



**UNIVERSITA' DEGLI STUDI
"ROMA TRE"**

Scuola Dottorale di Ingegneria

Sezione Ingegneria Meccanica e Industriale

XXII Ciclo

Studio di trasmissioni a variazione continua del rapporto di trasmissione per applicazioni veicolistiche: analisi dei parametri caratteristici dei sistemi di variazione a comando meccanico. Studio di un modello matematico per progettazione, dimensionamento e costruzione, in grande serie, del sistema meccanico di variazione.

Dottorando:

VINCENZO LA BATTAGLIA

Docente Guida:

Prof. Ing. GIULIO DI FRANCESCO

Coordinatore della sezione:

Prof. Ing. EDOARDO BEMPORAD

Indice

Introduzione.....	VII
Simbologia.....	X
1. Trasmissione con variatore continuo di velocità a cinghia trapezoidale.....	15
1.1. Generalità	15
1.2. Organi costitutivi	17
1.3. Variazione del rapporto di trasmissione	19
1.4. Applicazione del variatore in campo motociclistico	20
1.4.1. Generalità.....	20
1.4.2. Principali componenti.....	24
1.4.2.1. Cinghia	25
1.4.2.2. Pesi a rulli.....	26
1.4.2.3. Pulegge.....	28
1.4.2.4. Semipulegge costituenti la puleggia motrice	29
1.4.2.5. Semipulegge costituenti la puleggia condotta.....	31
1.4.2.6. Molla di contrasto	33
1.4.2.7. Piastra di trasmissione.....	34
1.4.2.8. Frizione.....	34
1.4.3. Funzionamento	36
2. Caratteristica di trazione per veicoli	39
2.1. Generalità	39
2.2. La caratteristica di trazione per veicoli dotati di motori a combustione interna.....	44
2.3. Curva di cambiata.....	47
2.3.1. Curva di cambiata ideale	52
2.3.2. Curva di cambiata per variatori continui di velocità.....	53
2.3.2.1. Curva di cambiata reale per variatori continui di velocità	58
3. Determinazione delle caratteristiche della trasmissione.....	60
3.1. Obiettivi prefissati	60
3.2. Interasse.....	62
3.3. Velocità puleggia motrice	62
3.4. Velocità puleggia condotta.....	63
3.5. Studio del rapporto reale di trasmissione tra la puleggia motrice e condotta.....	67
3.5.1. Determinazione del coefficiente sperimentale $c_{\Delta\tau}$	67

3.6.	Diametro primitivo della puleggia condotta	73
3.7.	Diametro primitivo della puleggia motrice.....	74
3.8.	Angoli di avvolgimento della cinghia sulle pulegge.....	77
3.9.	Spostamenti assiali delle semipulegge mobili	78
3.10.	Rilevazione del profilo di scorrimento dei pesi a rulli	82
3.11.	Correlazione tra la posizione della cinghia e quella del rullo in funzione del numero di giri del motore	83
4.	Studio della dinamica del variatore	91
4.1.	Forze agenti sul correttore di coppia	91
4.2.	Forze agenti sui rami della cinghia.....	97
4.3.	Forze assiali che si esercitano sulle pulegge.....	100
4.4.	Forze agenti sui pesi a rulli durante il transitorio di variazione	103
4.4.1.	Forza centrifuga.....	104
4.4.2.	Forza esercitata dalla semipuleggia sul rullo.....	105
4.4.3.	Forza che la piastra fissa esercita sul rullo	107
4.5.	Spinta assiale esercitata dai rulli sulla semipuleggia	110
4.6.	Andamento delle forze durante la variazione del rapporto di trasmissione.....	112
4.7.	Influenza sulla curva di cambiata dei principali parametri di progetto della trasmissione.....	117
4.7.1.	Pesi a rulli.....	117
4.7.2.	Rampa di scorrimento dei rulli	119
4.7.3.	Molla di contrasto.....	122
4.7.4.	Asola del correttore di coppia.....	124
5.	Dimensionamento del gruppo di trasmissione.....	126
5.1.	Generalità	126
5.2.	Ipotesi e dati iniziali.....	127
5.3.	Scelta del regime di variazione del rapporto.....	129
5.4.	Determinazione dei rapporti di trasmissione	131
5.4.1.	Determinazione del rapporto della riduzione finale	132
5.4.2.	Determinazione del rapporto di trasmissione minimo tra le pulegge	137
5.5.	Caratterizzazione della curva di cambiata	140
5.6.	Determinazione della geometria della trasmissione.....	143
5.7.	Dimensionamento del correttore di coppia.....	145
5.7.1.	Determinazione della caratteristica della molla.....	145
5.7.2.	Determinazione dell'inclinazione della camma.....	150
5.7.2.1.	Determinazione delle forze agenti sulla camma	152
5.8.	Determinazione delle forze assiali agenti sulla puleggia	

motrice.....	155
5.9. Modello matematico per la determinazione del profilo di scorrimento dei rulli	160
6. Progettazione e realizzazione di un banco prova	167
6.1. Finalità del banco prova.....	167
6.2. Scelta dell'azionamento del banco prova	169
6.2.1. Azionamento oleodinamico	170
6.2.2. Azionamento elettrico.....	172
6.2.2.1. Descrizione dell'azionamento elettrico	173
6.3. Progettazione e realizzazione della catena di misura.....	177
6.3.1. Scelta e individuazione dei componenti della catena di misura.	177
6.4. Alberi di trasmissione	184
6.5. Realizzazione del banco di supporto	186
7. Applicazione del modello matematico	189
7.1. Scelta del regime di variazione del rapporto di trasmissione	189
7.2. Determinazione dei rapporti di trasmissione	189
7.3. Costruzione delle curva di cambiata.....	193
7.4. Determinazione della geometria della trasmissione.....	195
7.5. Determinazione della caratteristica della molla	196
7.6. Determinazione delle forze agenti sulla camma	197
7.7. Determinazione dell'inclinazione della camma	199
7.8. Determinazione delle forze assiali agenti sulla uleggia motrice	200
7.9. Calcolo del profilo di scorrimento dei rulli	201
Conclusioni.....	205
Appendice A.....	207
Appendice B.....	214
Bibliografia	225

Introduzione

Introduzione

Nel presente lavoro di dottorato viene approfondito lo studio delle trasmissioni a variazione continua del rapporto di trasmissione, comunemente utilizzate sui ciclomotori, completando e migliorando modelli matematici oggetto di precedenti studi in tema, citati in bibliografia.

Un modello matematico che riesca a descrivere il comportamento di un variatore a cinghia trapezoidale non è di semplice messa a punto, l'interpretazione del fenomeno fisico è infatti piuttosto complessa.

La comprensione dell'andamento dei numerosi parametri in gioco e la determinazione del loro andamento al variare delle condizioni di funzionamento della trasmissione hanno richiesto un notevole studio bibliografico che non sempre ha portato a risultati soddisfacenti. Degli studi presi in esame, infatti, alcuni trascurano il comportamento di alcuni parametri che entrano nel fenomeno fisico, altri ne descrivono il comportamento attraverso costanti di prima approssimazione; ciò non consente la sufficiente aderenza alla realtà per poter sviluppare un modello matematico idoneo alla progettazione ottimizzata di una trasmissione.

Nasce quindi l'esigenza di approfondire alcuni dei numerosi parametri interpretandone gli andamenti. Per validare le ipotesi e i modelli analitici dedotti, si sono pensate ed effettuate prove sperimentali che hanno richiesto la gentile collaborazione della Honda Italia che ha messo a disposizione ancora una volta i propri laboratori.

Le nuove esperienze così raccolte sono state integrate nei modelli matematici approfonditi durante questo studio e si sono valutati i cambiamenti che hanno apportato.

Al fine di riuscire a definire un modello matematico di prima approssimazione che descriva il comportamento delle trasmissioni a variazione automatica del rapporto di trasmissione utilizzate nel settore delle due ruote si è proceduto a descrivere e ad acquisire i dati necessari che determinano le caratteristiche della trasmissione oggetto dello studio. Si individuano quindi le relazioni tra i parametri che intervengono, in modo da riuscire a mettere a punto un modello che possa essere facilmente utilizzabile al variare delle trasmissioni analizzate.

Si è reso necessario condurre campagne di prove che consentano di analizzare nel dettaglio il comportamento di singoli componenti della trasmissione. I banchi prova di tipo industriale, infatti, hanno consentito di acquisire tutte le grandezze in ingresso e in uscita dalla trasmissione, ma non hanno permesso di indagare più dettagliatamente, ad esempio, sul comportamento della cinghia durante il funzionamento.

Durante il ciclo di dottorato è stato quindi progettato e realizzato un apposito banco prova che possa assolvere a queste specifiche richieste.

Simbologia

Simbologia

b	pitch height, distanza tra la sommità della cinghia e la fibra neutra
$c_{\Delta\tau}$	coefficiente sperimentale di correzione del rapporto di trasmissione
d_c, r_c	diametro e raggio puleggia condotta
d_{camma}	diametro camma
d_f	diametro del filo costituente una spira della molla
d_m, r_m	diametro e raggio puleggia motrice
d_{pc}, r_{pc}	diametro e raggio primitivo puleggia condotta
d_{pm}, r_{pm}	diametro e raggio primitivo puleggia motrice
$d_{\text{sup}}, r_{\text{sup}}$	diametro e raggio calcolato dalla sommità della cinghia avvolta sulla puleggia
$d_{\text{rot}}, r_{\text{rot}}$	diametro e raggio di rotolamento della ruota
f	coefficiente di attrito tra gomma e metallo
f^*	coefficiente di attrito tra cinghia e puleggia
f_c	coefficiente di attrito tra perno ed asola
f_m	coefficiente di attrito tra mozzo e albero
f_r	coefficiente di attrito tra rullo e profilo di scorrimento
i	pendenza
i_s	numero di spire attive costituenti la molla
k	caratteristica elastica della molla
m	massa della rullo
n	numero di giri del motore
n_m, n_c	numero di giri delle pulegge, motrice e condotta

Simbologia

n_{cinghia}	numero di giri effettuati dalla cinghia
n_r	numero di giri della ruota
$n_{P_{\text{max}}}$	numero di giri motore corrispondenti alla potenza massima
n_{cs}	numero di giri motore corrispondenti al minor consumo specifico
$n_{C_{\text{max}}}$	numero di giri motore corrispondenti alla coppia massima
q	massa lineica della cinghia
r	distanza del baricentro del rullo dall'asse di rotazione della puleggia motrice
r_r	raggio del rullo
t	altezza della sezione trasversale della cinghia
t_1	tensione minore del tratto condotto della cinghia
v_m, v_c	velocità periferiche delle pulegge, motrice e condotta
v	velocità di avanzamento del veicolo
v_{cinghia}	velocità della cinghia
v_{rad}	componente radiale della velocità della cinghia
v_{tang}	componente tangenziale della velocità della cinghia
C_x	coefficiente di forma del veicolo
$F_{\text{am}}, F_{\text{ac}}$	forze assiali agenti sulle semipulegge mobili, motrice e condotta
F_{ar}	forza assiale generata dai rulli
F_c	forza centrifuga agente sul rullo
F_{camma}	forza assiale esercitata dalla camma
F_{molla}	forza assiale generata dalla molla
$F_{\text{m+c}}$	somma delle forze assiali della molla e della camma
F_p	forza periferica, forza utile trasmessa dalla cinghia

Simbologia

F_{pa}	forza che il perno esercita sull'asola
F_{rot}	forza generante la rotazione della semipuleggia mobile condotta
G	modulo di elasticità torsionale
I	interasse, distanza tra gli assi delle pulegge
L_p	lunghezza della cinghia calcolata sullo sviluppo primitivo
L_e	lunghezza della cinghia calcolata sullo sviluppo esterno
M	coppia sviluppata dal motore
M_m, M_r	momento, motore e resistente
M_c	momento motore calcolato sulla puleggia condotta
M_{max}	coppia massima sviluppata dal motore
M_{ruote}	coppia utile alla ruota, ai fini della trazione
P	potenza del motore
P_{max}	potenza massima sviluppata dal motore
P_m, P_u	potenza motrice e resistente
P_{res}	potenza resistente, ovvero che si oppone al moto
P_{ruote}, P_{ruota}	potenza utile alle ruote o alla ruota, ai fini della trazione
P_v	forza peso del veicolo
R_{tot}	resistenza al moto di un veicolo
R_{rot}	resistenza al rotolamento
R_a	resistenza aerodinamica
R_i	resistenza dovuta alla pendenza
R_s	raggio della spira della molla
S_f	superficie frontale del veicolo
S_m, S_c	spostamenti assiali delle semipulegge mobili, motrice e condotta

Simbologia

$S_{\%}$	slittamento percentuale della cinghia sulla puleggia
T	tensione agente sul ramo della cinghia
T_{ruote}	forza di trazione alle ruote
T_1	tensione maggiore del tratto motore o conduttore della cinghia
T_0	tensione dei tratti di riposo della cinghia
W	larghezza della sommità della cinghia
W_p	larghezza primitiva della cinghia e della puleggia
$\alpha_{\text{avv m}}, \alpha_{\text{avv c}}$	angoli di abbraccio o avvolgimento della cinghia sulla pulegge, motrice e condotta
α	inclinazione del profilo di scorrimento del rullo
β	angolo della gola della puleggia
δ	angolo formato dal ramo della cinghia tangente alla puleggia con la parallela agli assi delle pulegge
ϵ_1, ϵ_2	allungamento della cinghia sul ramo teso e lasco
ϕ	angolo di attrito
2γ	angolo formato dai fianchi della cinghia
η_t	rendimento della trasmissione
θ	inclinazione della camma
τ	rapporto di trasmissione tra le pulegge
τ_{fin}	rapporto di trasmissione della riduzione finale
τ_{tot}	rapporto di trasmissione totale, tra motore e ruota
ω_m, ω_c	velocità angolari delle pulegge, motrice e condotta
ω_r	velocità angolare della ruota
ξ	inclinazione della piastra fissa

Capitolo 1

1. Trasmissione con variatore continuo di velocità a cinghia trapezoidale

1.1. Generalità

Il variatore continuo di velocità a cinghia trapezoidale è classificabile fra i variatori di velocità di tipo meccanico. Questi dispositivi hanno lo scopo di variare il rapporto di trasmissione tra albero motore e condotto, al fine di adattare al meglio la caratteristica del motore con quella dell'utilizzatore applicato all'albero condotto.

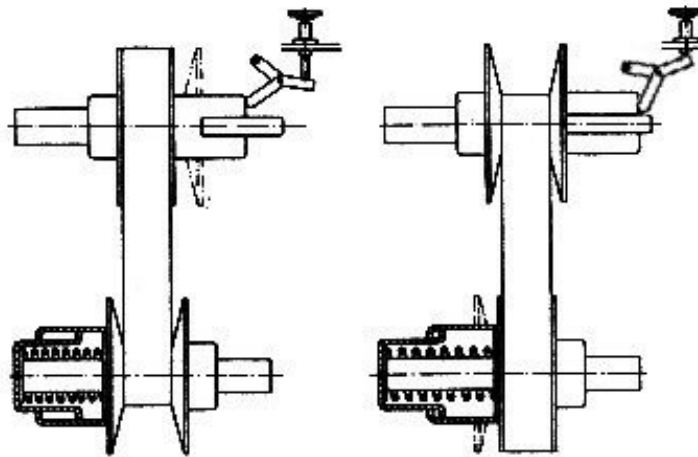


fig. 1.1 - Rappresentazione schematica di un variatore a cinghia trapezoidale

La struttura base di un variatore a cinghia trapezoidale è costituita da due pulegge e da una cinghia trapezoidale che permette la trasmissione del moto tra le due pulegge stesse (fig. 1.1). La variazione del rapporto di trasmissione si attua mediante la variazione dei diametri di lavoro della cinghia sulle pulegge, ottenendo così la variazione della velocità senza

soluzione di continuità entro un campo prefissato¹. Al fine di permettere alla cinghia di spostarsi radialmente su diametri di avvolgimento diversi le pulegge sono, generalmente, costituite da flange mobili assialmente. Tali flange allontanandosi fra loro fanno scendere la cinghia radialmente riducendo il diametro di avvolgimento, mentre avvicinandosi la fanno salire aumentando il diametro su cui si avvolge la cinghia sulla puleggia. Per tale motivo i variatori a cinghia trapezoidale vengono anche denominati variatori a pulegge espandibili assialmente.

L'impiego dei variatori continui di velocità a cinghia trapezoidale è particolarmente esteso per potenze fino a circa 25 kW. Pregio del sistema, oltre ad un costo iniziale relativamente basso, è quello di richiedere una manutenzione limitata e non specialistica.

Il rendimento è relativamente buono (0,90÷0,94) entro i campi di velocità di normale utilizzazione e ne consegue che anche i costi operativi sono contenuti. Inoltre si ricorda anche il vantaggio, tipico delle trasmissioni con flessibile, di far lavorare la cinghia di trasmissione come elemento elastico parastrappi, essendo essa costituita in gomma vulcanizzata su di un inserto resistente (cfr. paragrafo 1.1).

¹ Stabilito dai diametri di avvolgimento, massimo e minimo, della cinghia sulla due pulegge, cfr. paragrafo 2.3.

1.2. Organi costitutivi

Un variatore a cinghia, schematizzato come in fig. 1.2, si compone delle seguenti parti principali:

- le pulegge scorrevoli o mobili;
- gli organi di manovra;
- gli organi accessori o ausiliari;
- l'organo di trasmissione del moto: cinghia trapezoidale.

Le pulegge mobili sono generalmente due, una calettata sull'albero motore e l'altra sull'albero condotto. Ogni puleggia è formata da due dischi tronco conici uguali, le semipulegge, e scorrevoli in senso inverso sul proprio asse. In alcuni tipi lo spostamento avviene solamente per un disco mentre l'altro è fisso.

Gli organi di manovra sono quegli organi che permettono di variare il rapporto di trasmissione; molteplici possono esserne le realizzazioni, in fig. 1.2 viene utilizzato, ad esempio, un dispositivo a leve comandato da una vite.

Gli organi accessori o ausiliari sono molteplici e dipendono dalle realizzazioni; fra i più importanti: le molle di pressione o di richiamo dei dischi.

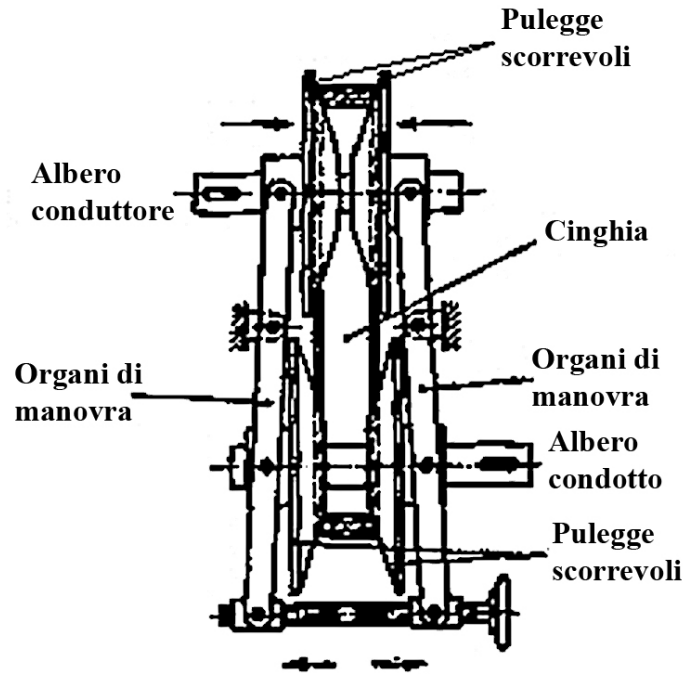


fig. 1.2 – Organi costitutivi il variatore

1.3. Variazione del rapporto di trasmissione

Indicando con:

n_m il numero di giri dell'albero motore

n_c il numero di giri dell'albero condotto

$\tau = \frac{n_c}{n_m}$ il rapporto di trasmissione.

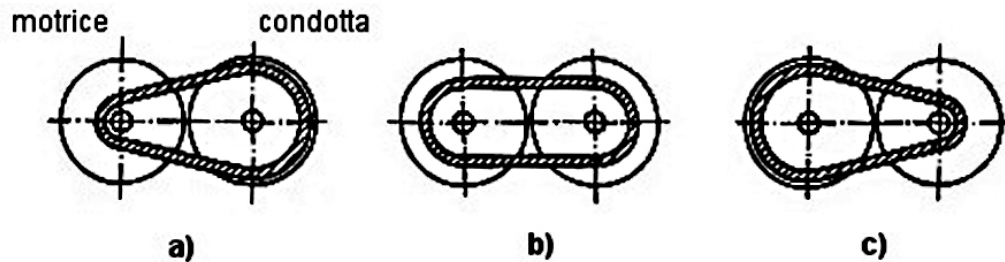


fig. 1.3 – Posizioni caratteristiche della cinghia

Esaminando le tre posizioni caratteristiche riportate in fig. 1.3 si ha:

$$a) \quad n_c = n_{c_{\min}} < n_m \quad \text{e quindi} \quad \tau = \tau_{\min} = \frac{n_{c_{\min}}}{n_m} < 1$$

$$b) \quad n_c = n_{c_1} = n_m \quad \text{e quindi} \quad \tau = \tau_1 = \frac{n_c}{n_m} = 1$$

$$c) \quad n_c = n_{c_{\max}} > n_m \quad \text{e quindi} \quad \tau = \tau_{\max} = \frac{n_{c_{\max}}}{n_m} > 1$$

Nell'intervallo compreso fra la posizione a) e la posizione b) il numero di giri dell'albero condotto può assumere tutti gli infiniti valori compresi fra

$n_{c_{\min}}$ ed n_{c_1} e di conseguenza il rapporto di trasmissione, $\tau = n_c/n_m$,

può assumere tutti gli infiniti valori compresi fra il valore minimo e quello unitario (cioè tra τ_{\min} e τ_1): in tali condizioni il variatore funziona da *riduttore di velocità*.

Nell'intervallo tra le posizioni b) e c) il numero di giri n_c può assumere tutti gli infiniti valori compresi fra n_{c1} ed $n_{c\max}$ e di conseguenza il rapporto di trasmissione può assumere tutti gli infiniti valori compresi fra il valore unitario, pari a τ_1 , ed il valore massimo, τ_{\max} : in tali condizioni il variatore funziona da *moltiplicatore² di velocità*.

1.4. Applicazione del variatore in campo motociclistico

1.4.1. Generalità

Il variatore continuo di velocità a cinghia trapezoidale, a variazione automatica, ben si presta ad essere applicato nel campo motociclistico ed in particolare per gli attuali scooter che richiedono facilità di guida e nel contempo manutenzioni limitate.

Per mezzo di un dispositivo di pressione automatica, si viene a realizzare un aumento di pressione, delle superfici a contatto con la cinghia, in funzione della coppia resistente determinando così la variazione del diametro di avvolgimento della cinghia sulle pulegge. Ci si avvicina perciò ad una caratteristica di trazione a potenza costante al variare della velocità del veicolo, tipica delle trasmissioni dedicate alla trazione stradale

² In questo caso, ovvero quando il numero di giri della puleggia condotta è maggiore di quello della motrice, si ottiene quello che in gergo viene chiamato over-drive.

dove sono richieste prestazioni brillanti su di un ampio range di regimi di rotazione e di carichi.



fig. 1.4 – Vista complessiva del forcellone oscillante e della trasmissione

Nella attuale produzione motociclistica l'intera trasmissione viene allocata all'interno del forcellone posteriore oscillante (fig. 1.4), il quale è realizzato in un'unica fusione con il basamento del motore come si può osservare dalle fig. 1.5 e fig. 1.6. Grazie a tale soluzione si riesce a contenere la lunghezza del forcellone, con notevoli vantaggi sia per la maneggevolezza sia per i costi realizzativi dovuti alla semplicità costruttiva del sistema. Lo schema maggiormente utilizzato per il gruppo di trasmissione è costituito, fig. 1.7, dalla puleggia motrice calettata in presa diretta sull'albero motore e dalla puleggia condotta calettata su di un albero che, tramite un treno di ingranaggi, trasmette il moto alla ruota.



fig. 1.5 – Vista del complessivo motore – forcellone

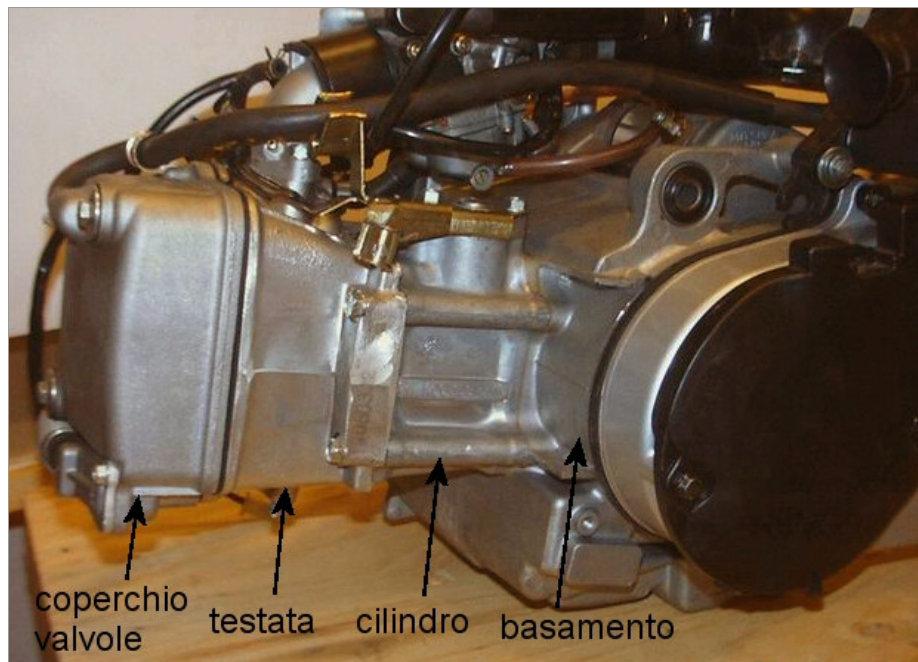
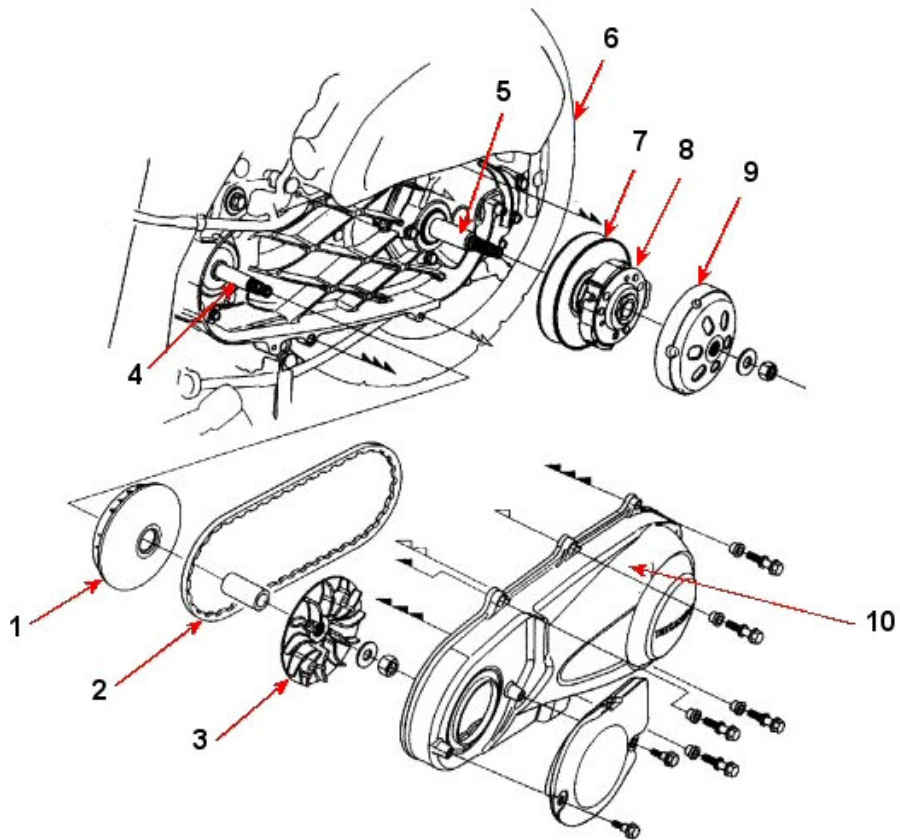


fig. 1.6 – Particolare dell'accoppiamento tra motore e basamento



1. semipuleggia motrice mobile - 2. cinghia - 3. semipuleggia motrice fissa
 4. albero motore - 5. albero condotto - 6. ruota - 7. gruppo puleggia condotta
 8. ganasce frizione - 9. campana frizione - 10. carter trasmissione.

fig. 1.7 – Trasmissione e suoi componenti

1.4.2. Principali componenti

Un variatore a cinghia trapezoidale per scooter, schematizzato come in fig. 1.8, è costituito, generalmente, dai seguenti componenti:

- l'organo di trasmissione del moto, ovvero la cinghia dentata trapezoidale;
- gli organi di manovra: i pesi a rulli;
- le pulegge, le quali si compongono delle semipulegge fisse e di quelle mobili assialmente;
- gli organi accessori, quali ad esempio la molla di contrasto e gli elementi della frizione, questi ultimi calettati sulla puleggia condotta.

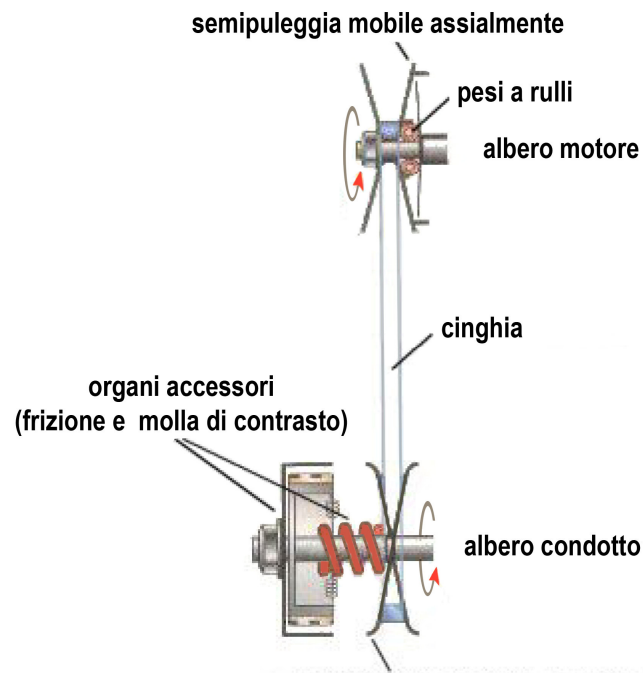


fig. 1.8 - Schema di variatore automatico a cinghia trapezoidale per applicazioni scooteristiche

1.4.2.1. Cinghia

La cinghia in uso sui moderni scooter è del tipo trapezoidale, dentata solo sulla base inferiore fig. 1.9; grazie alla dentellatura si riesce ad aumentare la superficie aderente, dei fianchi della cinghia, sulle pulegge senza peggiorare la flessibilità longitudinale.

Tali cinghie sono, quindi, caratterizzate da bassa allungabilità, notevole flessibilità longitudinale unita ad una elevata rigidità trasversale necessaria a resistere alla compressione esercitata sui fianchi della cinghia dalle flange mobili delle pulegge.



fig. 1.9 – Cinghia di trasmissione per scooter Honda SH 150

I cords³ attualmente impiegati nella realizzazione delle cinghie per variatori automatici sono di due tipi: poliestere ed aramide; il primo è usato per applicazioni più leggere⁴ il secondo in applicazioni più severe.

La cinghia è l'organo incaricato alla trasmissione del moto tra le due pulegge; il moto viene trasmesso grazie al contatto e all'aderenza dei soli fianchi della cinghia con le gole delle pulegge.

³ Ovvero le tortiglie costituenti il nucleo resistente.

⁴ Corrispondenti, generalmente, alle cilindrata da 50cc fino a 125cc.

1.4.2.2. Pesi a rulli

I pesi a rulli, più comunemente chiamati rulli, sono alloggiati all'interno della semipuleggia mobile situata sull'albero motore (fig. 1.10 n.3).

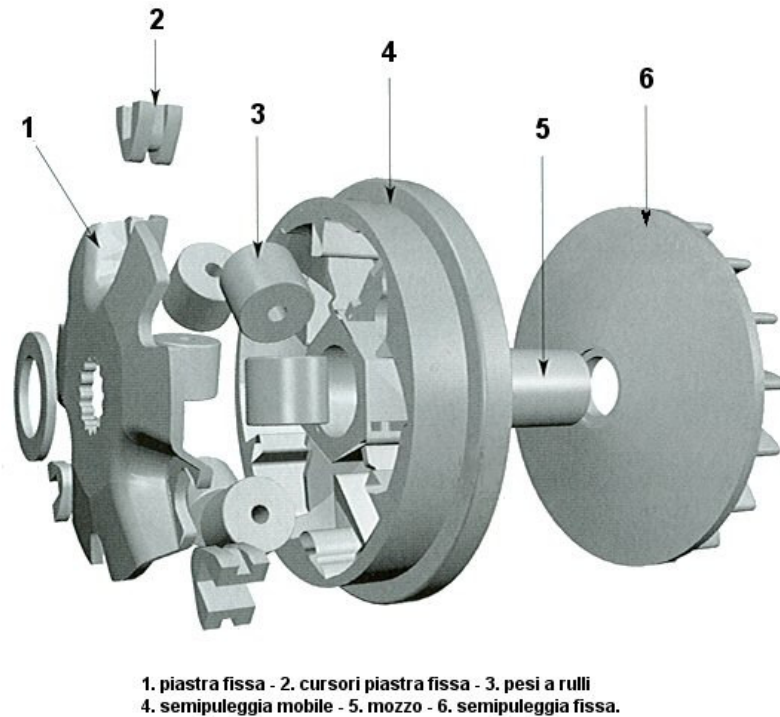


fig. 1.10 – Vista della puleggia motrice e dei suoi componenti

Essi sono di forma cilindrica, fig. 1.11, costituiti da un nucleo metallico rivestito con materiale sintetico caratterizzato da alta resistenza e basso coefficiente di attrito, quale ad esempio nylon, teflon o fibra di carbonio.



fig. 1.11 – Peso a rullo

I rulli costituiscono gli organi di manovra del variatore, essi, grazie alla forza centrifuga generata dalla rotazione dell'albero motore, spostandosi verso l'esterno, lungo il profilo di scorrimento, fanno sì di spostare assialmente la semipuleggia motrice mobile e variare di conseguenza il diametro di avvolgimento della cinghia sulle pulegge ottenendo la variazione del rapporto di trasmissione. Inoltre la scelta di adottare materiali di rivestimento ad alta resistenza all'usura è dettata dal fatto che i rulli non rotolano sulle piste di scorrimento, come la loro forma potrebbe far pensare, ma in realtà strisciano su tale superficie, la forma è dettata perciò dal fatto che in posizione di riposo il rullo possa ruotare leggermente ponendo una sempre diversa porzione di superficie a contatto con il profilo e mediare così l'effetto dell'usura.

1.4.2.3. Pulegge

Le pulegge sono calettate sull'albero motore e sul quello condotto e prendono il nome, rispettivamente, di puleggia motrice e condotta.

Esse sono realizzate in due parti simmetriche, dette semipulegge, una fissa e l'altra mobile assialmente, fig. 1.12, le quali formano una gola trapezoidale caratterizzata da un ben determinato angolo, β .

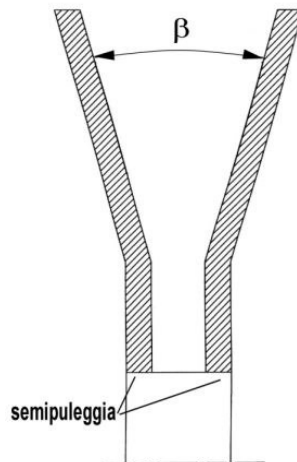


fig. 1.12 – Puleggia rappresentazione schematica

I materiali impiegati per la loro realizzazione sono di tipo metallico, principalmente lega di alluminio, e devono consentire una lavorazione secondo le forme, dimensioni e tolleranze previste per resistere senza deterioramento alle condizioni di impiego.

Le pulegge costituiscono uno dei principali componenti della trasmissione, visto che tramite la superficie di esse si realizza il contatto con la cinghia e, quindi, la trasmissione del moto.

1.4.2.4. Semipulegge costituenti la puleggia motrice

Le semipulegge costituenti la puleggia motrice, fig. 1.13, sono realizzate in lega di alluminio presso-fusa. La semipuleggia fissa è generalmente alettata, per favorire il raffreddamento della trasmissione.

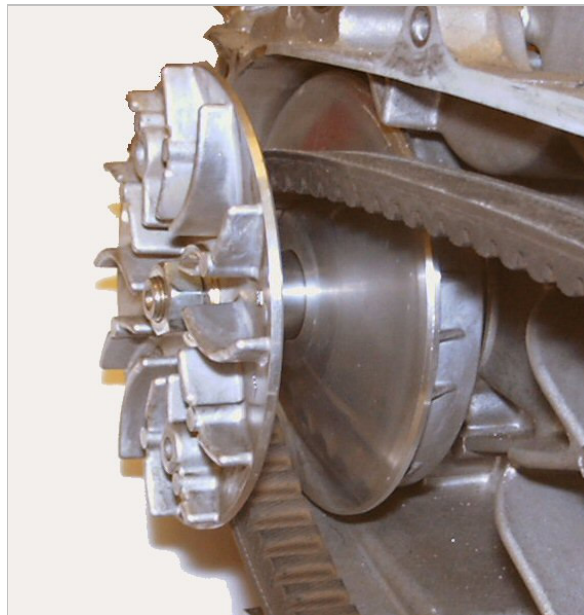


fig. 1.13 – Particolare della puleggia motrice

La semipuleggia mobile presenta invece al suo interno delle piste di scorrimento, fig. 1.14, per i pesi a rulli i quali garantiscono lo spostamento assiale della semipuleggia stessa. Grazie a tale spostamento si ottiene la variazione del rapporto di trasmissione.

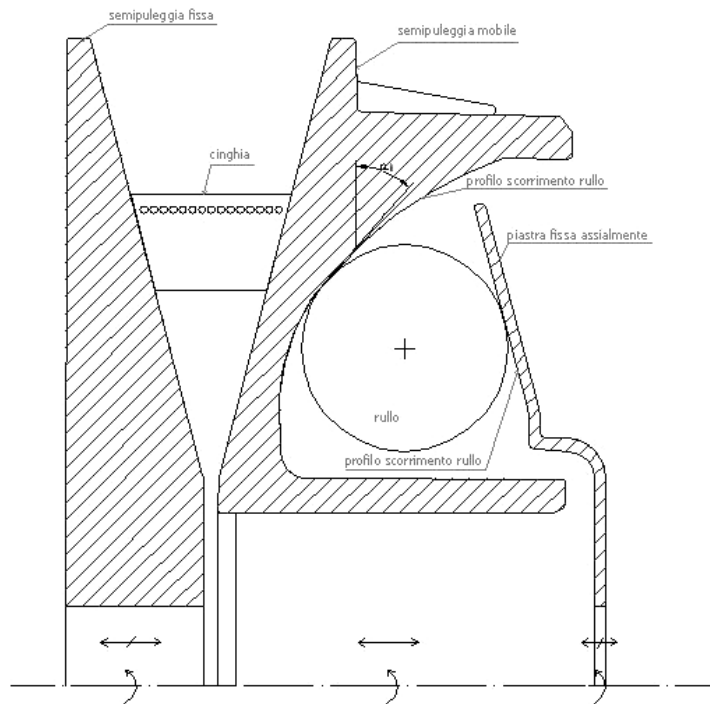


fig. 1.14 – Sezione schematica puleggia motrice

All'interno della semipuleggia mobile è anche presente una calotta, fig. 1.14, detta piastra fissa assialmente, realizzata in lamiera stampata e carbonitrurata la quale svolge la funzione di contrasto dei rulli contemporaneamente a quella di trascinamento della semipuleggia mobile.

1.4.2.5. Semipulegge costituenti la puleggia condotta

Le semipulegge costituenti la puleggia condotta sono realizzate in lamiera stampata e saldata, fig. 1.15.

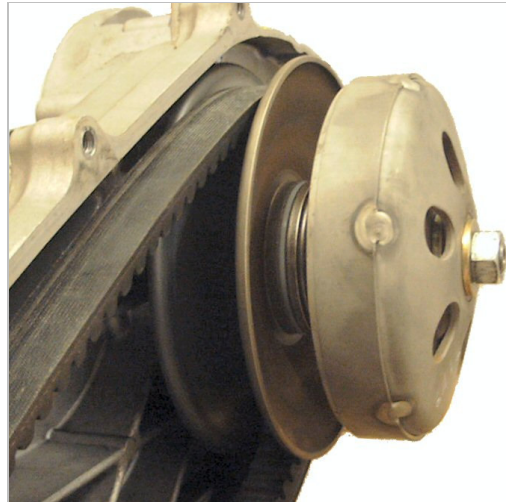


fig. 1.15 – Particolare della puleggia condotta

La semipuleggia fissa (fig. 1.16 n.13) detta semplicemente condotta, svolge la funzione di trasmettere il moto alla piastra di trasmissione ad essa rigidamente collegata.

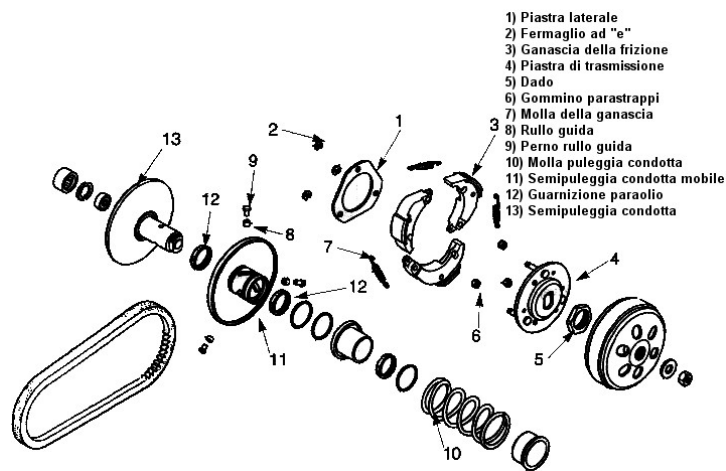


fig. 1.16 – Vista del gruppo puleggia condotta

L'accoppiamento prismatico tra le due semipulegge costituenti la condotta è realizzato tramite l'utilizzo di tre perni solidali alla semipuleggia fissa condotta (disposti a 120° tra loro, fig. 1.16 n.9) che si impegnano in altrettante asole a sviluppo elicoidale ricavate sulla semipuleggia mobile (fig. 1.16 n.11) in maniera da generare una spinta assiale legata al valore istantaneo della coppia trasmessa.

Il ruolo della semipuleggia mobile è quello garantire il necessario grado di tensione della cinghia, affinché possa avvenire la trasmissione del moto. Il meccanismo per effettuare tale tensionamento è la spinta assiale generata tramite il sistema combinato costituito dalle tre asole associate alla molla di compressione a bassa rigidezza (fig. 1.16 n.10 e fig. 1.17).

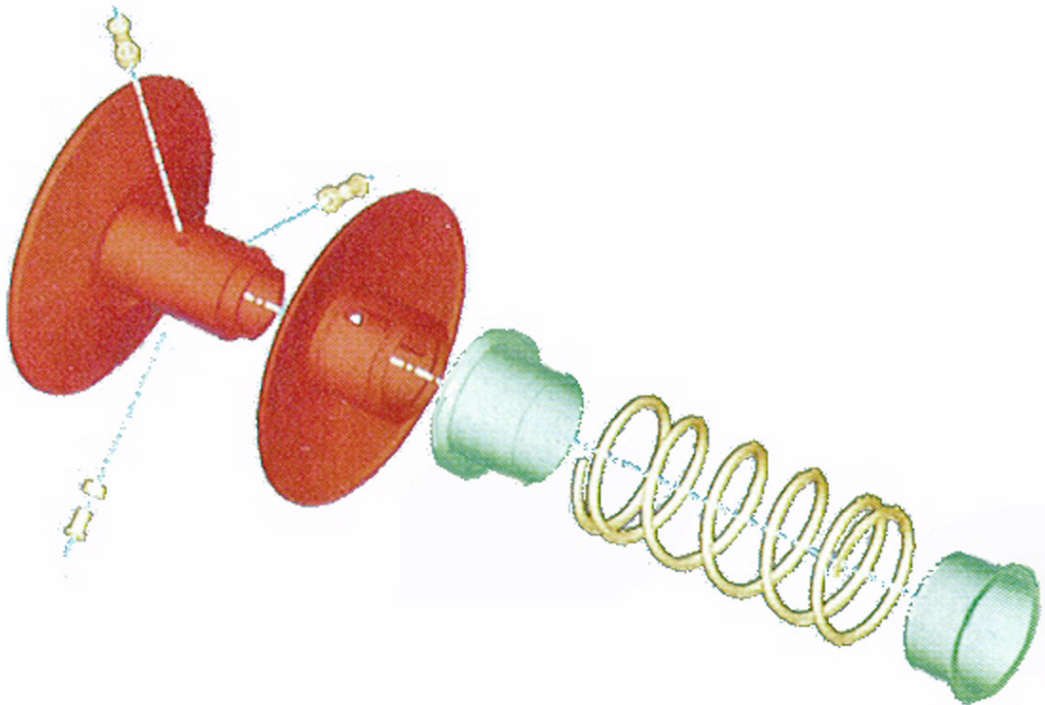


fig. 1.17 – Puleggia condotta, particolare dell'accoppiamento tra le due semipulegge

1.4.2.6. Molla di contrasto

La molla di contrasto è situata tra la semipuleggia mobile condotta e la piastra fissa (fig. 1.18). Essa è del tipo elicoidale realizzata, generalmente, in acciaio legato al silicio ad alto tenore di carbonio, trattato termicamente.

La molla serve per garantire il corretto tensionamento della cinghia, per i bassi valori di coppia, durante la trasmissione del moto.

L'insieme della semipuleggia mobile condotta e della molla di contrasto costituiscono quello che generalmente viene detto *correttore di coppia*.



fig. 1.18 – Particolare della puleggia condotta, in evidenza la molla di contrasto e la piastra di trasmissione

1.4.2.7. Piastra di trasmissione

La piastra (fig. 1.16 n.4) è calettata rigidamente sul mozzo della semipuleggia condotta e viene realizzata in lamiera stampata, fig. 1.18.

La piastra di trasmissione ha il ruolo di supporto delle ganasce della frizione, garantendo, per mezzo dell'interposizione della frizione stessa, la trasmissione del moto dalla puleggia condotta alla riduzione finale ad ingranaggi e da questa alla ruota.

1.4.2.8. Frizione

La frizione si consta delle *ganasce*, incernierate sulla piastra di trasmissione, fig. 1.19 e fig. 1.16 n.3, e della *campana delle frizione* (fig. 1.20), calettata sull'albero della trasmissione secondaria ad ingranaggi.



fig. 1.19 – Particolare della puleggia condotta e delle ganasce della frizione

I materiali di attrito delle ganasce sono del tipo sinterizzato e la scelta viene dettata, principalmente, dalla potenza in gioco. La campana è invece realizzata in acciaio trattato termochimicamente.

La frizione è del tipo centrifugo: le ganasce per effetto della forza centrifuga, generata dalla rotazione della puleggia condotta, si espandono ed aderendo alla campana della frizione rendono solidale la puleggia condotta alla trasmissione finale e quindi alla ruota. Perciò affinché si possa avere la trasmissione del moto la puleggia condotta deve avere una velocità angolare di rotazione tale che la forza centrifuga agente sulle ganasce sia sufficiente a farle espandere.



fig. 1.20 – Campana della frizione

Per far sì che le ganasce si espandano ad un determinato numero di giri e garantirne inoltre il corretto distacco, in fase di rilascio dell'acceleratore, si utilizzano delle molle di richiamo (fig. 1.16 n.7).

