

ATTUAZIONE ELETTO-IDROSTATICA

Una metodologia di modellazione di un servosistema ad azionamento elettro-idrostatico per presse per stampaggio a iniezione di materie plastiche, allo scopo di evidenziare l'influenza delle caratteristiche dei servomotori elettrici e del cilindro idraulico sul comportamento dinamico globale della pressa

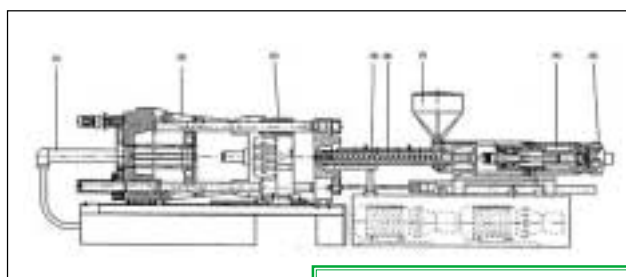
Tradizionalmente il sistema di attuazione di una pressa per stampaggio a iniezione di materie plastiche è di tipo idraulico. Come visibile in figura 1, la pressa si compone sostanzialmente di due unità di attuazione controllata [1], una per la movimentazione dello stampo, una per l'iniezione della materia plastica.

Le movimentazioni di chiusura e di apertura dello stampo sono attuate dal cilindro idraulico (1) che, tramite l'azione del meccanismo a ginocchiera (2), comanda lo spostamento della parte mobile (3) dello stampo.

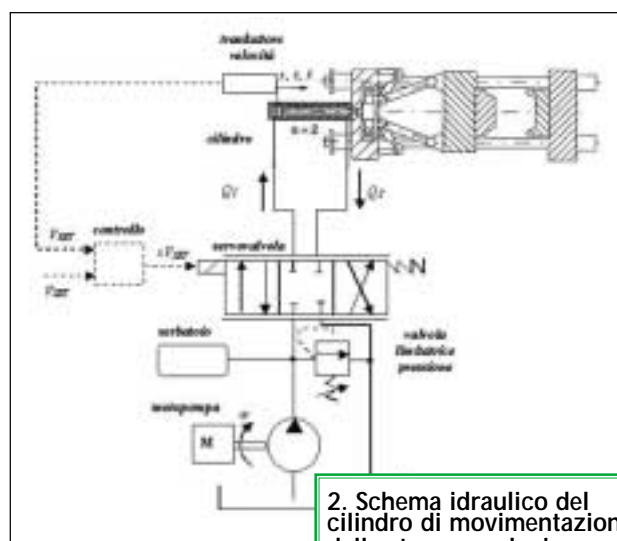
L'iniezione della materia plastica è operata dall'azione combinata del cilindro lineare (4) di movimentazione della vite (5), e dal motore rotativo (6) che aziona la rotazione della vite (5) e quindi la pressurizzazione della iniezione. La plasticizzazione è completata tramite il riscaldatore (8).

Facendo riferimento all'unità di movimentazione dello stampo tramite ginocchiera, lo schema di figura 2 mostra il circuito idraulico del controllo di velocità del cilindro di spinta. Il movimento del pistone è determinato dalle portate Q_1 e Q_2 controllate dalla servovalvola proporzionale in flusso [2]. La pressione in ingresso alla valvola è regolata tramite una usuale centrale di alimentazione, costituita da una pompa a cilindrata fissa calettata ad un motore elettrico, un serbatoio e una valvola limitatrice di pressione. Il segnale di riferimento della servovalvola, che costituisce il comando di velocità del cilindro, può essere il segnale compensato determinato da un controllore in anello chiuso fra il set di velocità (V_{SET}) e il feedback in uscita da un trasduttore montato sul pistone (V_{RET}). Il comando V_{SET} viene gestito in funzione della posizione del pistone, ossia dello spostamento assunto dallo stampo.

