

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DICAM - TRASPORTI

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA CIVILE

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

in

TEORIA E TECNICA DELLA CIRCOLAZIONE M

**Valutazione della massa equivalente per i veicoli da trasporto pubblico urbano:
effetti della trasmissione**

CANDIDATO:
Lorenzo Angelini

RELATORE:
Prof. Luca Mantecchini

CORRELATORI:
Prof. Alfonso Micucci
Ing. Andrea Bottazzi

Anno Accademico 2015/16

Sessione III

Indice

Indice.....	1
Introduzione.....	4
Capitolo 1: Studio dell'equazione del moto dei veicoli terrestri.....	5
1.1 Classificazione dei veicoli e cenni sui parametri dell'equazione del moto.....	5
1.2 Differenza tra caratteristica propulsiva e caratteristica meccanica interna.....	6
1.3 Cenni sul funzionamento dei motori endotermici alternativi.....	6
1.4 Caratteristica meccanica interna dei motori endotermici alternativi.....	14
1.5 Descrizione della forza di trazione e delle condizioni meccaniche per il moto.....	17
1.6 Descrizione delle resistenze al moto.....	19
1.6.1 Resistenza al rotolamento.....	20
1.6.2 Resistenza aerodinamica.....	24
1.6.3 Resistenza dovuta alla pendenza.....	29
1.6.4 Resistenza in curva.....	29
1.7 Caratteristica propulsiva ideale.....	30
Capitolo 2: Descrizione della massa equivalente.....	32
Capitolo 3: Elementi della trasmissione.....	35
3.1 Spiegazione degli alberi.....	36
3.1.1 Albero di trasmissione.....	38
3.2 Spiegazione dei giunti.....	38
3.2.1 Giunto assiale rigido.....	39
3.2.2 Giunto elastico.....	40
3.2.3 Giunto articolato.....	41
3.3 Volano.....	44
3.4 Innesto a Frizione.....	45
3.4.1 Frizioni meccaniche.....	45
3.4.2 Frizioni automatiche.....	51

3.5 Giunto Idraulico	53
3.6 Convertitore di coppia	55
3.7 Cenni sul cambio e varie tipologie di ingranaggi e rotismi	57
3.7.1 Ingranaggi	57
3.7.2 Rotismi	61
3.7.3 Rotismi ordinari	61
3.7.4 Rotismi epicicloidali	63
3.8 Riduzione finale e differenziale	65
3.8.1 Riduzione finale	65
3.8.2 Differenziale	66
Capitolo 4: Cambi di velocità	70
4.1 Trasmissioni Manuali	70
4.1.1 Cambi manuali non sincronizzati	70
4.1.2 Cambi manuali sincronizzati	71
4.1.3 Cambi manuali ad innesti frontali o cambi sequenziali	76
4.2 Trasmissioni Automatiche	76
4.2.1 Cambi automatici discreti	76
4.2.2 Cambi automatici continui o CVT (Continuously Variable Transmission)	78
4.3 Trasmissioni Semiautomatiche	79
4.3.1 Cambi automatizzati	79
4.3.2 Cambi semiautomatici	84
Capitolo 5: Tipologia di autobus e rapporto di trasmissione	85
5.1 Classificazione degli autobus	85
5.2 Tipologia di trasmissione degli autobus	88
5.3 Rapporto totale di trasmissione in base alla tipologia di autobus	89
Capitolo 6: Studio di un particolare cambio automatico	93
6.1 Spiegazione del cambio automatico ZF-Ecomat 4 della serie HP (504C, 594C e 604C)	93
6.2 Dispositivi presenti negli autobus in esame	97

Capitolo 7: Studio della caratteristica propulsiva ideale e della determinazione del numero minimo di marce da inserire	102
7.1 Studio della caratteristica propulsiva ideale e della determinazione del numero minimo di rapporti dell'autosnodato Citelis da 18 metri a CNG.....	102
7.2 Studio della caratteristica propulsiva ideale e della determinazione del numero minimo di rapporti dell'autosnodato Citelis da 18 metri a Diesel.....	108
7.3 Calcolo del coefficiente di massa equivalente per ogni rapporto del cambio ZF Ecomat 4 modello HP 604 C installato sull' autosnodato Citelis da 18 metri a Diesel	114
Capitolo 8: Conclusioni.....	117
Bibliografia.....	119
Sitografia	119
Allegati.....	120
Allegato 1: Scheda tecnica Iribus Citelis 18 metri a CNG.....	120
Allegato 2: Scheda tecnica Iribus Citelis 18 metri a Diesel	120

Introduzione

L'obiettivo del presente elaborato consiste nel valutare l'incidenza del fenomeno della massa equivalente negli autobus utilizzati per il trasporto pubblico urbano sia da un punto di vista prestazionale che per quanto concerne il comfort dei passeggeri.

A tal fine si è indagata nel dettaglio la correlazione tra la massa equivalente e la tipologia di trasmissione del veicolo partendo dallo studio dell'equazione del moto e dalla differenziazione tra caratteristica meccanica interna riferita al motore e caratteristica propulsiva ideale riferita all'organo propulsore.

Successivamente sono stati analizzati i parametri che entrano in gioco nella determinazione della massa equivalente, con particolare attenzione al rapporto totale di trasmissione e quindi sono stati trattati tutti gli organi di trasmissione del moto e in particolar modo, dipendendo il rapporto totale di trasmissione dal rapporto al cambio, sono state studiate le varie tipologie di cambi, soffermandosi principalmente su una particolare tipologia di cambio automatico, ovvero il Cambio ZF Ecomat 4 modello HP 604 C.

In seguito, partendo dai dati delle caratteristiche tecniche del motore New Cursor 8 e del sopraccitato cambio ZF, forniti dall'azienda di Trasporto Passeggeri Emilia-Romagna (Tper) e montati sugli Autosnodati Citelis da 18 metri a CNG (Compressed Natural Gas) e Diesel, si è calcolato numericamente per ogni marcia il valore del coefficiente di massa equivalente.

Capitolo 1: Studio dell'equazione del moto dei veicoli terrestri

1.1 Classificazione dei veicoli e cenni sui parametri dell'equazione del moto

La meccanica della locomozione studia il moto del singolo veicolo sotto l'azione delle forze attive (forze di trazione) e forze passive (resistenze). Lo scopo è quello di poter definire le prestazioni dei veicoli attraverso i parametri caratteristici del moto (spazio, velocità e accelerazione in funzione del tempo) e attraverso i parametri economici (consumi e costi di esercizio). Queste conoscenze sono indispensabili per potere individuare il campo ottimale di impiego dei diversi modi di trasporto.

Prima di arrivare a trattare l'equazione del moto dei veicoli terrestri è doveroso effettuare la classificazione tra le diverse tipologie di veicoli:

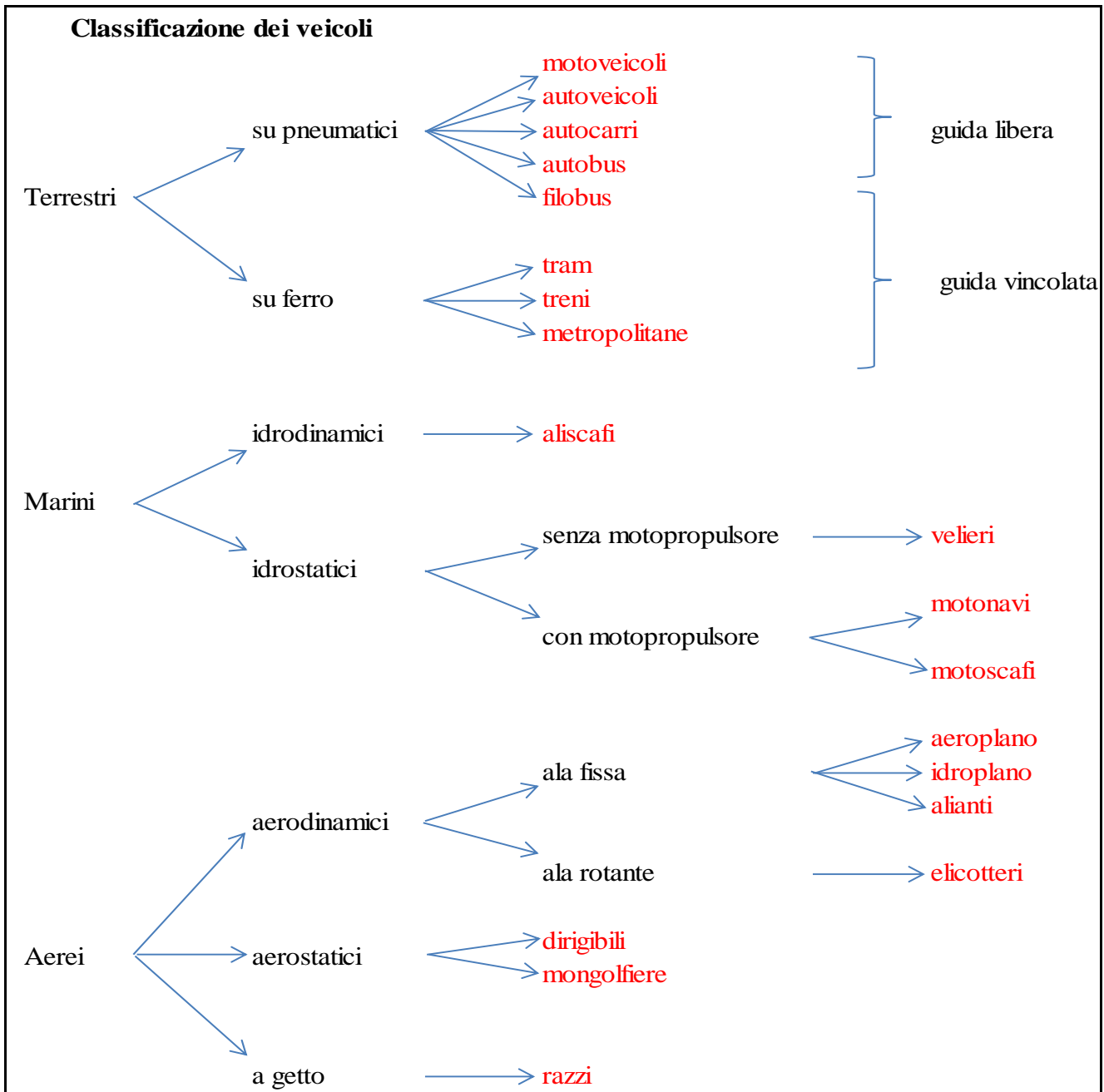


Figura 1- Classificazione dei veicoli

L'equazione del moto che governa il movimento dei veicoli terrestri è la seguente:

$$F(v) - R(v) = M_e \cdot \frac{dv}{dt}$$

Dove:

$F(v)$ rappresenta le forze attive

$R(v)$ rappresenta le forze passive

M_e rappresenta la massa equivalente

$\frac{dv}{dt}$ rappresenta l'accelerazione

Le forze attive $F(v)$ sono applicate sul veicolo per produrre il moto e possono essere motrici o frenanti; le prime sono generate dai motori, le seconde dagli apparati frenanti (o talvolta, parzialmente, dai motori stessi). Le forze resistenti, sono per il più delle volte contrarie alla forza motrice $F(v)$, cioè, si oppongono al moto del veicolo.

1.2 Differenza tra caratteristica propulsiva e caratteristica meccanica interna

Il termine $F(v) - R(v)$ viene detto “forza propulsiva”. Va notato che all'equazione del moto viene associata la “caratteristica propulsiva”, quindi, detta equazione si riferisce all'organo propulsore. Tuttavia, la “caratteristica propulsiva” è il risultato finale di una serie di processi. Va analizzata per prima cosa la “caratteristica meccanica interna”, la quale si riferisce al motore; successivamente va trattata la trasmissione, la quale ha il compito di trasmettere la potenza motrice dall'albero motore alle ruote motrici. Poiché la seguente trattazione si riferisce a veicoli di tipo terrestre su pneumatici, si andrà ad analizzare la caratteristica meccanica interna dei motori endotermici alternativi o motori a combustione interna. Non farà parte della trattazione la caratteristica meccanica interna dei motori elettrici, i quali possono essere utilizzati anche per i veicoli terrestri su pneumatici.

I motori per la trazione vengono valutati in base alle prestazioni offerte nelle diverse condizioni di moto che si possono presentare. Le prestazioni sono offerte dalla coppia motrice C in funzione della velocità di rotazione ω dell'albero motore o del numero n di giri, al minuto o al secondo. La curva che descrive l'andamento di queste grandezze C , ω (o C , n) in sostanza contiene l'espressione della potenza motrice e prende il nome di caratteristica meccanica interna o caratteristica meccanica del motore. Dalla caratteristica meccanica $C(\omega)$ o $C(n)$ si riesce a ricavare il valore della potenza del motore N , poiché i tre parametri sono legati dalla seguente equazione:

$$N = C \cdot \omega$$

1.3 Cenni sul funzionamento dei motori endotermici alternativi

Prima di trattare nel dettaglio la caratteristica meccanica interna dei motori endotermici alternativi a ciclo Otto (ovvero i classici motori a benzina) e a ciclo Diesel è doveroso spiegare gli organi

meccanici fondamentali di questi motori. Nei motori ad accensione comandata (detti anche motori a benzina) la miscela di aria e combustibile viene compressa fino ad una temperatura inferiore a quella di autoaccensione del combustibile e la combustione viene innescata dalla scintilla di una candela, invece, nei motori ad accensione spontanea (o motori Diesel), l'aria viene compressa fino a raggiungere una temperatura superiore a quella di autoaccensione del combustibile e la combustione inizia spontaneamente non appena il combustibile, iniettato nel cilindro, viene a contatto con l'aria calda. L'iniezione del combustibile nel cilindro dei motori diesel è decisa dagli "iniettori". La principale differenza tra i motori benzina e quelli diesel, inoltre, è dovuta al fatto che nei primi la fase di combustione della miscela aria-benzina avviene a volume costante e pressione crescente, mentre negli altri la fase di combustione del gasolio avviene a pressione costante e volume crescente. Quindi, nei motori a benzina le fasi sono: aspirazione, compressione, scoppio e scarico dove la fase attiva è quella di scoppio, mentre nei motori diesel le fasi sono: aspirazione, compressione, combustione e scarico dove la fase attiva è quella di combustione.

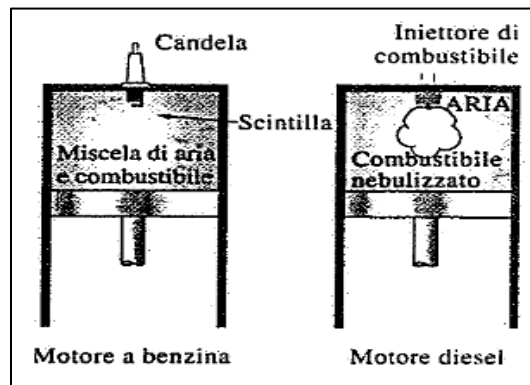


Figura 2- Processi di combustione nei motori a benzina e diesel

Il pistone si muove alternatamente all'interno del cilindro tra due posizioni chiamate "punto morto superiore" (PMS) che rappresenta la posizione del pistone quando esso racchiude il volume più piccolo all'interno del cilindro e "punto morto inferiore" (PMI) la posizione del pistone quando esso racchiude il volume più grande all'interno del cilindro. La distanza tra il PMS e il PMI rappresenta la lunghezza del percorso massimo che il pistone può compiere in ognuno dei due versi e prende il nome di "corsa" del pistone. Il diametro del pistone, invece, viene detto "alesaggio". L'aria (nel caso di motori diesel) o una miscela di aria e combustibile (nel caso di motori a benzina), è immessa nel cilindro attraverso la "valvola di aspirazione" mentre i prodotti della combustione sono espulsi dal cilindro attraverso la "valvola di scarico".

