

# Scegliere il motore adatto

La scelta del motore adatto a movimentare un carico deve essere condotta parallelamente a quella della trasmissione. Essa dipende dalle condizioni di funzionamento del sistema da azionare, a loro volta influenzate dai parametri inerziali e cinematici del motore e della trasmissione scelti. Per tale ragione, l'operazione di scelta è complessa: solo dopo aver identificato motore e trasmissione, è possibile conoscere il carico che il motore è chiamato a vincere e quindi verificare se è in grado di farlo.

Questa problematica è stata studiata approfonditamente e sono stati proposti approcci differenti per la sua soluzione: in [1] la scelta del gruppo motore-riduttore riguarda un carico di tipo puramente inerziale ed è ricondotta all'individuazione di un rapporto di trasmissione ottimo e alla definizione della legge di moto. Indicazioni pratiche sulla scelta del motoriduttore sono fornite in [2] attraverso abachi di semplice utilizzo, nei quali si rappresenta la dipendenza del rapporto di trasmissione e della legge di moto, dall'effetto delle inerzie del carico. In [3] la metodologia di approccio al problema suggerisce di definire un coefficiente di merito per ciascun motore e di confrontarlo con un termine rappresentativo della condizione di carico cui è sottoposto il sistema.

Sfruttando questo orientamento, nel presente lavoro, si espone un approccio pratico, basato sulla realizzazione di un grafico di facile interpretazione e utilizzo per la scelta del motoriduttore.

## Il sistema meccanico

Una macchina automatica è un sistema, generalmente complesso, in grado di eseguire un determinato compito. Essa può essere scomposta in sottosistemi più semplici, ciascuno dotato di un solo grado di libertà e schematizzabile con tre elementi fondamentali: motore, trasmissione e utilizzatore. La potenza erogata dal motore è funzione dei carichi applicati e delle azioni d'inerzia. Poiché differenti valori d'accelerazione provocano carichi diversi sull'attuatore e sugli organi meccanici interposti, la scelta della legge di moto è il primo parametro di progetto che deve essere considerato nel dimensionamento del gruppo motore-riduttore. Per un approfondimento si rimanda il lettore a testi specifici [4, 5]. In questa sede ci si limita a osservare che, per la scelta dell'attuatore da adottare, è necessario definire una "missione" di riferimento (consistente nella legge di moto più significativa e gravosa che deve compiere il carico) e che è utile, per la descrizione delle leggi di moto, riferirsi a dei coefficienti adimensionali, alcuni dei quali sono di seguito riportati:

coefficiente di velocità	$c_v = \frac{v_{\max}}{h/t_a}$	(1)
coefficiente di accelerazione	$c_a = \frac{a_{\max}}{h/t_a^2}$	(2)
coefficiente di accelerazione quadratica media	$c_{a-q} = \frac{a_q}{h/t_a^2}$	(3)

La scelta del gruppo motore-trasmissione ha un profondo impatto sulle prestazioni dinamiche di una macchina. Viene proposta una metodologia, di facile utilizzo nella progettazione, per il corretto dimensionamento del sistema, esponendo le basi teoriche e presentando un esempio di applicazione per la soluzione di un tipico problema di automazione



## Metodologia di scelta

L'attuatore elettrico più diffuso nelle applicazioni di automazione è il motore brushless, il cui campo di lavoro può essere approssimativamente suddiviso in una zona di funzionamento continuativo (delimitata dalla coppia  $C_n$ ) e in una zona limite (delimitata dalla coppia  $C_{m,max}$ ).

Normalmente  $C_n$  è costante fino alla velocità massima consentita  $\omega_{m,max}$ , mentre  $C_{m,max}$  decresce a partire da un certo valore di  $\omega_m$ .

La coppia  $C_n$  è ricavabile dai cataloghi forniti dal costruttore del motore e corrisponde alla coppia massima che il motore riesce ad erogare per un tempo indefinito.

