



AIMETA

Associazione Italiana di Meccanica Teorica ed Applicata

AIMETA'99

XIV Congresso AIMETA di Meccanica Teorica e Applicata  
14<sup>th</sup> AIMETA Congress of Theoretical and Applied Mechanics

Como, 6 - 9 Ottobre 1999

*Villa Olmo*

## **VARIATORE AUTOMOBILISTICO A REGOLAZIONE IMPLICITA**

A. BECCARI, M. CAMMALLERI

*Dipartimento di Meccanica ed Aeronautica, Università di Palermo, Palermo*

E' ormai affermata la pratica di impiego di un variatore di velocità, costituito da una cinghia di collegamento fra due pulegge a diametro variabile, per realizzare nelle vetture il cosiddetto cambio continuo di velocità.

Uno dei problemi di questo dispositivo consiste nella regolazione idraulica della spinta assiale fra le due semipulegge, necessaria alla trasmissione della coppia, regolazione che comporta una seria penalizzazione del rendimento della trasmissione, il cui modesto valore è anche dovuto al fatto che il variatore è generalmente sottoimpiegato, perché non è progettato al limite della tensione di sicurezza della cinghia in ogni condizione operativa, ma per es. solo al rapporto di trasmissione minimo.

Si è valutata allora nel lavoro che segue la possibilità di realizzare la spinta assiale di cui sopra semplicemente con una molla antagonista: le prestazioni del variatore concepito in questo modo e inserito sia in una trasmissione in singola via sia in una trasmissione in doppia via vengono quindi confrontate con quelle del variatore progettato con spinta assiale regolabile in funzione del carico e della velocità angolare oltre che dal rapporto di trasmissione.

## VARIATORE AUTOMOBILISTICO A REGOLAZIONE IMPLICITA

A. BECCARI, M. CAMMALLERI

*Dipartimento di Meccanica ed Aeronautica, Università di Palermo, Palermo*

### SOMMARIO

E' ormai affermata la pratica di impiego di un variatore di velocità, costituito da una cinghia di collegamento fra due pulegge a diametro variabile, per realizzare nelle vetture il cosiddetto cambio continuo di velocità.

Uno dei problemi di questo dispositivo consiste nella regolazione idraulica della spinta assiale fra le due semipulegge, necessaria alla trasmissione della coppia, regolazione che comporta anche una seria penalizzazione del rendimento della trasmissione.

Si è valutata allora nel lavoro che segue la possibilità di realizzare la spinta assiale di cui sopra semplicemente con una molla antagonista: le prestazioni del variatore concepito in questo modo e inserito sia in una trasmissione in singola via sia in una trasmissione in doppia via, vengono quindi confrontate con quelle del variatore progettato con spinta assiale regolabile in funzione del carico e della velocità angolare oltre che dal rapporto di trasmissione.

### ABSTRACT

The use of a speed variator, that is a connection belt between two expanding pulleys to realize the so-called continuous transmission for automotive purpose, is well-known.

One problem of this device is the hydraulic control of the axial thrust between two half-pulleys which is necessary to the torque transmission. This also involves an heavy decrease in the drive efficiency.

In the following work the possibility of realizing the above-mentioned axial thrust, just by one antagonist spring, has been valued: the performance of the variator, designed in this way and inserted either in a single or in a double way scheme, is then compared with the case of axial thrust control by load and of the angular speed as well as of the transmission ratio.

### 1. INTRODUZIONE

Nelle trasmissioni automobilistiche è affermata la pratica dell'uso di variatori meccanici, con cinghia di trasmissione fra pulegge con diametri variabili, per la trasmissione di potenza fra motore primo ed organo di propulsione del veicolo, per realizzare il cosiddetto cambio continuo di velocità.

Uno dei problemi di questo tipo di trasmissione consiste nella relativa complessità di regolazione della spinta assiale da applicare fra le semipulegge al fine di consentire la trasmissione

della coppia motrice con sicurezza al variare del carico, della velocità angolare del motore e del rapporto  $\tau$  di trasmissione.

Attualmente questa spinta assiale viene realizzata intervenendo sul valore della pressione dell'olio in un apposito circuito idraulico servito da una pompa volumetrica; sarebbe quindi opportuno che il valore di detta spinta assiale superasse il minimo necessario per la trasmissione della coppia della quantità più piccola possibile, al fine di evitare un eccessivo onere della pompa dell'olio, onere che incide pesantemente sul rendimento della trasmissione, soprattutto ai carichi parziali. Poiché però il valore della spinta assiale minima necessaria è una funzione molto variabile della velocità angolare della puleggia primaria e del rapporto di trasmissione e poiché d'altra parte la regolazione della pressione di mandata della pompa dell'olio è realizzata abitualmente per riflusso, consegue che la spinta assiale sulle semipulegge risulta nelle realizzazioni pratiche largamente sovrabbondante rispetto al necessario, con forte penalizzazione del rendimento: detto parametro non supera infatti valori effettivi a pieno carico dell'ordine di 0,8 (ma molto inferiori a carico parziale), largamente inferiori a quelli di una trasmissione puramente meccanica a rapporto fisso, che invece superano agevolmente 0,9 a parità di condizioni d'impiego [4].

Responsabile di questa modesta prestazione nel rendimento è anche il fatto che il variatore è sottoimpiegato, nel senso che generalmente la regolazione della spinta assiale e la velocità angolare della puleggia primaria sono progettati non al limite della tensione di sicurezza della cinghia di trasmissione in ogni condizione operativa (velocità angolare del primario e rapporto di trasmissione), ma solamente, per esempio, al rapporto di trasmissione minimo.

Infine, se il variatore viene posto in una trasmissione di potenza con due linee in parallelo, di cui una sola a variazione continua del rapporto, la classe di potenza del motore primo che può essere servito da un assegnato variatore può crescere notevolmente, potendosi ovviare all'inconveniente della minore escursione del rapporto di trasmissione dell'intera trasmissione rispetto alla escursione omonima del solo variatore con schemi bi- o tri- modali [1] [2].

