

ITALIAN PATENT OFFICE

Document No.

102009901703361A1

Publication Date

20100813

Applicant

MAGNETI MARELLI S.P.A.

Title

METODO DI PILOTAGGIO DI UN ATTUATORE IDRAULICO MEDIANTE UNA
ELETTROVALVOLA PROPORZIONALE CONTROLLATA IN PORTATA

D E S C R I Z I O N E

del brevetto per Invenzione Industriale dal titolo:

"METODO DI PILOTAGGIO DI UN ATTUATORE IDRAULICO MEDIANTE
UNA ELETTROVALVOLA PROPORZIONALE CONTROLLATA IN PORTATA"

di MAGNETI MARELLI S.P.A.,

di nazionalità italiana,

con sede: VIALE ALDO BORLETTI 61/63

CORBETTA (MI)

Inventori: PRODI Giovanni, FUSARI Alessandro, NESCI Walter.

*** **

SETTORE DELLA TECNICA

La presente invenzione è relativa ad un metodo di pilotaggio di un attuatore idraulico mediante una elettrovalvola proporzionale controllata in portata.

La presente invenzione trova vantaggiosa applicazione al pilotaggio di un attuatore idraulico di una trasmissione meccanica servoassistita cui la trattazione che segue farà esplicito riferimento senza per questo perdere di generalità.

ARTE ANTERIORE

Trovano sempre maggiore diffusione le trasmissioni meccaniche servoassistite, le quali sono strutturalmente simili ad una trasmissione meccanica manuale di tipo tradizionale ad eccezione del fatto che il pedale della

frizione e la leva di selezione delle marce azionati dal guidatore sono sostituiti da corrispondenti servocomandi elettrici o idraulici.

Il servocomando della frizione può essere di tipo idraulico e, generalmente, comprende un unico attuatore idraulico per spostare la frizione dalla posizione chiusa alla posizione aperta e viceversa. Anche il servocomando del cambio può essere di tipo idraulico e generalmente agisce su di un albero di comando del cambio per imprimere all'albero di comando stesso sia uno spostamento assiale, cioè lungo un asse centrale, sia una rotazione attorno all'asse centrale; le due movimentazioni dell'albero di comando sono necessarie per innestare e disinnestare le singole marce e per selezionare il rango delle marce da innestare. Di conseguenza, il servocomando del cambio comprende un primo attuatore idraulico accoppiato meccanicamente all'albero di comando per spostare l'albero di comando assialmente ed un secondo attuatore idraulico accoppiato meccanicamente all'albero di comando per ruotare l'albero di comando.

Ciascun attuatore idraulico comprende almeno una camera di attuazione delimitata da un lato da un pistone mobile, il quale scorre lungo la camera di attuazione stessa ed è meccanicamente collegato all'albero di comando. Inoltre, per ciascuna camera di attuazione l'attuatore

idraulico comprende almeno una elettrovalvola a tre vie che pilota l'attuatore idraulico ed è atta a collegare la camera di attuazione con un accumulatore idraulico contenente olio in pressione, a collegare la camera di attuazione con un serbatoio di scarico contenente olio a pressione atmosferica oppure a mantenere la camera di attuazione isolata.

Pilotando un attuatore idraulico mediante una elettrovalvola proporzionale controllata in pressione è possibile controllare in modo molto preciso la forza sviluppata dall'attuatore idraulico ed applicata all'albero di comando con un semplice anello in retroazione (la pressione dell'olio all'interno della camera di attuazione è direttamente proporzionale alla forza sviluppata dall'attuatore idraulico). Invece, pilotando un attuatore idraulico mediante una elettrovalvola proporzionale controllata in portata è possibile controllare in modo molto preciso la posizione dell'attuatore idraulico con un semplice anello in retroazione (la quantità di olio all'interno della camera di attuazione è direttamente proporzionale alla posizione dell'attuatore idraulico).

Il problema sorge quando è necessario controllare con precisione sia la forza sviluppata dall'attuatore idraulico, sia la posizione dell'attuatore idraulico. Per risolvere una situazione di questo tipo, nella domanda di

brevetto EP07425752.8 è stato proposto un metodo di pilotaggio di un attuatore idraulico dotato di una elettrovalvola proporzionale controllata in pressione, il quale metodo di pilotaggio permette di controllare con estrema precisione la forza generata dall'attuatore idraulico e con buona precisione la posizione dell'attuatore idraulico stesso. Tuttavia, le elettrovalvole proporzionali controllate in pressione sono generalmente più complesse (quindi costose), meno affidabili e più soggette a problemi di contaminazione rispetto alle elettrovalvole proporzionali controllate in portata e quindi sarebbe preferibile, quando possibile, utilizzare elettrovalvole proporzionali controllate in portata; inoltre, in applicazioni in cui è prioritario il controllo della posizione dell'attuatore idraulico (come ad esempio nel caso dell'attuazione della frizione in cui è necessario garantire una elevata precisione nella posizione della frizione stessa) è consigliabile l'utilizzo di elettrovalvole proporzionali controllate in portata che garantiscono un controllo molto preciso della posizione dell'attuatore idraulico.

DESCRIZIONE DELLA INVENZIONE

Scopo della presente invenzione è di fornire un metodo di pilotaggio di un attuatore idraulico mediante una

elettrovalvola proporzionale controllata in portata, il quale metodo di pilotaggio sia privo degli inconvenienti sopra descritti e, in particolare, sia di facile ed economica implementazione.

Secondo la presente invenzione viene fornito un metodo di pilotaggio di un attuatore idraulico mediante una elettrovalvola proporzionale controllata in portata secondo quanto rivendicato dalle rivendicazioni allegate.

BREVE DESCRIZIONE DEI DISEGNI

La presente invenzione verrà ora descritta con riferimento ai disegni annessi, che ne illustrano un esempio di attuazione non limitativo, in cui:

- la figura 1 è una vista schematica di un veicolo provvisto di una trasmissione meccanica servoassistita;
- la figura 2 è una vista schematica, in sezione e con parti asportate per chiarezza, di parte di un attuatore idraulico della trasmissione meccanica servoassistita della figura 1 pilotato secondo la presente invenzione;
- la figura 3 è uno schema a blocchi di una logica di pilotaggio dell'attuatore idraulico della figura 2;
- le figure 4 e 5 sono i grafici di due caratteristiche utilizzate dalla logica di

pilotaggio dell'attuatore idraulico della figura 2;

e

- la figura 6 è una variante dello schema a blocchi della logica di pilotaggio della figura 3.

FORME DI ATTUAZIONE PREFERITE DELL'INVENZIONE

Nella figura 1, con il numero 1 è indicata nel suo complesso una automobile provvista di due ruote anteriori (non illustrate) e di due ruote 2 posteriori motrici che ricevono la coppia motrice generata da un motore 3 a combustione interna mediante una trasmissione 4 servoassistita. La trasmissione 4 servoassistita comprende una frizione 5 servoassistita, la quale è alloggiata in una campana solidale al motore 3 ed è atta a collegare un albero 6 motore del motore 3 ad un albero 7 di trasmissione terminante in un cambio 8 meccanico servoassistito. In cascata al cambio 8 servoassistito è collegato un differenziale 9, dal quale partono una coppia di semiassi 10, ciascuno dei quali è solidale ad una rispettiva ruota 2 posteriore motrice.

Il cambio 8 servoassistito comprende un albero 11 primario, il quale ruota ad una velocità ω_1 angolare, ed un albero 12 secondario, il quale ruota ad una velocità ω_2 angolare e trasmette il moto alle ruote 2 posteriori motrici per mezzo del differenziale 9 e della coppia di

semiassi 10. Il cambio 8 servoassistito è azionato da un attuatore 13 idraulico per inserire/disinserire una marcia e da un attuatore 14 idraulico per selezionare il rango delle marce. Mediante l'interposizione della frizione 5 servoassistita che è azionata da un attuatore 15 idraulico, l'albero 11 primario è collegato all'albero 6 motore, il quale è portato in rotazione dal motore 3 e ruota ad una velocità ω_m angolare.

L'automobile 1 comprende una centralina 16 elettronica di controllo (illustrata schematicamente), la quale controlla la trasmissione 4 servoassistita e, tra le altre cose, pilota gli attuatori 13 e 14 idraulici del cambio 8 servoassistito e l'attuatore 15 idraulico della frizione 5 servoassistita.

Secondo quanto illustrato nella figura 2, l'attuatore 13 idraulico è ricavato in un corpo 17 di supporto e comanda l'innesto ed il disinnesto delle marce imprimendo ad un albero 18 di comando uno spostamento assiale, cioè lungo un asse 19 centrale. In particolare, l'attuatore 13 idraulico è disposto in corrispondenza di una porzione intermedia dell'albero 18 di comando e presenta due camere 20 di attuazione, le quali sono ricavate nel corpo 17 di supporto e sono alternativamente riempite con olio (che costituisce un fluido di comando dell'attuatore 13 idraulico) in pressione per spostare assialmente l'albero

18 di comando nelle due direzioni sotto il controllo di una coppia di elettrovalvole 21 a tre vie pilotate dalla centralina 16 elettronica di controllo. In particolare, le due camere 20 di attuazione sono attraversate dall'albero 18 di comando, sono disposte in serie lungo l'albero 18 di comando, e sono tra loro separate da una flangia 22 che è solidale all'albero 18 di comando; la flangia 22 definisce un pistone dell'attuatore 13 idraulico, il quale pistone è mobile per scorrere all'interno della camera 20 di attuazione. La flangia 22 comprende una cavità 23 anulare centrale che accoglie una guarnizione 24 di tenuta anulare.

