

# Capitolo 1

## Componenti del sistema idraulico e di attuazione del cambio

Nelle autovetture moderne che montano un AMT il circuito idraulico rappresenta una delle componenti fondamentali per il funzionamento dell'autoveicolo. Vengono, comandati idraulicamente la frizione, la selezione e l'innesto delle marce. I blocchi fondamentali che compongono il circuito idraulico (come si vede in Fig. 1.1) sono:

- motore elettrico;
- pompa ad ingranaggi;
- accumulatore;
- serbatoio;
- cambio;
- frizione;

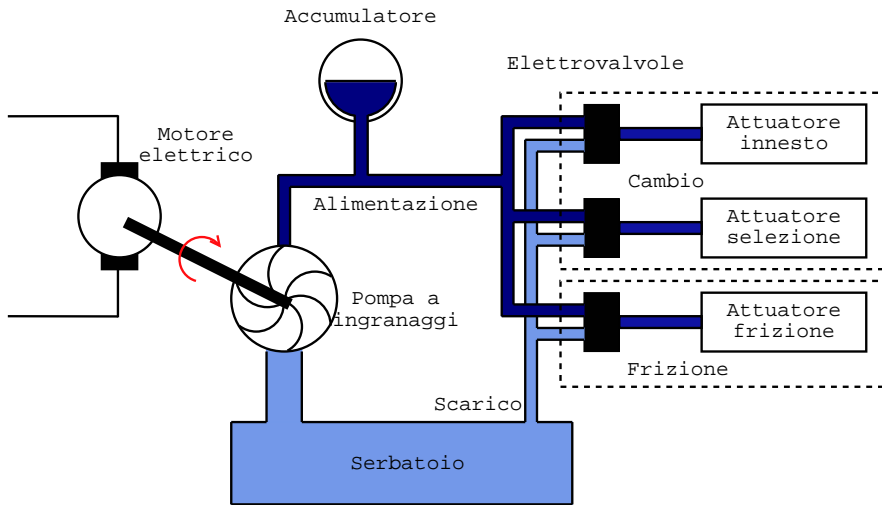


Figura 1.1: Schema semplificato del circuito idraulico.

### 1.0.1 Descrizione del funzionamento del sistema

Seguendo lo schema di Fig. 1.1 il primo dispositivo che si incontra è il motore elettrico, il suo compito è quello di fornire un flusso di olio che dal serbatoio fluisce verso l'accumulatore e quindi gli attuatori. Il controllo del motore è affidato ad una centralina, in grado di rilevare la pressione del circuito idraulico. Quando la pressione scende al di sotto di un prefissato valore, il motore si accende, così da aumentare la pressione, finché non si raggiunge il valore massimo prefissato. I valori di controllo della pompa sono scelti in modo tale da garantire un corretto funzionamento di tutte le parti idrauliche.

Proseguendo nell'analisi, si incontra l'accumulatore, il cui scopo è molto simile a quello di un condensatore elettrico: esso accumula energia sotto forma di pressione.

Quando il sistema di attuazione richiede olio l'accumulatore glielo fornisce, facendo così scendere gradualmente la pressione di alimentazione. Il vantaggio di avere un'accumulatore è che esso rende disponibile una maggior quantità di olio ad alta pressione, utile per il corretto funzionamento dei dispositivi idraulici.

Marcia	EV1	EV2	EV3	EV4	EV5
I	x		x		x
II		x	x		x
III	x		x	x	x
IV		x	x	x	x
V	x			x	x
VI		x		x	x
RM		x	x		

Tabella 1.1: Schema di eccitazione delle valvole di innesto e selezione delle marce.

Passando ai dispositivi a controllo idraulico, i primi che si incontrano sono gli attuatori di innesto e selezione, il cui compito è quello di effettuare una cambiata, agendo sulle leve del cambio. La struttura di tali dispositivi è illustrata in Fig. 1.2.

Per comandare l'inserimento di una marcia è necessario determinare uno spostamento della leva del cambio in due direzioni: selezione (asse y) ed inserimento (asse x). La selezione viene controllata tramite 3 flussi: EV3, EV4 e EV5; l'inserimento tramite due: EV1 ed EV2. Quindi, per inserire una marcia predefinita è necessario agire su 5 valvole idrauliche, come indicato in Tabella 1.1.

Il segnale di controllo del flusso EV5 viene utilizzato in modo negato rispetto gli altri segnali, infatti si azzerava quando si vuole ottenere l'inserimento della retromarcia, così da impedirne un accidentale inserimento.

L'ultimo dispositivo installato è la frizione, il cui compito è quello di scollegare il motore dal resto della trasmissione, ad esempio per effettuare un cambio marcia. Una sua schematizzazione è illustrata in Fig. 1.3. Il principio di funzionamento è molto semplice: quando si apre la valvola, cioè si collega la camera dell'attuatore alla pressione di alimentazione, l'attuatore esercita una forza sulla molla a tazza che, deformandosi, de-

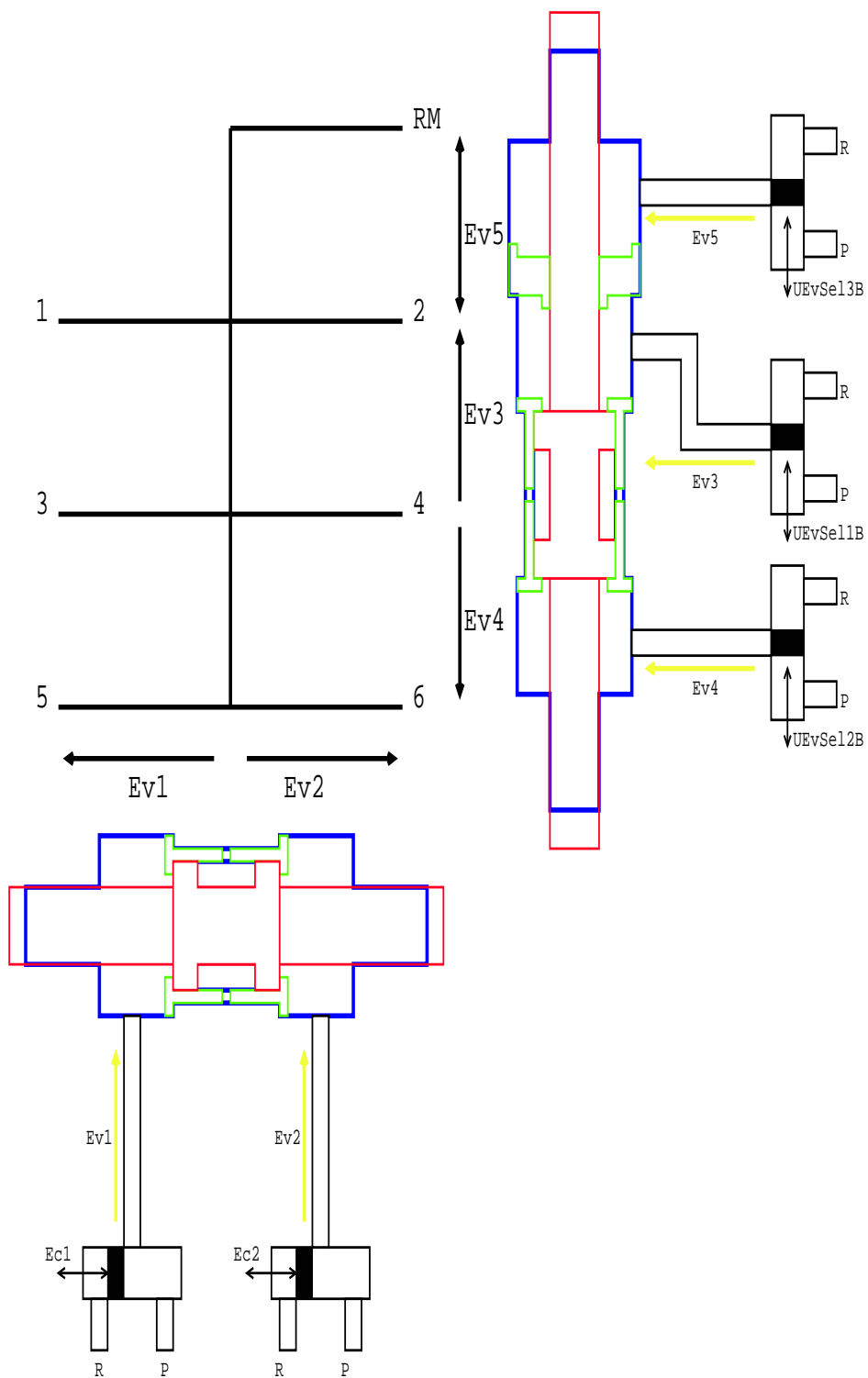


Figura 1.2: Schema di principio per il funzionamento degli attuatori del cambio.

termina il distacco dei dischi della frizione. Quando si ricollega la camera alla pressione di scarico, la molla ritorna nella sua posizione di equilibrio e i dischi della frizione si ricompattano. Il sistema di controllo genera i profili di corrente che determineranno le strategie di avanzamento della frizione sulle diverse condizioni operative.

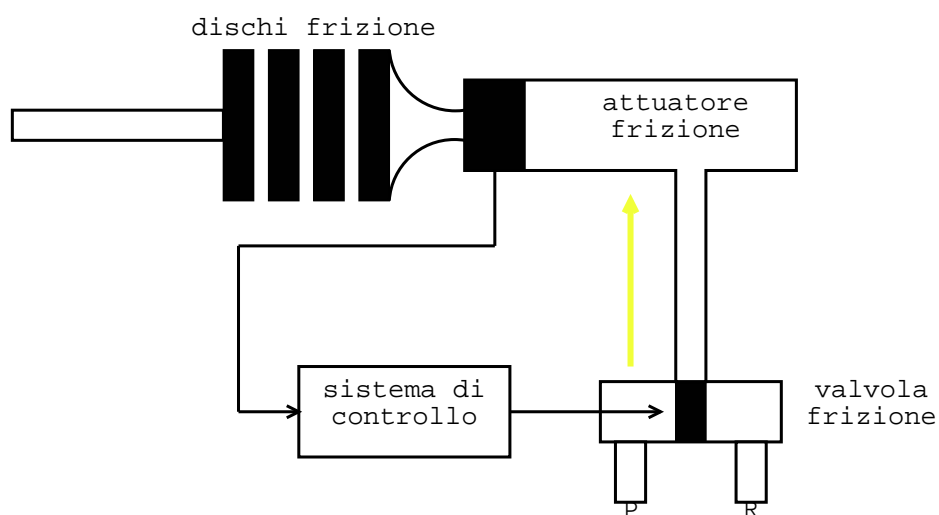


Figura 1.3: Schema di principio dell'attuatore della frizione.

# Capitolo 3

## Modelli dei componenti del cambio

### 3.1 Motore elettrico in corrente continua e pompa ad ingranaggi

Come già indicato in precedenza, lo scopo del motore elettrico e della pompa è quello di fornire portata al sistema, quando la pressione cala al di sotto di un valore prefissato. Il sistema scelto per svolgere questo compito è composto da un motore elettrico a magneti permanenti collegato ad una pompa ad ingranaggi.