Al fine di migliorare le prestazioni del servosistema di movimentazione dello stampo, sia per quanto riguarda la controllabilità durante lo stampaggio, sia relativamente alla ne-



1. pressa per stampaggio di materie plastiche ad iniezione con azionamento idraulico.



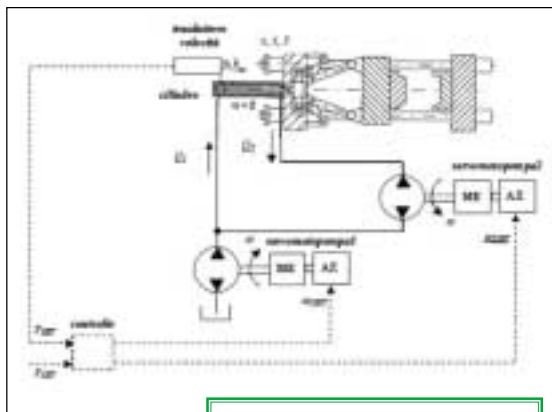
2. Schema idraulico del cilindro di movimentazione dello stampo: soluzione con valvola proporzionale di portata.

cessità di incrementare il risparmio di energia dell'impianto, sono state investigate e messe a punto soluzioni del tipo elettro-idrostatiche [3], [4].

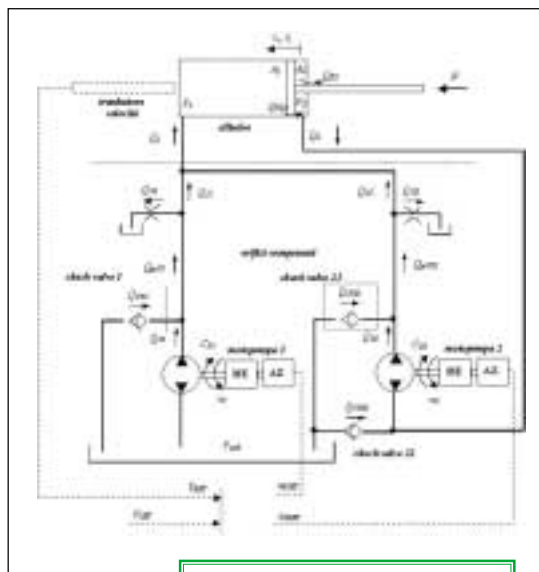
La figura 3 riposta lo schema idraulico di una pressa ad azionamento elettro-idrostatico. Il cilindro di spinta dello stampo è alimentato mediante due pompe a cilindrata fissa, una di alimentazione principale (servomotopompa 1) ed una di ricircolo (servomotopompa 2), azionate tramite due servomotori elettrici.

I motori sono controllati in velocità, e ricevono il segnale di riferimento dal controllo, rispettivamente ω_{1SET} e ω_{2SET} per le servomotopompe 1 e 2, in funzione della velocità del cilindro rilevata mediante trasduttore. In tal modo è possibile regolare la potenza erogata sulla base dell'effettivo fabbisogno degli attuatori.

L'applicazione di questo sistema di attuazione elettro-idrostatico al comando della pressa ad iniezione è derivante da analoghe sperimentazioni in altri ambienti, in particolare dei sistemi di trasporto. Ultimamente, oltre ad applicazioni in settori del trasporto terrestre, sia stradale che ferroviario, anche nel campo della attuazione dei comandi di volo degli aeromobili sono in sperimentazione sistemi misti di azionamento elettrico-idraulico [5], aventi lo scopo di migliorare la capacità di carico pagante del velivolo, riducendo sia il peso proprio dei sistemi di attuazione installati, sia migliorandone il rendimento, e conseguentemente le prestazioni. Viene presentata la modellazione linearizzata del sistema di attuazione elettro-idrostatico [6], non prendendo in considerazione l'effetto della dinamica delle tubazioni presenti fra le servomotopompe e l'attuatore [7], [8], [9].