Le elettrovalvole 21 sono idraulicamente collegate ad un circuito 25 idraulico, il quale è comune tra gli attuatori 13, 14 e 15 idraulici. Il circuito 25 idraulico comprende un serbatoio 26 contenente l'olio a pressione atmosferica, un accumulatore 27 idraulico contenente l'olio in pressione, ed una pompa 28 che pesca nel serbatoio 26 ed alimenta l'accumulatore 27 idraulico. Ciascuna elettrovalvola 21 a tre vie è in grado di mantenere la rispettiva camera 20 di attuazione isolata per mantenere costante la pressione dell'olio nella camera 20 di attuazione, è in grado di collegare la camera 20 di attuazione al serbatoio 26 per ridurre la pressione dell'olio nella camera 20 di attuazione, ed è atta a collegare la camera 20 di attuazione con l'accumulatore 27

idraulico per aumentare la pressione dell'olio nella camera 20 di attuazione.

Ciascuna elettrovalvola 21 comprende una spola 29, la quale è spostata assialmente in tre diverse posizioni (corrispondenti alla camera 20 di attuazione collegata al serbatoio 26, alla camera 20 di attuazione isolata, ed alla camera 20 di attuazione collegata all'accumulatore 27 idraulico) mediante un azionatore elettromagnetico. Ciascuna elettrovalvola 21 è di tipo proporzionale ed è comandata in portata; in altre parole, l'elettrovalvola 21 è costruita in modo tale che la posizione assiale della spola 29 sia proporzionale alla portata dell'olio che fluisce attraverso l'elettrovalvola 21 stessa.

Infine, l'attuatore 13 idraulico comprende un sensore 30 di posizione, il quale è accoppiato all'albero 18 di comando per rilevare la posizione istantanea dell'albero 18 di comando stesso ed è collegato alla centralina 16 elettronica di controllo per inviare alla centralina 16 elettronica di controllo stessa la lettura della posizione dell'albero 18 di comando.

La centralina 16 elettronica di controllo alimenta elettricamente ciascuna elettrovalvola 21 per fare circolare attraverso l'elettrovalvola 21 stessa una corrente elettrica di pilotaggio continua avente una intensità variabile nel tempo; in particolare, per ciascuna

elettrovalvola 21 la centralina 16 elettronica di controllo determina un valore I_{TOT} desiderato di una corrente elettrica di pilotaggio dell'elettrovalvola 21 proporzionale e quindi alimenta l'elettrovalvola 21 proporzionale stessa con una corrente elettrica di pilotaggio avente il valore I_{TOT} desiderato.

Secondo lo schema a blocchi illustrato nella figura 3, il valore I_{TOT} desiderato della corrente elettrica di pilotaggio di ciascuna elettrovalvola 21 proporzionale è calcolato effettuando la somma algebrica di due contributi: un contributo I_{OFF} ad anello aperto ed un contributo I_{QCL} ad anello chiuso; a questi due valori sono ulteriormente sommate una corrente I_0 di centro chiuso che ha un valore costante ed una corrente ΔI di banda morta che ha un valore assoluto costante ed un segno variabile in funzione del fatto che si voglia spostare la spola 29 in una prima direzione (cioè per collegare la camera 20 di attuazione al serbatoio 26) o in una seconda direzione opposta alla prima direzione (cioè per collegare la camera 20 di attuazione all'accumulatore 27 idraulico). La corrente I_0 di centro chiuso e la corrente ΔI di banda morta sono graficamente illustrate nella figura 4 che riproduce la caratteristica statica di ciascuna elettrovalvola 21 proporzionale che lega la corrente I di pilotaggio con la portata Q ; in altre parole, la corrente I_0 di centro chiuso e la corrente ΔI di

banda morta sono sostanzialmente fattori di taratura che compensano le tolleranze costruttive del sistema e che sono calcolati mediante una opportuna procedura automatica, attuata dal sistema stesso, a partire da valori determinati sperimentalmente in fase di messa a punto.

I valori della corrente I_0 di centro chiuso e della corrente ΔI di banda morta sono forniti da un blocco 31 di calcolo in cui è memorizzata una tabella determinata sperimentalmente; secondo una possibile forma di attuazione, tale tabella determinata sperimentalmente potrebbe essere parametrata in funzione della temperatura T_{OIL} dell'olio.

Secondo quanto illustrato nella figura 3, per potere determinare il contributo I_{QFF} ad anello aperto in un blocco 32 di calcolo è preventivamente stimata la portata obiettivo Q_{FFOBJ} di olio in pressione che attraversa l'elettrovalvola 21 proporzionale in funzione della velocità obiettivo V_{OBJ} del pistone 22 mobile ed in funzione della sezione della camera 20 di attuazione che è un dato di progetto noto a priori. In altre parole, la portata obiettivo Q_{FFOBJ} di olio in pressione che attraversa l'elettrovalvola 21 proporzionale è sostanzialmente pari alla variazione di volume nell'unità di tempo della camera 20 di attuazione e quindi è pari alla velocità obiettivo V_{OBJ} del pistone 22 mobile (cioè della variazione nell'unità

di tempo della posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile ovvero della derivata prima nel tempo della posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile) moltiplicata per la sezione della camera 20 di attuazione.

Secondo una preferita forma di attuazione, è previsto un blocco 33 di calcolo che riceve in ingresso la posizione obiettivo X_{OBJ} del pistone 22 mobile fornita dalla centralina 16 elettronica di controllo della trasmissione 4 servoassistita e la temperatura T_{OIL} dell'olio che è misurata da un sensore 34 di temperatura disposto all'interno dell'accumulatore 27 idraulico (in prima approssimazione si assume che la temperatura T_{OIL} dell'olio sia costante in tutto il circuito 25 idraulico); il blocco 33 di calcolo fornisce in uscita una posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile corretta ed una velocità obiettivo V_{OBJ} del pistone 22 mobile che si ottiene mediante una semplice operazione di derivazione nel tempo della posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile corretta. Secondo una preferita forma di attuazione, il blocco 33 di calcolo corregge leggermente la posizione obiettivo X_{OBJ} del pistone 22 mobile (di conseguenza, la velocità obiettivo V_{OBJ} del pistone 22 mobile) in funzione della temperatura T_{OIL} dell'olio per tenere conto del fatto che la viscosità dell'olio varia al variare della temperatura T_{OIL} dell'olio; tale correzione della posizione obiettivo X_{OBJ} del pistone

22 mobile in funzione della temperatura T_{OIL} dell'olio si effettua utilizzando dei coefficienti correttivi ricavati sperimentalmente. In particolare, il blocco 33 di calcolo limita la dinamica della variazione della posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile, in modo da evitare variazioni troppo veloci (e quindi non riproducibili praticamente) della posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile; ad esempio la posizione obiettivo X_{OBJ} del pistone 22 mobile fornita dalla centralina 16 elettronica di controllo della trasmissione 4 servoassistita può avere un andamento a gradino mentre la posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile corretta determinata dal blocco 33 di calcolo presenta un gradiente limitato secondo le massime dinamiche possibili (che variano in funzione della temperatura T_{OIL} dell'olio).

Per potere determinare il contributo I_{QFF} ad anello aperto inoltre si determina preventivamente in un blocco 35 di calcolo la caduta di pressione ΔP ai capi della elettrovalvola 21 proporzionale applicando, in alternativa, le seguenti equazioni:

$\Delta P = P_{OIL} - P_{carico}$ quando l'elettrovalvola 21
proporzionale collega la camera 20 di
attuazione all'accumulatore 27
idraulico;

$\Delta P = P_{\text{carico}} - P_{\text{Tank}}$ quando l'elettrovalvola 21
proporzionale collega la camera 20 di
attuazione al serbatoio 26;

ΔP caduta di pressione ai capi della elettrovalvola
21;

P_{OIL} pressione dell'olio all'interno dell'accumulatore
27 idraulico;

P_{carico} pressione dell'olio all'interno della camera 20
di attuazione;

P_{Tank} pressione dell'olio all'interno del serbatoio 26.

La pressione P_{OIL} dell'olio all'interno
dell'accumulatore 27 idraulico è misurata da un sensore 36
di pressione disposto all'interno dell'accumulatore 27
idraulico, la pressione P_{Tank} dell'olio all'interno del
serbatoio 26 è costante, nota a priori ed assunta pari alla
pressione atmosferica (o comunque ad un altro valore
costante simile alla pressione atmosferica e determinato
sperimentalmente), e la pressione P_{carico} dell'olio
all'interno della camera 20 di attuazione è determinata da
un blocco 37 di calcolo in funzione della posizione
effettiva X del pistone 22 mobile fornita (indirettamente)
dal sensore 30 di posizione. Secondo una preferita forma di
attuazione, il blocco 37 di calcolo utilizza una mappa
determinata sperimentalmente, la quale in funzione della

posizione effettiva X del pistone 22 mobile (cioè in funzione della posizione effettiva dell'albero 18 di comando) fornisce la pressione P_{carico} dell'olio all'interno della camera 20 di attuazione che è equivalente alla forza idraulica esercitata sul pistone 22 mobile (cioè sull'albero 18 di comando).

Generalmente la forza sviluppata dall'attuatore 13 idraulico non è costante ma varia in funzione della posizione effettiva X del pistone 22 mobile dell'attuatore 13 idraulico. In funzione della forza sviluppata dall'attuatore 13 idraulico si determina quindi (sempre in funzione della posizione effettiva X del pistone 22 mobile dell'attuatore 13 idraulico) la pressione P_{carico} di carico all'interno della camera 20 di attuazione mediante una semplice divisione; infatti, la pressione P_{carico} di carico all'interno della camera 20 di attuazione è pari alla forza sviluppata dall'attuatore 13 idraulico divisa per l'area del pistone 22 mobile che è un dato di progetto noto a priori. In altre parole, la pressione P_{carico} di carico all'interno della camera 20 di attuazione è determinata in funzione della posizione effettiva X del pistone 22 mobile dell'attuatore 13 idraulico; generalmente, in fase di progetto e di messa a punto del sistema viene determinata una tabella sperimentale che in funzione della posizione effettiva X del pistone 22 mobile fornisce la

corrispondente pressione P_{carico} di carico necessaria per il controllo ad anello aperto della posizione desiderata.