1.4.3. Funzionamento

Quando il regime del motore è al minimo, cioè in fase di partenza, è automaticamente selezionato il rapporto più corto possibile, fig. 1.21a), All'aumentare del numero di giri del motore i pesi a rulli generano la spinta necessaria per permettere lo spostamento assiale della semipuleggia mobile motrice e provocare, quindi, una variazione del diametro di lavoro della cinghia sulla puleggia.

Poiché la cinghia ha una lunghezza prefissata, considerandola in prima approssimazione inestensibile, se essa è costretta a lavorare su di un diametro maggiore sulla puleggia motrice deve obbligatoriamente posizionarsi su di un diametro minore sulla puleggia condotta, si viene così a realizzare una variazione continua del rapporto di trasmissione passando automaticamente da un rapporto corto ad uno medio, ottenendo perciò una analoga variazione continua di velocità, fig. 1.21b).

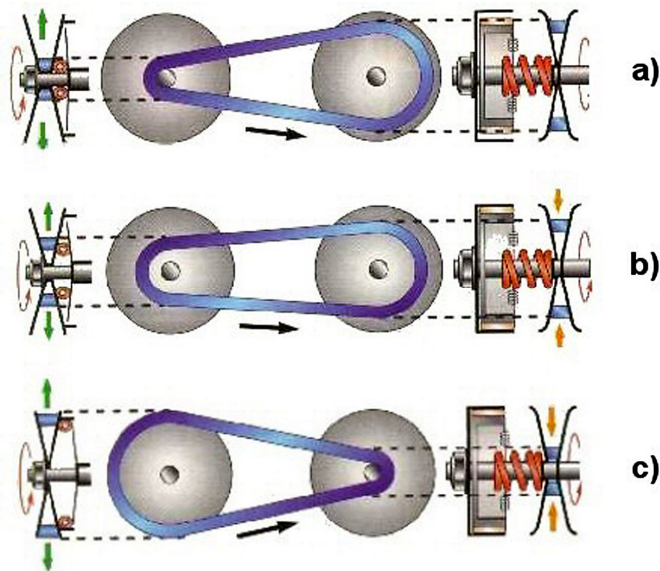


fig. 1.21 -Variazione del rapporto di trasmissione

Al raggiungimento del massimo numero di giri del motore la forza centrifuga sarà massima ed i rulli saranno nella posizione più lontana dall'asse di rotazione, perciò la cinghia si porterà a lavorare sul diametro massimo sulla puleggia motrice, mentre sulla puleggia condotta il diametro sarà il minore possibile; si ottiene così il rapporto più lungo di trasmissione, fig. 1.21c).

Il punto di inizio della variazione del rapporto di trasmissione viene governato dal correttore di coppia. Esso realizza anche un aumento automatico di pressione delle superfici a contatto dell'organo di trasmissione del moto⁵ in funzione della coppia resistente, riducendo ad un valore praticamente insignificante lo scorrimento all'accrescersi della coppia stessa e consentendo, pertanto, il trascinarsi della cinghia e quindi la trasmissione del moto per attrito.

⁵ Cioè la cinghia

Capitolo 2

2. Caratteristica di trazione per veicoli

2.1. Generalità

Come noto l'avanzamento di un veicolo terrestre è sempre dovuto ad un motore che genera una coppia motrice trasmessa alle ruote mediante una serie di organi detti appunto, nel loro insieme, trasmissione.

Indicando con M_m la coppia motrice disponibile alle ruote di un veicolo e con M_r la coppia resistente⁶, la coppia utile alle ruote M_{ruote} ai fini della trazione sarà:

$$M_{ruote} = M_m - M_r \quad (2.1)$$

introducendo inoltre il raggio di rotolamento r_{rot} , la *forza di trazione* T_{ruote} alle ruote può essere scritta come:

$$T_{ruote} = \frac{M_m - M_r}{r_{rot}} = \frac{M_{ruote}}{r_{rot}} \quad (2.2)$$

Si definisce, quindi, *caratteristica di trazione di un veicolo* la curva che esprime l'andamento della coppia M_{ruote} in funzione del numero di giri delle ruote n_r ; essendo, inoltre, la velocità v di avanzamento del veicolo legata al numero di giri n_r mediante la relazione $v = \frac{(2\pi \cdot r_{rot} \cdot n_r)}{60}$, la

⁶ Tale coppia è dovuta alle forze che si oppongono al moto del veicolo ed in particolare: la resistenza per la deformabilità del pneumatico, la resistenza di attrito ai perni delle ruote, la resistenza aerodinamica, dovuta all'avanzamento del veicolo, e la resistenza dovuta alla eventuale curvatura planimetrica del manto stradale.

caratteristica può essere anche espressa dalla curva della forza di trazione T_{ruote} in funzione della velocità v del veicolo.

Ai fini dell'utilizzo di un motore nel campo della trazione è opportuno che la caratteristica di trazione abbia un andamento decrescente in modo che sia possibile:

- disporre di un'ampia gamma di valori di coppie alle ruote e, quindi, di forze di trazione così da far fronte alle forze che si oppongono al moto;
- disporre di coppie motrici e forze di trazione maggiori per numeri di giri (e quindi per velocità di avanzamento) inferiori al massimo, in modo tale da poter ridurre il tempo necessario per raggiungere il moto a regime;
- ottenere, entro certi limiti, un comportamento autoregolante o stabile del motore; nel senso che se una causa esterna fa allontanare il motore da un certo regime di funzionamento deve essere il motore stesso, con la sua caratteristica di coppia, a ritrovare una nuova condizione di funzionamento stabile che può conservare a regime, anche se ovviamente ad una velocità diversa dalla precedente.

Per una caratteristica di trazione decrescente, come detto, la stabilità è entro certi limiti assicurata. Si consideri (fig. 2.1), a titolo di esempio, un motore che, montato su un veicolo in marcia, si porti a lavorare ad un certo regime di funzionamento⁷, a cui corrisponde la velocità v_1 del veicolo e la forza traente T_{ruote1} . E' intuitivo che un incremento della resistenza al moto provoca un rallentamento del veicolo: ne consegue una riduzione della velocità del veicolo da v_1 a v_2 e del numero di giri delle ruote da n_{r1} a n_{r2} . Al nuovo regime il veicolo è in grado di produrre una

⁷ Regime caratterizzato da un certo numero di giri del motore n_1 e da una certa coppia motore M_1 ; inoltre tra il numero di giri del motore e quello delle ruote sussiste una relazione biunivoca determinata dal rapporto di trasmissione tra motore e ruote.

coppia M_{ruote2} ed una forza T_{ruote2} più elevati che tendono a compensare, in tutto od in parte, l'incremento di resistenza al moto che ha determinato l'allontanamento dalla precedente condizione di equilibrio.

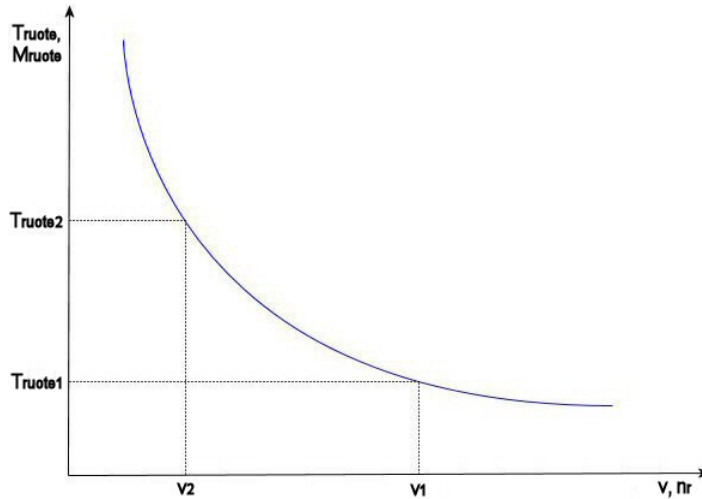


fig. 2.1 – Caratteristica di trazione decrescente

Nel caso di una riduzione della resistenza, viceversa, il numero di giri aumenterà portando il motore ad un nuovo punto di equilibrio.

La caratteristica ideale, nel senso di ottimale per la trazione, corrisponde ad un motore che renda disponibile alle ruote una potenza utile costante al variare della velocità v del veicolo, si veda la fig. 2.2. Detta ω_r la velocità angolare delle ruote, e indicando con P_{ruote} la potenza utile alle ruote del veicolo risulterà, quindi:

$$P_{ruote} = M_{ruote} \cdot \omega_r = M_{ruote} \cdot \frac{2\pi \cdot n_r}{60} = \text{costante} \quad (2.3)$$

ed essendo, per la (2.2), $M_{ruote} = T_{ruote} \cdot r_{rot}$ la (2.3) può essere scritta come:

$$P_{ruote} = T_{ruote} \cdot r_{rot} \cdot \frac{2\pi \cdot n_r}{60} = \text{costante} \quad (2.4)$$

inoltre, visto che $v = \frac{2\pi \cdot r_{\text{rot}} \cdot n_r}{60}$, si ottiene:

$$P_{\text{ruote}} = T_{\text{ruote}} \cdot v = \text{costante} \quad (2.5)$$

l'equazione (2.5) altro non rappresenta che un'iperbole:

$$T_{\text{ruote}} = \frac{P_{\text{ruote}}}{v} \quad (2.6)$$

In tale caso ottimale la forza traente disponibile alle ruote T_{ruote} diminuisce con legge iperbolica all'aumentare della velocità v del veicolo.

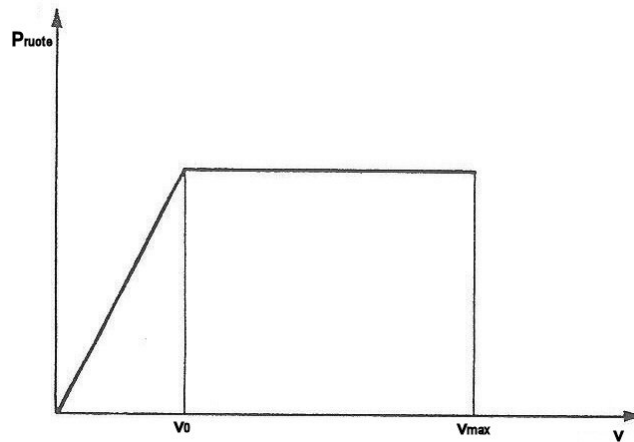


fig. 2.2 – Potenza utile alle ruote nel caso di caratteristica di trazione ideale

Le considerazioni fatte inducono perciò a definire ideale una caratteristica di trazione iperbolica, fig. 2.3.

La caratteristica di trazione letta in termini di forza traente $T_{\text{ruote}}(v)$, è limitata, si veda la fig. 2.3, ad un estremo dal limite di aderenza delle ruote e dall'altro dalle caratteristiche stesse del veicolo.

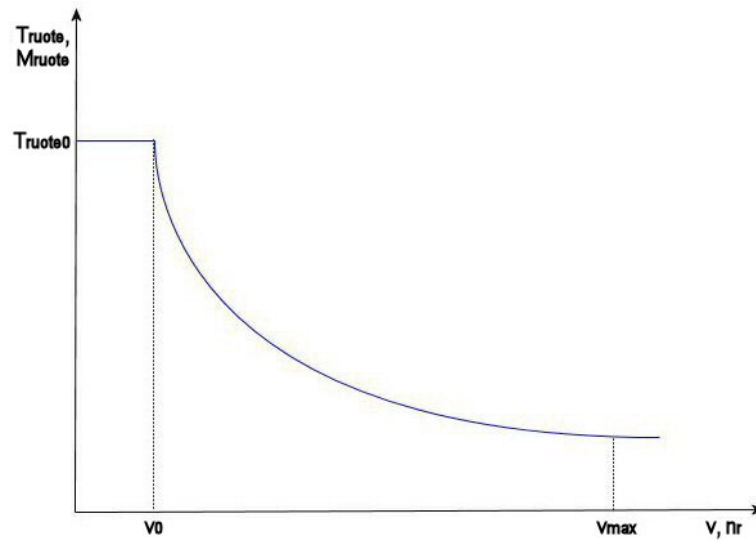


fig. 2.3 – Caratteristica di trazione ideale

E' importante sottolineare che la caratteristica di trazione è relativa al veicolo e non al motore in quanto la velocità ed il numero di giri sono riferiti alle ruote del mezzo. Tra queste grandezze ed il numero di giri n del motore sussiste, d'altra parte, una relazione biunivoca determinata dal rapporto di trasmissione tra motore e ruota, cioè il rapporto dei loro numeri di giri:

$$\tau = \frac{n}{n_r} \quad (2.7)$$

Normalmente il numero di giri del motore risulta maggiore di quello delle ruote. Infatti il numero di giri del motore dipende dalle sue caratteristiche costruttive, mentre la velocità del veicolo, e quindi il numero di giri delle ruote, è legato alla potenza disponibile e necessaria per far avanzare il veicolo, la trasmissione consente perciò anche questa riduzione di numero di giri.

2.2. La caratteristica di trazione per veicoli dotati di motori a combustione interna

I motori a combustione interna generano una coppia M , riferita al massimo carico⁸, che presenta un andamento convesso verso l'alto, con un massimo in una zona corrispondente ad un regime convenientemente basso del campo di funzionamento del motore, fig. 2.4. A questa curva di coppia corrisponde una curva della potenza P , in funzione del numero di giri, con andamento pressoché lineare e crescente, fino a raggiungere un proprio massimo, oltre il quale la diminuzione di coppia è così forte da non poter essere più bilanciata dall'aumento del numero di giri.

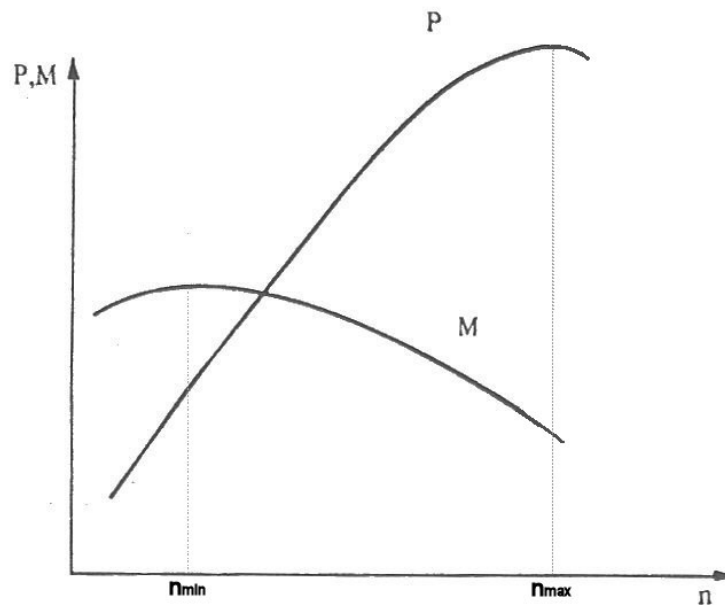


fig. 2.4 – Curve caratteristiche di coppia (M) e potenza (P) per motori a combustione interna, e relativo campo di funzionamento

⁸ Ci si riferisce al massimo carico, ovvero massima ammissione, perché in tal caso le curve forniscono le effettive prestazioni limite che il motore può assicurare; nel caso di carichi parziali gli andamenti di coppia e potenza risulteranno simili nell'andamento ma sempre inferiori di quelli a massima ammissione.

La potenza viene utilizzata solamente in un tratto limitato, detto *campo di funzionamento del motore*, compreso tra un regime minimo, corrispondente al numero di giri motore n_{\min} , ed uno massimo, cui corrisponde il numero di giri n_{\max} (fig. 2.4). Infatti al di sotto regime minimo, scelto normalmente in corrispondenza di quello di massima coppia o di poco superiore ad esso onde evitare possibili instabilità⁹, l'alimentazione del motore diviene irregolare e la curva di coppia instabile. Il regime massimo di utilizzo del motore cade, generalmente, in corrispondenza di quello di massima potenza od è di poco superiore ad esso¹⁰.

Per poter sfruttare in trazione questi motori è necessario introdurre nella trasmissione un meccanismo, il *cambio*, che consenta di utilizzare diversi rapporti di trasmissione, i quali, inseriti alternativamente, facciano corrispondere ad un dato valore di coppia all'albero del motore di volta in volta un diverso valore di coppia alle ruote. La caratteristica di trazione $M_{\text{ruote}}(n_r)$, grazie all'interposizione del cambio si modifica così nelle m curve (fig. 2.5), dove m è il numero di rapporti del cambio.

Inserendo il rapporto desiderato, mediante la manovra del cambio, si può far funzionare il motore sui rami discendenti delle curve così ottenute che, nel loro complesso, non sono molto distanti da una caratteristica di trazione ideale (fig. 2.3).

⁹ Generalmente un gruppo motore-utilizzatore è stabile se la caratteristica della macchina motrice presenta, nel punto di lavoro, pendenza più elevata di quella del carico.

¹⁰ Non si ottiene infatti alcun guadagno dal punto di vista energetico nel superare il regime di potenza massima, poiché la potenza sviluppabile in queste condizioni può essere ottenuta anche a giri più bassi, con sollecitazioni meccaniche degli organi e consumi specifici di combustibile minori.

Come si può osservare la curva di trazione sarà tanto meglio approssimata quanto più alto è il numero di rapporti, fino alla condizione limite di trasmissione continua.

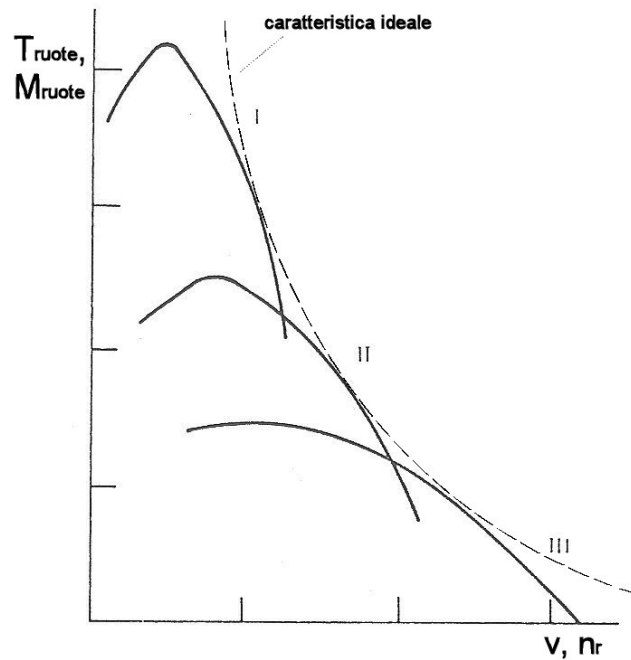


fig. 2.5 – Caratteristica di trazione per un veicolo con cambio meccanico a tre rapporti

Avendo inserito un cambio nella trasmissione si è modificata la correlazione tra il numero di giri del motore e quello delle ruote, la curva che rappresenta questa nuova relazione è detta *curva di cambiata*.

2.3. Curva di cambiata

La curva di cambiata rappresenta le correlazioni fra il regime del motore e la velocità delle ruote ossia del veicolo. Nel caso di rapporto costante, come intuibile, la curva si riduce ad una retta passante per l'origine, fig. 2.6. Essendo la velocità delle ruote correlata al loro numero di giri tramite la seguente relazione:

$$v = \frac{2\pi \cdot r_{\text{rot}} \cdot n_r}{60} \Rightarrow n_r = 60 \cdot \frac{v}{2\pi \cdot r_{\text{rot}}} \quad (2.8)$$

il rapporto di trasmissione τ , equazione (3.7), tra il numero di giri del motore e quello delle ruote può essere scritto come:

$$\tau = \frac{n}{n_r} \Rightarrow n = 60 \cdot \frac{\tau}{2\pi \cdot r_{\text{rot}}} \cdot v \quad (2.9)$$

per cui si osserva, fig. 2.6, che sul piano velocità veicolo – giri motore il coefficiente angolare della retta rappresenta, a meno del termine $\frac{60}{2\pi \cdot r_{\text{rot}}}$, proprio il rapporto di trasmissione τ .

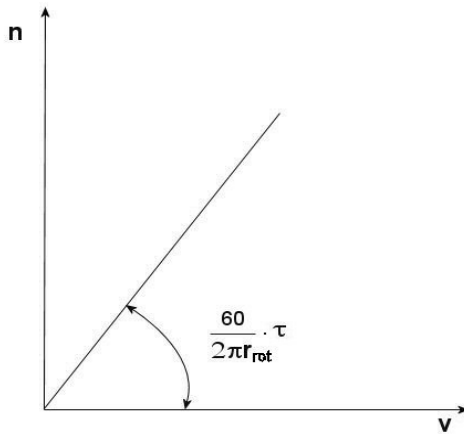


fig. 2.6 – Relazione $n(v)$ per rapporto costante

Nelle tradizionali trasmissioni automobilistiche dove, per il cambio di velocità, si utilizza una serie di rapporti ognuno, ovviamente, costante si ottiene per la curva di cambiata una linea seghettata, fig. 2.7, nella quale ogni dente rappresenta un ben definito rapporto tra velocità angolari di rotazione in entrata¹¹ e velocità angolare di rotazione in uscita¹².

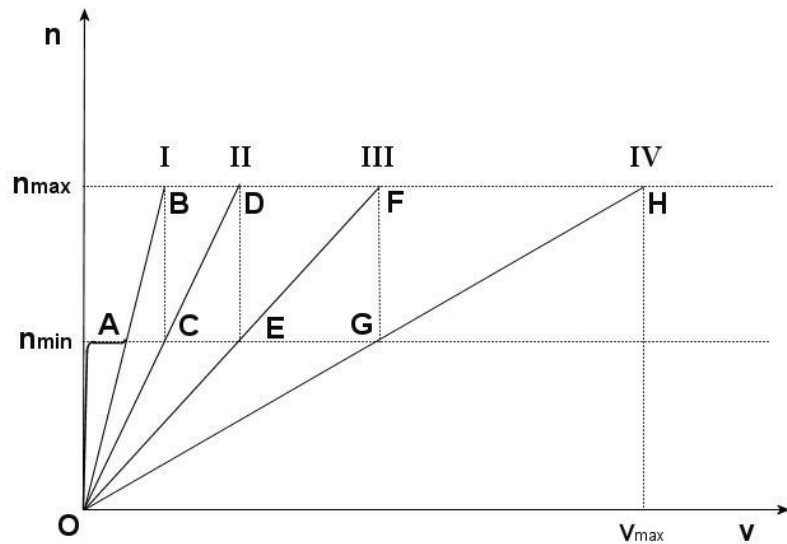


fig. 2.7 - Curva di cambiata per un veicolo con cambio meccanico a quattro marce

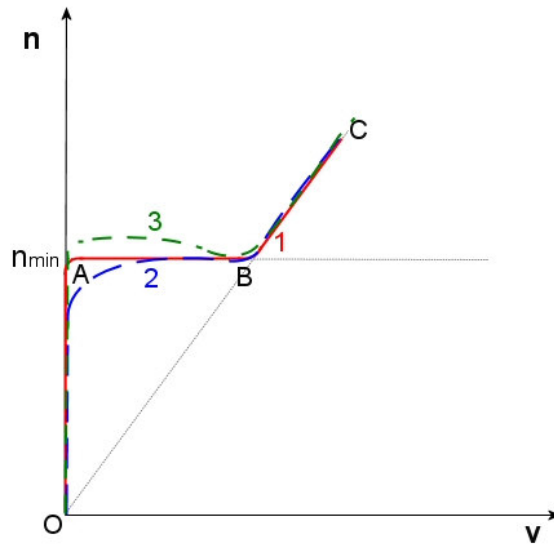
¹¹ Cioè il numero di giri del motore.

¹² Ovvero il numero di giri delle ruote e, quindi, la velocità del veicolo.

Caratteristica tipica dei cambi meccanici a gradini sopra accennati è che durante il cambio dei rapporti deve essere interrotto il flusso della potenza. Occorre pertanto un dispositivo di disinnesto-innesto graduale, in generale del tipo ad attrito secco (innesto a frizione), che permetta di passare gradualmente dalla velocità angolare di rotazione in entrata alla velocità angolare in uscita.

Tale innesto svolge peraltro la funzione di consentire l'avviamento del veicolo, essendo il motore a combustione interna inidoneo ad avviarsi da fermo sotto carico. Infatti in fase di avviamento del veicolo è necessario portare il motore a lavorare nel campo di funzionamento prescelto, pertanto, avendo disinnestato la frizione e perciò scollegato il motore dal cambio, agendo sull'acceleratore si porta il motore nel campo di funzionamento (punto A fig. 2.8) dopodiché innestando gradualmente la frizione si avrà un fase iniziale di slittamento (tratto AB fig. 2.8) che permette al veicolo di assumere¹³ la velocità angolare di rotazione del motore (punto B fig. 2.8) dopodiché il rapporto di trasmissione rimane costante e pari a quello della marcia innestata. Nel passaggio dal punto A al punto B nella fig. 2.8 è come se vi fossero infiniti rapporti di trasmissione dati dallo slittamento della frizione. Nel caso ideale l'innesto avviene mantenendo costante il numero di giri del motore (curva 1 fig. 2.8), nella realtà il numero di giri del motore può variare (ad esempio curve 2 e 3 fig. 2.8) ciò può dipendere da come è conformato l'insieme frizione – cambio.

¹³A meno del rapporto di trasmissione, dovuto alla presenza del cambio, vigente tra le ruote del veicolo ed il motore.

fig. 2.8 – Relazione $n(v)$ in fase di avviamento del veicolo

Per un cambio che presenti i rapporti di trasmissione alle diverse marce in progressione geometrica, ovvero nel quale la velocità raggiungibile in una data marcia in corrispondenza del numero massimo di giri (del campo di funzionamento), coincida con la velocità raggiungibile con la marcia successiva, in corrispondenza del minimo numero di giri del campo di funzionamento¹⁴, la sequenza del cambio delle marce può essere così di seguito descritta. In fase di partenza una volta innestata la prima marcia si porta il motore (fig. 2.7 tratto OA), per mezzo della frizione, a lavorare, punto A, al minimo numero di giri del campo di funzionamento; qui si ha il rapporto costante dato dalla prima marcia e si arriva perciò fino al massimo numero di giri del campo di funzionamento del motore (cfr. paragrafo 3.2.), punto B, cui corrisponde una data velocità v_B del veicolo. Agendo sulla leva di comando del cambio si innesta poi il secondo rapporto di trasmissione, portando quindi il motore a lavorare nel punto C,

¹⁴ Come introdotto nel paragrafo 3.2.

nel quale si ha la medesima velocità del punto B ma numero di giri del motore pari al minimo del campo di funzionamento; la relazione tra v ed n segue quindi il segmento CD fino a giungere al massimo numero di giri in seconda marcia (punto D). Analogamente si ha per i successivi rapporti fino a raggiungere la velocità massima del veicolo, corrispondente generalmente alla potenza massima disponibile al motore, con l'ultimo rapporto corrispondente al punto H in fig. 2.7.

Il campo di funzionamento del motore viene scelto in modo da utilizzare il tratto decrescente della caratteristica di trazione $T_{ruote}(v)$, così da avvicinarsi il più possibile all'andamento iperbolico ideale del diagramma $T_{ruote}(v)$, fig. 2.5, ed in relazione alle caratteristiche costruttive del propulsore.

2.3.1. Curva di cambiata ideale

Nella fase di progetto di una trasmissione per motori a combustione interna, per autoveicoli, si cerca di ottenere una curva di cambiata (linea orizzontale di fig. 2.10) che approssimi al meglio una distribuzione di potenza utile alle ruote costante al variare della velocità del veicolo.

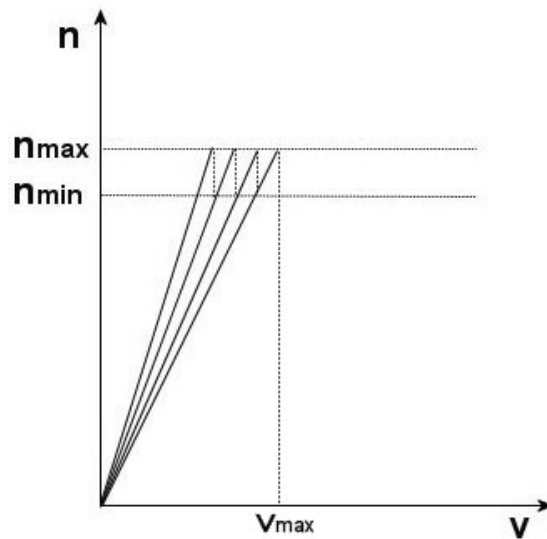


fig. 2.9 – Influenza del range di funzionamento del motore sulla curva di cambiata

Ipotizzando di restringere il campo di funzionamento del motore, avvicinando tra loro il numero di giri minimo e massimo, i cambi marcia sarebbero sempre più ravvicinati, con conseguenza che i gradini della curva di cambiata seghettata di fig. 2.7 tenderebbero a divenire sempre più piccoli (fig. 2.9). Naturalmente per raggiungere la medesima velocità massima sarà necessario aumentare il numero di rapporti.

Restringendo sempre più il range di funzionamento del motore, fino al caso ideale in cui si scelga un unico e prefissato valore di giri motore¹⁵, i

¹⁵ Il valore del numero di giri può essere stabilito secondo diverse esigenze. Per sfruttare al meglio le prestazioni del propulsore può essere scelto un numero di giri motore pari a quello, n_{max} , per cui si abbia

cambi marcia diverrebbero infinitesimi ed i rapporti infiniti, ottenendo sul diagramma velocità-giri motore una curva di cambiata ideale che sarebbe rappresentata da una retta parallela all'asse delle ascisse (fig. 2.10).

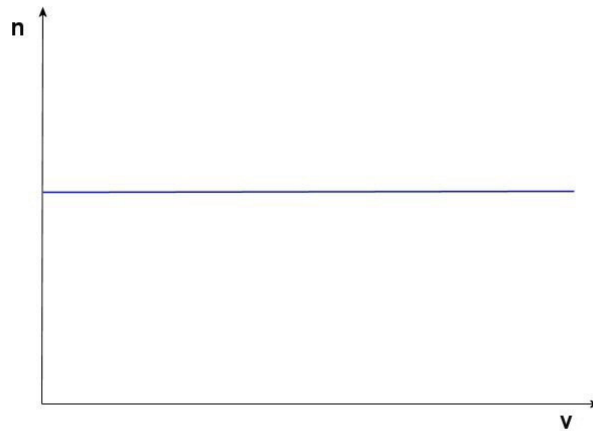


fig. 2.10 – Curva di cambiata ideale

2.3.2. Curva di cambiata per variatori continui di velocità

Nel caso di variatori continui di velocità la curva ideale, nel senso di ottimale per la trazione, si modifica a causa della configurazione stessa della trasmissione che include al suo interno anche una frizione automatica indispensabile per l'avviamento del moto.

Per la conformazione stessa del sistema si possono determinare due rapporti correlati al minimo ed al massimo diametro di avvolgimento della cinghia sulla puleggia motrice, cui corrispondono, rispettivamente, la marcia corta e lunga (fig. 2.11).

la potenza massima; oppure, nel caso si vogliano prediligere i consumi di carburante, il numero di giri può essere fissato in corrispondenza della massima coppia o leggermente superiore, scegliendo quindi il valore n_{\min} del campo di funzionamento del motore.

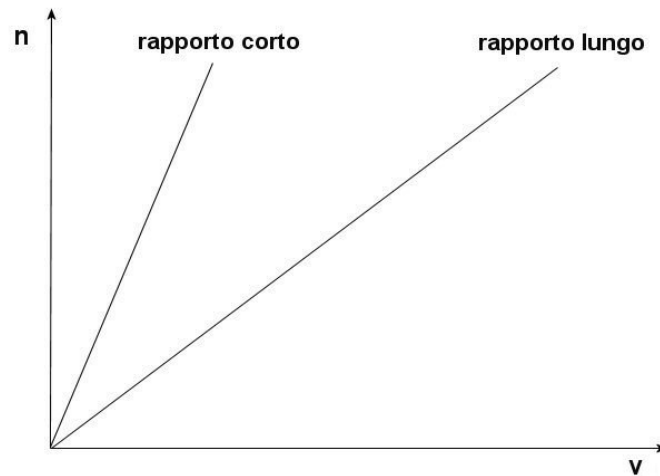


fig. 2.11 – Rapporti in marcia corta e lunga per veicolo dotato di variatore continuo di velocità

Il passaggio dal rapporto corto a quello lungo avviene senza soluzione di continuità, cioè come se vi fossero infiniti rapporti tra i due (fig. 2.12).

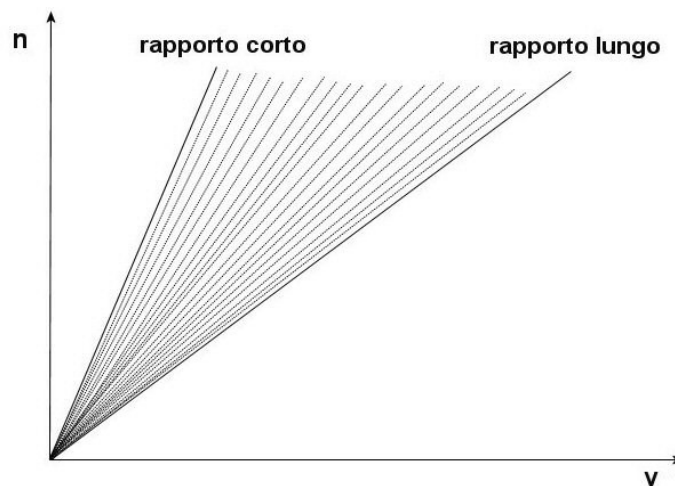


fig. 2.12 – Rapporti di trasmissione presenti tra marcia corta e lunga

Il numero di giri motore a cui si fa avvenire la variazione del rapporto di trasmissione viene scelto in accordo con le curve di potenza e di coppia del motore. Il valore del numero di giri a cui si fa avvenire la variazione

può essere stabilito secondo diverse esigenze. Per sfruttare al meglio le prestazioni del propulsore può essere scelto un numero di giri motore pari a quello, n_{\max} , per cui si abbia la potenza massima; oppure, nel caso si vogliano prediligere i consumi di carburante, il numero di giri può essere fissato in corrispondenza della massima coppia o leggermente superiore, scegliendo quindi il valore n_{\min} del campo di funzionamento del motore¹⁶. Si ottiene perciò che il campo di variazione del rapporto di trasmissione è, per quanto detto al paragrafo precedente, assimilabile ad un segmento parallelo all'asse delle ascisse.

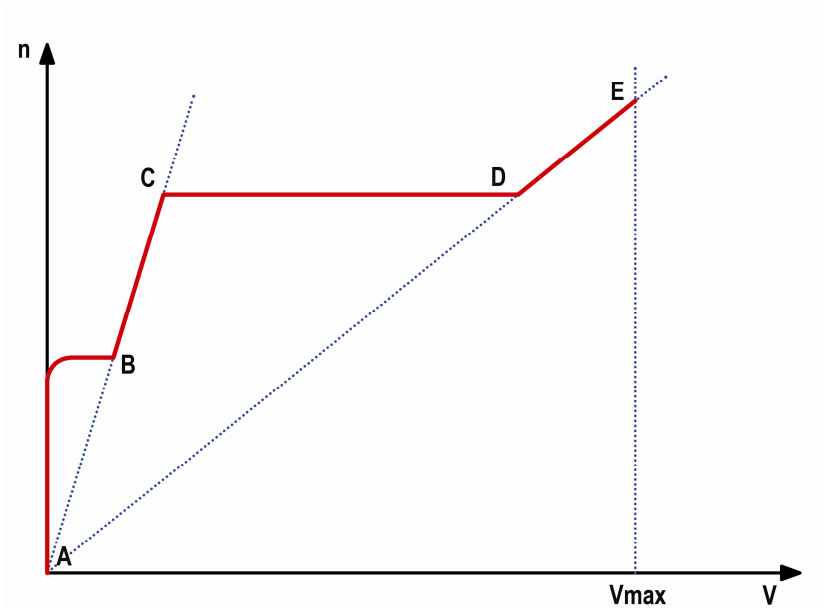


fig. 2.13 – Curva di cambiata ideale per un veicolo con variatore continuo di velocità

Rappresentando la curva di cambiata nella sua interezza, fig. 2.13, si possono, quindi, individuare quattro differenti zone di funzionamento: La zona di lavoro della frizione è rappresentata sul diagramma dal tratto curvilineo AB, mentre il successivo segmento BC individua il tratto a rapporto di trasmissione costante che corrisponde al rapporto minimo di

¹⁶ Confronta paragrafo 3.2.

trasmissione consentito dalla trasmissione stessa. Segue poi il campo di variazione della trasmissione (tratto CD) che nel caso ideale è, per quanto detto precedentemente, una retta parallela all'asse delle ascisse. Nel tratto finale DE la trasmissione rimane bloccata nel rapporto più alto così da consentire il raggiungimento della velocità massima.

Nel caso di variatore centrifugo¹⁷, dopo il punto B di fig. 2.13, all'aumentare del numero di giri del motore i pesi a rulli, presenti nella semipuleggia mobile, dovrebbero spostarsi radialmente e, spingendo la semipuleggia mobile, produrre il necessario spostamento assiale atto a provocare una variazione del diametro di lavoro della cinghia sulla puleggia, con conseguente variazione del rapporto di trasmissione τ . In tal modo il rapporto di trasmissione non sarebbe più costante, ovvero non seguirebbe più il tratto BC ma seguirebbe, ad esempio, il tratto BC' di fig. 2.14.

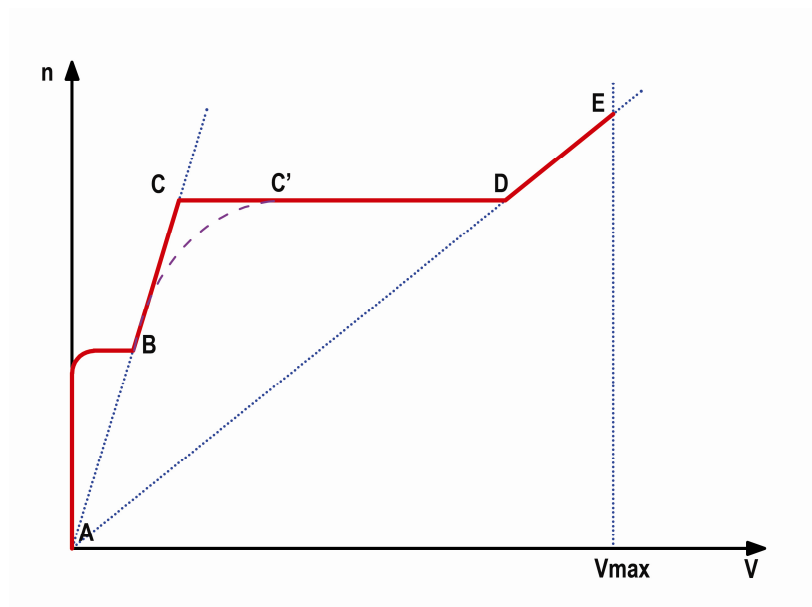


fig. 2.14 – Curva di cambiata di ideale per un veicolo con variatore continuo di velocità di tipo centrifugo

¹⁷ Confronta il paragrafo 2.4.

Nella realtà ciò non avviene perché sulla puleggia condotta è inserito il correttore di coppia che fa sì che la tensione della cinghia sia maggiore del carico assiale della semipuleggia mobile¹⁸ e pertanto ne impedisce lo spostamento fino a raggiungere il punto C di fig. 2.13, dove il carico della semipuleggia mobile prevale sulle tensioni agenti sui rami della cinghia e pertanto può avvenire la variazione del rapporto di trasmissione.

¹⁸ Generato dai pesi a rulli.

2.3.2.1. Curva di cambiata reale per variatori continui di velocità

Solitamente, tuttavia, i sistemi meccanici utilizzati per ottenere una variazione automatica del rapporto permettono solamente di approssimare la curva di cambiata ideale (fig. 2.15), a causa delle numerose variabili che influenzano il sistema soprattutto nel tratto di variazione del rapporto di trasmissione (tratto CD fig. 2.13 e fig. 2.15).

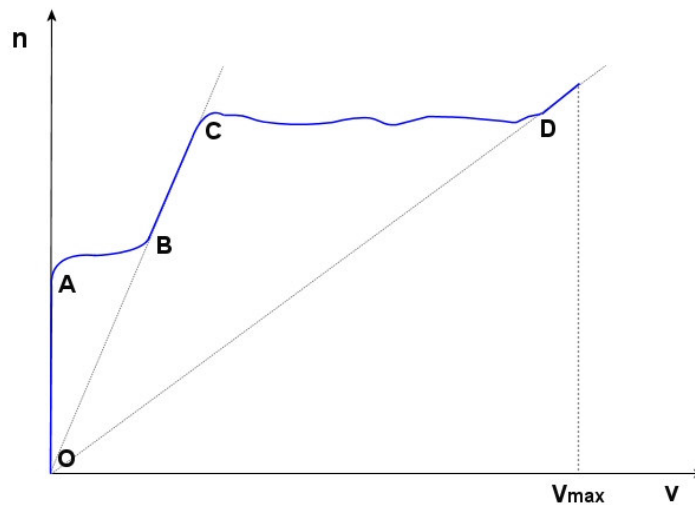


fig. 2.15 – Curva di cambiata reale per un veicolo con variatore continuo di velocità

Le irregolarità del tratto CD nel caso della curva reale (fig. 2.15) sono dovute all'impossibilità di mantenere il regime del motore ad un prefissato valore di giri, a causa del comportamento autoregolante dell'insieme motore-trasmissione, che genera piccole variazioni intorno alla posizione di equilibrio, per compensare le cause che portano all'allontanamento dalla posizione di equilibrio stessa.

Capitolo 3

3. Determinazione delle caratteristiche della trasmissione

3.1. Obiettivi prefissati

Al fine di riuscire a definire un modello matematico di prima approssimazione che descriva il comportamento delle trasmissioni a variazione automatica del rapporto di trasmissione utilizzate nel settore delle due ruote si procede nel presente capitolo a descrivere e ad acquisire i dati necessari che determinano le caratteristiche della trasmissione oggetto dello studio. Si individuano quindi le relazioni tra i parametri che intervengono, in modo da riuscire a mettere a punto un modello che possa essere facilmente utilizzabile al variare delle trasmissioni analizzate.

Allo scopo di determinare in maniera completa le caratteristiche della trasmissione occorre conoscere:

- I l'interasse;
- n_m numero di giri della puleggia motrice;
- n_c numero di giri della puleggia condotta;
- τ rapporto di trasmissione tra le due pulegge;
- d_{pm} il diametro primitivo della puleggia motrice;
- d_{pc} il diametro primitivo della puleggia condotta;
- α_{avv} gli angoli di avvolgimento della cinghia sulle pulegge;;
- S_m lo spostamento assiale della semipuleggia motrice;
- S_c lo spostamento assiale della semipuleggia condotta;

- Profilo di scorrimento dei pesi a rulli e la correlazione tra la posizione dei rulli e della cinghia in funzione del numero di giri del motore.

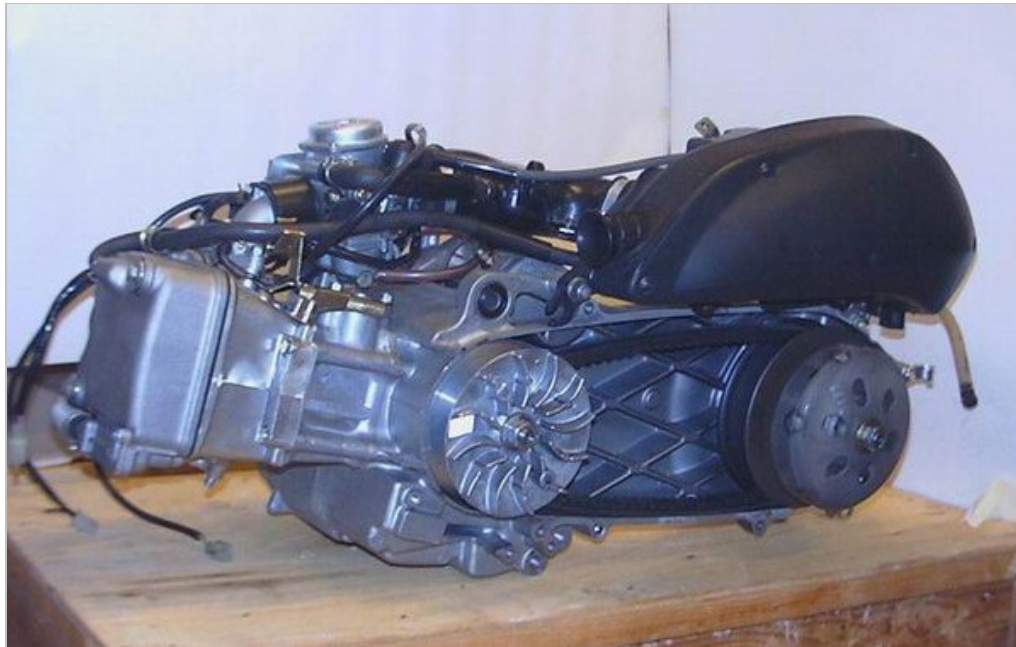


fig. 3.1 – Vista della trasmissione primaria a cinghia trapezoidale

Di seguito viene descritto il procedimento per la determinazione di tali grandezze prendendo come riferimento un preciso veicolo, in particolare si è scelto lo scooter Honda SH 150 vista la notevole diffusione sul mercato di questo tipo di ciclomotore.

3.2. Interasse

L'interasse viene determinato tramite misura diretta. Per la trasmissione in esame risulta essere pari a 295 mm.

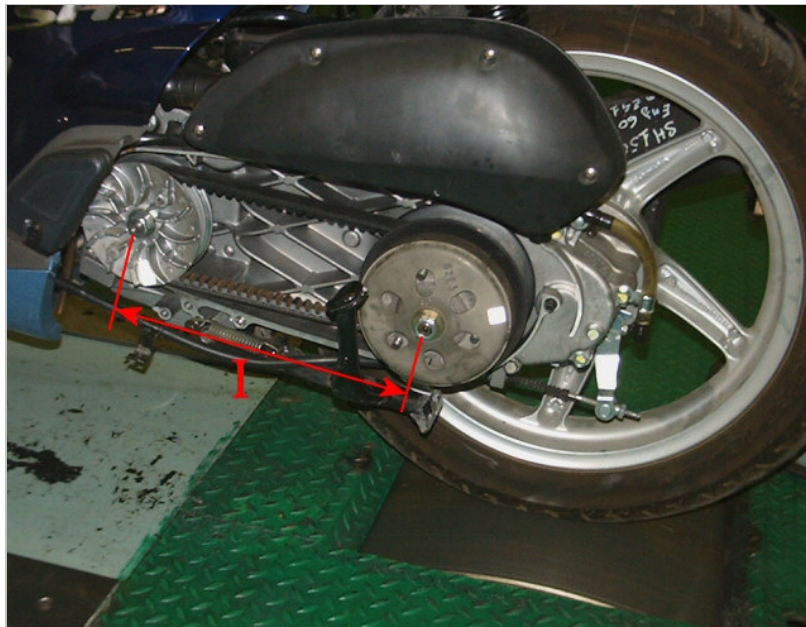


fig. 3.2 – Trasmissione con in evidenza l'interasse.

3.3. Velocità puleggia motrice

La puleggia motrice è calettata direttamente sull'albero motore tramite profilo scanalato, quindi utilizzando un contagiri che rileva il segnale di accensione delle candele si misura direttamente il numero di giri della puleggia motrice.

3.4. Velocità puleggia condotta

Il numero di giri della puleggia condotta può essere dedotto dalla curva di cambiata. È stato quindi necessario procedere, tramite una prova al banco, alla rilevazione di tale curva.