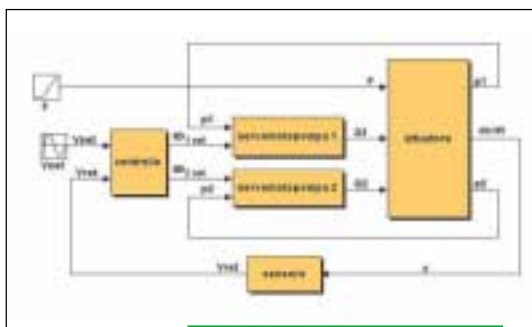
3. Schema idraulico di una pressa ad azionamento elettro-idrostatico.



4. Schema del servosistema completo e relative notazioni.

LA MODELLAZIONE DEL SERVOSISTEMA

Lo schema circuitale del servosistema, presentato preliminarmente in figura 3, è mostrato in modo più dettagliato nella figura 4 dove sono riportate tutte le



5. Schema a blocchi del servosistema.

notazioni indispensabili per la corretta simulazione del sistema. In particolare si notano la presenza di valvole di non ritorno poste sulle bocche di mandata delle pompe e di orifizi calibrati, rispettivamente necessarie le prime a ridurre effetti di possibili cavitazioni, e i secondi a garantire un spillamento di olio da inviare al serbatoio al fine di un corretto condizionamento termico dell'olio stesso. Nella modellazione che segue tali componenti si considerano assenti. Uno schema a blocchi del sistema di attuazione con le servomotopompe è riportato in figura 5.

Ogni componente presente costituisce un blocco funzionale nel quale entrano delle variabili di input ed escono opportune variabili di output. A livello globale, nel servosistema entrano il segnale di tensione V_{SET} e la forza esterna agente sul pistone, ed esce la velocità di movimento del pistone.

BLOCCO DI CONTROLLO

Nel blocco di controllo vengono determinati i riferimenti di velocità per i servomotori elettrici in funzione della tensione V_{SET} e della tensione V_{RET} di feedback.

Indicando con V_{cil} la velocità di avanzamento richiesta al cilindro, le portate che dovrebbero teoricamente essere in ingresso ed uscita dallo stesso risultano:

$$Q_1 = V_{cil} A_1 \quad (1)$$

$$Q_2 = V_{cil} A_2 \quad (2)$$

Dovendo valere per la continuità alla tubazione di adduzione alla camera posteriore del cilindro:

$$Q_1 = Q_{11} + Q_{12} = Q_{11} + Q_2 \quad (3)$$

essendo $Q_{12} = Q_{p2} = Q_2$ la portata generata dalla pompa 2, nell'ipotesi di trascurare effetti dinamici sulle linee e sulle le portate sugli orifizi e check valve. La portata fornita dalla pompa 2, avente cilindrata cil2, ipotizzando ancora un rendimento volumetrico ottimale, richiede alla stessa un regime di rotazione pari a:

$$\omega_{2SET} = \frac{Q_2}{cil_2} = \frac{A_2}{cil_2} V_{cil} \quad (4)$$

Considerando la linea di mandata della pompa 1, con ipotesi analoghe a quelle precedentemente assunte, si ha:

$$Q_1 = Q_1 - Q_2 = V_{cil}(A_1 - A_2) \quad (5)$$

e quindi:

$$\omega_{1SET} = \frac{Q_1}{cil_1} = \frac{(A_1 - A_2)}{cil_1} V_{cil} \quad (6)$$

Le velocità di set (4) e (6) sono determinate tramite un controllo in feed forward, calcolando il riferimento di velocità del cilindro come:

$$V_{cil} = V_{set} + (V_{set} - V_{ret})K_p \quad (7)$$

BLOCCO SERVOMOTOPOMPA

La servomotopompa è costituita da un servomotore elettrico controllato in velocità sul cui asse di uscita è calettato il rotore della pompa. Di seguito si riportano le equazioni che modellizzano la servomotopompa 1. Le equazioni che descrivono il comportamento della servomotopompa 2 sono analoghe.