Le equazioni caratteristiche del motore elettrico sono:

$$\begin{cases} V_a - E = R_a I_a + L_a \frac{dI_a}{dt} \\ E = K_m \omega \\ C_m - C_m p = b_m \omega + J_m \frac{d\omega}{dt} \\ C_m = I_a \omega \end{cases}$$

Si ottiene quindi che una possibile schematizzazione POG del motore elettrico è illustrata in Fig. 3.1. Dove  $V_a$  rappresenta la tensione di alimentazione,  $I_a$  la corrente assorbita, che risulta funzione della differenza fra la tensione di alimentazione e la forza controelettromotrice  $E$  gene-

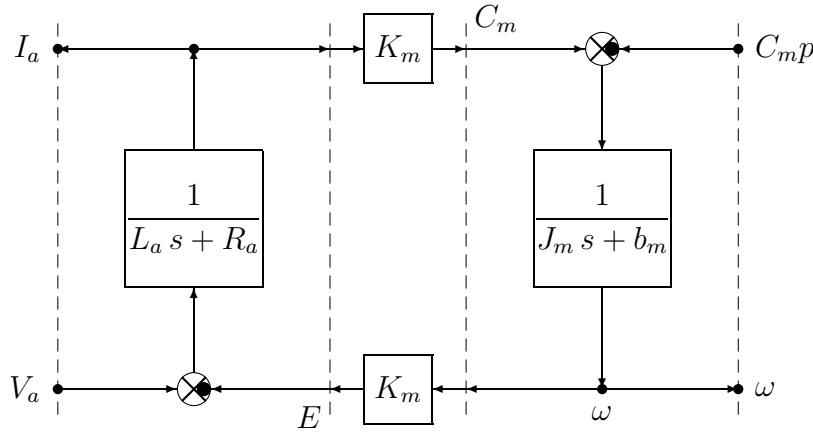


Figura 3.1: Modello POG del motore elettrico in corrente continua.

rata dalla rotazione del rotore ad una velocità  $\omega$ . Questa corrente risulta inoltre funzione dell'induttanza e della resistenza di armatura (indicate con  $R_a$  e  $L_a$ ). La velocità di rotazione  $\omega$  risulta funzione della coppia  $C_m$  generata dal motore e dalla coppia resistente  $C_{mp}$  che, nel nostro caso, è generata dalla pompa ad ingranaggi.  $K_m$  rappresenta la costante di conversione corrente-coppia e risulta dipendente dai parametri costruttivi del motore.

La pompa ad ingranaggi ha la funzione di generare una portata che carica il serbatoio di accumulo dell'olio in pressione e che fluisce verso il circuito stesso. Le equazioni che ne descrivono il funzionamento, e da cui è stato creato il modello POG di Fig. 3.2, sono:

$$\begin{cases} C_{mp} - C_r - b_{\omega_p} \operatorname{sgn}(\omega_p) = b_p \omega_p + J_p \frac{d\omega_p}{dt} \\ C_r = (P_l - R) K_p \\ Q_u = Q_p - \alpha_r (P_l - R) \\ Q_p = \omega_p K_p \end{cases}$$

$C_{mp}$  è la coppia generata dal motore che, sottratta delle coppie resistenti, permette il funzionamento della pompa stessa, facendola ruotare ad una

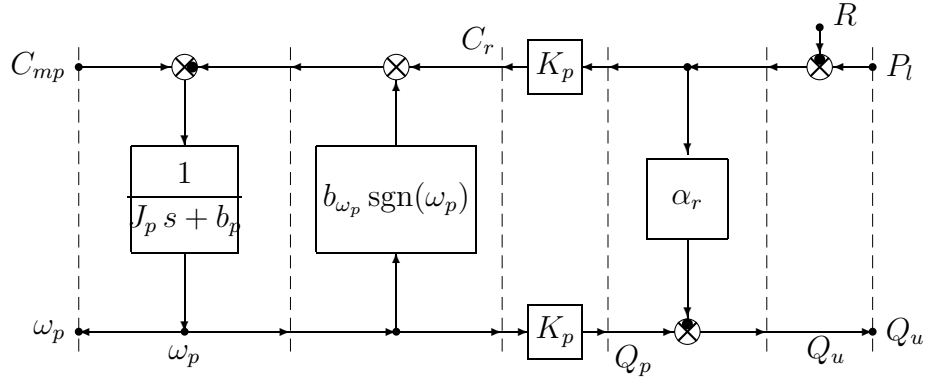


Figura 3.2: Modello POG della pompa ad ingranaggi.

velocità  $\omega_p$ . La rotazione della pompa genera un attrito viscoso, indicato con  $b_p$ , che, assieme alla coppia  $C_r$  e all'attrito coulombiano  $b_{\omega_p}$ , rappresentano le coppie resistenti che si sottraggono alla coppia motrice  $C_{mp}$ . Con  $C_r$  si è indicata la coppia dovuta alla presenza dell'olio nel circuito alla pressione  $P_l$ . La rotazione della pompa genera una portata di olio indicata con  $Q_p$  che, sottratta della portata persa per trafilemanti, indicati con  $\alpha_r(P_l - R)$ , fornisce la portata netta  $Q_u$  fornita all'accumulatore.

I trafilemanti sono funzione della differenza fra la pressione di alimentazione  $P_l$ , della pressione di scarico  $R$  e del fattore di perdita  $\alpha_r$  che indica una quantità di portata che viene persa tra gli ingranaggi della pompa. Il coefficiente  $K_p$ , caratteristico della pompa, rappresenta il fattore di conversione fra un campo energetico ed un altro, in questo caso da campo meccanico rotatorio a campo idraulico. Mettendo tutto assieme, per ottenere così lo schema complessivo della pompa e del motore, si ha che la coppia motrice che agisce sulla pompa ( $C_{mp}$ ) rappresenta la coppia resistente sul motore indicata in Fig. 3.1 ancora come  $C_{mp}$ . Gli elementi che dalla coppia generavano le velocità angolari ( $\frac{1}{J_m s + b_m}$  per il motore e  $\frac{1}{J_p s + b_p}$  per la pompa) collassano in un unico elemento, che tiene in conto sia delle inerzie ( $J_m$  per il motore e  $J_p$  per la pompa) che degli attriti che si generano, come indicato in Fig. 3.3.

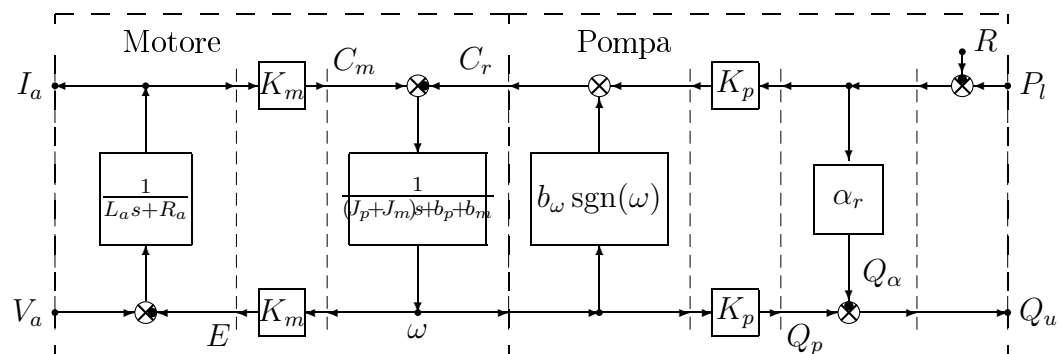


Figura 3.3: Modello POG dinamico del motore elettrico e della pompa.

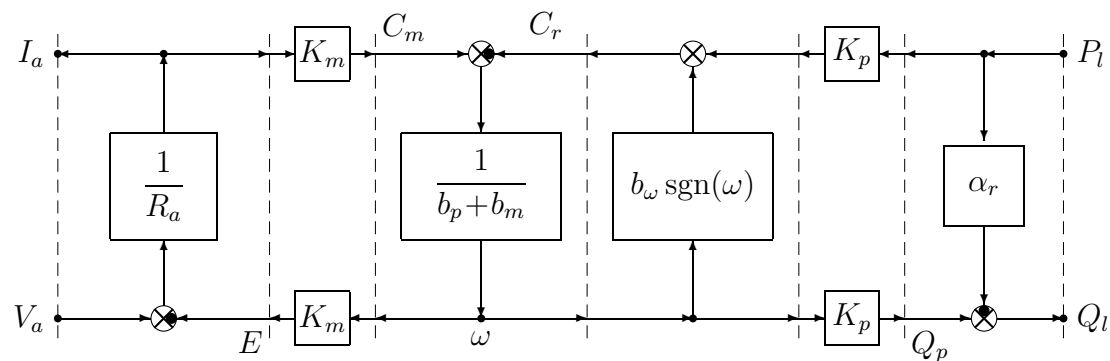


Figura 3.4: Modello POG del motore elettrico e della pompa, in condizioni stazionarie.

Se si esegue un'analisi statica, utile per la determinazione di alcuni parametri caratteristici (in condizione di regime), il modello si semplifica come in Fig. 3.4, dove sono state eliminate tutte le dinamiche dovute alle induttanze ed alle inerzie.

### 3.2 Caratteristiche dell'accumulatore

Nel circuito idraulico è presente un accumulatore di olio in pressione, direttamente connesso alla pompa. Il suo scopo è quello di rallentare la dinamica di scarica della pressione quando un utilizzatore assorbe olio. Negli accumulatori idropneumatici la comprimibilità di un gas viene usata per accumulare energia sotto forma di pressione. Il gas compresso, quando viene espanso, restituisce l'energia immagazzinata. Se si suppone che il fluido utilizzato nel circuito idraulico sia praticamente incomprimibile, e che quindi non possa accumulare energia potenziale, l'unica energia accumulata è quella nel gas. Gli accumulatori a membrana si basano su questo principio: sono composti da una parte piena di liquido e da una parte piena di gas, separate da una membrana elastica. La parte riempita con il liquido è collegata all'impianto idraulico, cosicché quando aumenta la pressione, l'accumulatore si riempie di liquido, finché il gas compresso non esercita sulla membrana una forza uguale e contraria a quella generata dalla pressione del liquido. Quando un utilizzatore estrae dell'olio dal circuito idraulico, facendo calare la pressione, il gas si espande, fornendo l'olio che aveva accumulato, rallentando così la dinamica del sistema. In Fig. 3.5 sono mostrati i tre stati principali in cui si può trovare l'accumulatore. Il primo (caso A) si ha quando l'accumulatore è scollegato dal circuito idraulico, il gas risulta nella condizione di massima espansione e presenta la minima pressione raggiungibile dal gas e la massima espansione, indicate con  $P_0$  e  $V_0$ . Se si collega il dispositivo al circuito idraulico, il gas si comprime, occupando una quantità di volume inversamente proporzionale alla pressione di esercizio. Un'altra posizione caratteristica, indicata con la lettera B, si ha quando il circuito è nella situazione di minima pressione di esercizio  $P_1$  in cui il gas occupa quindi il massimo volume ( $V_1$ ). Nell'ultima parte di Fig. 3.5, indicata con C, il circuito idraulico si trova nella condizione di massima pressione, il gas risulta quindi molto compresso ed occupa poco volume, in questa condizione si ha il massimo di energia immagazzinata. Tali valori di pressione

e volume sono indicati con  $P_2$  e  $V_2$ .

Dato che il fluido è considerato incompressibile, nell'analisi del dispositivo si prende in considerazione solo il gas, che se viene considerato come perfetto, è descritto dall'equazione

$$PV^n = \text{costante}$$

dove  $n$  è il coefficiente politropico del gas e dipende, oltre che dal tipo di gas, dalle condizioni di utilizzo. Nei processi di compressione e decompressione lenti si può supporre che il processo sia in regime isotermico, per cui il coefficiente  $n$  può essere preso unitario ( $n = 1$ ). Nei processi di compressione e decompressione veloci si può supporre che il processo avvenga in regime adiabatico, per cui, in questo caso, il coefficiente  $n$  diventa 1.4.

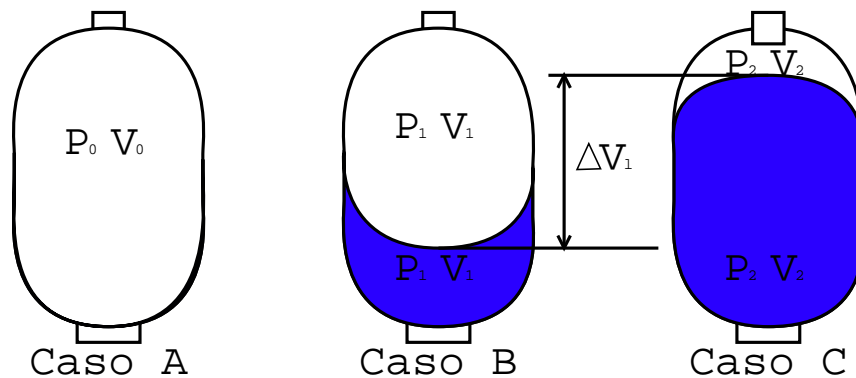


Figura 3.5: Vari stati di gonfiaggio dell'accumulatore.