In un blocco 38 di calcolo una posizione X_{SpolaOBJ} desiderata della spola 29 dell'elettrovalvola 21 proporzionale è determinata in funzione della caduta ΔP di pressione attraverso l'elettrovalvola 21 proporzionale, in funzione della portata obiettivo Q_{FFOBJ} di olio in pressione che attraversa l'elettrovalvola 21 proporzionale, ed in funzione della temperatura T_{OIL} dell'olio. In particolare, si determina inizialmente una area K_A di efflusso in funzione della caduta ΔP di pressione attraverso l'elettrovalvola 21 proporzionale, in funzione della portata obiettivo Q_{FFOBJ} di olio in pressione che attraversa l'elettrovalvola 21 proporzionale ed in funzione della temperatura T_{OIL} dell'olio. Si determina quindi la posizione X_{SpolaOBJ} desiderata della spola 29 dell'elettrovalvola 21 proporzionale in funzione della area K_A di efflusso.

Per determinare l'area K_A di efflusso si utilizza la seguente equazione:

$$K_A = Q_{\text{FFOBJ}}^2 / (\Delta P \cdot K_{\text{OIL}}(T_{\text{OIL}}))$$

K_A area di efflusso;

Q_{FFOBJ} portata obiettivo di olio in pressione che attraversa l'elettrovalvola 21 proporzionale;

ΔP caduta di pressione attraverso l'elettrovalvola 21 proporzionale;

$K_{OIL} (T_{OIL})$ coefficiente correttivo che dipende dalla temperatura T_{OIL} dell'olio, tiene conto della variazione di viscosità dell'olio al variare della temperatura T_{OIL} dell'olio, ed è determinato sperimentalmente.

Secondo una preferita forma di attuazione, durante la fase di progetto e messa a punto del sistema si determina una tabella sperimentale che è implementata in un blocco 38 di calcolo e fornisce la posizione $X_{SpolaOBJ}$ desiderata della spola 29 dell'elettrovalvola 21 proporzionale in funzione della area K_A di efflusso. A titolo di esempio, nella figura 5 è illustrata schematicamente una curva sperimentale che in funzione della area K_A di efflusso fornisce la corrispondente posizione $X_{SpolaOBJ}$ desiderata della spola 29 dell'elettrovalvola 21 proporzionale.

Il contributo I_{QFF} ad anello aperto è determinato in funzione della posizione $X_{SpolaOBJ}$ desiderata della spola 29 dell'elettrovalvola 21 proporzionale; in particolare, il contributo I_{QFF} ad anello aperto è proporzionale alla posizione $X_{SpolaOBJ}$ desiderata della spola 29 dell'elettrovalvola 21 proporzionale. Durante la fase di progetto e messa a punto del sistema può essere determinata una tabella sperimentale che fornisce il contributo I_{QFF} ad

anello aperto in funzione della posizione $X_{SpolaOBJ}$ desiderata della spola 29 dell'elettrovalvola 21 proporzionale, oppure può essere applicata la seguente equazione:

$$I_{QFF} = (A + B \cdot X_{SpolaOBJ})$$

I_{QFF} contributo ad anello aperto;

$X_{SpolaOBJ}$ posizione desiderata della spola 29;

A, B parametri determinati sperimentalmente.

Secondo una variante illustrata nella figura 6, invece di determinare l'area K_A di efflusso come sopra descritto e quindi determinare il contributo I_{QFF} ad anello aperto in funzione dell'area K_A di efflusso, è possibile utilizzare in via semplificativa una mappa sperimentale simile a quella illustrata nella figura 4 che fornisce il contributo I_{QFF} ad anello aperto in funzione della portata obiettivo Q_{FFOBJ} di olio in pressione che attraversa l'elettrovalvola 21 proporzionale ed in funzione della caduta ΔP di pressione attraverso l'elettrovalvola 21 proporzionale. In altre parole, secondo la variante illustrata nella figura 6 il blocco 38 di calcolo fornisce direttamente il contributo I_{QFF} ad anello aperto in funzione della portata obiettivo Q_{FFOBJ} di olio in pressione che attraversa l'elettrovalvola 21 proporzionale ed in funzione della caduta ΔP di

pressione attraverso l'elettrovalvola 21 proporzionale; la mappa sperimentale implementata nel blocco 38 di calcolo potrebbe essere parametrata in funzione della temperatura T_{OIL} dell'olio.

Il contributo I_{QCL} ad anello chiuso è determinato in funzione della differenza ε_x (cioè dell'errore di posizione) tra la posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile fornita dal blocco 33 di calcolo come descritto in precedenza e la posizione effettiva X del pistone 22 mobile fornita dal sensore 30 di posizione; preferibilmente, il contributo I_{QCL} ad anello chiuso viene determinato da un regolatore PID 40 che elabora la differenza ε_x tra la posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile e la posizione effettiva X del pistone 22 mobile. Secondo una preferita forma di attuazione, i parametri di controllo del regolatore PID 40 sono variabili in funzione della temperatura T_{OIL} dell'olio per tenere conto della variazione di viscosità dell'olio al variare della temperatura T_{OIL} dell'olio; la correlazione tra i parametri di controllo del regolatore PID 40 e la temperatura T_{OIL} dell'olio viene determinata sperimentalmente.

E' importante osservare che i due contributi I_{QFF} e I_{QCL} possono avere dei pesi tra loro diversi nella determinazione del valore I_{TOT} desiderato della corrente elettrica di pilotaggio di una elettrovalvola 21

proporzionale. Ad esempio, a seconda del grado di confidenza con la quale sono noti i parametri fisici del sistema è possibile attribuire maggiore peso al contributo di controllo in anello aperto I_{QFF} rispetto al contributo I_{QCL} ad anello chiuso, migliorando così le prestazioni dinamiche di controllo.

La posizione della spola 29 può assumere 3 regioni di posizioni:

- I. collegamento della camera 20 di attuazione all'accumulatore 27 idraulico (cioè alla linea ad alta pressione) - il pistone 22 è in movimento;
- II. collegamento della camera 20 di attuazione al serbatoio 26 (cioè alla linea a bassa pressione) - il pistone 22 è in movimento;
- III. banda morta, la camera 20 di attuazione è isolata - il pistone 22 è fermo.

Quando il pistone 22 (cioè l'attuatore 13 idraulico) è fermo, l'elettrovalvola 21 proporzionale non è attraversato da olio, non si ha caduta di pressione all'interno dell'elettrovalvola 21 proporzionale stessa, e la camera 20 di attuazione è completamente isolata; di conseguenza, non è possibile dosare la pressione all'interno della camera 20 di attuazione (sempre mantenendo il pistone 22 fermo). Per ovviare a questo problema si può pensare di pilotare l'elettrovalvola 21 proporzionale utilizzando una tecnica

PWM (Pulse Width Modulation) collegando alternativamente la camera 20 di attuazione all'accumulatore 27 idraulico e al serbatoio 26. In altre parole, la corrente elettrica di pilotaggio ha la forma di una onda quadra in cui si alternano ciclicamente valori a destra ed a sinistra della banda morta per poter avere all'interno della camera 20 di attuazione una pressione che sarà la media ponderata della pressione dell'accumulatore 27 idraulico e della pressione del serbatoio 26 pesata a seconda del duty cycle attuato; di conseguenza, il duty cycle della corrente elettrica di pilotaggio è determinato in funzione della pressione P_{carico} desiderata all'interno della camera 20 di attuazione. Questa strategia di attuazione comporta un consumo di olio non nullo, anche quando l'attuatore 13 idraulico è fermo; il beneficio che ne deriva va commisurato agli eventuali obiettivi di riduzione del consumo energetico per mantenere il circuito idraulico in pressione. Si può anche pensare di applicare questa strategia di attuazione solo per limitati intervalli di tempo quando il pistone 22 è fermo ed è necessario garantire che la pressione P_{carico} dell'olio all'interno della camera 20 di attuazione sia pari ad un valore desiderato ed in particolare inferiore alla pressione P_{OIL} dell'olio all'interno dell'accumulatore 27 idraulico.

Il sistema di controllo sopra descritto può essere utilizzato anche in modalità duale ed in condizioni statiche come sensore virtuale della pressione P_{carico} nella camera 20 di attuazione dell'attuatore 13 idraulico a partire dalla corrente effettiva I della elettrovalvola 21 proporzionale e dalla posizione effettiva X del pistone 22 mobile dell'attuatore 13 idraulico stesso fornita dal sensore 30 di posizione, secondo quanto descritto nella figura 5.

Dalla posizione effettiva X del pistone 22 mobile si ricava la velocità effettiva V del pistone 22 mobile mediante derivazione nel tempo e successivo filtraggio per minimizzare gli effetti del rumore di misura. Quindi, come descritto in precedenza, dalla velocità effettiva V del pistone 22 mobile è possibile ricavare la portata effettiva Q di olio che fluisce attraverso l'elettrovalvola 21 proporzionale. La corrente effettiva I della elettrovalvola 21 proporzionale è misurata direttamente mediante un amperometro (non illustrato), oppure è stimata in modo noto. Dalla corrente effettiva I della elettrovalvola 21 proporzionale si determina il contributo I_{QFF} ad anello aperto sottraendo alla corrente effettiva I la corrente I_0 di centro chiuso e la corrente ΔI di banda morta. Si noti che ai fini dell'utilizzo di questo sistema di controllo come sensore virtuale, è rilevante il solo ramo di

controllo ad anello aperto che costituisce il modello del sistema fisico; pertanto si considera nullo il contributo I_{QCL} ad anello chiuso.