Il minimo volume racchiuso nel cilindro quando il pistone è al PMS si chiama "spazio morto", mentre il volume spostato quando si muove tra il PMS e il PMI prende il nome di "cilindrata". Il rapporto tra il volume massimo racchiuso nel cilindro e il volume minimo (spazio morto) si chiama rapporto volumetrico di compressione del motore ρ :

$$\rho = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$$

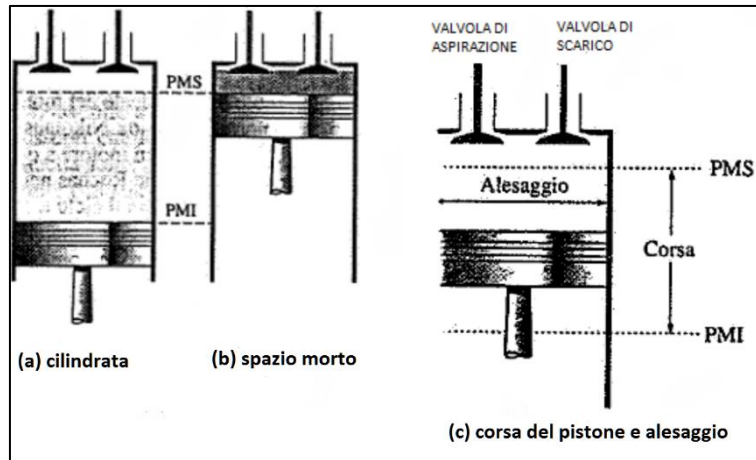


Figura 3 – (a) Cilindrata, (b) Spazio morto, (c) Corsa del pistone e alesaggio

Bisogna notare che il rapporto volumetrico di compressione ρ è un rapporto di volumi e non deve essere confuso con un rapporto di pressioni. Un altro parametro frequentemente utilizzato nello studio dei motori alternativi è la pressione media effettiva, p_{me} . Essa è una pressione fittizia che, se agisse sul pistone durante l'intera corsa di espansione, produrrebbe lo stesso lavoro netto che si produce durante il ciclo reale. Il lavoro netto, L_n appena enunciato può essere così ricavato:

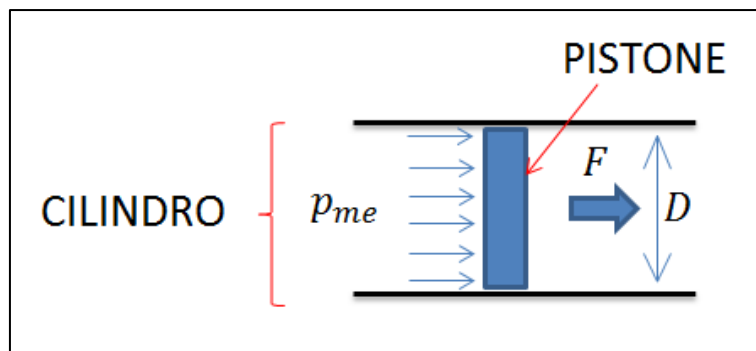


Figura 4 – Forza prodotta da un pistone su cui agisce una pressione media effettiva p_{me}

$$L_n = F \cdot c = p_{me} \cdot A_{pistone} \cdot c$$

Dove $A_{pistone} = \text{area del pistone} = (\pi \cdot D^2)/4$ con D alesaggio, mentre $c = \text{corsa}$.

Si ricava, quindi, che:

$$p_{me} = \frac{L_n}{A_{pistone} \cdot c}$$

La pressione media effettiva può essere utilizzata per confrontare le prestazioni di motori alternativi di uguali dimensioni: più grande è il suo valore, maggiore è il lavoro sviluppato ad ogni ciclo.

Partendo dal fatto che:

$$L_n = F \cdot c = p_{me} \cdot A_{pistone} \cdot c$$

$$L_n = p_{me} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c$$

si può scrivere la potenza del motore N come rapporto tra il lavoro netto e l'intervallo temporale t (che è l'inverso del regime di rotazione) in cui viene prodotto:

$$N = \frac{L_n}{t} = p_{me} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c \cdot n$$

dove n rappresenta il numero di giri dell'albero motore ed è espresso in giri/secondo.

In un qualsiasi motore termico sono sempre necessarie due trasformazioni energetiche per arrivare all'energia meccanica finale; infatti l'energia chimica viene trasformata in energia termica la quale a sua volta viene trasformata in energia meccanica. Queste trasformazioni energetiche incidono sul rendimento complessivo, perché ogni trasformazione avviene, necessariamente, con rendimento minore di 1.



Figura 5 – Energia in ingresso e in uscita di un motore

In generale per qualsiasi motore, prescindendo dal suo funzionamento interno, si può scrivere il rendimento come:

$$\eta = \frac{E_2}{E_1} < 1$$

Dove: E_1 rappresenta l'energia immessa nel motore sotto qualsiasi forma (input), mentre E_2 rappresenta l'energia resa dal motore sotto forma di energia meccanica (output).

Nei motori endotermici alternativi (o anche detti motori a combustione interna):

$$E_1 = M \cdot H$$

Dove M rappresenta la massa del combustibile consumata nel tempo t espressa in Kg, H rappresenta il potere calorifico inferiore, cioè, rappresenta la quantità di calore sviluppata nel corso della combustione completa dall'unità di massa di combustibile, quando l'acqua presente nei prodotti di combustione (somma di quella eventualmente presente nel combustibile come umidità e di quella prodotta dalle reazioni di ossidazione) si trova allo stato di vapore ed è espresso in J/kg. Dunque, E_1 rappresenta l'energia somministrata durante l'intervallo temporale t . Per il diesel $H \approx 42676$ KJ/Kg mentre per la benzina $H \approx 43304$ KJ/Kg.

$$E_2 = N \cdot t$$

dove N rappresenta la potenza del motore espressa in Watt, t rappresenta il tempo di funzionamento ad N costante espresso in secondi e, dunque, E_2 rappresenta l'energia resa dal motore sotto forma di energia meccanica nel tempo t .

Si può riscrivere il rendimento η nel seguente modo:

$$\eta = \frac{E_2}{E_1} = \frac{N \cdot t}{M \cdot H}$$

Il rendimento η di un motore termico si compone di quattro componenti:

$$\eta = \eta_\varepsilon \cdot \eta_i \cdot \eta_V \cdot \eta_M$$

Dove:

η_ε rappresenta il rendimento dovuto al fatto che il ciclo reale si discosta da quello teorico di Carnot.

Per il ciclo reale η_ε vale:

$$\eta_\varepsilon = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

Con Q_1 calore in ingresso e Q_2 in uscita

Per il ciclo teorico di Carnot η_ε vale:

$$\eta_\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

Quindi η_ε dipende dagli estremi di temperatura entro cui svolge il ciclo; per questo motivo interessa tenere T_1 il più alta possibile e T_2 bassa. In definitiva, questo rendimento dipenderà dal tipo di ciclo secondo cui funziona il motore.

η_i rappresenta il rapporto tra il lavoro prodotto dallo stantuffo (che nei motori endotermici alternativi viene detto "pistone") e il lavoro reso disponibile in base al ciclo teorico. Viene detto "rendimento indicato" e tiene conto delle perdite attraverso le pareti del cilindro. Esso migliora, entro certi limiti, all'aumentare del numero di giri (vale a dire del numero delle stantuffate) perché il fluido resta meno tempo nel cilindro.

η_V rappresenta il rendimento volumetrico ovvero il rapporto tra la massa di fluido che attraversa utilmente il cilindro e la massa totale che potrebbe contenere il cilindro stesso. E' importante nei motori endotermici a Ciclo Otto o a Ciclo Diesel poiché l'energia prodotta è direttamente proporzionale alla massa di fluido introdotta nel cilindro. Questo rendimento peggiora all'aumentare del numero di giri del motore perché il cilindro non fa in tempo a riempirsi.

η_M rappresenta il rendimento meccanico ovvero il rapporto tra il lavoro effettivamente raccolto all'albero motore e quello reso disponibile dall'organo meccanico del motore (pistone). Dipende dagli attriti nei vari organi meccanici e peggiora sensibilmente all'aumentare del numero dei giri del motore.

Migliorare il rendimento complessivo del motore η è importante non solo per quanto riguarda i consumi (minor consumo di combustibile) ma anche per quanto riguarda l'inquinamento poiché una migliore combustione permette un inquinamento minore dovuto ai gas incombusti.

Per quanto riguarda il calcolo della coppia C e della potenza N dei motori endotermici alternativi bisogna effettuare prima una distinzione tra motori a due e a quattro tempi e considerare il funzionamento del sistema cilindro-pistone se a semplice o a doppio effetto. Se il sistema è a semplice effetto la spinta viene applicata ad un solo lato del pistone; per garantire il ritorno nella posizione originaria del pistone stesso, ad esso viene integrata una molla. I sistemi a doppio effetto, invece, possono compiere lavoro da entrambe le direzioni; si intuisce subito che in termini di potenza il sistema a doppio effetto è più efficiente.

- Caso di motore a due tempi con sistema cilindro-pistone a doppio effetto: si avrà una spinta utile ogni corsa (1/2 giro dell'albero motore)
- Caso di motore a quattro tempi con sistema cilindro-pistone a doppio effetto: si avrà una spinta utile ogni due corse (1 giro dell'albero motore)
- Caso di motore a due tempi con sistema cilindro-pistone a semplice effetto: si avrà una spinta utile ogni due corse (1 giro dell'albero motore)
- Caso di motore a quattro tempi con sistema cilindro-pistone a semplice effetto: si avrà una spinta utile ogni quattro corse (2 giri dell'albero motore)

Riprendendo la relazione

$$N = \frac{L_n}{t} = p_{me} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c \cdot n$$

Essa può essere riscritta nel seguente modo:

$$N = p_{me} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c \cdot n \cdot \frac{i}{e}$$

Dove:

i rappresenta il numero di cilindri

e è un parametro che tiene conto del funzionamento del pistone se a semplice o doppio effetto e vale:

- $e = 0,5$ per motori due tempi con funzionamento del sistema cilindro-pistone a doppio effetto
- $e = 1$ per motori due tempi con funzionamento del sistema cilindro-pistone a semplice effetto
- $e = 1$ per motori quattro tempi con funzionamento del sistema cilindro-pistone a doppio effetto
- $e = 2$ per motori quattro tempi con funzionamento del sistema cilindro-pistone a semplice effetto

Ponendo $p_{me} = \eta_M \cdot p_{mi}$ dove p_{mi} rappresenta la "pressione media indicata" che tiene conto dei rendimenti η_i , η_V si può riscrivere la potenza N nel seguente modo:

$$N = \eta_M \cdot p_{mi} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c \cdot n \cdot \frac{i}{e}$$

oppure

$$N = \eta_M \cdot p_{mi} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{i}{e}$$

con n = numero di giri dell'albero motore espresso in giri/minuto invece che in giri/secondo.

E chiamando la cilindrata V :

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c \cdot i$$

si ottiene

$$N = \frac{1}{e} \cdot \eta_M \cdot p_{mi} \cdot V \cdot n$$

con N = potenza del motore espressa in Watt, W

con p_{mi} = pressione media indicata espressa in Pascal, P_a

con V = cilindrata espressa in m^3

con n = numero di giri dell'albero motore espresso in giri/secondo

Per motori geometricamente e costruttivamente simili, funzionanti secondo il medesimo ciclo (stesso valore di η_ϵ), il rendimento meccanico η_M e la pressione media indicata p_{mi} possono ritenersi uguali e, quindi, la potenza N è direttamente proporzionale alla cilindrata V e al numero di giri dell'albero motore n . Se si considera una data corsa c , si può dire che la potenza N è direttamente proporzionale al quadrato dell'alesaggio (o anche al quadrato del diametro del pistone) e al numero di giri dell'albero motore n . Partendo dalla relazione tra la coppia C e la potenza del motore N :

$$N = C \cdot n$$

si ottiene

$$C = \frac{N}{n} = \frac{1}{e} \cdot \eta_M \cdot p_{mi} \cdot V$$

Dunque, la coppia motrice è direttamente proporzionale alla cilindrata V e, quindi, al quadrato dell'alesaggio. Dalla precedente relazione si possono effettuare le seguenti considerazioni:

- A parità di potenza motrice N , quindi, a parità di η_M e di p_{mi} , i motori di maggiori dimensioni (ovvero che presentano o una corsa maggiore c o un alesaggio maggiore D o entrambi) erogano una coppia più grande poiché per ogni stantuffata (corsa del pistone) entra una maggiore quantità di fluido. Si nota, dunque, che il valore della coppia motrice dipende dalla quantità di fluido immessa nel cilindro, quindi, variando tale quantità si può effettuare la regolazione del motore.

Nei motori a quattro tempi sia a benzina che diesel, nella testata del motore è presente l'albero a camme (in base al numero di valvole presenti all'interno di ogni cilindro e alla disposizione dei cilindri stessi si può avere una distribuzione con doppio albero a camme in testa anche detta disposizione a bialbero) che decide di quanto devono aprirsi le valvole. La fasatura (o fase) viene intesa come punto di ottimale apertura delle varie valvole di un motore a quattro tempi e si ottiene con la sincronia dell'albero a camme all'albero motore; questa sincronia si ottiene con una catena, cinghia o con ingranaggi. Aumentando il tempo di apertura della valvola di aspirazione si avrà un maggiore riempimento della camera di combustione con conseguente aumento di potenza e coppia motrice. La variazione della fase di scarico, invece, permette di aumentare l'incrocio delle valvole, ovvero la fase in cui sono aperte contemporaneamente (dopo lo scoppio della miscela o l'autoaccensione del combustibile) le valvole di aspirazione e quelle di scarico, in modo che i gas incombusti vengano espulsi fuori dalla camera grazie all'entrata della nuova miscela. In questa delicata fase, si perde una piccola percentuale di miscela, ma il vantaggio che se ne ricava, è un forte lavaggio della camera di combustione che così ad ogni scoppio è sempre "pulita" e raffreddata a dovere.

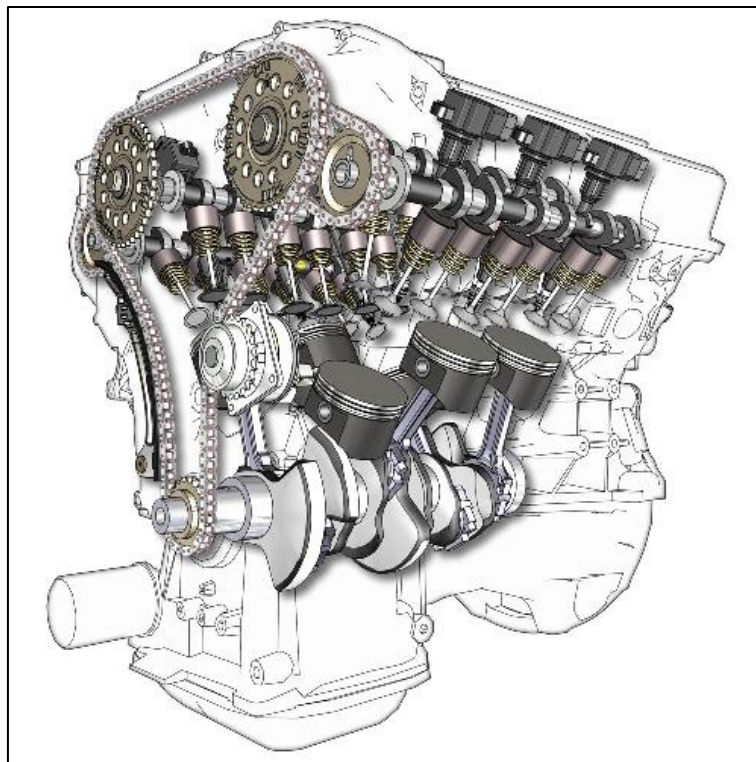


Figura 6 – Rappresentazione di un motore endotermico alternativo a quattro tempi con 6 cilindri disposti a forma di V (tre cilindri su ogni lato)

Il moto alternativo del pistone viene poi trasformato in moto rotatorio dal meccanismo biella-manovella. La biella è collegata al pistone mediante una “testa a croce” obbligando il piede della biella a muoversi di moto rettilineo ed evitando la trasmissione di forze laterali al pistone. In questo modo il pistone è soggetto, solo a forze lungo l'asse di scorrimento. L'albero a manovella (o albero a

gomiti o anche detto albero motore) è un particolare albero spezzato su cui agiscono le bielle dei pistoni. L'albero a gomiti a sua volta è collegato al volano. Il numero di bielle è pari al numero di pistoni che sono tanti quanti sono i cilindri.

