intensa.

8 - CIRCUIT HIDRAULIC

L'esquema general del circuit hidràulic es troba en la figura 5. Està format per:



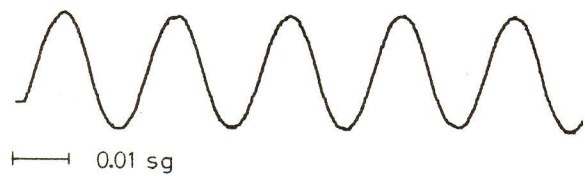
- 1 - Filtre d'aspiració de 50 a 160 μm
- 2 - Bomba de cabal variable: $Q_{\text{max.}} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sg.}$
 $P_0 = 10^7 \text{ N/m}^2$
- 3 - Motor elèctric.
- 4 - Vàlvula reguladora de pressió tarada a 10^7 N/m^2
- 5 - Acumulador: Volum = $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
 $P_{\text{mín.}} \text{ d'utilització} = 8 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$
- 6 - Filtre d'acer de 10 μm absolutes.
- 7 - Servovàlvula.
- 8 - Cilindre hidràulic.
- 9 - Refrigerador: $Q = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sg.}$
- 10 - Filtre de retorn de 20 a 25 μm .

- L'acumulador es posa per tal d'atenuar les fluctuacions de pressió en el circuit degudes a la bomba i a la unitat d'excitació.

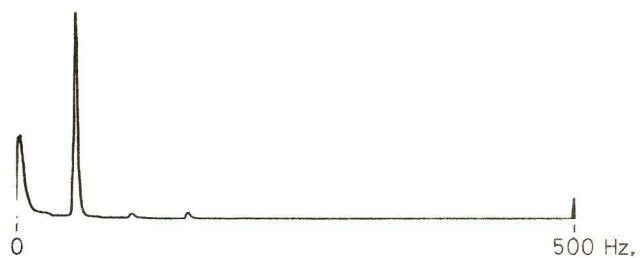
La servovàlvula és molt sensible a tota possible brutícia que penetri al seu interior. Això fa necessari posar a la seva entrada un filtre d'acer de 10 μm absolutes i d'alta pressió.

Donat que en el circuit hi ha moltes pèrdues de càrrega en la servovàlvula, filtres, tuberies i racords, l'oli té un increment de temperatura considerable en funcionar la unitat. Això comporta la inclusió d'un refrigerador en el circuit per tal que aquesta unitat pugui funcionar un nombre elevat d'hores seguides.

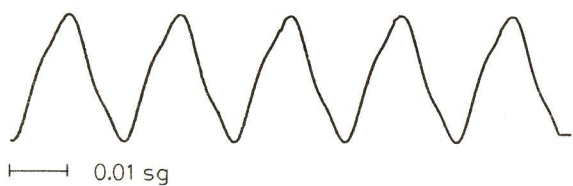
Fig.5 Esquema del circuit hidràulic.



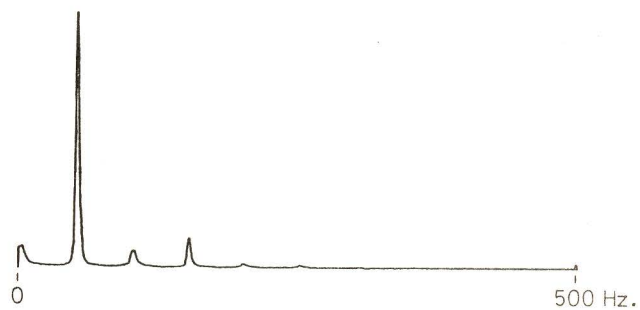
a. Desplaçament. Resposta temporal.



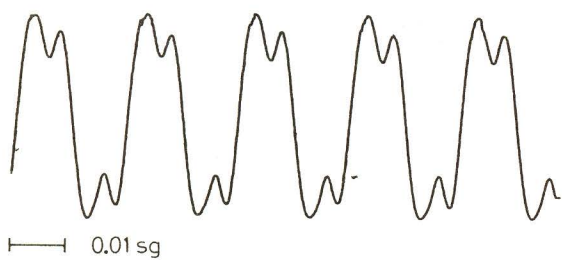
d. Desplaçament. Anàlisi espectral.



b. Velocitat. Resposta temporal.



e. Velocitat. Anàlisi espectral.



c. Acceleració. Resposta temporal.



f. Acceleració. Anàlisi espectral.