L'accumulatore ha una capacità  $V_0$  ed è precaricato ad una pressione di gonfiaggio  $P_0$ . In base alla legge dei gas perfetti si ha che:

$$P_0 V_0^n = P_1 V_1^n = P_2 V_2^n .$$

Al variare della pressione  $P_l$  e del volume  $V_l$  del liquido vale la relazione:

$$K_0 = P_0 V_0^n = P_l (V_0 - V_l)^n .$$

da cui:

$$P_l = \frac{K_0}{(V_0 - V_l)^n} \quad (3.1)$$

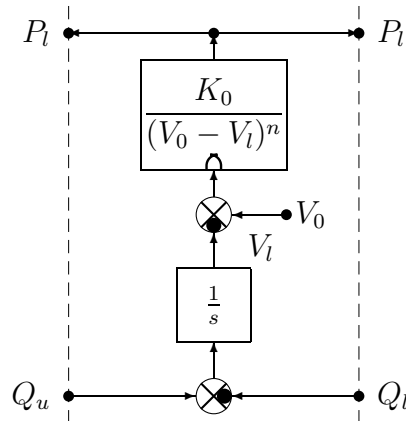


Figura 3.6: Modello POG dell'accumulatore idraulico.

dove

$P_l$  : pressione del fluido interno all'accumulatore

$V_l$  : volume occupato dal fluido all'interno dell'accumulatore

Nelle precedenti relazioni abbiamo considerato  $P_l$  la pressione del fluido all'interno dell'accumulatore, mentre in realtà sarebbe la pressione del gas interno all'accumulatore. Questa approssimazione è possibile in quanto si ipotizza di poter trascurare l'elasticità della membrana rispetto all'elasticità del gas. Il volume del fluido interno all'accumulatore  $V_l$  deve essere compreso fra

$$0 \leq V_l \leq V_0$$

avendo l'accumulatore una capacità  $V_0$ . Nel modello POG mostrato in Fig. 3.6 l'accumulatore viene modellato dalla equazione non lineare (3.1). Il volume  $V_l$  di liquido viene determinato dinamicamente dalla differenza tra la portata  $Q_u$  immessa dalla pompa e la portata  $Q_l$  assorbita dal circuito idraulico connesso a valle dell'accumulatore. Le curve di Fig. 3.7

sono parametrizzate per diversi valori della pressione  $P_0$  di gonfiaggio; in rosso è evidenziata la curva di lavoro corrispondente alla pressione di precarica utilizzata. Inoltre in rosso tratteggiato vengono indicate le soglie di intervento della ricarica dell'accumulatore attraverso la pompa. Dalle curve è possibile notare che, all'aumentare della pressione di pre-

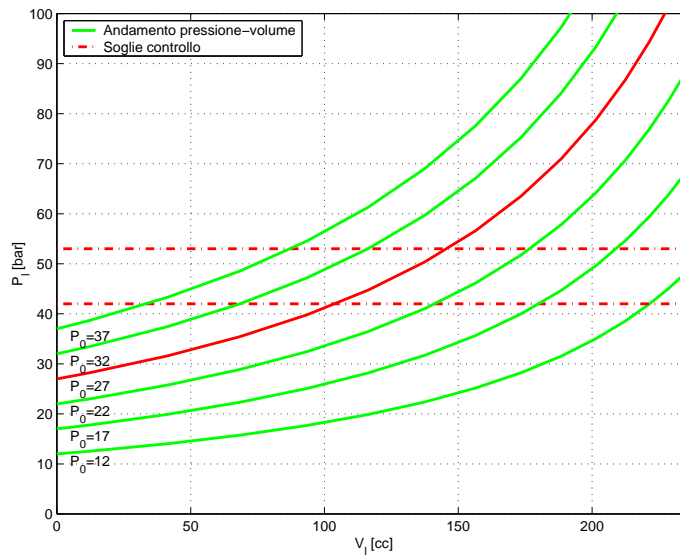


Figura 3.7: Andamento della pressione e del volume per varie pressioni  $P_0$  di gonfiaggio del gas per un'accumulatore di capacità  $V_0 = 350\text{cc}$ .

carica  $P_0$ , per una variazione di pressione costante, aumenta la variazione di volume nell'accumulatore, quindi aumenta l'olio disponibile al circuito prima di dover riattivare la pompa.

### 3.3 Modello della valvola e dell'attuatore della frizione

Lo scopo della frizione è quello di scollegare la trasmissione di coppia fra il motore ed il cambio durante un cambio marcia. L'analisi di tale dispositivo è stata analizzata nella tesi dell'Ing. Riccardo Morselli [4], arrivando alla realizzazione di un modello simulativo del tipo indicato in

Fig. 3.8. In tale modello vengono schematizzati sia la valvola, che è del tipo proporzionale in portata, che l'attuatore, il cui schema di principio è indicato in Fig. 1.3.

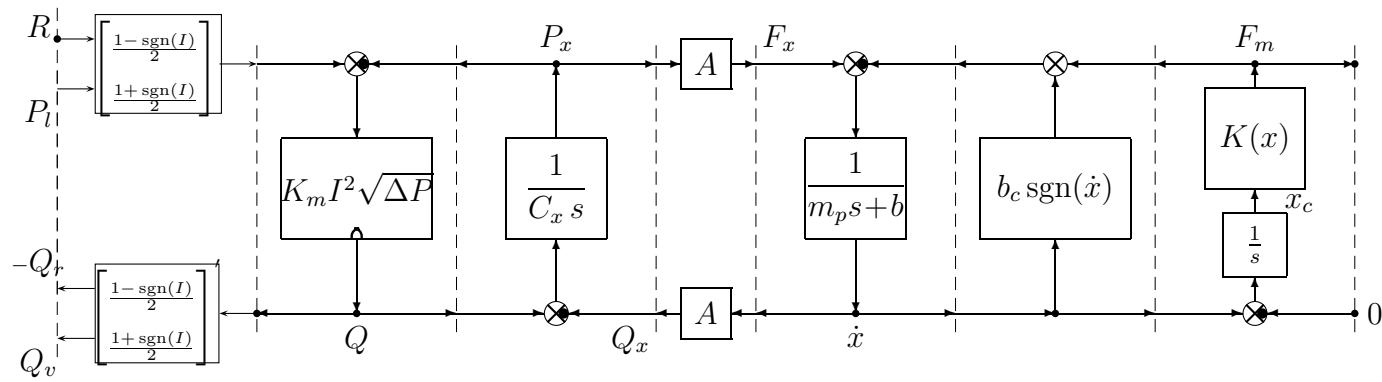


Figura 3.8: Modello POG a capacità idraulica del sistema di comando della frizione.

### 3.4 Modello delle valvole e degli attuatori di Selezione

Le valvole e l'attuatore di selezione devono svolgere il compito che, nei sistemi di cambio tradizionali, viene svolto dal pilota, spostando in senso orizzontale la leva del cambio, cioè selezionando su quale coppia di marce spostarsi. Dato che il cambio analizzato presenta 6 rapporti più la retromarcia, deve presentare 4 posizioni di equilibrio.

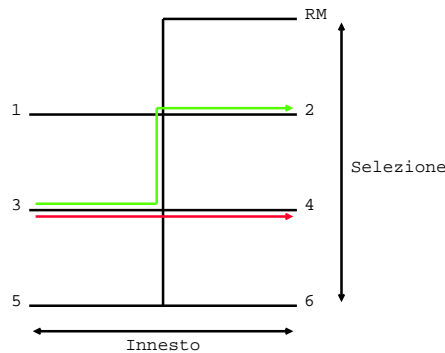


Figura 3.9: Schematizzazione dei movimenti di selezione ed innesto.

In Fig. 3.10 viene mostrata una schematizzazione dei dispositivi di selezione della marcia. Gli elementi fondamentali del sistema sono le 3 elettrovalvole ed un attuatore.

Le elettrovalvole hanno il compito di lasciar passare la pressione di alimentazione o la pressione di scarico. In prima approssimazione si può considerare che non presentino alcuna dinamica, quindi non appena ricevono il comando di azionamento, il circuito che presentano a valle si porti alla pressione di alimentazione. Analogamente quando il segnale cessa, il circuito a valle si riporta alla pressione minima, cioè quella di scarico. Quindi nell'analisi successiva le elettrovalvole vengono completamente trascurate. Per determinare gli spostamenti e le 4 posizioni di equilibrio, nell'attuatore sono presenti 3 camere che risultano collegate alle 3 elettrovalvole. Gli elementi più importanti dell'attuatore di selezio-

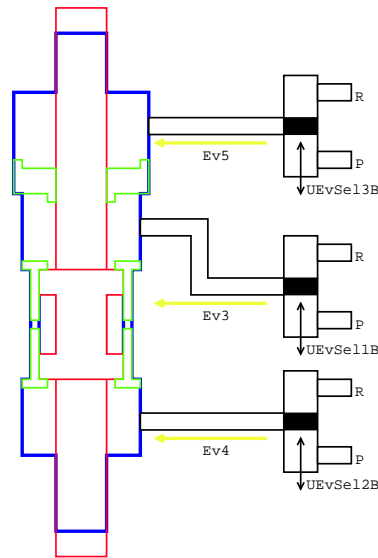


Figura 3.10: Schema di principio dell'attuatore di selezione.

Posizione	Camera A	Camera B
destra	$A_{sel}$	$A_{sel} + A_{bic}$
sinistra	$A_{sel} + A_{bic}$	$A_{sel}$
centrale	$A_{sel}$	$A_{sel}$

Tabella 3.1: Andamento delle aree di contatto dell'olio in funzione della posizione dell'attuatore.

ne, necessari per il corretto funzionamento di tutto il dispositivo, sono dei bicchierini ed un separatore, indicati in verde nello schema di Fig. 3.11. Tali elementi sono mobili e seguono la posizione dell'elemento rosso che è il vero attuatore, andando ad agire direttamente nel cambio al posto della leva. La presenza di questi elementi fa sì che le superfici di contatto delle camere, quindi le forze generate sull'elemento rosso, siano variabili in funzione della posizione. Indicando con  $A_{bic}$  l'area dei bicchierini e con  $A_{sel}$  quella dell'attuatore, si ha che l'area di contatto delle camere varia in funzione della posizione, come si può vedere in Tabella 3.1. Quindi, se si collegano entrambe le camere alla stessa pressione, l'attuatore si riporta in posizione centrale, a causa della differenza di area di contatto.