Nell'ottica di aumentare il rendimento del variatore, e quindi della intera trasmissione si è valutata nel lavoro che segue la possibilità di sostituire la spinta assiale prodotta dalla pressione dell'olio, da regolare in funzione di carico, velocità angolare e rapporto di trasmissione, con la spinta assiale prodotta da una molla, progettata e strategicamente collocata in modo da realizzare una spinta variabile unicamente con la distanza assiale fra le semipulegge e quindi funzione del solo rapporto di trasmissione. Ovviamente detta spinta assiale risulterà così sovrabbondante ai carichi parziali, ma non essendo di per sé causa di oneri accessori, non inciderà sul rendimento di trasmissione.

Lo studio è quindi condotto progettando la molla più idonea allo scopo e confrontando la capacità di trasmissione di potenza di tale dispositivo con quella teorica ottenibile variando la spinta assiale tramite la pressione dell'olio secondo le strategie più diffuse; naturalmente il

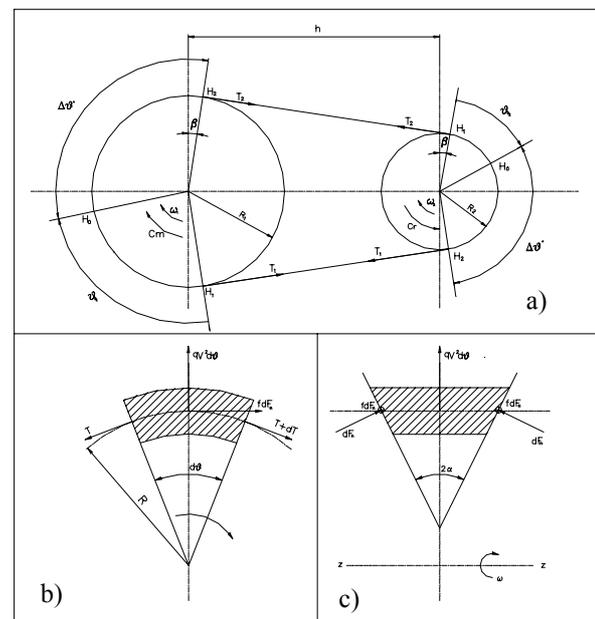


Fig. 1 - a) schema variatore; b) sezione circonferenziale cinghia; c) sezione trasversale cinghia.

beneficio dell'innovazione proposta si concretizzerebbe soprattutto se fosse possibile abbandonare anche la regolazione "idraulica" del rapporto di trasmissione sulla puleggia primaria.

## 2. FUNZIONAMENTO DEL VARIATORE

La classica teoria dei flessibili applicata al caso di un variatore automobilistico conduce ai seguenti risultati [3], riferiti alla fig. 1.

La tensione nella cinghia lungo l'arco di avvolgimento per puleggia motrice e condotta, in caso limite di scorrimento globale, risulta rispettivamente:

$$T = qV^2 + (T_1 - qV^2)e^{-f'\theta} \quad (1)$$

$$T = qV^2 + (T_2 - qV^2)e^{f'\theta} \quad (2)$$

mentre per condizioni non critiche l'andamento della tensione nella cinghia è qualitativamente quello della fig. 2.

Per le spinte assiali sulle pulegge primaria e secondaria si ottiene rispettivamente:

$$F_{z_1} = \frac{(T_1 - qV^2)}{2f' \tan \alpha} \left[ \theta_{0_1} f' + (1 - e^{-f'\Delta\theta^*}) \right] \quad (3)$$

$$F_{z_2} = \frac{(T_1 - qV^2)}{2f' \tan \alpha} \left[ e^{-f'\Delta\theta^*} \theta_{0_2} f' + (1 - e^{-f'\Delta\theta^*}) \right] \quad (4)$$

da cui appare che in condizioni non al limite di aderenza la spinta assiale da applicare alla puleggia condotta è mediamente inferiore a quella da applicare alla motrice, mentre al limite di aderenza risulta:

$$F_{z_1} < F_{z_2} \quad \text{per } \tau_{\text{var}} < 1;$$

$$F_{z_1} = F_{z_2} \quad \text{per } \tau_{\text{var}} = 1;$$

$$F_{z_1} > F_{z_2} \quad \text{per } \tau_{\text{var}} > 1.$$

Detta  $C_{m,\text{max}}$  la coppia massima trasmissibile in corrispondenza alla massima tensione della cinghia  $T_0$  ed in condizioni limite di aderenza, in cui appunto l'angolo di scorrimento  $\Delta\theta^*$  sia uguale all'angolo di avvolgimento sulla puleggia più piccola  $\pi - 2|\beta|$ , ed  $F_{z1,\text{max}}$ ;  $F_{z2,\text{max}}$  le corrispondenti spinte assiali sulle pulegge primaria e secondaria, risulta:

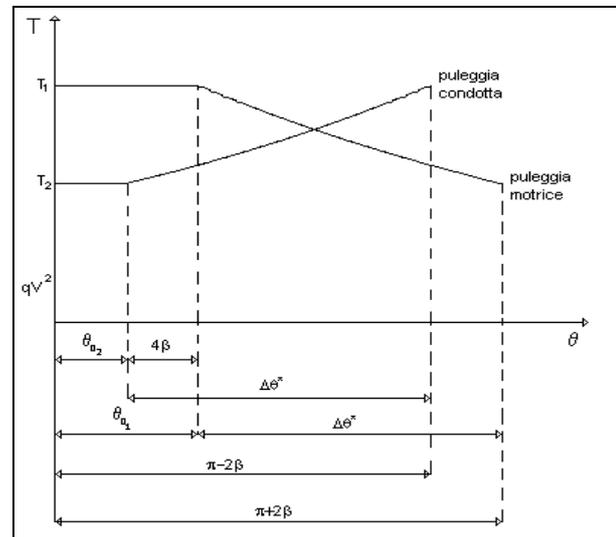


Fig. 2 - Distribuzione della tensione lungo l'arco di avvolgimento in condizioni non critiche e per  $\tau_{\text{var}} > 1$ .