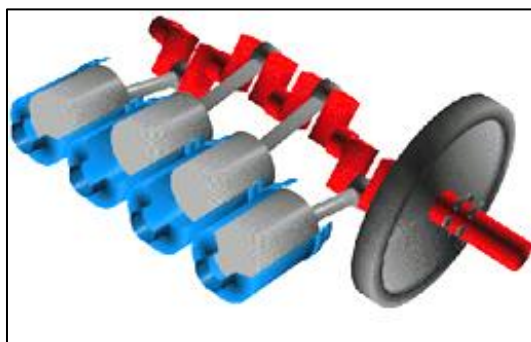


Figura 7 – Rappresentazione in blu dei cilindri, in grigio dei pistoni e delle bielle, in rosso dell'albero a gomiti e in nero del volano di un motore endotermico alternativo a quattro tempi con 4 cilindri disposti in linea

L'andamento della coppia all'albero motore è pulsante e per poterla rendere il più possibile costante si può:

- inserire un volano calettato all'albero motore;
- predisporre più cilindri con fasi attive sfalsate, disposti in linea oppure a forma di V.

A parità del numero di cilindri, la predisposizione dei cilindri a forma di V occupa minore spazio in lunghezza e maggiore in larghezza. Inoltre, maggiore è il numero di cilindri minori sono, a parità di potenza, le dimensioni del volano. Comunque, in ogni caso un volano è sempre necessario.

1.4 Caratteristica meccanica interna dei motori endotermici alternativi

Il problema dell'adattabilità del motore all'organo propulsore (ruota) riguarda solamente i sistemi che ne sono forniti; pertanto sono esclusi i sistemi continui e, tra i discontinui, quelli aventi motori ad azione diretta (come ad esempio jet e razzi) che, per definizione, non necessitano dell'organo propulsore. Questo problema vale quindi solo nei sistemi discontinui forniti di motori ad azione indiretta, che richiedono l'uso dell'organo propulsore per modificare la potenza da $C \cdot \omega$ in $F \cdot v$. La ruota ad aderenza naturale ammette un comportamento stabile nella fase di moto per aderenza; al di fuori di questa si entra nella fase instabile di attrito radente. Quindi, la ruota è un organo propulsore che necessita di essere azionata da un motore avente caratteristica meccanica stabile ed il più possibile a potenza costante. Poiché la caratteristica meccanica interna di un motore endotermico alternativo non presenta un comportamento stabile nella sua totalità del range di funzionamento, bisognerà considerare per la trazione, solo quell'intervallo in cui si ha un comportamento stabile. Inoltre, la caratteristica meccanica interna di un motore endotermico alternativo può essere considerata quasi a coppia costante, mentre, per la trazione terrestre si ha bisogno di una caratteristica propulsiva a potenza costante; infatti, per ottenere questa tipologia di caratteristica propulsiva viene fatta sia una

“regolazione interna” agendo sui parametri in ingresso nei motori endotermici alternativi, ovvero si va a variare la quantità di fluido in ingresso nel cilindro, sia una “regolazione esterna” mediante la trasmissione che permette di modificare i parametri di coppia motrice C e numero di giri n in uscita dall'albero motore per ottenere una potenza alle ruote, data dalla relazione $N = F \cdot v$, costante.

Per stabilità di funzionamento di un motore per la trazione terrestre si intende l'attitudine del motore stesso a trovare una condizione di regime equilibrata a seguito della variazione del carico esterno, dato dalle resistenze. La forma della caratteristica meccanica interna deve essere tale da rendere stabile il funzionamento, entro cui poi effettuare la modulazione. A questo scopo, la curva $C(n)$ deve avere un andamento tale da fornire una coppia decrescente al crescere della velocità di rotazione dell'albero motore; in tal modo, se aumenta la resistenza all'albero, il motore trova spontaneamente un'altra posizione di funzionamento a velocità di rotazione inferiore e viceversa. Una caratteristica meccanica interna di questo tipo si dice “elastica”; questa condizione può essere espressa analiticamente dalla condizione:

$$\frac{dC}{dn} < 0$$

Quindi se si considera la figura 8 sotto riportata:

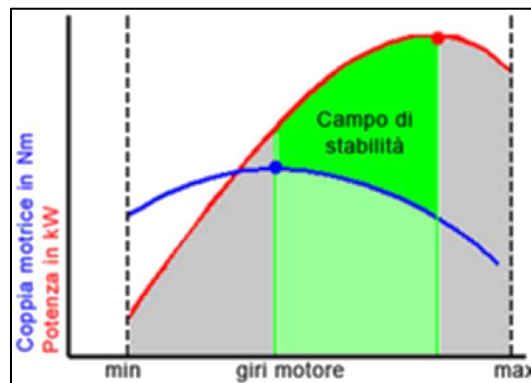


Figura 8 – Andamento della curva di coppia e di potenza al variare del numero di giri dell'albero motore per un generico motore a quattro tempi

si nota che l'andamento delle curve di potenza e coppia è limitato da due valori limite del numero di giri dell'albero motore: n_{min} e n_{max} . Il range ottimale per la trazione terrestre è quello compreso tra i valori di coppia e potenza massima. Marciando nel campo verde non serve usare il cambio. Se il regime entra nelle zone in grigio, occorre variare il rapporto del cambio. Una maggiore zona verde significa avere un motore che presenta una caratteristica meccanica interna più elastica. Infatti, si scarta il tratto iniziale a coppia crescente poiché è un andamento non compatibile con le esigenze di stabilità e si scarta anche la parte eccedente la potenza massima perché porta a dei consumi troppo elevati; per valori di potenza minori di n_{min} il motore si arresta poiché, la potenza sviluppata dal motore per valori inferiori ad n_{min} , serve solamente per vincere le resistenze passive. Si può dire,

inoltre, che più la curva di coppia sarà schiacciata, più ampio sarà il range di utilizzabilità della coppia motrice.

La coppia motrice in funzione del numero di giri, n , rappresenta la curva caratteristica del motore: $C = C(n)$. Nel grafico (in figura 9) sono indicati gli andamenti di coppia, potenza e consumi specifici al variare di n per un generico motore a quattro tempi con ammissione al 100%.

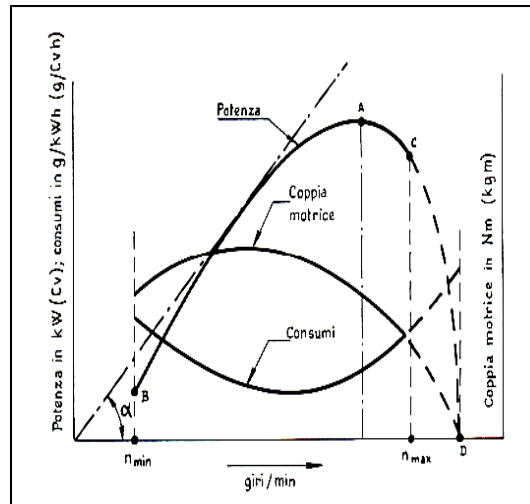


Figura 9 – Andamento della curva di coppia, di potenza e della curva dei consumi al variare del numero di giri dell'albero motore per un generico motore a quattro tempi

La differenza principale tra un motore a benzina ed uno diesel sta nel fatto che generalmente, a parità di cilindrata e di livello tecnologico, il motore a benzina raggiunge regimi più alti con potenze maggiori rispetto al diesel, ma la concavità della sua curva di coppia è più accentuata. Nel diesel infatti si ha un andamento della coppia più “spianato”, il che significa una maggiore disponibilità di coppia al variare del regime, quindi migliori caratteristiche d’elasticità e di stabilità d’erogazione. Come si vede nel disegno sopra riportato, il minor consumo specifico di carburante si ha in corrispondenza del regime di coppia massima.

Come già enunciato in precedenza, la caratteristica meccanica interna del motore dipende anche dalla “regolazione interna” del motore stesso. Quindi al variare della quantità di combustibile in ingresso nel cilindro, ovvero al variare dell’ammissione del motore si avranno diverse curve. Nel grafico sotto riportato si può vedere, come, al diminuire della percentuale di ammissione del motore ed al variare del numero di giri, la curva di coppia tende ad abbassarsi.

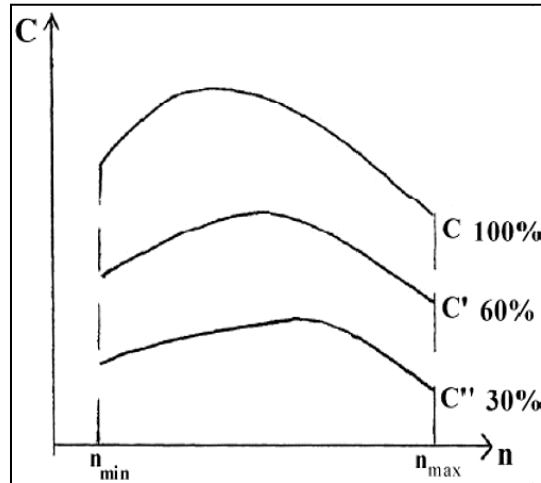


Figura 10 – Variazione della caratteristica meccanica interna al variare dell'ammissione del motore

Nella figura sotto riportata, invece, è rappresentato l'andamento della curva di potenza di un motore endotermico alternativo in funzione dei vari gradi di ammissione.

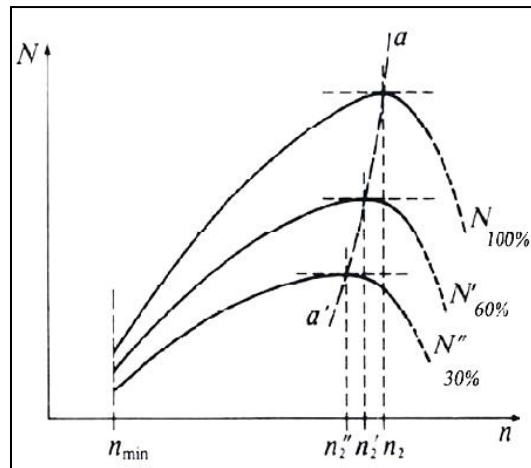


Figura 11 – Variazione della curva della potenza al variare del numero di giri dell'albero motore e al variare dell'ammissione del motore

Si nota come, al diminuire dell'ammissione del motore, le curve sono più basse poiché diminuisce la quantità di combustibile introdotta nella camera di combustione. Inoltre, si nota come il valore di potenza massima tende a spostarsi verso un regime di giri inferiore.

Dopo aver aperto una breve parentesi sul funzionamento dei motori endotermici alternativi e sulla caratteristica meccanica interna di questi motori, verranno presi in considerazione tutti i termini presenti nell'equazione del moto per i veicoli terrestri in maniera tale da poter arrivare a definire la caratteristica propulsiva ideale.

1.5 Descrizione della forza di trazione e delle condizioni meccaniche per il moto

La maggior parte dei veicoli terrestri utilizzano ai fini del moto l'aderenza, sfruttando il fenomeno connesso al rapporto ruota motrice - via di sostegno. Prendendo in considerazione il caso della propulsione per mezzo di ruote motrici e detto P_{tot} il peso totale del veicolo, si può assumere $P_{tot} =$

$P_a + P_p$ con P_a peso gravante sulle ruote motrici (Peso Aderente) e P_p peso gravante sulle ruote portanti (Peso Portante). Le ruote motrici sono collegate, attraverso la trasmissione, all'apparato motore in modo da poter dire che, in tali veicoli, è collocato un apparato motopropulsore costituito dal motore, dalla trasmissione del moto alle ruote e dalle ruote motrici stesse. La coppia motrice del motore viene trasmessa alla ruota che prende appunto il nome di "ruota motrice" e tale coppia equivale ad una forza applicata alla periferia della ruota di entità T , che verifica la relazione $M = T \cdot D/2$, essendo $D/2$ il raggio della ruota.

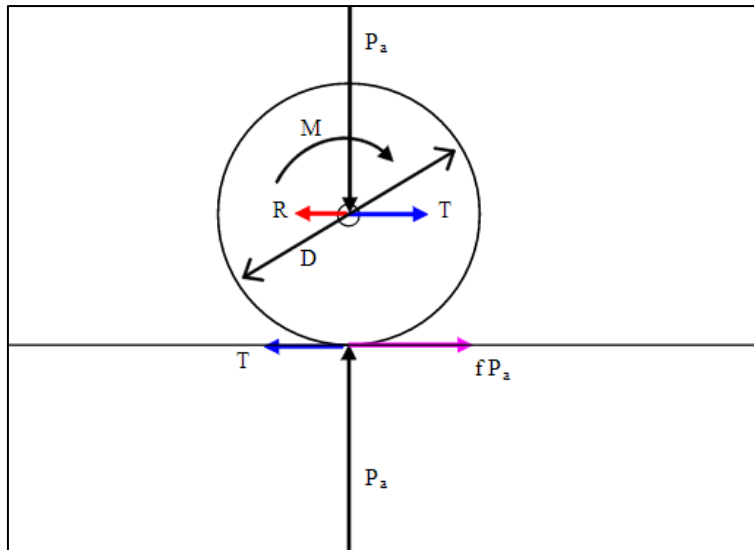


Figura 12 – Esempio delle forze agenti sulla ruota motrice

Si definisce “potere aderente” il valore massimo della forza T applicabile all’area di contatto ruota-sostegno senza che si rompa il legame di rotolamento puro (senza slittamenti) tra ruota motrice e supporto. Tale valore, che verrà indicato con T_{max} , è proporzionale, secondo un coefficiente f_a che prende il nome di “coefficiente di aderenza”, al peso P_a che grava sulla ruota motrice. Si nota che per valori di $T > T_{max} = f_a \cdot P_a$, si rompe il legame di aderenza e la ruota slitta, di conseguenza il coefficiente f varia assumendo i valori di:

$$f = \begin{cases} f_a & \text{se non c'è slittamento} \\ f_{att} & \text{se c'è slittamento} \end{cases} \quad \text{con } f_a > f_{att}$$

Ogni veicolo sia per avanzare ad una certa velocità “ v ” di regime, sia nella fase di avviamento o di frenatura, deve vincere le forze che si oppongono all’avanzamento la cui sommatoria “ R ” indicherà la resistenza totale all’avanzamento. Con le notazioni dette possono verificarsi i seguenti casi:

- Se $T < f_a \cdot P_a$ la ruota non slitta e se:
 - $T = R$ il veicolo avanza di moto uniforme o resta fermo se non è in moto, cioè, $T - R = M_e \cdot a$ da cui si ottiene che $a = 0$

- $T > R$ **il veicolo avanza accelerando**, cioè, $T - R = M_e \cdot a$ da cui si ottiene che $a > 0$
 - $T < R$ **il veicolo avanza decelerando o resta fermo se non è in moto**, cioè, $T - R = M_e \cdot a$ da cui si ottiene che $a < 0$
- Se $T > f_a \cdot P_a$ la ruota slitta, quindi il coefficiente di aderenza f_a viene sostituito dal coefficiente di attrito f_{att} (con $f_{att} < f_a$) e T assume un valore limite:

$$T_{lim} = f_{att} \cdot P_a \leq f_a \cdot P_a$$

- $T_{lim} = R$ **il veicolo avanza di moto uniforme o resta fermo se non è in moto**, cioè, $T_{lim} - R = M_e \cdot a$ da cui si ottiene che $a = 0$
- $T_{lim} > R$ **il veicolo avanza accelerando**, cioè, $T_{lim} - R = M_e \cdot a$ da cui si ottiene che $a > 0$
- $T_{lim} < R$ **il veicolo avanza decelerando o resta fermo se non è in moto**, cioè, $T_{lim} - R = M_e \cdot a$ da cui si ottiene che $a < 0$

I coefficienti f_a e f_{att} in campo stradale si ricavano per via sperimentale da diversi fattori:

- Condizioni e caratteristiche della superficie stradale;
- Caratteristiche della ruota (elasticità e deformabilità)
- Disegno del battistrada e pressione di gonfiaggio
- Velocità di avanzamento del veicolo

Nella tabella sotto riportata sono espressi i valori identificativi del coefficiente di aderenza per ruote gommate in relazione al tipo e/o allo stato della pavimentazione:

<i>Superficie</i>	<i>Coefficiente di aderenza f_{ad}</i>
<i>Asfalto e calc estruzzo asciutti</i>	<i>0,8-0,9</i>
<i>Asfalto bagnato</i>	<i>0,5-0,7</i>
<i>Ghiaia</i>	<i>0,6</i>
<i>Neve</i>	<i>0,2</i>
<i>Ghiaccio</i>	<i>0,05-0,1</i>

Figura 13 – Valori del coefficiente di aderenza f_{ad} al variare delle condizioni ambientali e della tipologia di superficie

1.6 Descrizione delle resistenze al moto

Quando un veicolo si muove spinto dalla forza motrice F si generano delle resistenze al moto dipendenti dalla forma del veicolo, dall'ambiente in cui il veicolo si muove, dalla tipologia di moto e di percorso; sono forze equivalenti, dal punto di vista energetico, a delle dissipazioni (non conservative) e forze vere e proprie (conservative). Le resistenze al moto si dividono in “**resistenze**

ordinarie” che si oppongono sempre all'avanzamento del veicolo nel suo moto uniforme ($v =$ costante) in rettilineo ed in piano ed in **“resistenze accidentali”** le quali dipendono dalla configurazione plano-altimetrica del tracciato e si aggiungono algebricamente a quelle ordinarie se si è in presenza di una pendenza (livelletta) o di una curva.