La prova è stata eseguita ad ammissione massima di carburante. La misurazione consiste nell'accelerare velocemente, partendo da velocità nulla del mezzo, fino al raggiungimento della velocità massima del veicolo. Contemporaneamente vengono acquisiti il numero di giri del motore e la velocità dello scooter, ottenendo così la curva di cambiata. Il banco prova utilizzato è un ONO SOKKI type CD32051, e le condizioni ambientali della prova sono quelle standard.

In fig. 3.3 è riportato il diagramma ottenuto durante la prova, che è stato successivamente implementato in un foglio elettronico per poter fruire agevolmente dei dati numerici come riportato nella figura 3.4

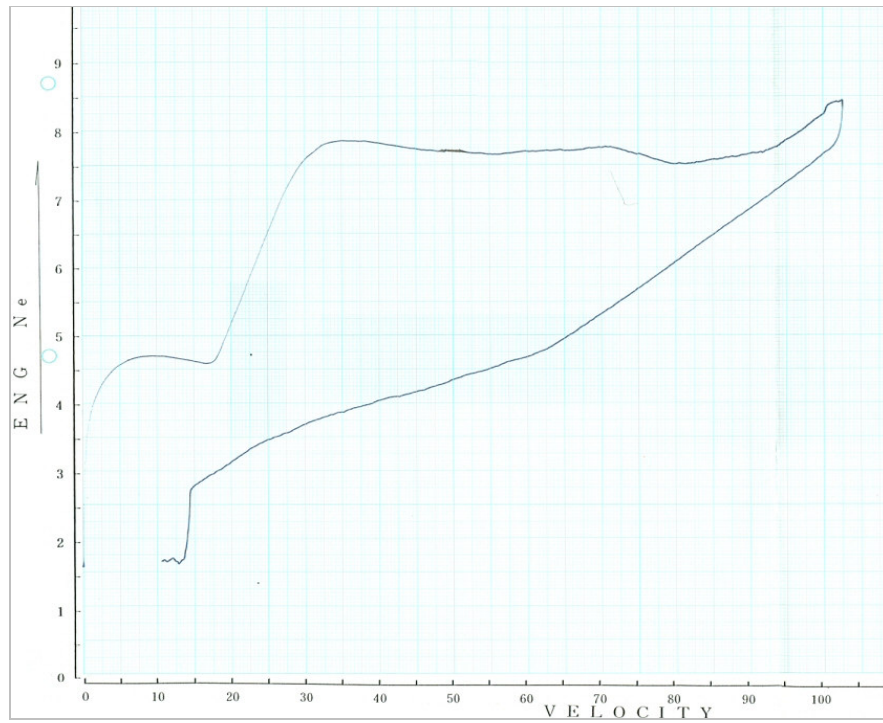


fig. 3.3 – Curva di cambiata rilevata sperimentalmente

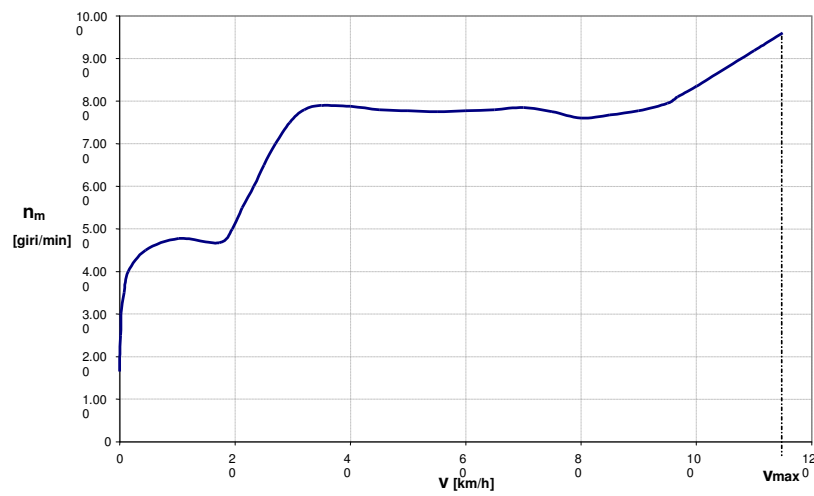


fig. 3.4 – Curva di cambiata riportata su un foglio di calcolo

Una volta acquisiti tali dati è possibile risalire al numero di giri della puleggia condotta sapendo che la relazione che lega la velocità del mezzo con il numero di giri della ruota n_r è:

$$v = \frac{2\pi \cdot r_{\text{rot}} \cdot n_r}{60} \quad (3.1)$$

dove si è indicato con r_{rot} il raggio di rotolamento della ruota.

Dalla fig. 3.3 si ricava il numero di giri della ruota:

$$n_r = \frac{60 \cdot v}{2\pi \cdot r_{\text{rot}}} \quad (3.2)$$

Interposta tra la ruota e la puleggia condotta troviamo la riduzione finale o secondaria a ingranaggi che determina un rapporto di trasmissione fisso τ_{fin} tra il numero di giri della ruota e quello della puleggia. Nel caso specifico del mezzo in esame essendo noto il numero di denti delle ruote che costituiscono gli ingranaggi si può determinare tale rapporto:

$$\tau_{\text{fin}} = \frac{n_c}{n_r} = \frac{47}{13} \times \frac{35}{12} = 10,5448 \quad (3.3)$$

La relazione che lega il numero di giri della puleggia condotta con quello della ruota è:

$$n_c = n_r \cdot \tau_{\text{fin}} = \frac{60 \cdot v}{2\pi \cdot r_{\text{rot}}} \cdot \tau_{\text{fin}} \quad (3.4)$$

Viene di seguito riportata la tabella ottenuta:

n_m	v	n_r	n_c	
1.650	0	0,00	0,00	campo frizione
2.000	0	0,00	0,00	
2.500	0,175	1,69	17,83	
3.000	0,25	2,42	25,47	
3.500	0,75	7,25	76,42	
4.000	1,5	14,49	152,84	
4.500	4,5	43,48	458,52	
4.775	10,25	99,04	1.044,40	
4.675	17,25	166,68	1.757,66	
5.000	19,5	188,43	1.986,92	marcia corta
5.500	21,25	205,34	2.165,23	
6.000	23,25	224,66	2.369,01	
6.500	25	241,57	2.547,33	
7.000	27	260,90	2.751,11	
7.500	29,5	285,05	3.005,85	
7.800	32	309,21	3.260,58	campo di variazione
7.900	35	338,20	3.566,26	
7.875	40	386,52	4.075,72	
7.800	45	434,83	4.585,19	
7.775	50	483,14	5.094,66	
7.750	55	531,46	5.604,12	
7.775	60	579,77	6.113,59	
7.800	65	628,09	6.623,05	
7.850	70	676,40	7.132,52	
7.750	75	724,72	7.641,98	
7.600	80	773,03	8.151,45	
7.675	85	821,34	8.660,91	
7.775	90	869,66	9.170,38	
7.950	95	917,97	9.679,85	marcia lunga
8.100	96,75	934,88	9.858,16	
8.350	100	966,29	10.189,31	
9.187	110	1.062,92	11.208,24	
9.605	115	1.111,23	11.717,71	

3.5. Studio del rapporto reale di trasmissione tra la puleggia motrice e condotta

La conoscenza del rapporto di trasmissione tra la puleggia motrice e la puleggia condotta è fondamentale per la determinazione dei diametri primitivi delle pulegge durante il funzionamento della trasmissione. È stata quindi prestata particolare attenzione nel presente studio ai fenomeni che intervengono durante la trasmissione della coppia.

In condizioni reali per effetto dello scorrimento tra la cinghia e le pulegge nel passare dal ramo a tensione maggiore a quello a tensione minore, il rapporto di trasmissione τ_{sper} misurato sperimentalmente risulta essere inferiore a quello teorico τ_{teor} .

Possiamo quindi relazionare i due rapporti di trasmissione attraverso l'introduzione di un coefficiente correttivo $c_{\Delta\tau}$:

$$\tau_{\text{teor}} = c_{\Delta\tau} \cdot \tau_{\text{sper}} \quad (3.5)$$

3.5.1. Determinazione del coefficiente sperimentale $c_{\Delta\tau}$

Dalla dinamica della trasmissione è noto che la velocità lineare della cinghia nel tratto teso risulta diversa, ed in particolare maggiore, di quella assunta dalla cinghia nel tratto lento. Le velocità della cinghia sono legate alle velocità di rotazione delle pulegge; in particolare il ramo teso della cinghia assumerà la velocità che compete alla rotazione della puleggia motrice, mentre la velocità di rotazione della puleggia condotta è determinata dalla velocità della cinghia nel tratto lento.

La differenza di queste due velocità tra i rami della cinghia è definita

velocità di scorrimento.

La presenza di questo scorrimento, legato alla differenza di tensioni tra i rami della cinghia, è indispensabile ai fini della trasmissione di coppia tra le due pulegge; ciò causa una variazione del rapporto di trasmissione ideale (diminuzione in accelerazione, aumento in decelerazione).

All'aumentare del numero di giri cresce la coppia trasmessa; all'aumentare della coppia aumenta, nel moto vermicolare, lo strisciamento tra cinghia e puleggia sia motrice che condotta. Cresce pertanto percentualmente la differenza di velocità tra le due pulegge.

Ne deriva l'esigenza di conoscere anche numericamente le entità di tali differenze.

Sono state eseguite delle prove al banco Honda che forniscono i dati utili alla determinazione dei parametri necessari per la descrizione dell'andamento degli scorrimenti durante il funzionamento della trasmissione.

Al fine di determinare il rapporto di trasmissione che realmente intercorre tra le due pulegge si acquisiscono dati facendo funzionare il variatore su diametri primitivi delle due pulegge noti e costanti. Si ripetono le misurazioni cambiando tali diametri in modo da poter tracciare un andamento della variazione delle quantità analizzate al variare del rapporto di trasmissione teorico.

Per portare a funzionare il variatore nel modo descritto vengono eliminati i pesi a rulli dalla semipuleggia mobile posta sull'albero motore, in modo da impedire lo spostamento assiale delle semipulegge al variare del numero di giri del motore, e vengono inseriti dei distanziali che allontanano le semipulegge della quantità voluta.

In questa configurazione si riproduce il comportamento che il variatore assume quando porta la cinghia a lavorare su questi diametri primitivi.

Si sono eseguite prove in diverse configurazioni “bloccate”, in modo da comprendere l’andamento del fattore correttivo cercato con il rapporto teorico di trasmissione. Si sono scelte come configurazioni di partenza per lo studio quelle relative all’inizio della cambiata, alla fine della cambiata e per alcune (due) situazioni intermedie a queste.

Per ognuna di queste configurazioni sono stati acquisiti i dati al variare del numero di giri della puleggia motrice.

Tra i parametri misurati durante le prove figurano il numeri di giri delle pulegge e della cinghia rilevati tramite dei sensori ottici.

Sono state effettuate prove a vuoto e sotto carico per meglio comprendere la variazione dei parametri che caratterizzano la trasmissione al variare delle condizioni di funzionamento del mezzo.

Per ogni regime di rotazione del motore sono stati acquisiti diverse serie di dati in modo da poter valutare in maniera più attendibile il risultato cercato, scartando dati fuorvianti dovuti a particolari condizioni di funzionamento, che hanno fornito comunque delle indicazioni utili sulle quali si tornerà in seguito.

Durante le prove effettuate è stata acquisita una notevole quantità di dati significativi al variare della velocità della puleggia motrice; parimenti è stata acquisita una notevole quantità di dati significativi al variare del rapporto di trasmissione (quattro rapporti di trasmissione); quest’ultima operazione richiede la sospensione delle prove, lo smontaggio della trasmissione, il posizionamento del nuovo distanziale, il montaggio della trasmissione e la successiva ripresa delle misure, questo è il motivo per cui

ne sono state sviluppate quattro e non più

Per questo motivo è stata effettuata una prima sessione di prove terminata la quale si sono studiati gli andamenti rilevati e si è cercato di estendere l'esperienza acquisita in un campo più vasto.

Si sono analizzati gli andamenti del coefficiente correttivo $c_{\Delta\tau}$ al variare del numero di giri della puleggia motrice ottenendo un andamento riportato nel grafico di fig. 3.5 .

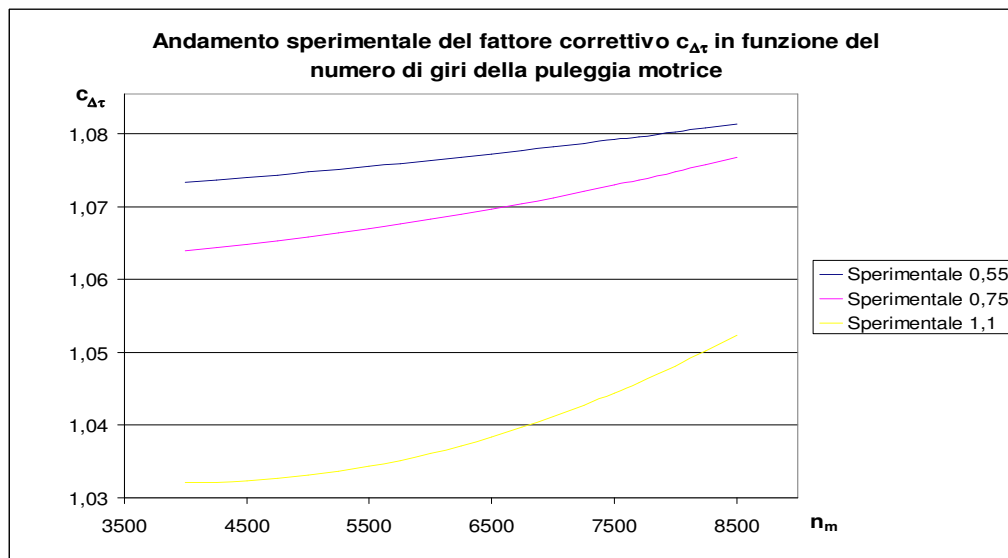


fig. 3.5 – Andamento sperimentale del fattore correttivo in funzione del numero di giri parametrizzato per τ_{teor}

Si è proceduto all'analisi della variazione sperimentale del fattore correttivo al variare del numero di giri e si è sviluppata una relazione analitica che ne individua il comportamento.

Utilizzando tale relazione analitica sono stati individuati gli andamenti

teorici di $c_{\Delta\tau}=f(n)$ ottenendo infinite curve teoriche costruite sulla base di quelle ottenute sperimentalmente.

Le curve della funzione analitica ottenuta sono riportate nel grafico di fig. 3.6.

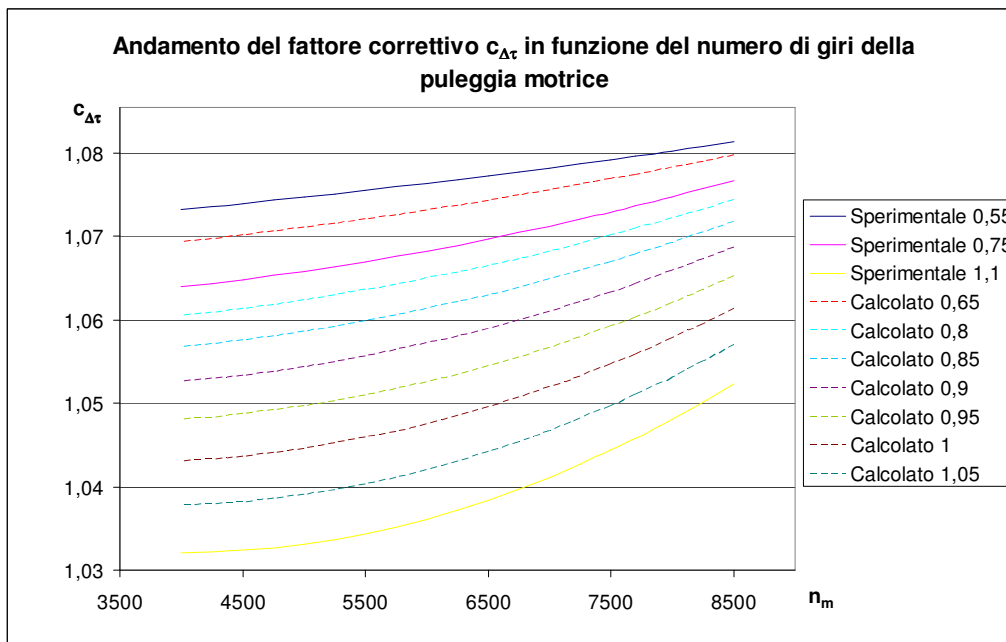


fig. 3.6 – Rappresentazione dell’andamento calcolato e confronto con quelli ottenuti dalle prove sperimentali.

Ai fini del successivo utilizzo del coefficiente correttivo in studio, risulta più agevole riportare il suo andamento in funzione di $\tau_{teorico}$ anziché del numero di giri n ; in fig. 3.7. viene riportato il grafico relativo alle misure succitate, insieme agli andamenti teorici da essi derivati analiticamente.

Vengono riportati tali risultati in fig. 3.8.

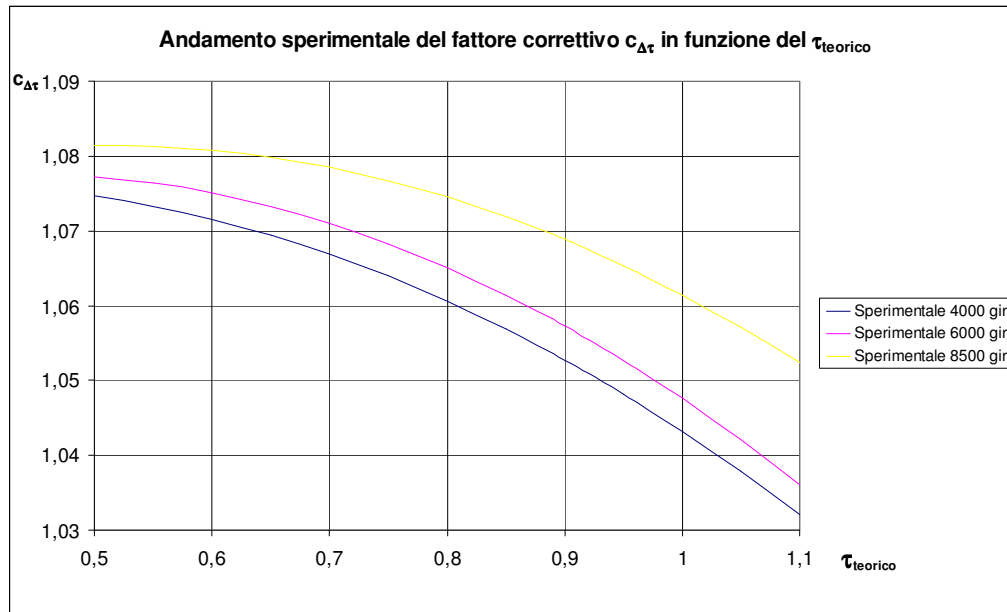


fig. 3.7 – Andamento sperimentale del coefficiente correttivo in funzione del rapporto di trasmissione teorico parametrizzato per alcuni numeri di giri della puleggia motrice

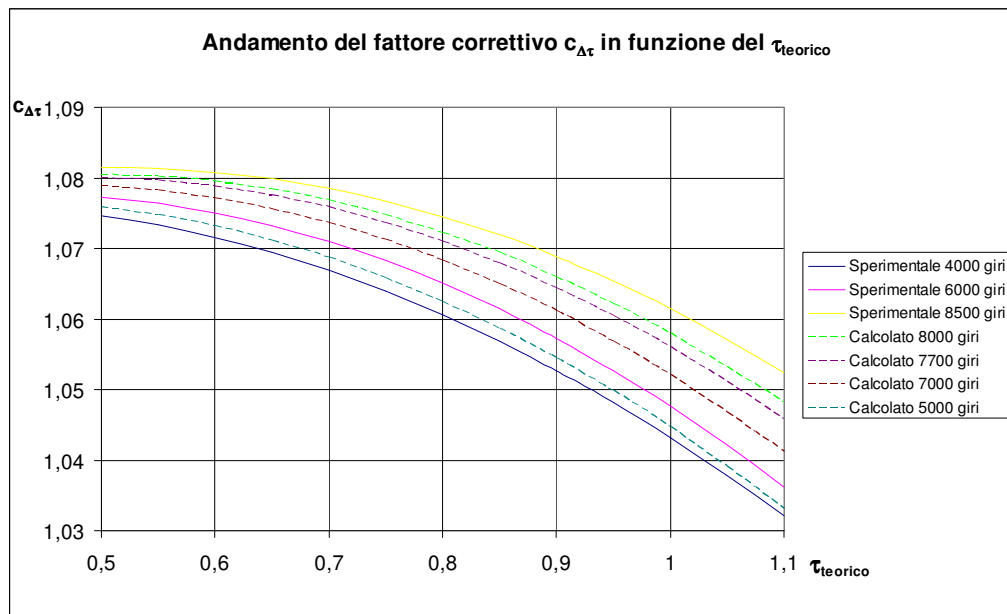


fig. 3.8 – Confronto tra l'andamento del fattore correttivo sperimentale analitico in funzione del numero di giri della motrice

3.6. Diametro primitivo della puleggia condotta

Per la determinazione del diametro primitivo della puleggia condotta si sfrutta la relazione che lega la lunghezza della cinghia con l'interasse, parametri a noi noti, e con i diametri primitivi delle due pulegge, questi da determinare.

Si utilizza anche la relazione (3.5) che lega il τ_{teor} con il rapporto di trasmissione misurato sperimentalmente.

$$\begin{cases} \tau_{\text{teor}} = \frac{n_c}{n_m} = \frac{d_{\text{pm}}}{d_{\text{pc}}} \\ L_p = 2I + \pi \cdot \frac{(d_{\text{pm}} + d_{\text{pc}})}{2} + \frac{(d_{\text{pm}} - d_{\text{pc}})^2}{4I} \end{cases} \quad (3.6)$$

Dal sistema (3.6) sostituendo la prima equazione nella seconda e tenendo conto della (3.5) si ottiene:

$$L_p = 2I + \pi \cdot \frac{(\tau_{\text{teor}} \cdot d_{\text{pc}})}{2} + \frac{(\tau_{\text{teor}} \cdot d_{\text{pc}} - d_{\text{pc}})^2}{4I} \quad (3.7)$$

esplicitando la (3.7) rispetto a d_{pc} :

$$4I \cdot L_p = 8I^2 + 2\pi \cdot d_{\text{pc}} \cdot (\tau_{\text{teor}} + 1) + d_{\text{pc}}^2 \cdot (\tau_{\text{teor}} - 1)^2 \quad (3.8)$$

o meglio

$$d_{\text{pc}}^2 \cdot (\tau_{\text{teor}} - 1)^2 + d_{\text{pc}} \cdot [2\pi \cdot (\tau_{\text{teor}} + 1)] + 8I^2 - 4I \cdot L_p = 0 \quad (3.9)$$

la (3.9) altro non è un'equazione di secondo grado con incognita d_{pc} , risolvendola si ottiene:

$$d_{pc} = \frac{-2\pi \cdot I \cdot (\tau_{teor} + 1) \pm \sqrt{[2\pi \cdot I \cdot (\tau_{teor} + 1)]^2 - 4(\tau_{teor} - 1) \cdot (8I^2 - 4I \cdot L_p)}}{2(\tau_{teor} - 1)^2} \quad (3.10)$$

Dalla (3.10), ritenendo come accettabile il solo valore positivo davanti alla radice, si può ricavare il diametro primitivo d_{pc} della puleggia condotta.

3.7. Diametro primitivo della puleggia motrice

Una volta noto il diametro primitivo della puleggia condotta dalla prima relazione del sistema (3.6) si può risalire al diametro primitivo d_{pm} della puleggia motrice.:

$$d_{pm} = \tau_{teor} \cdot d_{pc} \quad (3.11)$$

Grazie alla (3.10) e alla (3.11) è perciò possibile conoscere l'andamento istantaneo, in funzione del numero di giri della puleggia condotta, del rapporto di trasmissione e dei diametri primitivi sulle due pulegge durante la fase di accelerazione¹⁹.

¹⁹ Nella quale viene rilevata la curva di cambiata.

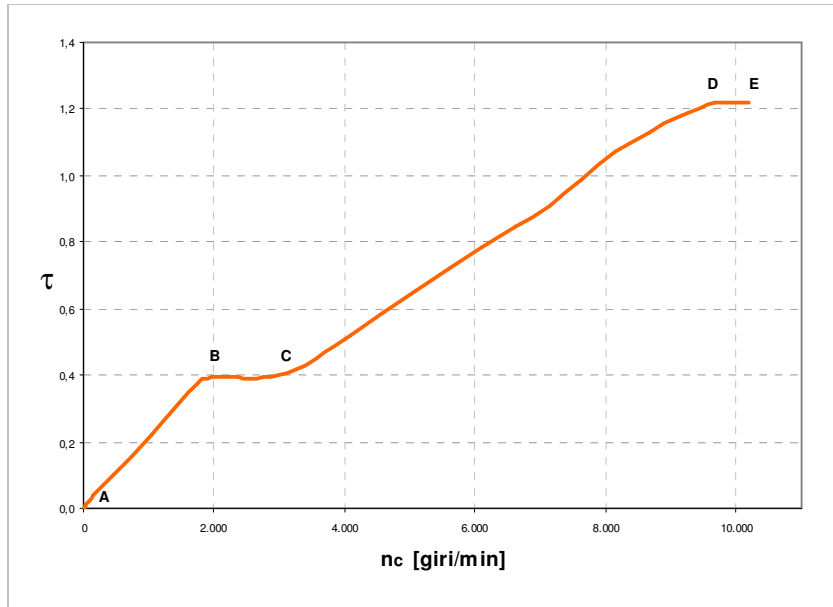


fig. 3.9 – Andamento del rapporto di trasmissione in funzione del numero di giri della puleggia condotta

Dalla fig. 3.9 si può osservare che l'andamento del rapporto di trasmissione è per il tratto AB variabile anche se in realtà i diametri di avvolgimento della cinghia sulle pulegge sono sempre gli stessi (fig. 3.10) e pari a quelli che si hanno in marcia corta. Tale variazione del rapporto di trasmissione è dovuta all'interposizione, tra la puleggia condotta e la ruota, della frizione; per cui nel tratto AB di fig. 3.9 la variazione del rapporto non dipende dalla variazione dei diametri sulle due pulegge ma solamente dalla presenza della frizione, in quanto si ha la fase di innesto della stessa (si confronti anche la fig. 3.4). Il tratto BC presenta il rapporto costante e pari a quello della marcia corta. La successiva variazione del rapporto di trasmissione, corrispondente al campo CD, è quella dovuta al reale funzionamento del variatore di velocità, con la conseguente variazione dei diametri di avvolgimento sulle pulegge;

dopodiché il rapporto τ rimane costante (tratto DE) e pari a quello della marcia lunga, dove il diametro primitivo sulle pulegge motrice e condotta è, rispettivamente, il massimo ed il minimo possibile.

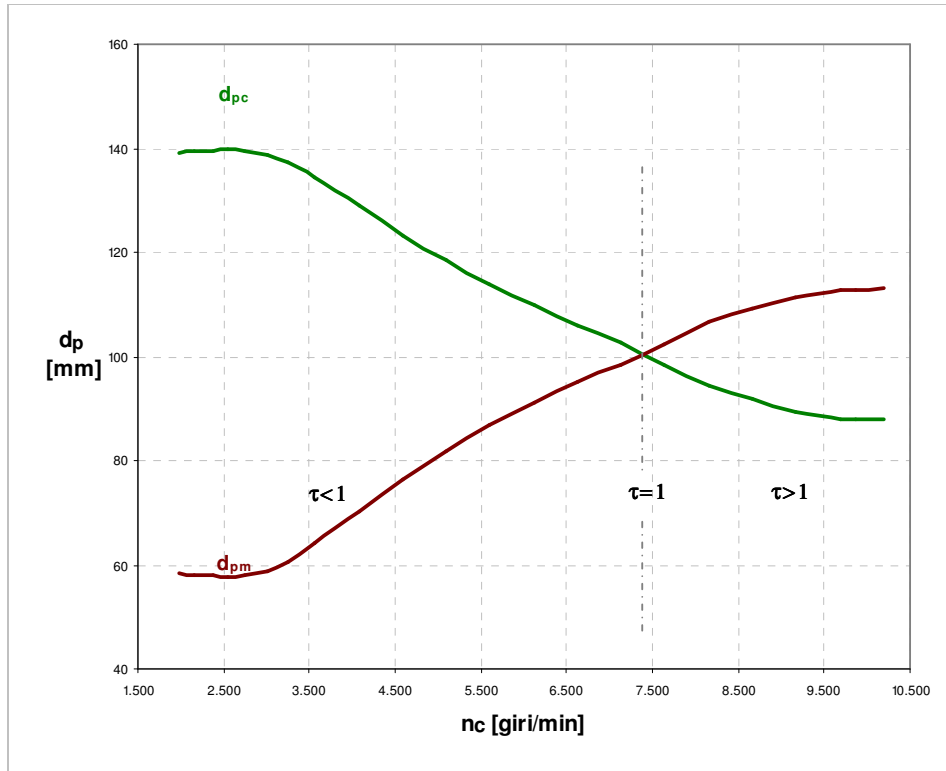


fig. 3.10 – Andamento dei diametri primitivi sulle due pulegge in funzione del numero di giri della puleggia condotta

Il grafico di fig. 3.10 rappresenta l'andamento dei diametri primitivi di avvolgimento della cinghia sulle due pulegge in funzione del numero di giri della condotta. Sul grafico è inoltre riportato il valore del rapporto di trasmissione τ_{teor} . Come prevedibile il rapporto di trasmissione teorico unitario si ottiene quando i due diametri primitivi sono uguali.

3.8. Angoli di avvolgimento della cinghia sulle pulegge

Gli angoli di avvolgimento della cinghia sulla puleggia motrice e condotta sono di facile determinazione una volta determinati i diametri primitivi ed essendo noto l'interasse. Per ogni punto della curva di cambiata per mezzo delle equazioni:

$$\begin{cases} \alpha_{\text{avv m}} = \pi - 2 \cdot \delta \\ \alpha_{\text{avv c}} = \pi + 2 \cdot \delta \end{cases} \quad \text{quando } d_{\text{pm}} < d_{\text{pc}} \quad (3.12)$$

e

$$\begin{cases} \alpha_{\text{avv m}} = \pi + 2 \cdot \delta \\ \alpha_{\text{avv c}} = \pi - 2 \cdot \delta \end{cases} \quad \text{quando } d_{\text{pm}} > d_{\text{pc}} \quad (3.13)$$

dove l'angolo δ viene calcolato mediante la seguente formula:

$$\delta = \arcsen \left| \frac{d_{\text{pc}} - d_{\text{pm}}}{2 \cdot I} \right| \quad (3.14)$$

3.9. Spostamenti assiali delle semipulegge mobili

Conoscendo i diametri primitivi di avvolgimento ed i rispettivi angoli di abbraccio sulle pulegge si è provveduto a determinare gli spostamenti assiali delle flangie mobili.

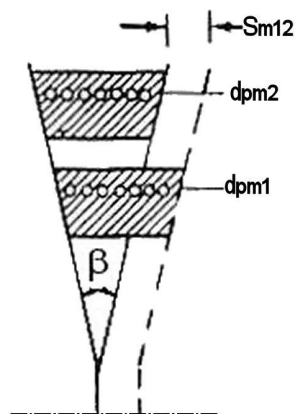


fig. 3.11 – Spostamento assiale della semipuleggia

Nel caso della puleggia motrice, con riferimento alla fig. 3.11, durante la fase di accelerazione il diametro primitivo di avvolgimento della cinghia va aumentando, passando, ad esempio, da d_{pm1} a d_{pm2} .

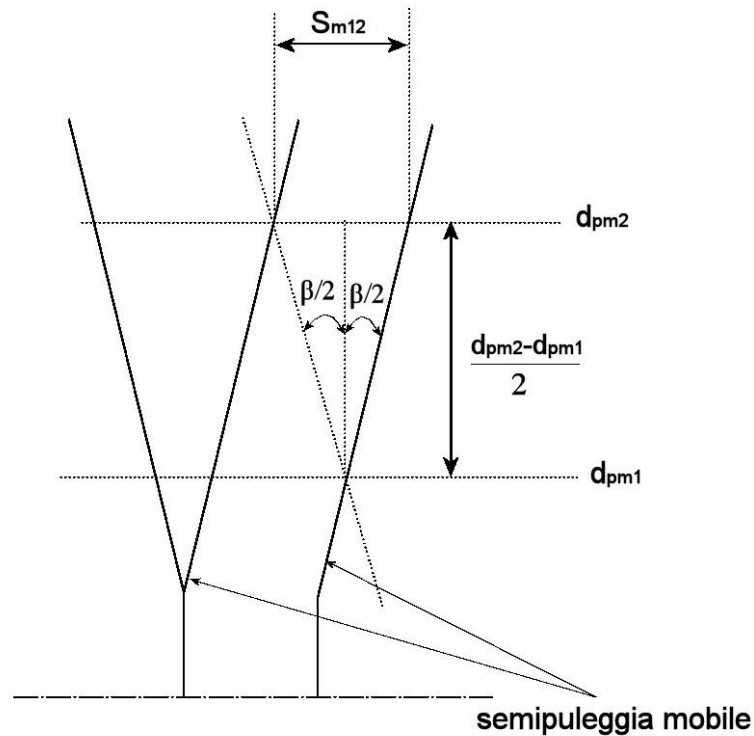


fig. 3.12 – Spostamento assiale

Come si osserva dalla fig. 3.12 il valore dello spostamento assiale S_{m12} , che si verifica quando il diametro primitivo passa da d_{pm1} a d_{pm2} , può essere scritto come:

$$S_{m12} = 2 \cdot \frac{(d_{pm2} - d_{pm1})}{2} \cdot \tan \frac{\beta}{2} = (d_{pm2} - d_{pm1}) \cdot \tan \frac{\beta}{2} \quad (3.15)$$

Nella formula (3.15) sostituendo al posto del diametro d_{pm2} il valore del diametro $d_{pm \max}$ di avvolgimento massimo della cinghia sulla puleggia ed al posto del diametro d_{pm1} il diametro i -esimo d_{pmi} assunto dalla cinghia nell'istante i -esimo si ottiene l'andamento dello spostamento durante tutta la fase di accelerazione, formula (3.16).

$$S_m = (d_{pm \max} - d_{pmi}) \cdot \tan \frac{\beta}{2} \quad (3.16)$$

Formula analoga alla (3.16) vale per lo spostamento assiale S_c della semipuleggia condotta.

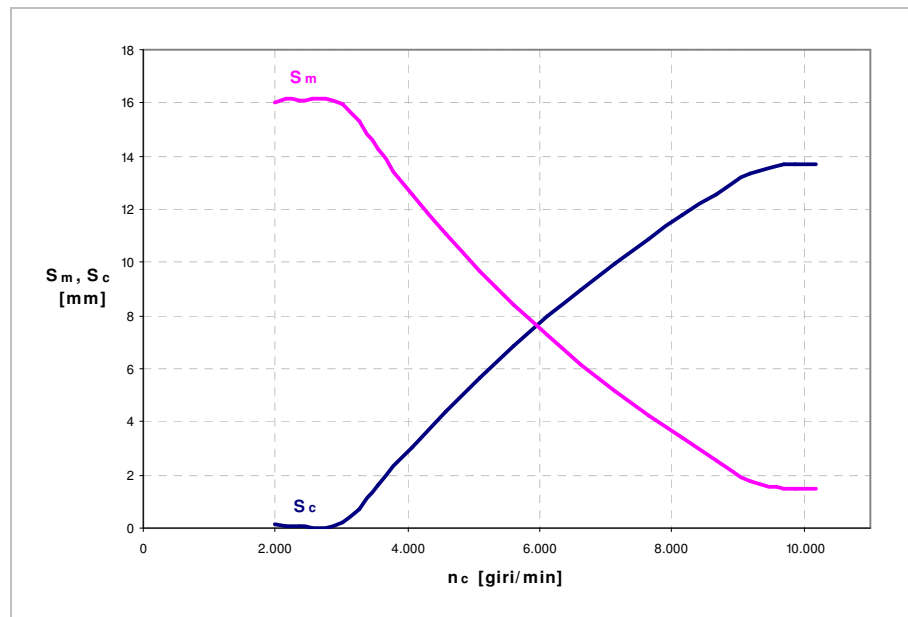


fig. 3.13 – Andamento dello spostamento assiale delle flange mobili

L'andamento dello spostamento assiale delle flange mobili (fig. 3.13), durante la fase di accelerazione in cui si rileva la curva di cambiata, risulta per la semipuleggia motrice decrescente e per quella condotta crescente, ciò è dovuto al fatto che i diametri di avvolgimento sulle due pulegge vanno, rispettivamente per la motrice e la condotta, aumentando e diminuendo

In tal modo è perfettamente nota la geometria della trasmissione per ogni istante, ovvero per ogni numero di giri della puleggia motrice.

n_m [giri/min]	n_c [giri/min]	τ	d_{pc} [mm]	d_{pm} [mm]	α_{avvm} [°]	α_{avvc} [°]	S_m [mm]	S_c [mm]
5.000	1.987	0,39	141,1	56,1	163,4	196,6	14,56	0,1
5.500	2.165	0,39	141,4	55,7	163,3	196,7	14,66	0,1
6.000	2.369	0,39	141,3	55,8	163,3	196,7	14,63	0,1
6.500	2.547	0,39	141,6	55,5	163,2	196,8	14,71	0,1
7.000	2.751	0,39	141,5	55,6	163,3	196,7	14,68	0,1
7.500	3.006	0,39	140,8	56,4	163,6	196,4	14,46	0,2
7.800	3.261	0,42	139,3	58,2	164,2	195,8	13,98	0,6
7.900	3.566	0,45	136,5	61,6	165,4	194,6	13,07	1,4
7.875	4.076	0,52	131,1	67,8	167,7	192,3	11,40	2,8
7.800	4.585	0,59	125,7	73,9	169,9	190,1	9,78	4,3
7.775	5.095	0,66	120,9	79,2	171,9	188,1	8,35	5,5
7.750	5.604	0,72	116,4	84,1	173,7	186,3	7,03	6,8
7.775	6.114	0,79	112,4	88,4	175,3	184,7	5,90	7,8
7.800	6.623	0,85	108,7	92,3	176,8	183,2	4,86	8,8
7.850	7.133	0,91	105,3	95,7	178,1	181,9	3,94	9,7
7.750	7.642	0,99	101,2	99,8	179,7	180,3	2,83	10,8
7.600	8.151	1,07	97,0	104,0	181,4	178,6	1,70	11,9
7.675	8.661	1,13	94,4	106,6	182,4	177,6	1,03	12,6
7.775	9.170	1,18	92,2	108,7	183,2	176,8	0,44	13,2
7.950	9.680	1,22	90,6	110,3	183,8	176,2	0,03	13,7
8.100	9.858	1,22	90,6	110,3	183,8	176,2	0,03	13,7
8.350	10.189	1,22	90,5	110,4	183,9	176,1	0,03	13,7

tabella 3.1 – Geometria della trasmissione in funzione del numero di giri delle pulegge

3.10. Rilevazione del profilo di scorrimento dei pesi a rulli

Il profilo di scorrimento dei pesi a rulli, fig. 3.14, è un parametro molto importante, in quanto dalla sua forma dipende la forza che i rulli scambiano con la semipuleggia mobile motrice e, quindi, la forza che genera lo spostamento assiale di quest'ultima, determinando la variazione del rapporto di trasmissione.

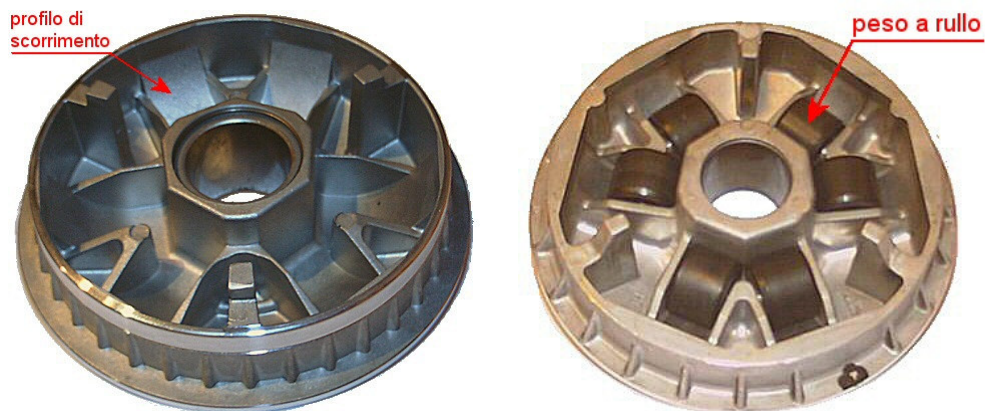


fig. 3.14 – Particolare della semipuleggia mobile e della pista di scorrimento dei rulli

Per poter determinare la pista di scorrimento si è proceduto ad una rilevazione mediante un tastatore computerizzato a tre assi, marca Zeiss pilotato dal programma di gestione Cimatron-12. L'origine sull'asse delle ascisse è stata presa in corrispondenza dell'asse di rotazione della semipuleggia. I dati rilevati sono stati acquisiti ed elaborati per poter tracciare il profilo di scorrimento, fig. 3.15, e conoscerne in ogni punto la sua inclinazione.

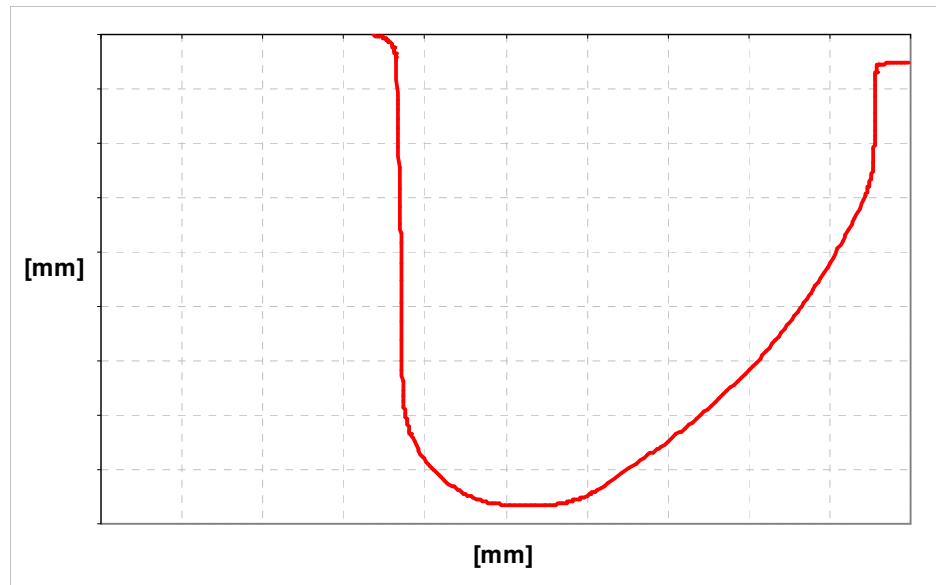


fig. 3.15 – Profilo di scorrimento di un rullo

3.11. Correlazione tra la posizione della cinghia e quella del rullo in funzione del numero di giri del motore

Si è voluto correlare, non essendo stata possibile una rilevazione sperimentale, la posizione istantanea del rullo, sul profilo di scorrimento della semipuleggia mobile, con il diametro primitivo assunto dalla cinghia sulla puleggia motrice. Il tutto in funzione del numero di giri n del motore e quindi della puleggia motrice n_m .

Per far ciò si è definito un sistema di riferimento come da fig. 3.16 con l'origine posta sull'asse di rotazione della semipuleggia mobile, l'asse x scelto coincidente con l'asse di rotazione della puleggia e diretto verso la semipuleggia mobile, l'asse y ortogonale al precedente e diretto verso

riferimento in esame (fig. 3.16), come $m_i = \tan(90 + \alpha_i)$.

Si può perciò impostare l'equazione della retta t passante per il punto I ed ortogonale alla retta s :

$$y - y_i = -\frac{1}{m_i} \cdot (x - x_i) \quad (3.18)$$

prendendo su tale retta, a partire dal punto di contatto I , un segmento di lunghezza pari al raggio r_r del rullo e diretto verso il medesimo, si individua (fig. 3.16) il centro $R (x_R, y_R)$ del rullo, avente le seguenti coordinate:

$$\begin{cases} x_R = x_i - a \\ y_R = y_i - b \end{cases} \quad (3.19)$$

dove a e b sono le proiezioni del segmento di lunghezza r_r sui rispettivi assi x ed y ; tramite semplici relazioni trigonometriche si può scrivere

$$b = a \cdot \tan \alpha_i \quad (3.20)$$

sostituendo nell'espressione di r_r si ha:

$$r_r = \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{a^2 + (a \cdot \tan \alpha_i)^2} = a \cdot \sqrt{1 + (\tan \alpha_i)^2} \quad (3.21)$$

da cui si ottiene:

$$\begin{cases} a = \frac{r_r}{\sqrt{1 + (\tan \alpha_i)^2}} \\ b = \frac{r_r \cdot \tan \alpha_i}{\sqrt{1 + (\tan \alpha_i)^2}} \end{cases} \quad (3.22)$$

Per cui, sostituendo le (3.22) nelle (3.19), le coordinate del punto R saranno:

$$\begin{cases} x_R = x_i - \frac{r_r}{\sqrt{1 + (\tan \alpha_i)^2}} \\ y_R = y_i - \frac{r_r \cdot \tan \alpha_i}{\sqrt{1 + (\tan \alpha_i)^2}} \end{cases} \quad (3.23)$$

Si può quindi scrivere l'equazione della retta p passante per il punto R ed ortogonale alla piastra fissa (fig. 3.16), la quale ha, nel sistema di riferimento, coefficiente angolare m_{pf} pari a $m_{pf} = \tan(90 - \xi)$, dove l'angolo ξ è definito tra la parallela alla piastra fissa e il verso positivo dell'asse y :

$$y - y_R = -\frac{1}{m_{pf}} \cdot (x - x_R) \quad (3.24)$$

prendendo su tale retta, a partire dal punto R, un segmento di lunghezza pari al raggio r_r del rullo e diretto verso la piastra fissa, si individua il punto P (x_P, y_P) avente le seguenti coordinate:

$$\begin{cases} x_P = x_R - c \\ y_P = x_R + d \end{cases} \quad (3.25)$$

dove c e d sono le proiezioni del segmento di lunghezza r_r sui rispettivi assi x ed y ; in analogia a quanto fatto per il punto R si può scrivere:

$$d = c \cdot \tan \xi \quad (3.26)$$

sostituendo nell'espressione di r_r si ha

$$r_r = \sqrt{c^2 + d^2} = \sqrt{c^2 + (c \cdot \tan \xi)^2} = c \cdot \sqrt{1 + (\tan \xi)^2} \quad (3.27)$$

da cui si ottiene:

$$\begin{cases} c = \frac{r_r}{\sqrt{1 + (\tan \xi)^2}} \\ d = \frac{r_r \cdot \tan \xi}{\sqrt{1 + (\tan \xi)^2}} \end{cases} \quad (3.28)$$

Per cui le coordinate del punto P saranno, sostituendo le (3.28) nelle (3.25):

$$\begin{cases} x_P = x_R - \frac{r_r}{\sqrt{1 + (\tan \xi)^2}} = x_i - \frac{r_r}{\sqrt{1 + (\tan \alpha_i)^2}} - \frac{r_r}{\sqrt{1 + (\tan \xi)^2}} \\ y_P = y_R + \frac{r_r \cdot \tan \xi}{\sqrt{1 + (\tan \xi)^2}} = y_i - \frac{r_r \cdot \tan \alpha_i}{\sqrt{1 + (\tan \alpha_i)^2}} + \frac{r_r \cdot \tan \xi}{\sqrt{1 + (\tan \xi)^2}} \end{cases} \quad (3.29)$$

Scrivendo poi l'equazione della retta passante per il punto P e parallela alla piastra fissa (fig. 3.16), che è rettilinea ed ha inclinazione costante si ha:

$$y - y_P = m_{pf} \cdot (x - x_P) \quad (3.30)$$

e determinandone, infine, l'intersezione con l'asse x si ha:

$$\begin{cases} y = 0 \\ y - y_p = m_{pf} \cdot (x - x_p) \end{cases} \Rightarrow -y_p = m_{pf} \cdot (x - x_p) \quad \text{da cui si ottiene:}$$

$$x_0 = x_p - \frac{y_p}{m_{pf}} \quad (3.31)$$

Il valore x_0 della (3.31) permette di correlare la posizione del rullo con lo spostamento assiale della semipuleggia mobile, al variare del numero di giri del motore. A questo punto, avendo precedentemente determinato una relazione tra la posizione della cinghia e quella della semipuleggia mobile, si può, sfruttando la relazione (3.16), correlare direttamente la posizione del rullo con quella della cinghia.