$$C_{m,\max} = T_0 R_1 \left[ \left( 1 - \frac{qV^2}{T_0} \right) \left( 1 - e^{-f'(\pi-2|\beta|)} \right) \right] \quad (5)$$

$$F_{z_1,\max} = \begin{cases} \frac{(T_0 - qV^2)}{2f' \tan \alpha} \left( 1 - e^{-f'(\pi-2|\beta|)} \right) & \text{per } \tau_{var} \leq 1 \\ \frac{(T_0 - qV^2)}{2f' \tan \alpha} \left[ \left( 1 - e^{-f'(\pi-2|\beta|)} \right) + 4f'|\beta| \right] & \text{per } \tau_{var} \geq 1 \end{cases} \quad (6)$$

$$F_{z_2,\max} = \begin{cases} \frac{(T_0 - qV^2)}{2f' \tan \alpha} \left[ \left( 1 - e^{-f'(\pi-2|\beta|)} \right) + 4f'|\beta| e^{-f'(\pi-2|\beta|)} \right] & \text{per } \tau_{var} \leq 1 \\ \frac{(T_0 - qV^2)}{2f' \tan \alpha} \left( 1 - e^{-f'(\pi-2|\beta|)} \right) & \text{per } \tau_{var} \geq 1 \end{cases} \quad (7)$$

ed in conclusione la coppia trasmissibile in funzione della spinta assiale:

$$C_{m,\max} = \begin{cases} 2F_{z_1,\max} f' R_1 \tan \alpha & \text{per } \tau_{var} \leq 1 \\ \frac{2F_{z_1,\max} f' R_1 \tan \alpha \left( 1 - e^{-f'(\pi-2|\beta|)} \right)}{\left( 1 - e^{-f'(\pi-2|\beta|)} \right) + 4f'|\beta|} & \text{per } \tau_{var} \geq 1 \end{cases} \quad (10)$$

$$C_{m,\max} = \begin{cases} \frac{2F_{z_2,\max} f' R_1 \tan \alpha \left( 1 - e^{-f'(\pi-2|\beta|)} \right)}{\left( 1 - e^{-f'(\pi-2|\beta|)} \right) + 4f'|\beta| e^{-f'(\pi-2|\beta|)}} & \text{per } \tau_{var} \leq 1 \\ 2F_{z_2,\max} f' R_1 \tan \alpha & \text{per } \tau_{var} \geq 1 \end{cases} \quad (11)$$

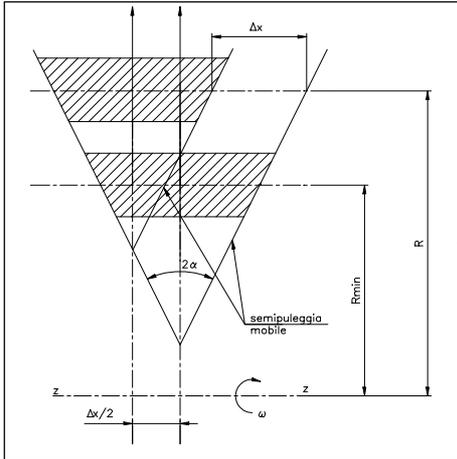


Fig.3 – Spostamento assiale semipulegge.

E' interessante osservare che la coppia trasmissibile non è influenzata dalla velocità angolare del primario ( $n \propto V$ ) se  $T_1 < T_0$ , mentre se si opera a massima tensione  $T_0$  della cinghia un aumento della velocità del primario deve essere compensato da una riduzione della spinta assiale  $F_z$  e quindi anche della coppia trasmissibile.

Infine per il calcolo del rapporto di trasmissione  $\tau = n_2/n_1 = R_1/R_2$  del variatore di fig. 1 è utile la relazione che impone la costanza della lunghezza  $L$  della cinghia:

$$L = (\pi + 2\beta)R_1 + (\pi - 2\beta)R_2 + 2h \cos \beta \quad (14)$$

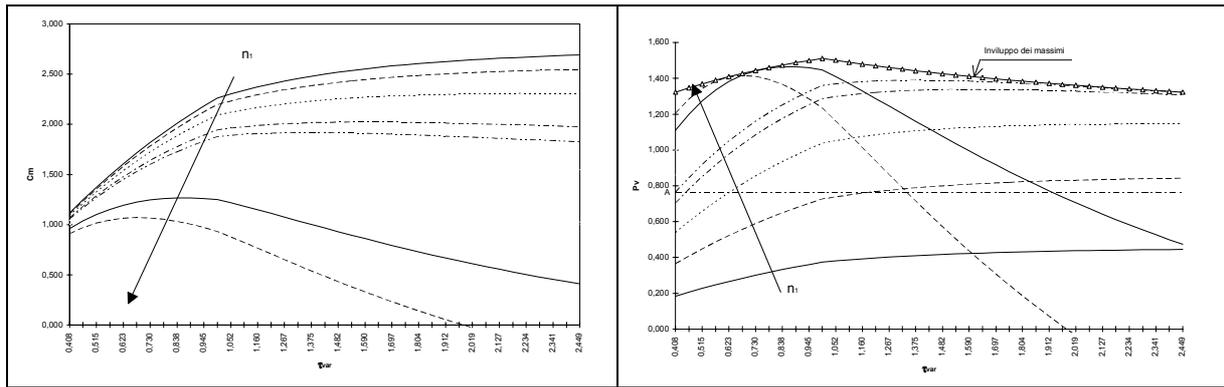


Fig. 4 - Coppia e potenza trasmissibili V.I.