Per richieste di coppia motrice di tipo non continuativo (cicliche, con tempo di ciclo inferiore alla costante termica del motore), si fa riferimento al valore quadratico medio di  $C_m$ , espresso dall'equazione:

$$C_{m,q} = \sqrt{\frac{1}{t_a} \int_0^{t_a} C_m^2 dt}$$

Come è noto, la scelta dell'attuatore richiede la verifica delle seguenti condizioni:

- Verifica sulla coppia massima:

$$C_{max} < C_{m,max}$$

- Verifica sulla coppia nominale:

$$C_{m,q} < C_n$$

- Verifica sulla velocità massima:

$$\omega_{max} < \omega_{m,max} \quad (4)$$

Nella procedura di scelta del gruppo motore-trasmissione qui proposta, gli effetti dovuti all'inerzia del riduttore e al suo rendimento verranno considerati solo in fase di verifica. Si osservi innanzitutto che, nel caso in cui sia preventivamente verificabile che l'inerzia del motore risulti trascurabile rispetto a quella del carico, la procedura di scelta è estremamente semplice.

Infatti, è possibile utilizzare come rapporto di trasmissione il valore minimo possibile

$$\tau_p = \omega_{r,max} / \omega_{m,max}$$

dove  $\omega_{r,max}$  è la velocità massima del carico e, detta  $C_{r,q}^*$  la coppia quadratica media richiesta dal carico, il motore andrà scelto in modo che risulti

$$C_n > \tau_p C_{r,q}^*$$

Nel caso in cui  $J_m$  non sia a priori trascurabile rispetto a  $J_r$ , la procedura di scelta risulta più complessa.

Si consideri l'equazione di moto ridotta all'asse del carico:

$$\frac{C_m}{\tau} - C_r = \left( \frac{J_m}{\tau^2} + J_r \right) \dot{\omega}_r \Rightarrow$$

$$C_m = \tau C_r^* + J_m \frac{\dot{\omega}_r}{\tau}$$

dove  $C_r^* = C_r + J_r \dot{\omega}_r$  è la coppia resistente complessiva e  $\tau$  è il rapporto di trasmissione da scegliere. La coppia motrice quadratica media è data da:

$$C_{m,q}^2 = \tau^2 C_{r,q}^{*2} + J_m^2 \frac{\dot{\omega}_{r,q}^2}{\tau^2} + 2J_m (\dot{\omega}_r C_r^*)_{medio}$$

L'attuatore da scegliere deve fornire una coppia  $C_n$  tale che risulti  $C_n^2 > C_{m,q}^2$ , ossia:

$$\frac{C_n^2}{J_m} > \tau^2 \frac{C_{r,q}^{*2}}{J_m} + J_m \frac{\dot{\omega}_{r,q}^2}{\tau^2} + 2(\dot{\omega}_r C_r^*)_{medio} \quad (5)$$

Introducendo due nuove grandezze, il *fattore accelerante*  $\alpha = C_n^2 / J_m$

e il *fattore del carico*

$\beta = 2 \left[ \dot{\omega}_{r,q} C_{r,q}^* + (\dot{\omega}_r C_r^*)_{medio} \right]$  la (5) può essere scritta così:

$$\alpha > \beta + \left[ C_{r,q}^* \left( \frac{\tau}{\sqrt{J_m}} \right) - \dot{\omega}_{r,q} \left( \frac{\sqrt{J_m}}{\tau} \right) \right]^2 \quad (6)$$

La (6) esprime la verifica sulla coppia nominale in funzione di due termini:  $\alpha$ , dipendente dalle caratteristiche del motore; e  $\beta$ , dipendente unicamente dalle caratteristiche dell'utilizzatore e quindi noto.