Avendo però fissato il sistema di riferimento come in fig. 3.16 risulta che il valore assoluto di x_0 va aumentando man mano che il rapporto di trasmissione aumenta, mentre nel caso della (3.16) lo spostamento assiale S_m va diminuendo all'aumentare del rapporto di trasmissione (si veda anche la fig. 3.13). Per rendere coerenti i due sistemi di riferimento basta porre:

$$S_m^* = S_{mMax} - S_m \quad (3.16b)$$

Dove nella precedente si è indicato con S_{mMax} il valore massimo dello spostamento assiale della flangia mobile.

Per correlare quindi la posizione del rullo con quella della cinghia basta

eguagliare la (3.31) con la (3.16b) ottenendo:

$$|x_0| = S_{m \text{ Max}} - S_m \quad (3.32)$$

Ripetendo i passaggi per ogni i-esimo punto di contatto tra rullo e profilo di scorrimento si correla esattamente la posizione del rullo con quella della cinghia al variare del numero di giri.

Capitolo 4

4. Studio della dinamica del variatore

Al fine di definire il modello matematico sono state analizzate le forze che si esercitano sui principali organi della trasmissione e le loro reciproche interazioni.

In particolare si è proceduto con lo studio delle

- Forze agenti sul correttore di coppia;
- Forze agenti sui rami della cinghia;
- Forze assiali che si esercitano sulle pulegge;
- Forze agenti sui pesi a rulli durante il transitorio di variazione;
- Spinta assiale esercitata dai rulli sulla semipuleggia;
- Andamento delle forze durante la variazione del rapporto.

4.1. Forze agenti sul correttore di coppia

Il complesso del correttore di coppia, costituito dalla molla di torsione e dai tre perni (disposti a 120° tra loro) che si impegnano in altrettante asole a sviluppo elicoidale, serve, come già detto precedentemente, a mantenere in tensione la cinghia sui piatti delle pulegge espandibili assialmente affinché possa avvenire la trasmissione del moto.

L'insieme dei perni e delle asole può essere assimilato, dal punto di vista delle forze in gioco, ad un'unica camma elicoidale accoppiata con un

perno, la quale genera una spinta assiale legata al valore istantaneo della coppia trasmessa.

La molla di torsione serve, invece, a garantire la forza assiale quando la coppia in gioco è molto bassa e, quindi, l'influenza della camma trascurabile.

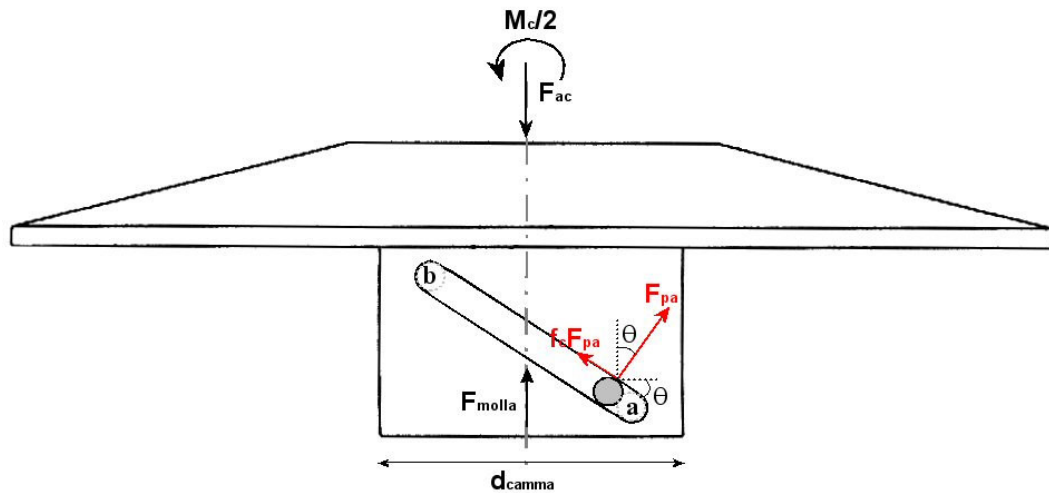


fig. 4.1 – Forze scambiate tra perno ed asola

Considerando la fig. 4.1 il perno esercita sull'asola, e perciò sulla flangia mobile, una forza normale F_{pa} ed una forza di attrito $f_c \cdot F_{pa}$, dove f_c rappresenta il coefficiente di attrito tra il perno e l'asola²⁰. Sulla semipuleggia mobile insistono inoltre la forza F_{molla} dovuta alla presenza della molla e la forza assiale F_{ac} che rappresenta la forza di reazione.

Definendo con θ l'inclinazione della camma, ovvero l'angolo formato dall'asola con la perpendicolare all'asse di rotazione della puleggia, con d_{camma} il diametro del cilindro su cui è ricavata la camma (fig. 4.1), ed

²⁰ considerando che durante la variazione del rapporto di trasmissione il moto relativo tra il perno e la semipuleggia mobile è tale che il perno passi dal punto *a* al punto *b* della fig. 4.1, la forza di attrito che il perno esercita sulla camma è diretta come in fig. 4.1 in modo tale da opporsi al moto relativo.

effettuando l'equilibrio delle forze, in direzione assiale, e dei momenti, intorno all'asse di rotazione della puleggia, si ottiene:

$$\begin{cases} F_{ac} - F_{pa} \cdot \cos \theta - f_c \cdot F_{pa} \cdot \sin \theta - F_{molla} = 0 \\ F_{pa} \cdot \frac{d_{camma}}{2} \cdot \sin \theta - f_c \cdot F_{pa} \cdot \frac{d_{camma}}{2} \cdot \cos \theta - \frac{M_c}{2} = 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

Il termine M_c , nella seconda equazione del sistema (4.1), rappresenta la coppia, agente sulla puleggia condotta, generata dalle tensioni (T_1 e t_1) che si esercitano sui rami della cinghia. Essendo inoltre l'equilibrio alla rotazione relativo alla semipuleggia, e sotto l'ipotesi che la coppia si ripartisca uniformemente su entrambe le semipulegge, il termine M_c è diviso a metà.

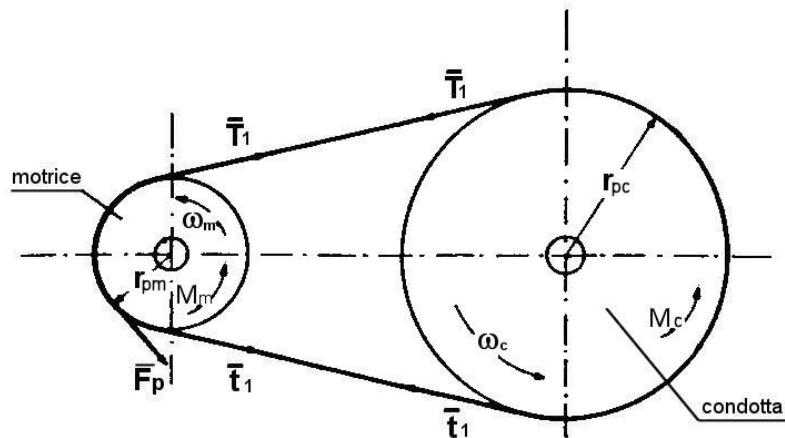


fig. 4.2 – Rappresentazione schematica della trasmissione

Con riferimento alla fig. 4.2 ed indicando con d_{pc} il diametro primitivo della puleggia condotta l'espressione del momento M_c è data da:

$$M_c = (T_1 - t_1) \cdot \frac{d_{pc}}{2} \quad (4.2)$$

La (4.2) può essere scritta in funzione del momento motore M_m mediante la seguente relazione:

$$M_c = \frac{M_m \cdot 2}{d_{pm}} \cdot \frac{d_{pc}}{2} = \frac{M_m}{\tau} \quad (4.3)$$

per cui il sistema (4.1) diviene:

$$\begin{cases} F_{ac} = F_{pa} \cdot (\cos \theta + f_c \cdot \operatorname{sen} \theta) + F_{molla} \\ F_{pa} \cdot \frac{d_{camma}}{2} \cdot (\operatorname{sen} \theta - f_c \cdot \cos \theta) = \frac{M_m}{2 \cdot \tau} \end{cases} \quad (4.4)$$

Ricavando dalla seconda equazione del sistema (4.4) la forza F_{pa} e sostituendola nella prima equazione si ottiene la forza assiale F_{ac} :

$$\begin{cases} F_{pa} = \frac{M_m}{2 \cdot \tau} \cdot \frac{2}{d_{camma} \cdot (\operatorname{sen} \theta - f_c \cdot \cos \theta)} = \frac{M_m}{d_{camma} \cdot \tau \cdot (\operatorname{sen} \theta - f_c \cdot \cos \theta)} \\ F_{ac} = \frac{M_m}{d_{camma} \cdot \tau} \cdot \frac{(\cos \theta + f_c \cdot \operatorname{sen} \theta)}{(\operatorname{sen} \theta - f_c \cdot \cos \theta)} + F_{molla} \end{cases} \quad (4.5)$$

Conoscendo le caratteristiche della molla di contrasto, ovvero il precarico F_0 e la caratteristica elastica k , la forza della molla è nota e pari a:

$$F_{molla} = F_0 + k \cdot S_c \quad (4.6)$$

dove il termine $k \cdot S_c$ rappresenta la forza generata dalla compressione della molla stessa dovuta allo spostamento assiale S_c della semipuleggia mobile.

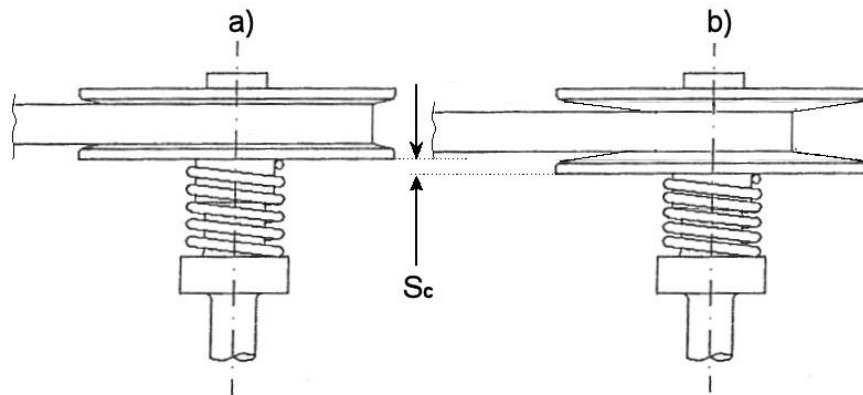


fig. 4.3 – Compressione della molla

Infatti, in fase di accelerazione, la cinghia tende ad avvolgersi, sulla puleggia condotta, su diametri sempre minori, costringendo quindi la flangia mobile a spostarsi assialmente. Passando ad esempio dalla situazione a) alla situazione b) di fig. 4.3 la molla viene compressa dallo spostamento assiale S_c subito dalla semipuleggia mobile.

Quindi la forza assiale F_{ac} risulta essere uguale a:

$$F_{ac} = \frac{M_m}{d_{camma} \cdot \tau} \cdot \frac{(\cos \theta + f_c \cdot \sin \theta)}{(\sin \theta - f_c \cdot \cos \theta)} + F_0 + k \cdot S_c \quad (4.7)$$

Noti perciò:

- la coppia M_m sulla puleggia motrice;
- le dimensioni caratteristiche del correttore di coppia: l'angolo θ ed il diametro d_{camma} ;
- il coefficiente di attrito f_c tra perno e asola;
- la caratteristica della molla di torsione: F_0 e k ;
- la geometria della trasmissione, cioè il rapporto di trasmissione τ e lo spostamento assiale S_c della flangia mobile condotta.

Si può quindi, mediante la (4.7), determinare la forza assiale F_{ac} di reazione agente sulla puleggia condotta ed associata ad un ben definito valore di coppia. Tale forza è uguale in modulo, ed opposta in verso, alla forza assiale F_{m+c} esercitata dall'insieme molla più camma sulla puleggia condotta (fig. 4.1):

$$F_{m+c} = F_{ac} = F_{\text{camma}} + F_{\text{molla}} \quad (4.8)$$

dalla (4.7) per mezzo della (4.8) e (4.6) si ottiene che la forza esercitata dalla sola camma è pari perciò a:

$$F_{\text{camma}} = \frac{M_m}{d_{\text{camma}} \cdot \tau} \cdot \frac{(\cos \theta + f_c \cdot \sin \theta)}{(\sin \theta - f_c \cdot \cos \theta)} \quad (4.9)$$

4.2. Forze agenti sui rami della cinghia

Le note relazioni che permettono di determinare le tensioni agenti sui rami della cinghia nel caso di una trasmissione a cinghia aperta con due pulegge, valgono, nel caso di un variatore continuo di velocità a cinghia trapezoidale, solamente nel caso stazionario dove il sistema è perfettamente analogo alla trasmissione su indicata.

Volendo invece studiare il funzionamento del variatore durante i transitori di funzionamento, ovvero durante la fase di cambiata, tali relazioni non sono più valide in quanto la variazione del rapporto di trasmissione è basata sul principio della variazione dei diametri di lavoro della cinghia sulle pulegge. Quindi nella realtà la cinghia si muove sia in direzione radiale che circonferenziale (fig. 4.4).

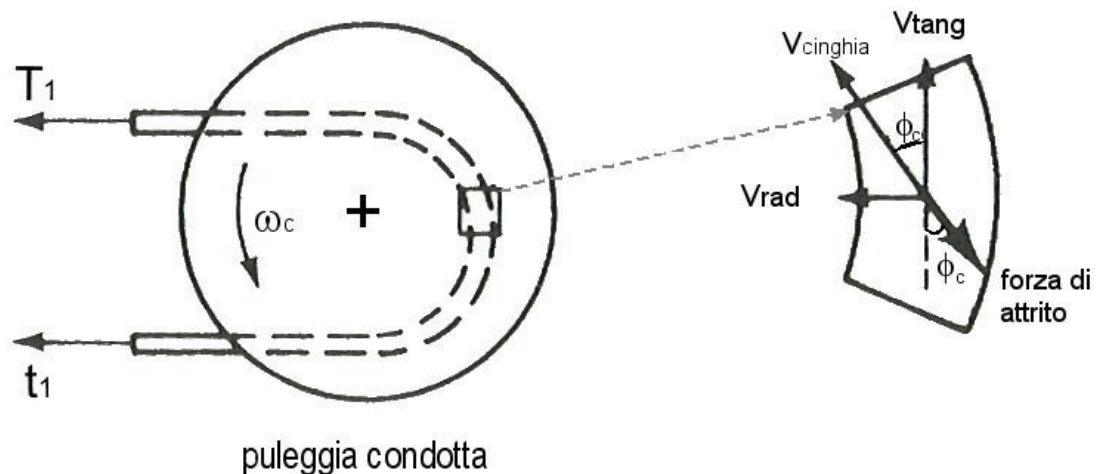


fig. 4.4 – Traiettoria della cinghia sulla puleggia in presenza di moto radiale della cinghia

Il moto radiale provoca una componente di forza d'attrito radiale e rende perciò non circolare la traiettoria della cinghia (fig. 4.4).

Per tenere conto di tale fenomeno si è introdotto un angolo di attrito ϕ_c , vedi fig. 4.4, definito come l'angolo formato dalla direzione della velocità v_{cinghia} della cinghia con la direzione della sua componente tangenziale v_{tang} .

Le tensioni T_1 e t_1 agenti sui rami della cinghia durante il transitorio vengono perciò determinate, tramite una formula sperimentale²¹, in funzione della forza assiale F_{m+c} esercitata dal correttore di coppia e riferendosi alla puleggia condotta dato che il complesso del correttore è montato su quest'ultima.

Per il calcolo delle tensioni si utilizza la seguente formula, che tiene in considerazione sia la geometria della trasmissione che l'angolo ϕ_c di attrito:

$$\frac{T_1}{t_1} = \exp \left(\frac{f^* \cdot \alpha_{\text{avvc}} \cdot \cos \phi_c}{f^* \cdot \sin \phi_c \cdot \cos \frac{\beta}{2} + \sin \frac{\beta}{2}} \right) \quad (4.10)$$

Dove nella (4.10) si è indicato con:

- f^* coefficiente di attrito tra cinghia e puleggia
- α_{avvc} angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia condotta
- ϕ_c angolo di attrito
- β angolo della gola della puleggia

Mettendo a sistema la (4.10) con l'equazione (4.2) che correla la coppia M_c con le tensioni agenti sui rami della cinghia, ed utilizzando anche la (3.36) si ottiene il seguente sistema:

²¹ L. R. Oliver, C. O. Johnson, W. F. Breig – “Agricultural V-belt drive design” – DAYCO Corporation

$$\begin{cases} \frac{T_1}{t_1} = \exp\left(\frac{f^* \cdot \alpha_{avvc} \cdot \cos\phi_c}{f^* \cdot \text{sen}\phi_c \cdot \cos\frac{\beta}{2} + \text{sen}\frac{\beta}{2}}\right) \\ T_1 - t_1 = M_c \cdot \frac{2}{d_{pc}} = M_m \cdot \frac{2}{d_{pm}} \end{cases} \quad (4.11)$$

ricavando dalla seconda equazione del sistema (4.11) il termine t_1 e sostituendolo nella prima si ha:

$$\begin{cases} T_1 = \exp\left(\frac{f^* \cdot \alpha_{avvc} \cdot \cos\phi_c}{f^* \cdot \text{sen}\phi_c \cdot \cos\frac{\beta}{2} + \text{sen}\frac{\beta}{2}}\right) \cdot \left(T_1 - M_m \cdot \frac{2}{d_{pm}}\right) \\ t_1 = T_1 - M_m \cdot \frac{2}{d_{pm}} \end{cases} \quad (4.12)$$

Dalla (4.12) con semplici passaggi si ottiene, infine, l'espressione delle tensioni T_1 e t_1 :

$$\begin{cases} T_1 = \frac{\exp\left(\frac{f^* \cdot \alpha_{avvc} \cdot \cos\phi_c}{f^* \cdot \text{sen}\phi_c \cdot \cos\frac{\beta}{2} + \text{sen}\frac{\beta}{2}}\right) \cdot M_m \cdot \frac{2}{d_{pm}}}{\exp\left(\frac{f^* \cdot \alpha_{avvc} \cdot \cos\phi_c}{f^* \cdot \text{sen}\phi_c \cdot \cos\frac{\beta}{2} + \text{sen}\frac{\beta}{2}}\right) - 1} \\ t_1 = T_1 - M_m \cdot \frac{2}{d_{pm}} \end{cases} \quad (4.13)$$

Nel sistema (4.13) l'unica incognita è l'angolo di attrito ϕ_c che viene determinato, grazie alla conoscenza della geometria della trasmissione, per mezzo della seguente formula sperimentale:

$$\phi_c = \arcsen \frac{\text{sen}\beta + \sqrt{\text{sen}^2\beta - 4 \cdot \left(4A + \text{sen}^2 \frac{\beta}{2}\right) \cdot \left(\cos^2 \frac{\beta}{2} - 4f^{*2} \cdot A\right)}}{2f^* \cdot \left(4A + \text{sen}^2 \frac{\beta}{2}\right)} \quad (4.14)$$

Dove nella precedente il termine A è rappresentato da:

$$A = \left(\frac{F_{ac} \cdot d_{pm}}{M_m \cdot 2} \right)^2 \quad (4.15)$$

Quindi una volta nota, dalle equazioni (4.7) e (4.8), la forza F_{m+c} la si sostituisce nella (4.15) e per mezzo della (4.14) e (4.13) si possono determinare le tensioni T_1 e t_1 .

4.3. Forze assiali che si esercitano sulle pulegge

La forza assiale che si esercita sulla puleggia condotta è definita dalla forza F_{m+c} sviluppata dal gruppo camma più molla.

Per definire, invece, la forza assiale F_{am} agente sulla puleggia motrice, durante il transitorio di funzionamento, si ricorre ad un'equazione che tenga conto, anch'essa, del fatto che la traiettoria della cinghia sulla puleggia non è più circonferenziale a causa della componente radiale della velocità (fig. 4.5) che, durante la fase di cambiata, tende a far aumentare il diametro di avvolgimento della cinghia sulla puleggia (fig. 3.10).

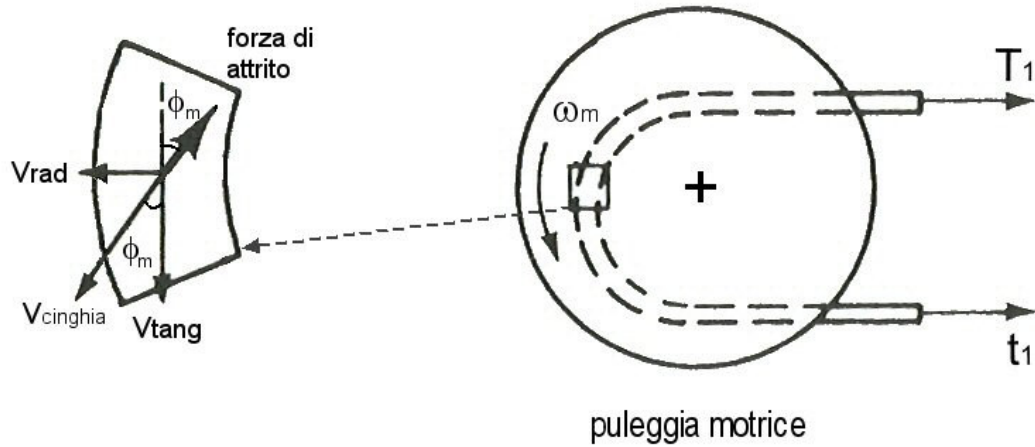


fig. 4.5 – Spostamento radiale della cinghia, sulla puleggia motrice, durante la variazione del rapporto di trasmissione

In analogia alla puleggia condotta anche per la motrice il moto radiale genera una forza di attrito il cui angolo ϕ_m viene calcolato mediante la seguente formula sperimentale:

$$\phi_m = \arcsen \frac{-B \cdot \sin \beta + \sqrt{(B \cdot \sin \beta)^2 - 4 \left(B \cdot \cos^2 \frac{\beta}{2} + \alpha_{avv\ m}^2 \right) \cdot \left(B \cdot \sin^2 \frac{\beta}{2} - f^{*2} \cdot \alpha_{avv\ m}^2 \right)}}{2f^{*2} \cdot \left(B \cdot \cos^2 \frac{\beta}{2} + \alpha_{avv\ m}^2 \right)} \quad (4.16)$$

Dove nella (4.16) si è indicato con:

- f^* coefficiente di attrito tra cinghia e puleggia
- $\alpha_{avv\ m}$ angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia motrice
- ϕ_m angolo di attrito
- β angolo della gola della puleggia

mentre il termine B è dato da:

$$B = \left(\ln \frac{T_1}{t_1} \right)^2 \quad (4.17)$$

Perciò una volta determinate le tensioni (T_1 e t_1) agenti sui rami della cinghia per mezzo della (4.16) e (4.17) si individua l'angolo ϕ_m e, sostituendolo nella seguente relazione, si determina la forza F_{am} agente sulla puleggia motrice:

$$F_{am} = (T_1 - t_1) \cdot \left(\frac{\cos \frac{\beta}{2} - f^* \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot \sin \phi_m}{2f^* \cdot \cos \phi_m} \right) \quad (4.18)$$

4.4. Forze agenti sui pesi a rulli durante il transitorio di variazione

Per l'analisi delle forze agenti, durante la variazione del rapporto di trasmissione, sui pesi a rulli presenti all'interno della semipuleggia motrice mobile, ci si riferisce, data la simmetria del sistema in esame, al singolo rullo.

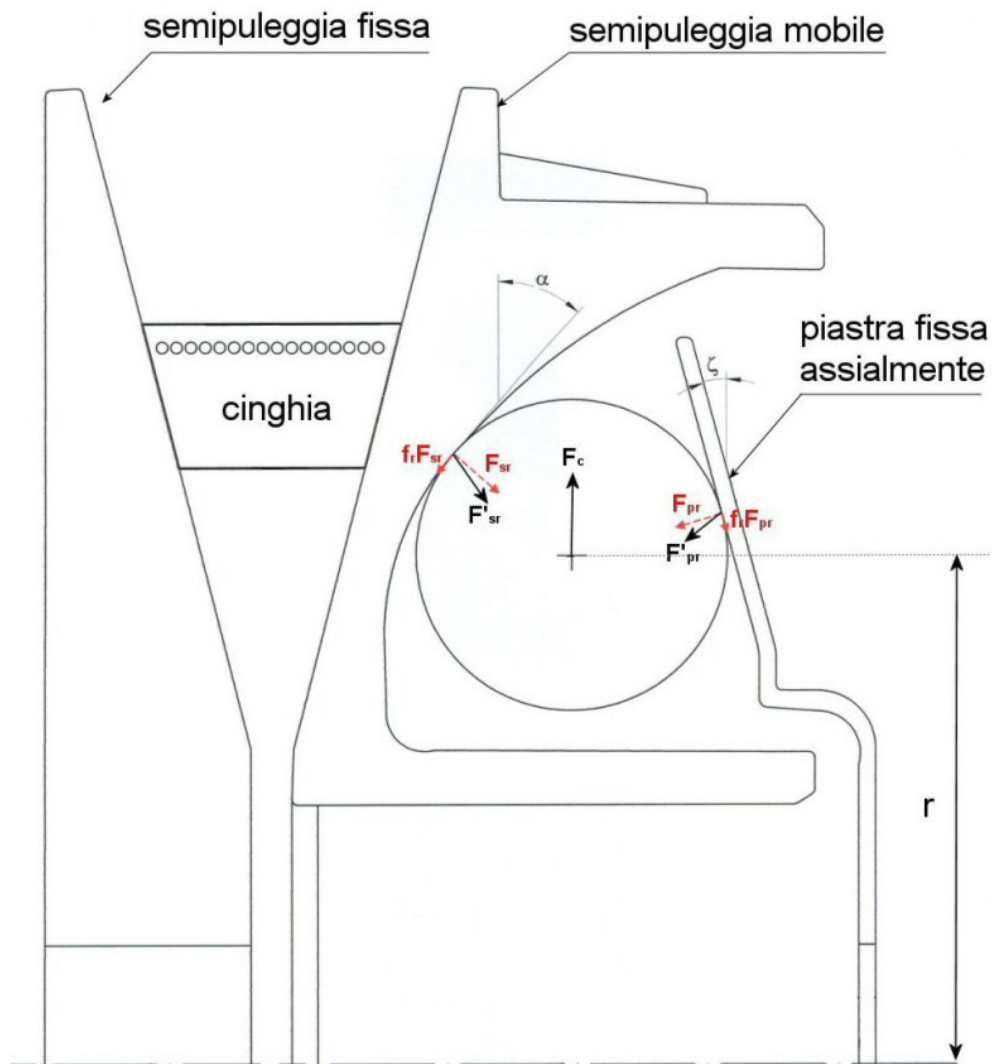


fig. 4.6 – Forze agenti su di un singolo peso a rullo

Sul rullo (fig. 4.6) agiscono quindi:

- La forza centrifuga F_c ;
- la forza F'_{sr} esercitata dalla semipuleggia sul rullo;
- la forza F'_{pr} che la piastra fissa esercita sul rullo;

4.4.1. Forza centrifuga

L'espressione della forza centrifuga F_c che agisce su di un singolo rullo può essere scritta come:

$$F_c = m \cdot \omega_m^2 \cdot r \quad (4.19)$$

dove si indica con m la massa del rullo, con r la distanza del suo baricentro dall'asse di rotazione della puleggia motrice (fig. 4.6) e con ω_m la velocità angolare di rotazione della puleggia motrice.

La velocità angolare di rotazione è correlata al numero di giri della puleggia motrice n_m (ovvero al numero di giri n del motore essendo la puleggia motrice calettata direttamente sull'albero motore) tramite la seguente relazione:

$$\omega_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.20)$$

Quindi sostituendo la (4.20) nell'equazione (4.19) si ottiene, per la forza centrifuga, la seguente espressione:

$$F_c = m \cdot \left(\frac{2\pi \cdot n}{60} \right)^2 \cdot r \quad (4.21)$$

4.4.2. Forza esercitata dalla semipuleggia sul rullo

Durante la variazione del rapporto di trasmissione il rullo si sposta lungo il profilo di scorrimento ricavato nella flangia mobile. Il moto relativo tra rullo e flangia è, in fase di accelerazione, tale da vedere il rullo spostarsi, sul profilo di scorrimento, dal basso verso l'alto (fig. 4.7).

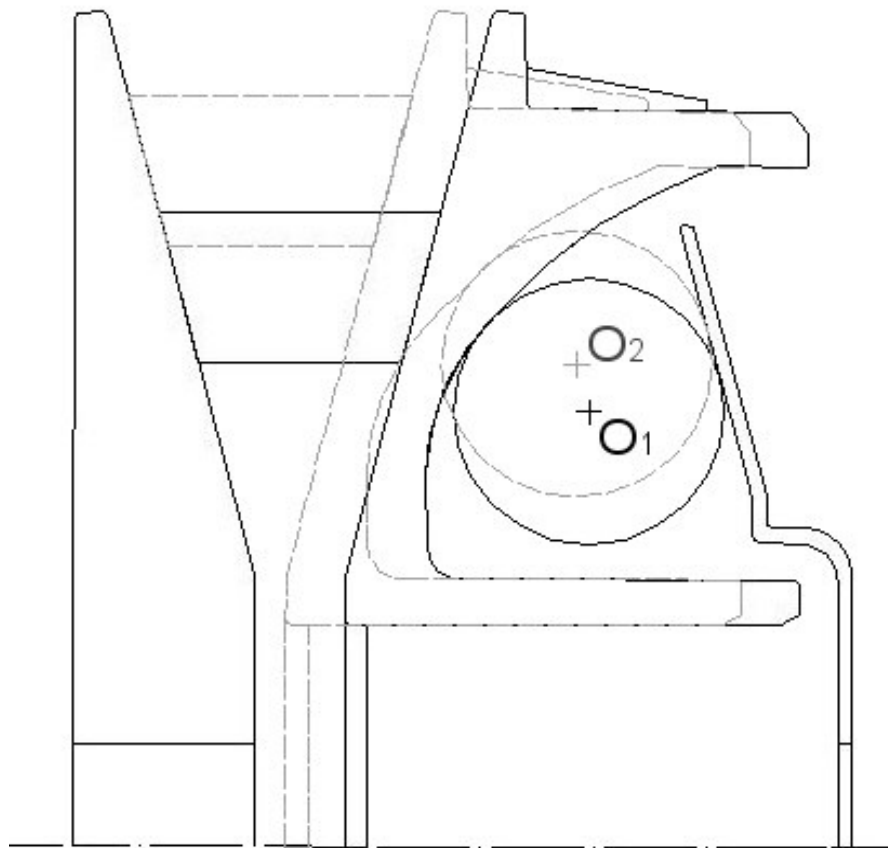


fig. 4.7 – Spostamento assiale semipuleggia mobile

Si manifesta perciò che la reazione F'_{sr} che la semipuleggia esercita sul rullo risulta inclinata, rispetto alla normale nel punto A di contatto, di un angolo α' (angolo di attrito) in modo tale da opporsi al moto relativo (fig. 4.8).

La forza F'_{sr} possiede quindi una componente normale F_{sr} diretta verso il centro del rullo ed una componente tangenziale $f_r F_{sr}$ diretta secondo la tangente comune alle superfici a contatto, e con verso opposto a quello del moto relativo, (fig. 4.8).

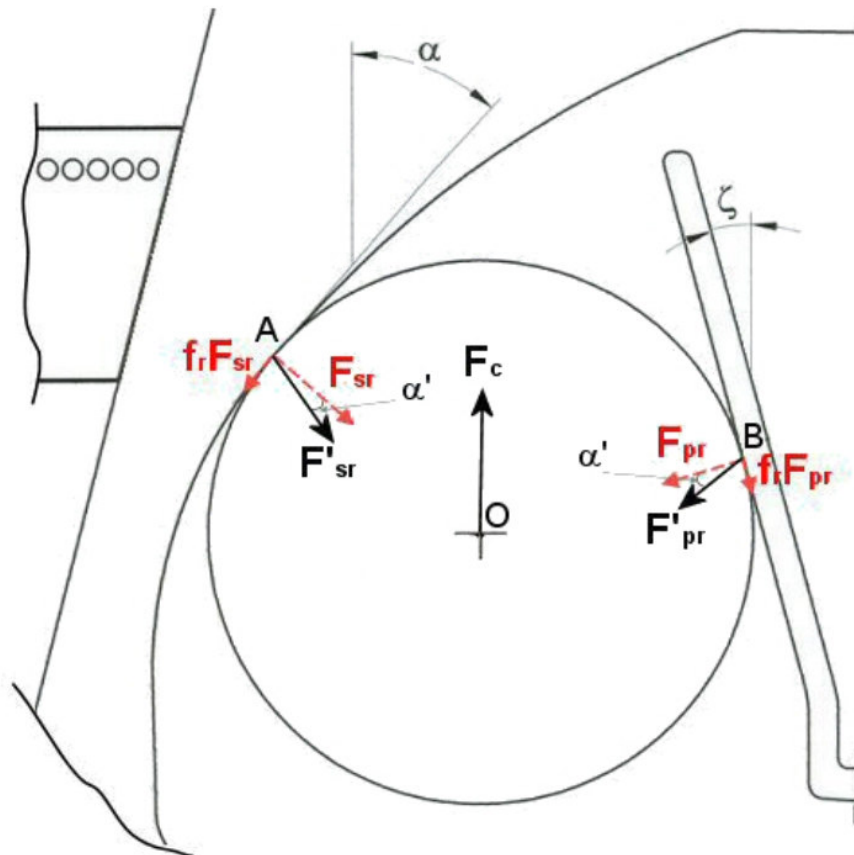


fig. 4.8 – Forze agenti sul rullo

4.4.3. Forza che la piastra fissa esercita sul rullo

La reazione F'_{pr} che la piastra fissa (fig. 4.8) esercita sul rullo, risulta anch'essa inclinata, rispetto alla normale nel punto B di contatto (fig. 4.8), dell'angolo α' in modo tale da opporsi al moto relativo.

La forza F'_{pr} può essere, in ugual modo alla F'_{sr} , scomposta in due componenti: una componente normale F_{pr} diretta verso il centro del rullo ed una componente tangenziale $f_r F_{pr}$, diretta secondo la tangente comune alle superfici a contatto nel punto B e con verso opposto a quello del moto relativo.

Conoscendo la massa a rullo e la distanza del suo baricentro dall'asse di rotazione della puleggia motrice (data la correlazione tra la posizione del rullo e quella della cinghia, per ogni punto della curva di cambiata, è nota anche la posizione del suo baricentro e, quindi, la distanza dall'asse di rotazione), unitamente alla conoscenza della curva di cambiata dello scooter in esame, è perfettamente determinata, tramite la (4.21), la forza centrifuga agente su ogni rullo.

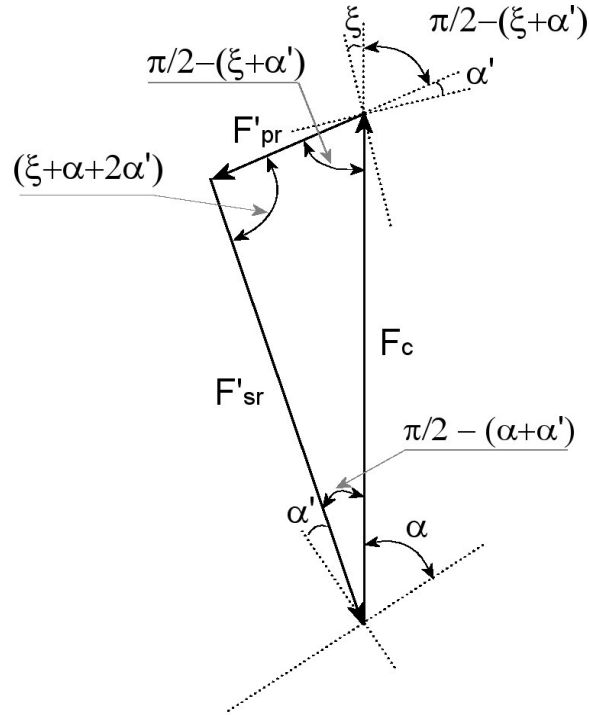


fig. 4.9 – Triangolo delle forze agenti sul rullo

Si possono perciò determinare, in funzione della forza centrifuga, le reazioni, F_{sr} e F_{pr} , agenti sul rullo.

Con riferimento al triangolo delle forze di fig. 4.9 e dalle formule relative ai triangoli obliquangoli si può scrivere:

$$F'_{sr} = F_c \cdot \frac{\text{sen}\left[\frac{\pi}{2} - (\xi + \alpha')\right]}{\text{sen}(\alpha + \xi + 2\alpha')} \quad (4.22)$$

o meglio

$$F'_{sr} = F_c \cdot \frac{\cos(\xi + \alpha')}{\text{sen}(\alpha + \xi + 2\alpha')} \quad (4.23)$$

Per la forza scambiata dalla piastra fissa con il rullo (fig. 4.9) vale la seguente relazione:

$$F'_{pr} = F_c \cdot \frac{\text{sen}\left[\frac{\pi}{2} - (\alpha + \alpha')\right]}{\text{sen}(\alpha + \xi + 2\alpha')} = F_c \cdot \frac{\cos(\alpha + \alpha')}{\text{sen}(\alpha + \xi + 2\alpha')} \quad (4.24)$$

Dato che gli angoli ξ ed α' sono noti e costanti ed inoltre l'angolo α del profilo di scorrimento del rullo è stato determinato durante la rilevazione del profilo stesso, per mezzo delle (4.23) e (4.24) sono perciò note, in funzione della forza centrifuga calcolata con la (4.21) e per ogni punto della curva di cambiata, le forze scambiate dalla semipuleggia e dalla piastra fissa con il rullo.

4.5. Spinta assiale esercitata dai rulli sulla semipuleggia

Al fine dell'elaborazione di un modello matematico che approssimi al meglio il transitorio di funzionamento della trasmissione è necessaria la conoscenza della spinta assiale F_{ar} esercitata dai pesi a rulli sulla flangia mobile (fig. 4.10).

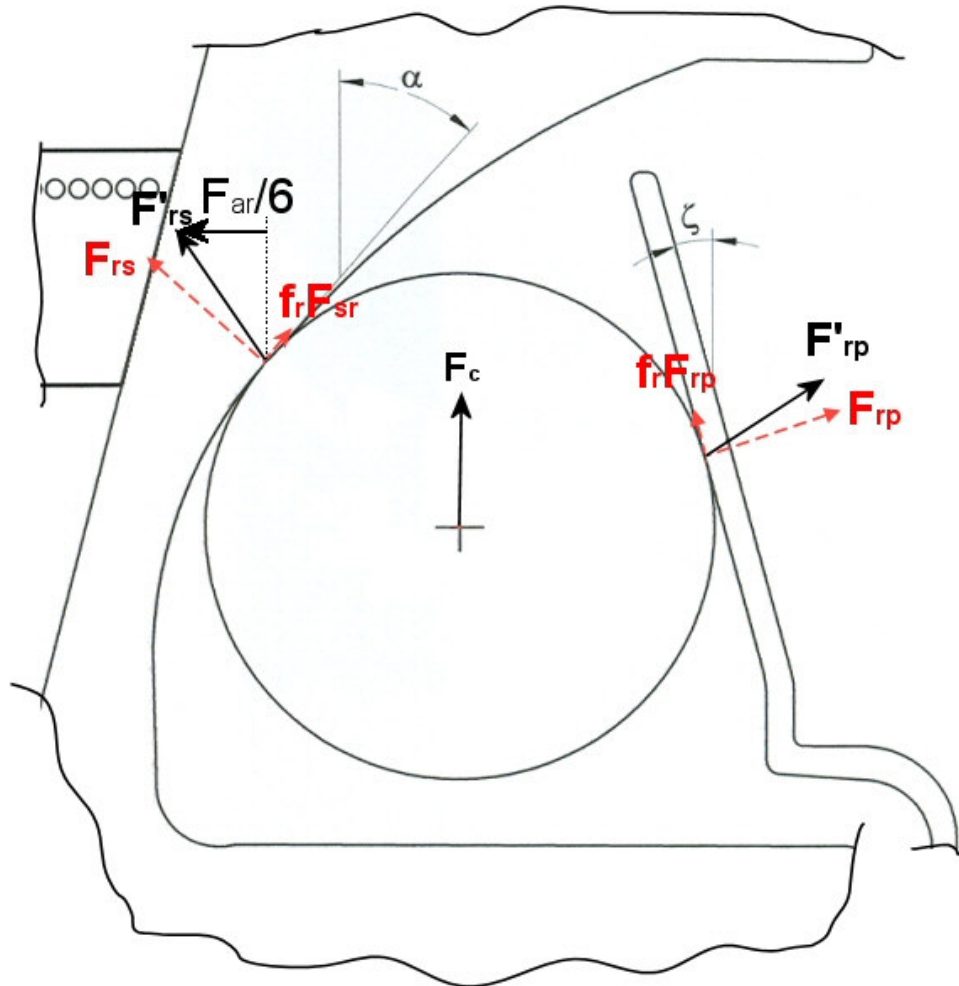


fig. 4.10 – Forze esercitate dal rullo sulla semipuleggia mobile e sulla piastra fissa

Ingrandendo la forza scambiata tra il rullo ed il profilo di scorrimento si ha, fig. 4.11:

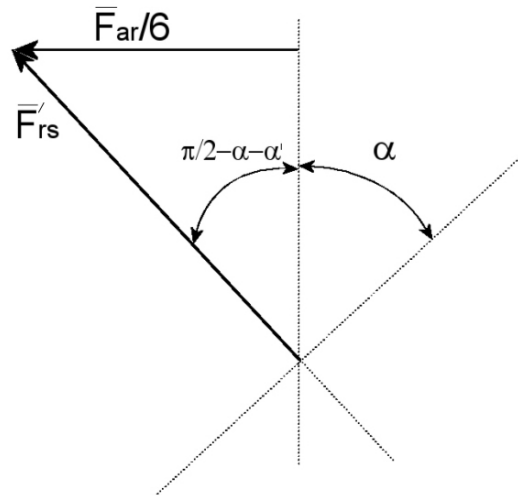


fig. 4.11 – Forza assiale

Con riferimento alla fig. 4.11 è possibile scrivere:

$$\frac{F_{ar}}{6} = F'_{rs} \cdot \text{sen} \left[\frac{\pi}{2} - (\alpha + \alpha') \right] = F'_{rs} \cdot \cos(\alpha + \alpha') \quad (4.25)$$

Nell'equazione precedente il termine della spinta assiale F_{ar} è diviso per il numero totale dei pesi a rulli presenti all'interno della semipuleggia (sei nel caso in esame) in quanto si sta considerando la forza che il singolo rullo esercita sulla semipuleggia stessa.

La forza F'_{rs} che il rullo esercita sulla semipuleggia è nota in quanto uguale in modulo alla forza F'_{sr} che la semipuleggia esercita sul rullo e

diretta in verso opposto a quest'ultima. Sostituendo perciò nella (4.25) l'espressione (4.23) si ottiene, per la forza assiale esercitata dal singolo rullo:

$$\frac{F_{ar}}{6} = F_c \cdot \cos(\alpha + \alpha') \cdot \frac{\cos(\xi + \alpha')}{\sin(\alpha + \xi + 2\alpha')} \quad (4.26)$$

dalla (4.26) si ha che la forza assiale complessiva esercitata dai rulli è pari a:

$$F_{ar} = 6 \cdot F_c \cdot \cos(\alpha + \alpha') \cdot \frac{\cos(\xi + \alpha')}{\sin(\alpha + \xi + 2\alpha')} \quad (4.27)$$

4.6. Andamento delle forze durante la variazione del rapporto di trasmissione

Dalla conoscenza delle forze agenti sulla semipuleggia mobile motrice, tramite la (4.27) e la (4.18), si può comprendere il funzionamento della trasmissione durante la variazione del rapporto.

Nella (4.27) le variabili sono la forza centrifuga F_c agente sul rullo e l'inclinazione α del profilo di scorrimento. La forza F_c a sua volta è funzione, per la (4.21), della massa m del rullo, del numero di giri n del motore e della distanza r del baricentro del rullo dall'asse di rotazione della puleggia. Nella (4.18) invece le variabili sono l'angolo di attrito ϕ_m e le tensioni (T_1 e t_1) agenti sui rami della cinghia.

Al fine di conoscere l'andamento delle forze assiali F_{am} ed F_{ar} devono perciò essere note tali variabili per ogni istante della fase di accelerazione. Dalla curva di cambiata è noto il numero di giri del motore in funzione della velocità del veicolo. Come visto la geometria della trasmissione è perfettamente nota per ogni istante, ovvero per ogni numero di giri della puleggia motrice. Avendo, inoltre, correlato la posizione del rullo con quella della cinghia sulle pulegge si conosce sia la distanza r che l'inclinazione α del profilo di scorrimento per tutta la fase di accelerazione in cui si rileva la curva di cambiata. E' quindi possibile conoscere l'andamento delle forze assiali per ogni punto della curva di cambiata (tabella 4.1).

n [giri/min]	α [°]	r [mm]	F_c [dN]	F_{ar} [dN]	T_1 [dN]	t_1 [dN]	ϕ [°]	F_{am} [dN]
5.000	31,76	26,92	8,79	32,09	66,98	24,18	62,14	67,13
5.500	31,76	26,92	10,64	38,83	70,57	24,59	61,23	70,12
6.000	31,76	26,92	12,66	46,21	72,67	24,82	60,74	71,90
6.500	31,76	26,92	14,86	54,24	75,62	25,16	60,08	74,37
7.000	31,76	26,92	17,24	62,90	76,71	25,28	59,85	75,30
7.500	31,76	26,92	19,79	72,21	72,44	24,77	60,81	71,77
7.800	31,15	27,87	22,16	81,77	70,48	24,49	61,31	70,30
7.900	31,30	28,34	23,11	85,02	67,48	24,07	62,15	68,11
7.875	34,19	29,92	24,24	84,57	62,90	23,48	63,63	64,90
7.800	37,46	30,93	24,59	80,55	59,33	23,10	64,98	62,55
7.775	40,15	31,99	25,27	78,39	56,68	22,87	66,14	60,92
7.750	42,41	32,83	25,77	76,21	54,60	22,75	67,16	59,75
7.775	44,81	33,63	26,56	74,47	53,00	22,70	68,03	58,92
7.800	47,26	34,32	27,28	72,21	51,72	22,69	68,80	58,33
7.850	49,45	34,85	28,06	70,29	50,68	22,71	69,47	57,90
7.750	51,52	35,41	27,79	65,85	49,62	22,78	70,22	57,56
7.600	52,87	35,83	27,04	61,67	48,69	22,87	70,95	57,36
7.675	54,81	36,28	27,93	60,09	48,13	22,95	71,41	57,25
7.775	55,98	36,56	28,87	59,87	47,65	23,02	71,82	57,17
7.950	56,49	36,70	30,30	61,79	47,30	23,09	72,12	57,11
8.100	56,49	36,70	31,46	64,14	47,22	23,09	72,17	57,04
8.350	57,14	36,82	33,54	66,90	46,02	23,19	72,90	56,16

tabella 4.1 – Forze assiali agenti sulla semipuleggia mobile

Dove per il veicolo in esame sono stati adottati i seguenti valori:

coefficiente di attrito tra cinghia e pulegge: $f^* = 0,57$
 Angolo della piastra fissa: $\xi = 30^\circ$
 angolo della gola delle pulegge: $\beta = 30^\circ$
 massa di un singolo rullo: $m = 11,7 \text{ g}$

L'andamento delle forze è riportato, nella fig. 4.12, a partire dal punto di completo innesto della frizione (corrispondente al punto B della curva di cambiata della fig. 4.13) in quanto ai fini della trattazione non interessa la fase di innesto della frizione stessa.



fig. 4.12 – Andamento delle forze assiali agenti sulla semipuleggia mobile motrice

Dalla fig. 4.12 (con riferimento anche alla fig. 4.13) si osserva che fino a quando la forza assiale F_{ar} , che i rulli esplicano sulla semipuleggia, è

inferiore a quella assiale F_{am} , esercitata dalla cinghia sulla semipuleggia e che si oppone allo spostamento assiale della stessa (fig. 4.14), permane la marcia corta (tratto BC).