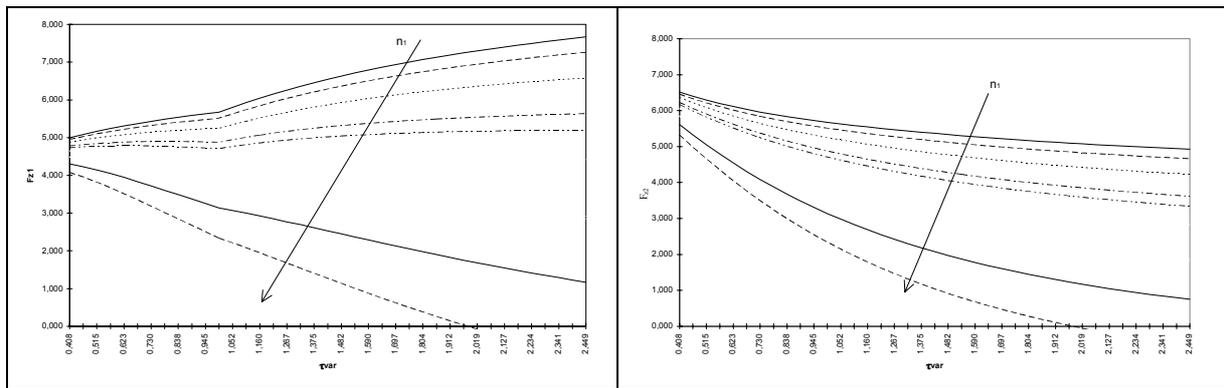


Fig. 5 - Spinte assiali sulle pulegge primaria e secondaria V.I.

### 3. TIPI DI REGOLAZIONE E CLASSI DEL VARIATORE

Con le formule indicate ed i valori di progetto tipici di un variatore Van Doorne's impiegato su vetture FIAT, Ford, Nissan, si possono ottenere gli andamenti di fig. 4 di coppia e potenza trasmissibili e corrispondenti spinte assiali su puleggia primaria e secondaria, fig. 5, per sfruttare al massimo le potenzialità del variatore e cioè per mantenerlo in ogni condizione alla massima tensione ammissibile della cinghia (spingente) di trasmissione: *variatore* denominato *ideale V.I.* regolato al limite di resistenza e di aderenza<sup>1</sup>. I diagrammi sono resi adimensionati nelle ordinate avendo diviso la potenza per il valore comune ottenibile alle estremità del campo di variazione del rapporto di trasmissione del variatore  $\tau_{var}$  ad opportuna velocità angolare ( $n_1=6047\text{rpm}$ ;  $P_0=37.657\text{W}$ ); analogamente per la coppia motrice ( $n_1=6047\text{rpm}$ ,  $C_0=59,5\text{ Nm}$ ), mentre per le spinte assiali i valori sono stati divisi per la massima tensione della cinghia  $T_0$ , pari a 5000N.

Le curve a velocità angolare  $n_1$  costante della puleggia primaria sono caratterizzate dai valori  $n_1=1-2-3-4-5-6-7-8000\text{rpm}$ , più i due valori notevoli  $n_1=4381\text{rpm}$  (massima potenza trasmissibile al massimo valore del rapporto di trasmissione  $\tau_{var,Max}$ ) ed  $n_1=6047\text{rpm}$  (equipotenza a  $\tau_{var,Max,min}$ ).

<sup>1</sup> La teoria sopra svolta è applicabile al variatore qui considerato pur di trascurare l'attrito fra i nastri di guida dei blocchetti fra di loro e fra loro e i blocchetti.

Fissata la velocità angolare del primario ad  $n_1=6047\text{rpm}$  la spinta assiale che è necessario applicare al medesimo è mediamente<sup>2</sup> uguale a quella che sarebbe necessario applicare al secondario, fig. 6, mentre risulta mediamente inferiore a velocità angolari  $n_1 > 6047\text{rpm}$ , fig.7, e mediamente superiore a velocità angolari  $n_1 < 6047\text{rpm}$ , fig. 8.

Dunque il variatore in versione semplice, per essere sfruttato al massimo delle sue possibilità di potenza, dovrebbe ruotare al primario a 6047rpm, con regolazione della spinta assiale indifferentemente sul primario o sul secondario; prevedendone invece il funzionamento anche a velocità angolare minore di 6047rpm, converrebbe la regolazione della spinta assiale sulla puleggia secondaria, risultando detta spinta mediamente inferiore (fig. 8).

Nei variatori impiegati commercialmente non risulta che la spinta assiale sulle semipulegge sia regolata in maniera così sofisticata, come sopra ricavato per il variatore ideale V.I., per cui la potenza trasmissibile risulta inferiore a quella riportata in fig.4 in funzione di  $n_1$  e  $\tau_{var}$  (ovviamente la spinta assiale dovrà essere sempre inferiore a quella ideale V.I., che è valutata al limite di aderenza e resistenza).

Per esempio, in applicazioni industriali, nelle quali denominiamo il variante V.D., la potenza che si può trasmettere secondo i costruttori, ha un andamento monotono crescente in funzione della variabile indipendente  $\tau_{var}$  a velocità angolare  $n_1$  costante, mentre nel variatore automobilistico, di seguito denominato V.A., per es. del tipo Van Doorne's sopra ricordato, la potenza che si può trasmettere è resa costante, al variare del rapporto di trasmissione  $\tau_{var}$  sempre ad  $n_1$  costante, con il far diminuire la spinta assiale applicata alla puleggia secondaria all'aumentare di  $\tau_{var}$  di più rispetto a quanto sopra previsto per il variatore V.I. in figg.6÷8, dal quale fatto trae anche vantaggio il rendimento della trasmissione, vista la regolazione idraulica di tipo "attivo", cioè sulla pompa.