Come illustrato nel grafico della figura 4, conoscendo la portata effettiva Q di olio che fluisce attraverso l'elettrovalvola 21 proporzionale ed il contributo I_{QFF} ad anello aperto è possibile determinare la caduta ΔP di pressione attraverso l'elettrovalvola 21 proporzionale determinando il ramo della caratteristica statica dell'elettrovalvola 21 che passa per il punto individuato dalla coppia (I_{QFF}, Q) e caratterizzato da un determinato valore di caduta ΔP di pressione. Come descritto in precedenza, la pressione P_{carico} dell'olio all'interno della camera 20 di attuazione si determina applicando in alternativa le seguenti equazioni:

$P_{carico} = P_{OIL} - \Delta P$ quando l'elettrovalvola 21 proporzionale collega la camera 20 di attuazione all'accumulatore 27 idraulico;

$P_{carico} = \Delta P + P_{Tank}$ quando l'elettrovalvola 21 proporzionale collega la camera 20 di attuazione al serbatoio 26;

ΔP caduta di pressione ai capi della elettrovalvola 21;

P_{OIL} pressione dell'olio all'interno dell'accumulatore 27 idraulico;

P_{carico} pressione dell'olio all'interno della camera 20 di attuazione;

P_{Tank} pressione dell'olio all'interno del serbatoio 26.

In alternativa, come sopra descritto dal contributo I_{QFF} ad anello aperto è possibile ricavare la posizione effettiva X_{Spola} della spola 29 dell'elettrovalvola 21 e quindi dalla posizione effettiva X_{Spola} della spola 29 è possibile ricavare l'area K_A di efflusso; infine dall'area K_A di efflusso è possibile ricavare la caduta ΔP di pressione attraverso l'elettrovalvola 21 proporzionale applicando l'equazione già descritta in precedente e risolta in questo caso per la caduta ΔP di pressione:

$$\Delta P = Q_{FF}^2 / (K_A \cdot K_{OIL}(T_{OIL}))$$

K_A area di efflusso;

Q_{FF} portata effettiva di olio in pressione che attraversa l'elettrovalvola 21 proporzionale;

ΔP caduta di pressione attraverso l'elettrovalvola 21 proporzionale;

$K_{OIL}(T_{OIL})$ coefficiente correttivo che dipende dalla temperatura T_{OIL} dell'olio, tiene conto della variazione di viscosità dell'olio al variare della temperatura T_{OIL} dell'olio, ed è determinato sperimentalmente.

La modalità sopra descritta per stimare la pressione P_{carico} nella camera 20 di attuazione ha come principale finalità permettere una procedura di autoapprendimento della caratteristica della pressione P_{carico} nella camera 20 di attuazione in funzione della posizione X del pistone 22 mobile; infatti, come descritto in precedenza è necessario conoscere il valore della pressione P_{carico} nella camera 20 di attuazione in funzione della posizione X del pistone 22 mobile. In sostanza, grazie a questa procedura di autoapprendimento si possono tenere in conto le usure, i deterioramenti o eventuali impuntamenti localizzati dell'attuatore 13 idraulico sia al fine di migliorare il controllo in anello aperto, sia a scopi diagnostici (cioè se la pressione P_{carico} nella camera 20 di attuazione è troppo elevata allora si diagnostica un malfunzionamento e si richiede un intervento di manutenzione). In altre parole, a fini diagnostici la caratteristica della pressione P_{carico} nella camera 20 di attuazione in funzione della posizione X del pistone 22 mobile è confrontata con valori di soglia predefiniti ed in caso di eccessivo

scostamento si diagnostica un malfunzionamento. In particolare, la strategia di autoapprendimento è eseguita ad intervalli temporali prefissati ed è preferibilmente realizzata imponendo un opportuno profilo di corrente I di comando alla elettrovalvola 21 proporzionale ed analizzando la conseguente variazione di posizione effettiva X del pistone 22 mobile. Infatti se si impone un profilo costante di corrente si ottengono alcune semplificazioni nelle equazioni sopra citate. Questa strategia di autoapprendimento può essere attuata in entrambi i sensi di spostamento del pistone 22 mobile per verificare le eventuali non linearità (cioè differenze tra la corsa di andata e la corsa di ritorno).

Secondo la forma di attuazione illustrata nelle figure allegate, la pressione P_{OIL} e la temperatura T_{OIL} dell'olio nell'accumulatore 27 idraulico sono misurate direttamente mediante il sensore 34 di temperatura e mediante il sensore 36 di pressione; in alternativa ai sensori 34 e 36 potrebbero essere utilizzate tecniche di stima note in letteratura per stimare indirettamente la pressione P_{OIL} e/o la temperatura T_{OIL} dell'olio nell'accumulatore 27 idraulico.

Nell'esempio sopra descritto è stato descritto il controllo dell'attuatore 13 idraulico che inserisce/disinserisce le marce; ovviamente, lo stesso

controllo può essere utilizzato anche per il controllo dell'attuatore 14 idraulico che seleziona il rango delle marce e/o per il controllo dell'attuatore 15 idraulico che aziona la frizione 5 servoassistita. E' importante osservare che l'attuatore 13 idraulico sopra descritto è a doppio effetto, cioè presenta due camere 20 di attuazione, e quindi presenta due elettrovalvole 21 proporzionali; l'attuatore 14 idraulico e/o l'attuatore 15 idraulico sono invece tipicamente a singolo effetto, cioè presentano una unica camera 20 di attuazione ed un corpo elastico, e quindi presentano una unica elettrovalvola 21 proporzionale.

Secondo una metodologia di controllo standard, il valore I_{TOT} desiderato della corrente elettrica di pilotaggio di ciascuna elettrovalvola 21 proporzionale è fornito solo dal contributo I_{QCL} ad anello chiuso determinato in funzione della differenza ε_x (cioè dell'errore di posizione) tra la posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile e la posizione effettiva X del pistone 22 mobile. Come detto in precedenza, operando in questo modo si garantisce che la posizione effettiva X del pistone 22 mobile sia sempre pari alla posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile, ma per contro non si ha alcun controllo della forza sviluppata dall'attuatore 13 idraulico.

Invece, il metodo di pilotaggio dell'attuatore 13 idraulico sopra descritto nel determinare il valore I_{TOT} desiderato di una corrente elettrica di pilotaggio dell'elettrovalvola 21 proporzionale tiene conto non solo della differenza ε_x (cioè dell'errore di posizione) tra la posizione obiettivo X_{OBJC} del pistone 22 mobile e la posizione effettiva X del pistone 22 mobile mediante il contributo I_{QCL} ad anello chiuso, ma anche della pressione P_{carico} di carico che è equivalente alla forza idraulica esercitata sul pistone 22 mobile (cioè sull'albero 18 di comando) mediante il contributo I_{QFF} ad anello aperto; in questo modo, il metodo di pilotaggio dell'attuatore 13 idraulico sopra descritto permette di controllare con estrema precisione la posizione dell'attuatore 13 idraulico e con buona precisione la forza generata dall'attuatore 13 idraulico stesso.

Il sopra descritto metodo di pilotaggio dell'attuatore 13 idraulico presenta numerosi vantaggi, in quanto è di semplice ed economica implementazione non richiedendo l'installazione di componenti aggiuntivi rispetto a quanto già normalmente presente in una trasmissione servoassistita e soprattutto permette di controllare con estrema precisione la posizione dell'attuatore 13 idraulico stesso e con buona precisione la forza generata dall'attuatore 13 idraulico.

In seguito ai numerosi vantaggi del sopra descritto metodo di pilotaggio, tale metodo di pilotaggio può essere utilizzato anche in altre applicazioni diverse da un cambio servoassistito in cui sia necessario controllare sia la posizione di un attuatore idraulico, sia la forza generata dall'attuatore idraulico stesso.

R I V E N D I C A Z I O N I

1) Metodo di pilotaggio di un attuatore (13) idraulico comprendente:

almeno una camera (20) di attuazione;

un pistone (22) mobile che scorre all'interno della camera (20) di attuazione; ed

una elettrovalvola (21) proporzionale controllata in portata per collegare la camera (20) di attuazione ad un accumulatore (27) idraulico contenente un fluido di comando in pressione e ad un serbatoio (26) contenente un fluido di comando a pressione ambiente;

il metodo di pilotaggio comprende le fasi di:

determinare la posizione obiettivo (X_{OBJC}) dell'attuatore (13) idraulico;

determinare la posizione effettiva (X) dell'attuatore (13) idraulico;

determinare un errore (ϵ_x) di posizione mediante la differenza tra la posizione obiettivo (X_{OBJC}) dell'attuatore (13) idraulico e la posizione effettiva (X) dell'attuatore (13) idraulico;

determinare un valore (I_{TOT}) desiderato di una corrente elettrica di pilotaggio dell'elettrovalvola (21) in funzione dell'errore (ϵ_x) di posizione; ed

alimentare l'elettrovalvola (21) proporzionale con una corrente elettrica di pilotaggio avente il valore (I_{TOT})

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

desiderato;

il metodo di pilotaggio è **caratterizzato dal fatto di** comprendere le fasi di:

determinare un primo contributo (I_{QCL}) ad anello chiuso in funzione dell'errore (ε_x) di posizione;

determinare una portata obiettivo (Q_{FFOBJ}) di fluido in pressione che attraversa l'elettrovalvola (21) proporzionale;

determinare una caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale;

determinare un secondo contributo (I_{QFF}) ad anello aperto in funzione della portata obiettivo (Q_{FFOBJ}) di fluido in pressione che attraversa l'elettrovalvola (21) proporzionale e della caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale; e

determinare il valore (I_{TOT}) desiderato della corrente elettrica di pilotaggio dell'elettrovalvola (21) sommando algebricamente il primo contributo (I_{QCL}) ad anello chiuso ed il secondo contributo (I_{QFF}) ad anello aperto.

2) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 1 e comprendente l'ulteriore fase di determinare il primo contributo (I_{QCL}) ad anello chiuso utilizzando un regolatore PID (40) per elaborare l'errore (ε_x) di posizione.

3) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 1 o 2 e comprendente le ulteriori fasi di:

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

determinare una posizione obiettivo ($X_{SpolaOBJ}$) di una spola (29) dell'elettrovalvola (21) proporzionale in funzione della caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale ed in funzione della portata obiettivo (Q_{FFOBJ}) di fluido in pressione che attraversa l'elettrovalvola (21) proporzionale; e

determinare il secondo contributo (I_{QFF}) ad anello aperto in funzione della posizione obiettivo ($X_{SpolaOBJ}$) della spola (29) dell'elettrovalvola (21) proporzionale.

4) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 3, in cui la fase di determinare la posizione obiettivo ($X_{SpolaOBJ}$) della spola (29) dell'elettrovalvola (21) proporzionale comprende le ulteriori fasi di:

determinare una area (K_A) di efflusso in funzione della caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale ed in funzione della portata obiettivo (Q_{FFOBJ}) di fluido in pressione che attraversa l'elettrovalvola (21) proporzionale; e

determinare la posizione obiettivo ($X_{SpolaOBJ}$) della spola (29) dell'elettrovalvola (21) proporzionale in funzione della area (K_A) di efflusso.

5) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 4 e comprendente l'ulteriore fase di utilizzare la seguente equazione per determinare l'area (K_A) di efflusso:

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

$$K_A = Q_{FFOBJ}^2 / (\Delta P \cdot K_{OIL}(T_{OIL}))$$

K_A area di efflusso;

Q_{FFOBJ} portata obiettivo di olio in pressione che attraversa l'elettrovalvola (21) proporzionale;

ΔP caduta di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale;

$K_{OIL}(T_{OIL})$ coefficiente correttivo che dipende dalla temperatura (T_{OIL}) del fluido, tiene conto della variazione di viscosità dell'olio al variare della temperatura (T_{OIL}) dell'olio, ed è determinato sperimentalmente.

6) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 4 o 5 e comprendente l'ulteriore fase di determinare una tabella sperimentale che fornisce la posizione obiettivo ($X_{SpolaOBJ}$) della spola (29) dell'elettrovalvola (21) proporzionale in funzione della area (K_A) di efflusso.

7) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 1 o 2 e comprendente la ulteriore fase di determinare una tabella sperimentale, la quale fornisce il secondo contributo (I_{QFF}) ad anello aperto in funzione della portata obiettivo (Q_{FFOBJ}) di fluido in pressione che attraversa l'elettrovalvola (21) proporzionale e della caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale.

8) Metodo di pilotaggio secondo una delle rivendicazioni da 1 a 7 e comprendente l'ulteriore fase di

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

determinare il secondo contributo (I_{QFF}) ad anello aperto in funzione della portata obiettivo (Q_{FFOBJ}) di fluido in pressione che attraversa l'elettrovalvola (21) proporzionale, della caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale, e della temperatura (T_{OIL}) del fluido.

9) Metodo di pilotaggio secondo una delle rivendicazioni da 1 a 8 e comprendente le ulteriori fasi di:

determinare una pressione (P_{carico}) del fluido all'interno della camera (20) di attuazione;

determinare una pressione (P_{OIL}) del fluido all'interno dell'accumulatore (27) idraulico;

determinare una pressione (P_{Tank}) del fluido all'interno del serbatoio (26); e

determinare la caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale da una parte in funzione della pressione (P_{carico}) del fluido all'interno della camera (20) di attuazione e dall'altra parte in funzione della pressione (P_{OIL}) del fluido all'interno dell'accumulatore (27) idraulico oppure, in alternativa, della pressione (P_{Tank}) del fluido all'interno del serbatoio (26).

10) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 9 e comprendente l'ulteriore fase di determinare la pressione

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

(P_{carico}) del fluido all'interno della camera (20) di attuazione in funzione della posizione effettiva (X) dell'attuatore (13) idraulico.

11) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 10 e comprendente la ulteriore fase di determinare una tabella sperimentale, la quale fornisce la pressione (P_{carico}) del fluido all'interno della camera (20) di attuazione in funzione della posizione effettiva (X) dell'attuatore (13) idraulico.

12) Metodo di pilotaggio secondo una delle rivendicazioni da 1 a 11 e comprendente le ulteriori fasi di:

determinare una velocità obiettivo (V_{OBJ}) del pistone (22) mobile derivando nel tempo la posizione obiettivo (X_{OBJC}) del pistone (22) mobile; e

determinare la portata obiettivo (Q_{FFOBJ}) di fluido in pressione che attraversa l'elettrovalvola (21) proporzionale in funzione della velocità obiettivo (V_{OBJ}) del pistone (22) mobile ed in funzione della sezione della camera (20) di attuazione.

13) Metodo di pilotaggio secondo una delle rivendicazioni da 1 a 12 e comprendente le ulteriori fasi di:

pilotare, quando l'attuatore (13) idraulico è fermo, l'elettrovalvola (21) proporzionale mediante una corrente

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

elettrica di pilotaggio ad onda quadra ed utilizzando una tecnica PWM per collegare alternativamente la camera (20) di attuazione all'accumulatore (27) idraulico e al serbatoio (26); e

determinare il duty cycle della corrente elettrica di pilotaggio in funzione della pressione (P_{carico}) desiderata all'interno della camera (20) di attuazione.

14) Metodo di pilotaggio secondo una delle rivendicazioni da 1 a 13 e comprendente una procedura di autoapprendimento della caratteristica della pressione (P_{carico}) nella camera (20) di attuazione in funzione della posizione (X) del pistone (22) mobile comprendente a sua volta le fasi di:

determinare la posizione effettiva (X) dell'attuatore (13) idraulico;

determinare la velocità effettiva (V) dell'attuatore (13) idraulico mediante una derivazione nel tempo della posizione effettiva (X) dell'attuatore (13) idraulico;

determinare una portata effettiva (Q) di fluido in pressione che attraversa l'elettrovalvola (21) proporzionale in funzione della velocità effettiva (V) dell'attuatore (13) idraulico;

determinare la corrente effettiva (I) della elettrovalvola (21) proporzionale;

determinare il primo contributo (I_{QFF}) ad anello aperto

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

sottraendo alla corrente effettiva (I) una corrente (I_0) di centro chiuso ed una corrente (ΔI) di banda morta;

determinare la caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale in funzione del primo contributo (I_{QFF}) ad anello aperto ed in funzione della posizione effettiva (X) dell'attuatore (13) idraulico; e

determinare la pressione (P_{carico}) nella camera (20) di attuazione in funzione della caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale.

15) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 14, in cui la pressione (P_{carico}) dell'olio all'interno della camera (20) di attuazione è determinata applicando in alternativa le seguenti equazioni:

$P_{carico} = P_{OIL} - \Delta P$ quando l'elettrovalvola (21) proporzionale collega la camera (20) di attuazione all'accumulatore (27) idraulico;

$P_{carico} = \Delta P + P_{Tank}$ quando l'elettrovalvola (21) proporzionale collega la camera (20) di attuazione al serbatoio (26);

ΔP caduta di pressione ai capi della elettrovalvola (21);

P_{OIL} pressione dell'olio all'interno dell'accumulatore (27) idraulico;

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

P_{carico} pressione dell'olio all'interno della camera (20) di attuazione;

P_{Tank} pressione dell'olio all'interno del serbatoio (26).

16) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 14 o 15 e comprendente l'ulteriore fase di imporre un profilo noto di corrente (I) di comando alla elettrovalvola (21) proporzionale.

17) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 14, 15 o 16, in cui la caratteristica della pressione (P_{carico}) nella camera (20) di attuazione in funzione della posizione (X) del pistone (22) mobile viene confrontata con valori di soglia predefiniti ed in caso di eccessivo scostamento viene diagnosticato un malfunzionamento.

18) Metodo di pilotaggio secondo una delle rivendicazioni da 1 a 17, in cui il pistone (22) dell'attuatore (13) idraulico è meccanicamente collegato ad una trasmissione (4) servoassistita di un veicolo (1) stradale.

19) Metodo di pilotaggio di un attuatore (13) idraulico comprendente:

almeno una camera (20) di attuazione;

un pistone (22) mobile che scorre all'interno della camera (20) di attuazione; ed

una elettrovalvola (21) proporzionale controllata in

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

portata per collegare la camera (20) di attuazione ad un accumulatore (27) idraulico contenente un fluido di comando in pressione e ad un serbatoio (26) contenente un fluido di comando a pressione ambiente;

il metodo di pilotaggio comprende una procedura di autoapprendimento della caratteristica della pressione (P_{carico}) nella camera (20) di attuazione in funzione della posizione (X) del pistone (22) mobile comprendente le fasi di:

determinare la posizione effettiva (X) dell'attuatore (13) idraulico;

determinare la velocità effettiva (V) dell'attuatore (13) idraulico mediante una derivazione nel tempo della posizione effettiva (X) dell'attuatore (13) idraulico;

determinare una portata effettiva (Q) di fluido in pressione che attraversa l'elettrovalvola (21) proporzionale in funzione della velocità effettiva (V) dell'attuatore (13) idraulico;

determinare la corrente effettiva (I) della elettrovalvola (21) proporzionale;

determinare il primo contributo (I_{QFF}) ad anello aperto sottraendo alla corrente effettiva (I) una corrente (I_0) di centro chiuso ed una corrente (ΔI) di banda morta;

determinare la caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale in funzione del primo

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

contributo (I_{QFF}) ad anello aperto ed in funzione della posizione effettiva (X) dell'attuatore (13) idraulico; e

determinare la pressione (P_{carico}) nella camera (20) di attuazione in funzione della caduta (ΔP) di pressione attraverso l'elettrovalvola (21) proporzionale.