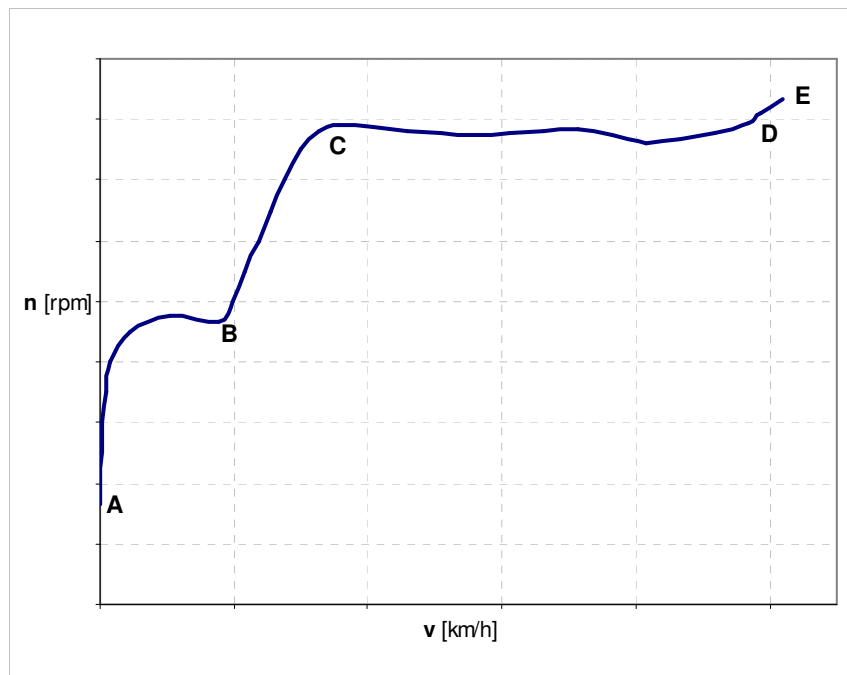


fig. 4.13 – Curva di cambiata

Nel momento in cui (dal punto C in poi di fig. 4.12) la forza F_{ar} supera il valore della forza F_{am} la semipuleggia mobile è libera di spostarsi assialmente verso quella fissa, facendo salire radialmente la cinghia ed aumentando, quindi, il diametro di avvolgimento sulla puleggia. Dal punto C in poi si ha perciò la variazione del rapporto di trasmissione fino al punto D di fig. 4.12 dove lo spostamento assiale della semipuleggia mobile è giunto a fine corsa ed il diametro non può aumentare ulteriormente; si è perciò raggiunto il rapporto massimo di trasmissione corrispondente alla marcia lunga.

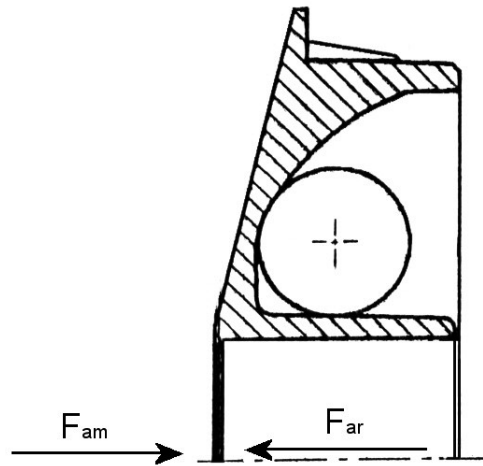


fig. 4.14 – Forze assiali che si esercitano sulla flangia mobile

Si osserva inoltre che la differenza tra la F_{ar} e la F_{am} nel tratto CD di fig. 4.12 dà una stima della rapidità con cui avviene la variazione del rapporto di trasmissione.

4.7. Influenza sulla curva di cambiata dei principali parametri di progetto della trasmissione

La curva di cambiata per veicoli dotati di variatori centrifughi di velocità a cinghia trapezoidale, è influenzata da diversi fattori, agendo sui quali si va a modificare la curva di cambiata stessa. I principali componenti su cui si può intervenire per ottenere una curva di cambiata il più possibile prossima a quella voluta sono:

- pesi a rulli;
- rampa di scorrimento dei rulli;
- molla di contrasto;
- asola del correttore di coppia.

4.7.1. Pesì a rulli

Variando il peso delle massette (o rulli) presenti all'interno della semipuleggia mobile motrice si va ad agire sul punto di lavoro del motore, ovvero in base alle caratteristiche di potenza e coppia del motore che equipaggia il veicolo si può decidere il numero di giri a cui far avvenire la variazione del rapporto di trasmissione (tratto CD di fig. 4.13). Infatti dall'equazione (4.27) si osserva che la forza assiale F_{ar} , responsabile dello spostamento della semipuleggia mobile motrice, è funzione della forza centrifuga F_c , ovviamente dipendente dalla massa dei rulli stessi.

Dalla (4.27) si comprende perciò che a parità di forza centrifuga, e quindi di forza F_{ar} necessaria a far avvenire lo spostamento assiale della semipuleggia mobile, variando il peso dei rulli, mantenendo inalterati tutti gli altri parametri, deve di conseguenza modificarsi anche il numero di

giri del motore, data la dipendenza, equazione (4.21) della forza centrifuga dal numero di giri del motore.

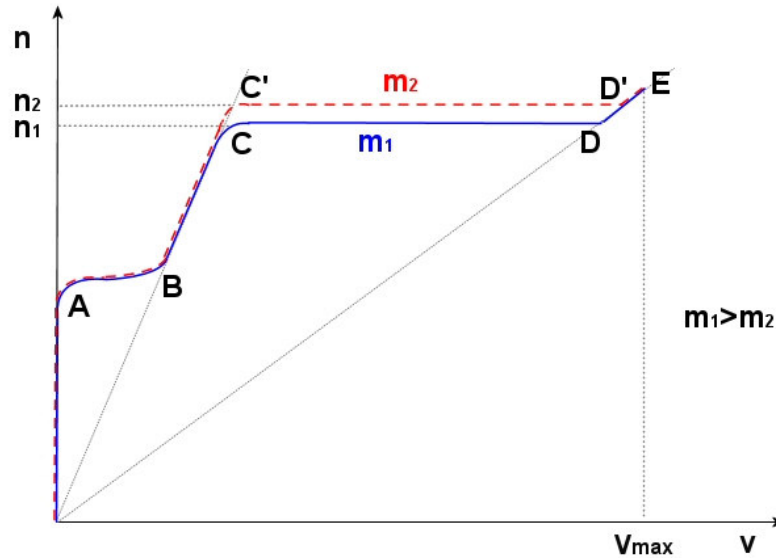


fig. 4.15 – Influenza della variazione del peso dei rulli sulla curva di cambiata

Nel caso si voglia far lavorare il motore ad un regime di giri maggiore, ad esempio per sfruttare al meglio le prestazioni del propulsore, si può ridurre il peso delle massette, passando dal valore m_1 al valore m_2 (fig. 4.15). Per la (4.21) si osserva che per sviluppare il medesimo valore della forza centrifuga agente sui rulli, la puleggia motrice dovrà ruotare ad un numero di giri n_2 maggiore del precedente, n_1 . Infatti deve essere comunque verificata l'eguaglianza:

$$F_{c1} = m_1 \cdot \left(\frac{2\pi \cdot n_1}{60} \right)^2 \cdot r = F_{c2} = m_2 \cdot \left(\frac{2\pi \cdot n_2}{60} \right)^2 \cdot r \quad (5.28)$$

Ne consegue che il veicolo permarrà per un tempo maggiore sul rapporto corto, tratto BC' di fig. 4.15, e la susseguente variazione (tratto C'D') del

rapporto di trasmissione avverrà ad un numero di giri motore n_2 maggiore di quello n_1 che si avrebbe utilizzando rulli di peso superiore e pari ad m_1 . Il tratto finale D'E, corrispondente al rapporto lungo, sarà, di conseguenza, più corto del corrispettivo tratto DE dato che la velocità massima raggiungibile è comunque la medesima, non avendo variato nessun parametro né motoristico né relativo al rapporto di trasmissione tra puleggia condotta e ruota.

4.7.2. Rampa di scorrimento dei rulli

Modificando la forma del profilo di scorrimento dei rulli, ovvero la sua inclinazione α , si varia sia la posizione del rullo all'interno del profilo stesso, e quindi la distanza r dall'asse di rotazione, sia la forza assiale F_{ar} andando perciò a modificare gli equilibri tra le forze agenti sulla semipuleggia ed influenzando, di conseguenza, sulla curva di cambiata.

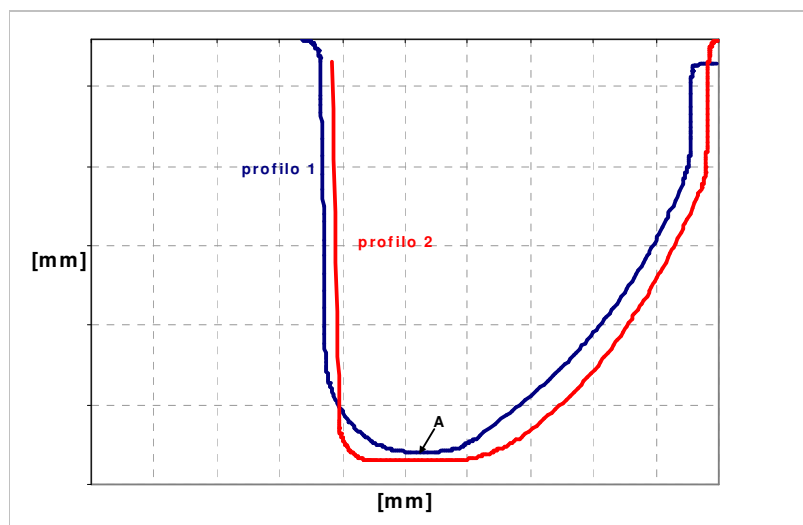


fig. 4.16 – Differenti profili di scorrimento del rullo

Ad esempio modificando il profilo di scorrimento dei rulli, a parità di altre condizioni, passando dal profilo 1 al 2 di fig. 4.16 la curva di cambiata si modifica presentando un accorciamento della prima marcia (tratto B'C' di fig. 4.17).

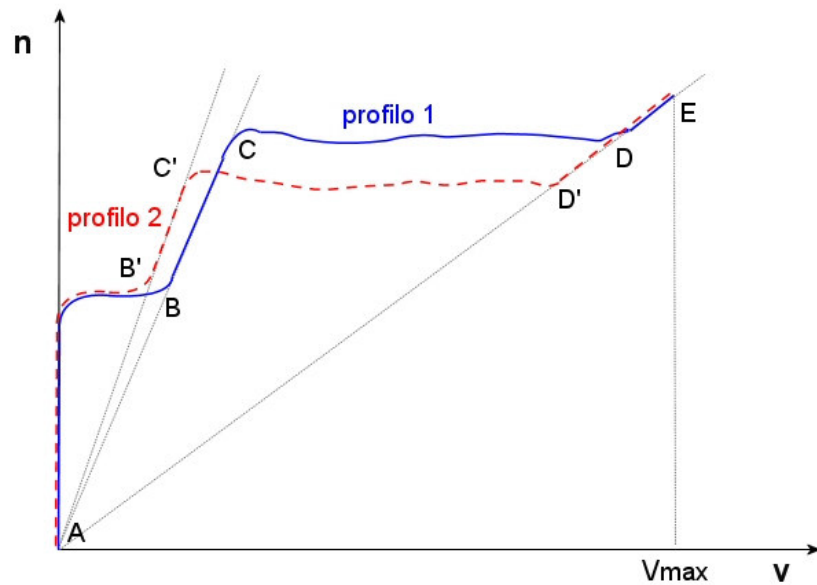


fig. 4.17 – Influenza del profilo di scorrimento dei rulli sulla curva di cambiata

L'accorciamento del primo rapporto è dovuto al fatto che essendo il profilo 2 più scavato (zona A di fig. 4.16) rispetto al precedente la semipuleggia ha la possibilità di arretrare maggiormente in senso assiale, permettendo così alla cinghia di avvolgersi su di un diametro minore sulla puleggia motrice e quindi di avere un rapporto di trasmissione iniziale più corto.

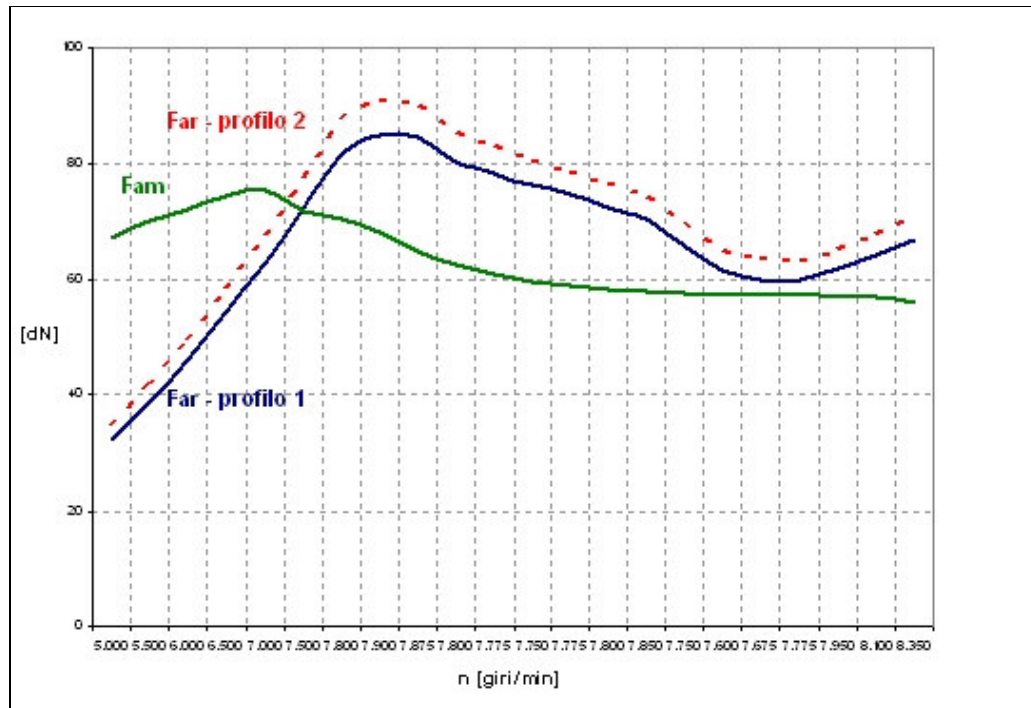


fig. 4.18 – Influenza del profilo di scorrimento dei rulli sulle forze agenti sulla semipuleggia

Con il profilo 2 il variatore inizia a lavorare ad un numero di giri inferiore. Infatti passando dal profilo 1 al profilo 2 aumenta, a parità di spostamento assiale, la distanza r del baricentro del rullo dall'asse di rotazione, quindi a parità di numero di giri si incrementa la forza centrifuga F_c agente sui rulli e conseguentemente, per la (4.27), la forza assiale F_{ar} eguaglierà prima la forza F_{am} (fig. 4.18).

4.7.3. Molla di contrasto

La molla di contrasto influisce sulla curva di cambiata in quanto la forza esercitata dalla molla influenza a sua volta, tramite le (4.7) e (4.13), la forza assiale F_{am} , determinata con la (4.18), che si oppone allo spostamento assiale della semipuleggia.

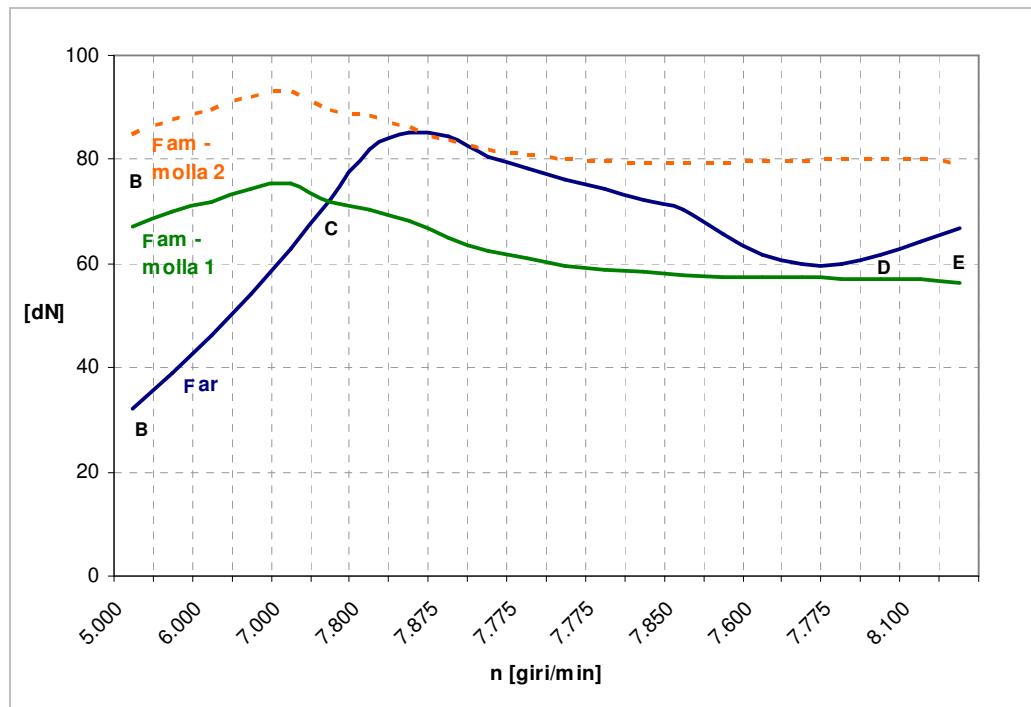


fig. 4.19 – Influenza della caratteristica della molla sulle forze agenti sulla flangia mobile

Utilizzando, a titolo di esempio, una molla con un precarico maggiore si avrà un aumento della forza F_{am} (fig. 4.19). Affinché possa ancora avvenire la variazione del rapporto di trasmissione, deve risultare che la forza assiale F_{ar} , che fa muovere la semipuleggia, sia maggiore, nel tratto CD di fig. 4.19, della forza F_{am} ; quindi, a parità delle altre condizioni,

deve necessariamente aumentare il numero di giri del motore a cui avviene la cambiata (passando dal valore medio n_1 al valore n_2 di fig. 4.20).

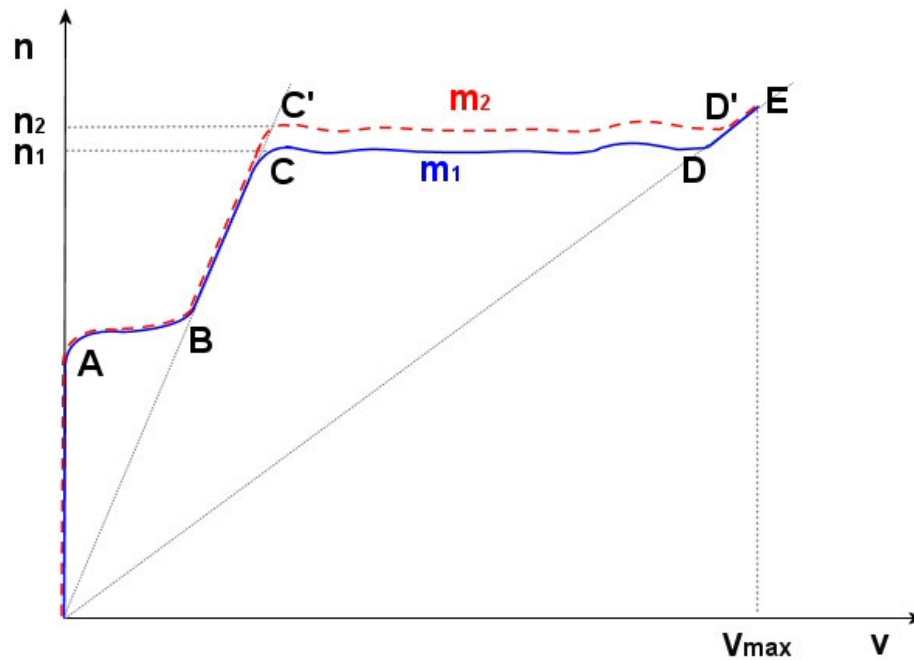


fig. 4.20 – Influenza della caratteristica della molla sulla curva di cambiata

Naturalmente il precarico non può essere variato a piacimento in quanto adottando una molla troppo rigida si andrebbe a disperdere molta potenza in attrito, diminuendo fortemente la vita utile sia della cinghia che della puleggia. Viceversa, con un precarico troppo basso, si potrebbero verificare notevoli slittamenti tra la cinghia e le pulegge con una conseguente cattiva trasmissione del moto ai carichi parziali, oltre ad un accorciamento della durata della cinghia.

4.7.4. Asola del correttore di coppia

Analogamente alla molla di contrasto una variazione dell'inclinazione delle asole della semipuleggia condotta mobile fa sì di far variare la forza F_{am} .

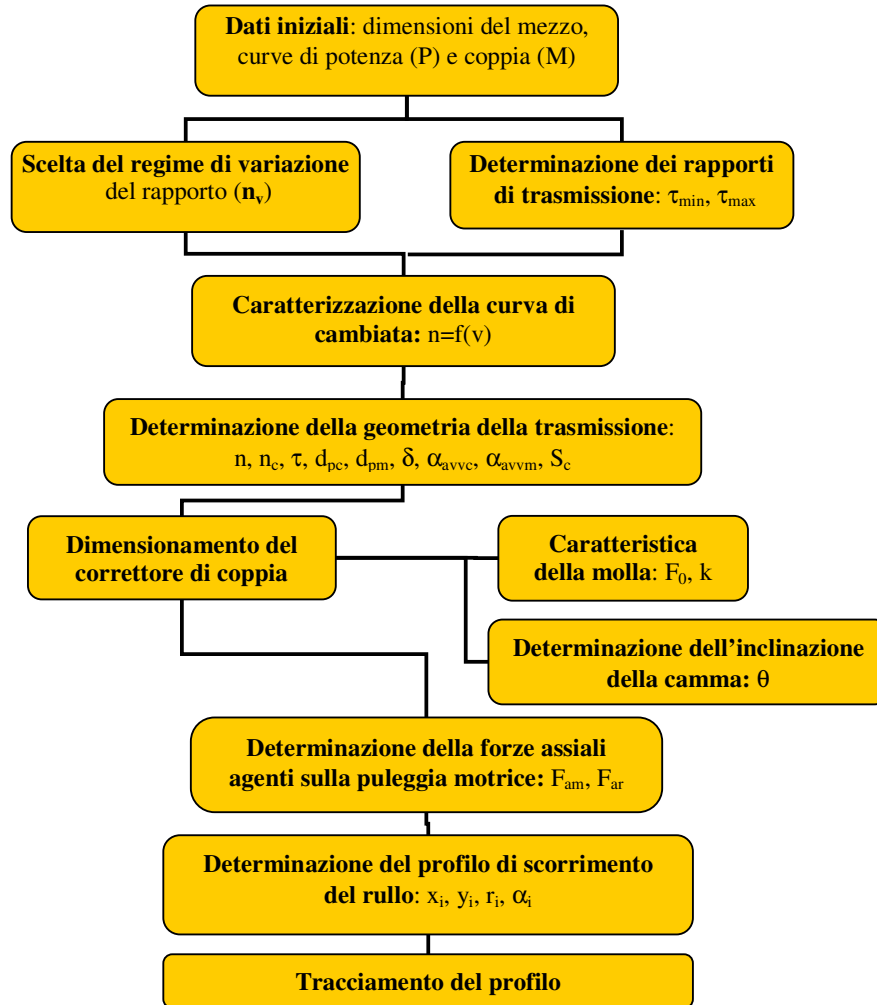
Ad esempio diminuendo l'inclinazione θ delle asole si ha un aumento della forza F_{am} . Perciò, anche in questo caso, affinché forza assiale F_{ar} , che fa muovere la semipuleggia, sia maggiore della forza F_{am} deve necessariamente aumentare il numero di giri del motore a cui avviene la cambiata (si può far riferimento sempre alla curva di fig. 4.20).

Capitolo 5

5. Dimensionamento del gruppo di trasmissione

5.1. Generalità

Avendo, nel capitolo precedente, messo in relazione i principali parametri che regolano il funzionamento della trasmissione durante il transitorio di cambiata, si è definito un criterio generale di calcolo, per un primo dimensionamento del gruppo di trasmissione del motoveicolo, secondo il seguente schema:



5.2. Ipotesi e dati iniziali

Il seguente criterio di calcolo si basa sulla preliminare conoscenza delle caratteristiche del veicolo e del motore che lo equipaggia.

Una volta definito dimensionalmente il veicolo (fig. 5.1), fissate, ovvero, le quote del telaio, i punti di ancoraggio del motore al telaio, le dimensioni dei cerchi con i relativi pneumatici e le dimensioni del forcellone posteriore, si può ritenere, essendo il gruppo di trasmissione alloggiato all'interno del forcellone, assegnato il valore dell'interasse I intercorrente tra le due pulegge della trasmissione (fig. 5.2).

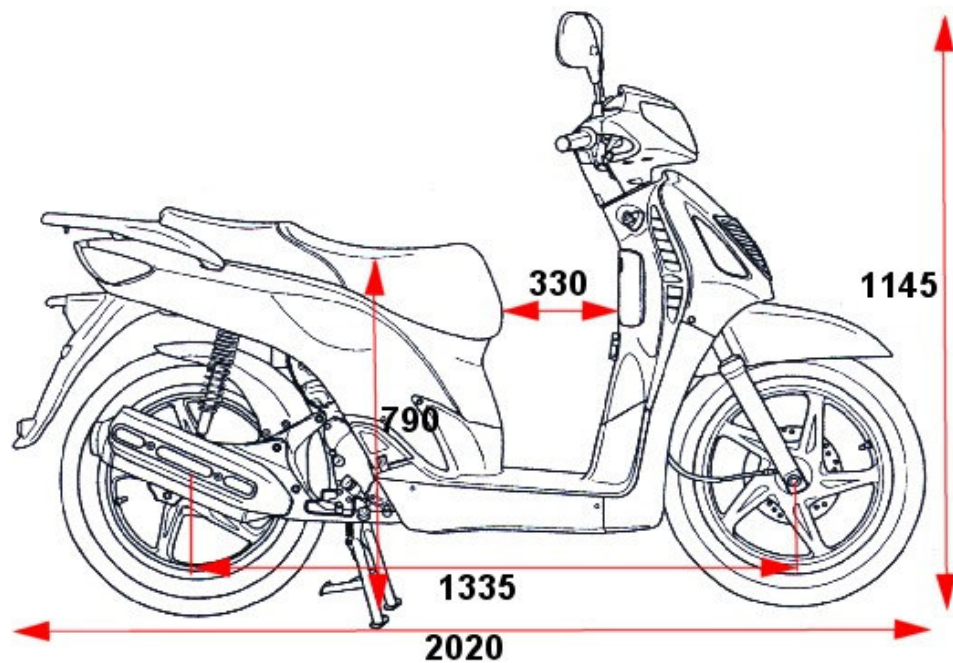


fig. 5.1 – Dimensioni del veicolo

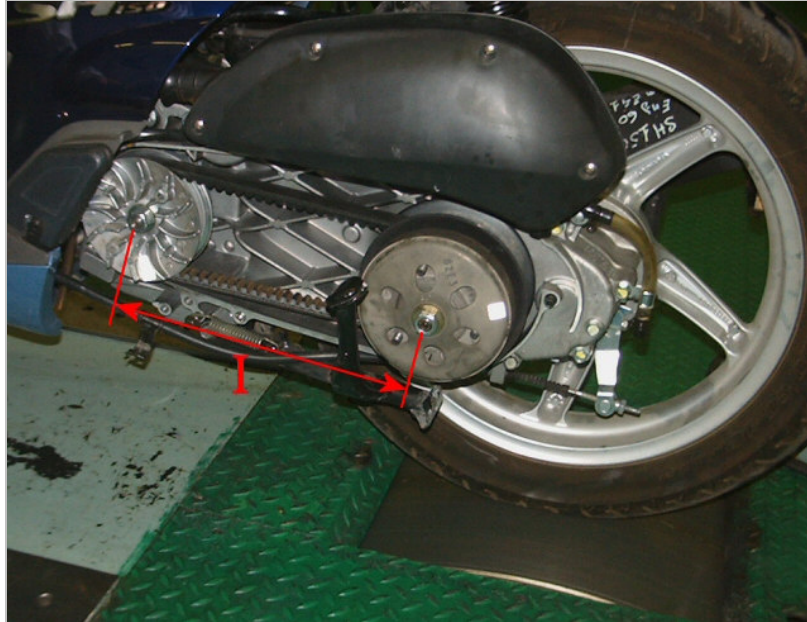


fig. 5.2 – Particolare del gruppo trasmissione

Assegnato il propulsore sono inoltre note le curve caratteristiche di potenza e di coppia rilevate all'albero dello stesso (fig. 5.3).

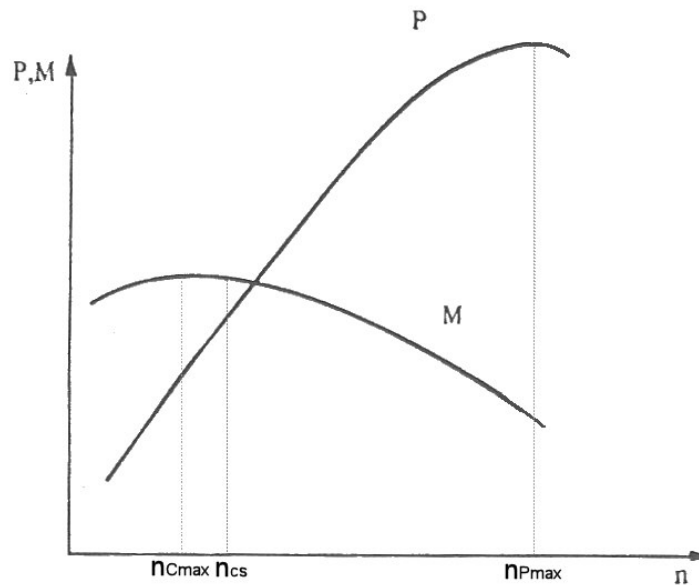


fig. 5.3 – Curve di potenza e di coppia del motore

Dalla conoscenza della potenza si ricava perciò, per mezzo delle relazioni per il dimensionamento delle normali trasmissioni a cinghia trapezoidale, la tipologia della cinghia da adottare e l'angolo caratteristico della gola delle pulegge.

5.3. Scelta del regime di variazione del rapporto

La scelta del regime a cui far avvenire la variazione del rapporto di trasmissione (fig. 5.4) viene effettuata tenendo in considerazione diverse esigenze.

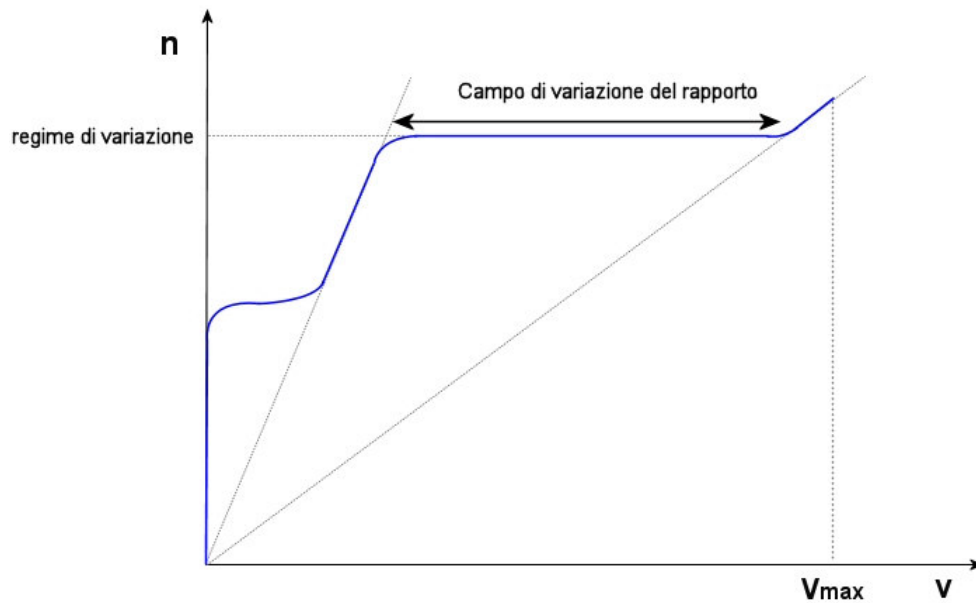


fig. 5.4 – Curva di cambiata e regime di variazione del rapporto

Per sfruttare al meglio le prestazioni del propulsore può essere scelto un numero di giri motore pari a quello, $n_{P_{max}}$, per cui si abbia la potenza

massima (fig. 5.3); oppure, nel caso si vogliano prediligere i consumi di carburante, il numero di giri può essere fissato in corrispondenza della massima coppia, scegliendo quindi il valore n_{Cmax} , oppure leggermente superiore, n_{cs} al fine sia di evitare possibili instabilità che ottenere il minor consumo specifico di carburante (fig. 5.3 e fig. 5.5).

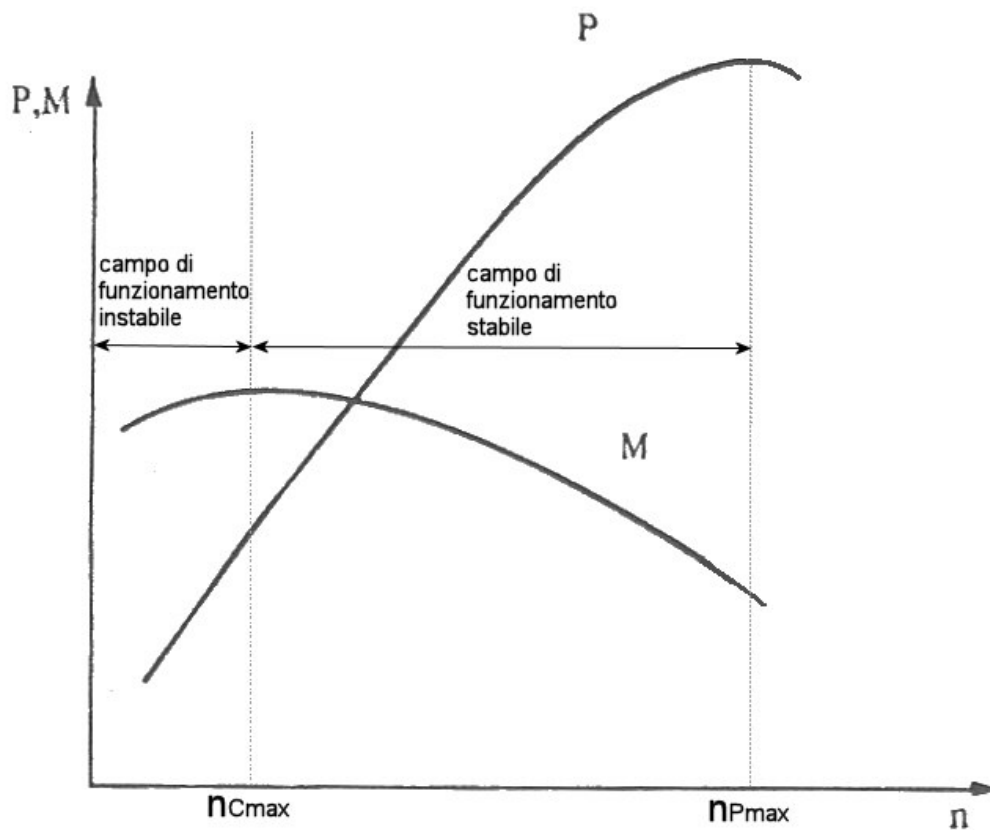


fig. 5.5 – Campo di funzionamento del motore

5.4. Determinazione dei rapporti di trasmissione

Come descritto nel paragrafo 1.4. tra il motore e la ruota posteriore dello scooter sono interposti la trasmissione primaria a cinghia trapezoidale e la trasmissione secondaria (detta anche finale) ad ingranaggi, quest'ultima posta tra la puleggia condotta e la ruota.

Tra le pulegge della trasmissione primaria sussiste il rapporto di trasmissione τ :

$$\tau = \frac{n_c}{n_m} = \frac{n_c}{n} \quad (5.1)$$

dove con n_c si indica il numero di giri della puleggia condotta e con n_m quello della motrice che coincide con quello n del motore, dato che la puleggia motrice è calettata direttamente sull'albero motore.

Invece tra la puleggia condotta e la ruota vige il rapporto di trasmissione τ_{fin} che, indicando con n_r il numero di giri della ruota, risulta pari a :

$$\tau_{fin} = \frac{n_r}{n_c} \quad (5.2)$$

Perciò tra il motore e la ruota sussiste un rapporto di trasmissione totale τ_{tot} definito da:

$$\tau_{tot} = \frac{n_r}{n_m} = \frac{n_c}{n_m} \cdot \frac{n_r}{n_c} = \tau_{fin} \cdot \tau \quad (5.3)$$

Per dimensionare correttamente il gruppo di trasmissione bisogna

determinare preliminarmente il rapporto τ tra le pulegge nelle condizioni di marcia corta e lunga unitamente a quello τ_{fin} della riduzione finale (fig. 5.6).

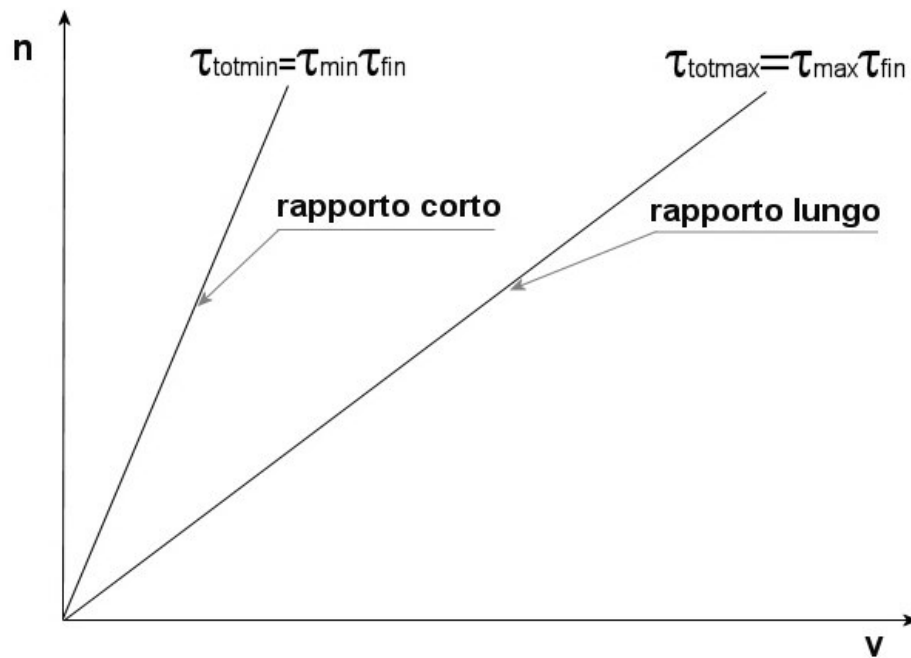


fig. 5.6 – Rapporti di trasmissione minimo e massimo

5.4.1. Determinazione del rapporto della riduzione finale

Il rapporto della riduzione finale può essere ricavato una volta nota la velocità massima raggiungibile dal veicolo.

Ipotizzando che alla velocità di rotazione del motore $n_{P_{max}}$, relativa alla potenza massima²² P_{max} (fig. 5.5), corrisponda la velocità massima v_{max} del veicolo in orizzontale e rettilineo è possibile, per confronto tra la potenza

²² Non si ottiene infatti alcun guadagno dal punto di vista energetico nel superare il regime di potenza massima, poiché la potenza sviluppabile in queste condizioni può essere ottenuta anche a giri più bassi, con sollecitazioni meccaniche degli organi e consumi specifici di combustibile minori.

resistente P_{res} e la potenza utile alla ruota P_{ruota} , ricavare tale velocità massima.

Per conoscere la potenza resistente P_{res} si deve avere una stima della resistenza che si oppone al moto del veicolo. La resistenza al movimento R_{tot} può essere considerata composta di tre termini: la resistenza al rotolamento R_{rot} , la resistenza aerodinamica R_a e l'eventuale resistenza R_i dovuta alla pendenza:

$$R_{tot} = R_{rot} + R_a + R_i \quad (5.4)$$

Per la resistenza al rotolamento R_{rot} si adotta la seguente formula:

$$R_{rot} = (f_0 + K \cdot v^2) \cdot P_v \quad (5.5)$$

dove con v si è indicata la velocità del veicolo (espressa in km/h), e con P_v la forza peso²³ sviluppata dallo stesso (espressa in N). Mentre il coefficiente f_0 esprime il valore limite della resistenza specifica al tendere a zero della velocità, ad esempio su di una superficie liscia ed asfaltata il valore di f_0 è generalmente compreso, per un motociclo, tra $0,0045 \div 0,0065$. Il coefficiente K esprime, invece, l'influenza della velocità sulla resistenza al rotolamento e può essere considerato compreso tra $0,1 \times 10^{-6}$ e $0,5 \times 10^{-6}$.

La resistenza aerodinamica ha l'espressione:

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_f \cdot C_x \left(\frac{v}{3,6} \right)^2 \quad (5.6)$$

²³ Ovvero il peso in ordine di marcia, cioè quello del veicolo comprensivo del peso di tutti i liquidi motore (olio, liquido di raffreddamento, carburante, ecc.) e di quello del guidatore, moltiplicato per l'accelerazione g di gravità.

Nella precedente S_f è la superficie frontale del veicolo (espressa in m^2), ρ la densità dell'aria (in condizioni standard pari a $1,226 \text{ N s}^2 m^{-4}$) e C_x il coefficiente di forma, il quale esprime l'influenza che la forma del veicolo ha sulla resistenza aerodinamica. Esso varia notevolmente da caso a caso, e per un motociclo può assumere il valore orientativo di $0,6 \div 0,8$

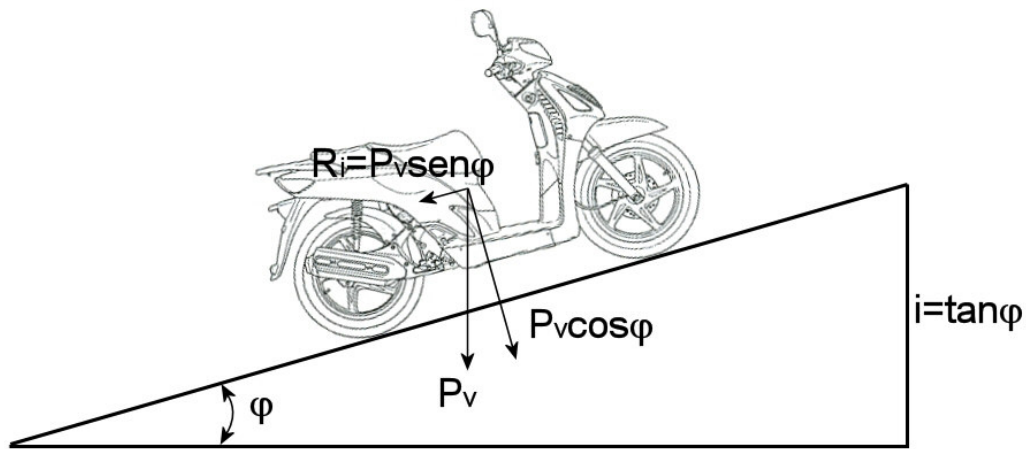


fig. 5.7 – Resistenza dovuta alla pendenza

L'eventuale resistenza R_i alla pendenza, confondendo il seno dell'angolo φ (fra il piano di appoggio e l'orizzontale fig. 5.7) con la tangente cioè con la pendenza i , può essere scritta semplicemente come:

$$R_i = i \cdot P_v \quad (5.7)$$

sostituendo nella (5.4) le (5.5), (5.6) e (5.7) si ottiene per la resistenza al movimento:

$$R_{\text{tot}} = \left[f_0 + K \cdot v^2 \right] \cdot P_v + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_f \cdot C_x \left(\frac{v}{3,6} \right)^2 + i \cdot P_v \quad (5.8)$$

Perciò una volta nota la resistenza al moto dello scooter, formula (5.8), è possibile ricavare la potenza resistente P_{res} ricordando che la potenza è data dal prodotto di una forza per una velocità:

$$P_{\text{res}} = R_{\text{tot}} \cdot \frac{v}{3600} \quad (5.9)$$

Nella precedente la potenza è espressa in kW, la forza resistente in N e la velocità in km/h.

L'espressione della potenza utile alla ruota è invece data dalla potenza P del motore (espressa in kW) moltiplicata per il rendimento η_t della trasmissione (che per la trasmissione in esame può essere considerato pari a circa 0,8):

$$P_{\text{ruota}} = P \cdot \eta_t \quad (5.10)$$

Per quanto detto precedentemente uguagliando la (5.10) con la (5.9) in corrispondenza del numero di giri del motore $n_{P_{\text{max}}}$ che si verifica quando la potenza è massima e pari a P_{max} si ottiene:

$$R_{\text{rot}} \cdot \frac{v}{3600} = P_{\text{max}} \cdot \eta_t \quad (5.11)$$

sostituendo nella (5.11) la (5.8) e ricordando che si è in rettilineo ovvero la

resistenza dovuta alla pendenza è nulla:

$$\left[(f_0 + K \cdot v^2) \cdot P_v + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_f \cdot C_x \left(\frac{v}{3,6} \right)^2 \right] \cdot \frac{v}{3600} = P_{\max} \cdot \eta_t \quad (5.12)$$

esplicitando la (5.12) in funzione della velocità si ottiene:

$$v^3 \left(K \cdot P_v + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_f \cdot \frac{C_x}{(3,6)^2} \right) + f_0 \cdot P_v \cdot v - P_{\max} \cdot \eta_t \cdot 3600 = 0 \quad (5.13)$$

risolvendo la (5.13) si ricava perciò la velocità massima v_{\max} .

Dopo di che si può determinare il rapporto di trasmissione τ_{tot} , vigente tra motore e ruota, mediante la relazione che lega la velocità del veicolo a quella di rotazione del motore:

$$v = \frac{\pi \cdot n \cdot 60 \cdot d_{\text{rot}}}{1000 \cdot \tau_{\text{tot}}} \quad (5.14)$$

dove con d_{rot} si è indicato il diametro di rotolamento (espresso in m) della ruota.