Per paragonare le prestazioni del variatore a molla V.M. qui proposto, a regolazione "im-

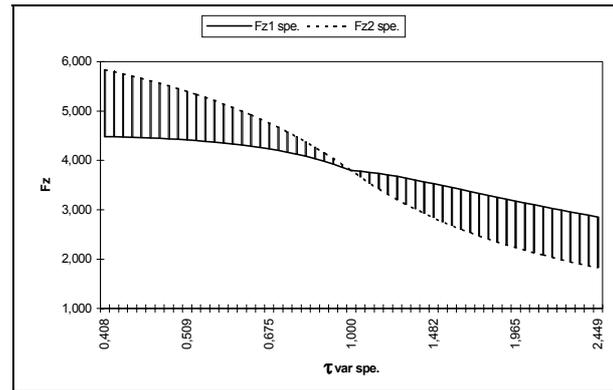


Fig. 6 - Confronto tra le  $F_z$  con  $\tau_{var}$  speciale ed  $n_1=6047$ .

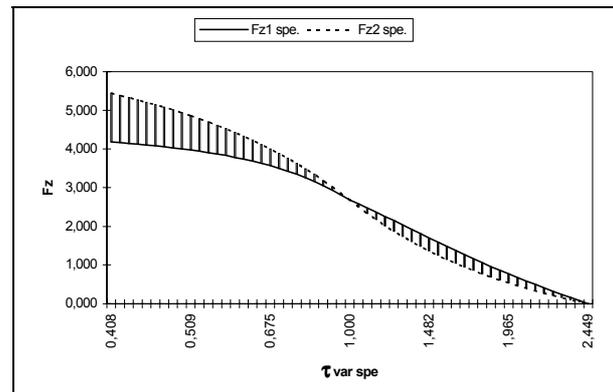


Fig. 7 - Confronto tra le  $F_z$  con  $\tau_{var}$  speciale ed  $n_1=7589$ .

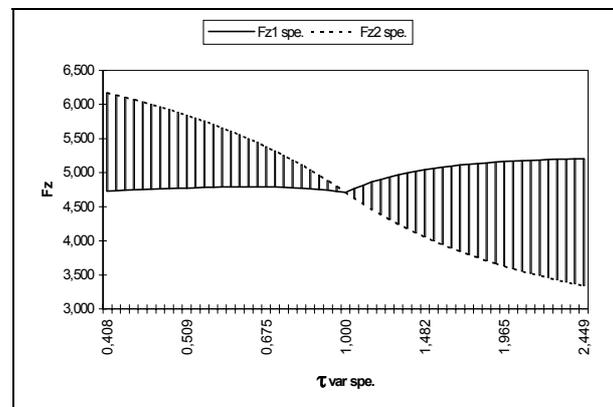


Fig. 8 - Confronto tra le  $F_z$  con  $\tau_{var}$  speciale ed  $n_1=4381$ .

<sup>2</sup> La media è effettuata assumendo una scala lineare per  $\tau_{var} > 1$  ed iperbolica per  $\tau_{var} < 1$  ( $\tau_{var}$  speciale), in modo da assegnare lo stesso peso ai campi di variazione  $\tau_{var} < 1$  e  $\tau_{var} > 1$ .

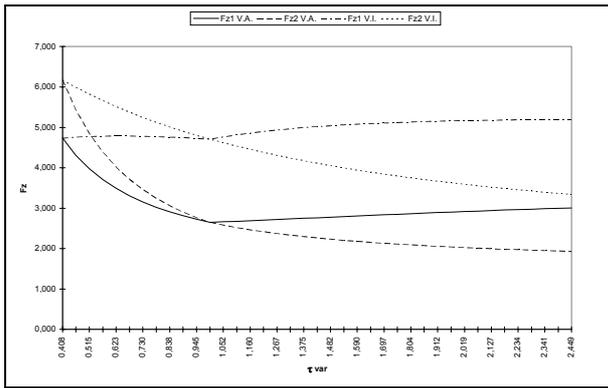


Fig. 9 - Confronto delle spinte assiali necessarie ad  $n_1=4381$  tra V.A. e V.I.

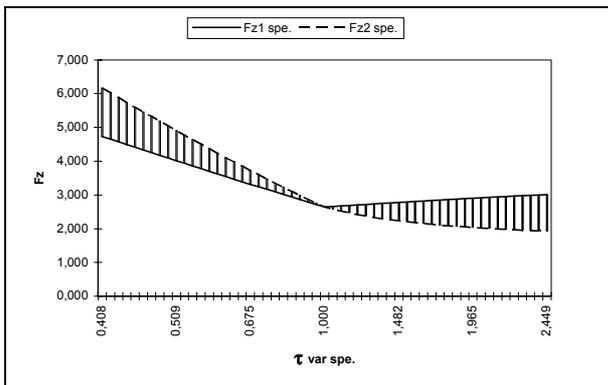


Fig. 10 - Confronto tra le  $F_z$  con  $\tau_{var}$  speciale ed  $n_1=4381$  per V.A.

$n_1 > 4381$ rm), mentre l'andamento della spinta assiale sulla puleggia secondaria è del tipo di figg. 9÷10, paragonato a quello necessario nel caso di variatore V.I. (e V.D.); risulta il valore medio della spinta assiale necessaria sulla puleggia primaria poco diverso dal corrispondente valore sulla puleggia secondaria, se la media è effettuata come di consueto con riferimento alla variabile  $\tau_{var\ speciale}$ .

Per ridurre le complicazioni di regolazione della spinta assiale sopra evidenziate rendendo la medesima regolazione automatica e quindi implicita nel variatore, oltre che "passiva" e quindi non necessaria di potenza, in modo da non averne una incidenza negativa sul rendimento, si propone un *variatore V.M.*, in cui la spinta assiale sia automaticamente realizzata da una molla precaricata ed opportunamente rigida inserita fra la semipuleggia assialmente mobile ed una parete assialmente fissa (v. fig. 11).

Il progetto del V.M. consiste quindi nella scelta del posizionamento al primario o al secondario della molla di contrasto, nel calcolo del precarico e della rigidità della molla medesima e nella scelta della velocità angolare ottima del primario per avvicinare al massimo le prestazioni del V.M. a quelle del variatore ideale V.I..