20) Metodo di pilotaggio secondo la rivendicazione 19, in cui la caratteristica della pressione (P_{carico}) nella camera (20) di attuazione in funzione della posizione (X) del pistone (22) mobile viene confrontata con valori di soglia predefiniti ed in caso di eccessivo scostamento viene diagnosticato un malfunzionamento.

p.i. MAGNETI MARELLI S.P.A.

Matteo MACCAGNAN

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

C L A I M S

1) Pilot method of a hydraulic actuator (13) comprising:

at least one actuation chamber (20);

a mobile piston (22) sliding inside the actuation chamber (20); and

a proportional solenoid valve (21) with a controlled flow rate to connect the actuation chamber (20) to a hydraulic accumulator (27) containing a pressurised command fluid and to a tank (26) containing a command fluid at environment pressure;

the pilot method comprises the steps of:

determining the objective position (X_{OBJC}) of the hydraulic actuator (13);

determining the actual position (X) of the hydraulic actuator (13);

determining a position error (ε_x) through the difference between the objective position (X_{OBJC}) of the hydraulic actuator (13) and the actual position (X) of the hydraulic actuator (13);

determining a desired value (I_{TOT}) of a pilot electric current of the solenoid valve (21) according to the position error (ε_x); and

powering the proportional solenoid valve (21) through a pilot electric current having the desired value (I_{TOT});

the pilot method is **characterised in that** it comprises the steps of:

determining a first feedback contribution (I_{QCL}) according to the position error (ε_x);

determining an objective flow rate (Q_{FFOBJ}) of pressurised fluid going through the proportional solenoid valve (21);

determining a pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21);

determining a second feedforward contribution (I_{QFF}) according to the objective flow rate (Q_{FFOBJ}) of pressurised fluid going through the proportional solenoid valve (21) and to the pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21); and

determining the desired value (I_{TOT}) of the pilot electric current of the solenoid valve (21) by adding algebraically the first feedback contribution (I_{QCL}) and the second feedforward contribution (I_{QFF}).

2) Pilot method according to claim 1 and comprising the further step of determining the first feedback contribution (I_{QCL}) by using a PID regulator (40) to process the position error (ε_x).

3) Method according to claim 1 or 2 and comprising the further steps of:

determining an objective position ($X_{SpolaOBJ}$) of a shuttle (29) of the proportional solenoid valve (21) according to the pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21) and to the objective flow rate (Q_{FFOBJ}) of pressurised fluid going through the proportional solenoid valve (21); and

determining the second feedforward contribution (I_{QFF}) according to the objective position ($X_{SpolaOBJ}$) of the shuttle (29) of the proportional solenoid valve (21).

4) Pilot method according to claim 3, wherein the step of determining the objective position ($X_{SpolaOBJ}$) of the shuttle (29) of the proportional solenoid valve (21) comprises the further steps of :

determining an outflow area (K_A) according to the pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21) and to the objective flow rate (Q_{FFOBJ}) of pressurised fluid going through the proportional solenoid valve (21); and

determining the objective position ($X_{SpolaOBJ}$) of the shuttle (29) of the proportional solenoid valve (21) according to the outflow area (K_A).

5) Pilot method according to claim 4 and comprising the further step of using the following equation to determine the outflow area (K_A):

$$K_A = Q_{FFOBJ}^2 / (\Delta P \cdot K_{OIL}(T_{OIL}))$$

K_A outflow area;
 Q_{FFOBJ} objective flow rate of pressurised oil going through the proportional solenoid valve (21);
 ΔP pressure drop through the proportional solenoid valve (21);
 $K_{OIL}(T_{OIL})$ corrective coefficient which depends on the temperature (T_{OIL}) of the fluid, takes into account the viscosity variation of the oil according to the temperature (T_{OIL}) variation of the oil, and is determined experimentally.

6) Pilot method according to claim 4 or 5 and comprising the further step of determining an experimental map providing the objective position ($X_{SpolaOBJ}$) of the shuttle (29) of the proportional solenoid valve (21) according to the outflow area (K_A).

7) Pilot method according to claim 1 or 2 and comprising the further step of determining an experimental map providing the second feedforward contribution (I_{QFF}) according to the objective flow rate (Q_{FFOBJ}) of pressurised fluid going through the proportional solenoid valve (21) and to the pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21).

8) Pilot method according to one of the claims from 1 to 7 and comprising the further step of determining the second feedforward contribution (I_{QFF}) according to the objective flow rate (Q_{FFOBJ}) of pressurised fluid going through the proportional solenoid valve (21), to the pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21) and to the temperature (T_{OIL}) of the fluid.

9) Pilot method according to one of the claims from 1 to 8 and comprising the further steps of:

determining a pressure (P_{carico}) of the fluid inside the actuation chamber (20);

determining a pressure (P_{OIL}) of the fluid inside the hydraulic accumulator (27);

determining a pressure (P_{Tank}) of the fluid inside the tank (26); and

determining the pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21), on the one hand according to the pressure (P_{carico}) of the fluid inside the actuation chamber (20) and, on the other hand, according to the pressure (P_{OIL}) of the fluid inside the hydraulic accumulator (27) or, alternatively, to the pressure (P_{Tank}) of the fluid inside the tank (26).

10) Pilot method according to claim 9 and comprising the further step of determining the pressure (P_{carico}) of the

fluid inside the actuation chamber (20) according to the actual position (X) of the hydraulic actuator (13).

11) Pilot method according to claim 10 and comprising the further step of determining an experimental map providing the pressure (P_{carico}) of the fluid inside the actuation chamber (20) according to the actual position (X) of the hydraulic actuator (13).

12) Pilot method according to one of the claims from 1 to 11 and comprising the further steps of:

determining and objective speed (V_{OBJ}) of the mobile piston by differentiating in time the objective position (X_{OBJ}) of the mobile piston 22); and

determining the objective flow rate (Q_{FFOBJ}) of pressurised fluid going through the proportional solenoid valve (21) according to the objective speed (V_{OBJ}) of the mobile piston (22) and to the section of the actuation chamber (20).

13) Pilot method according one of the claims from 1 to 12 and comprising the further steps of:

piloting, when the hydraulic actuator (13) is stopped, the proportional solenoid valve (21) through a square wave pilot electric current and by using a PMW technique to connect alternatively the actuation chamber (20) to the hydraulic accumulator (27) and to the tank (26); and

determining the duty cycle of the pilot electric current according to the desired pressure (P_{carico}) inside the actuation chamber (20).

14) Pilot method according to one of the claims from 1 to 13 and comprising a self-learning procedure of the characteristic of the pressure (P_{carico}) inside the actuation chamber (20) according to the position (X) of the mobile piston (22), the self-learning procedure comprising the steps of:

determining the actual position (X) of the hydraulic actuator (13);

determining the actual speed (V) of the hydraulic actuator (13) through a derivation in time of the actual position (X) of the hydraulic actuator (13);

determining an actual flow rate (Q) of pressurised fluid going through the proportional solenoid valve (21) according to the actual speed (V) of the hydraulic actuator (13);

determining the actual flow rate (I) of the proportional solenoid valve (21);

determining the first feedforward contribution (I_{QFF}) by subtracting from the actual current (I) a closed centre current (I_0) and a dead band current (ΔI);

determining the pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21) according to the first

feedforward contribution (I_{QFF}) and to the actual position (X) of the hydraulic actuator (13); and

determining the pressure (P_{carico}) inside the actuation chamber (20) according to the pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21).

15) Pilot method according to claim 14, wherein the pressure (P_{carico}) of the oil inside the actuation chamber (20) is determined by applying alternatively one of the following equations:

$P_{carico} = P_{OIL} - \Delta P$ when the proportional solenoid valve (21) connects the actuation chamber (20) to the hydraulic accumulator (27);

$P_{carico} = \Delta P + P_{Tank}$ when the proportional solenoid valve (21) connects the actuation chamber (20) to the tank (26);

ΔP pressure drop at the ends of the solenoid valve (21);

P_{OIL} oil pressure inside the hydraulic accumulator (27);

P_{carico} oil pressure inside the actuation chamber (20);

P_{Tank} oil pressure inside the tank (26).

16) Pilot method according to claim 14 or 15 and comprising the further step of imposing a known profile of command current (I) on the proportional solenoid valve (21).

17) Pilot method according to claim 14, 15 or 16, wherein the characteristic of the pressure (P_{carico}) inside the actuation chamber (20) according to the position (X) of the mobile piston (22) is compared with predetermined threshold values and, in case of an excessive difference, a malfunctioning is diagnosed.

18) Pilot method according to one of the claims from 1 to 17, wherein the piston (22) of the hydraulic actuator (13) is connected mechanically to a servo-assisted gearbox (4) of a street vehicle (1).