Sostituendo nella (5.14) il valore della velocità massima ricavato con la (5.13) ed il numero di giri $n_{P_{\max}}$ al quale la potenza del motore è massima si determina il rapporto di trasmissione τ_{totmax} che si ha alla velocità massima:

$$\tau_{\text{totmax}} = \frac{\pi \cdot n_{P_{\max}} \cdot 60 \cdot d_{\text{rot}}}{1000 \cdot v_{\max}} \quad (5.15)$$

Tenendo per di più conto, per quanto detto prima, che il rapporto della trasmissione primaria nel caso di velocità massima è pari quello massimo τ_{\max} si può ricavare, ipotizzando un valore del rapporto τ_{\max} , il rapporto della riduzione finale τ_{fin} , per mezzo della (5.3):

$$\tau_{\text{fin}} = \tau_{\text{tot max}} \cdot \tau_{\max} \quad (5.16)$$

Generalmente si è osservato che il rapporto di trasmissione massimo τ_{\max} tra le pulegge è all'incirca dell'1,2 ÷ 1,3, ciò è dovuto anche al fatto che le pulegge non possono avere diametri molto diversi tra loro a causa dell'ingombro limitato che deve avere la trasmissione, in modo tale da essere alloggiata all'interno del forcellone posteriore (fig. 5.2).

5.4.2. Determinazione del rapporto di trasmissione minimo tra le pulegge

Per la determinazione del rapporto di trasmissione minimo τ_{\min} vigente tra le pulegge si impone una pendenza massima i_{\max} superabile dal veicolo e ipotizzando che alla velocità di rotazione del motore $n_{C\max}$, relativa alla coppia massima M_{\max} ed alla potenza $P_{M\max}$ (fig. 5.8), corrisponda la velocità v_i del veicolo in marcia corta su di una livelletta con pendenza pari ad i_{\max} .

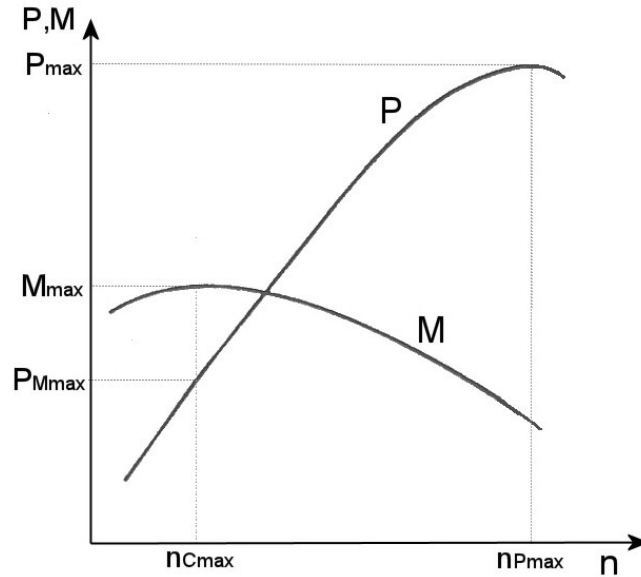


fig. 5.8 – Valori caratteristici di coppia e di potenza

Quindi analogamente al calcolo del rapporto massimo uguagliando la (5.9) con la (5.10) in corrispondenza del numero di giri del motore n_{Cmax} che si verifica quando la potenza è pari a P_{Mmax} si ottiene:

$$R_{rot} \cdot \frac{v}{3600} = P_{Mmax} \cdot \eta_t \quad (5.17)$$

sostituendo nella (5.17) la (5.8) e imponendo la pendenza i_{max} :

$$\left[(f_0 + K \cdot v^2) \cdot P_v + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_f \cdot C_x \left(\frac{v}{3,6} \right)^2 + i_{max} \cdot P_v \right] \cdot \frac{v}{3600} = P_{Mmax} \cdot \eta_t \quad (5.18)$$

esplicitando la (5.18) in funzione della velocità si ottiene:

$$v^3 \left(K \cdot P_v + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_f \cdot \frac{C_x}{(3,6)^2} \right) + (f_0 + i_{max}) \cdot P_v \cdot v - P_{Mmax} \cdot \eta_t \cdot 3600 = 0 \quad (5.19)$$

risolvendo la (5.19) si ricava perciò la velocità v_i .

Dopo di che, analogamente a prima, sostituendo nella (5.14) il valore della velocità v_i ricavato con la (5.19) ed il numero di giri n_{Cmax} al quale la coppia del motore è massima si determina il rapporto di trasmissione τ_{totmin} , vigente tra il motore e la ruota, che si ha nella marcia corta per superare la pendenza i_{max} :

$$\tau_{totmin} = \frac{\pi \cdot n_{Cmax} \cdot 60 \cdot d_{rot}}{1000 \cdot v_i} \quad (5.20)$$

Avendo poi già calcolato, mediante la (5.16), il rapporto τ_{fin} di trasmissione della riduzione ad ingranaggi si può ricavare il rapporto di trasmissione minimo tra le due pulegge per mezzo della (5.3), ottenendo:

$$\tau_{min} = \frac{\tau_{fin}}{\tau_{totmin}} \quad (5.21)$$

Sono quindi noti i rapporti di trasmissione totali nella marcia corta e lunga.

5.5. Caratterizzazione della curva di cambiata

Una volta stabilito, dal paragrafo 5.3, il numero di giri del motore a cui far avvenire la variazione del rapporto di trasmissione, ad esempio pari ad n_v , e calcolati, dal paragrafo precedente, i rapporti in marcia corta e lunga, è perfettamente definita la curva di cambiata ideale, cioè ottimale per la missione richiesta (fig. 5.9).

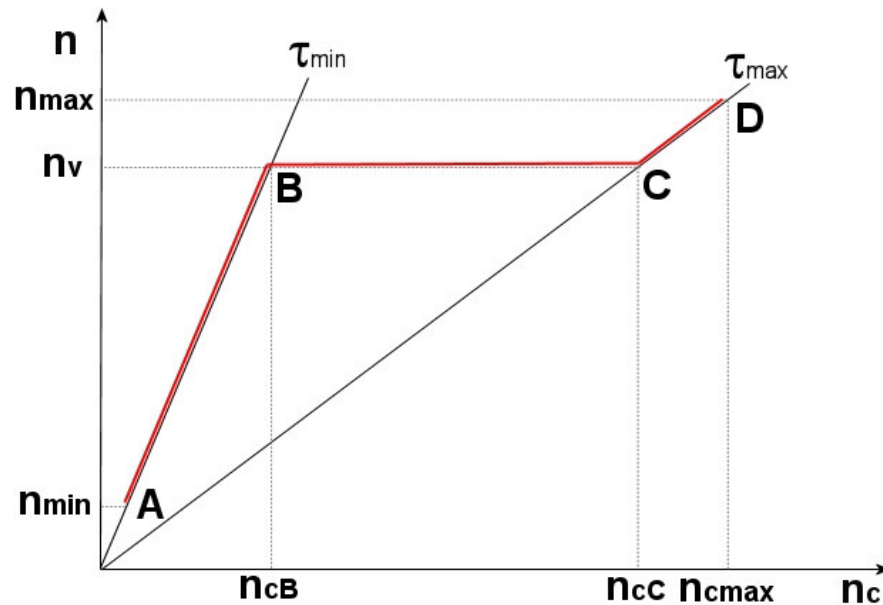


fig. 5.9 – Curva di cambiata ideale

Trascurando per semplicità di calcolo la frizione, che esula da questa trattazione, e riportando in ascisse invece della velocità del veicolo il numero di giri della puleggia condotta, n_c , si ottiene proprio la curva di cambiata di fig. 5.9.

Con riferimento alla figura si osserva che nel tratto AB il numero di giri

del motore può assumere tutti i valori compresi tra n_{\min} e n_v , perciò, essendo il rapporto di trasmissione costante e pari a quello minimo τ_{\min} , il numero di giri della puleggia condotta è pari al prodotto tra il numero di giri del motore e il rapporto τ_{\min} (dato che il numero n di giri del motore coincide con quello n_m della puleggia motrice):

$$n_c = \tau_{\min} \cdot n \quad (5.22)$$

Nel tratto BC, corrispondente al tratto di variazione del rapporto di trasmissione, la velocità di rotazione del motore è costante e pari al valore n_v , mentre il numero di giri della puleggia condotta può assumere tutti i valori compresi tra n_{cB} e n_{cC} , cioè tra il punto B ed il punto C della curva di cambiata. In conseguenza di ciò il rapporto di trasmissione è variabile e pari, istante per istante, al rapporto tra la velocità istantanea di rotazione n_c della puleggia condotta e il numero di giri n_v del motore:

$$\tau = \frac{n_c}{n_v} \quad (5.23)$$

Nella parte finale della curva di cambiata (tratto CD) il numero di giri del motore è nuovamente variabile tra n_v ed n_{\max} , perciò data la costanza del rapporto di trasmissione che è pari in questa zona al valore massimo τ_{\max} , la velocità istantanea di rotazione della puleggia condotta è nuovamente pari al prodotto tra il numero di giri del motore e il rapporto τ_{\max} :

$$n_c = \tau_{\max} \cdot n \quad (5.24)$$

In tabella 5.1 sono riportati i valori assunti dal numero di giri del motore, da quello della puleggia condotta e dal rapporto di trasmissione, nei vari tratti della curva di cambiata.

tratto AB	$n = n_{\min} \div n_v$	$\tau = \tau_{\min}$	$n_c = \tau_{\min} \cdot n$
tratto BC	$n = n_v$	$\tau = \frac{n_c}{n_v}$	$n_c = n_{cB} \div n_{cC}$
tratto CD	$n = n_v \div n_{\max}$	$\tau = \tau_{\max}$	$n_c = \tau_{\max} \cdot n$

tabella 5.1 – Andamento del numero di giri e del rapporto di trasmissione

Per mezzo della tabella 5.1 è quindi possibile conoscere perfettamente l'andamento della curva di cambiata, mettendo in relazione il numero di giri n del motore con il numero di giri n_c della puleggia condotta, e conoscere così il rapporto di trasmissione τ tra le pulegge per ogni punto della curva di cambiata.

5.6. Determinazione della geometria della trasmissione

Una volta nota la curva di cambiata, conoscendo perciò la relazione che intercorre tra il numero di giri n_m della puleggia motrice e quello n_c della condotta, è noto, quindi, anche il rapporto di trasmissione τ tra le pulegge per ogni istante, ed è allora possibile determinare la geometria della trasmissione come effettuato capitolo 4.

Conoscendo il rapporto di trasmissione τ_{sper} per ogni punto della curva di cambiata, si possono individuare i diametri di avvolgimento sulle puleggia condotta ed unitamente alla seguente equazione:

$$\tau = \frac{d_{pm}}{d_{pc}} \quad (5.25)$$

si determina anche l'andamento del diametro primitivo sulla puleggia motrice. Dopodiché attraverso le (3.12), (3.13) e (3.11) vengono calcolati gli angoli di avvolgimento della cinghia sulle pulegge. E si calcola anche lo spostamento assiale della semipuleggia mobile condotta per mezzo di una formula del tutto analoga alla (3.16):

$$S_c = (d_{pc\max} - d_{pci}) \cdot \tan \frac{\beta}{2} \quad (5.26)$$

Dove $d_{pc\max}$ rappresenta il diametro primitivo massimo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia condotta, d_{pci} il diametro assunto dalla cinghia nell'istante i -esimo e con β l'angolo formato dalla gola della puleggia.

Dal paragrafo 5.2. si conoscono inoltre le curve di potenza e di coppia del motore in funzione del numero di giri, perciò si ottiene, infine, una tabella

(tipo la tabella 5.2) in cui sono riportati, istante per istante, il numero di giri del motore n e della puleggia condotta n_c , il rapporto di trasmissione τ , i diametri primitivi d_{pc} e d_{pm} , gli angoli α_{avvc} e α_{avvm} di avvolgimento sulle rispettive pulegge, lo spostamento assiale della semipuleggia condotta S_c , la coppia M e la potenza P del motore.

n	n_c	τ	d_{pc}	d_{pm}	δ	α_{avvc}	α_{avvm}	S_c	M	P
[giri/min]	[giri/min]		[mm]	[mm]	[rad]	[rad]	[rad]	[mm]	[Nm]	[kW]
n_i	n_{ci}	τ_i	d_{pci}	d_{pmi}	δ_i	α_{avvci}	α_{avvmi}	S_{ci}	M_i	P_i
n_{i+1}	n_{ci+1}	τ_{i+1}	d_{pci+1}	d_{pmi+1}	δ_{i+1}	$\alpha_{avvci+1}$	$\alpha_{avvmi+1}$	S_{ci+1}	M_{i+1}	P_{i+1}

tabella 5.2 – Grandezze utili per il dimensionamento del profilo di scorrimento dei rulli

Noto il range di variazione dei diametri delle pulegge, sono definite le dimensioni delle stesse, che vanno successivamente verificate per mezzo di un dimensionamento strutturale.

5.7. Dimensionamento del correttore di coppia

Si deve quindi procedere al calcolo del correttore di coppia, ovvero dell'inclinazione θ della camma elicoidale e della caratteristica della molla di torsione, in modo tale da potersi calcolare la forza assiale esercitata dal correttore sulla cinghia.

5.7.1. Determinazione della caratteristica della molla

Come già detto la molla ha lo scopo di garantire la necessaria forza assiale quando la coppia in gioco è molto bassa e, quindi, l'influenza della camma trascurabile. Perciò per effettuarne il dimensionamento si calcola la tensione T_0 che deve assumere ciascuno dei due tratti della cinghia nella condizione in cui la coppia da trasmettere sia la minima, ovvero il minimo rapporto di coppia sufficiente a vincere la resistenza iniziale al moto. Nel caso in esame tale valore può essere approssimato al valore di coppia corrispondente al numero di giri a cui inizia l'innesto della frizione. Per il calcolo può essere utilizzata la formula sperimentale²⁴ relativa alla puleggia condotta :

$$T_0 = \frac{F_p}{2} \cdot \frac{e^{f^* \cdot \alpha_{avvc}} + 1}{e^{f^* \cdot \alpha_{avvc}} - 1} + q \cdot v_c^2 \quad (5.27)$$

dove F_p rappresenta la forza utile (espressa in N) trasmessa dalla cinghia, q la massa lineica (in kg/m), v_c la velocità periferica della puleggia condotta

²⁴ Cfr. M. Cicognani – “Trasmissione con cinghie”

(espressa in m/s), α_{avvc} l'angolo di avvolgimento sulla puleggia condotta ed f^* il coefficiente di attrito tra cinghia e puleggia.

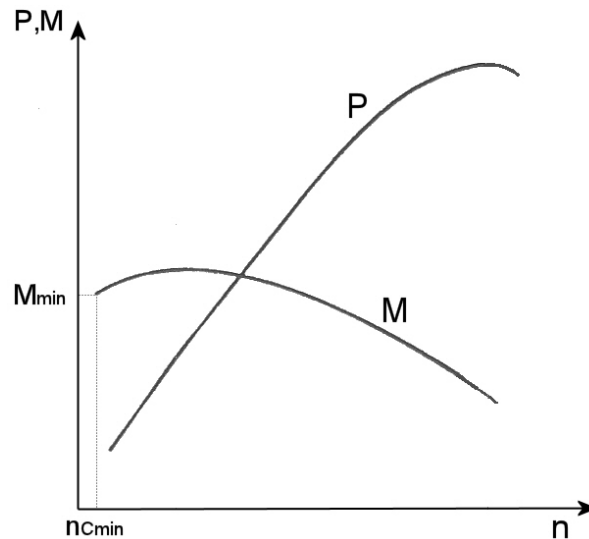


fig. 5.10 – Valore di coppia minima

Nella (5.27) ci si riferisce alla puleggia condotta in quanto sia la molla che la camma si trovano su di essa. Il valore della forza periferica è calcolato al valore minimo di coppia motrice M_{min} (fig. 5.10) tramite la seguente equazione:

$$F_p = \frac{1000 \cdot M_{min} \cdot 2}{d_{pm}} \quad (5.28)$$

Nelle (5.27) e (5.28) i diametri primitivi sulle pulegge (espressi in mm) e l'angolo di avvolgimento vengono letti nella tabella 5.2 per il numero di giri motore n_{Cmin} relativo alla coppia minima M_{min} , che generalmente corrisponde alla condizione di rapporto minimo. La velocità periferica viene calcolata, conoscendo (tabella 5.2) il numero di giri n_{cCmin} della puleggia condotta a cui si ha la coppia minima, mediante la formula:

$$v_{c\min} = \frac{2\pi \cdot n_{cC\min}}{60} \cdot \frac{d_{pc}}{2 \cdot 1000} \quad (5.29)$$

Sostituendo la (5.29) e la (5.28) nella (5.27) si ottiene:

$$T_0 = \frac{1000 \cdot M_{\min}}{d_{pm}} \cdot \frac{e^{f^* \cdot \alpha_{avvc}} + 1}{e^{f^* \cdot \alpha_{avvc}} - 1} + q \cdot \left(\frac{2\pi \cdot n_{cC\min}}{60} \cdot \frac{d_{pc}}{2000} \right)^2 \quad (5.30)$$

Una volta determinata, tramite la (5.30), la forza T_0 la si inserisce nell'espressione, anch'essa sperimentale, della forza assiale, agente sulla semipuleggia condotta, necessaria a generare la tensione T_0 :

$$F_{ac} = \frac{T_0 \cdot \alpha_{avvc}}{2} \cdot \left(\frac{1 - f^* \cdot \tan \frac{\beta}{2}}{f^* + \tan \frac{\beta}{2}} \right) \quad (5.31)$$

dove l'angolo β rappresenta l'angolo della gola della puleggia condotta.

Avendo calcolato la forza assiale F_{ac} per il valore di coppia minima questa sarà pari proprio alla forza F_{molla} che la molla deve esercitare per garantire il necessario grado di tensionamento della cinghia, in quanto l'influenza della camma è trascurabile per tale valore di coppia; risulta perciò:

$$F_{molla} = F_{ac} = F_0 + k \cdot S_c \quad (5.32)$$

La forza della molla, come si evince dalla (5.32), è a sua volta data dalla somma della forza F_0 di precarico della molla e della forza $k \cdot S_c$ generata

dalla compressione della stessa, compressione dovuta allo spostamento assiale S_c della semipuleggia mobile. Tuttavia il numero di giri motore a cui corrisponde la coppia minima è situato, nella curva di cambiata, in corrispondenza della marcia corta, quando cioè il diametro di avvolgimento della cinghia sulla puleggia condotta è massimo e, di conseguenza, lo spostamento assiale S_c nullo, quindi la (5.32) si riduce alla seguente:

$$F_{\text{molla}} = F_{\text{ac}} = F_0 \quad (5.33)$$

Dove la forza F_{ac} è definita dalla (5.31). E' così determinato il valore del precarico F_0 da conferire alla molla di torsione posta nel correttore di coppia. Nota la geometria e le dimensioni del correttore di coppia, si possono fissare allora le dimensioni della molla e le caratteristiche dell'acciaio che la costituisce in modo tale da ottenere il valore del precarico calcolato con la (5.32) e (5.33). Di conseguenza si determina così la caratteristica elastica della molla per mezzo della seguente espressione:

$$k = \frac{G \cdot d_f^4}{64 \cdot R_s^3 \cdot i_s} \quad (5.34)$$

dove, fig. 5.11, si è indicato con:

G il modulo di elasticità torsionale del materiale costituente le spire (per gli acciai per molle il valore è dell'ordine dei $77.500 \div 78.000$ N/mm^2);

d_f il diametro del filo costituente la spira (espresso in mm);

R_s il raggio della spira (in mm);

i_s il numero di spire attive.

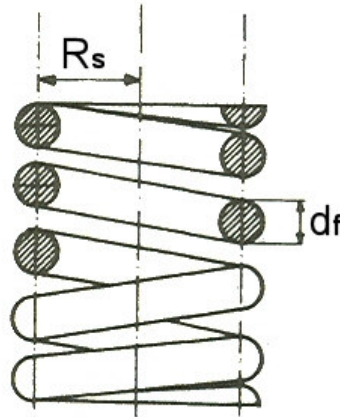


fig. 5.11 – Molla di torsione elicoidale

5.7.2. Determinazione dell'inclinazione della camma

Considerando la fig. 4.1 il singolo perno scarica sull'asola una forza F_{pa} che può essere scritta come composizione di due forze: una forza assiale F_{camma} ed una forza F_{rot} responsabile della rotazione della semipuleggia rispetto alla camma.

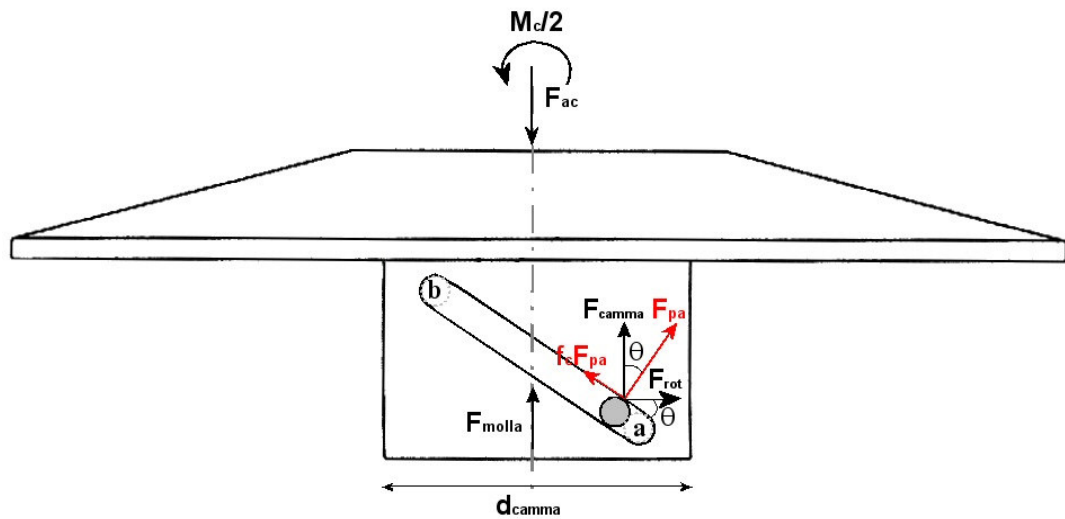


fig. 5.12 – Forze scambiate tra perno ed asola

Essendo l'inclinazione θ della camma pari all'angolo formato dall'asola con la parallela alla direzione della forza F_{rot} , la forza F_{pa} può essere perciò scritta come:

$$F_{pa} = F_{camma} \cdot \cos \theta + F_{rot} \cdot \sin \theta \tag{5.35}$$

considerando che, durante la variazione del rapporto di trasmissione, il moto relativo tra il perno e la semipuleggia mobile è tale che il perno si muova dal punto a in direzione del punto b della fig. 4.1, la forza di attrito

che si oppone al moto della semipuleggia sarà pari a:

$$f_c \cdot F_{pa} = -F_{camma} \cdot \sin \theta + F_{rot} \cdot \cos \theta \quad (5.36)$$

dove con f_c si indica il coefficiente di attrito tra perno ed asola, il quale ha generalmente valore compreso tra 0,1 e 0,4.

Sostituendo la (5.35) nella (5.36) si ottiene:

$$f_c \cdot (F_{camma} \cdot \cos \theta + F_{rot} \cdot \sin \theta) = -F_{camma} \cdot \sin \theta + F_{rot} \cdot \cos \theta \quad (5.37)$$

raccogliendo a fattor comune la (5.37) diviene:

$$(f_c \cdot F_{camma} - F_{rot}) \cos \theta = -(F_{camma} + f_c \cdot F_{rot}) \cdot \sin \theta \quad (5.38)$$

o meglio

$$\frac{\sin \theta}{\cos \theta} = \frac{(F_{rot} - f_c \cdot F_{camma})}{(F_{camma} + f_c \cdot F_{rot})} \quad (5.39)$$

ponendo $A = \frac{F_{camma}}{F_{rot}}$ e dividendo la (5.39) per F_{rot} si ottiene:

$$\theta = \arctan \left(\frac{1 - f_c A}{A + f_c} \right) \quad (5.40)$$

dall'equazione (5.40), una volta determinate le forze F_{camma} e F_{rot} , si può individuare l'inclinazione θ dell'asola elicoidale.

5.7.2.1. Determinazione delle forze agenti sulla camma

Per la determinazione dell'inclinazione della camma si devono perciò calcolare le forze F_{camma} ed F_{rot} , per inserirle nella (5.40) e individuare così l'angolo θ di inclinazione della camma.

Forza assiale

La forza assiale sviluppata dalla camma deve essere tale da permettere lo spostamento della semipuleggia a partire dal numero di giri a cui inizia la variazione del rapporto. Dunque, il calcolo della forza assiale sviluppata dalla camma è eseguito, in questo caso, per il valore di momento motore pari a quello massimo M_{max} , ossia per un numero di giri motore n_{Cmax} . Il rapporto di trasmissione coincide ovviamente con la marcia corta, in quanto siamo all'inizio della fase di variazione, ed i diametri primitivi sulle pulegge motrice e condotta ed i rispettivi angoli di avvolgimento si possono leggere dalla tabella 5.2. Quindi si può calcolare, grazie alla (3.27), la forza periferica trasmessa dalla cinghia nel caso di coppia massima:

$$F_{\text{pmax}} = \frac{1000 \cdot M_{\text{max}} \cdot 2}{d_{\text{pm}}} \quad (5.41)$$

tale valore viene poi inserito nella (3.26) dove si calcola, con una formula analoga alla (5.29), la velocità periferica della puleggia condotta per il numero di giri n_{cCmax} letto dalla tabella 5.2. Sostituendo tutto nella (5.31) si determina la forza assiale, agente sulla semipuleggia mobile, nel caso di

coppia massima:

$$F_{acmax} = \frac{\left[\frac{1000 \cdot M_{max}}{d_{pm}} \cdot \frac{e^{f^* \cdot \alpha_{avv c}} + 1}{e^{f^* \cdot \alpha_{avv c}} - 1} + q \cdot \left(\frac{2\pi \cdot n_{cmax}}{60} \cdot \frac{d_{pc}}{2000} \right)^2 \right] \cdot \alpha_{avv c}}{2} \cdot \left(\frac{1 - f^* \cdot \tan \frac{\beta}{2}}{f^* + \tan \frac{\beta}{2}} \right) \quad (5.42)$$

Dall' equilibrio delle forze in direzione assiale risulta che la forza assiale generata dalla camma sarà pari alla differenza tra la forza assiale F_{ac} , agente sulla semipuleggia mobile condotta, e la forza assiale F_{molla} , generata dalla molla di torsione, fig. 4.1:

$$F_{camma} = F_{ac} - F_{molla} \quad (5.43)$$

Per la (5.43) la forza della camma sarà allora pari alla forza assiale F_{acmax} calcolata con la (5.42) sottratta della forza esercitata dalla molla, precedentemente calcolata tramite la (5.32):

$$F_{camma} = F_{ac} - F_0 - k \cdot S_c \quad (5.44)$$

dove lo spostamento assiale S_c della semipuleggia mobile condotta viene letto dalla tabella 5.2 noto il numero di giri motore n_{cmax} in cui la coppia è massima.

Forza F_{rot}

La forza F_{rot} (espressa in N) che genera la rotazione della semipuleggia è

data dall'equilibrio dei momenti intorno all'asse di rotazione della puleggia condotta, fig. 4.1:

$$F_{\text{rot}} \cdot \frac{d_{\text{camma}}}{2 \cdot 1000} = \frac{M_c}{2} \quad (5.45)$$

Dove nella precedente d_{camma} è il diametro della camma (espresso in mm) che si ritiene noto in quanto ottenuto dal dimensionamento generale della trasmissione; il termine M_c rappresenta la coppia (espressa in Nm), agente sulla puleggia condotta, generata dalle tensioni (T_1 e t_1) che si esercitano sui rami della cinghia. Nella (5.45) essendo l'equilibrio alla rotazione relativo alla semipuleggia, e sotto l'ipotesi che la coppia si ripartisca uniformemente su entrambe le semipulegge, il termine M_c è diviso a metà. Indicando con d_{pc} il diametro primitivo (in mm) della puleggia condotta si ha che tale coppia può essere scritta come:

$$M_c = (T_1 - t_1) \cdot \frac{d_{\text{pc}}}{2 \cdot 1000} \quad (5.46)$$

La (5.46) può essere scritta in funzione del momento motore M_m mediante la seguente relazione:

$$M_c = \frac{M_m \cdot 2}{d_{\text{pm}}} \cdot \frac{d_{\text{pc}}}{2} = \frac{M_m}{\tau} \quad (5.47)$$

sostituendo la (5.47) nella (5.45) si ricava:

$$F_{\text{rot}} = \frac{M_c}{2} \cdot \frac{2000}{d_{\text{camma}}} = \frac{1000 \cdot M_m}{\tau \cdot d_{\text{camma}}} \quad (5.48)$$

La forza F_{rot} è in conseguenza di ciò calcolata, nota la geometria della semipuleggia, sostituendo nella (5.48) il valore del momento motore massimo, M_{max} , ed il rapporto di trasmissione relativo a tale regime letto dalla tabella 5.2:

$$F_{\text{rot}} = \frac{1000 \cdot M_{\text{max}}}{\tau \cdot d_{\text{camma}}} \quad (5.49)$$

Quindi una volta determinate le forze F_{camma} e F_{rot} si determina il parametro $A = \frac{F_{\text{camma}}}{F_{\text{rot}}}$ e, sostituendolo nella (5.40), si calcola il valore dell'angolo θ .

5.8. Determinazione delle forze assiali agenti sulla puleggia motrice

Una volta dimensionato il correttore di coppia si possono calcolare, per ogni punto della curva di cambiata definita nel paragrafo 5.5, la forza assiale F_{ac} esercitata dal correttore stesso per mezzo della (4.7) del capitolo 4 e, dal sistema (4.13) unitamente alle formule (4.14) e (4.15), le tensioni T_1 e t_1 agenti sui rami della cinghia.

Conseguentemente la forza assiale F_{am} che la cinghia esercita sulla semipuleggia mobile motrice viene calcolata mediante le formule (4.16), (4.17) e (4.18). Ottenendo in definitiva una tabella (tipo la tabella 5.3) che

riporta per ogni numero di giri (ad esempio motore) della curva di cambiata le relative forze e tensioni.

n	T₁	t₁	F_{ac}	F_{am}
[giri/min]	[N]	[N]	[N]	[N]
n_i	T_{1i}	t_{1i}	F_{aci}	F_{ami}
n_{i+1}	T_{1i+1}	t_{1i+1}	F_{aci+1}	F_{ami+1}

tabella 5.3 – Forze agenti sulle pulegge

Al fine del corretto funzionamento del gruppo di trasmissione, ossia affinché avvenga la variazione del rapporto al regime n_v precedentemente stabilito dovrà essere che la forza assiale F_{ar} , esercitata dai rulli sulla semipuleggia mobile motrice, debba diventare maggiore della forza F_{am} , (che si oppone allo spostamento assiale della semipuleggia stessa), quando la velocità di rotazione del motore raggiunge il suddetto valore n_v (punto B di fig. 5.13).

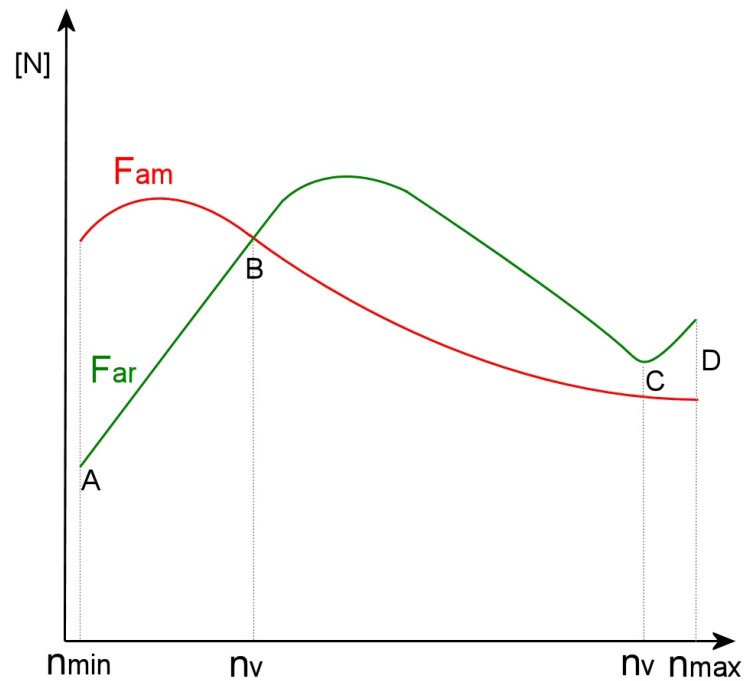


fig. 5.13 – Forze agenti sulla semipuleggia mobile motrice

Infatti quando la puleggia motrice raggiunge il valore ω_v affinché possa avvenire la variazione del rapporto di trasmissione la semipuleggia deve spostarsi assialmente, facendo avvolgere la cinghia su diametri sempre maggiori, quindi dal punto B di fig. 5.13 (che coincide con il punto B di fig. 5.9) in poi la forza assiale esercitata dai rulli deve essere maggiore della forza F_{am} che si oppone a tale spostamento.

In fase di dimensionamento la forza assiale F_{ar} è sconosciuta in quanto la forza esercitata dal rullo dipende, oltre dalla massa dello stesso, soprattutto dalla forma del profilo di scorrimento ricavato all'interno della semipuleggia mobile che è proprio il parametro che va dimensionato.

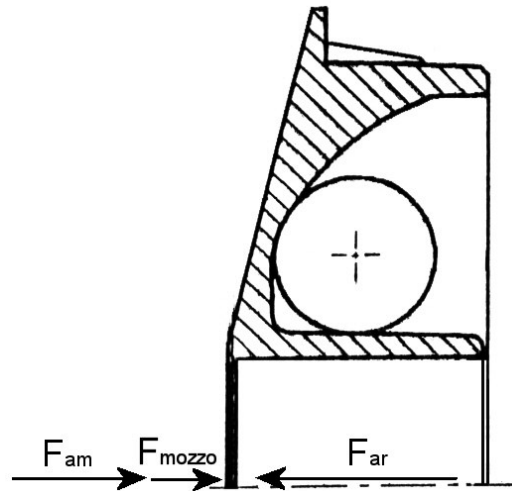


fig. 5.14 – Forze assiali agenti sulla semipuleggia

Quindi una volta calcolata la forza F_{am} si ipone che la forza assiale F_{ar} , necessaria a far spostare assialmente la semipuleggia, debba vincere (dal punto B di fig. 5.13) sia la forza F_{am} che la forza di attrito F_{mozzo} agente sul mozzo della semipuleggia (fig. 5.14):

$$F_{ar} = F_{am} + F_{mozzo} \quad (5.50)$$

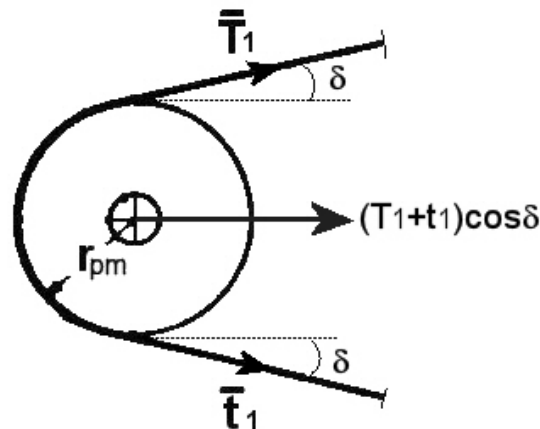


fig. 5.15 – Tensioni agenti sull'albero della puleggia

La forza di attrito agente sulla semipuleggia viene calcolata moltiplicando

il carico agente sull'albero della puleggia in direzione dell'interasse (dovuto alle tensioni dei rami della cinghia, fig. 5.15) per il coefficiente di attrito f_m tra mozzo e albero motore:

$$F_{\text{mozzo}} = f_m \cdot (T_1 + t_1) \cdot \cos \delta \quad (5.51)$$

Nella (5.51) il valore del coefficiente di attrito f_m è generalmente compreso tra 0,1÷0,2 dato che il mozzo viene realizzato in metallo sinterizzato autolubrificante.

Come effettuato precedentemente, si riporta in una tabella (tipo la tabella 5.4) il valore delle forze assiali agenti sulla semipuleggia, calcolate con la 5.50, relative ad ogni punto della curva di cambiata.

n	F_{am}	F_{mozzo}	F_{ar}
[giri/min]	[N]	[N]	[N]
n_i	F_{ami}	F_{mozzoi}	F_{ari}
n_{i+1}	F_{ami+1}	$F_{mozzoi+1}$	F_{ari+1}

tabella 5.4 – Andamento delle forze assiali agenti sulla semipuleggia

5.9. Modello matematico per la determinazione del profilo di scorrimento dei rulli

Per la determinazione della forma del profilo si è messo a punto un modello matematico che tramite un calcolo iterativo determina l'inclinazione e le coordinate del profilo stesso.

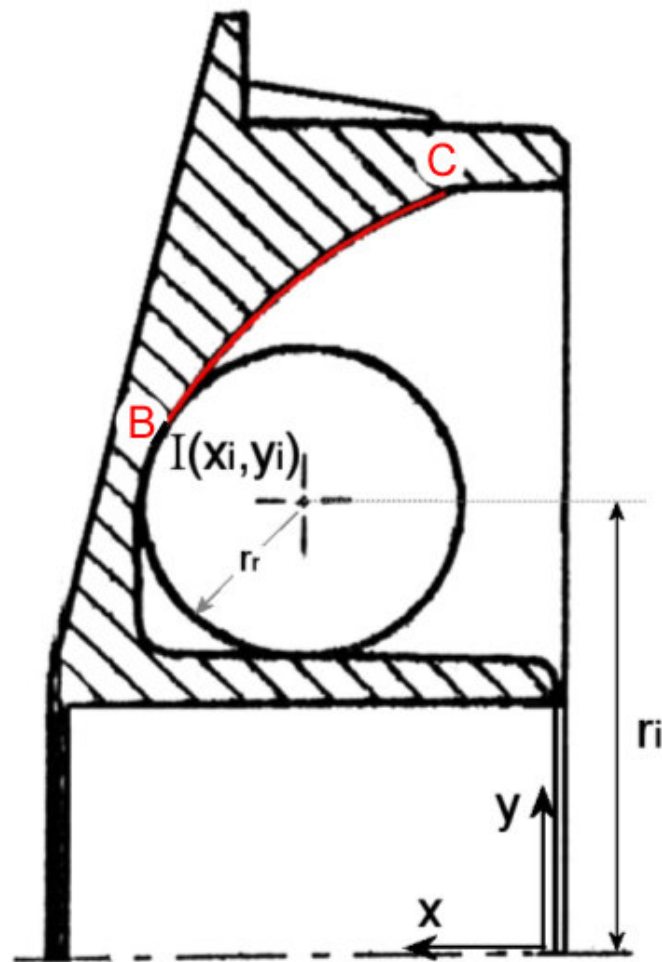


fig. 5.16 – Profilo utile

Dato che la parte del profilo con cui il rullo scambia la forza è solo quella del tratto BC di fig. 5.16, lo studio è mirato alla determinazione proprio di

tale porzione del profilo.

Conoscendo i diametri massimo e minimo che la cinghia deve assumere sulla puleggia, unitamente ad un dimensionamento strutturale²⁵ della stessa, si può ipotizzare il primo punto di contatto tra il rullo ed il profilo (punto I fig. 5.16).

Del punto I si conoscono perciò le coordinate x_i , y_i (fig. 5.16) e conseguentemente la distanza r_i del baricentro del rullo (fissato il raggio r_r dello stesso) dall'asse di rotazione della puleggia.

Quando il rullo si trova nel punto I, sulla curva di cambiata (fig. 5.9) si è nel punto B, corrispondente all'inizio della variazione del rapporto, e perciò sono note (dalla tabella 5.2 e dalla tabella 5.3) tutte le grandezze utili per il dimensionamento. Si calcola perciò, una volta imposto un valore di primo tentativo per il peso dei rulli, la forza centrifuga F_{ci} e dalla tabella 5.4 si legge la forza F_{ari} che deve essere sviluppata dal rullo quando si trova nel punto I.

Note le due forze può essere determinata l'inclinazione α_i del profilo nel punto I, mediante la formula (4.27) del capitolo 4 che esprime la forza assiale F_{ar} in funzione dell'inclinazione α del profilo. Invertendo tale formula è perciò possibile determinare il valore dell'angolo α ; infatti dalla (4.27), sviluppando i termini in seno ed in coseno e trascurando l'angolo d'attrito α' :

$$\frac{F_{ar}}{6 \cdot F_c \cdot \cos \xi} = \frac{\cos \alpha - \operatorname{sen} \alpha}{\operatorname{sen} \alpha \cos \xi + \operatorname{sen} \xi \cos \alpha} \quad (5.52)$$

ed effettuando il minimo comune denominatore:

²⁵ Dove vengano calcolati gli spessori ed il tipo di materiale da usarsi, oltre che il diametro del mozzo

$$F_{ar} \cdot [\text{sen}\alpha \cos \xi + \text{sen}\xi \cos \alpha] = 6 \cdot F_c \cdot \cos \xi [\cos \alpha - \text{sen}\alpha] \quad (5.53)$$

dalla (5.53) raccogliendo $\text{sen}\alpha$ e $\cos\alpha$, mediante semplici passaggi, si ottiene:

$$\frac{\text{sen}\alpha}{\cos\alpha} = \frac{6F_c \cdot \cos \xi - F_{ar} \cdot \text{sen}\xi}{6F_c \cdot \cos \xi + F_{ar} \cdot \cos \xi} \quad (5.54)$$

da cui si può ricavare, sostituendo le forze F_{ci} e F_{ari} , il valore dell'angolo iniziale α_i :

$$\alpha_i = \arctan \left[\frac{6F_{ci} \cdot \cos \xi - F_{ari} \cdot \text{sen}\xi}{6F_{ci} \cdot \cos \xi + F_{ari} \cdot \cos \xi} \right] \quad (5.55)$$

considerando l'angolo d'attrito α' :

$$\alpha_i = \arctan \left[\frac{6F_{ci} \cdot \cos(\xi + \alpha') \cos \alpha' - F_{ari} \cdot \text{sen}(\xi + 2\alpha')}{6F_{ci} \cdot \cos(\xi + \alpha') \text{sen}\alpha' + F_{ari} \cdot \cos(\xi + 2\alpha')} \right] \quad (5.55\text{bis})$$

dove l'angolo ξ rappresenta l'inclinazione della piastra fissa.

Supponendo di suddividere il profilo in N intervalli, in ognuno dei quali il profilo può essere ritenuto ad inclinazione costante, l'andamento del profilo si può determinare con un calcolo ricorsivo.

Detto X lo spostamento totale del rullo fra la posizione corrispondente al rapporto minimo e quella relativa al rapporto massimo, si può calcolare l'inclinazione del profilo ad intervalli X/N . Dal punto I di coordinate x_i, y_i il rullo si sposterà lungo un segmento di inclinazione α_i fino al punto $i+1$.

Leggendo dalla tabella 5.2 il diametro primitivo d_{pmi+1} che la cinghia assume quando il rullo passa dal punto di coordinate x_i, y_i al punto x_{i+1}, y_{i+1} si può calcolare la differenza $\Delta d_{pmi,i+1}$ tra i diametri passando dal punto i -esimo al punto $i+1$:

$$\Delta d_{pmi,i+1} = d_{pmi+1} - d_{pmi} \tag{5.56}$$

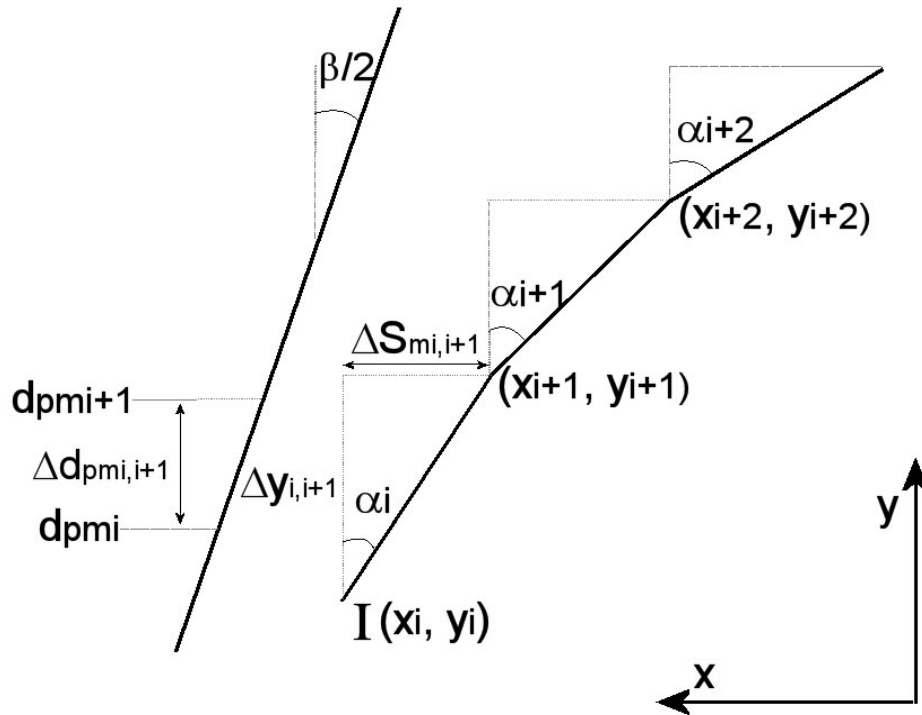


fig. 5.17 – Particolare del profilo di scorrimento

Dopo di che si determina lo spostamento assiale $\Delta S_{mi,i+1}$ della semipuleggia necessario affinché si possa avere tale variazione di diametro di avvolgimento:

$$\Delta S_{mi,i+1} = \Delta d_{pmi,i+1} \cdot \tan \frac{\beta}{2} \quad (5.57)$$

La coordinata y_{i+1} del punto $i+1$, con riferimento alla fig. 5.17, può essere scritta come:

$$y_{i+1} = y_i + \frac{\Delta S_{mi,i+1}}{\tan \alpha_i} \quad (5.58)$$

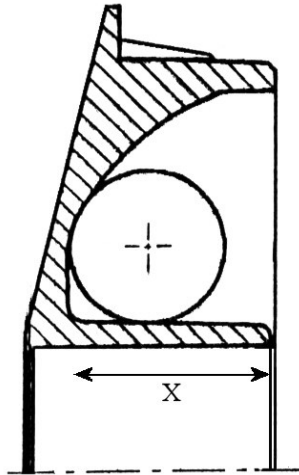


fig. 5.18 – Sezione della semipuleggia

Avendo, inoltre, la semipuleggia una profondità ben definita (fig. 5.18) la coordinata x del profilo non può variare liberamente ma deve rimanere entro le dimensioni della semipuleggia. Quindi per la coordinata x_{i+1} si utilizza la seguente relazione:

$$x_{i+1} = x_i - \frac{X}{N} \quad (5.59)$$

dove X , fig. 5.18, rappresenta lo spazio totale (lungo l'asse x) a

disposizione del profilo ed N la precisione con cui viene calcolato il profilo cioè con quanti punti viene approssimato, perciò $i = 1 \div N$.

Individuata la coordinata y_{i+1} si calcola il valore r_{i+1} assunto dalla distanza del baricentro del rullo dall'asse di rotazione quando il rullo si sposta dal punto i -esimo al punto $i+1$, dove con r_r si indica il raggio del rullo:

$$r_{i+1} = y_{i+1} - \frac{r_r \cdot \tan \alpha_i}{\sqrt{1 + (\tan \alpha_i)^2}} \quad (5.60)$$

Ricavati allora i valori di y_{i+1} , x_{i+1} , r_{i+1} , e leggendo dalla tabella 5.2 il numero di giri n_{i+1} si calcolano, dalla (4.21) la forza centrifuga F_{ci+1} che il rullo assume quando è nel punto di coordinate (x_{i+1}, y_{i+1}) e dalla tabella 5.4 si legge relativa forza assiale F_{ari+1} che esso esercita. Quindi sostituendoli nella (5.55) si determina anche l'inclinazione α_{i+1} assunta dal profilo nel nuovo punto di contatto. Ripetendo il calcolo per tutti gli i -esimi punti (dove $i = 1 \div N$) si ottiene così il profilo cercato.