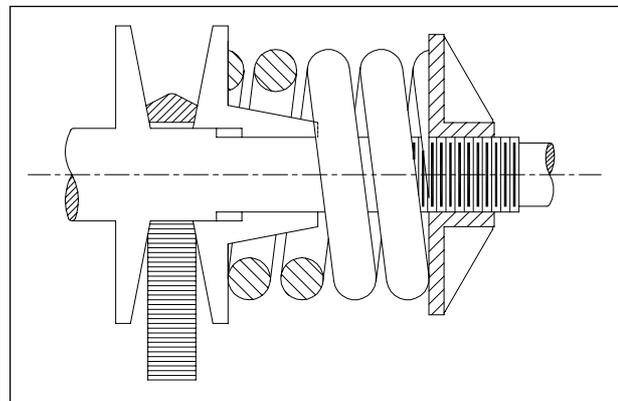


Fig. 11 - Schema variatore a molla V.M.

plicita" quindi passiva, in seguito descritto, con le prestazioni ottenibili da variatori commerciali, oltre che con quelle del variatore ideale V.I. sopra definito, si è allora identificato il comportamento di variatori industriali V.D. con quello del variatore ideale con la limitazione per la velocità angolare  $n_1$  al valore 4381rm, mentre per il variatore V.A. si è assunta l'ulteriore limitazione di coppia costante all'aumentare di  $\tau_{var}$ , pari al valore di fig. 4 che il variatore V.I. trasmette alla stessa velocità in corrispondenza a  $\tau_{var\ min}$ : con queste condizioni limitative la fig.4 è così utile per valutare coppie e potenze trasmissibili anche per questi tipi di variatore; in particolare risulta una potenza massima trasmissibile dal variatore V.A. pari a 0,765.

Per quanto riguarda la tensione della cinghia  $T_1$  nel variatore V.A., questa risulta ovviamente minore rispetto alla massima ammissibile  $T_0$  del variatore V.I. in quasi tutto il campo di impiego (affatto ipotetiche le curve per

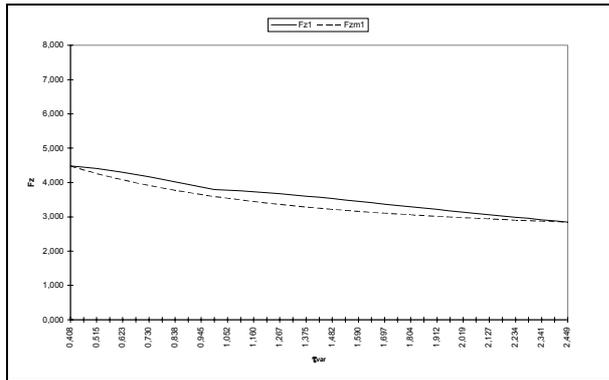


Fig. 12 - Confronto delle  $F_{z1}$  per V.I. e V.M.

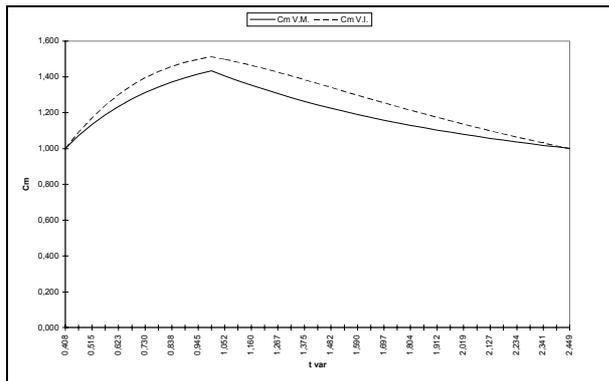


Fig. 13 - Confronto coppia trasmissibile V.I. e V.M. (ottimizzato per  $n_1=6047$ ).

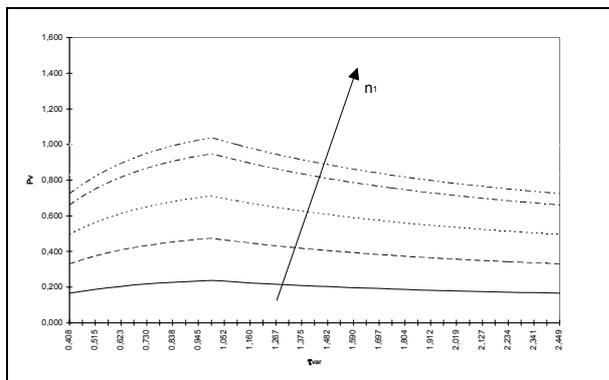


Fig. 14 - Potenza trasmissibile V.M. (ottimizzato per  $n_1=6047$ ).

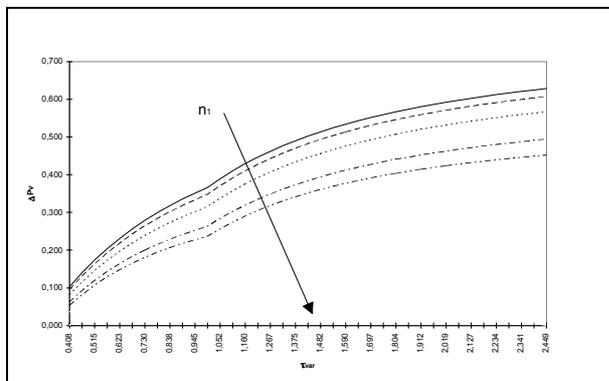


Fig. 15 - Confronto potenza trasmissibile V.I. e V.M. (ottimizzato per  $n_1=6047$ ).