Nel caso delle resistenze al moto per i veicoli terrestri su pneumatici, tra le resistenze ordinarie rientrano la “resistenza al rotolamento” e la “resistenza aerodinamica”, mentre, tra le resistenze accidentali rientrano la resistenza alla pendenza e quella in curva. In tutti i casi si parla di resistenze al moto di natura dissipativa tranne nel caso di resistenza alla pendenza con quest'ultima negativa (discesa). Quindi in generale si ha che:

$$R = R_r + R_a + R_p + R_c$$

dove:

R rappresenta la sommatoria di tutte le resistenze al moto

R_r rappresenta la resistenza al rotolamento

R_a rappresenta la resistenza aerodinamica

R_p rappresenta la resistenza dovuta alla pendenza

R_c rappresenta la resistenza dovuta alla curva

1.6.1 Resistenza al rotolamento

Prima di iniziare a trattare la resistenza al rotolamento è doveroso fare un excursus su come è costituito uno pneumatico. Lo pneumatico ha una struttura toroidale elastica di caucciù vulcanizzato (il processo di vulcanizzazione consiste nel trattare il caucciù con composti solforati per renderlo sufficientemente elastico); tale struttura toroidale è costituita dalla “carcassa” e dal “battistrada”. La carcassa è ottenuta dalla sovrapposizione di tele incrociate di materiale tessile o sintetico eventualmente rinforzato con fili metallici, impregnato di gomma. Le varie tele sono unite tra loro mediante il procedimento di vulcanizzazione che le rende una struttura unitaria. In base all'orditura delle tele sovrapposte che costituiscono la carcassa, il pneumatico può essere di tipo “cord” o “radiale”. Nella parte interna la carcassa termina con due robusti “talloni”, i quali a loro volta contengono i “cerchietti” che sono formati da anelli di fune metallica. I talloni hanno lo scopo di aumentare la resistenza alle dilatazioni radiali, riducendone anche l'entità, mentre, i cerchietti hanno lo scopo di mantenere la carcassa ben aderente al “cerchio” o “disco”.

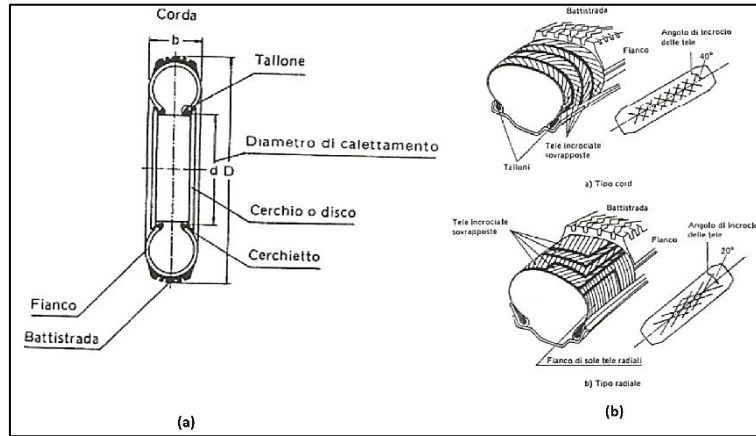


Figura 14 – (a) Esempio di una ruota stradale, (b) Caratteristiche costruttive degli pneumatici

Le pareti interne della carcassa servono per resistere alla flessione dello pneumatico. Gli pneumatici di tipo “cord” hanno una maggiore resistenza dei fianchi, maggiore rigidità flessionale, minore aderenza ed esercitano maggiori pressioni sul terreno con minore pressione di gonfiaggio. Gli pneumatici “radiali”, che sono ormai i più diffusi sul mercato, presentano una minore resistenza dei fianchi, una maggiore flessibilità dello pneumatico pur con maggiori pressioni interne e maggiore aderenza dovuta al fatto di una più uniforme distribuzione delle pressioni sul suolo. Il battistrada, invece rappresenta la parte dello pneumatico che entra in contatto con il suolo e consiste in un anello di gomma compatta che avvolge la carcassa, alla quale è unita nella zona di rotolamento; può presentare diverse scolpiture per migliorare l’aderenza longitudinale, trasversale, la silenziosità o le prestazioni alle alte velocità. Lo pneumatico viene spesso gonfiato con aria ad una data pressione, tuttavia a causa del fatto che quando lo pneumatico si riscalda la pressione interna aumenta, sta prendendo sempre più piede il gonfiaggio mediante aria e azoto poiché quest’ultimo, risentendo meno delle escursioni termiche permette delle variazioni di pressione minori. Per motivi di tenuta, l’aria può essere contenuta in un tubo di gomma sottile (camera d’aria) ed allora si parla di pneumatici “tube”, altrimenti, se non è presente la camera d’aria si parla di pneumatici “tubeless”.

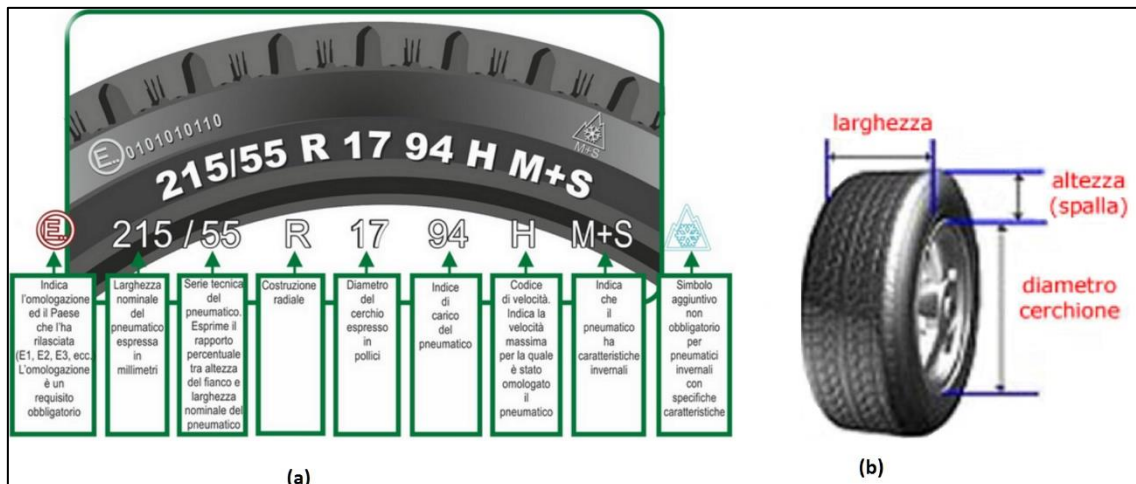


Figura 15 – (a) Indicazioni di lettura dello pneumatico, (b) dimensioni principali dello pneumatico

La “serie tecnica” dello pneumatico rappresenta il rapporto (espresso in percentuale) dell'altezza della spalla espressa in mm e della larghezza nominale (o larghezza da fianco a fianco dello pneumatico) anch' essa espressa in mm. Uno pneumatico con spalla alta assorbe di più le asperità del terreno, tuttavia è meno preciso per quanto riguarda lo stile di guida. Inoltre più la larghezza nominale è maggiore tanto più performante sarà lo pneumatico. Dunque, uno pneumatico sarà tanto più performante quanto minore è il rapporto, espresso in percentuale, tra l'altezza del fianco e la larghezza nominale. In linea generale, la capacità di carico di uno pneumatico aumenta, entro certi limiti, con le dimensioni e con la pressione di gonfiaggio. La proporzionalità diretta tra carico, pressione e dimensioni è espressa dalla seguente relazione:

$$Q = \lambda \cdot p_o \cdot b \cdot D$$

dove:

Q rappresenta il carico

λ rappresenta un coefficiente adimensionale detto “parametro di gonfiaggio”

p_o rappresenta la pressione di gonfiaggio dello pneumatico

b rappresenta la corda

D rappresenta il diametro dello pneumatico

All'aumentare della velocità diminuisce il valore del carico massimo ammissibile poiché ci sono maggiori sollecitazioni a fatica. Una ruota più rigida, a parità di carico, avrà un'area di impronta più piccola, quindi, trasmetterà al suolo pressioni più elevate; inoltre, presenterà un basso effetto smorzante nei riguardi delle irregolarità del terreno.

La resistenza al rotolamento nasce dal fenomeno complessivo di deformazione e accoppiamento ruota-suolo; dipende, quindi, dalla propria rigidezza in relazione alla cedevolezza del suolo. La rigidezza della ruota pneumatica dipende dalla “pressione di gonfiaggio” o pressione interna, p_i e dalla “rigidezza della carcassa” della quale si può tener conto mediante un'ulteriore pressione equivalente p_c . Se la somma di queste due pressioni $p_g = (p_i + p_c)$ è maggiore della pressione massima p_o sopportabile dal suolo, allora la ruota si considera rigida ed il suolo cedevole. Nel caso opposto il suolo si considera rigido e si suppone che si deformi solo la ruota.

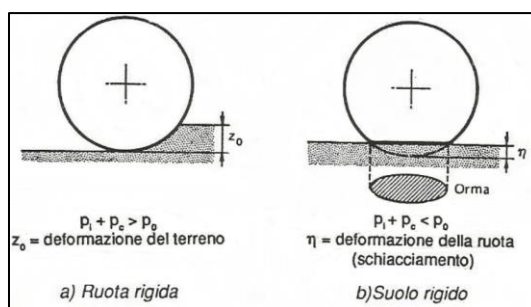


Figura 16 – Deformazioni dello pneumatico e del suolo

Delle due condizioni limite di comportamento dello pneumatico è di maggiore interesse il caso in cui $p_g < p_o$ poiché rappresenta il caso di ruota deformabile su suolo rigido che è quello tipico stradale.

La pressione normale esercitata dalla ruota nel punto di massima profondità z_o vale:

$$p_g = p_i + p_c$$

invece, il suolo sviluppa la massima reazione:

$$p_o = k \cdot z_o^n$$

dove:

k è un coefficiente che tiene conto delle caratteristiche del suolo

n è un coefficiente che varia tra 0 ed 1 e vale: 0 per suolo perfettamente plastico; 1 per suolo perfettamente elastico.

Per Bekker una ruota di diametro D e corda b , caricata dal Peso P in cui valgono le relazioni:

$p_g = p_i + p_c$ e $p_o = k \cdot z_o^n$ esercita la seguente pressione p_g :

$$p_g = \frac{1}{k^{(2 \cdot n + 1)}} \cdot \left[\frac{3 \cdot P}{(3 - n) \cdot b \cdot \sqrt{D}} \right]^{(2 \cdot n + 1)}$$

In base a tale relazione si può determinare se $p_g < p_o$ ovvero lo pneumatico è parzialmente schiacciato oppure se $p_g > p_o$, cioè, la ruota si comporta come rigida.

In genere una volta individuato il comportamento dello pneumatico si può determinare la resistenza al rotolamento mediante la seguente formula:

$$R_r = P \cdot r$$

Dove:

R_r rappresenta la resistenza al rotolamento espressa in N

P rappresenta il peso del veicolo espresso in KN

r rappresenta il "coefficiente di rotolamento" ed è espresso in N/KN

Per le ruote pneumatiche esistono alcune relazioni empiriche che esprimono il "coefficiente di rotolamento" in funzione della velocità:

FORMULA SAE:

$$r = \frac{k}{1000} \cdot \left[5,1 + \frac{(5,5 + 0,9 \cdot P)}{p} \cdot \frac{(8,5 + 0,3 \cdot P)}{p} \cdot \frac{v^2}{100} \right]$$

dove P è espresso in KN, p in bar e v in km/h, mentre il coefficiente k vale 0,8 per pneumatici cord e 1 per pneumatici radiali.

FORMULA di ANDREAU:

$$r = \frac{1}{p^{0,64}} \cdot \left[20 + \frac{v^{3,7}}{1,29 \cdot p \cdot 10^6 \cdot p^{1,44}} \right]$$

dove p è espressa in bar e v in km/h.

In genere, però, nella pratica progettuale si esprime il coefficiente di rotolamento, come:

$$r = r_0 + k \cdot v^2$$

dove:

r_0 (nella figura sotto indicato con RRC) rappresenta il valore di resistenza unitaria al rotolamento a basse velocità ed è tabulato in base alla classe di pneumatico ed alla tipologia di veicolo nel seguente modo:

Pneumatici Vettura (tipo C1)		Pneumatici trasporto leggero (tipo C2)		Pneumatici trasporto pesante & Bus (tipo C3)	
RR C in kg/t	Classe di Efficienza Consumi	RR C in kg/t	Classe di Efficienza Consumi	RR C in kg/t	Classe di Efficienza Consumi
RRC ≤ 6,5	A	RRC ≤ 5,5	A	RRC ≤ 4,0	A
6,6 ≤ RRC ≤ 7,7	B	5,6 ≤ RRC ≤ 6,7	B	4,1 ≤ RRC ≤ 5,0	B
7,8 ≤ RRC ≤ 9,0	C	6,8 ≤ RRC ≤ 8,0	C	5,1 ≤ RRC ≤ 6,0	C
VUOTO	D	VUOTO	D	6,1 ≤ RRC ≤ 7,0	D
9,1 ≤ RRC ≤ 10,5	E	8,1 ≤ RRC ≤ 9,2	E	7,1 ≤ RRC ≤ 8,0	E
10,6 ≤ RRC ≤ 12,0	F	9,3 ≤ RRC ≤ 10,5	F	RRC ≤ 8,1	F
RRC ≤ 12,1	G	RRC ≤ 10,6	G	VUOTO	G

Figura 17 – Valori di resistenza unitaria al rotolamento per le varie tipologie di veicoli

k rappresenta una costante e vale $5 \cdot 10^{-4}$

v rappresenta la velocità ed è espressa in km/h.