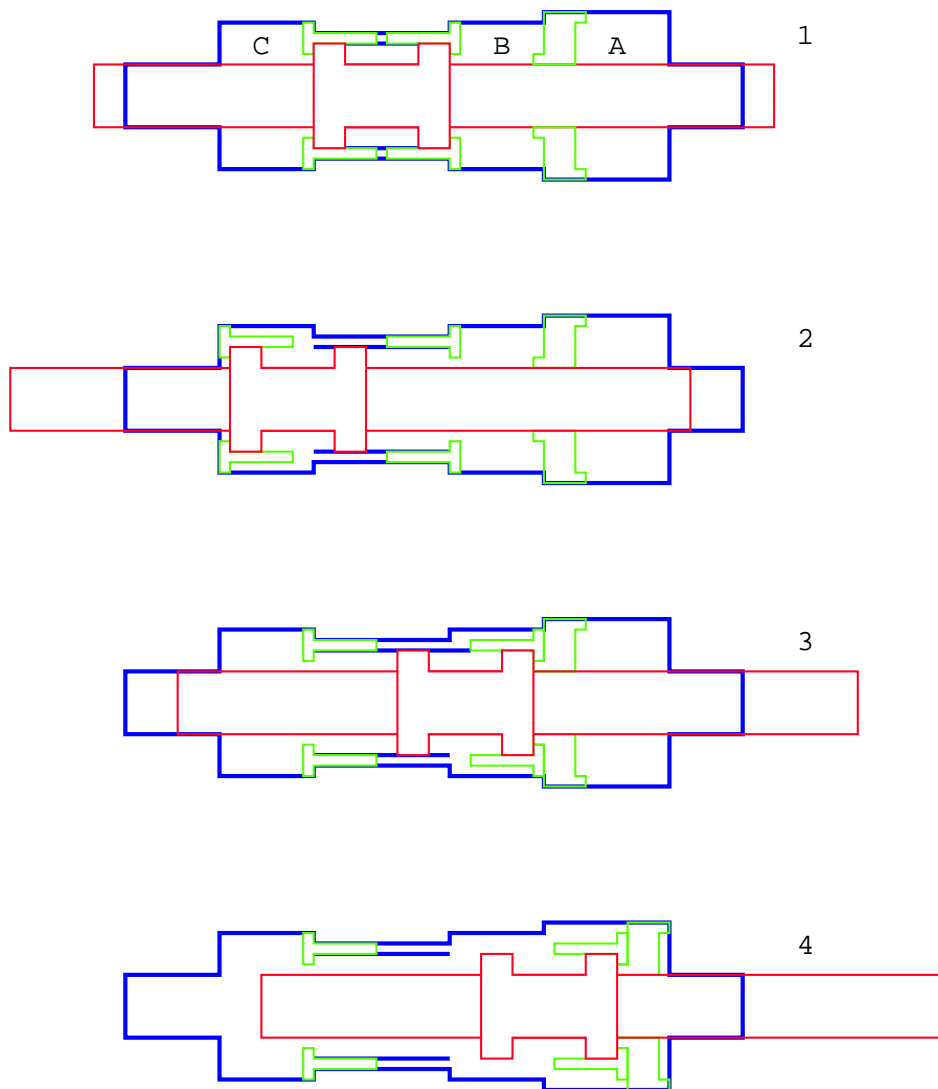


Figura 3.11: Diverse posizioni dell'attuatore di selezione: 1)terza-quarta. 2)prima-seconda. 3)quinta-sesta. 4)retromarcia.

In Fig. 3.11 vengono mostrate le 4 posizioni di equilibrio che può assumere l'attuatore. Se l'attuatore si trova in posizione centrale (1) e lo si vuole spostare a sinistra in posizione (2), si deve collegare la camera B alla pressione di alimentazione e la camera C alla pressione di scarico. L'attuatore si sposta quindi verso sinistra permettendo l'utilizzo della I e della II marcia; a questo punto se ci si vuole riportare in posizione centrale (1) è necessario collegare entrambe le camere B e C alla pressione di alimentazione, cosicché la differenza di area (causata dalle presenza sulla sinistra dei bicchierini in colore verde, a contatto con l'elemento rosso) fa spostare l'attuatore in posizione centrale. È così possibile inserire la III e la IV marcia. Se dalla posizione centrale ci si vuole spostare nella posizione destra (3), bisogna collegare la camera C alla pressione di alimentazione e la B allo scarico. Per riportarsi in posizione centrale si opera come se ci si trovasse in posizione sinistra.

Se si decide di inserire la RM è necessario collegare le camere A e B allo scarico e la C alla pressione di alimentazione, così i fine corsa verdi possono scorrere fino ad arrivare a contatto con la parete destra e l'attuatore può scorrere fino all'estrema destra (4). Per i nostri scopi risulta inutile considerare la possibilità di inserire la RM, risulterà quindi assente nei modelli fisici e simulativi analizzati in seguito. L'attuatore può così essere semplificato come in Fig. 3.12.

Il modello matematico costruito si rifà allo schema semplificato della selezione, illustrato in Fig. 3.12. Un generico elemento soggetto ad una pressione  $P$  diversa da 0 subisce una forza  $F$  pari alla pressione per la sua area  $A$  di contatto, genericamente si ha quindi che  $F = AP$ . Applicando tale equazione generale al sistema illustrato in Fig. 3.12, la forza  $F_{p_{sx}}$  esercitata dalla pressione nella camera di sinistra  $P_{sx}$  sull'elemento mobile, di area

$$A_{sx} = A_{sel} + A_{bic} \frac{1 + \operatorname{sgn}(x_s)}{2}$$

dove:  $A_{sel}$  è l'area dell'elemento rosso,  $A_{bic}$  l'area del bicchierino corrispondente e  $x_s$  indica lo spostamento dell'attuatore dalla posizione

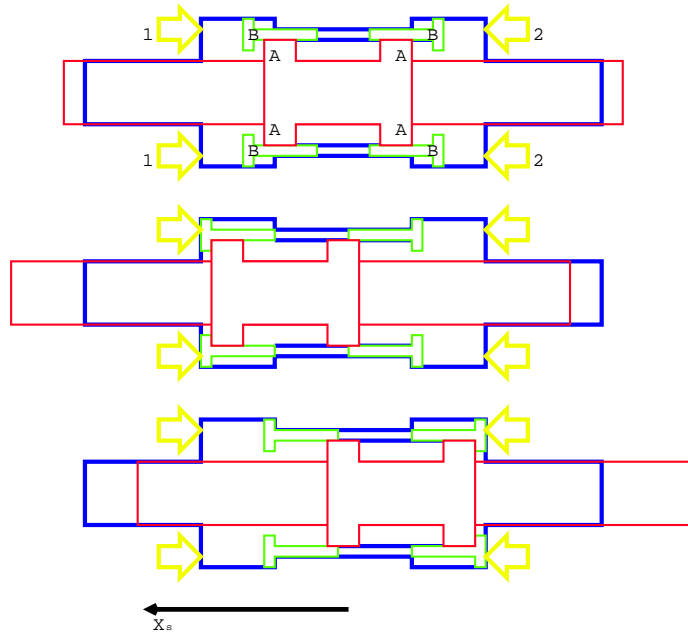


Figura 3.12: Schema semplificato dell'attuatore di selezione senza la parte necessaria all'inserimento della RM.

centrale, è

$$F_{p_{sx}} = P_{sx} A_{sx}$$

analogamente nella camera di destra

$$F_{p_{dx}} = P_{dx} A_{dx}$$

con area

$$A_{dx} = A_{sel} + A_{bic} \frac{1 - \text{sgn}(x_s)}{2}$$

La forza utile che agisce sull'attuatore (elemento rosso) risulta quindi:

$$F_u = (F_{p_{sx}} - F_{p_{dx}}) \quad (3.2)$$

alla quale bisogna però sottrarre le forze resistenti dovute agli attriti viscoso  $b$  e coulombiano  $b_{cs}$

$$F_{attriti} = b \dot{x}_s + b_{cs} \text{sgn}(\dot{x}_s)$$

Mettendo tutto assieme si ottiene il seguente sistema di equazioni:

$$\begin{cases} F_{p_{sx}} = P_{sx}A_{sx} \\ F_{p_{dx}} = P_{dx}A_{dx} \\ m_s \frac{d\dot{x}_s}{dt} = F_u - K(x_s) - F_{attriti} \\ F_{attriti} = b\dot{x}_s + b_{cs} \operatorname{sgn}(\dot{x}_s) \end{cases}$$

dove:

$P_{sx}$  rappresenta la pressione nella camera di sinistra;

$P_{dx}$  rappresenta la pressione nella camera di destra;

$A_{sx}(x_s)$  rappresenta l'area nella camera di sinistra funzione della posizione dell'attuatore;

$A_{dx}(x_s)$  rappresenta l'area nella camera di destra funzione della posizione dell'attuatore;

$K(x_s)$  rappresenta l'interazione fra l'attuatore e le superfici di contatto a fine corsa dell'attuatore;

$F_{attriti}$  rappresenta l'attrito viscoso e coulombiano sul moto di tutti gli elementi in gioco;

$m_s$  rappresenta la massa delle parti in movimento connesse con l'attuatore di selezione;

Dalle equazioni precedenti è stato creato un modello POG, mostrato in Fig. 3.13.

È da notare che lo schema è bidimensionale, infatti la variabile  $\mathbf{P}$  è una matrice e rappresenta sia la pressione nella camera di destra che in quella di sinistra.

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} P_{sx} \\ P_{dx} \end{bmatrix}$$

L'elemento  $\mathbf{A}_s$  rappresenta la matrice di trasformazione dal campo idraulico al campo meccanico, contiene cioè le aree degli attuatori.

$$\mathbf{A}_s = \begin{bmatrix} A_{sel} + A_{bic} \frac{1 + \operatorname{sgn}(X_s)}{2} & -(A_{sel} + A_{bic} \frac{1 - \operatorname{sgn}(X_s)}{2}) \end{bmatrix}$$

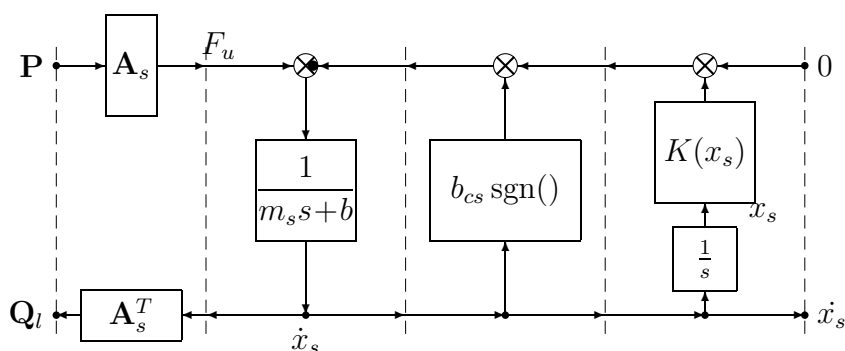


Figura 3.13: Modello POG del sistema di attuazione della selezione della marcia.

La forza utile  $F_u$  così ottenuta dall'equazione (3.2) è quella che fa spostare l'attuatore a velocità  $\dot{x}_s$  tramite la dinamica

$$\left[ \frac{1}{m_s s + b} \right]$$

La matrice delle velocità di spostamento moltiplicata per la matrice trasposta delle aree  $A_s$  fornisce le portate assorbite nel complesso dall'attuatore dalle due elettrovalvole di destra e di sinistra.

$$\mathbf{Q}_1 = \begin{bmatrix} Q_{sx} \\ Q_{dx} \end{bmatrix}$$

### 3.4.1 Funzionamento delle valvole di selezione

Le valvole di selezione sono dispositivi proporzionali in portata, cioè forniscono una quantità di portata direttamente proporzionale alla corrente che le alimenta. L'equazione caratteristica delle valvole è:

$$Q = K_m I^2 \sqrt{\Delta P}$$

dove  $\Delta P = P_l - P_{sx}$  o  $P_l - P_{dx}$  è la differenza di pressione ai capi della valvola cioè la pressione a monte meno la pressione a valle.  $I$  è la corrente che alimenta il dispositivo e  $K_m$  una costante caratteristica

della valvola. Un possibile modello POG che descrive il funzionamento della valvola è illustrato in Fig. 3.14, dove  $C_m$  rappresenta la capacità idraulica di compressione del sistema di attuazione.