Capitolo 6

6. Progettazione e realizzazione di un banco prova

Durante la fase di studio per l'analisi dei parametri caratteristici dei sistemi di variazione a comando meccanico finalizzati alla messa a punto di un modello matematico per la progettazione e il dimensionamento del sistema di variazione continua del rapporto di trasmissione, più volte è nata l'esigenza di acquisire dati tramite prove sperimentali.

Tali prove, fino ad ora, sono state possibili grazie alla collaborazione con Honda che ha fornito i propri laboratori e banchi prova.

Allo stato attuale della ricerca si necessita di condurre numerose campagne di prove finalizzate all'acquisizione di dati che consentano l'approfondimento dei problemi connessi al funzionamento reale della trasmissione e allo sviluppo di un modello matematico di carattere generale.

È nata quindi l'esigenza di progettare e realizzare un banco prova appositamente dedicato a questo tipo di trasmissioni da installare nel laboratorio di Progettazione e Costruzione di Macchine del DIMI.

6.1. Finalità del banco prova

Le campagne di prova condotte con banchi di tipo industriali hanno consentito, fino ad ora, di acquisire conoscenze importanti sul comportamento complessivo del gruppo trasmissione. Giunti a questo punto della ricerca è necessario condurre campagne di prove che

consentano di analizzare nel dettaglio il comportamento di singoli componenti della trasmissione. I banchi prova di tipo industriale, infatti, hanno consentito di acquisire tutte le grandezze in ingresso e in uscita dalla trasmissione, ma non hanno permesso di indagare più dettagliatamente, ad esempio, sul comportamento della cinghia durante il funzionamento.

Nasce così l'esigenza di progettare un apposito banco prova che possa assolvere a queste specifiche richieste.

Durante le campagne di prova sarà utile rilevare diverse grandezze fisiche come :

- coppia in entrata,
- coppia in uscita,
- velocità angolare in ingresso,
- velocità angolare in uscita,
- velocità lineare della cinghia e sua variazione lungo l'arco di avvolgimento sulla puleggia,
- diametro di avvolgimento delle cinghia sulle pulegge e quindi il rapporto di trasmissione,
- temperatura della cinghia.

A tal fine è necessario progettare un'apposita catena di misura per il rilevamento, l'acquisizione e la gestione dei valori istantanei delle suddette grandezze fisiche.

6.2. Scelta dell'azionamento del banco prova

Al fine di studiare la trasmissione al variare delle sue condizioni di funzionamento è necessario disporre di un azionamento che sia in grado di simulare sia il motore termico che il carico resistente. Pertanto l'azionamento deve essere in grado di fornire alla trasmissione:

- in ingresso valori di coppia e velocità nel range di variazione fornito dal motore a combustione interna,
- in uscita valori di coppia e velocità dell'ordine di quelli rilevati alla ruota del veicolo.

Aspetto importante ai fini della scelta dell'azionamento è la semplicità di regolazione delle grandezze in entrata ed uscita dalla trasmissione, in modo da riuscire a simulare il più possibile il comportamento della trasmissione stessa nel suo funzionamento reale.

La finalità della ricerca oggetto del presente dottorato è quella della messa a punto di un modello matematico per la progettazione, il dimensionamento e la costruzione di trasmissioni a variazione continua del rapporto di trasmissione a cinghie trapezoidali. Si cerca quindi di riuscire a progettare un banco prova che sia in grado di testare trasmissioni che equipaggino una vasta gamma di classi di veicoli. Le specifiche dell'azionamento vengono scelte tenendo conto di questa esigenza cercando di simulare le caratteristiche dei motori che equipaggiano gli scooter più diffusi sul mercato.

Vengono analizzate due possibili tipologie di azionamento, una di natura oleodinamica, che consentirebbe di sfruttare la presenza in laboratorio di una centralina oleodinamica, l'altra di tipo elettrico.

6.2.1. Azionamento oleodinamico

L'azionamento oleodinamico sfrutta olio in pressione fornito da una centralina oleodinamica per alimentare un motore idraulico (sezione 1-2 di Figura 6.1) che movimenta in ingresso la trasmissione.

Una pompa idraulica (sezione 5-6 di Figura 6.1) e una valvola laminatrice (sezione 6-7 di Figura 6.1) hanno invece il compito di simulare il carico resistente in uscita alla trasmissione.

MOLTIPLICATORE 3:1 RIDUTTORE 1:3

$n_{ingr.tras} = 5000$ giri/min (n_{Cmax}) $C_{ingr.tras} = 0,67$ daN·m (max) $\tau = 0,42$ (min)

Caso Piaggio Fly 100cc 4t

$P_{max} = 6,2cv$ a 7500 giri/min

$C_{max} = 0,67$ daN·m a 5000 giri/min

$C_{min} = 0,4$ daN·m (ipotizzato)

1-2 Motore Idraulico tipo REXROTH G2 6,2 cc/giro

900 giri/min $\leq n \leq 5000$ giri/min

5-6 Pompa a pistoni a cilindrata costante tipo REXROTH A2FO 12 cc/giro

50 giri/min $\leq n \leq 3150$ giri/min

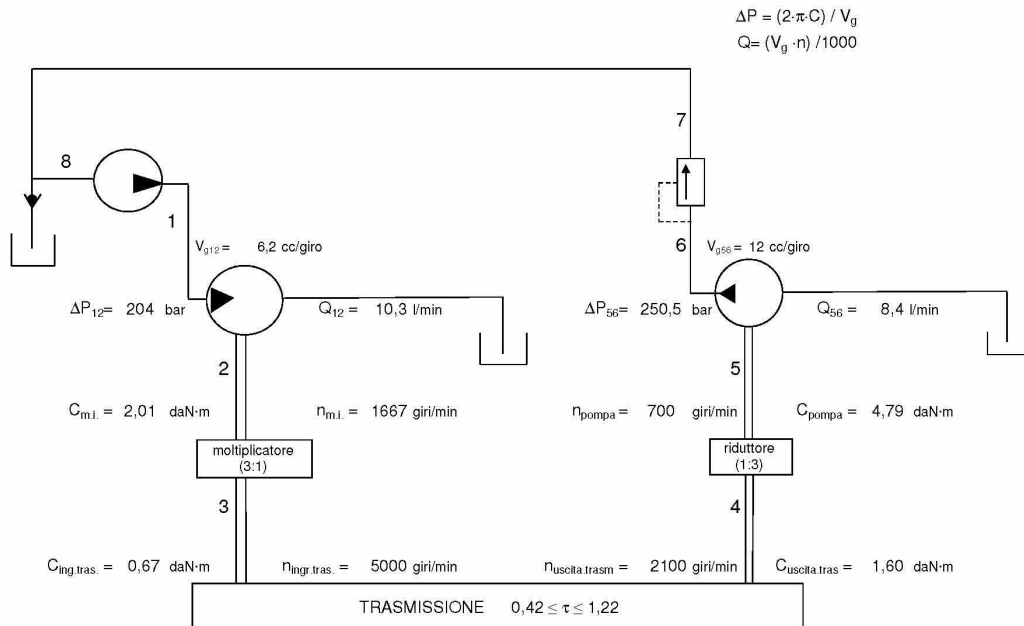


Figura 6.1 Schema dell'azionamento oleodinamico

Viene riportato lo schema dell'azionamento oleodinamico progettato per assolvere le funzioni richieste al banco prova, tale schema è relativo alla

simulazione di un veicolo equipaggiato con un motore a quattro tempi di 100 cc di cilindrata erogante una potenza massima di 4.6 kW a 7500 giri/min e una coppia massima di 0.67 daN·m a 5000 giri/min.

Nello schema si possono leggere i valori di alcune grandezze (ΔP_{12} Q_{12} C_{mi} e n_{mi} sono rispettivamente i valori di caduta di pressione, portata coppia erogata e numero di giri relativi al motore idraulico; $C_{ing\ tras}$ $n_{ingr\ tras}$ $C_{uscita\ tras}$ $n_{uscita\ tras}$ indicano i valori di coppia e numero di giri in ingresso e in uscita dalla trasmissione; n_{pompa} C_{pompa} ΔP_{56} e Q_{56} sono i valori del numero di giri, coppia, caduta di pressione e portata relativi alla pompa a pistoncini) calcolate nelle condizioni di esercizio relative all'erogazione della coppia massima da parte del motore sopra descritto.

Interposto tra il motore idraulico e la trasmissione (sezione 2-3 di Figura 6.1) troviamo un moltiplicatore di giri che consente di avere in ingresso alla trasmissione la velocità di rotazione desiderata.

In uscita dalla trasmissione è necessario prevedere un riduttore di giri (sezione 4-5 di Figura 6.1) che riporti la velocità di rotazione ad un regime compatibile con quello richiesto dalla pompa idraulica.

Analogamente a quanto descritto, sono stati elaborati dati relativi alla simulazione di numerose altre condizioni di esercizio e di altre tipologie di motori che equipaggiano i più diffusi scooter presenti sul mercato. In tal modo è stato possibile verificare che l'azionamento oleodinamico studiato fosse in grado di simulare il funzionamento delle diverse trasmissioni montate su detti scooter.

6.2.2. Azionamento elettrico

Gli azionamenti elettrici prevedono l'uso di elettronica di potenza per controllare una o più macchine elettriche al fine di imporgli un comportamento desiderato per raggiungere uno scopo prefissato.

Nel caso del banco prova oggetto di questa trattazione si devono prevedere due macchine elettriche, la prima verrà utilizzata per movimentare la trasmissione, la seconda per simulare il carico resistente, quindi collegata alla puleggia condotta della trasmissione.

L'elettronica di potenza sarà chiamata a regolare in velocità la macchina motrice e in coppia la seconda macchina elettrica.

L'utilizzo di macchine elettriche consente il collegamento diretto tra dette macchine e la trasmissione grazie alle elevate velocità di rotazione che possono raggiungere. Per equipaggiare il banco prova, infatti, si sono scelte macchine elettriche in grado di arrivare ad una velocità di rotazione di 12000 giri/min, consentendo quindi di non prevedere moltiplicatori e riduttori di velocità.

La potenza elettrica generata dalla seconda macchina viene riutilizzata per contribuire all'alimentazione della prima.

Viene fatta un'analisi comparativa tra le due soluzioni; sebbene l'azionamento oleodinamico sia economicamente più vantaggioso, anche grazie alla presenza in laboratorio di una centralina oleodinamica, il sistema elettrico si è rilevato migliore per altri aspetti quali: assenza di moltiplicatori e riduttori meccanici di velocità a monte e a valle della trasmissione, maggior facilità e precisione nella regolazione dei parametri principali del banco (velocità in entrata e coppia in uscita) e possibilità

di recuperare agevolmente la potenza generata dal carico, senza quindi prevedere apparecchiature per lo smaltimento di calore dell'olio che sarebbero necessarie nel caso di azionamento oleodinamico.

6.2.2.1. Descrizione dell'azionamento elettrico

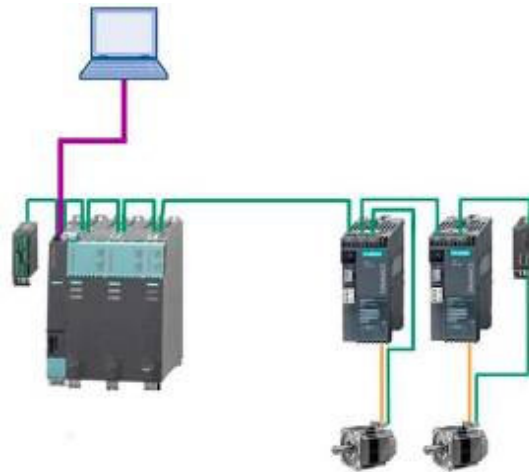


Figura 6.2 schema dell'azionamento

Per l'azionamento che equipaggerà il banco prova sono stati scelti i seguenti componenti:

- 1 modulo d'ingresso Active Line Sinamics serie S120 da 36kW
- 1 filtro di rete da 36 kW
- 1 bobina da 36 kW
- 2 motor module Sinamics serie S120
- 1 Control Unit Sinamics CU320

- 4 Terminal Module.
- 1 Alimentatore Sitop 24V DC/40°
- 2 macchine elettriche asincrone Siemens serie 1PH7 da 12 kW con una velocità massima di 12000 giri/min

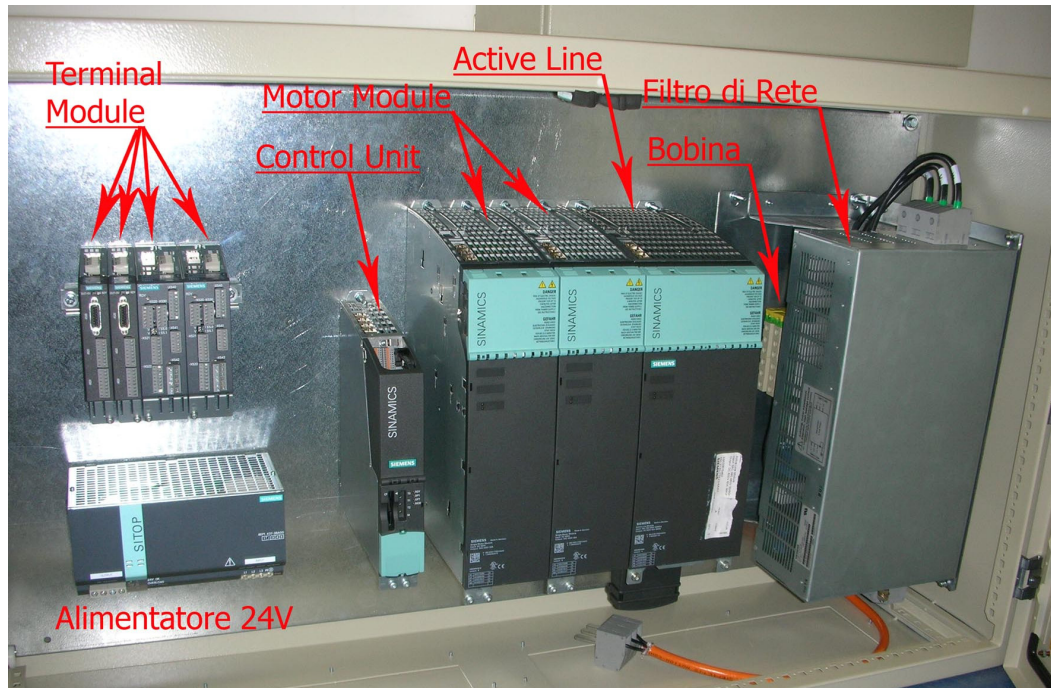


Figura 6.3 Complessivo dell'elettronica di potenza e della parte di controllo dell'azionamento elettrico installato presso i laboratori del DIMI

L'Active Line Module genera, dalla tensione in ingresso dalla rete, una tensione continua che serve come tensione di alimentazione per i singoli Motor Module.

Gli Active Line Module 36 kW dispongono di interfacce Drive-Cliq per la comunicazione con la Control Unit.

I filtri di rete, usati assieme a una bobina di rete e una configurazione dell'impianto secondo le norme EMC, limitano le emissioni

elettromagnetiche condotte che sono irradiate dalle parti di potenza ai valori limite della categoria C2 secondo EN 61800-3.

I Motor Module hanno la funzione di invertitori. Le informazioni di controllo vengono generate nella Control Unit e distribuite tramite Drive-Cliq ai singoli Motor Module.

La Control Unit è un'unità di regolazione centrale, nella quale vengono realizzate le funzioni di regolazione e di comando per il modulo di ingresso Line Module e i due Motor Module. I software e i parametri di configurazione si trovano su una CompactFlash Card estraibile

I Terminal Module sono unità di ampliamento dei morsetti di input/output per segnali di misura e regolazione. Con i Terminal Module è possibile ampliare il numero degli ingressi e delle uscite digitali nonché quello degli ingressi e delle uscite analogiche presenti all'interno del sistema di azionamento.

L'alimentatore a 24V viene utilizzato per l'alimentazione a bassa tensione dei componenti elettronici del sistema.



Figura 6.4 Macchine elettriche dell'azionamento del banco prova

Le macchine elettriche scelte sono della serie costruttiva 1PH7, macchine asincrone compatte, a quattro poli, a ventilazione forzata e con rotore a gabbia.

In particolare le macchine elettriche che equipaggiano il banco prova hanno una potenza di 12kW, erogano una coppia di 49.8 Nm e raggiungono una velocità di rotazione pari a 12000 giri/min.

6.3. Progettazione e realizzazione della catena di misura

Il banco prova è equipaggiato con una catena di misura appositamente progettata che possa permettere di acquisire tutte le grandezze utili al fine di analizzare nel dettaglio il comportamento di singoli componenti della trasmissione durante il suo funzionamento.

Più in particolare durante le sessioni di prove dovranno essere acquisite, al variare delle condizioni di funzionamento della trasmissione, le seguenti grandezze fisiche:

- Coppia in entrata e in uscita alla trasmissione.
- Velocità di rotazione delle pulegge, motrice e condotta.
- Diametro di avvolgimento della cinghia sulle pulegge .
- Velocità lineare della cinghia lungo tutto l'arco di avvolgimento sulla puleggia.
- Temperatura della cinghia.

6.3.1. Scelta e individuazione dei componenti della catena di misura.

Le misure di coppia vengono effettuate con due torsionometri HBM T22 interposti tra le macchine elettriche e la trasmissione attraverso dei giunti a soffietto.

I torsionometri scelti presentano le seguenti caratteristiche:

- Coppia nominale: 50 N·m
- Velocità nominale di rotazione: 12000 giri/min
- Classe di precisione: 0.5

- Uscita del segnale della coppia: $\pm 5V$; 10 ± 8 mA

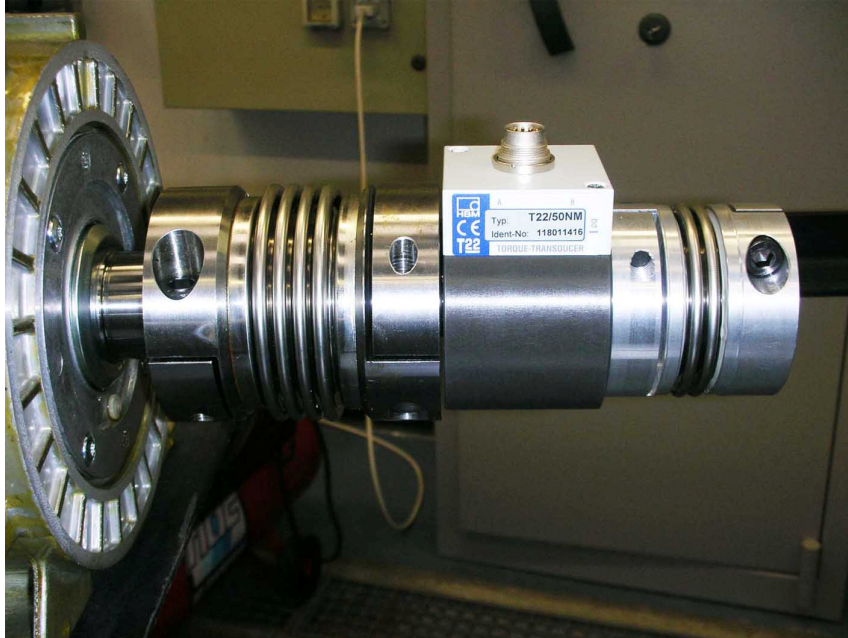


Figura 6.5 Torsiometro e giunti a soffietto

Le misure di velocità vengono derivate direttamente dall'encoder a bordo delle macchine elettriche, in quanto, come visto in precedenza, le pulegge sono calettate tramite giunto a soffietto agli alberi di ingresso e uscita della trasmissione.

A tal fine, come visto nel paragrafo 6.2.2.1, sono stati previsti dei moduli aggiuntivi di output di segnali per la derivazione di tali misure nella sezione di controllo dell'azionamento elettrico.

Tali moduli permettono di prelevare il segnale di misura della velocità proveniente dai motori o in forma analogica o in forma digitale a seconda delle esigenze dettate dalla scheda di acquisizione.

La misura del diametro di avvolgimento della cinghia sulla puleggia motrice viene effettuata con un telemetro laser a triangolazione ottica Sunx serie LM10, opportunamente montato su una base regolabile in altezza. Tale telemetro viene accoppiato con un amplificatore di segnale Sunx serie ANR.



Figura 6.6 telemetro laser montato su bassetta.

Le specifiche fondamentali del telemetro sono le seguenti:

- Distanza di centratura: 130 mm
- Campo di misurazione: ± 50 mm
- Risoluzione 330 μm
- Laser classe 1

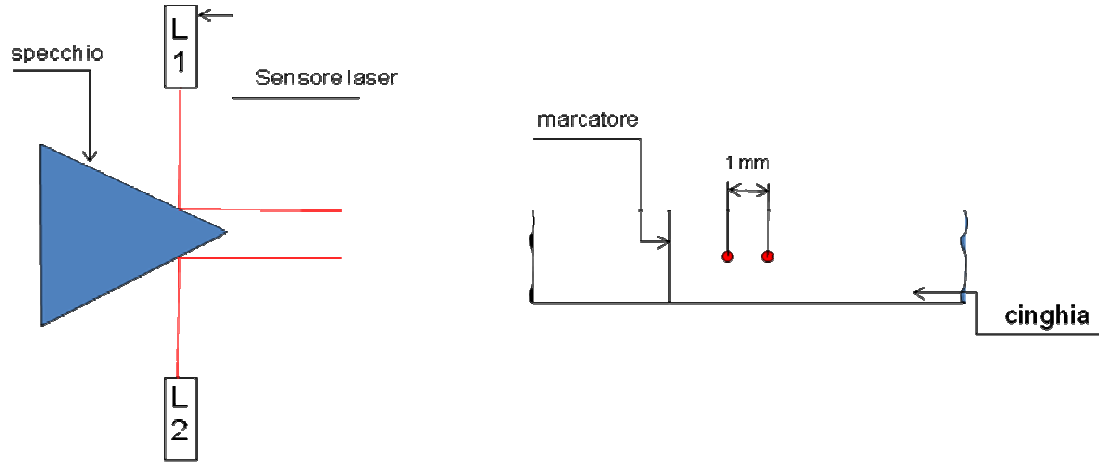
Per quanto concerne l'amplificatore si hanno le seguenti specifiche:

- Uscita analogica: $\pm 5V/F.S.$
- Regolazione punto zero: $\pm 10\%$ F.S.
- Tensione di alimentazione: da 12 a 24V DC

Per acquisire la velocità lineare della cinghia in diversi punti lungo dell'arco di avvolgimento sulla puleggia, è stato studiato e realizzato un sistema che prevede due sensori laser; sulla cinghia si ricava un marcatore che viene rilevato al suo passaggio dai sensori. Dalla differenza di tempo tra i gli impulsi generati dai due sensori, nota la distanza dei raggi laser, si risale alla velocità lineare della cinghia.

Da tale sistema si vuole misurare la velocità lineare istantanea della cinghia. A tal fine la distanza tra i due sensori dovrà essere la più piccola possibile, in modo da non ottenere come risultato una velocità mediata su un tratto di cinghia dell'ordine del centimetro. Per questi motivi non è stato possibile disporre i sensori affiancati, in quanto il loro ingombro è di 11mm. In tal modo la distanza dei due fasci laser sarebbe stata eccessiva e la velocità rilevata con questa configurazione avrebbe fornito come risultato una velocità mediata su tale intervallo.

Per ovviare a questo inconveniente si è scelto di deviare i due fasci laser attraverso l'utilizzo di uno specifico specchio per permettere di avvicinarli il più possibile (a una distanza di circa 1mm uno dall'altro).



Schema del sistema di sensori e specchio

Vista superiore della cinghia con in evidenza i fasci dei sensori laser.

Figura 6.7 Schema del sistema di acquisizione della velocità lineare della cinghia

Il sistema di sensori e specchio sarà montato su una base libera di ruotare, grazie all’ausilio di una guida che permette di stabilire varie posizioni angolari rispetto l’asse della puleggia, per permettere l’acquisizione della velocità lineare della cinghia lungo tutto l’arco di abbraccio sulla puleggia.

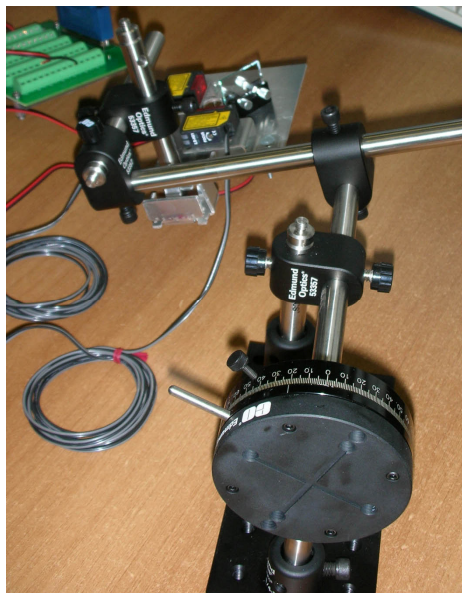


Figura 6.8 Sistema di rilevamento della velocità lineare della cinghia

Il sistema è stato equipaggiato con due sensori laser Sunx serie LS-400, accoppiati ad amplificatori Sunx della stessa serie.

Le principali caratteristiche dei sensori laser e degli amplificatori sono le seguenti:

- Campo di rilevamento in modalità H-SP: da 30 a 300 mm
- Tempo di risposta in modalità H-SP: max. 80 μ s
- Uscita: segnale in corrente 100mA
- Tensione nominale di alimentazione: max. 30V DC

È stato necessario convertire in segnale digitale (di tipo TTL) i segnali in uscita dagli amplificatori dei sensori laser, in quanto di natura analogica. Tale operazione è stata effettuata con l'ausilio di un circuito integrato (rx0749) che preleva in ingresso il segnale analogico proveniente dall'amplificatore e fornisce in uscita un segnale digitale di tipo TTL.

La misura della temperatura della cinghia viene effettuata con un termometro a infrarossi.

L'acquisizione e l'elaborazione dei segnali provenienti dai sensori sopra descritti viene effettuata tramite un'apposita scheda di acquisizione; i segnali vengono poi gestiti attraverso il software Labview.

La scheda di acquisizione scelta è prodotta dalla National Instruments modello PCI 6251 con blocco connettore CB68LP. Le principali specifiche della scheda sono le seguenti:

- Tipi di misura: digitale , frequenza , encoder in quadratura , tensione

- Input analogico:
 - Single-Ended Channels: 16
 - Differential Channels: 8
 - Risoluzione: 16 bit
 - Frequenza di campionamento: 1.25 MS/s
 - Massima tensione analogica in ingresso: 10V
- I/O digitale:
 - Canali bidirezionali: 24
 - Massima frequenza di clock: 10MHz
 - Livello di logica: TTL
- Contatori/Timer:
 - Numero di Contatori/Timer: 2
 - Operazioni in buffer
 - Frequenza di origine massima: 80MHz
 - Risoluzione: 32 bit

6.5. Realizzazione del banco di supporto

Viene progettato e realizzato un banco per alloggiare i due motori, gli appoggi per i torsimetri, i supporti per i cuscinetti e il gruppo trasmissione.

Tale banco viene studiato al fine di poter regolare l'interasse delle trasmissioni da testare.

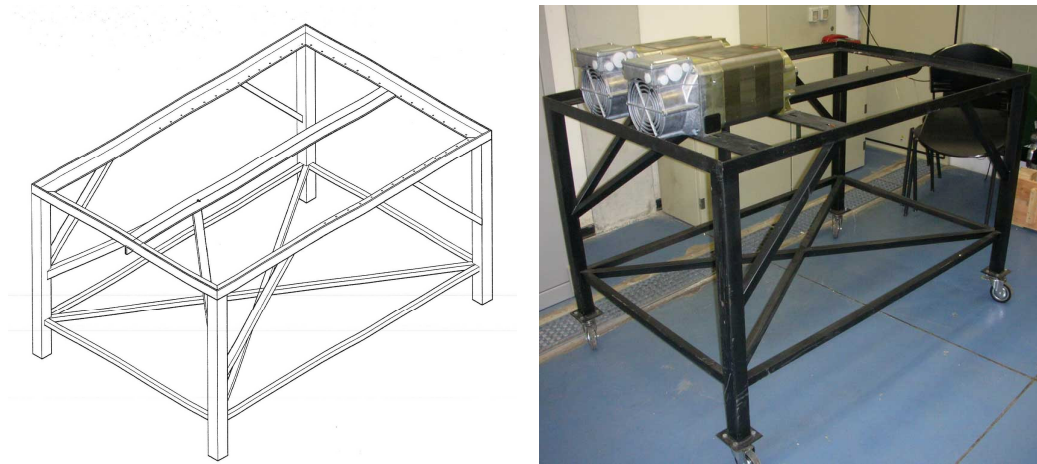


Figura 6.12 Progetto e realizzazione del banco prova

Al tal fine i due motori vengono posizionati su piastre metalliche che consentono una regolazione trasversale degli stessi, grazie ad asolature per il fissaggio delle macchine elettriche. Inoltre dette piastre possono essere fissate al banco tenendo conto di una regolazione in direzione assiale, per consentire il perfetto allineamento anche di diverse trasmissioni.

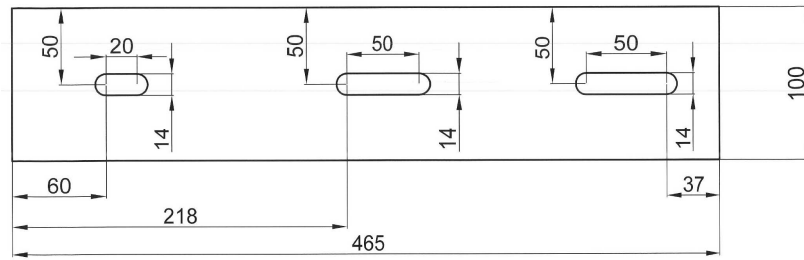


Figura 6.13 Disegno esecutivo delle piastre di sostegno delle macchine elettriche

Il piano del banco prova viene realizzato con profilati a L ad ali disuguali ed a spigoli arrotondati L 80x40x7 UNI-EU 57; le gambe attraverso profilati cavi quadrati sagomati a freddo 50x50x3.2 UNI 7812; la controventatura attraverso profilati cavi quadrati sagomati a freddo 30x30x2.6 UNI 7812. Lo spessore previsto per le piastre è di 5mm.

Viene inoltre prevista una gabbia metallica di protezione degli organi rotanti che consenta di portare all'esterno il comando per la regolazione angolare del sistema di misura della velocità lineare della cinghia lungo l'arco di avvolgimento sulle pulegge.

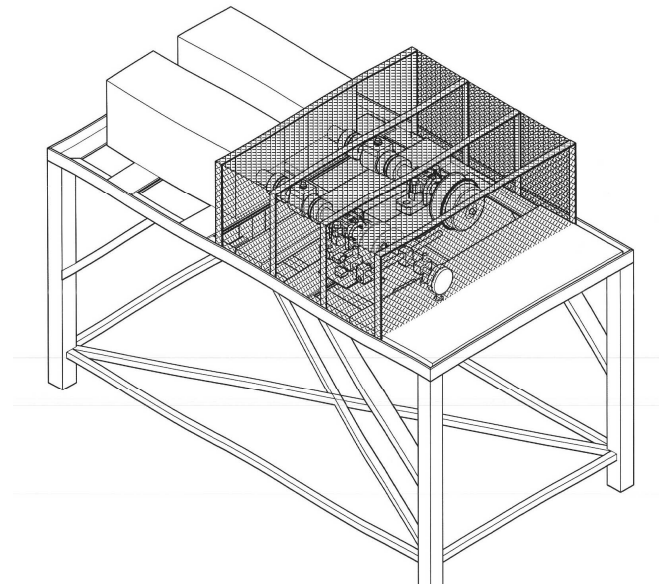


Figura 6.14 Complessivo del banco prova con gabbia di protezione degli organi rotanti

Capitolo 7

7. Applicazione del modello matematico

Si è infine provveduto ad effettuare un dimensionamento del gruppo di trasmissione, come descritto nei paragrafi precedenti, per lo scooter in esame ovvero per l'Honda SH 150, i cui dati sono stati rilevati, al fine di validare l'esattezza del modello matematico elaborato.

7.1. Scelta del regime di variazione del rapporto di trasmissione

La scelta del numero di giri motore a cui far avvenire la variazione del rapporto di trasmissione è stata effettuata in modo tale da favorire il minor consumo di carburante, si è quindi fissato, osservando le curve di coppia e di potenza rilevate per il veicolo in esame, il numero di giri n_v pari a 7.700 giri/min.

7.2. Determinazione dei rapporti di trasmissione

Si deve innanzitutto determinare la velocità massima raggiungibile dallo scooter, utilizzando le formule viste nel paragrafo 5.4.

Ipotizzando che ciò avvenga al numero di giri motore corrispondente alla potenza massima ed avendo, per lo scooter in esame, i seguenti valori:

peso del veicolo in ordine di marcia:	$m = 206 \text{ kg}$
coefficiente f_0 :	$f_0 = 0,0045$
coefficiente K:	$K = 0,1 \times 10^{-6}$
densità dell'aria:	$\rho = 1,226 \text{ N s}^2 \text{ m}^{-4}$
superficie frontale (comprensiva di guidatore):	$S_f = 0,65 \text{ m}^2$
coefficiente di forma:	$C_x = 0,7$
pendenza:	$i = 0\%$
potenza massima:	$P_{\max} = 11,22 \text{ kW}$
numero di giri corrispondenti alla potenza massima:	$n_{P_{\max}} = 8.514 \text{ giri/min}$
rendimento della trasmissione	$\eta_t = 0,8$

si ricava la forza peso del veicolo che è pari a:

$$P_v = m \cdot g = 206 \times 9,81 \cong 2020 \text{ N}$$

utilizzando, quindi, nell'equazione (5.13) i valori su riportati si ottiene:

$$v^3 \left(0,1 \times 10^{-6} \times 2020 + \frac{1,226}{2} \times 0,65 \times \frac{0,7}{(3,6)^2} \right) + 0,0045 \times 2020 \cdot v - 11,22 \times 0,8 \times 3600 = 0$$

da cui risolvendola in funzione di v e scartando le soluzioni immaginarie si ottiene la velocità massima:

$$v_{\max} \cong 114,20 \text{ km/h}$$

Sostituendola nell'equazione (5.15), ed avendo un diametro di

rotolamento d_{rot} pari a 0,6 m, si determina il rapporto di trasmissione massimo τ_{totmax} vigente tra motore e ruota:

$$\tau_{totmax} = \frac{\pi \times 8514 \times 60 \times 0,6}{1000 \times 114,20} \cong 8,44$$

Ricordando, dalla (5.16), che il rapporto della riduzione finale è dato dal prodotto del rapporto totale per il rapporto della trasmissione primaria, ed assumendo per il rapporto di trasmissione massimo τ_{max} tra le pulegge il valore di 1,25 si ha:

$$\tau_{fin} = 8,44 \times 1,25 \cong 10,54$$

Per la determinazione del rapporto di trasmissione minimo τ_{min} tra le pulegge, si procede imponendo una pendenza massima superabile i_{max} pari al 45%, e dalle curve di potenza e coppia si legge:

coppia massima:	$M_{max} = 14 \text{ Nm}$
numero di giri corrispondenti alla	
coppia massima:	$n_{Cmax} = 7.000 \text{ giri/min}$
potenza corrispondente alla coppia	
massima:	$P_{Cmax} = 10,28 \text{ kW}$

Quindi sostituendo i dati nella formula (5.19) si ha:

$$v^3 \left(0,1 \times 10^{-6} \times 2020 + \frac{1,226}{2} \times 0,65 \times \frac{0,7}{(3,6)^2} \right) + (0,0045 + 0,45) \times 2020 \cdot v - 10,28 \times 0,8 \times 3600 = 0$$

o meglio

$$0,021 \cdot v^3 + 918,1 \cdot v - 29606,4 = 0$$

che risolta dà la velocità

$$v_i \cong 31,5 \text{ km/h}$$

Nota la velocità v_i sostituendola nella (5.20) si determina il rapporto totale minimo τ_{totmin} di trasmissione:

$$\tau_{\text{totmin}} = \frac{\pi \times 7000 \times 60 \times 0,6}{1000 \times 31,5} \cong 25,13$$

e tramite la (5.21), avendo precedentemente determinato il rapporto della riduzione finale, si individua il rapporto di trasmissione minimo τ_{min} vigente tra le pulegge:

$$\tau_{\text{min}} = \frac{10,5}{25,13} \cong 0,41$$

7.3. Costruzione delle curva di cambiata

Stabilito il numero di giri n_v in cui si vuole che avvenga il cambio marce, e calcolati i rapporti in marcia corta e lunga si definisce la curva di cambiata con lo schema riportato in tabella 5.1, ottenendo la seguente curva, fig. 7.1:

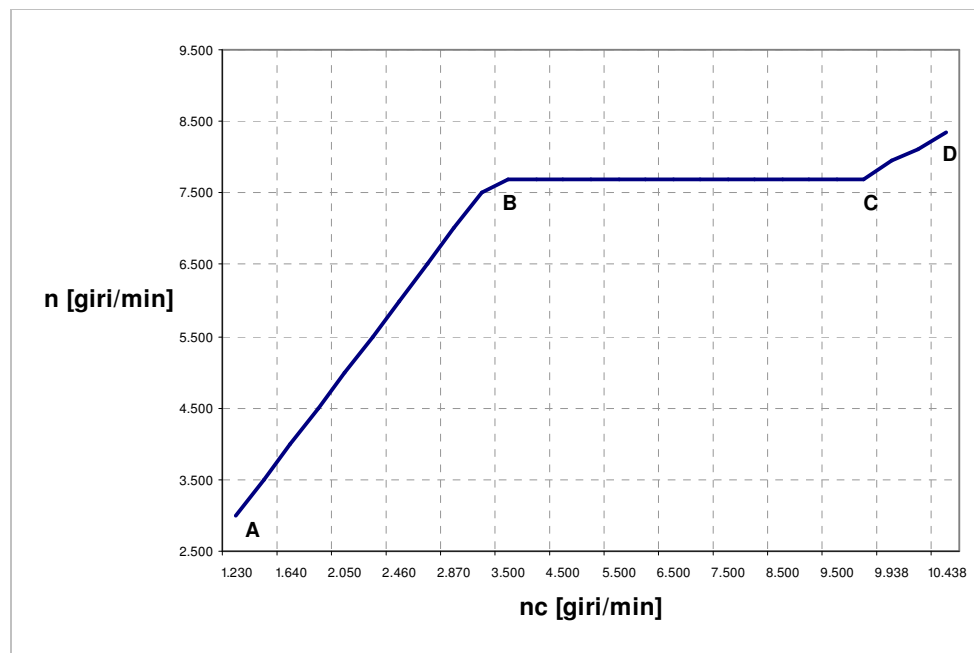


fig. 7.1 – Curva di cambiata teorica

Si riportano, nella tabella 7.1, anche i valori del numero di giri n del motore, n_c della puleggia condotta e del rapporto di trasmissione.

tratto di fig. 7.1	n [giri/min]	n _c [giri/min]	τ
<i>AB (marcia corta)</i>	3.000	1.230	0,41
	3.500	1.435	0,41
	4.000	1.640	0,41
	4.500	1.845	0,41
	5.000	2.050	0,41
	5.500	2.255	0,41
	6.000	2.460	0,41
	6.500	2.665	0,41
	7.000	2.870	0,41
	7.500	3.075	0,41
<i>BC (variazione del rapporto)</i>	7.700	3.500	0,45
	7.700	4.000	0,52
	7.700	4.500	0,58
	7.700	5.000	0,65
	7.700	5.500	0,71
	7.700	6.000	0,78
	7.700	6.500	0,84
	7.700	7.000	0,91
	7.700	7.500	0,97
	7.700	8.000	1,04
	7.700	8.500	1,10
	7.700	9.000	1,17
	7.700	9.500	1,23
7.700	9.625	1,25	
<i>CD (marcia lunga)</i>	7.950	9.938	1,25
	8.100	10.125	1,25
	8.350	10.438	1,25

tabella 7.1 – Andamento del numero di giri e del rapporto di trasmissione

7.4. Determinazione della geometria della trasmissione

Si definisce quindi tutta la geometria della trasmissione al variare del numero di giri, ottenendo la seguente tabella, dove si sono evidenziati i valori di coppia minima e massima:

n	n_c	τ	d_{pc}	d_{pm}	δ	α_{avvm}	α_{avvc}	S_c	M
[giri/min]	[giri/min]		[mm]	[mm]	[rad]	[rad]	[rad]	[mm]	[Nm]
3.000	1.230	0,41	139,99	57,40	0,14	2,86	3,42	0,00	9,60
3.500	1.435	0,41	139,99	57,40	0,14	2,86	3,42	0,00	10,15
4.000	1.640	0,41	139,99	57,40	0,14	2,86	3,42	0,00	10,70
4.500	1.845	0,41	139,99	57,40	0,14	2,86	3,42	0,00	11,00
5.000	2.050	0,41	139,99	57,40	0,14	2,86	3,42	0,00	11,80
5.500	2.255	0,41	139,99	57,40	0,14	2,86	3,42	0,00	12,60
6.000	2.460	0,41	139,99	57,40	0,14	2,86	3,42	0,00	13,10
6.500	2.665	0,41	139,99	57,40	0,14	2,86	3,42	0,00	13,80
7.000	2.870	0,41	139,99	57,40	0,14	2,86	3,42	0,00	14,00
7.500	3.075	0,41	139,99	57,40	0,14	2,86	3,42	0,00	13,20
7.700	3.500	0,45	136,19	61,90	0,13	2,89	3,39	1,02	13,15
7.700	4.000	0,52	130,92	68,01	0,11	2,93	3,36	2,43	13,15
7.700	4.500	0,58	125,97	73,62	0,09	2,96	3,32	3,76	13,15
7.700	5.000	0,65	121,32	78,78	0,07	3,00	3,29	5,00	13,15
7.700	5.500	0,71	116,94	83,53	0,06	3,03	3,25	6,18	13,15
7.700	6.000	0,78	112,82	87,91	0,04	3,06	3,23	7,28	13,15
7.700	6.500	0,84	108,95	91,97	0,03	3,08	3,20	8,32	13,15
7.700	7.000	0,91	105,30	95,72	0,02	3,11	3,17	9,30	13,15
7.700	7.500	0,97	101,86	99,21	0,00	3,13	3,15	10,22	13,15
7.700	8.000	1,04	98,61	102,45	0,01	3,15	3,13	11,09	13,15
7.700	8.500	1,10	95,54	105,47	0,02	3,18	3,11	11,91	13,15
7.700	9.000	1,17	92,65	108,29	0,03	3,19	3,09	12,69	13,15
7.700	9.500	1,23	89,91	110,92	0,04	3,21	3,07	13,42	13,15
7.700	9.625	1,25	89,25	111,56	0,04	3,22	3,07	13,60	13,15
7.950	9.938	1,25	89,25	111,56	0,04	3,22	3,07	13,60	13,10
8.100	10.125	1,25	89,25	111,56	0,04	3,22	3,07	13,60	13,05
8.350	10.438	1,25	89,25	111,56	0,04	3,22	3,07	13,60	12,80

tabella 7.2 – Grandezze utili ai fini del dimensionamento della trasmissione

7.5. Determinazione della caratteristica della molla

Per il dimensionamento della molla vengono utilizzate le formule del paragrafo 5.7.1. e leggendo dalla tabella 7.2, relativamente alla coppia minima, i dati necessari si può scrivere:

$$F_p = \frac{1000 \times 11 \times 2}{57,4} \cong 334,5 \text{ N}$$

calcolando anche la velocità periferica sulla puleggia condotta si ottiene:

$$v_{c \min} = \frac{2\pi \times 1.230}{60} \times \frac{140}{2 \times 1000} \cong 9 \text{ m/s}$$

conoscendo inoltre il coefficiente di attrito f^* tra cinghia e puleggia che nel caso in esame è pari a 0,57 e la massa lineica delle cinghia $q=0,225 \text{ kg/m}$ si può individuare, mediante la (5.30), la tensione T_0 :

$$T_0 = \frac{1000 \times 9,6}{57,4} \cdot \frac{e^{0,57 \times 3,42} + 1}{e^{0,57 \times 3,42} - 1} + 0,225 \times 9^2 \cong 241 \text{ N}$$

e sostituendola nella (5.31) ottenere, unitamente alla (5.32) e (5.33), il precarico F_0 che deve avere la molla:

$$F_0 = \frac{241 \times 3,42}{2} \cdot \left(\frac{1 - 0,57 \times \tan \frac{30^\circ}{2}}{0,57 + \tan \frac{30^\circ}{2}} \right) \cong 417 \text{ N}$$

Assumendo inoltre per la molla in esame i seguenti valori (fig. 5.11) in

modo tale da avere in condizione di lavoro il precarico F_0 appena calcolato:

modulo di elasticità torsionale:	$G= 77.850 \text{ N/mm}^2$
diametro del filo costituente la spira:	$d_f= 4,2 \text{ mm}$
raggio della spira:	$R_s= 26,8 \text{ mm}$
numero di spire attive:	$i_s= 5$

si determina, dalla (5.34) la caratteristica elastica della molla:

$$k = \frac{77.850 \times 4,2^4}{64 \times 26,8^3 \times 5} \cong 3,9 \text{ N/mm}$$

7.6. Determinazione delle forze agenti sulla camma

Dalla tabella 7.2, riga in blu, si leggono i dati relativi alla coppia massima e, tramite la (5.41) e (5.29), si calcolano la forza periferica trasmessa dalla cinghia e la velocità periferica, della stessa sulla puleggia condotta, nel caso di coppia massima:

$$F_{p\max} = \frac{1000 \times 14 \times 2}{57,4} \cong 488 \text{ N}$$

$$v_{c\max} = \frac{2\pi \times 2870}{60} \times \frac{140}{2 \times 1000} \cong 21,03 \text{ m/s}$$

sostituendole entrambe nella (5.27) si ottiene:

$$T_{0\max} = \frac{488}{2} \cdot \frac{e^{0,57 \times 3,42} + 1}{e^{0,57 \times 3,42} - 1} + 0,225 \times 21,03^2 \cong 425 \text{ N}$$

Da cui , per mezzo della (5.31) si ricava la forza assiale F_{ac} agente sulla semipuleggia:

$$F_{ac\max} = \frac{425 \times 3,42}{2} \cdot \left(\frac{1 - 0,57 \times \tan \frac{30^\circ}{2}}{0,57 + \tan \frac{30^\circ}{2}} \right) \cong 735 \text{ N}$$

Conosciuta perciò la forza $F_{ac\max}$, sostituendola nell'equazione (5.43) e conoscendo anche la caratteristica della molla si ricava la forza F_{camma} :

$$F_{camma} = 735 - 417 = 318 \text{ N}$$

La forza F_{rot} agente sull'asola è invece determinata dalla (5.49):

$$F_{rot} = \frac{1000 \times 14}{0,41 \times 40} \cong 853 \text{ N}$$

7.7. Determinazione dell'inclinazione della camma

Determinante le forze F_{camma} e F_{rot} il termine A del paragrafo 5.7.2. assume il seguente valore:

$$A = \frac{F_{\text{camma}}}{F_{\text{rot}}} = \frac{318}{853} \cong 0,38$$

sostituendolo nella (5.40) si determina, infine, l'inclinazione θ della camma, assumendo per il coefficiente di attrito tra perno ed asola un valore $f_c=0,25$:

$$\theta = \arctan\left(\frac{1 - 0,25 \times 0,38}{0,38 + 0,25}\right) \cong 55^\circ$$

Il risultato si discosta dal valore reale di θ che è pari a 45° . Nel seguito verrà considerato quest'ultimo valore al fine di non falsare il calcolo del profilo.