19) Pilot method of a hydraulic actuator (13) comprising:

at least one actuation chamber (20);

a mobile piston (22) sliding inside the actuation chamber (20); and

a proportional solenoid valve (21) with a controlled flow rate to connect the actuation chamber (20) to a hydraulic accumulator (27) containing a pressurised command fluid and to a tank (26) containing a command fluid at environment pressure;

the pilot method comprises a self-learning procedure of the characteristic of the pressure (P_{carico}) inside the actuation chamber (20) according to the position (X) of the mobile piston (22), the self-learning procedure comprising the steps of:

determining the actual position (X) of the hydraulic actuator (13);

determining the actual speed (V) of the hydraulic actuator (13) through a derivation in time of the actual position (X) of the hydraulic actuator (13);

determining an actual flow rate (Q) of pressurised fluid going through the proportional solenoid valve (21) according to the actual speed (V) of the hydraulic actuator (13);

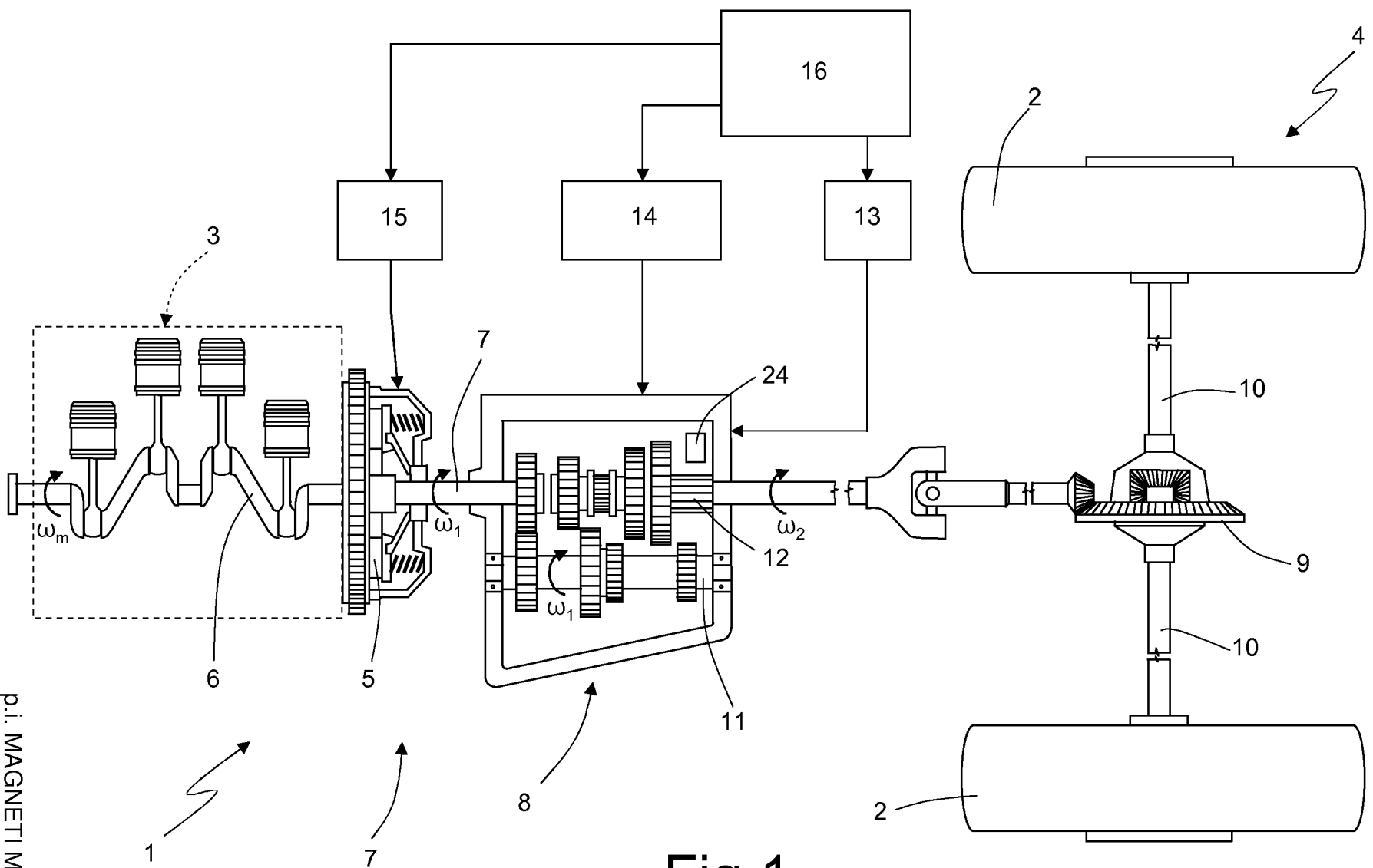
determining the actual flow rate (I) of the proportional solenoid valve (21);

determining the first feedforward contribution (I_{QFF}) by subtracting from the actual current (I) a closed centre current (I_0) and a dead band current (ΔI);

determining the pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21) according to the first feedforward contribution (I_{QFF}) and to the actual position (X) of the hydraulic actuator (13); and

determining the pressure (P_{carico}) inside the actuation chamber (20) according to the pressure drop (ΔP) through the proportional solenoid valve (21).

20) Pilot method according to claim 19, wherein the characteristic of the pressure (P_{carico}) inside the actuation chamber (20) according to the position (X) of the mobile piston (22) is compared with predetermined threshold values and, in case of an excessive difference, a malfunctioning is diagnosed.