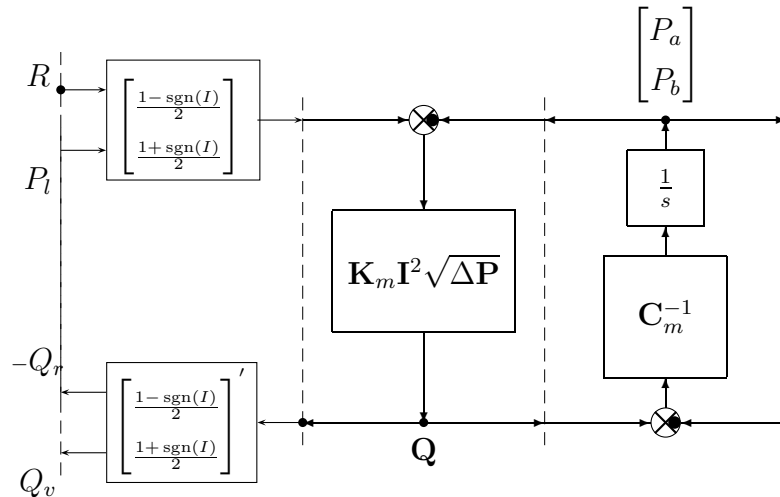


Figura 3.14: Modello POG delle valvole di selezione della marcia.

### 3.5 Modello delle valvole e degli attuatori di innesto

Per capire il corretto funzionamento del blocco di innesto è necessario capirne il significato. Mentre il blocco di selezione deve solo muoversi per selezionare la marcia, esso deve:

- disinserire la marcia precedente;
- sincronizzare il primario ed il secondario del cambio con i nuovi rapporti di cambio;
- ingranare la nuova marcia;

Per farlo necessita di un attuatore, di 2 elettrovalvole e di un sincronizzatore ad anello di arresto.

Per prima cosa si spiega il funzionamento dell'attuatore di innesto, poi quello del sincronizzatore e successivamente quello delle valvole.

Tramite la selezione abbiamo visto che è possibile effettuare lo spostamento che il pilota farebbe in senso orizzontale, tramite l'innesto è possibile effettuare il movimento verticale, così da disinserire ed inserire la marcia. La dinamica dell'innesto è più complessa di quella di selezione, in quanto nella prima parte della cambiata è necessario spostare l'innesto in posizione centrale per disinserire le marce, attendere poi, se necessario, lo spostamento della selezione; a questo punto inserire la marcia nuova effettuando anche la sincronizzazione. Per capire il corretto funzionamento del sistema è necessario fare una piccola introduzione al funzionamento della scatola del cambio. In Fig. 3.15 è rappresentato uno schema di principio del cambio in cui si trasmette la retromarcia. Nella parte non

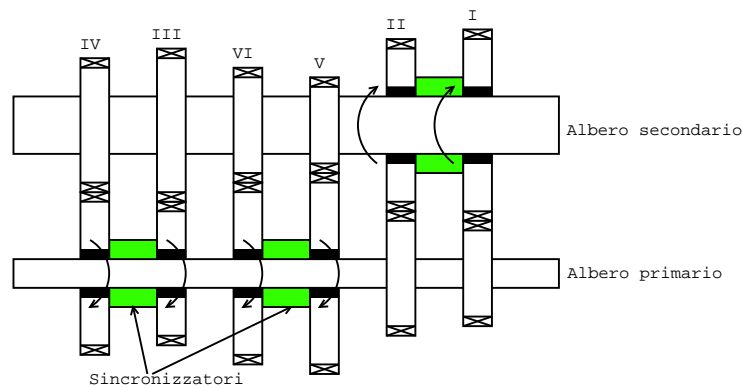


Figura 3.15: Schematizzazione del cambio.

indicata si ha che all'albero primario del cambio è collegato il motore tramite la frizione, al secondario del cambio sono connessi il differenziale ed il resto della trasmissione. Variando l'accoppiamento fra i due alberi è possibile variare la marcia inserita. Il cambio considerato è di tipo ad ingranamento costante, il che significa che le ruote sul primario e sul secondario sono costantemente ingranate fra loro, ma risultano scollegate su uno dei due alberi. In Fig. 3.15 è possibile vedere come la I e la II marcia sono folli sull'albero primario e collegate al secondario. Gli altri

rapporti risultano invece speculari, cioè scollegati dal secondario e fissi sul primario.

Per determinare l'inserimento di una marcia è necessario collegare solidamente una ruota folle all'albero in cui è libera di ruotare. Questo compito viene svolto dai sincronizzatori. Nel cambio sono presenti 3 sincronizzatori (indicati in verde nella Fig. 3.15), tramite la selezione si sceglie quale sincronizzatore abilitare, tramite l'innesto si ingrana la marcia spostando il sincronizzatore verso destra o sinistra.

In Fig. 3.16 è rappresentata una schematizzazione dei dispositivi di innesto. Gli elementi fondamentali del sistema sono l'attuatore, che presen-

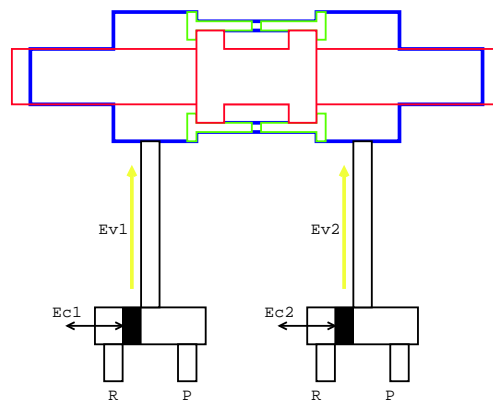


Figura 3.16: Schematizzazione dell'attuatore e delle valvole di innesto.

ta un funzionamento analogo all'attuatore di selezione ma solo 3 posizioni di equilibrio e 2 elettrovalvole proporzionali in pressione. In Fig. 3.17 vengono mostrate le 3 posizioni di equilibrio dell'attuatore. Se ci si trova nella posizione centrale, tramite il flusso di destra ci si sposta a sinistra e rispettivamente con quello di sinistra a destra (posizioni 2 e 3); a questo punto se si vuole tornare in posizione centrale è necessario collegare entrambi i flussi, così, per la presenza dei bicchierini, si ritorna in posizione centrale. All'interno della scatola del cambio l'attuatore di innesto va ad agire direttamente sulla posizione del sincronizzatore tramite una serie di leve e forchette.

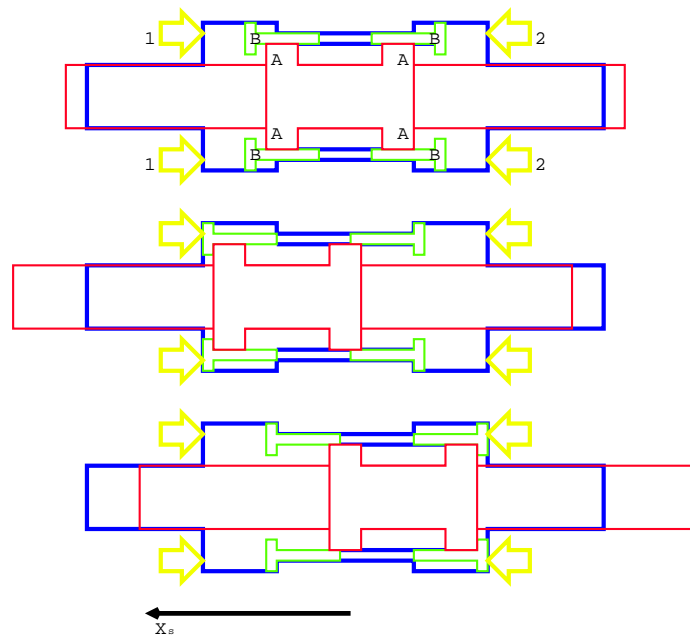


Figura 3.17: Schematizzazione dell'innesto in posizione centrale, sinistra e destra.

Uno schema di principio del sincronizzatore è mostrato in Fig. 3.18 dove gli elementi fondamentali sono:

- il manicotto A, solidale all'albero primario, che può scorrere rispetto a C in direzione perpendicolare all'asse;
- l'anello di arresto D;
- un elemento E solidale all'albero primario;
- un elemento C solidale all'albero secondario;

### Eccitazione delle valvole di innesto

Quando il pilota agisce sulle palette per effettuare un cambio marcia, vengono generati dei profili di corrente del tipo mostrato in Fig. 3.19, che permettono lo sgancio della marcia precedente e l'inserimento di quella

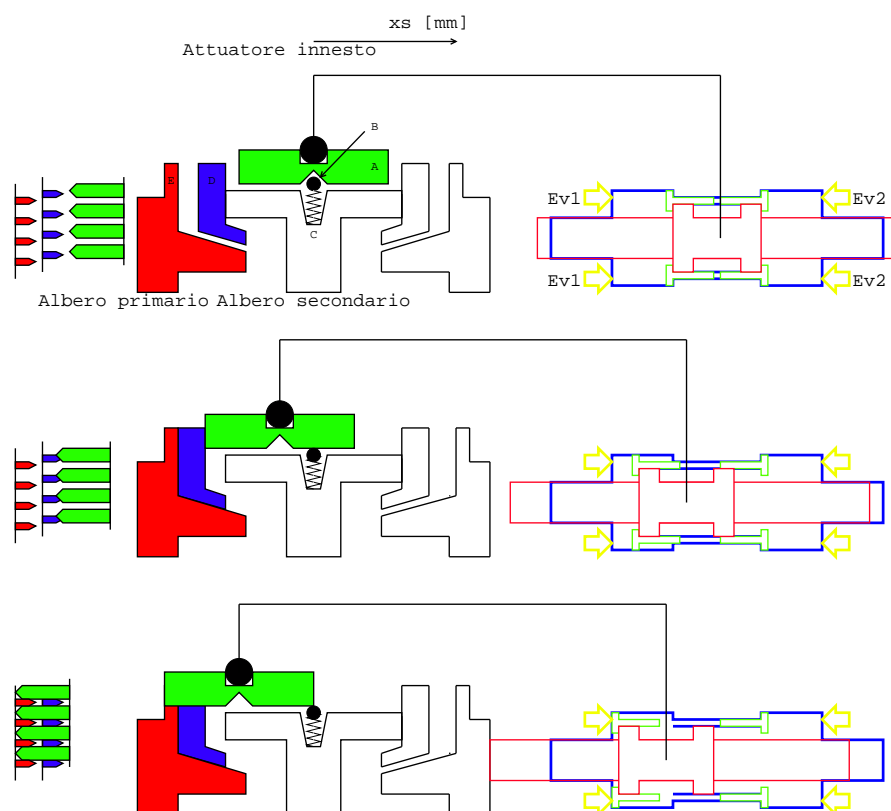


Figura 3.18: Schema semplificato del sincronizzatore.

nuova. Siccome le valvole di innesto sono proporzionali in pressione, in prima battuta si può supporre che il segnale di controllo sia anche la pressione all'interno delle camere dell'attuatore. Nella fase I agiscono entrambi i segnali di controllo (Ec1, Ec2), conseguentemente entrambi i flussi, in modo eguale, così da riportare, grazie alla geometria dell'attuatore, l'elemento A in posizione centrale (disinnesto marcia).

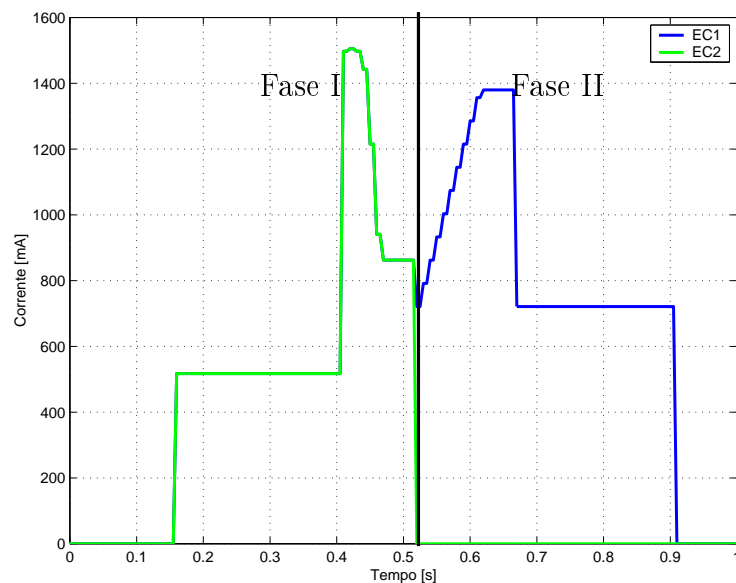


Figura 3.19: Profilo di corrente per il controllo delle valvole d'innesto.