1.6.2 Resistenza aerodinamica

Quando un veicolo si muove in un fluido (liquido o gassoso) incontra una resistenza R_a , detta resistenza aerodinamica, che si oppone al moto e dipende dalle caratteristiche del fluido attraversato (densità e viscosità), del veicolo (forma, dimensioni, superficie esterna e assetto), e dal moto relativo (valore e verso della velocità). Si può quindi scrivere che:

$$R_a = f(\text{moto relativo}; \text{caratteristiche del veicolo}; \text{caratteristiche del fluido})$$

Il “moto relativo” può essere preso in considerazione mediante la velocità v , le “caratteristiche del veicolo” mediante i seguenti parametri: l lunghezza del veicolo, ψ forma e k rugosità superficiale e le “caratteristiche del fluido” mediante i parametri ρ densità, μ viscosità dinamica e g inteso come peso rapportato alla massa unitaria di fluido. L'equazione precedente può essere riscritta nel seguente modo:

$$R_a = f(v, l, \psi, k, \rho, \mu, g)$$

Questa relazione può essere semplificata eliminando i due parametri che esprimono la forma (ψ) e la rugosità superficiale (k), la quale rappresenta l'altezza media in valore assoluto delle asperità della superficie del corpo, se si esegue la prova su un modello opportunamente preparato. Tale semplificazione va bene per quanto concerne la forma perché la prova viene effettuata su una classe di veicoli, cioè, su veicoli aventi caratteristiche geometriche simili, mentre, non è possibile ottenere una perfetta riduzione dalla rugosità superficiale poiché dipende da fattori non facilmente

schematizzabili come ad esempio la tipologia di verniciatura. La relazione che si ottiene non considerando i due parametri sopra citati è la seguente:

$$R_a = f(v, l, \rho, \mu, g)$$

che può essere riscritta nella seguente maniera per poter effettuare su di essa un'analisi dimensionale,

$$R_a = costante \cdot (v^\alpha \cdot l^\beta \cdot \rho^\gamma \cdot \mu^\delta \cdot g^\epsilon)$$

- $[R_a] = \text{resistenza aerodinamica} = \text{forza} = M \cdot g = [M \cdot L \cdot T^{-2}]$
- $[v] = \text{velocità} = [L \cdot T^{-1}]$
- $[l] = \text{lunghezza} = [L]$
- $[\rho] = \text{densità} = \text{massa/volume} = [M \cdot L^{-3}]$
- $[\mu] = \text{viscosità dinamica} = [M \cdot L^{-1} \cdot T^{-1}]$
- $[g] = \text{accelerazione di gravità} = [L \cdot T^{-2}]$

ottenendo la seguente relazione in termini dimensionali:

$$[M \cdot L \cdot T^{-2}] = [L \cdot T^{-1}]^\alpha \cdot [L]^\beta \cdot [M \cdot L^{-3}]^\gamma \cdot [M \cdot L^{-1} \cdot T^{-1}]^\delta \cdot [L \cdot T^{-2}]^\epsilon$$

La quale è soddisfatta se sono soddisfatte contemporaneamente le seguenti tre relazioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} 1) \text{sviluppando in termini di massa, } M: 1 = \gamma + \delta \\ 2) \text{sviluppando in termini di lunghezza, } L: 1 = \alpha + \beta - 3 \cdot \gamma - \delta + \epsilon \\ 3) \text{sviluppando in termini di tempo } T: -2 = -\alpha - \delta - 2 \cdot \epsilon \end{array} \right.$$

Risolvendo a meno dei parametri δ e ϵ si ricava:

dalla 1) che $\gamma = 1 - \delta$

dalla 3) che $\alpha = 2 - \delta - 2 \cdot \epsilon$

e si procede, poi, a ricavare β dalla 2) inserendo le relazioni ricavate dalla 1) e dalla 3):

$$1 = \alpha + \beta - 3 \cdot \gamma - \delta + \epsilon$$

$$1 = 2 - \delta - 2 \cdot \epsilon + \beta - 3 \cdot (1 - \delta) - \delta + \epsilon$$

$$1 = 2 - \delta - 2 \cdot \epsilon + \beta - 3 + 3 \cdot \delta - \delta + \epsilon$$

$$\beta = 2 - \delta + \epsilon$$

ritornando all'equazione principale si ottiene:

$$R_a = costante \cdot (v^{2-\delta-2\cdot\epsilon} \cdot l^{2-\delta+\epsilon} \cdot \rho^{1-\delta} \cdot \mu^\delta \cdot g^\epsilon)$$

che può essere riscritta nel seguente modo:

$$R_a = costante \cdot \rho \cdot v^2 \cdot l^2 \cdot \left[\left(\frac{\mu}{\rho \cdot v \cdot l} \right)^\delta \right] \cdot \left[\left(\frac{g \cdot l}{v^2} \right)^\epsilon \right]$$

Essendo il numero di Reynolds:

$$N_{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot l}{\mu}$$

il quale permette di valutare se il flusso di scorrimento di un fluido sia in regime laminare (bassi valori di N_{Re}) oppure in regime turbolento (alti valori di N_{Re}) ed essendo il numero di Froude:

$$N_{Fr} = \frac{v}{\sqrt{g \cdot l}}$$

si ottiene:

$$R_a = costante \cdot \rho \cdot v^2 \cdot l^2 \cdot \left[\left(\frac{1}{N_{Re}}\right)^\delta\right] \cdot \left[\left(\frac{1}{N_{Fr}^2}\right)^\varepsilon\right]$$

dunque, si può concludere che:

$$R_a = costante \cdot (N_{Re}, N_{Fr}) \cdot \rho \cdot v^2 \cdot l^2$$

L'espressione ricavata può essere considerata valida per qualsiasi tipologia di veicolo e di ambiente. In questa trattazione si considera il caso dei veicoli terrestri in cui il fluido rappresentato dall' "aria" presenta una piccola massa volumica. Si può, dunque, trascurare g , il che equivale a porre nella relazione precedente $\varepsilon = 0$, ottenendo:

$$R_a = costante \cdot (N_{Re}) \cdot \rho \cdot v^2 \cdot l^2$$

Si può notare che è scomparso il termine N_{Fr} ; chiamando, poi, $l^2 = S$, superficie maestra o superficie frontale, ovvero la proiezione su un piano normale alla direzione del moto della superficie del veicolo investita dall'aria e chiamando il termine, $costante \cdot (N_{Re}) = C_x$, fattore di forma longitudinale che esprime la resistenza aerodinamica di una forma senza considerare la superficie (il quale si ricava per via sperimentale nella galleria del vento o in vasca idrodinamica) si ottiene:

$$R_a = C_x \cdot \rho \cdot S \cdot v^2$$

dove:

R_a rappresenta la resistenza aerodinamica all'avanzamento del veicolo espressa in N

C_x rappresenta il fattore di forma longitudinale ed è adimensionale

ρ rappresenta la densità dell'aria ed è espressa in kg/m^3

S rappresenta la sezione maestra del veicolo ed è espressa in m^2

v rappresenta la velocità del veicolo ed è espressa in m/s

Si nota che più basso è il valore di C_x migliore sarà la penetrazione aerodinamica, ovvero minore sarà la resistenza opposta dall'aria all'avanzamento del veicolo a parità di superficie. Tale valore moltiplicato per la superficie trasversale del veicolo permette di confrontare realisticamente la resistenza aerodinamica dei vari modelli. Nel caso dei veicoli terrestri, il fluido preso in considerazione è l'aria e quindi la sua densità $\rho = 1,225 kg/m^3$. L'azione della resistenza aerodinamica generata dall'aria agirebbe in realtà lungo le tre direzioni. Per il caso stradale si considerano però principalmente le azioni nelle direzioni frontale e verticale. Quindi, oltre al fattore di forma longitudinale C_x , il quale serve per valutare la resistenza all'avanzamento del veicolo, si

considera, soprattutto per i veicoli da competizione, poiché il fenomeno inizia a diventare rilevante alle alte velocità, il fattore di forma verticale C_z , il quale serve per valutare la portanza, ovvero quella forza che tenta di far sollevare il veicolo. Infatti proprio per questo motivo, nelle vetture da competizione diventa importante avere “deportanza” o anche detta “carico aerodinamico”. Una vettura trae vantaggio aerodinamico dalla deportanza che apporta un aumento del peso totale della vettura, mantenendola più aderente e schiacciata al suolo, soprattutto in curva, dove le forze d'inerzia che causano le forze centrifughe (forze fittizie che hanno stessa direzione, stesso modulo ma verso opposto alle forze centripete) tendono a rendere instabile sia la traiettoria sia l'aderenza. Ovviamente, si intuisce subito che il vantaggio è anche in termini di stabilità in rettilineo: senza un alettone posteriore la vettura rischierebbe di decollare. Tuttavia lo svantaggio più comune è che più si aumenta l'incidenza degli alettoni, più aumenta la forza di resistenza aerodinamica con diminuzione delle velocità di punta nei tratti in rettilineo. È per questo che si adottano generalmente soluzioni di maggiore o minore compromesso in funzione delle caratteristiche del tracciato. La deportanza è proporzionale alla velocità, più precisamente alla velocità relativa tra la macchina e l'aria. Quindi, essendo la deportanza trascurabile a bassa velocità, quando si impostano le regolazioni per le curve lente la deportanza non avrà molto effetto, mentre, ad alta velocità, la deportanza è in molti casi dominante rispetto alle regolazioni meccaniche.

L'espressione della resistenza all'avanzamento del veicolo R_a , enunciata precedentemente e trovata mediante un'analisi dimensionale dei parametri in gioco nel fenomeno, può essere dedotta anche nel seguente modo.

Si considera una lastra piana di dimensioni infinite che viene investita da un getto d'aria a velocità v ; in prossimità della lastra si genera una sovrappressione p su uno strato d'aria di spessore dx : tale sovrappressione genera una forza (R_a) che compie un lavoro elementare dL , il quale eguaglia l'annullamento dell'energia cinetica del fluido che impatta sulla lastra.

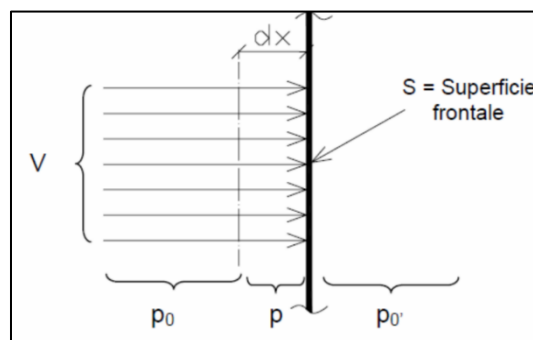


Figura 18 – Esempio di una lastra di dimensioni infinite investita da un getto d'aria

Si ottiene, quindi:

$$dL = R_a \cdot dx = p \cdot S \cdot dx = \frac{1}{2} \cdot dm \cdot v^2$$

dove dm rappresenta la massa infinitesima. Essendo la variazione della massa data dal prodotto tra la densità ρ e il volume V e ponendo, $V = S \cdot dx$ si ottiene:

$$\frac{1}{2} \cdot dm \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot dx \cdot v^2$$

e si può riscrivere che:

$$R_a \cdot dx = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot dx \cdot v^2$$

da cui si ricava,

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot v^2$$

Si è ricavata la resistenza R_a per una lastra piana indefinita; per calcolare la resistenza R_a per qualsiasi forma si introduce un coefficiente di forma C_r e si ottiene:

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot C_r \cdot \rho \cdot S \cdot v^2$$

dove $C_r = 2 \cdot C_x$.

Se si scrive il termine $a = C_x \cdot S$ dove C_x rappresenta il fattore di forma longitudinale e S rappresenta la sezione maestra del veicolo si ottiene:

$$R_a = a \cdot \rho \cdot v^2$$

L'andamento della resistenza aerodinamica all'avanzamento del veicolo R_a in funzione della velocità è riportato nella figura sotto.

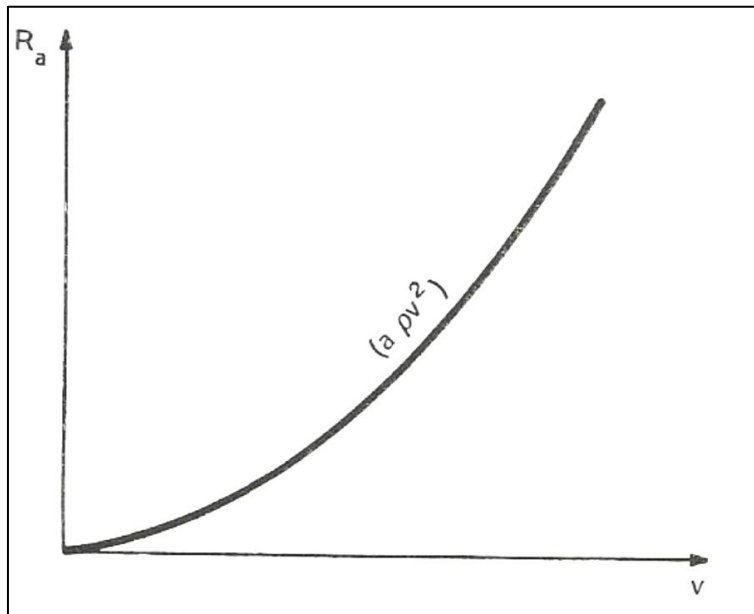


Figura 19 – Andamento della resistenza aerodinamica di un veicolo terrestre

1.6.3 Resistenza dovuta alla pendenza

Ricordando che la pendenza "i" rappresenta il rapporto numerico tra le misure dell'innalzamento (verticale) e l'avanzamento (orizzontale), un veicolo che si muove lungo una traiettoria in pendenza è sottoposto ad una resistenza addizionale R_p che può essere negativa se si oppone al moto, il che accade in salita, o positiva se favorisce il moto, il che accade in discesa. Quindi questa resistenza (ed è l'unico caso) non è sempre negativa, perché non è di origine dissipativa, bensì energetica del campo gravitazionale. Infatti essa dipende dalla forza peso ed il lavoro che essa fa compiere nel moto in salita è pari alla variazione di energia potenziale che si verifica nello stesso tempo.

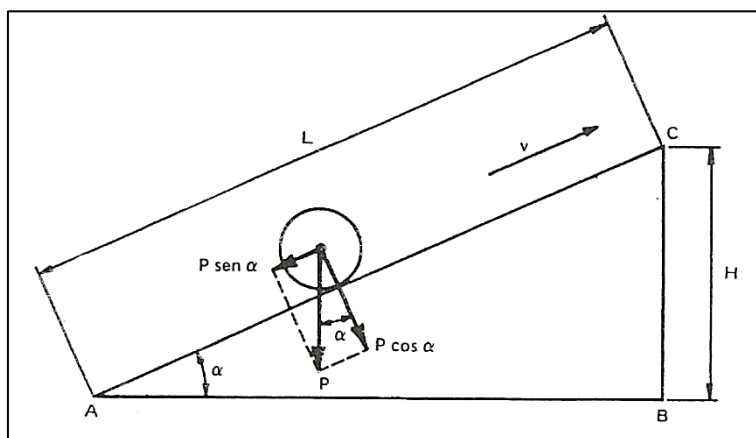


Figura 20 – Resistenza per la pendenza

$$R_p = P \cdot \text{sen}(\alpha)$$

$$\text{Lavoro} = P \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot L = P \cdot L \cdot \text{sen}(\alpha) = P \cdot H$$

e poiché per angoli piccoli $\text{sen}(\alpha) \approx \text{tg}(\alpha) = i$, allora si ricava che:

$$R_p = P \cdot i$$

dove i rappresenta la pendenza espressa in ‰ (per mille) in ferrovia (per cui è data in N/KN) ed in % su strada (per cui è data in 10 N/KN).

Si può dedurre che la cosiddetta resistenza alla pendenza R_p , negativa in salita e positiva in discesa, può interessare solo come maggiore prestazione richiesta dal motore se si vuole mantenere inalterata la velocità dall'orizzontale alla salita, mentre energeticamente non accade nulla perché il fenomeno appartiene al campo gravitazionale che è conservativo.

1.6.4 Resistenza in curva

La resistenza in curva dei veicoli stradali si può con buona approssimazione, considerare proporzionale al solo peso:

$$R_c = r_c \cdot P$$

con r_c praticamente costante, che al massimo può assumere valori di 5 o 6 N/KN nel caso di curve di piccolo raggio e di veicoli con più assi fissi. Alle normali velocità di marcia e per veicoli di tipo più

comune (autovetture, autocarri a 2 o 3 assi ed autobus) il valore di r_c si mantiene solitamente al di sotto di 1 N/KN e, quindi, è del tutto trascurabile.