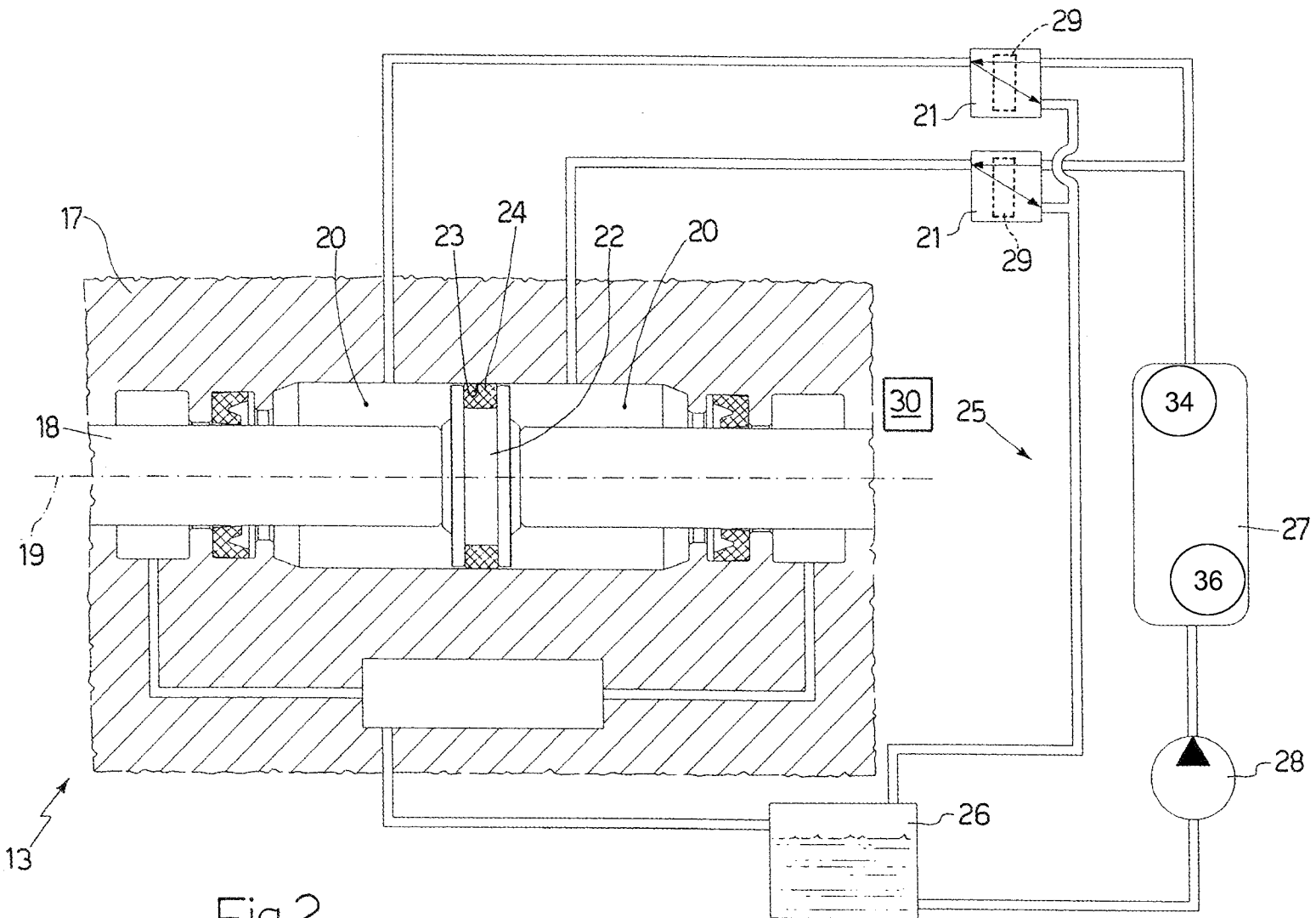


Fig.2

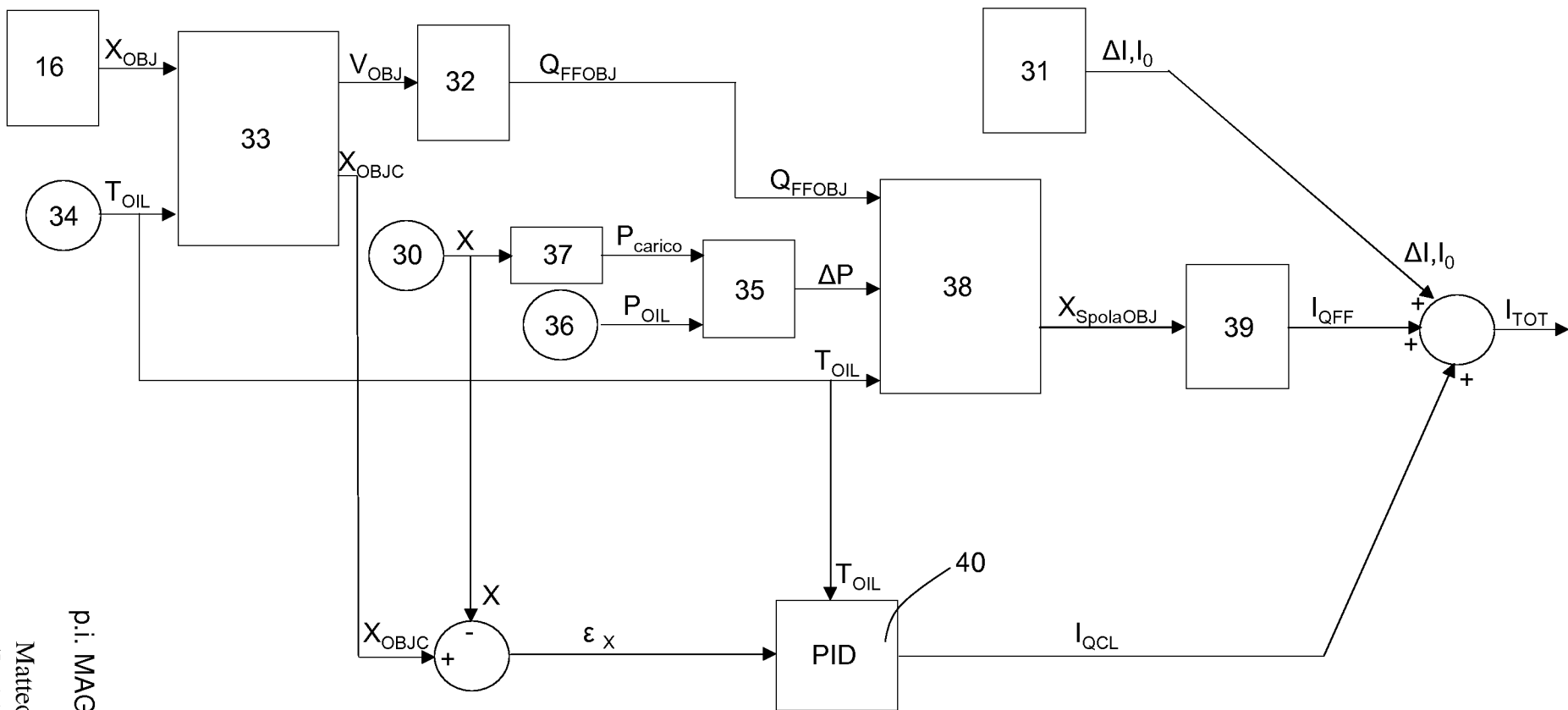
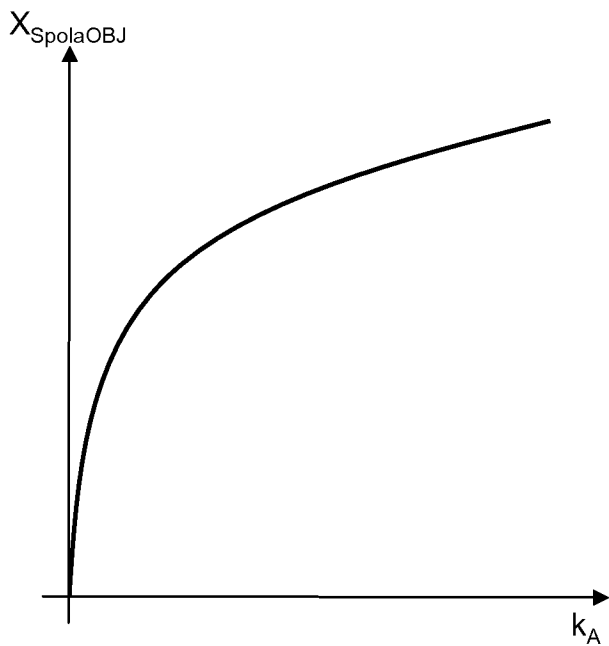
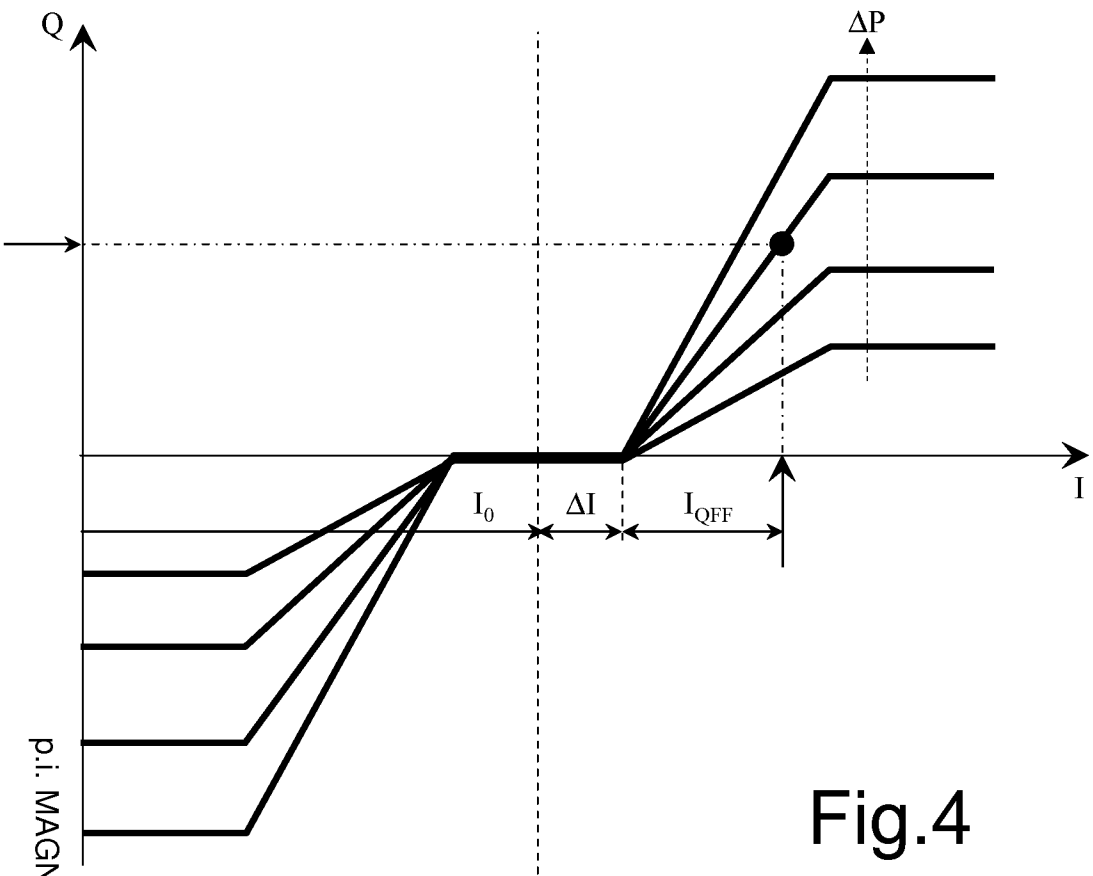


Fig.3



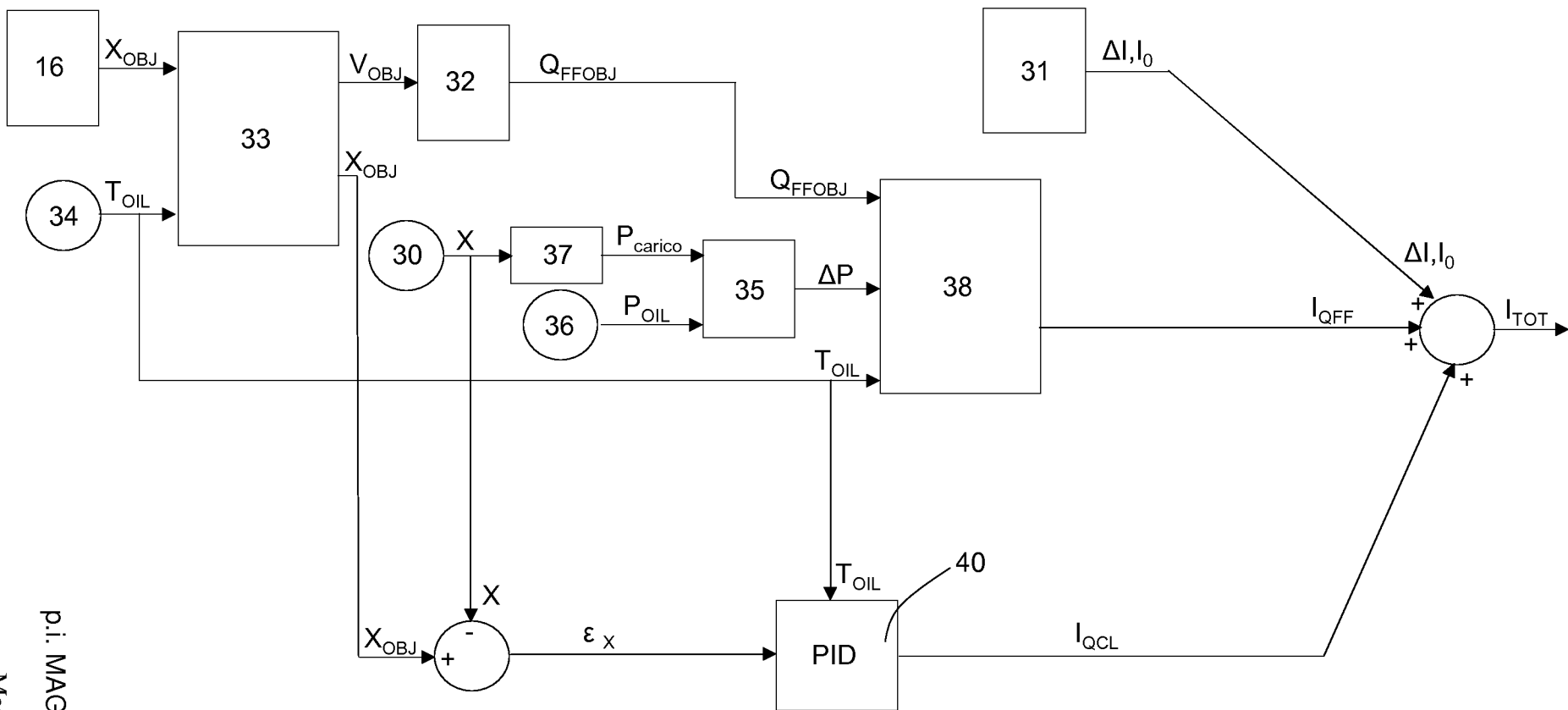


Fig.6