Una volta che il manicotto A raggiunge la parte centrale dell'elemento C, l'elemento B lo vincola alla posizione centrale ed uno dei due segnali, e quindi dei flussi, va a zero, così da permettere lo spostamento di A, nel nostro caso verso sinistra, per inserire la nuova marcia (Fase II). La forza generata dal flusso rimasto acceso (Ev1) permette lo sgancio di A dalla posizione centrale. Una volta che si è avuto lo sgancio, A arriva a contatto con l'anello di arresto D (seconda parte della Fig. 3.18) e lo trascina a contatto con l'albero primario E. Tra le superfici D ed E (data la differenza di velocità) si sviluppa così una coppia che tende a portare i due elementi alla stessa velocità (fase di sincronizzazione). Tale

I	II	III	IV	V	VI
3.286	2.158	1.615	1.269	1.034	0.848

Tabella 3.2: Rapporto di cambio  $c = \frac{\omega_{prim}}{\omega_{sec}}$  per le diverse marce.

coppia, oltre che ridurre la differenza di velocità, fa ruotare l'elemento D rispetto ad A così da impedire l'avanzamento di A verso il completo ingranamento della marcia. Quando i due elementi D ed E sono alla stessa velocità, la superficie D si riallinea con le superfici A ed E così che il manicotto A possa continuare la sua corsa ed ingranare i denti degli elementi D ed E, in modo da creare un collegamento fra l'albero primario e l'albero secondario. Come per la selezione, l'elemento mobile dell'attuatore, collegato con il sincronizzatore (elemento rosso della Fig. 3.18), è soggetto alla differenza di forze generate nelle camere destra e sinistra, si ha quindi che la forza utile è  $F_u = F_{p_{sx}} - F_{p_{dx}}$  dove  $F_{p_{sx}} = P_{sx}A_{sx}$  e  $F_{p_{dx}} = P_{dx}A_{dx}$ . Con il moto dell'innesto interagiscono anche l'elemento B e la reazione vincolare del contatto fra le superfici D ed E della Fig. 3.18. L'elemento B genera una forza (curva blu Fig. 3.22) che tende a vincolare il manicotto A in posizione centrale. La reazione vincolare è funzione dello spostamento e della differenza giri, infatti la reazione inizia al contatto fra le due superfici e termina quando la differenza fra i giri dei vari elementi è uguale, dato che a differenza giri 0 gli elementi A, D ed E della Fig. 3.18 risultano allineati. Tale forza viene indicata con  $F_{sinc}(x_i, \Delta\omega)$ . Inoltre, allo spostamento dell'attuatore si oppongono gli attriti viscoso e coulombiano, indicati con  $F_{attriti} = b\dot{x}_i + k \operatorname{sgn}(\dot{x}_i)$ . In tabelle 3.2 sono indicati i vari rapporti di trasformazione fra il numero di giri del primario e del secondario a seconda del rapporto inserito. Quando una marcia risulta ingranata, il primario ed il secondario, tramite il rapporto di cambio, girano allineati; ma quando si decide di effettuare un cambiamento di rapporto, i giri dei due alberi risultano disaccoppiati, in quanto erano allineati col vecchio rapporto di cambio. Questa differenza di giri dev'essere annullata per poter effettuare una cambiata. Il compito

del riallineamento delle velocità spetta al sincronizzatore. Esso trasmette una coppia di attrito

$$C_{sinc} = F_{sync}(x_i, \Delta\omega)K_{\Delta sync}sgn(\Delta\omega)$$

che riallinea le velocità, dove:

$C_{sync}$  rappresenta la coppia di sincronizzazione fra l'albero secondario e l'albero primario;

$K_{\Delta sync}$  rappresenta il parametro che caratterizza la trasformazione dalla forza  $F_{sync}$  alla coppia.

Quindi la situazione che si viene a creare è quella indicata in Fig. 3.20, dove l'albero primario, con inerzia  $J_p$  ruota a velocità  $\omega_p$  ed è soggetto alla coppia  $-C_{sync}$  mentre il secondario presenta, inerzia  $J_s$  coppia  $C_{sync}$  velocità  $\omega_s$ .

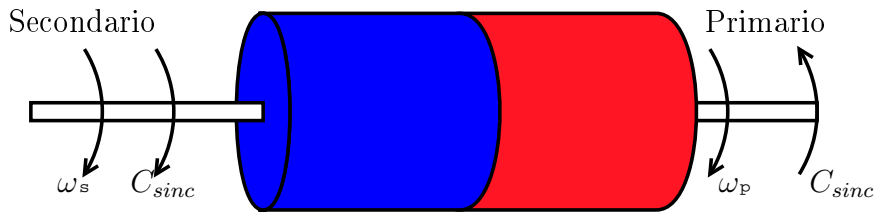


Figura 3.20: Principio di funzionamento dei sincronizzatori.

Le equazioni che governano il sistema diventano quindi

$$\begin{cases} J_p \dot{\omega}_p = -C_{sync} - b_p \omega_p \\ J_s \dot{\omega}_s = C_{sync} - b_s \omega_s \\ \Delta\omega = \omega_p - \omega_s \end{cases}$$

Dove  $b_p$  rappresenta l'attrito viscoso. Il problema è analizzato con dovizia di particolari nell'articolo [3]. Mettendo tutto assieme, le equazioni che

governano il sistema sono:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{p_{sx}} = P_{sx} A_{sx} \\ F_{p_{dx}} = P_{dx} A_{dx} \\ F_u = F_{p_{sx}} - F_{p_{dx}} \\ F = F_u - F_b(x_i) - F_{sinc}(x_i, \Delta\omega) - F_{attriti} \\ F_{attriti} = b \dot{x}_i + k \operatorname{sgn}(\dot{x}_i) \\ J_p \dot{\omega}_p = -C_{sinc} \operatorname{sgn}(\Delta\omega) - b_p \omega_p \\ J_s \dot{\omega}_s = C_{sinc} \operatorname{sgn}(\Delta\omega) - b_s \omega_s \\ \Delta\omega = \omega_p - \omega_s \\ C_{sinc} = F_{sinc}(x_i, \Delta\omega) K_{\Delta sinc} \operatorname{sgn}(\Delta\omega) \end{array} \right.$$

Tramite tali equazioni è stato creato un modello POG mostrato in Fig. 3.21. Come per il modello della selezione, il modello dell'innesto risulta bidimensionale. Il prodotto tra le matrici  $P$  e  $A_i$  con

$$P = \begin{bmatrix} P_{sx} \\ P_{dx} \end{bmatrix}$$

e

$$A_i = \left[ A_{inn} + A_{bic} \frac{1 + \operatorname{sgn}(X_i)}{2} \quad - \left( A_{inn} + A_{bic} \frac{1 - \operatorname{sgn}(X_i)}{2} \right) \right]$$

fornisce la forza utile generata dell'attuatore. L'elemento  $K$  rappresenta le forze dipendenti dalla posizione che modella la forza  $F_{giri}$  ed i fenomeni di battuta, che si vanno quindi a sottrarre alla forza utile. Infine, l'elemento  $\frac{1}{m_{eqs} + b}$  rappresenta l'attrito e la dinamica dovuta alle masse in movimento nel sistema connesse con l'innesto.

Le valvole di innesto sono dispositivi proporzionali in pressione, cioè forniscono una pressione di uscita proporzionale al valore della corrente di ingresso. Dall'analisi della risposta dell'elettrovalvola in funzione della corrente di eccitazione (mostrata in Fig. 3.23) è possibile notare che il dispositivo risulta sufficientemente lineare e con un'isteresi sufficientemente bassa. Trascurando quindi l'isteresi e la non perfetta linearità, si

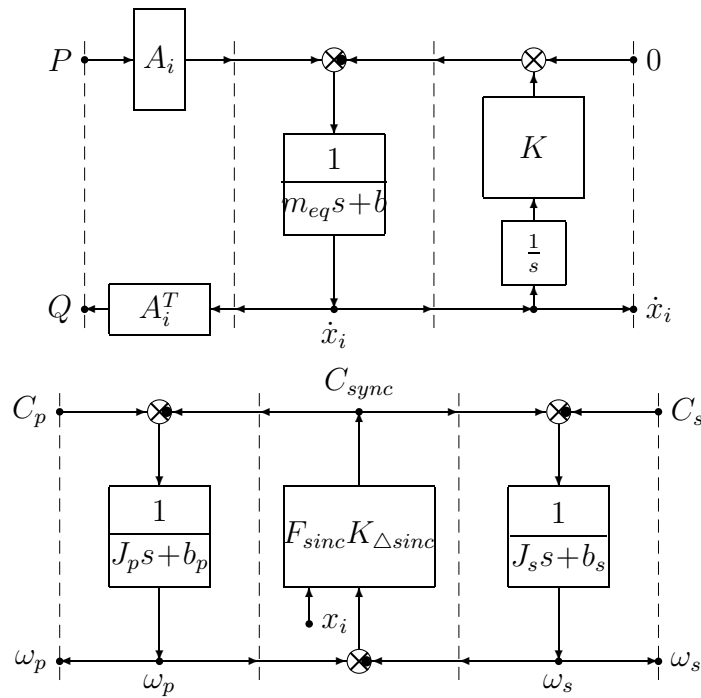


Figura 3.21: Modello POG degli attuatori di innesto e dei sincronizzatori.

$$\mathbf{A}_i^T = \left[ A_{inn} + A_{bic} \frac{1 + \text{sgn}(X_i)}{2} \quad - (A_{inn} + A_{bic} \frac{1 - \text{sgn}(X_i)}{2}) \right]$$

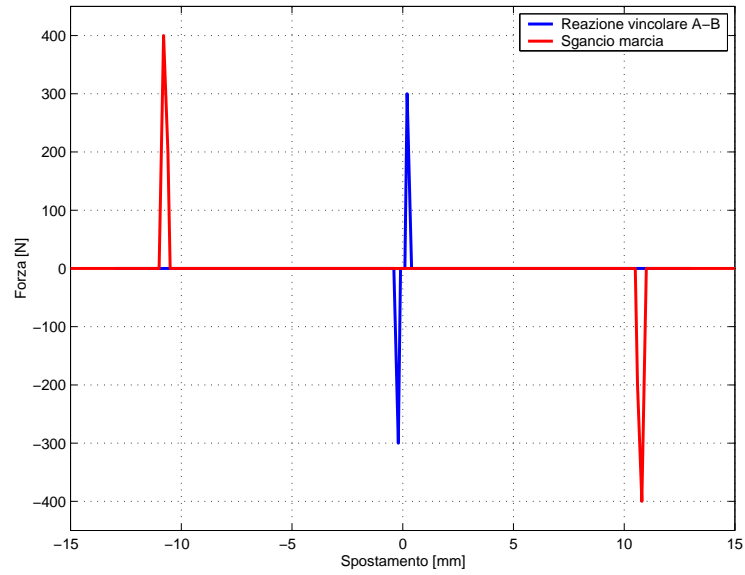


Figura 3.22: Curva posizione-forza resistente al moto.