Pensando di utilizzare una molla di compressione "esterna" alle semipulegge per motivi di spazio disponibile, come in fig. 11, la scelta di effettuare la regolazione della spinta assiale con detta molla sulla puleggia primaria è quasi obbligata, se l'obiettivo è di rendere massima la potenza che un variatore di assegnata dimensione è in grado di trasmettere. Infatti all'aumentare del rapporto di trasmissione la puleggia primaria si chiude aumentando la freccia della molla di compressione, che diminuisce così la spinta assiale applicata, al contrario di quanto avverrebbe al secondario, se qui fosse posizionata la molla. In entrambi i casi l'andamento ottenibile della spinta assiale con  $\tau_{var}$  differisce da quello ideale di fig. 5, ma in modo radicale nel secondo caso (spinta della molla crescente contro una spinta idealmente necessaria decrescente all'aumentare di  $\tau_{var}$ ), in modo più blando nel primo caso di molla al primario, soprattutto ad elevata velocità angolare.

La spinta esercitata da una molla di freccia  $\Delta x_{1,2}$  con precarico  $F_0$  e rigidità  $K$  risulta:

$$F_{z_{m1,2}} = F_0 - K\Delta x_{1,2} \quad (15)$$

in cui gli spostamenti assiali  $\Delta x_{1,2}$  delle semipulegge sono calcolabili con le (fig. 3):

$$\begin{aligned} \Delta x_1 &= 2(R_1 - R_{\min}) \tan \alpha \\ \Delta x_2 &= 2(R_2 - R_{\min}) \tan \alpha \end{aligned} \quad (16)$$

mentre le costanti della molla  $F_0$  e  $K$ , nel caso di trasmissione semplice ad una sola via, possono essere determinate in modo da ottimizzare il variatore V.M. rispetto al V.I. con l'ottenere la medesima spinta assiale all'estremità del campo di variazione del rapporto di trasmissione  $\tau_{var}$  per la velocità angolare del primario 6047rpm, velocità alla quale il variatore può trasmettere mediamente la massima potenza. Per

il variatore qui considerato, con riferimento alle solite forze adimensionate rispetto a  $T_0$ , si ottiene  $F_0 = 4,482$  e  $K = 1,010 \text{ cm}^{-1}$ , con un andamento di forza assiale, di coppia e di potenza trasmissibili oltre che di perdita della medesima potenza rispetto al variatore ideale V.I. riportati in figg. 12÷15.

Ovviamente il variatore V.M. così progettato non può funzionare a velocità angolari del primario  $n_1 > 6047 \text{ rpm}$ , pena la rottura della cinghia, trasmette una potenza di valore uguale agli estremi del campo di variazione del rapporto di trasmissione  $\tau_{var}$  e linearmente crescente con la velocità angolare del primario  $n_1$  e risulta tanto maggiormente penalizzato rispetto al variatore ideale V.I. quanto più bassa è la velocità angolare del primario.

Il variatore V.M. ottimizzato alla velocità angolare più opportuna in funzione dell'apertura della trasmissione, apertura consistente nel rapporto fra il massimo ed il minimo valore del rapporto di trasmissione, consente di ottenere la medesima dimensione (classe) del variatore ideale V.I., mentre il variatore industriale V.D. ed il variatore automobilistico V.A. richiedono dimensioni maggiori per trasmettere la potenza unitaria, come evidenziato nella tabella I. Nel caso di motore automobilistico, in cui la coppia massima è da trasmettere ad una velocità angolare dell'ordine dei 2/3 della velocità angolare di massima potenza, il variatore ideale V.I. risulta leggermente avvantaggiato rispetto al variatore a molla V.M., poiché a velocità angolare minore può trasmettere una coppia maggiore, mentre il V.M. non può superare la coppia trasmissibile alla massima velocità angolare del primario.

#### 4. TRASMISSIONE IN DOPPIA VIA

Per ridurre la dimensione (classe) di un variatore necessario a realizzare la variazione continua del rapporto di trasmissione di una assegnata potenza nominale (per esempio unitaria) è utile bipartire detta potenza in due rami in parallelo, di cui uno a rapporto  $\tau_v$  variabile con continuità (variante V) e l'altro a rapporto fisso  $\tau_r$  (riduttore R): i due rami confluiscono in un rotismo epicicloidale R.E. da un lato e dall'altro o sono collegati insieme (schema mono R.E.) o ad un secondo rotismo epicicloidale R.E. (schema bi R.E.), come per es. in fig. 16 [1].

Poiché in generale il variatore è la causa più importante di perdita di potenza nella trasmissione, in questo modo si consegue per il dispositivo nel suo complesso un maggiore rendimento con minore apertura, o viceversa una maggiore apertura con un minore rendimento globale, a seconda che in sede di progetto si preveda di fare attraversare il variatore da una potenza minore o maggiore di uno rispettivamente [1].

Con questa trasmissione in doppia via, a seconda degli schemi ipotizzati, per assegnata potenza e velocità angolare nominale da trasmettere, il variatore si trova a funzionare con una velocità angolare del suo ramo primario e con una potenza in esso transitante che risultano entrambe funzioni del rapporto di trasmissione  $\tau$  da realizzare e  $\tau_{var}$  del variatore medesimo, per cui diventa più importante, rispetto al caso di trasmissione in singola via, l'an-

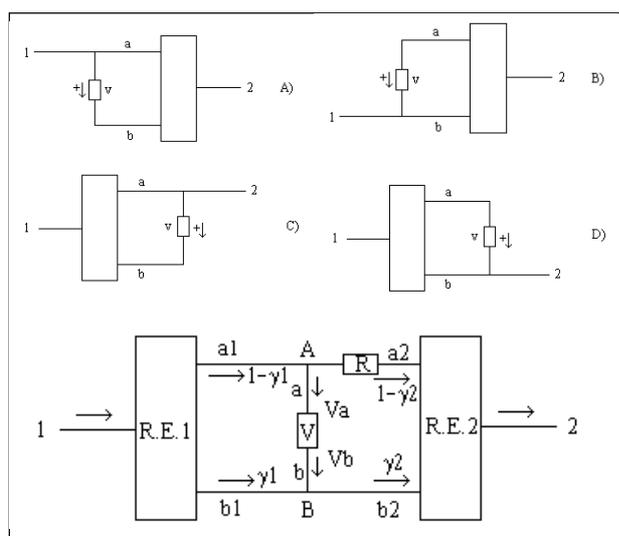


Fig. 16 – Schemi mono R.E. tipo: A); B); C); D) e schema Bi R.E. simmetrico.

damento della potenza trasmissibile dal variatore in funzione di  $n_1$  e  $\tau_{var}$  (al limite il variatore potrebbe trasmettere una potenza data dall'involuppo dei massimi in fig. 4) e corrispondentemente la eventuale penalizzazione della regolazione V.M. (ovvero V.D. e V.A.) rispetto alla regolazione ideale V.I.