1.7 Caratteristica propulsiva ideale

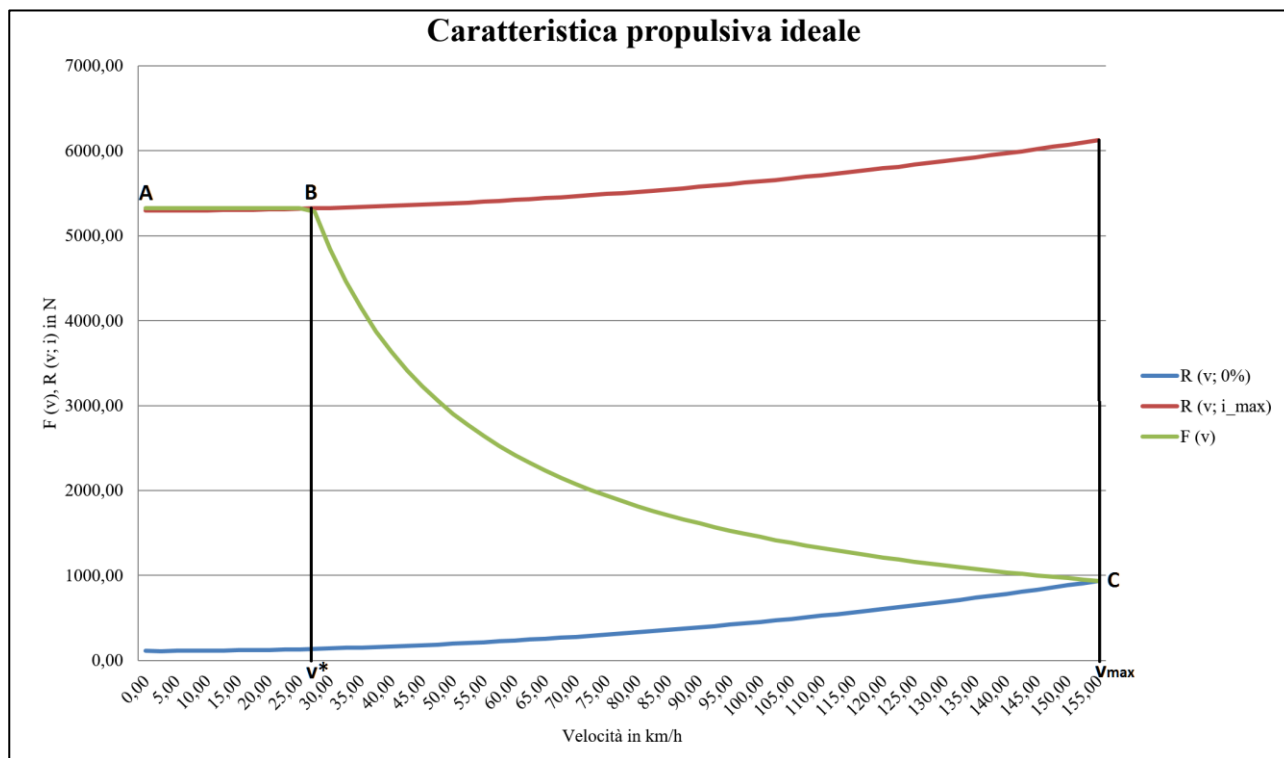


Figura 21 – Esempio della caratteristica propulsiva ideale di un autoveicolo $v_{max} = 155 \text{ km/h}$

La caratteristica propulsiva ideale o anche detta caratteristica meccanica ideale di trazione è una curva che fornisce il valore massimo della trazione ottenibile ad una determinata velocità. La caratteristica propulsiva ideale è quella che consente un uso ottimale della potenza in maniera tale da contenere le dimensioni del suo motore e, quindi, salvaguardare l'aspetto economico del carico utile. Nel grafico sopra riportato si può vedere che vi è un primo tratto orizzontale (AB) in cui la forza di trazione $F(v)$ si mantiene costante e pari al valore del limite della forza di aderenza, F_{max} . Con $F_{max} = P_a \cdot f_a$ dove P_a rappresenta il peso aderente, cioè, gravante sulle ruote motrici e f_a rappresenta il coefficiente di aderenza. Il secondo tratto BC, è il tratto a potenza N costante. La potenza a cui si fa riferimento è la potenza alle ruote, poiché il grafico è in funzione dei parametri lineari di potenza F, v . Dunque, si tratta di una caratteristica meccanica esterna, cioè, la caratteristica meccanica all'organo propulsore. Essendo l'equazione del moto governata dalla seguente relazione:

$$F(v) - R(v) = M_e \cdot \frac{dv}{dt}$$

dove $R(v)$ rappresenta l'andamento totale delle resistenze ad una data velocità, M_e rappresenta la massa equivalente, si può notare che lo sforzo acceleratore $F(v) - R(v)$ varia di poco, poiché varia, solamente e di poco, la curva delle resistenze a causa della velocità v , per valori di velocità compresi

tra $v = 0$ e v^* , cioè, nella zona delimitata dal limite di aderenza e tende a diminuire notevolmente per valori maggiori di v^* cioè, nella zona a potenza costante, fino a diventare nullo per $v = v_{max}$. I valori di $F(v)$ nel tratto decrescente e a potenza costante, si ricavano nel seguente modo:

$$F(v) = \frac{N_{ruote}}{v}$$

Il punto B si può ricavare facendo intersecare la curva $R(v, i_{max})$ con il tratto orizzontale $F(v) = F_{max}$. Il punto C si può ricavare facendo intersecare la curva $(v, i = 0)$ con il tratto $F(v)$ decrescente a potenza costante. Tuttavia, nel grafico sopra riportato, nel tratto AB, la curva $F(v)$ non sarebbe perfettamente orizzontale ma tenderebbe a decrescere, anche se di poco, poiché il coefficiente di aderenza tende a diminuire all'aumentare della velocità.

Per adattare la caratteristica meccanica interna a quella propulsiva ideale si può effettuare la regolazione interna, ovvero si va ad agire sui parametri di input (ad esempio nei motori termici a combustione interna si può variare la quantità di fluido in ingresso nel cilindro) oppure effettuare la regolazione esterna (ad esempio si realizza la modulazione dei parametri di potenza mediante un cambio meccanico oppure utilizzando un convertitore di coppia).

Capitolo 2: Descrizione della massa equivalente

Partendo dall'equazione del moto:

$$F(v) - R(v) = M_e \cdot \frac{dv}{dt}$$

si considera il termine di massa virtuale che nei veicoli terrestri prende il nome di massa equivalente, M_e , la quale a livello fisico non deve intendersi come massa gravitazionale, cioè come rapporto tra il peso P e l'accelerazione di gravità g ma come massa inerziale, ossia come fattore di proporzionalità fra la forza necessaria a produrre una certa accelerazione e l'accelerazione raggiunta.

Il calcolo della massa equivalente traslante della vettura va effettuato per ogni rapporto. Essa è la massa complessiva che deve essere accelerata, tenendo conto anche dei moti rotatori delle ruote, della trasmissione e di quelli all'interno del motore.

Il concetto alla base della massa equivalente è la conservazione dell'energia cinetica. Si impone che l'energia cinetica complessiva della vettura traslante alla velocità "v" più quella delle varie masse rotanti, ciascuna con la propria velocità di rotazione, sia uguale a quella della massa totale equivalente in moto puramente traslatorio alla velocità "v". Da tale uguaglianza si ricava la seguente espressione della massa traslante equivalente.

Conservazione dell'energia:

$$\frac{1}{2} \cdot M_e \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot M_0 \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum_i J_i \omega_i^2$$

Con M_e = massa equivalente, M_0 = complesso delle masse non rotanti o anche se rotanti, non connesse al moto del veicolo; infatti, un elemento rotante costituisce massa inerziale rotante solamente se è collegato alle ruote, altrimenti viene considerato massa puramente traslante. Gli altri parametri sono: v = velocità, J_i = momento d'inerzia polare della i-esima massa rotante e ω_i = velocità angolare dell'i-esima massa rotante.

Essendo valide le relazioni sotto riportate

$$J = M_i \cdot \rho_i^2$$

Con M_i la massa dell'i-esimo corpo rotante e ρ_i il raggio d'inerzia

$$\omega \cdot R = v$$

$$\omega \cdot \frac{D}{2} = v$$

$$\omega = \frac{v}{\frac{D}{2}}$$

$$\omega_i = m_{tot} \frac{v}{\frac{D}{2}}$$

$$\omega_i^2 = m_{tot}^2 \cdot \frac{v^2}{\frac{D^2}{4}}$$

$$\omega_i^2 = m_{tot}^2 \cdot \frac{v^2}{R_e^2}$$

Dove R_e = raggio di rotolamento statico delle ruote motrici e m_{tot} = rapporto totale della trasmissione si ottiene che:

$$\frac{1}{2} \cdot M_e \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot M_0 \cdot v^2 + \frac{1}{2} \sum_i J_i \cdot m_{tot}^2 \cdot \frac{v^2}{R_e^2}$$

$$M_e = M_0 + \sum_i \frac{J_i}{R_e^2} \cdot m_{tot}^2$$

$$M_e = M_0 + \frac{J_r}{R_e^2} + \frac{J_t}{R_e^2} \cdot r_{ponte}^2 + \eta_t \cdot \frac{J_m}{R_e^2} \cdot r_{ponte}^2 \cdot r_{cambio}^2$$

Tale relazione vale per ogni marcia e dove:

M_e = massa equivalente

M_0 = complesso delle masse non rotanti o anche se rotanti, non connesse al moto del veicolo

J_r = momento d'inerzia polare delle ruote (trattasi della somma delle quattro ruote se sono uguali i raggi di rotolamento; se i raggi fossero diversi bisognerebbe prendere un ulteriore termine per l'assale trascinato).

J_t = momento d'inerzia equivalente delle masse rotanti alla velocità dell'albero secondario del cambio

J_m = momento d'inerzia equivalente delle masse rotanti alla velocità dell'albero motore

η_t = rendimento totale della trasmissione

R_e = raggio di rotolamento statico delle ruote motrici

r_{ponte} = rapporto di trasmissione della riduzione finale

r_{cambio} = rapporto di trasmissione con una certa marcia innestata

La potenza accelerante sarà:

$$N_{accelerante} = (M_e \cdot \frac{v_i - v_{i-1}}{\Delta t}) \cdot v_i$$

dove:

$N_{accelerante}$ = potenza accelerante

v_i = velocità all'istante i-esimo

v_{i-1} = velocità all'istante (i-esimo -1)

Δt = variazione dell'intervallo temporale

La potenza resistente in piano e lungo un tracciato rettilineo sarà:

$$N_{resistente} = N_{resaerodinamica} + N_{resrotolamento}$$
$$N_{motrice-richiesta} = \frac{1}{\eta_{trasmissione}} \cdot (N_{accelerante} + N_{resistente})$$

dove $\eta_{trasmissione}$ = rendimento della trasmissione.

Capitolo 3: Elementi della trasmissione

La funzione principale che deve svolgere la trasmissione è quella di andare a trasmettere la potenza meccanica dall'albero motore alle ruote motrici.

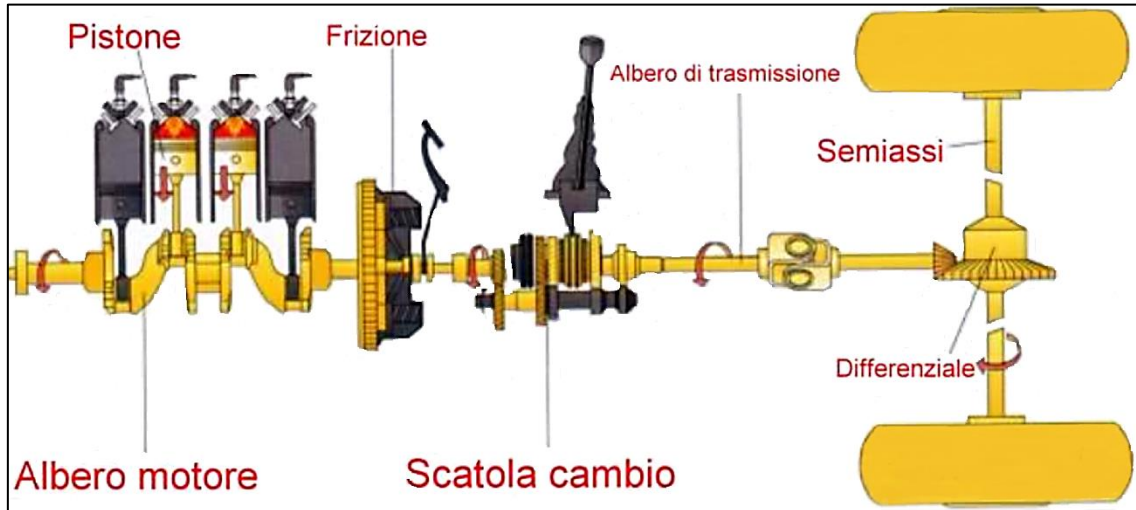


Figura 22 – Esempio completo con tutti gli elementi della trasmissione del moto di un'autovettura a trazione posteriore

L'architettura della trasmissione è determinata dal tipo di trazione adottato ed infatti si possono presentare questi due casi di seguito riportati:

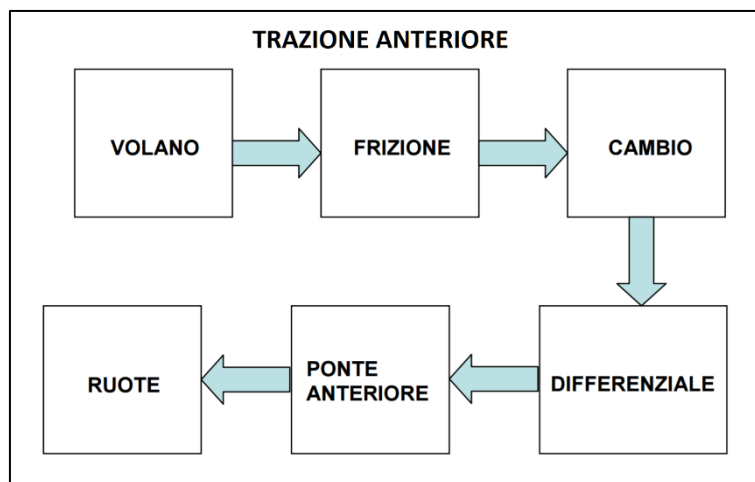


Figura 23 – Schematizzazione della trasmissione di un veicolo a trazione anteriore

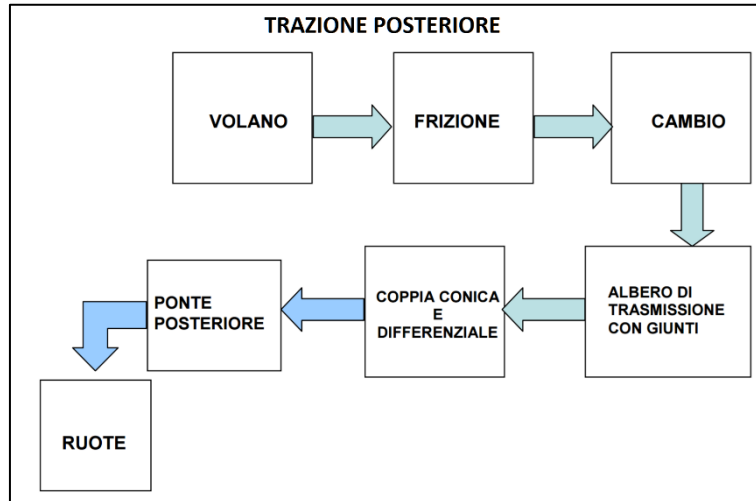


Figura 24 – Schematizzazione della trasmissione di un veicolo a trazione posteriore

La trasmissione comprende tutto il sistema di apparati (meccanici, idraulici ed elettrici) interposti tra il motore e l'organo propulsore. Tuttavia è comodo fare all'interno della trasmissione una separazione tra i dispositivi puramente "trasmettitori" e i dispositivi "modulatori".

I **dispositivi trasmettitori**, i quali servono solo a trasmettere o meno, la potenza dal motore al propulsore, sono gli alberi e i giunti.

I **dispositivi modulatori**, i quali servono a modificare i parametri di potenza per un loro migliore adattamento alla necessità di moto del veicolo sono i riduttori, i convertitori e i cambi.

In questa trattazione verrà descritto il funzionamento della trasmissione partendo dal motore e spiegando in successione i vari dispositivi di trasmissione del moto che si incontrano fino ad arrivare alle ruote.

3.1 Spiegazione degli alberi

Gli alberi sono elementi che trasmettono il moto rotatorio senza nessuna modifica dei parametri di potenza. Le loro dimensioni (sezione e lunghezza) dipendono dalle sollecitazioni trasmesse e dalle caratteristiche dei materiali (in genere acciaio) di cui sono composti. Per accrescerne la lunghezza oltre certi limiti, critici per i fenomeni di instabilità trasversale, gli alberi possono essere vincolati a supporti fissi. Solitamente gli alberi sono rettilinei ma possono anche essere spezzati. Un tipico esempio di albero spezzato è l'albero motore o albero a gomiti, in figura sotto.