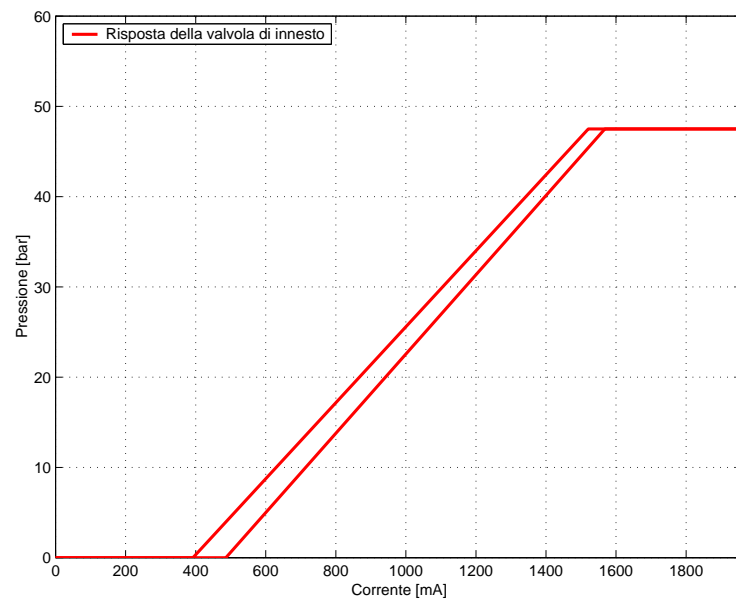


Figura 3.23: Curva corrente-pressione per l'elettrovalvola di innesto.

ha che la pressione di uscita vale:

$$P_{out} = P_{in} \left( \frac{I_v - I_{off}}{I_{max} - I_{off}} \right)$$

dove:

$P_{out}$  rappresenta la pressione di uscita dalla pompa;

$P_{in}$  la pressione massima erogabile;

$I_v$  la corrente di eccitazione della valvola;

$I_{off}$  la corrente di offset;

$I_{max}$  il valore massimo della corrente di eccitazione della valvola.

La sola equazione precedente però non rispecchia il comportamento del sistema. Se così non fosse, vorrebbe dire che una variazione di corrente all'elettrovalvola produce un'immediata variazione della pressione nell'attuatore, cosa impossibile data la dinamica del sistema. Per descrivere al meglio il comportamento del sistema è quindi necessario introdurre un sistema del primo ordine che dovrebbe tenere in considerazione tutte le dinamiche in gioco (movimento della spoletta della valvola, variazione di pressione lungo i collegamenti idraulici ed all'interno della camera dell'attuatore); fornendo una risposta come indicato in Fig. 3.24.

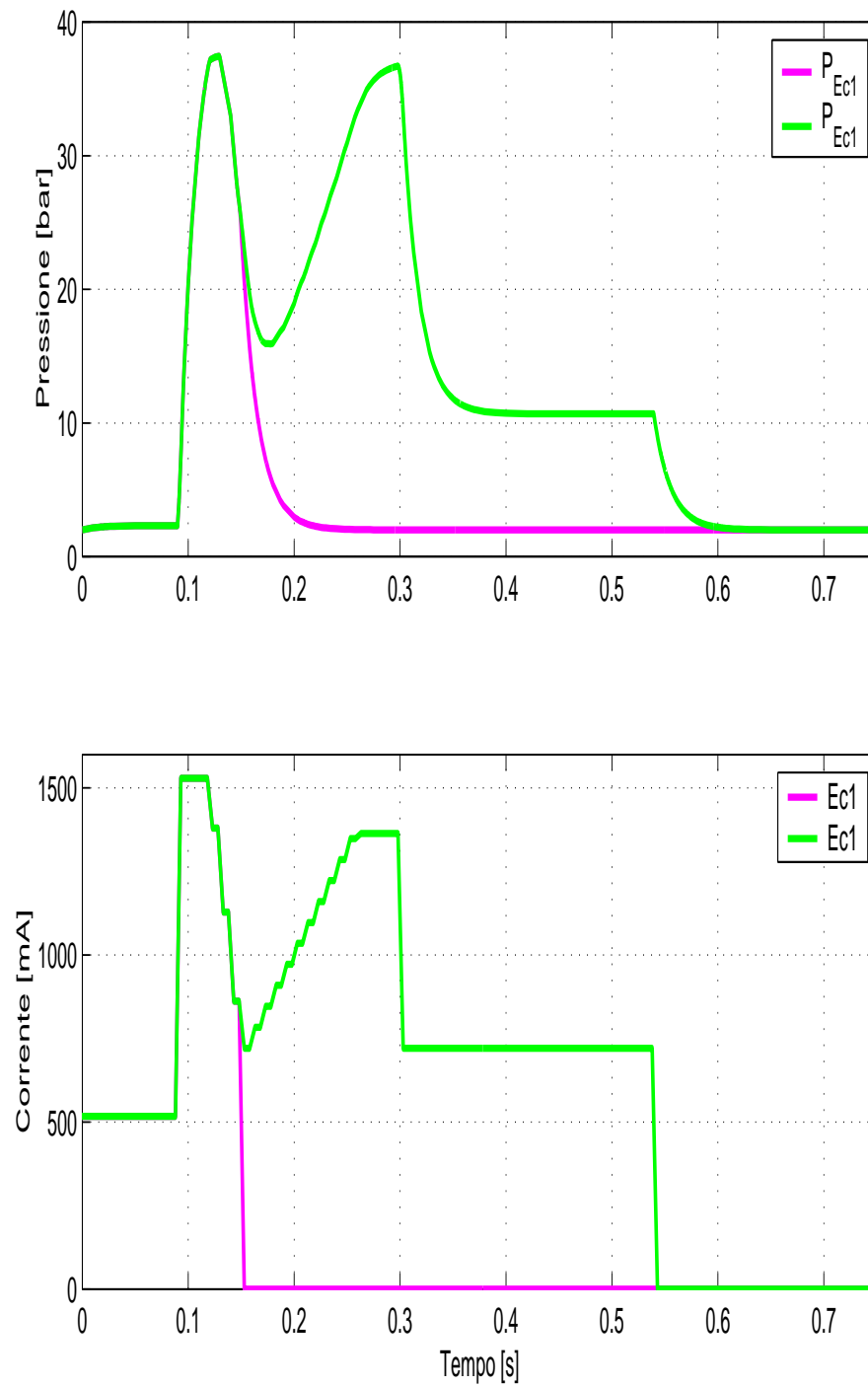


Figura 3.24: Effetto della dinamica sulla pressione di controllo dell'innesto a fronte di segnali di corrente  $Ec1$  ed  $Ec2$ .

# Capitolo 7

## Sistema proposto per il controllo dell'inserimento

L'attuale strategia di cambio marcia è prevalentemente in catena aperta, questo vuol dire che non si utilizzano i valori rilevati delle posizioni degli attuatori per cambiare i profili di corrente in tempo reale durante la cambiata. Si utilizzano invece, come abbiamo visto nel capitolo 6, solamente dei valori rilevati ad inizio cambiata. Inserendo, quindi, un controllo in retroazione, dovrebbe essere possibile migliorare l'attuale strategia. Per poter studiare una nuova strategia di cambiata è necessario avere un modello simulativo che rispecchi fedelmente la realtà. Il modello costruito fino ad ora simula correttamente tutti i principali comportamenti della cambiata, escludendo i giochi e le elasticità dei denti fra l'albero primario ed il secondario. Se si vuole però analizzare a fondo il problema, cosa necessaria per l'introduzione di un nuovo controllo, è necessario coprire a pieno le lacune che presenta il modello del sistema.

Il cambio montato sull'autovettura è un cambio diretto ad ingranamento costante, questo vuol dire che le ruote sull'albero primario e quelle sull'albero secondario sono sempre ingranate, mentre risultano folli su uno dei due alberi. "Cambio diretto" invece significa che non sono presenti altri alberi all'interno della scatola del cambio oltre l'albero primario e



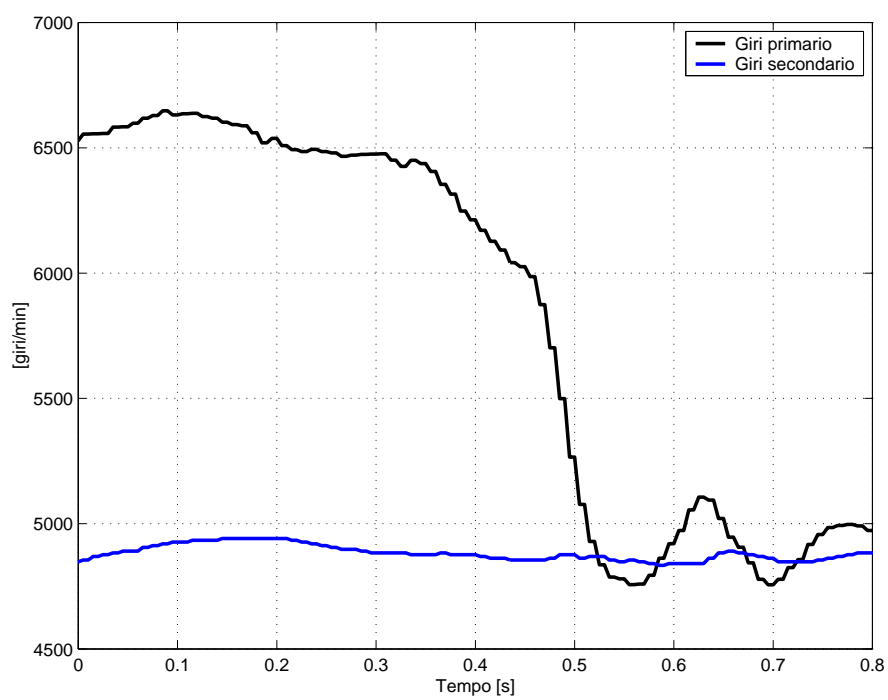


Figura 7.2: Oscillazioni sui giri del primario del cambio dopo la fase di sincronizzazione.

K (costante di elasticità della molla) e l'attrito viscoso  $b$ , in funzione del periodo stimato di oscillazione del primario sul secondario.

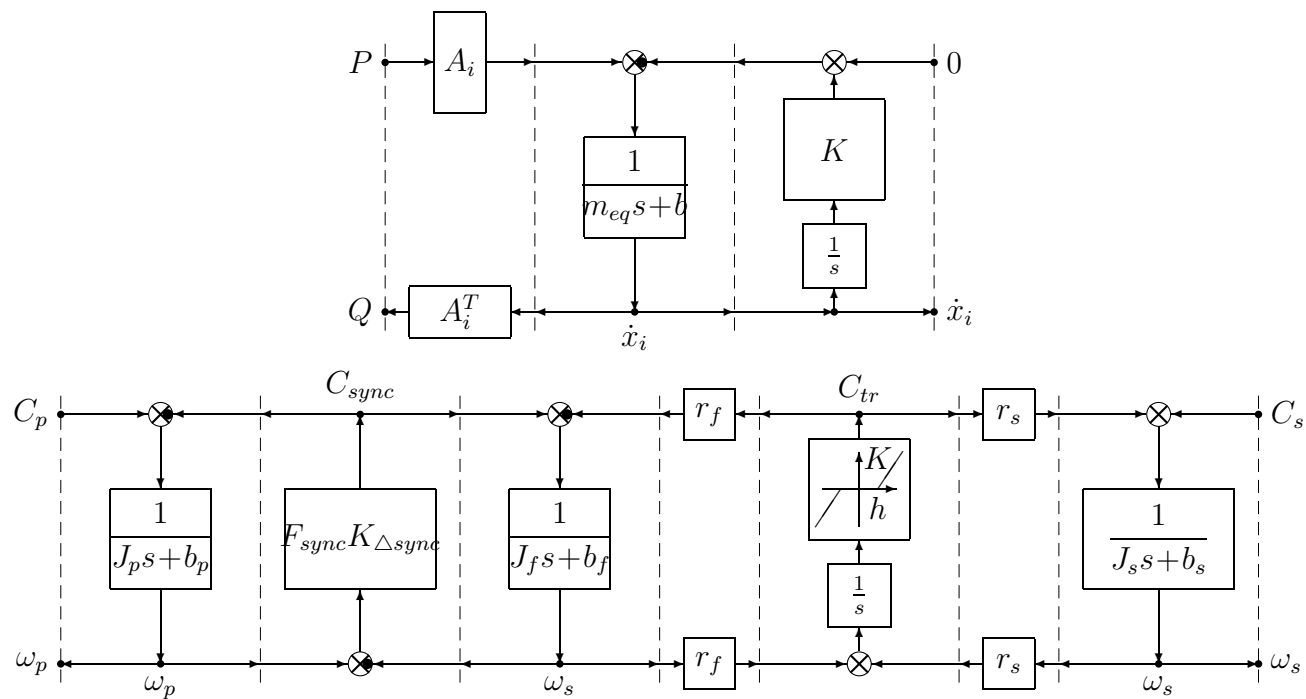


Figura 7.3: Modello POG Avanzato degli attuatori di innesto e dei sincronizzatori.