È sufficiente, a questo punto, classificare i motori in base al loro fattore accelerante  $\alpha$  e scegliere quel motore che presenta un valore di  $\alpha$  appena superiore al fattore del carico  $\beta$ . Se  $\alpha > \beta$ , esiste tutta una gamma di valori di rapporti di trasmissione adottabili, compresi tra un minimo  $\tau_{min}$  e un massimo  $\tau_{max}$ . Questo range è determinabile risolvendo la disequazione (6) rispetto a  $\tau$ :

$$\frac{\tau_{min} \tau_{max}}{\sqrt{J_m}} = \frac{\tau_{max}^2 - \tau_{min}^2}{\tau_{max}^2 - \tau_{min}^2} \sqrt{\alpha - \beta} + 4 \dot{\omega}_{r,q} C_{r,q}^* \pm \sqrt{\alpha - \beta} \quad (7)$$

Se, per il motore scelto, si verifica che  $\alpha = \beta$ , esiste allora un solo rapporto di trasmissione possibile, ovvero quello che annulla il termine fra parentesi della (6):

$$\tau_{opt}^2 = J_m \frac{\dot{\omega}_{r,q}}{C_{r,q}^*}$$

Questo rapporto di trasmissione viene detto *rapporto ottimo*, perché permette di usare il motore con il minimo fattore accelerante.

## Verifiche

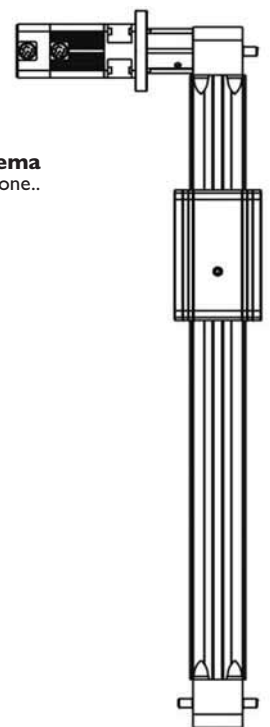
Individuati il motore e la trasmissione, è necessario compiere alcune verifiche riguardanti:

1. l'effetto del rendimento ( $\eta$ ) e dei momenti d'inerzia ( $J_1, J_2$ ) dell'albero veloce e lento della trasmissione sulla coppia quadratica media. La (5) diventa:

$$C_n^2 > \frac{\tau^2 C_{r,q}^{*2}}{\eta^2} + (J_m + J_1)^2 \frac{\dot{\omega}_{r,q}^2}{\tau^2} + 2 \frac{J_m + J_1}{\eta} (\dot{\omega}_r \cdot C_r^*)_{medio}$$

dove  $C_r^* = C_r + (J_r + J_2) \dot{\omega}_r$ ;

2. la coppia massima esercitabile dal motore,



I. Schema dell'applicazione..

tale da soddisfare la richiesta del carico:

$$C_{m,max} > \left| \tau \cdot C_r + \left( \frac{J_m + J_1}{\tau} + (J_r + J_2) \cdot \tau \right) \dot{\omega}_r \right|_{max};$$

3. la velocità massima in ingresso alla trasmissione scelta, rispettando le prescrizioni imposte dal costruttore;

4. la coppia massima applicabile alla trasmissione.

## Casi notevoli

Le espressioni presentate si semplificano in corrispondenza di alcune condizioni operative particolari, di seguito riportate per comodità del lettore:

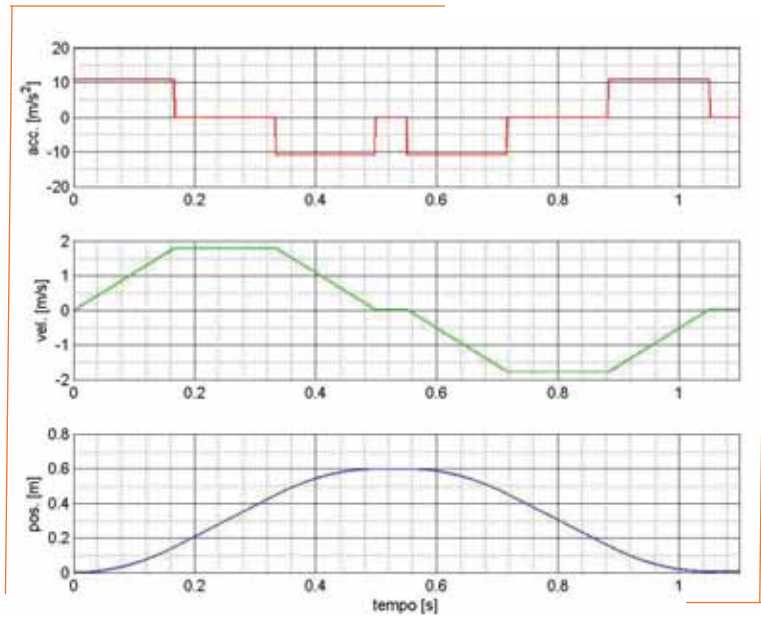
Carico puramente inerziale	$C_i = 0$	$C_{r,q}^* = J_r \dot{\omega}_{r,q} \quad \tau_{opt} = \sqrt{\frac{J_m}{J_r}}$ $\beta = 4J_r \dot{\omega}_{r,q}^2$
Carico costante	$C_i = \text{cost}$	$C_{r,q}^* = J_r \dot{\omega}_{r,q} \gamma; \quad (\dot{\omega}_r C_r^*)_{medio} = J_r \dot{\omega}_{r,q}^2;$ $\tau_{opt}^2 = \frac{\left(\frac{J_m}{J_r}\right)}{\gamma}; \quad \beta = 2J_r \dot{\omega}_{r,q}^2 (1 + \gamma)$ <p style="text-align: center;">(8)</p> <p>dove</p> $\gamma = \sqrt{1 + \left(\frac{C_r}{J_r \dot{\omega}_{r,q}}\right)^2}$

## Applicazione: asse lineare

Seguendo le linee guida esposte, si propone la scelta di motore e riduttore per un asse lineare. Il lettore verrà accompagnato passo passo, valutando tutti gli aspetti connessi a tale problematica. Naturalmente la metodologia può essere estesa senza alcuna difficoltà a qualsiasi altra applicazione.

*Il sistema.* Si consideri un sistema per la movimentazione verticale di un carico azionato da un motore brushless. La trasmissione è costituita da un riduttore epicicloidale accoppiato ad una puleggia di diametro  $D_p = 118$  (mm) che trasmette il movimento ad una cinghia dentata per ottenere la trasformazione del moto rotatorio del motore in traslatorio. Il prodotto manipolato ha massa  $m_p = 50$  (kg) ed è ancorato ad una slitta di massa  $m_s = 15$  (kg) (valore comprensivo anche del momento d'inerzia delle pulegge). Esso deve compiere una corsa  $h = 600$  (mm)

## 2. Legge di moto.

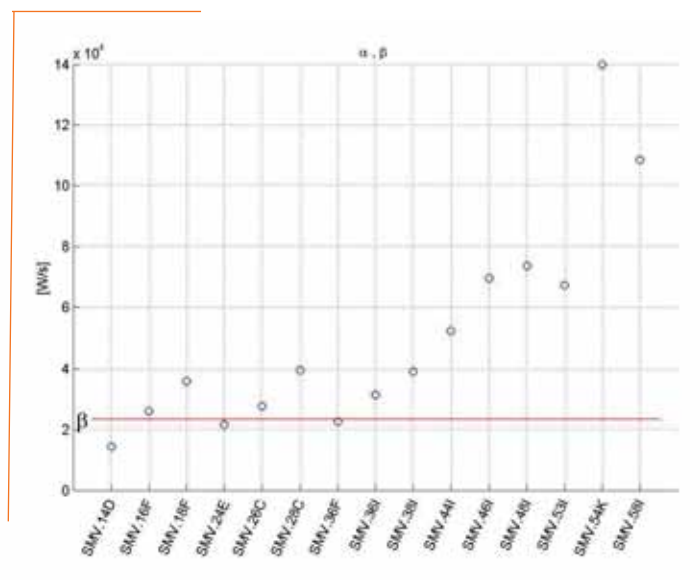


## 3. Carico.

in direzione verticale in un tempo  $t_s = 0.5$  (s), mantenere la posizione per un tempo  $t_1 = 0.05$  (s) necessario alla lavorazione e ri-

tornare nella posizione iniziale dove viene sganciato con tempi identici a quelli relativi alla fase precedente.