Il progetto del V.M. consiste in questo caso nel calcolo del precarico e della rigidità della molla, della velocità angolare del primario della trasmissione e dell'apertura  $A_a^3$  che minimizzino la *classe del variatore*, intesa come rapporto tra potenza richiesta in linea e potenza disponibile dal variatore per il rapporto di trasmissione più critico. Operando in questo modo ed imponendo inoltre che sia  $F_0/K \leq 8,3\text{cm}$  per limitare l'ingombro assiale della molla [3], si ottengono le classi riportate in tabella I.

## 5. CONCLUSIONI

In definitiva dal quadro riassuntivo di tabella I, si possono trarre le seguenti conclusioni:

- ◇ la regolazione "ideale" V.I. è ovviamente quella che consente di ottenere in ogni circostanza la minore classe di variatore;
- ◇ la regolazione V.A. a coppia trasmissibile costante al variare del rapporto di trasmissione, tipicamente "automobilistica", è quella che fornisce le classi più elevate di variatore, dunque la peggiore, ed è la meno adatta per la trasmissione della potenza in doppia via;
- ◇ la regolazione V.D., tipicamente "industriale" risulta migliore della regolazione V.A., ma penalizza le prestazioni del variatore semplice ad elevata apertura;
- ◇ la regolazione V.M. è ottimale per il variatore semplice e risulta anche valida per la trasmissione in doppia via in termini di classe necessaria per il variatore e decisamente preferibile alle altre tre in termini di semplicità di regolazione della spinta assiale, che risulta implicita, con un modestissimo impatto sul rendimento.

Escursione Marce	V.I.			V.M.			V.D.			V.A.		
	Bi R.E.	Mono R.E.	Semplice	Bi R.E.	Mono R.E.	Semplice	Bi R.E.	Mono R.E.	Semplice	Bi R.E.	Mono R.E.	Semplice
I÷II	0,286	0,453	0,728	0,382	0,509	0,728	0,365	0,453	0,756	0,784	0,784	1,307
I÷IV	0,660	0,701	0,872	0,713	0,764	0,872	0,774	0,784	0,963	1,176	1,176	1,307
I÷VI	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,259	1,307	1,307	1,307	1,307	1,307
0÷I	0,402	0,907	-	0,600 <sup>4</sup>	1,019	-	0,640	0,907	-	1,568	1,568	-
0÷III	1,049	1,071	-	1,049	1,098	-	1,164	1,164	-	2,091	2,091	-
0÷VI	1,521	1,532	-	1,634	1,661	-	1,869	1,869	-	2,875	2,875	-
RM÷I	0,804	1,814	-	1,432	2,037	-	1,280	1,814	-	3,137	3,137	-
RM÷III	1,581	1,952	-	1,702	2,059	-	1,976	2,015	-	3,660	3,660	-
RM÷VI	2,248	2,251	-	2,270	2,294	-	2,507	2,507	-	4,444	4,444	-

Tabella I - Quadro riassuntivo classi

<sup>3</sup> L'apertura  $A_a$  è un parametro caratteristico degli schemi bi R.E. [1]

<sup>4</sup> Ricavata effettuando la regolazione della spinta assiale sulla puleggia secondaria del variatore.

## ELENCO DEI SIMBOLI

$T_1$	tensione ramo conduttore della cinghia
$T_2$	tensione ramo condotto della cinghia
$T_0$	tensione ammissibile della cinghia
$q$	densità lineare della cinghia
$V$	velocità lineare della cinghia
$\alpha$	semiangolo di apertura del V della cinghia
$f$	coefficiente di attrito cinghia/puleggia
$f' = f/\text{sen}\alpha$	coefficiente di attrito apparente
$\theta$	anomalia angolo di avvolgimento
$\theta_{01}$	angolo di aderenza puleggia primaria
$\theta_{02}$	angolo di aderenza puleggia secondaria
$\Delta\theta^*$	angolo di scorrimento
$R_1$	raggio di avvolgimento puleggia primaria
$R_2$	raggio di avvolgimento puleggia secondaria
$h$	interasse pulegge
$\beta = \arcsen(R_1 - R_2)/h$	
$n_1$	velocità angolare dell'albero primario della trasmissione
$F_0$	precarico molla
$K$	rigidezza molla

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Andolina M., Beccari A., Sorge F., “*Trasmissione della potenza meccanica in doppia via con variazione continua del rapporto di trasmissione*”, Pubbl. Ist. di Macchine, Palermo, Aprile 1996.
- [2] Beccari A., “*Schemi bimodali ottimizzati per la trasmissione di potenza con due vie in parallelo e rapporto di trasmissione variabile con continuità*”, Pubbl. Ist. di Macchine, Palermo, Dicembre 1997.
- [3] Cammalleri M., “*Trasmissione meccanica in doppia via con variatore a regolazione semplificata*”, Tesi di Laurea, Palermo, Aprile 1998
- [4] Beccari A., Sorge F., “*Improved performances of a C.V. transmission for passengers cars*”, 3° Convegno internazionale “Innovation and reliability in automotive design and testing”, Firenze, 8÷10 Aprile 1992.