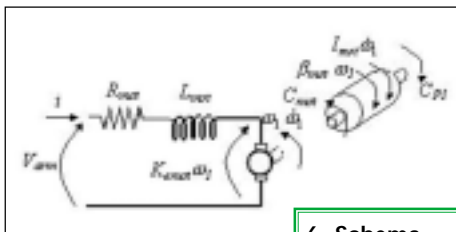
La portata in volume inviata dalla pompa è:

$$Q_{P1} = \lambda_v \frac{cil_1 n_1}{60} \quad (8)$$

essendo applicata sull'albero una coppia:

$$C_{P1} = \frac{1}{\eta_m} (P_1 - P_{serb}) \frac{cil_1}{2\pi} \quad (9)$$

Con riferimento allo schema elettromeccanico del motore in corrente continua visibile in figura 6, le equazioni elettriche e meccaniche del



6. Schema elettromeccanico del motore.

motore sono le seguenti:

$$V_{arm} = K_{emo}\omega_1 + R_{mot}i + L_{mot} \frac{di}{dt} \quad (10)$$

$$C_{mot} = K_{cmot} i \quad (11)$$

$$C_{mot} = C_{P1} + \beta_{mot}\omega_1 + I_{mot}\dot{\omega}_1 \quad (12)$$

mentre per l'azionamento del motore si ipotizza un modello di tipo seguente:

$$V_{arm} = \frac{\tau_2 s + 1}{\tau_1 s} e \quad (13)$$

essendo τ_1 e τ_2 i coefficienti della funzione di trasferimento del controllo proporzionale integrativo.

BLOCCO ATTUATORE

Con riferimento alla figura 4, l'equazione di continuità della portata nella camera posteriore è

SIMBOLOGIA

UNITÀ DI MISURA VALORE DI RIFERIMENTO

A ₁	area della sezione della camera posteriore del cilindro	m ²	
A ₂	area della sezione della camera anteriore del cilindro	m ²	
cil ₁	cilindrata pompa 1	m ³ /giro	6.3e-6
cil ₂	cilindrata pompa 2	m ³ /giro	6.3e-6
C _{P1}	coppia pompa 1	Nm	
C _{P2}	coppia pompa 2	Nm	
D	diámetro della tubazione	m	20e-3
E	modulo di Young della parete della tubazione	Pa	210e9
e	errore di velocità motore		
F	carico esterno cilindro	N	0
F _{att}	attrito coloumbiano cilindro	N	0
i	corrente avvolgimento motore	A	
I _{mot}	momento di inerzia motore	kgm ²	15e-3
k	esponente della trasformazione politropica		1.4
K _{cmot}	costante di coppia motore	Nm/A	2.06
K _{dtmot}	guadagno dinamo tachimetrica motore	V/(rad/s)	1
K _{emot}	costante forza controlettromotrice motore	V/(rad/s)	2.06
K _P	guadagno proporzionale controllo velocità		0.1
L _{mot}	induttanza equivalente motore	H	8.4e-3
m	massa parti mobili cilindro	kg	17
n	velocità di rotazione motopompa	giri/min	
P	pressione	Pa	
P _{amb}	pressione ambiente	Pa	1e5
P _{serb}	pressione serbatoio	Pa	1e5
Q	portata volumetrica	m ³ /s	
Q _{F12}	portata di fuga dalla camera posteriore alla camera anteriore cilindro	m ³ /s	0
Q _{F2a}	portata di fuga dalla camera anteriore cilindro, all'ambiente	m ³ /s	0
R _{mot}	resistenza equivalente motore	-	0.512
s	variabile di Laplace		
s _o	spessore della parete della tubazione	m	0.001
t	tempo	s	
V	volume tubazione	m ³	
V _{1o}	volume iniziale camera posteriore	m ³	
V _a	volume di aria presente nell'olio	m ³	
V _{arm}	tensione di alimentazione avvolgimento motore	V	
V _{cil}	velocità cilindro	m/s	
V _{morto}	volume di spazio morto camera attuatore	m ³	
V _{RET}	tensione trasduttore di velocità cilindro	V	
V _{SET}	riferimento di velocità	V	
V _{tot}	volume totale tubazione	m ³	
x	coordinata assiale cilindro	m	
x _o	semicorsa cilindro	m	0.205
β	modulo di Bulk equivalente		15000
β _{mot}	coefficiente di attrito viscoso motore	Nm/(rad/s)	
γ	coefficiente di attrito viscoso pistone	N s/m	
η _m	rendimento meccanico pompa		0.85
λ _v	rendimento volumetrico pompa		1
τ ₁	costante di tempo azionamento motore	s	0.001
τ ₂	costante di tempo azionamento motore	s	0.01
ω	velocità rotazione motopompa	rad/s	