Fig.6 Resposta del sistema, servovàlvula i cilindre, en introduir un corrent sinusoidal a la servovàlvula.

9 - RESULTATS EXPERIMENTALS

S'han fet diversos assaigs sobre la unitat experimental construïda per tal de comprovar el seu comportament en llaç obert. Només es fa realimentació de posició estàtica, per evitar les derives a l'entorn de la posició mitjana.

La figura 6. (a, b, c), mostra la resposta temporal del desplaçament, de la velocitat i de l'acceleració obtinguts en introduir una intensitat sinusoidal a la servovàlvula quan la unitat d'excitació excita verticalment una massa de 10 Kg..

En la resposta temporal de l'acceleració es pot observar que al voltant dels màxims hi ha un descens bruscat. La causa d'aquest descens ja ha estat esmentada en un apartat anterior.

La figura 6. (d, e, f), mostra l'anàlisi espectral del desplaçament, de la velocitat i de l'acceleració.

La distorsió harmònica de la resposta en acceleració és gran degut a l'existència d'aquells descens bruscs en els extrems de cursa de l'èmbol.

10 - CONCLUSIONS

La perdua d'oli en els coixinets es molt petita, i per tant, no cal posar-hi cap bomba d'aspiració per millorar la seva recollida.

En les corbes de resposta que s'obtenen, no hi són presents els freqüències secs, es a dir, s'ha aconseguit que tots els freqüències siguin de tipus viscosos.

La resposta en desplaçament és prou acceptable per a aquelles aplicacions que necessitin una excitació per desplaçament. En canvi, per als assaigs sísmics, en els quals l'excitació és per acceleració, cal una millor resposta en acceleració, la qual té una distorsió harmònica massa elevada.

ANEX 1

- Hipòtesis: - Se suposa el fluid incompressible i de massa negligible.
- Es considera resposta freqüencial plana de la servovàlvula i del cilindre.

- En el cilindre: la unitat mou una massa M solidària a la tija.

$$x = x_p \cdot \cos \left(\omega \cdot t - \frac{\pi}{2} \right) \quad ,$$

$$v = \omega \cdot x_p \cdot \cos \left(\omega \cdot t \right) \quad ,$$

$$\gamma = \omega^2 \cdot x_p \cdot \cos \left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{2} \right) \quad ,$$

el cabal que entra és: $Q = S \cdot v = S \cdot \omega \cdot x_p \cdot \cos \left(\omega \cdot t \right) \quad ,$

la pressió que fa moure la càrrega és:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{M \cdot \gamma}{S} = \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \cos \left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{2} \right)$$

(es prescindeix de la inèrcia de l'oli)

i en substituir $\alpha = \left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{2} \right)$, s'obté:

$$Q = S \cdot \omega \cdot x_p \cdot \sin \alpha \quad (1)$$

$$P = \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

- En la servovàlvula el cabal que surt és:

$$Q = K \cdot i \cdot (P_o - P)^{1/2} \quad (3)$$

a on $P_o - P$ és la caiguda de pressió disponible a la servovàlvula.

. En substituir a (3) les expressions (1) i (2) s'obté:

$$S \cdot \omega \cdot x_p \cdot \sin \alpha = K \cdot i \cdot (P_o - \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \cos \alpha)^{1/2}$$

d'on es pot explicitar la intensitat i de corrent,

$$i = \frac{S \cdot \omega \cdot x_p \cdot \sin \alpha}{K} \cdot (P_o - \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \cos \alpha)^{-1/2} \quad (4)$$

. El valor de α per al qual i és màxima està determinat per l'anul·lació de $\frac{\partial i}{\partial \alpha}$

$$\frac{\partial i}{\partial \alpha} = (P_o - \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \cos \alpha_m) \cdot \cos \alpha_m - \frac{1}{2} \cdot \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \sin^2 \alpha_m = 0 \quad (5)$$