I risultati simulativi del modello avanzato sono illustrati in Fig. 7.4, dove le oscillazioni del nostro modello risultano più accentuate per quanto

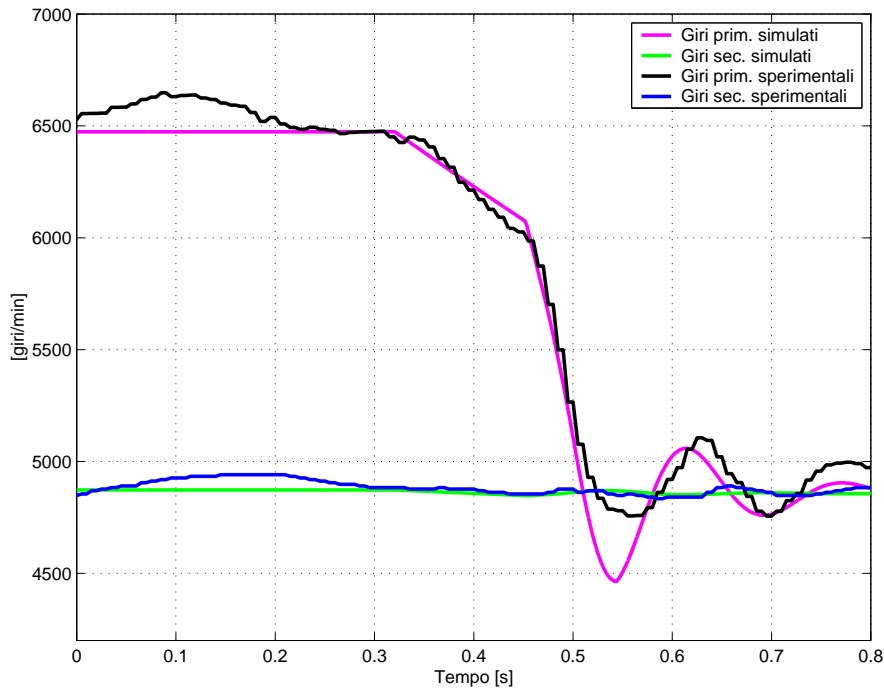


Figura 7.4: Andamento dei giri del cambio.

riguarda il primo picco e leggermente più smorzate nel tempo. Tale differenza è dovuta al fatto che il nuovo modello è un sistema del secondo ordine, mentre il sistema reale è decisamente più complesso. Volendo però realizzare un controllo, tale modello risulta prendere in considerazione tutti gli aspetti fondamentali. Per quanto riguarda le oscillazioni, si può comunque concludere che, se il nuovo controllo riesce a ridurre queste oscillazioni, è ragionevolmente in grado di ridurre anche le oscillazioni del sistema reale.

La nostra proposta di controllo prevede l'introduzione di una retroazione sul numero di giri dell'albero primario e dell'albero secondario, quindi dell'energia che dev'essere dissipata dal sincronizzatore, generando un profilo di corrente che, nella prima parte, risulta analogo al controllo attuale, ma che nella seconda parte (rampa di sincronizzazione)

risulta funzione dell'energia da dissipare. La strategia è quella di far calare più lentamente l'energia dissipata nell'ultima parte di cambiata, così da rallentare la discesa dei giri e ridurre le oscillazioni fra i due alberi del cambio e quindi la rumorosità del cambio stesso. Questa strategia permetterebbe di effettuare un cambio marcia nello stesso tempo ma di ridurre lo stress al cambio, permettendo magari con ulteriori evoluzioni di migliorare anche il tempo di cambiata. In Fig. 7.5 vengono confrontati l'andamento della corrente di innesto durante l'attuale strategia di controllo (rosso) e con il controllo appena descritto (blu).

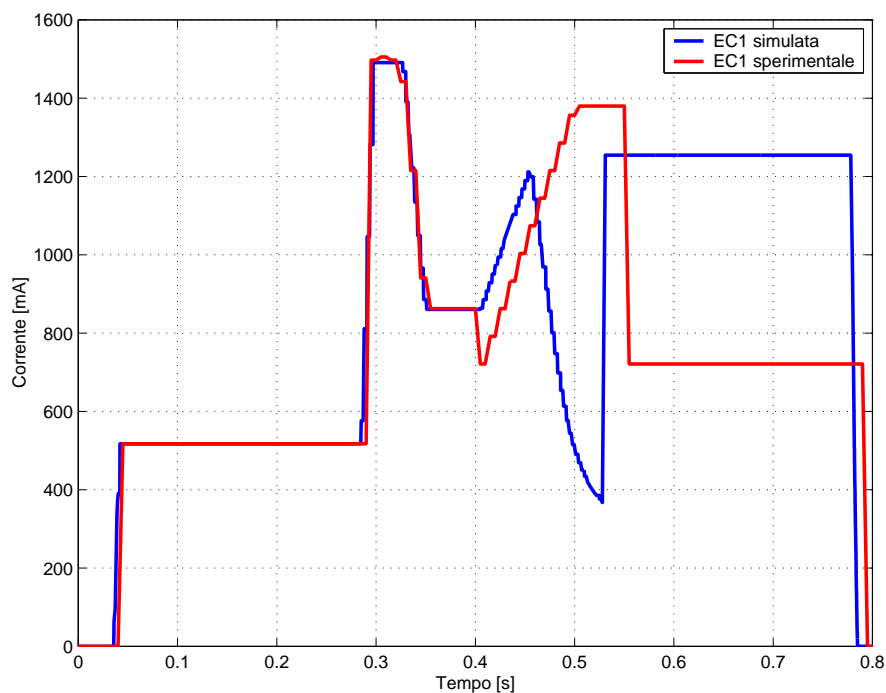


Figura 7.5: Andamento delle correnti di controllo dell'innesto per due strategie di controllo.

In Fig. 7.6 vengono mostrate la posizione e l'andamento dei giri del cambio per le due strategie di controllo dove:

- *Pos. in. a.* significa posizione dell'attuatore di innesto con il controllo attuale delle strategie di eccitazione;

- *Pos. in. e.* significa posizione dell'attuatore di innesto con il controllo in retroazione sull'energia;
- *Giri prim. a.* indica il numero di giri del primario nella strategia di controllo attuale;
- *Giri sec. a.* indica il numero di giri del secondario nella strategia di controllo attuale;
- *Giri prim. e.* indica il numero di giri del primario nella strategia di controllo retroazionata sull'energia;
- *Giri sec. e.* indica il numero di giri del secondario nella strategia di controllo retroazionata sull'energia.

Dai grafici è possibile notare come la tempistica di cambiata rimanga pressoché invariata, mentre si ha una sensibile riduzione delle oscillazioni sulla velocità angolare del secondario, infatti si può notare come la perdita di giri al secondario si riduce man mano che ci si avvicina alla sincronizzazione.

Analizzando i parametri di controllo, si ha che, modificando la pendenza della rampa A, B e dei punti C e D, è possibile ridurre il tempo di cambiata, cosa possibile variando i parametri descritti nel capitolo 6. Si ritiene quindi che la strategia introdotta non porti ad un calo delle prestazioni, pur riducendo le sollecitazioni alla scatola del cambio.

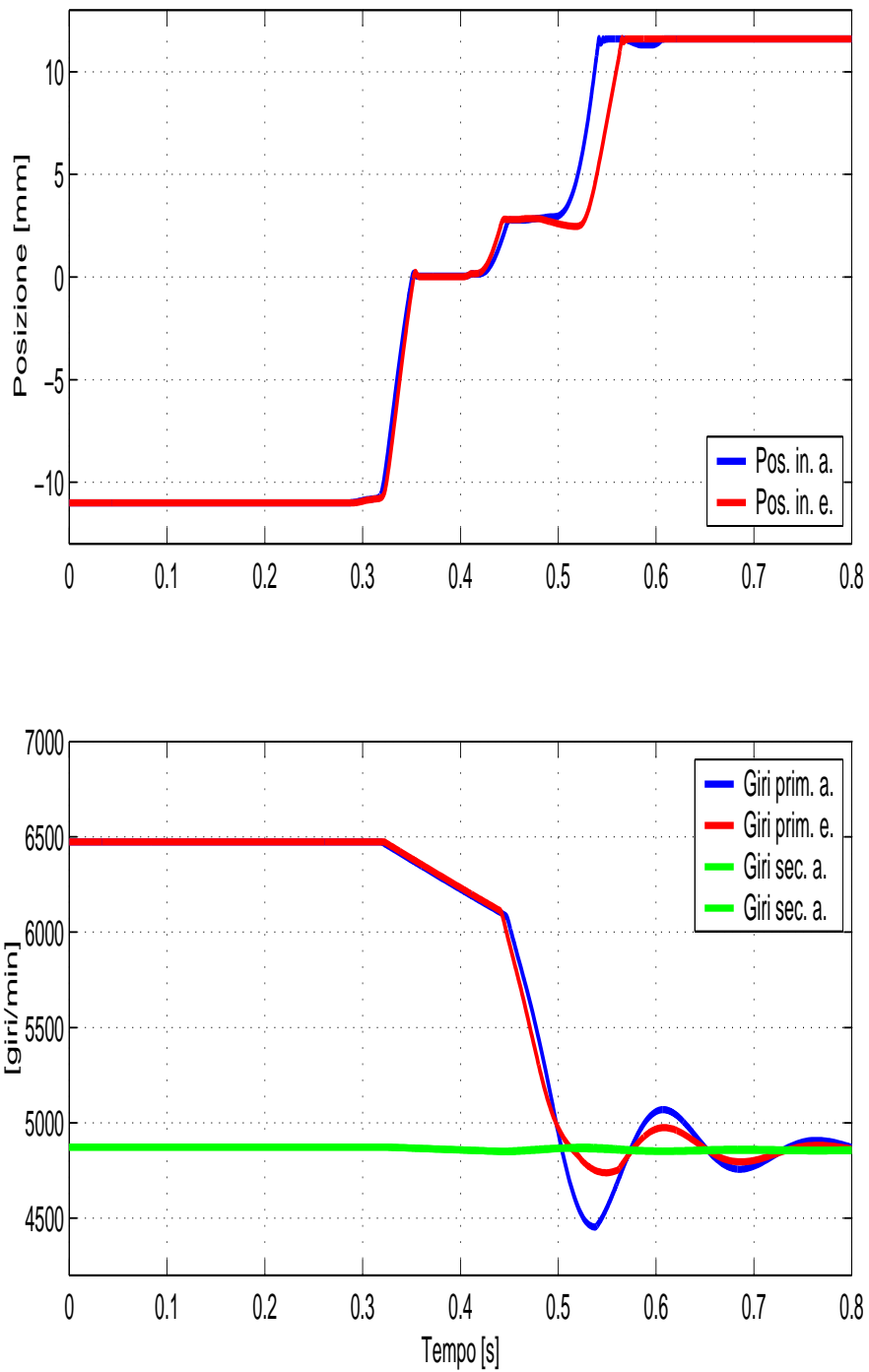


Figura 7.6: Andamento di alcuni parametri caratteristici durante una cambiata per due strategie di controllo.