## 4. Alfa e Beta.

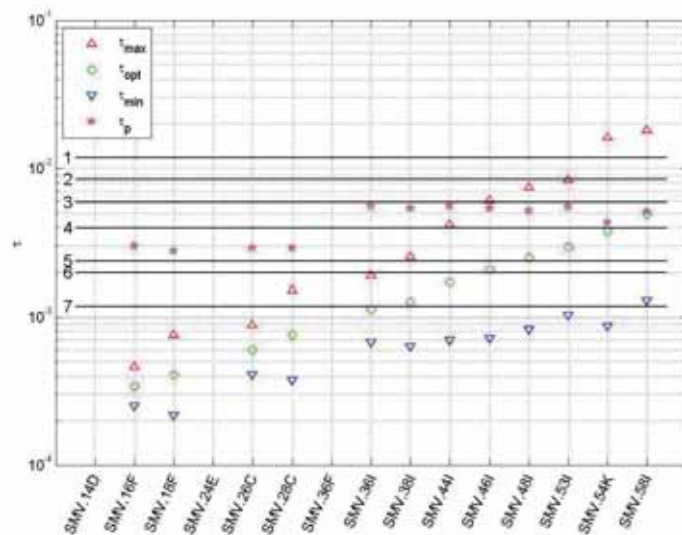


n.	Codice	J [kgcm <sup>2</sup> ]	Mn [Nm]	$\Omega_{max}$ [rpm]	Mmax [Nm]
1	SMV.14D	0,09	0,36	5350	2,0
2	SMV.16F	0,12	0,55	5800	2,6
3	SMV.18F	0,17	0,77	6200	3,6
4	SMV.24E	0,22	0,50	6000	3,1
5	SMV.26C	0,36	1,00	6000	7,2
6	SMV.28C	0,57	1,50	6000	11,0
7	SMV.36F	1,27	1,70	6860	10,0
8	SMV.36I	1,27	2,00	3100	10,0
9	SMV.38I	1,60	2,50	3210	13,0
10	SMV.44I	2,90	3,90	3110	20,0
11	SMV.46I	4,35	5,50	3230	30,0
12	SMV.48I	6,10	6,70	3350	40,0
13	SMV.53I	8,60	7,60	3130	39,0
14	SMV.54K	1,00	14,00	4020	62,0
15	SMV.58I	23,60	16,00	3390	104,0

**Tabella 1.** Estratto di un catalogo di motori brushless.

*La legge di moto.* Si utilizza, per entrambi i movimenti di innalzamento e abbassamento del carico, una legge di moto ad accelerazione costante tagliata simmetrica del tipo  $[1/3, 1/3, 1/3]$ ,

riportata in figura 2. I valori di accelerazione e di velocità massimi e di accelerazione quadratica media si ricavano dalle (1), (2) e (3), noti i coefficienti  $c_v$ ,  $c_a$  e  $c_{a-q}$  della legge di moto utilizzata:



**5. Intervalli di trasmissioni disponibili.**

**Tabella 2.** Estratto di un catalogo di riduttori epicicloidali.

n	codice	$\tau$	stadi	$C_{t,max}$ [Nm]	$\omega_{t,max}$ [rpm]	$J_r$ [kgm <sup>2</sup> ]	$\eta$
1.	LPB+120	1/5	1	220	4800	5.42	0,97
2.	LPB+120	1/7	1	220	4800	5.42	0,97
3.	LPB+120	1/10	1	200	4800	5.42	0,97
4.	LPB+120	1/15	2	200	4800	5.49	0,95
5.	LPB+120	1/25	2	200	4800	5.49	0,95
6.	LPB+120	1/30	2	200	4800	5.49	0,95
7.	LPB+120	1/50	2	220	4800	5.49	0,95

$$v_{max} = 1.8 [m/s] a_{max}$$

$$= 10.8 [m/s^2] a_{r,q} = 8.4 [m/s^2]$$

Le forze resistenti sono funzione del carico applicato e delle inerzie del sistema:

$$F_r^* = (m_p + m_s)(g + a)$$

L'andamento di  $F_r^*$  è riportato in figura 3. *Alfa e Beta.* Poiché il carico non inerziale applicato a valle della trasmissione è costante ( $P = (m_p + m_s)g$ ), il valore del coefficiente si calcola utilizzando le (8):

$$\beta = 2 [ma_{r,q}^2 (\gamma + 1)] = 23.31 \left[ \frac{kW}{s} \right]$$

Il fattore accelerante  $\alpha$  è calcolato, per ciascun motore candidato all'applicazione, utilizzando i dati forniti a catalogo (tabella 1):

$$\alpha = C_n^2 / J_m$$

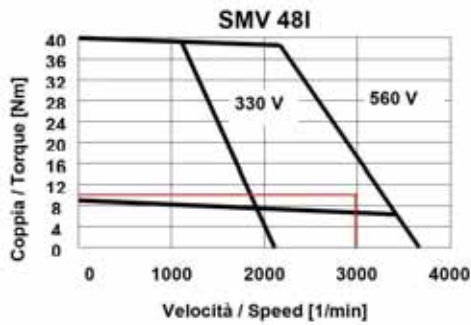
Nel grafico di figura 4 sono indicati con un pallino i valori di  $\alpha$  per ogni motore, mentre  $\beta$  è rappresentato dalla linea orizzontale. *Scelta del motoriduttore.* Per i motori per cui è verificata la disequazione  $\alpha > \beta$ , esiste un range di rapporti di trasmissione utili, di cui però non è garantita l'esistenza in commercio. Nella tabella sottostante è riportato l'elenco dei riduttori epicicloidali, all'interno del quale scegliere il riduttore adatto all'applicazione in studio.

Nel grafico di figura 5 sono indicati: i valori del rapporto di trasmissione minimo, massimo ed ottimale per i motori che soddisfano la condizione  $\alpha > \beta$ ; e, con delle linee numerate da uno a sette, le trasmissioni disponibili in commercio (elencate in tabella 2). Accanto ad esse è evidenziato il rapporto di trasmissione limite ( $\tau_p$ ) sotto il quale la (4) risulta non verificata. L'analisi del grafico permette al progettista di valutare tutte le soluzioni commerciali disponibili per la scelta di motore e riduttore, adatte all'applicazione in studio. In particolare, la trasmissione da scegliere per un dato motore deve soddisfare le seguenti disequazioni:

$$\tau_{min} < \tau < \tau_{max} \quad e \quad \tau > \tau_p$$

Può accadere, quindi, che un motore, pur verificando la disequazione  $\alpha > \beta$ , non sia accettabile poiché non esiste alcuna trasmissione che soddisfi queste condizioni.

Nel caso specifico, la scelta ricade sul motore SMV.48I che garantisce un fattore accele-



**6. Campi di lavoro**  
del motore selezionato.

rante maggiore del fattore di carico (figura 4) e dispone di un intervallo di rapporti di trasmissione sufficientemente ampio, così da poter individuare, al suo interno, un riduttore commerciale (LPB+120:  $\tau = 1/10$ , 1 stadio).

*Verifiche.* A seguito di questa scelta, è opportuno verificare tutte le condizioni relative a:

- coppia massima:

$$C_{\max} = 10.01 \text{ [Nm]}, \omega_{\max} = 2913.3 \text{ [rpm]}$$

Dall'analisi del campo di lavoro (figura 6) si osserva che il suddetto motore è in grado di erogare la coppia massima richiesta dal carico.