. Aquesta expressió aconduïx a l'equació de segon grau

$$\cos^2 \alpha_m - P_o \cdot \frac{2 \cdot S}{M \cdot \omega^2 \cdot x_p} \cdot \cos \alpha_m + 1 = 0$$

amb les solucions,

$$\cos \alpha_m = \frac{P_o \cdot S}{M \cdot \omega^2 \cdot x_p} \pm \left[\left(\frac{P_o \cdot S}{M \cdot \omega^2 \cdot x_p} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} \quad (6)$$

de les quals només té sentit físic la corresponent al signe $-$, tota vegada que

$$\frac{P_o \cdot S}{M \cdot \omega^2 \cdot x_p} > 1$$

. Per tal d'obtenir l'expressió de la intensitat màxima i_m és convenient tenir en compte que per al valor de α_m l'equació (5) estableix

$$(P_o - \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \cos \alpha_m) \cdot \cos \alpha_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \sin^2 \alpha_m$$

i per tant

$$P_o - \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \cos \alpha_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \frac{\sin^2 \alpha_m}{\cos \alpha_m}$$

en substituir $P_o - \frac{M \cdot \omega^2}{S} \cdot x_p \cdot \cos \alpha_m$ a l'expressió (4), es té:

$$i_m = \frac{S}{K} \cdot \left(\frac{2 \cdot S \cdot x_p \cdot \cos \alpha_m}{M} \right)^{1/2}$$

i finalment en substituir el $\cos \alpha_m$ per la seva expressió (6), s'obté:

$$i = \frac{(2)^{1/2} \cdot (P_o)^{1/2} \cdot S^2}{K \cdot M \cdot \omega} \cdot \left[1 - \left(1 - \left(\frac{M \cdot \omega^2 \cdot x_p}{P_o \cdot S} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/2}$$

NOMENCLATURA

C	cursa de l'èmbol.	Q	cabal.
B	mòdul de compressibilitat de l'oli.	S	secció eficaç de l'èmbol.
f_o	coeficient de freq viscos.	S'	secció de pas de cabal en la servovàlvula.
F	força.	s	variable de Laplace.
i	senyal d'entrada a la servovàlvula en forma d'intensitat de corrent.	t	temps.
K	paràmetre de la servovàlvula.	V	tensió elèctrica.
K'	paràmetre de la servovàlvula. $S' = K' \cdot i$	V_1, V_2	volum d'oli entre una cara de l'èmbol i la servovàlvula.
L_o	coeficient de fuites a la tija.	V_t	valor mitjà de V_1 i V_2 $V_t = (V_1 + V_2) / 2$
L	coeficient de fuites a l'èmbol.	v	velocitat lineal de la tija.
M	massa mòbil.	ω	velocitat angular.
P	pressió que s'empra en moure la càrrega.	x	amplitud del moviment de la tija.
P_o	pressió donada per la bomba.	x_p	amplitud màxima del moviment de la tija.
P_c	pressió de lubricació dels coixinets.	z	desplaçament de la tija.
		γ	acceleració lineal de la tija.

BIBLIOGRAFIA

- HARRIS AND CREDE - "Shock and vibration handbook" - Mc. Graw-Hill, Inc., 1.961.
- JOSEPH J. DISTEFANO III, ALLEN R. STUBBERUD, IVAN J. WILLIAMS - "Retrolimentación y sistemas de control" - Mc. Graw-Hill de Mexico, S. A. de C.V., 1.972.
- MARCEL GUILLON - "L'asservissement hydraulique et electrohydraulique" - Editorial Dunod, Paris, 1.972.
- MARCEL GUILLON - "Etude et determination des systemes hydrauliques" - Editorial Dunod, Paris, 1.961.
- FRANCIS MILSANT - "Servosistemas lineales" - Editores Técnicos Asociados, S. A., Barcelona, 1.972.
- "Modern hydrodynamic motion simulation systems" - MB Electronics International Division New Haven, Connecticut, U.S.A.
- "Travaux pratiques de mecanismes et servo-mecanismes a fluide" - Institut National Polytechnique de Toulouse.
- VICTOR POMPER - "Mandos hidráulicos en las máquinas herramientas" - Editorial Blume, Barcelona, 1.969.
- S.V. SERENSEN, M.E. GARF, V.A. KUZ'MENKO - "The dynamics of a fatigue-testing machine" - Israel Program for Scientific Translations Ltd., Jerusalem, 1.970.
- VICTOR L. STREETER - "Mecánica de los fluidos" - Ediciones del Castillo, S. A., Madrid, 1.968.
- JOAN VIVANCOS CALVET - "Unidad de excitación unidireccional accionada hidráulicamente" - Projecte fi de Carrera, E.T.S.E.I.B., 31 de Maig de 1.977.
- D.B. WELBOURN, J.D. SMITH - "Fundamentos de la dinámica de las máquinas - herramienta" - Marcombo, S. A., 1.969.
- D.B. WELBOURN - "Fundamentos de la teoría de control"- DYNA, 1.965.