7.8. Determinazione delle forze assiali agenti sulla puleggia motrice

Dimensionato il correttore di coppia si possono calcolare, come discusso nel paragrafo 5.8 e per ogni valore della tabella 7.2, la forza assiale F_{ac} esercitata dal correttore, le tensioni T_1 e t_1 agenti sui rami della cinghia, e la forza assiale F_{am} che la cinghia esercita sulla semipuleggia mobile. Ipotizzando inoltre un coefficiente f_m di attrito tra mozzo e albero motore pari a 0,13 si può calcolare, per mezzo delle (5.50) e (5.51), anche la forza assiale F_{ar} che devono esercitare i rulli sulla semipuleggia.

Si ottiene quindi la seguente tabella:

n [giri/min]	n_c [giri/min]	T₁ [N]	t₁ [N]	F_{ac} [N]	F_{am} [N]	F_{mozzo} [N]	F_{ar} [N]
3.000	1.230	560	226	675	578	101	477
3.500	1.435	582	228	695	596	104	492
4.000	1.640	603	230	715	614	107	507
4.500	1.845	615	231	726	624	109	515
5.000	2.050	646	235	755	650	113	537
5.500	2.255	677	238	785	676	118	558
6.000	2.460	697	240	803	693	121	572
6.500	2.665	724	243	829	716	124	591
7.000	2.870	732	244	836	722	126	597
7.500	3.075	701	241	807	696	121	575
7.700	3.500	660	235	762	666	115	781
7.700	4.000	616	229	713	635	109	745
7.700	4.500	583	226	676	613	105	718
7.700	5.000	557	224	647	598	101	699
7.700	5.500	537	222	624	586	99	685
7.700	6.000	521	222	606	577	96	674
7.700	6.500	508	222	590	571	95	666
7.700	7.000	497	222	577	567	93	660
7.700	7.500	487	222	566	564	92	656
7.700	8.000	480	223	557	561	91	653
7.700	8.500	473	224	549	560	91	651
7.700	9.000	467	225	542	559	90	649
7.700	9.500	463	226	536	559	89	649
7.700	9.625	462	226	535	559	89	648
7.950	9.938	461	226	534	559	89	648
8.100	10.125	460	226	534	558	89	647
8.350	10.438	456	226	531	555	89	643

7.9. Calcolo del profilo di scorrimento dei rulli

Per il calcolo del profilo di scorrimento dei rulli si è utilizzato il modello matematico messo a punto nel paragrafo 5.9. assumendo (fig. 7.2) per le grandezze in gioco i seguenti valori:

ascissa del punto I_1 :	$x_1 = 24,20$ mm
ordinata del punto I_1 :	$y_1 = 32,20$ mm
distanza del centro del rullo dall'asse di rotazione:	$r_1 = 27$ mm
raggio del rullo:	$r_r = 10$ mm
massa del rullo:	$m = 11,7$ g
angolo di inclinazione della piastra fissa:	$\xi = 30^\circ$

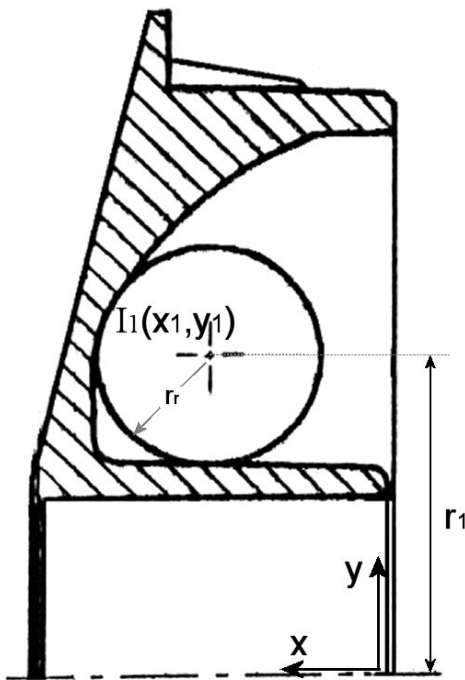


fig. 7.2 – Punto iniziale per il calcolo del profilo

Effettuando quindi il calcolo iterativo, riportato nella tabella 7.3, per mezzo di un foglio di calcolo elettronico si è determinato il profilo cercato.

F_{ac} [N]	Δd_{pm} [mm]	ΔS_m [mm]	y [mm]	x [mm]	r [mm]	F_c [N]	α [°]
597	0,00	0,00	32,20	24,202	27,00	173,9	35,07
575	4,51	1,21	33,52	23,852	27,00	199,7	43,63
781	6,11	1,64	34,79	23,552	27,89	217,3	32,58
745	5,61	1,50	37,35	22,602	31,96	249,1	41,92
718	5,16	1,38	39,02	21,652	32,34	252,1	44,10
699	4,75	1,27	40,45	20,702	33,49	261,0	46,78
685	4,39	1,17	41,64	19,752	34,36	267,8	48,65
674	4,05	1,09	42,68	18,802	35,17	274,1	50,16
666	3,76	1,01	43,58	17,852	35,90	279,8	51,37
660	3,49	0,93	44,39	16,902	36,58	285,1	52,35
656	3,24	0,87	45,11	15,952	37,19	289,9	53,15
653	3,02	0,81	45,76	15,002	37,76	294,3	53,82
651	2,82	0,76	46,35	14,052	38,28	298,4	54,38
649	2,63	0,71	46,89	13,102	38,76	302,1	54,85
649	0,63	0,17	47,39	12,152	39,21	305,6	55,26
648	0,00	0,00	47,51	11,202	39,29	306,2	55,32

tabella 7.3 – Calcolo del profilo di scorrimento dei rulli

In fig. 7.3 è riportato il profilo così calcolato (curva in blu di fig. 7.3) a confronto con quello, rilevato sperimentalmente (cfr. paragrafo 3.10.), della semipuleggia originale dello scooter Honda SH 150 (curva in rosso di fig. 7.3). Si osserva che il profilo calcolato differisce leggermente da quello reale, ma presenta comunque un andamento molto simile ad esso. Inoltre si è rilevato che il profilo originale presenta nel punto A di inizio scorrimento (fig. 7.3) un raggio di curvatura inferiore a quello del rullo, e quindi durante il funzionamento si ha un passaggio immediato dalla fase marcia corta a quella di variazione del rapporto; nel caso del profilo calcolato questa discontinuità non è presente e ciò dovrebbe dare una

maggiore gradualità al passaggio dalla fase di marcia corta a quella di variazione.

Una volta ottenuto il profilo si può procedere ad una ulteriore affinazione dello stesso agendo sul peso dei rulli e sul diametro degli stessi.

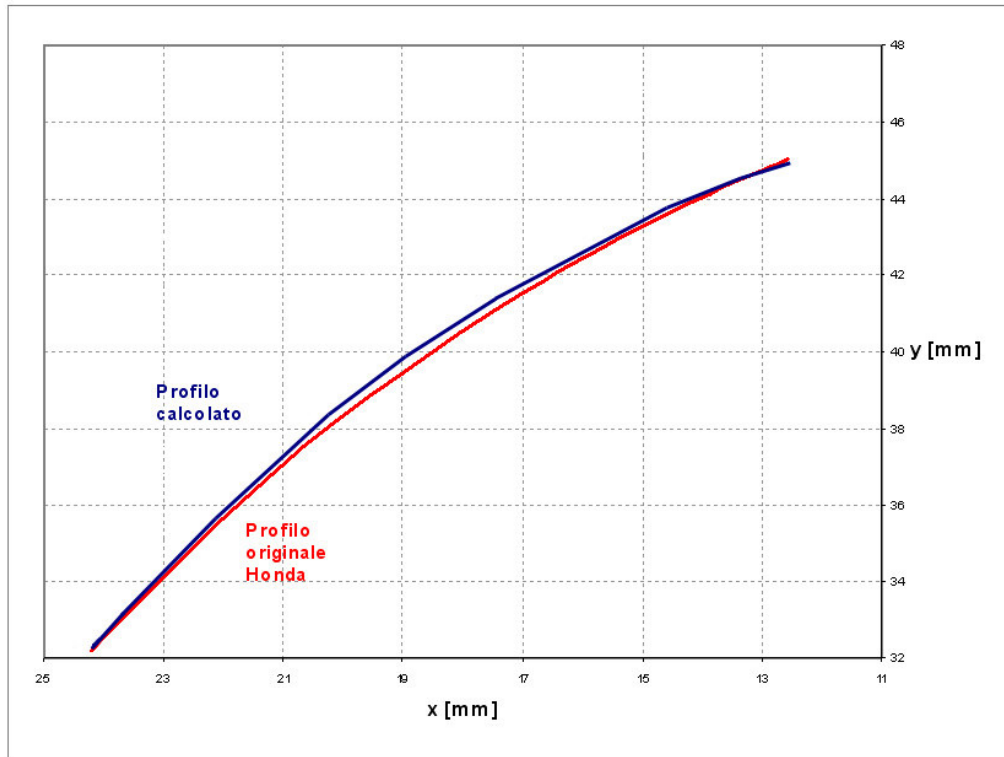


fig. 7.3 – Confronto fra il profilo calcolato e quello originale

Conclusioni

Conclusioni

Con il presente studio è stato affinato il modello matematico ottenuto attraverso studi precedenti..

Sono stati interpretati numerosi fenomeni fisici che governano il funzionamento del variatore e sono stati chiariti vari fenomeni attraverso prove sperimentali.

L'approfondimento dello studio della dinamica della trasmissione, suggerito dall'analisi degli ulteriori dati riscontrati, ha permesso di apportare ulteriori modifiche al modello matematico preso a riferimento.

L'applicazione del modello così sviluppato ha confermato la migliore aderenza alla realtà.

Per ottimizzare ulteriormente il modello matematico si necessita di acquisire dati relativi ai parametri funzionali non solo della trasmissione nel suo complesso, ma soprattutto dei singoli componenti, innanzitutto della cinghia trapezoidale.

Tali dati non sono rilevabili attraverso i tradizionali banchi prova utilizzati dai produttori; nell'ambito del presente dottorato è stato quindi necessario progettare e realizzare un banco prova specifico per questo tipo di trasmissioni che consente di misurare alcuni dei suddetti dati, in particolare quelli relativi alla cinghia, al variare delle condizioni di funzionamento della trasmissione.

Grazie all'elaborazione dei dati ottenuti da future campagne di prove che saranno possibili grazie all'utilizzo del banco prova realizzato, sarà possibile da un lato ottimizzare il modello matematico, dall'altro verificarne l'attendibilità attraverso la sperimentazione su prototipi.

Appendice A

Appendice A

Vengono di seguito riportate le curve ottenute mediante le prove sperimentali, alcune di esse riportano solo l'unità di misura, senza scala, data la riservatezza delle stesse.

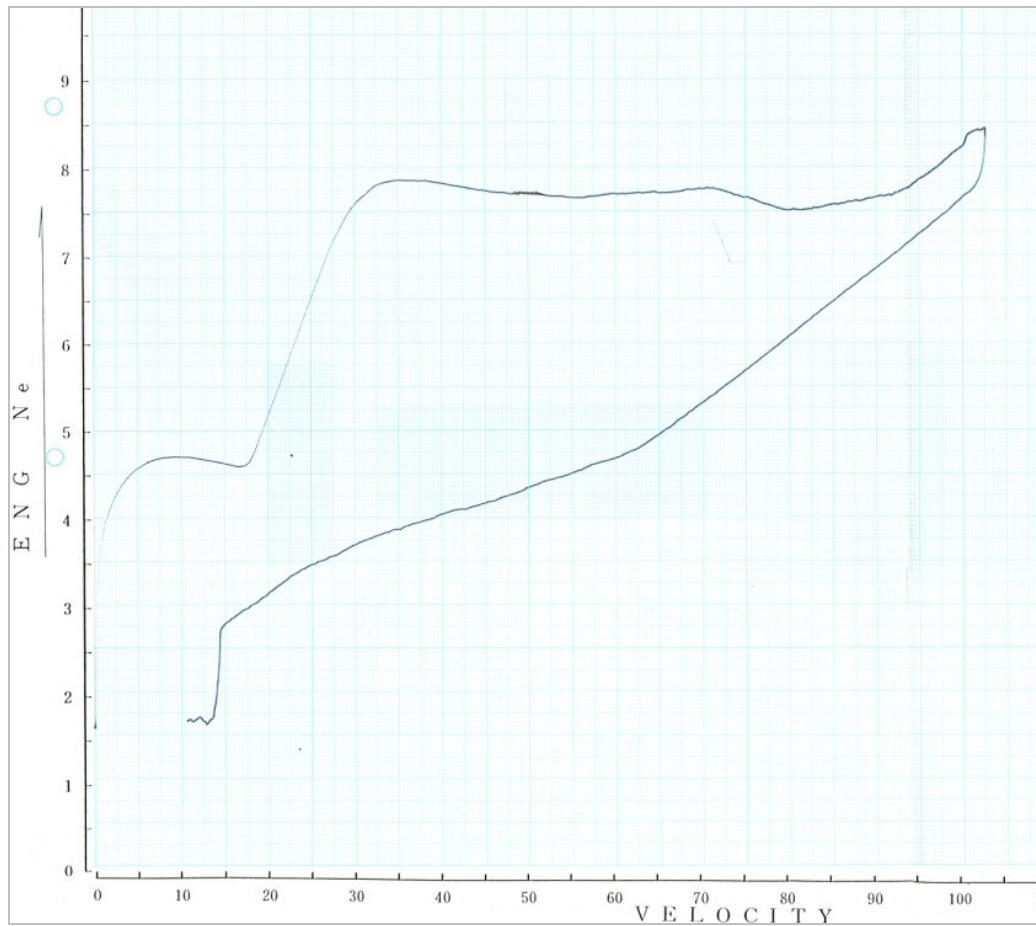


grafico 1 – Curva di cambiata per lo scooter Honda SH 150

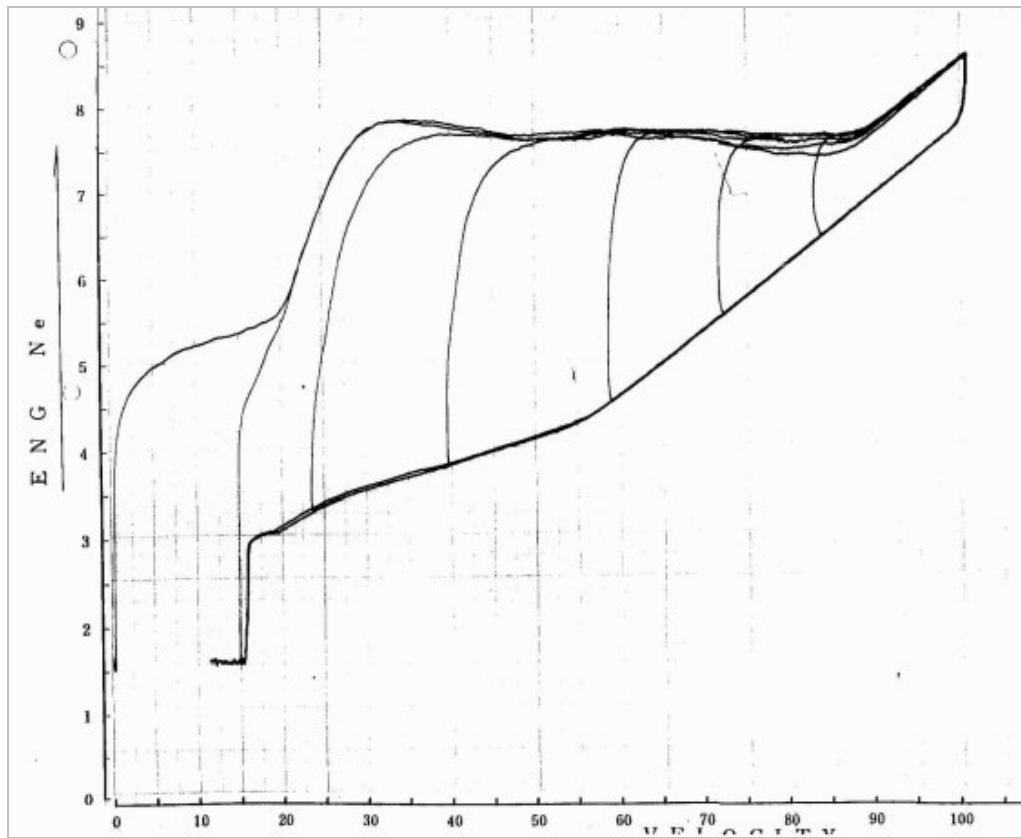


grafico 2 – Curva di cambiata con rilasci ed accelerazioni successive,
per lo scooter Honda SH 150

Appendice A

HONDA			
Sala Prova Motori			
Tipo Motore :	KPV 150	DAT04:	
N° Motore:	6011642	DAT05:	
Cilindrata [cm³] :	150	DAT06:	
Numero Cilindri :	1	DAT07:	
		DAT08:	
Correzione Atmosferica:	EC95 / 1	DAT09:	
Coeff. Correttivo Meccanico :	1,04	DAT10:	
Rapporto di Trasmissione :	3,204	DAT11:	
		DAT12:	
Operatore:	DI NENNO	DAT13:	
		Programma:	XtWin Plus 2.03.20
		TIPOTEST:	Test Manuale
		Coppia:	
		Potenza:	
Nome File Risultati: C:\KPV 150\6011642.Txt			
TEST PER UNIVERSITA			
NOTA1			
NOTA1			
NOTA1			

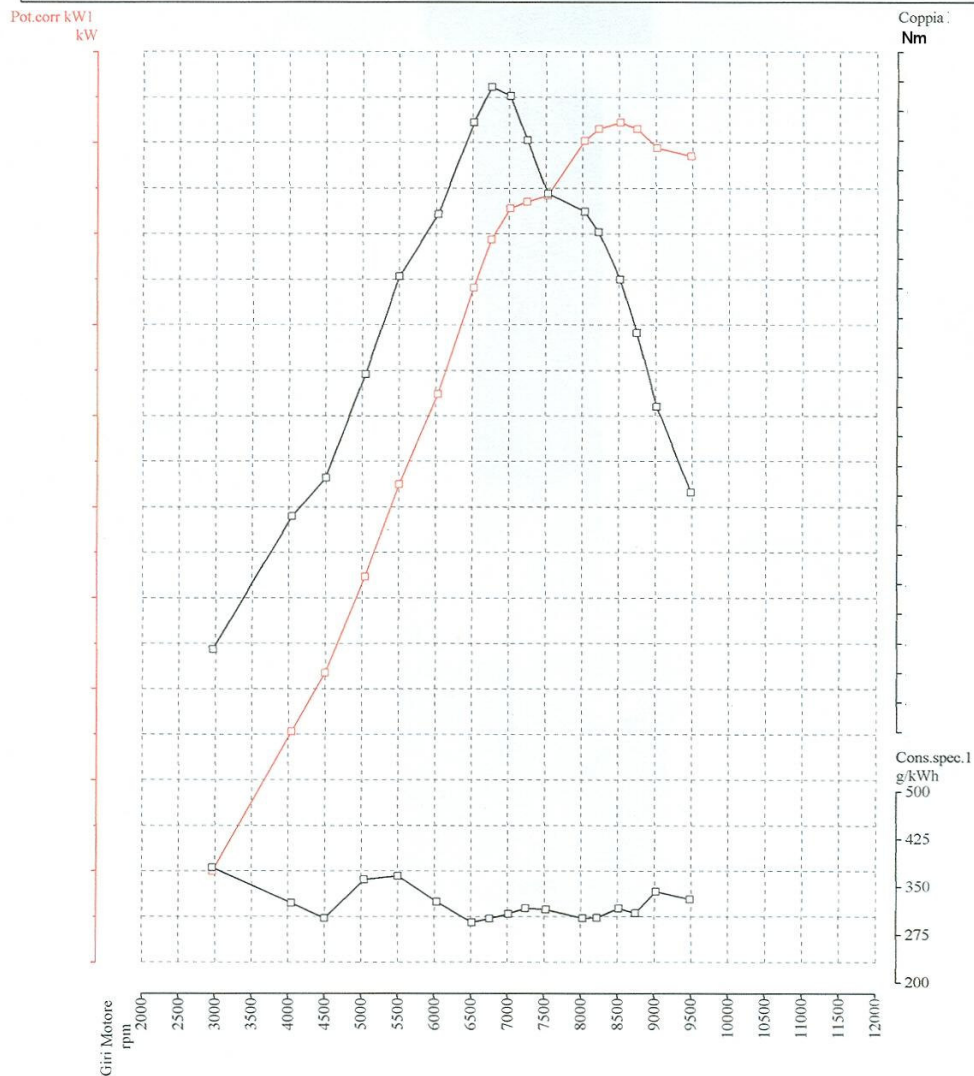


grafico 3 – Curve di potenza e di coppia rilevate all'albero per lo scooter Honda SH 150

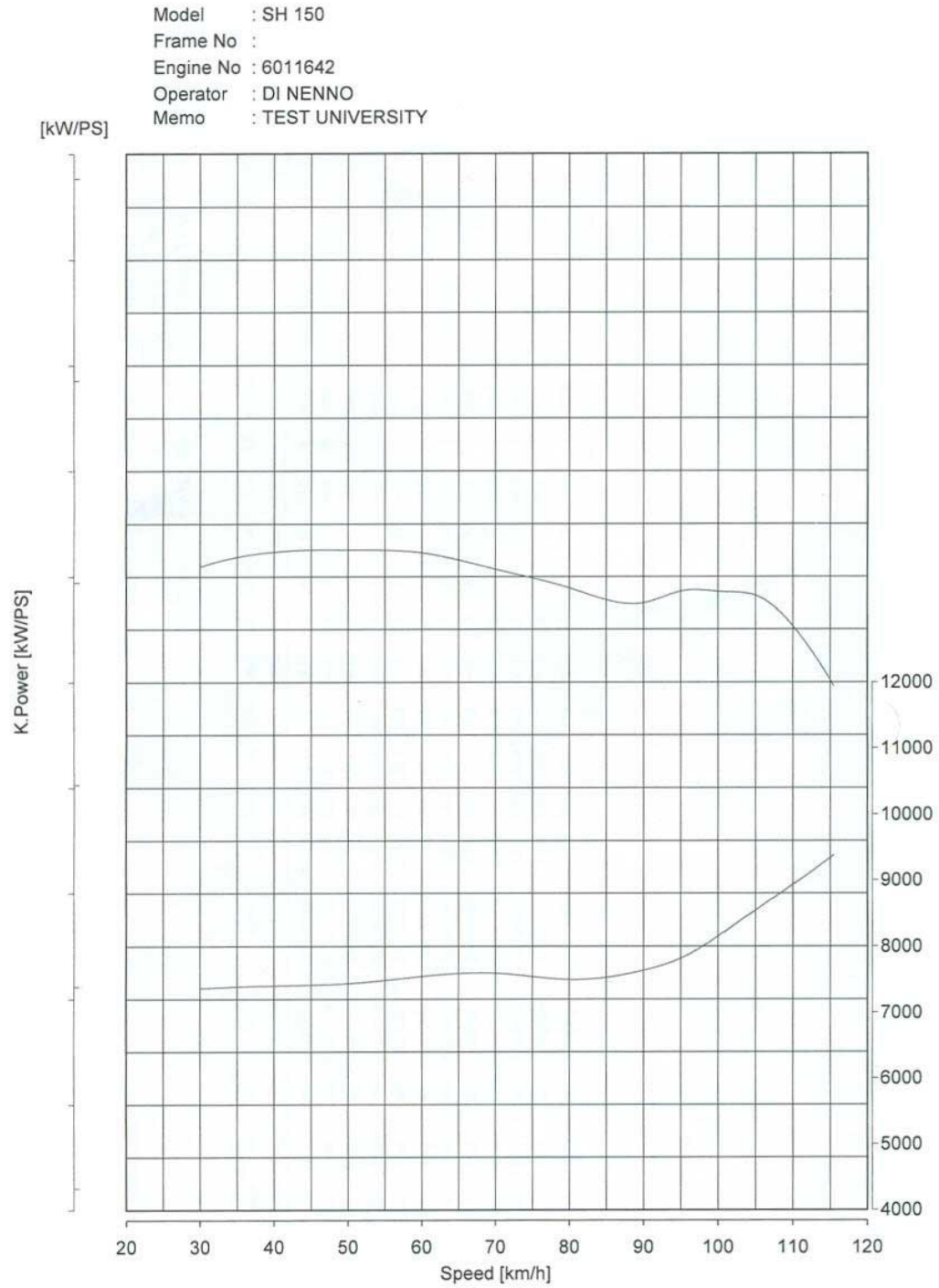


grafico 4 – Curva di potenza alla ruota per lo scooter Honda SH 150

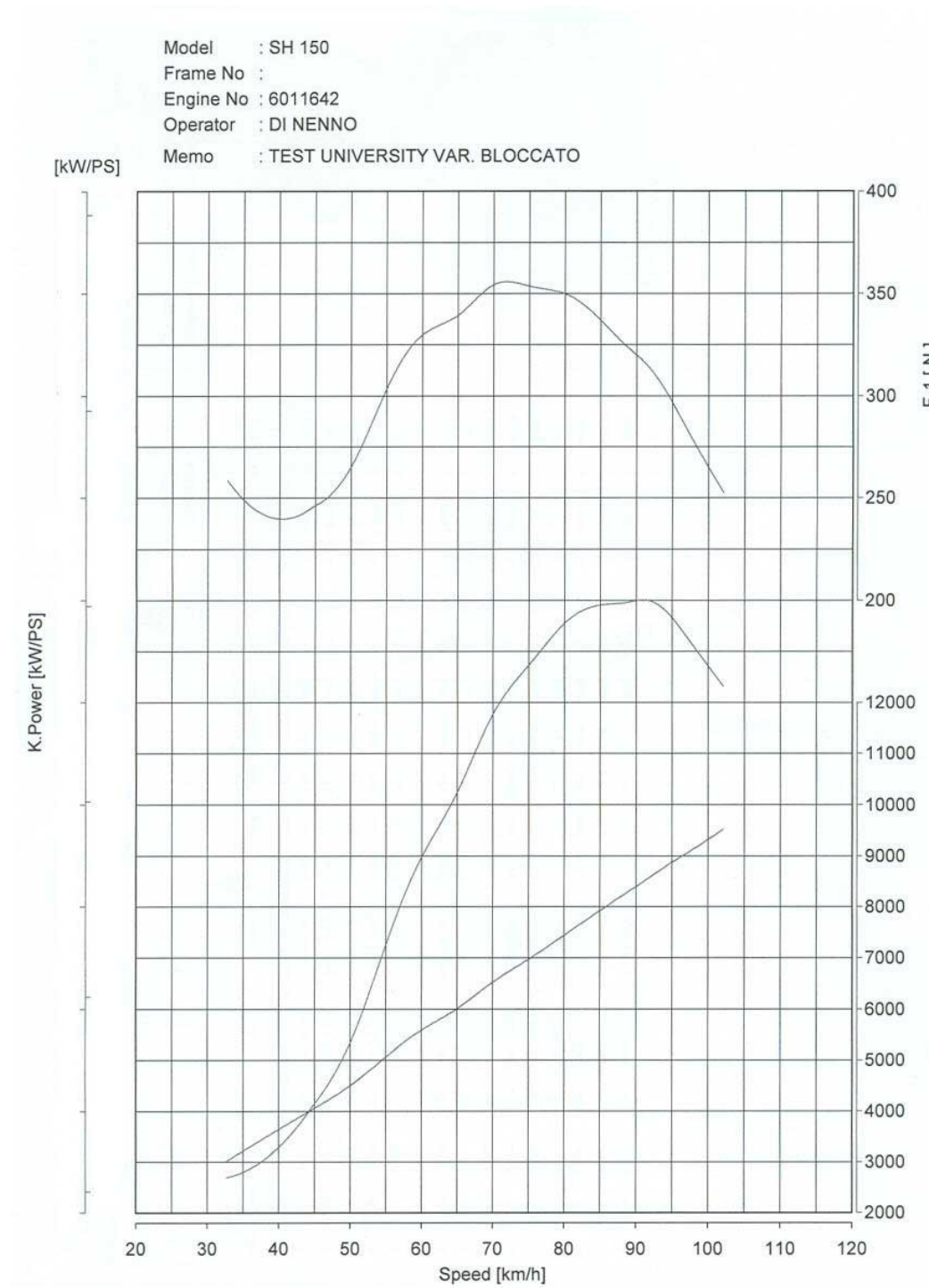


grafico 5 – Curva di potenza alla ruota, nel caso di variatore bloccato, per Honda SH 150

MALOSSI		Malossi			
Sala Prova Motori nr.3					
Veicolo : honda		Accelerazione Da 0 m A 100 m [s] :	6,660		
Versione : sh 150		Accelerazione Da 0 m A 500 m [s] :	0,000		
Collaudatore : fabio		Accelerazione Da 200 m A 500 m [s] :	0,000		
Rapporto Marcia Corta : 0,000		Accelerazione Da 100 m A 200 m [s] :	3,920		
Rapporto Marcia Lunga : 0,000		Accelerazione Da 0 m A 200 m [s] :	10,600		
Velocità [km/h] : 109,6		Accelerazione Da 0 m A 300 m [s] :	14,100		
Giri Motore [rpm] : 9096		Accelerazione Da 0 m A 400 m [s] :	17,400		
Accelerazione Da 50 km/h A 100 km/h [s] :	9,7				
Programma: Trwx Plus 2.03.00					
—■— Prove: CMI-CAMBIO@1501.Ril					
Note Curva 1: scooter zio jack km 2840 motore trasmissione originali					
Note Curva 2: NOTE1					
Note Curva 3: NOTE1					
Note Curva 4: NOTE1					

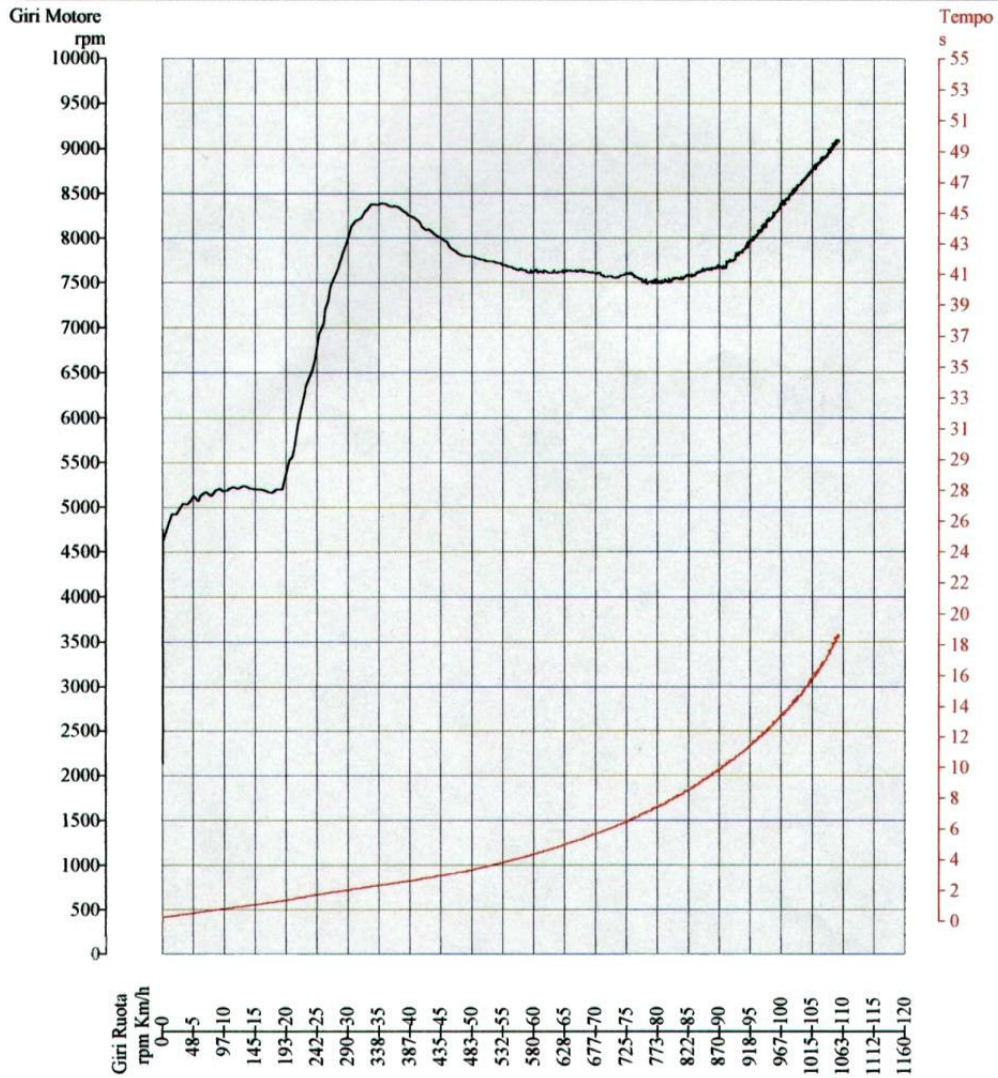


grafico 6 – Curva di cambiata con relativa curva di accelerazione per lo scooter Honda SH 150

Appendice B

Appendice B



foto 1 – Vista del gruppo motore-forcellone posteriore

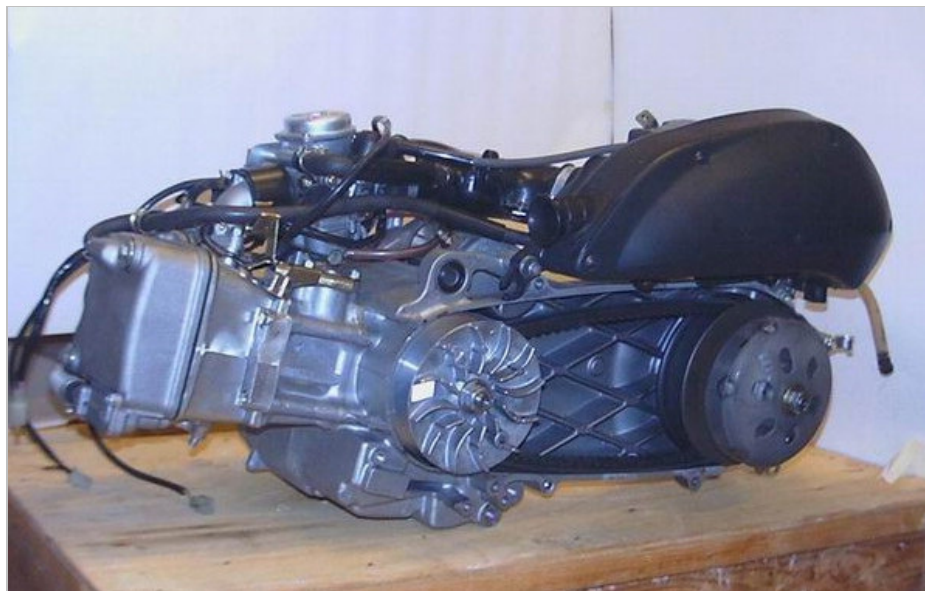


foto 2 – Vista della trasmissione primaria a cinghia trapezoidale

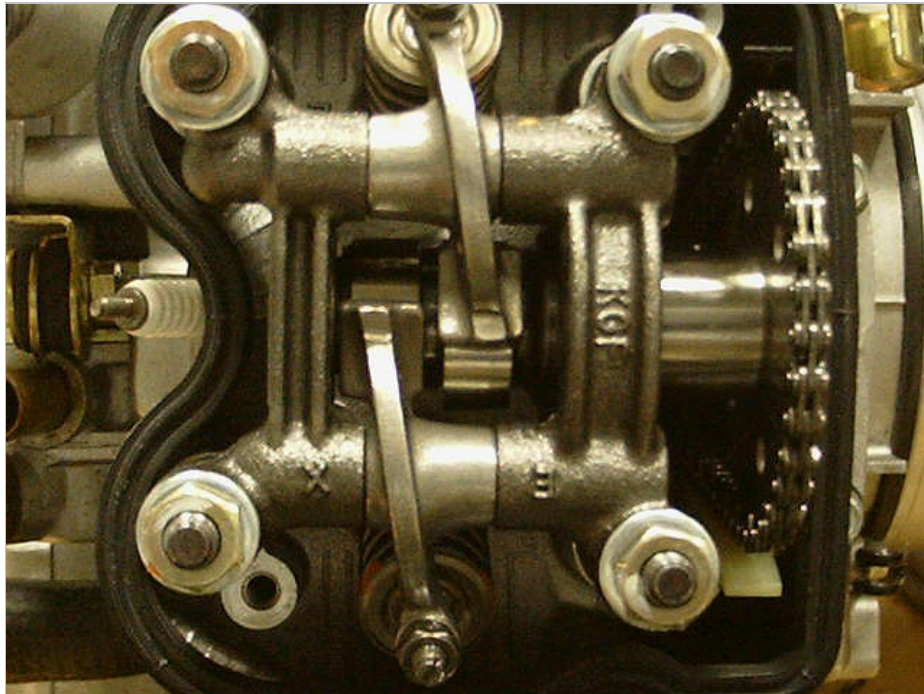


foto 3 – Particolare della distribuzione

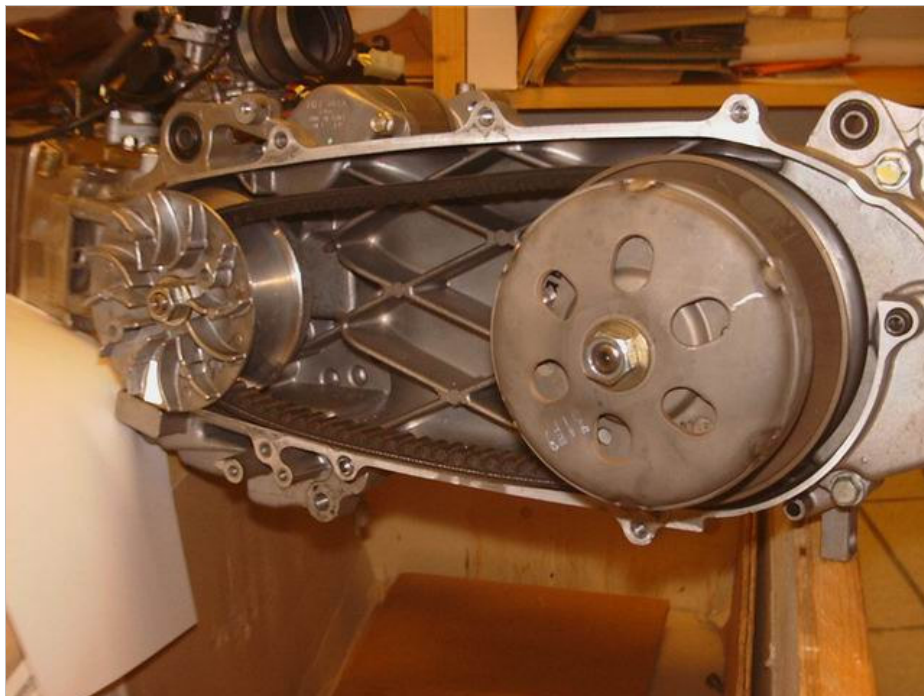


foto 4 – Particolare della trasmissione



foto 5 – Particolare della trasmissione finale ad ingranaggi



foto 6 – Svolgimento delle prove di cambiata



foto 7 – Vista complessiva della sala prove



foto 8 – Particolare del servomeccanismo per l'acceleratore



foto 9 – Svolgimento della prova



foto 10 – Particolare del monitor di controllo interno



foto 11 – Visualizzazione dei dati relativi alla prova



foto 12 – Rimozione della piastra di contrasto della puleggia motrice



foto 13 – Particolare dell'albero motore su cui è calettata la puleggia motrice



foto 14 – Vista, dopo le prove, dell'interno della semipuleggia mobile motrice, le zone lucidate sono i profili di scorrimento dei rulli



foto 15 – Vista inferiore della piastra fissa assialmente, le zone più lucide sono quelle di contatto con i pesi a rulli

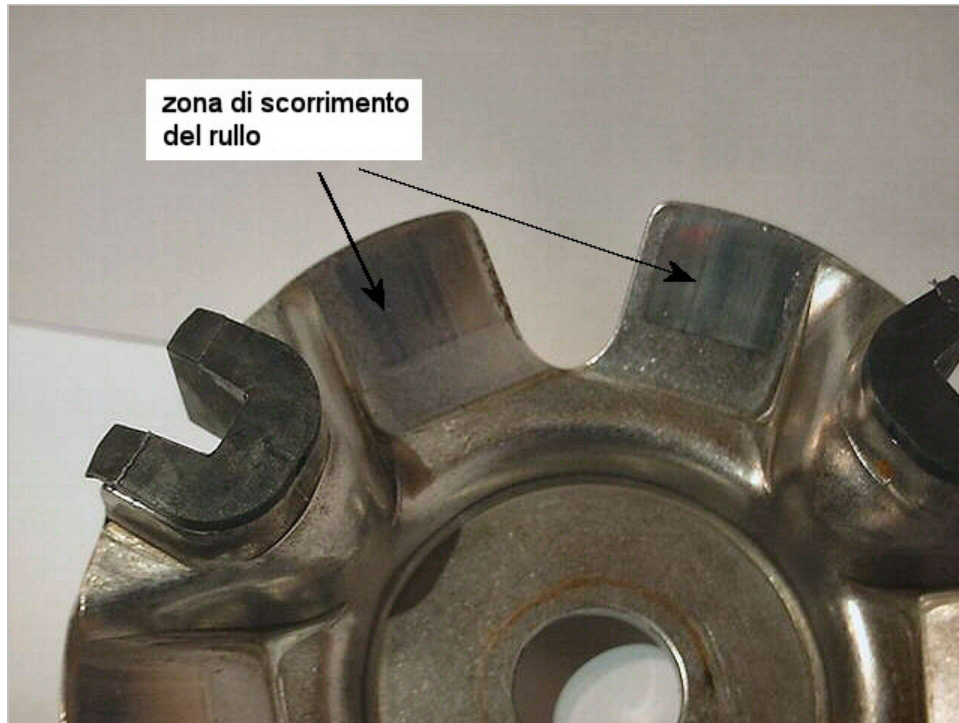


foto 16 – Particolare della piastra fissa assialmente

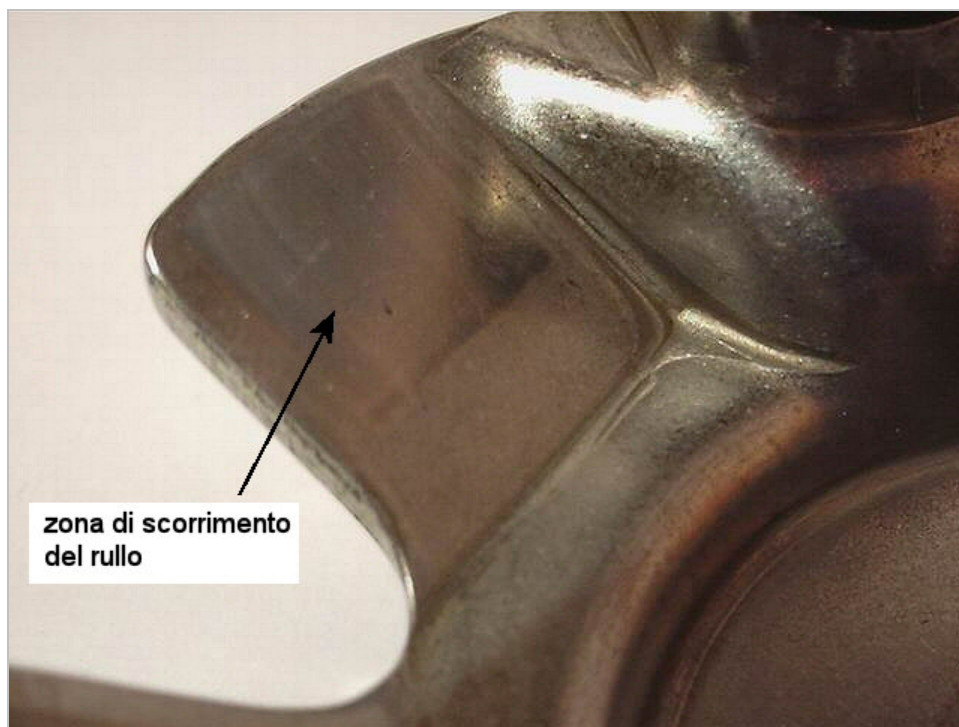


foto 17 – Ingrandimento della zona di contatto tra rullo e piastra fissa



foto 18 – Particolare del profilo di scorrimento del rullo, ricavato all'interno della semipuleggia mobile



foto 19 – Ingrandimento del profilo di scorrimento del rullo

Bibliografia

Bibliografia

- Mario Cicognani – “Trasmissioni con cinghie; piatte, trapezoidali, sincrone”. Hoepli
- Augusto Pessina – “Manuale delle cinghie di trasmissione”
Tecniche Nuove
- Chyuan-Jau Shieh, Wen-Hwa Chen – “Effect of angular speed on behavior of V-belt drive system”. International Journal of Mechanical Sciences 44 (2002) 1879-1892
- Giovanni Scotto Lavina – “Lezioni di meccanica applicata alle macchine”. Siderea
- Giancarlo Ferrari – “Motori a combustione interna”. Il Capitello
- Robert L. Matt – “Machine elements in mechanical design”.
Prentice Hall
- Prof. ing. G. Di Francesco – “Appunti dalle lezioni del corso di costruzione di macchine”.
- Nuovo Colombo – “Manuale dell’ingegnere”. Hoepli
- Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke – “Mechanical engineering design”. McGraw Hill

- Luigi Mangialardi, Giacomo Mantriota – “Rendimento del CVT a pulegge espandibili”. Organi di Trasmissione, luglio 1999
- Luigi Mangialardi, Giacomo Mantriota – “Rendimento del CVT a pulegge espandibili”. Organi di Trasmissione, settembre 1999
- Luigi Mangialardi, Giuseppe Carbone, Giacomo Saponaro – “Il comportamento in transitorio del CVT a pulegge espandibili con cinghia in gomma”. Organi di Trasmissione, marzo 2001
- Luigi Mangialardi, Giuseppe Carbone, Giacomo Mantriota – “Theoretical model of metal V-belt driver during rapid ratio changing”. ASME Journal of mechanical design, marzo 2001 vol.123
- F. Sorge – “A qualitative-quantitative approach to V-belt mechanics”. ASME Journal of mechanical design, marzo 1996 vol. 118
- Hyunsoo Kim – “La trasmissione automatica CVT”. Organi di Trasmissione, marzo 1993
- Roberto da Forno – “Analisi dinamica dei transitori nelle fasi di innesto di frizioni ad attrito colombiano”. Organi di trasmissione, maggio 1995

- Luigi Mangialardi, Giacomo Mantriota – “Continuously variable transmissions with torque-sensing regulator in waterpumping windmills”. Renewable Energy, Vol. 4, n. 7, 1994
- Larry R. Oliver, C. O. Johnson, W. F. Breig – “Agricultural V-belt drive design”. Dayco Corporation
- De Luca – “Tecnica ed economia dei trasporti”. Cuen
- C. Caputo – “Le macchine volumetriche”. Ambrosiana
- C. Caputo – “Le macchine volumetriche, tomo II”. Masson
- Larry R. Oliver, C. O. Johnson, W. F. Breig – “V-belt life prediction and power rating”. ASME vol. 98, pg 340-347, febbraio 1976
- Larry R. Oliver – “Design equations for speed and torque controlled variable ratio V-belt transmission”. SAE Transaction, pg 21-29, 1973
- Larry R. Oliver, D. D. Henderson – “Torque sensing variable speed V-belt drive”. SAE Transaction, pg 2130-2137, 1972