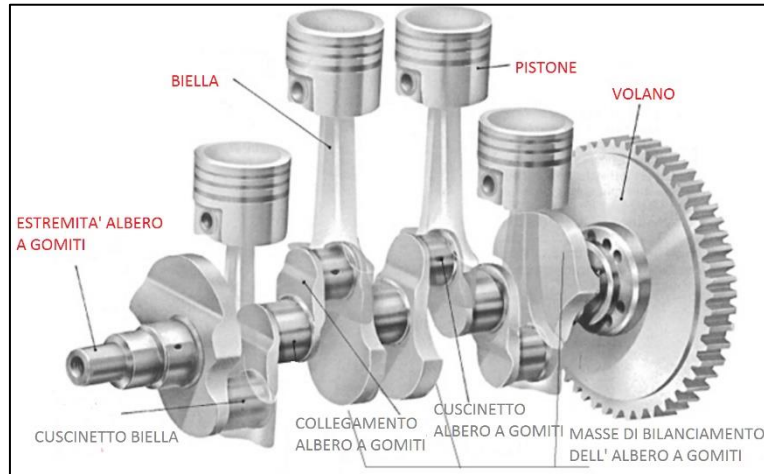


Figura 25 – Esempio di un albero motore e di tutti gli elementi ad esso connessi

Sull'estremità dell'albero a gomiti è montata una ruota dentata che solitamente viene collegata mediante una cinghia alla ruota dentata dell'albero a camme (ovvero l'albero che comanda la distribuzione della miscela e lo scarico dei gas nel cilindro) permettendo il collegamento tra l'albero motore e l'albero a camme come si può notare dalla figura sotto riportata

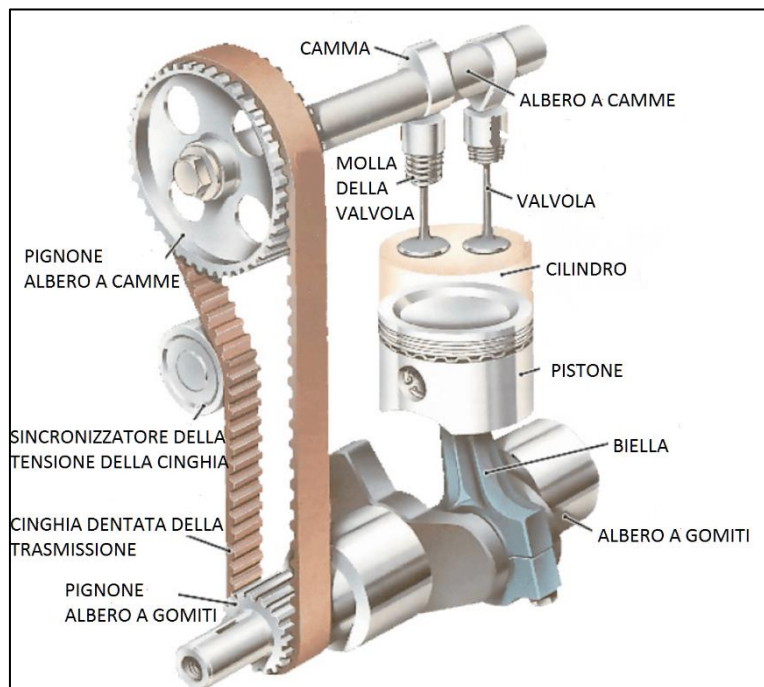


Figura 26 – Esempio di un albero motore, della cinghia di trasmissione e dell'albero a camme

Gli altri alberi che si incontrano nella trasmissione degli autoveicoli sono l'albero primario o albero di ingresso al cambio, l'albero o gli alberi ausiliari del cambio, l'albero secondario o albero di uscita al cambio e se presente l'albero di trasmissione (il quale collega il cambio alla coppia conica del differenziale)

3.1.1 Albero di trasmissione

Negli autoveicoli con gruppo motore-cambio anteriore e ruote motrici posteriori, o negli autoveicoli a trazione integrale, la trasmissione del moto dal cambio di velocità al ponte posteriore avviene per mezzo dell'albero di trasmissione disposto lungo l'asse longitudinale dell'autoveicolo.

L'albero di trasmissione, perfettamente equilibrato, deve soddisfare le seguenti condizioni:

- leggerezza, per evitare le sollecitazioni composte causa di vibrazioni;
- robustezza, per tramettere la coppia motrice alle ruote.

Queste condizioni risultano soddisfatte con l'adozione di alberi tubolari ottenuti da laminati in acciaio saldati elettricamente. L'albero di trasmissione può essere in un solo pezzo o in due pezzi, a seconda della lunghezza e della posizione del cambio di velocità rispetto al ponte; alle estremità si trovano le flange e le forcelle di attacco ai giunti di collegamento. Negli autoveicoli da turismo e di media cilindrata l'albero di trasmissione è costituito in un solo pezzo e, attraverso i giunti, resta collegato direttamente al cambio di velocità ed al ponte. Negli autoveicoli veloci o con telaio molto lungo, l'albero di trasmissione è costruito in due tronchi per evitare ampie oscillazioni: il primo tronco è collegato mediante un giunto (normalmente elastico) al manicotto a forcella calettato sull'albero in uscita al cambio di velocità, mentre il secondo tronco è collegato al primo tronco ed al ponte mediante altri giunti. Un supporto centrale elastico fissa l'albero al telaio od alla carrozzeria. Nella figura sotto è riportato un esempio di albero di trasmissione.

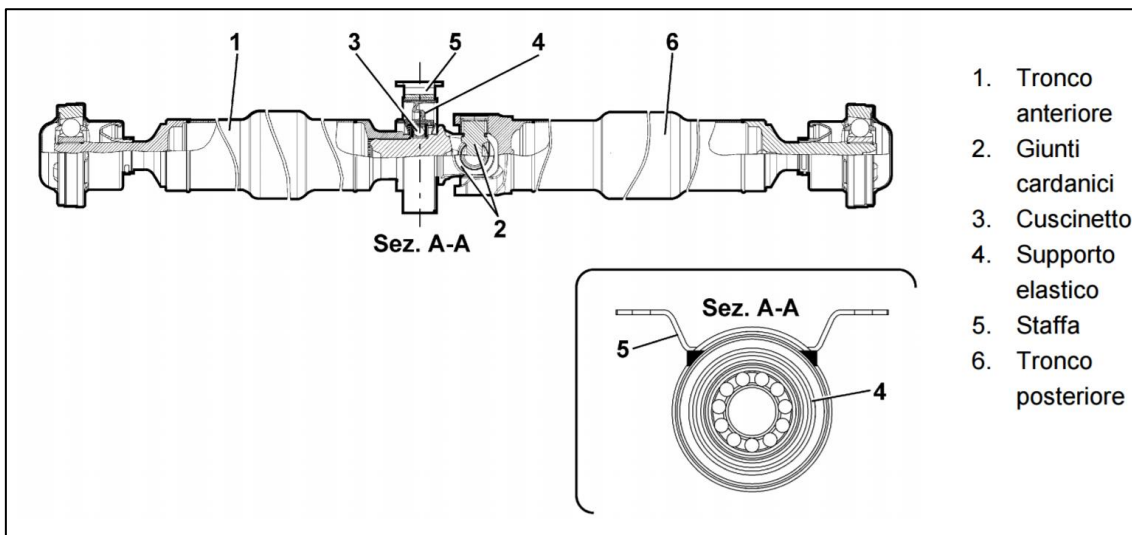


Figura 27 – Esempio delle componenti di un albero di trasmissione

3.2 Spiegazione dei giunti

I giunti sono dispositivi di accoppiamento, fisso o disinseribile, fra due alberi consecutivi allineati o angolati, che servono a trasmettere il moto rotatorio. La funzione svolta da un giunto è quella di assicurare la corretta rotazione degli elementi collegati e la completa trasmissione del momento torcente applicato. I principali fattori che determinano la scelta del giunto da applicare ad una

trasmissione sono “l’irregolarità di posizionamento” (quando gli alberi non sono perfettamente allineati) e “l’irregolarità di funzionamento” (quando il giunto è soggetto ad urti, strappi e vibrazioni). L’irregolarità di posizionamento porta a dirci che due alberi coassiali possono essere collegati da un giunto rigido il quale assicura le migliori condizioni di trasmissione del moto, mentre gli alberi che presentano disassamenti, spostamenti assiali o deviazioni angolari, devono essere collegati con giunti elastici o articolati che permettono un funzionamento corretto anche con diversi assetti.

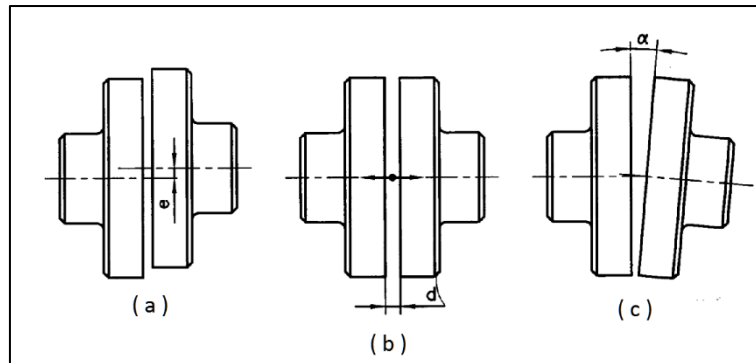


Figura 28 – La figura (a) riporta un esempio di albero disassato, la (b) di uno spostamento assiale e la (c) di una deviazione angolare

Per quanto riguarda l’irregolarità di funzionamento, il collegamento effettuato da un giunto deve essere in grado di trasmettere il momento torcente sopportabile dall’albero:

$$M = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \cdot \tau_{amm}$$

dove:

d rappresenta il diametro dell’albero

τ_{amm} rappresenta la resistenza ammissibile a torsione.

Tuttavia, per tener conto dei sovraccarichi in partenza, degli urti e delle vibrazioni si considera un fattore di servizio f_s , il quale serve a ricavare il valore di momento torcente che il giunto può trasmettere:

$$M_t = f_s \cdot M$$

Il valore di f_s in base alle condizioni in cui il giunto si trova a lavorare può variare da 1 a 3,5.

In questo sotto-paragrafo verranno trattati i giunti fissi che si dividono in tre tipologie:

- **Giunti assiali rigidi** che servono per accoppiare due alberi perfettamente allineati.
- **Giunti elastici** che consentono l’accoppiamento tra alberi che presentano piccole oscillazioni (fino a 10°).
- **Giunti articolati** che servono a collegare alberi con angoli relativi fino a 30° .

3.2.1 Giunto assiale rigido

Il giunto assiale rigido (a manicotti, ad anelli, a gusci e a dischi) serve a collegare due alberi consecutivi perfettamente allineati; non permette durante il funzionamento il disassamento (in questo

caso da intendere come lo spostamento relativo tra gli assi dell'albero conduttore e dell'albero condotto), le dilatazioni e le rotazioni relative. Viene utilizzato anche per l'allungamento della trasmissione dovuto al fatto di dover allungare il passo (distanza dall'asse anteriore a quello posteriore) di un autocarro; questa situazione si crea perché un autocarro nasce con un dato passo ma nulla vieta di andare a traslare l'asse posteriore per una data esigenza o per l'adattamento a determinate modalità di funzionamento. (inserire figura)

3.2.2 Giunto elastico

I giunti elastici hanno lo scopo di rendere più morbida e graduale la trasmissione della coppia motrice e sono impiegati per collegare alberi i cui assi formano angoli fino a 10° .

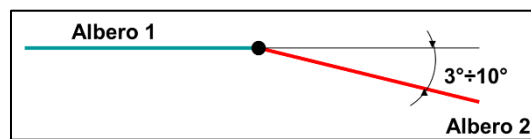


Figura 28 – Range di inclinazione tra due alberi per utilizzare un giunto elastico

La ridotta rigidità dei giunti elastici può essere costruttivamente ottenuta attraverso vari sistemi:

- definendo una configurazione geometrica degli elementi che conferisce loro una bassa rigidità
- introducendo dei materiali di tipo elastomerico
- introducendo dei giochi opportuni tra gli elementi collegati

Un giunto elastico impiegato per angoli di inclinazione non superiori ai 3° è ad esempio il giunto “Dinaflex”, riportato in figura sotto.

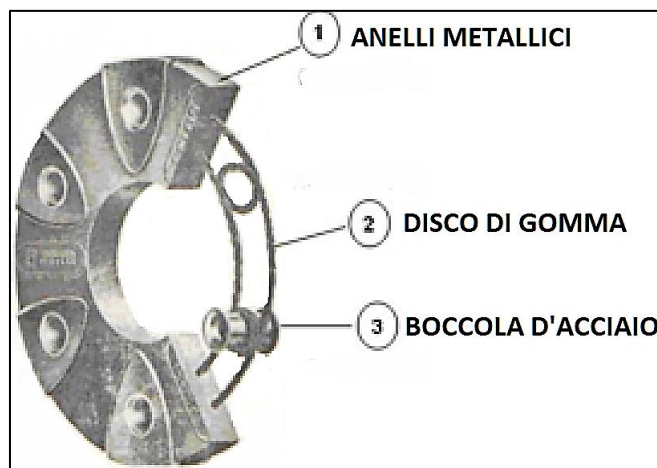


Figura 29 – Esempio di un giunto Dinaflex

Esso è costituito da un disco di gomma vulcanizzata in cui sono annegati delle maglie flessibili, costruite con trefolo metallico o con trefolo di fibre molto resistenti, che collegano a due a due le boccole metalliche poste ai vertici di un esagono regolare ai quali fanno capo le forcelle degli alberi.

In corrispondenza delle boccole, il disco in gomma è rinforzato da piastrine metalliche che ripartiscono più uniformemente sul disco la pressione di serraggio dei bulloni.

Un altro tipo di giunto elastico è il giunto “Giubo”, riportato in figura sotto:

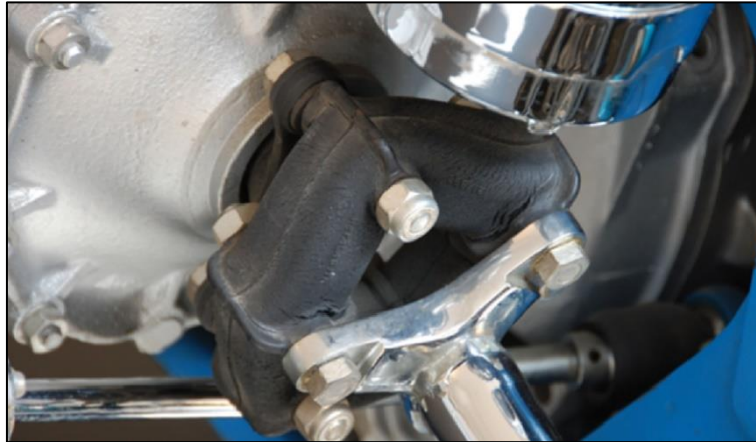


Figura 30 – Esempio di giunto Giubo

Esso può avere forma esagonale od ottagonale ed i suoi lati sono costituiti da elementi cilindrici in gomma. Su ogni vertice sono disposte delle boccole metalliche incorporate nella gomma che presentano un foro passante per collegare le forcelle degli alberi. Il giunto viene montato precomprimendo i vari elementi, in quanto è costruito con il diametro della circonferenza su cui giacciono i centri dei fori, superiore al diametro di montaggio. In tal modo sotto la coppia torcente, metà degli elementi che compongono il giunto lavorano a compressione mentre negli altri, che tendono ad allungarsi, gli sforzi di trazione sono contenuti entro limiti opportuni grazie alla precompressione.

Le caratteristiche principali di questo giunto sono:

- notevole deformazione angolare, in quanto la gomma consente grandi sollecitazioni a taglio e torsione e può essere impiegato per collegare alberi i cui assi formano un angolo fino a 10° .
- notevole deformazione torsionale per cui il giunto può funzionare ottimamente da parastrappi tra parte motrice e parte trascinata.
- notevole deformazione assiale, permettendo di sopportare movimenti assiali fino a circa 10 millimetri senza la necessità di dover inserire alberi scanalati.

3.2.3 Giunto articolato

Il giunto articolato permette il moto fra due alberi che presentano angoli d'inclinazione maggiori di quelli consentiti dai giunti elastici.

Un esempio di giunto articolato è il giunto cardanico, riportato in figura sotto.