data da:

$$Q_1 - Q_{F12} = -A_1 \dot{x} + \frac{V_{10} + V_{morte1} - A_1 x}{\beta_{eq}} \frac{dP_1}{dt}$$

(14)

essendo il volume iniziale della camera pari a $V_{10} = 2A_1 x_0$.

L'equazione di continuità della camera anteriore è definita:

$$Q_{F12} - Q_2 - Q_{F2} = A_2 \dot{x} + \frac{V_{morte2} + A_2 x}{\beta_{eq}} \frac{dP_2}{dt}$$

(15)

Infine l'equilibrio del pistone dell'attuatore è espresso dall'equazione:

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 - F + F_{amv}(\text{sign}(\dot{x})) + m\ddot{x} + \gamma\dot{x} = 0$$

(16)

Il modulo di bulk β equivalente presente nelle equazioni (14) e (15) dipende dal modulo di Bulk dell'olio β_o , della tubazione β_t e dell'aria in esso presente β_a secondo la relazione:

$$\beta_{eq} = 1 / \left(\frac{1}{\beta_o} + \frac{1}{\beta_t} + \frac{1}{\beta_a} \cdot \frac{V_a}{V_{tot}} \right) \quad (17)$$

Il modulo di Bulk della tubazione dipende dalle caratteristiche geometriche e meccaniche della stessa:

$$\beta_t = s_o \cdot E / D \quad (18)$$

essendo s_o lo spessore della parete e D il diametro interno.

Il modulo di Bulk dell'aria è dato invece da:

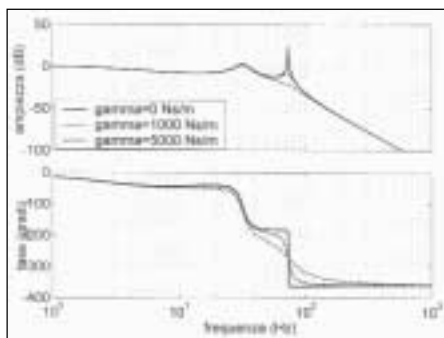
$$\beta_a = k \cdot P \quad (19)$$

I RISULTATI SIMULATI

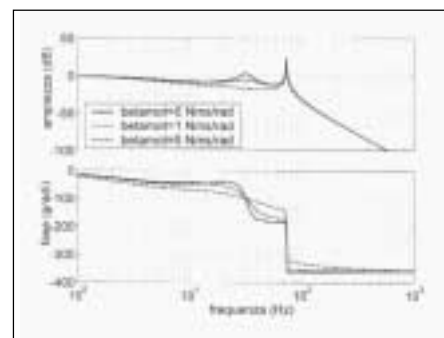
Implementando il modello del sistema descritto precedentemente in un ambiente di simulazione è possibile ricavare il comportamento dinamico del servosistema. In particolare nel caso in esame il modello è stato introdotto in Matlab/Simulink ed è possibile ricavare il diagramma di Bode della risposta in frequenza in anello chiuso fra l'ingresso V_{SET} e l'uscita V_{RET} , ossia fra il segnale di comando di velocità e il feedback.