- Effetto del rendimento ( $\eta$ ) e del momento d'inerzia ( $J_t$ ) della trasmissione.

La disequazione (5) assume l'espressione:

$$C_{m,q}^2 = \frac{\tau^2 F_{r,q}^{*2}}{\eta^2} + (J_m + J_t)^2 \frac{a_{r,q}^2}{\tau^2} +$$

$$2 \frac{J_m + J_t}{\eta} (a_r \cdot F_r^*)_{\text{medio}}$$

$$C_{m,q} = 6.3 \text{ [Nm]} < C_n = 6.7 \text{ [Nm]}$$

- Le condizioni di lavoro richiedono che l'albero veloce della trasmissione ruoti ad una velocità massima  $\omega_{\max} = 2913.3 \text{ [rpm]}$ , inferiore a quella limite per la trasmissione  $\tau_{\max} = 4800 \text{ [rpm]}$  (tabella 2).

- Coppia massima sull'albero lento della trasmissione.

$$C_{\max} = 79 \text{ [Nm]} < C_{t,\max} = 200 \text{ [Nm]}$$

Poiché tutte le condizioni risultano soddisfatte, la scelta del motoriduttore può essere confermata.

## Conclusioni

La scelta corretta di motore elettrico e trasmissione è un fattore determinante nelle applicazioni di automazione. La difficoltà di tale operazione è dovuta alla reciproca dipendenza dei due organi meccanici e alle limitazioni introdotte dalle condizioni di lavoro. Il metodo esposto consente di scegliere il gruppo motore-riduttore attraverso un approccio pratico al problema, basato sulla

realizzazione di un grafico contenente tutte le informazioni necessarie al progettista per il corretto dimensionamento del sistema. Esso consente di avere indicate sinteticamente tutte le possibili soluzioni e di confrontarle rapidamente per scegliere efficacemente la migliore.

*H. Giberti, S. Chatterton, S. Cinquemani, M. Cocetta, Politecnico di Milano, Dipartimento di Meccanica.*

*hermes.giberti@polimi.it,*

*steven.chatterton@mecc.polimi.it,*

*simone.cinquemani@polimi.it,*

*matteo.cocetta@mecc.polimi.it*

## Bibliografia

[1] G. Cusimano, "Generalization of a method for the selection of drive systems and transmissions under dynamic loads", *Mechanism and Machine Theory*, vol. 40, pagg. 530-558, 2005, Elsevier Ltd.

[2] K.A. Pasch, W.P. Seering, *On the drive systems for High-performance Machines*, Transactions of ASME, vol. 106, pagg. 102-108, 1984.

[3] G. Legnani, M. Tiboni, R. Adamini, *Meccanica degli azionamenti*, ed. Esculapio, Bologna, Italia, 2002, ISBN: 88-86-52464-1.

[4] P.L. Magnani, G. Ruggieri, *Meccanismi per Macchine Automatiche*, ed. UTET, Torino, Italia, 1986, ISBN 88-02-03934-8.

[5] C. Melchiorri, *Traiettorie per azionamenti elettrici*, ed. Esculapio, 2000.

PER LA VOSTRA PUBBLICITÀ SU QUESTE PAGINE  
CONTATTATE I NOSTRI AGENTI



▶ **TRI-VENETO** IDELFONSO ELBURGO  
VIA PIRANO, 15  
35135 PADOVA  
TEL. 049 8642988 - FAX 049 8642989  
e-mail: ielburg@tin.it

▶ **PIEMONTE-LIGURIA** ROSARIO ROMEO - PUBLIKAPPA  
VIA SAGRA S. MICHELE, 37  
10139 TORINO  
TEL./FAX 011 723406  
e-mail: publika@tin.it



**FIERA MILANO**  
EDITORE