I dati con i quali sono state condotte le simulazioni sono riportati nella colonna dei valori di riferimento in simbologia. Nelle stesse si assume che le portate di fuga nel cilindro siano trascurabili.

In figura 7 sono riportati gli andamenti della risposta in frequenza del sistema per diversi valori dell'attrito presente nel cilindro, ossia al variare del coefficiente di attrito viscoso pistone/cilindro. Facendo viceversa variare l'attrito all'asse



7. Diagrammi di Bode della risposta in frequenza al variare del coefficiente di attrito viscoso pistone/cilindro.



8. Diagrammi di Bode della risposta in frequenza al variare del coefficiente di attrito viscoso all'asse del servomotore elettrico.

sonanza imputabile al motore. Dall'analisi delle due figure si notano le pulsazioni rispettivamente delle servomotopompe, prossime a 30 Hz, e del cilindro idraulico, di poco superiore a 70 Hz. Il modello lineare ha messo in evidenza la presenza di frequenze di risonanza del servosistema imputabili all'attuatore ed alle servomotopompe. Sulla base dei dati attualmente a disposizione tali frequenze risultano cadere in un range compreso fra 10 e 100 Hz.

COSA DIRE

I risultati presentati riguardano la risposta in frequenza fra il segnale di comando di velocità e il relativo segnale di retroazione. Con il modello descritto è evidentemente possibile ricavare risposte in frequenza sul disturbo di forza, o valutare il comportamento dinamico a fronte di una qualsiasi legge di ingresso di velocità e di forza. Infine nella analisi condotta non sono state considerate le tubazioni fra le pompe e l'attuatore, ossia sono stati trascurati gli effetti propagativi delle linee di trasmissione. Questi effetti possono essere tenuti in conto introducendo opportuni blocchi funzionali fra le servomotopompe e l'attuatore.

del motore elettrico, analoghi andamenti sono presentati in figura 8, dai quali risulta evidente la frequenza di ri-

W. Franco e M. Sorli, Dipartimento di meccanica Politecnico di Torino.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Johannaber F., *Injection molding machines, A User's Guide*, Hanser Publishers, 1994.
- [2] Sorli M., Pastorelli S., *Hydraulic and Pneumatic Actuation Systems*, Capitolo 20.4 in *The Mechatronics Handbook*, ed. in chief R.H. Bishop, CRC Press, Boca Raton, 2002, pp. 20-62 20-96.
- [3] Helduser S., "Electric-hydrostatic drive - An innovative energy-saving power and motion control system", *Proc Instn Mech Engrs*, vol. 213, part I, 1999, pp. 427-437.
- [4] Helduser S., *Electric-hydrostatic Drive Systems and their Application in Injection Moulding Machines*, 4th JHPS International Symposium, Tokyo 1999, pp. 261-266.
- [5] Ivantysynova M., "Potential of secondary control for hydraulic drives used in modern flight control systems", *Proc. of the Congress on Recent Advances in Aerospace Hydraulics*, Toulouse, France, Novembre 1998, pp. 67-71.
- [6] Belforte G., Franco W., Sorli M., *Modeling electro-hydrostatic drives for injection molding machines*, Proc. 8th Scandinavian Int. Conference on Fluid Power SICFP'03, Tampere, Finland, Maggio 2003, pp. 987-1001.
- [7] Sorli M., Franco W., *Linee di trasmissione a fluido - Metodi di modellazione e campi di applicazione*, *Oleodinamica e Pneumatica*, Tecniche Nuove, Milano, aprile 2001, pp. 142-146.
- [8] Sorli M., Franco W., Pastorelli S., *Linee di trasmissione a fluido - Dinamica e analisi a parametri concentrati*, *Oleodinamica e Pneumatica*, Tecniche Nuove, Milano, aprile 2001, pp. 150-159.
- [9] Sorli M., Franco W., *Linee di trasmissione a fluido - Dinamica e analisi a parametri distribuiti*, *Oleodinamica e Pneumatica*, Tecniche Nuove, Milano, aprile 2001, pp. 162-168.