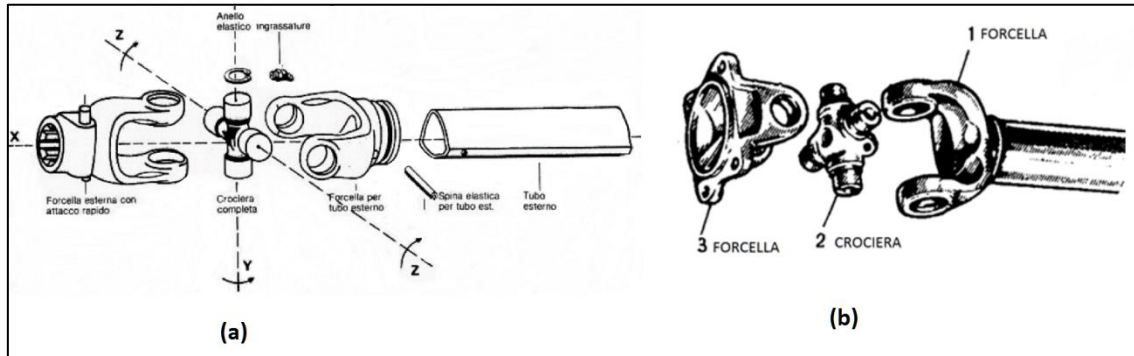


Figura 31 – Esempio degli elementi costituenti un giunto cardanico

Esso è costituito da una forcella collegata all'albero conduttore, da una forcella collegata all'albero condotto e da una crociera interposta sui cui perni si articolano, mediante cuscinetti a rullini, le estremità delle forcelle. Come si può notare dalla figura sopra, la crociera permette alle forcelle di ruotare attorno agli assi Y e Z. Lo studio cinematico mostra che per effetto dell'angolo formato dagli assi degli alberi collegati, la velocità angolare raccolta sull'albero condotto è diversa da quella fornita all'albero conduttore. Dunque, il rapporto tra le velocità angolari non si mantiene costante, ma ha un andamento periodico, di tipo sinusoidale. Questo in pratica significa che anche nel caso in cui la velocità angolare dell'albero conduttore sia uniforme, come quasi sempre avviene, la velocità dell'albero condotto è variabile istante per istante. Le velocità angolari di rotazione dei due alberi sono legati dalla relazione:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\cos(\alpha)}{1 - [\text{sen}^2(\alpha) \cdot \text{sen}^2(\theta)]}$$

dove:

ω_1 rappresenta la velocità angolare dell'albero conduttore

ω_2 rappresenta la velocità angolare dell'albero condotto

α rappresenta l'inclinazione fra i due alberi

θ rappresenta l'angolo di rotazione dell'albero conduttore a partire dall'istante iniziale

Tale relazione, considerando angoli fino a 30° non potrà mai assumere valori negativi, poiché per angoli compresi tra 0 e 90° (ovvero rimanendo nel primo quadrante) il termine $\cos(\alpha)$ sarà sicuramente positivo ed inoltre il denominatore non può mai essere negativo.

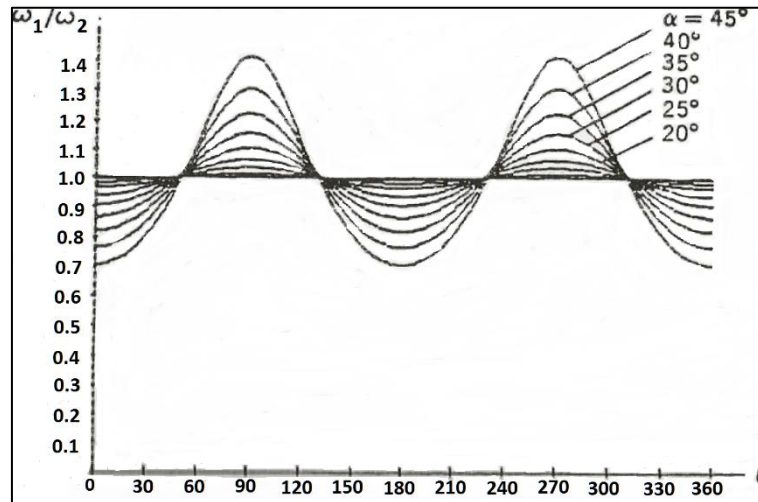


Figura 32 – Andamento pulsante di ω_1/ω_2

Si può notare dalla figura sopra che il rapporto delle velocità angolari è tanto maggiore quanto maggiore è l'angolo di snodo (cioè l'angolo che si forma tra i due alberi). Quindi i fenomeni vibrazionali connessi alla variazione di velocità angolare dell'albero condotto sono tanto più pronunciati quanto maggiore è l'angolo fra i due alberi che il giunto cardanico deve collegare. Poiché questa fluttuazione della velocità angolare dell'albero condotto può produrre vibrazioni inaccettabili, si risolve questo problema inserendo un giunto omocinetico.

Esistono diversi giunti omocinetici: dai più semplici, che collegano rigidamente due alberi disposti sullo stesso asse di rotazione, ai più complessi che trasmettono il moto tra alberi disallineati e in moto relativo (cioè i cui assi di rotazione, formano un angolo che varia nel tempo). In particolari condizioni due giunti cardanici in serie possono essere usati per creare un giunto omocinetico. Ad esempio, nelle automobili a trazione anteriore, giunti di questo tipo sono utilizzati per connettere i semiassi ai mozzi delle ruote sterzanti da un lato e al differenziale dall'altro, il che rende possibile la trasmissione del moto pur con la sterzata e le oscillazioni consentite dalla sospensione, tra il gruppo mozzo-ruota e il telaio. Il giunto omocinetico permette di mantenere uguali le velocità angolari dell'albero conduttore e condotto.

Se due giunti cardanici vengono posti in sequenza si può ottenere un giunto omocinetico come riportato in figura sotto.

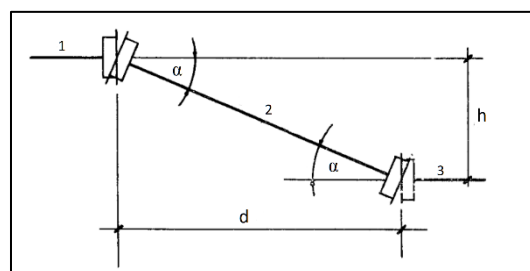


Figura 33 – Esempio di due giunti cardanici posti in sequenza

Si nota che se l'altezza (in questo caso rappresentata con la lettera "h") non è costante, allora nemmeno la lunghezza dell'albero 2 rimarrà tale. La lunghezza dell'albero 2 sarà data da $L = \sqrt{h^2 + d^2}$; dunque, nel caso in cui in mezzo sia presente una sospensione, l'altezza h non rimane costante e quindi nemmeno la lunghezza rimane costante. Con questa tipologia di giunto l'effetto della fluttuazione della velocità angolari si auto compensa e la velocità angolare che si raccoglie all'albero condotto (indicato con l'1 nella figura) è esattamente uguale alla velocità angolare dell'albero conduttore (indicato con 3 nella figura).

3.3 Volano

L'andamento della coppia all'albero motore è pulsante e per poterla rendere il più possibile costante si inserisce un volano collegato proprio all'albero motore (il quale è mosso dal sistema biella-manovella). Il volano immagazzina energia durante la fase attiva del pistone e la rilascia nel momento in cui, a fine corsa, il pistone stesso tende a fermarsi per cambiare il verso del suo movimento; proprio in questo momento interviene restituendo l'energia cinetica che ha catturato e rendendo più continuo e regolare il movimento del veicolo che, altrimenti, sarebbe ad impulsi. In pratica, quindi, un volano tende ad opporsi ad ogni tentativo di variazione della sua velocità angolare, stabilizzando la rotazione di un albero quando viene applicata una coppia motrice periodica. L'energia cinetica accumulata da un volano è data dalla seguente relazione:

$$E = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2$$

Dove J rappresenta il momento d'inerzia della massa rispetto all'asse di rotazione ed ω rappresenta velocità angolare. Poiché il momento d'inerzia di un sistema di particelle è proporzionale alla massa delle particelle ed al quadrato della distanza di queste dall'asse di rotazione rispetto al quale se ne voglia calcolare il momento d'inerzia, si ha che la capacità di accumulo di energia in un volano aumenta, oltre che all'aumentare della massa, anche con il crescere della distanza di questa dall'asse di rotazione. Il volano rappresentato in figura sotto è un disco che viene collegato con l'albero motore e sui cui si va ad innestare il disco della frizione.



Figura 34 – Esempio di un volano

3.4 Innesto a Frizione

L' "innesto a frizione" è più comunemente noto come "frizione". Essa è fissata al volano ed è situata nella parte anteriore della scatola del cambio; è l'organo che consente di interrompere il collegamento fra l'albero motore e gli altri organi della trasmissione. La frizione viene impiegata per avviare l'autoveicolo, effettuare il cambio delle marce e per arrestarlo mantenendo il motore in moto. È indispensabile in quanto il motore non può erogare coppia motrice a numero di giri inferiore a un determinato valore. Per tale motivo, è più esatto definire quest'organo innesto a frizione. Gli innesti a frizione attualmente adottati sugli autoveicoli sono:

- frizioni meccaniche
- frizioni automatiche
- frizioni idrauliche

3.4.1 Frizioni meccaniche

Le frizioni meccaniche possono essere suddivise in base "al tipo di frizione" (a secco, a bagno d'olio o centrifuga) e in base "al tipo di struttura della frizione" (monodisco, multidisco e frizione centrifuga a masse mobili o sfere).

Le tipologie di frizione meccaniche più usate in campo automobilistico sono: le frizioni monodisco o anche dette a disco singolo che sono a secco, le frizioni bidisco a secco e le frizioni a dischi multipli a secco o a bagno d'olio. Per quanto riguarda i motoveicoli le più utilizzate sono le frizioni a dischi multipli a bagno d'olio e per gli scooter, ad esempio, vengono utilizzate le frizioni centrifughe.

Prima di trattare nel dettaglio le varie frizioni meccaniche utilizzate negli autoveicoli si espongono le differenze in base "al tipo di frizione".

L'introduzione della frizione a bagno d'olio ha apportato nel mondo della meccanica delle migliorie dovute ad una minore rumorosità dell'innesto e ad un inserimento della marcia più morbido dato che la progressione d'innesto dipende soprattutto dal numero di dischi utilizzati, infatti, più dischi si usano

maggiore sarà la progressività. A discapito di questa tipologia di innesto c'è la necessità di tenere sotto controllo il livello dell'olio e la maggiore complessità nella sostituzione. La frizione a secco è più rumorosa nell'inserimento e per eliminare il calore generato dall'attrito sfrutta delle aperture; tali feritoie permettono l'ingresso dell'aria fresca durante la marcia e lo sfogo dell'aria calda. Per dissipare il calore generato dai materiali di contatto, nelle frizioni a bagno d'olio si utilizza quest'ultimo che permette un più rapido smaltimento del calore rispetto all'aria. Quando la frizione trasmette la coppia, un flusso d'olio raffredda i dischi permettendo lo slittamento anche per lunghi periodi senza compromettere i dischi, a differenza delle frizioni a secco. Le attuali e comunque diffusissime frizioni monodisco a secco anche se hanno un diametro superiore a parità di coppia trasmessa, sono più efficienti di quelle a dischi multipli a bagno d'olio dato che non devono trascinare l'olio (cioè non devono vincere la resistenza dell'olio nel girare e, quindi, si ha una minore dispersione di potenza). Infatti nelle vetture da competizione sono molto diffuse le frizioni bidisco a secco perché, nel caso la coppia da trasmettere sia molto elevata, vale il principio di suddividere i carichi su superfici maggiori. La **frizione meccanica monodisco a secco** può essere a molle (solitamente elicoidali) o ad unica molla (a spirale o a diaframma). La più utilizzata è la frizione monodisco a secco con unica molla a diaframma riportata in figura sotto:

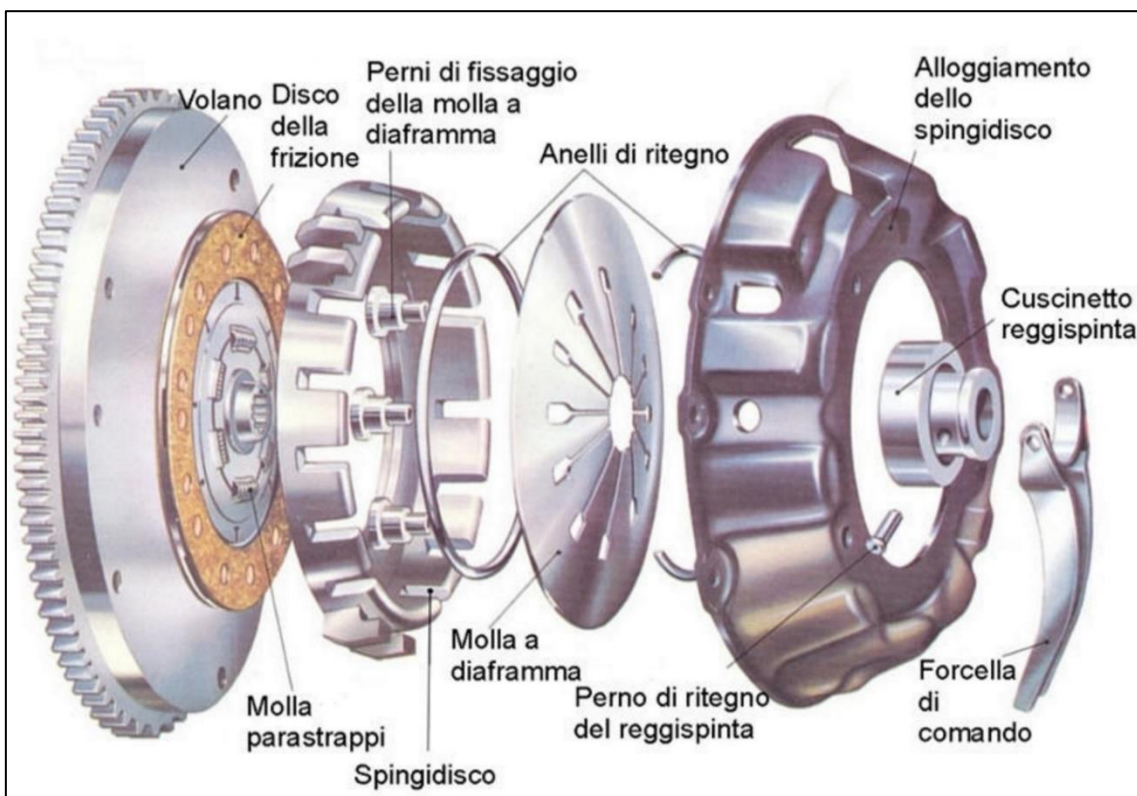


Figura 35 – Esempio di una frizione meccanica monodisco a secco con unica molla a diaframma

Il disco della frizione, il quale è collegato all'albero primario del cambio ed interposto tra lo spingidisco e il volano, è costituito da diversi elementi in lamiera, dalle guarnizioni di attrito e da

“molle parastrappi” che servono ad assorbire gli impulsi di coppia, causati dall’inerzia del motore, nel caso di manovre di innesto eccessivamente veloci. Tra lo spingidisco e l’alloggiamento dello spingidisco è presente una molla a diaframma. Tale molla è costituita da un disco in lamiera d’acciaio di forma conica, recante un certo numero di tagli diretti secondo le generatrici, in modo da aumentare la flessibilità; ogni taglio termina con un raccordo, in questo caso rettangolare, che ha la funzione di ridurre l’entità delle tensioni massime locali e di fornire un punto di centraggio. Il “gruppo frizione” è completato da due anelli di ritegno, dal cuscinetto reggispinta, dai perni di ritegno del cuscinetto reggispinta e dalla forcella di comando.

Per il funzionamento della frizione si possono avere due situazioni: frizione innestata (quando il pedale della frizione è sollevato) o disinnestata (quando è premuto il pedale della frizione).

Nel caso di frizione disinnestata, cioè, quando è premuto il pedale della frizione, un cavo flessibile (o un comando idraulico come potrebbe essere ad esempio un pistoncino idraulico azionato dalla pressione di un liquido), attiva la forcella di comando che muove il cuscinetto reggispinta, il quale spostandosi assialmente, preme sui tagli (denti) della molla a diaframma e allontanando in tal modo lo spingidisco dal volano, libera il disco della frizione (o anche detto disco condotto). Si svincola in questo modo la velocità di rotazione dell’albero motore dal resto della trasmissione. In definitiva si può dire che quando la frizione è innestata lo spingidisco ha il compito di comprimere saldamente il disco della frizione sul volano. Qualitativamente, quando tale pressione è sufficientemente elevata, l’albero motore e il primario del cambio sono costretti a ruotare alla stessa velocità angolare e tutta la coppia generata dal motore viene trasferita sul cambio. Quando, invece, la frizione è disinnestata lo spingidisco si stacca dal disco della frizione e l’albero motore e il primario del cambio possono ruotare a velocità angolari diverse; sono, dunque, completamente scollegati e le loro dinamiche sono indipendenti. Fra le due posizioni estreme di innesto e disinnesto, esiste una condizione intermedia in cui il disco della frizione è a contatto con il volano e lo spingidisco ma la pressione che quest’ultimo esercita è troppo bassa per mantenere uguali le velocità angolari dell’albero motore e dell’albero primario del cambio; in questo caso si dice che la frizione sta “slittando” e solo una frazione della coppia generata dal motore viene trasmessa al cambio.

La **frizione meccanica a dischi multipli** può essere a secco o a bagno d’olio. La più utilizzata è la tipologia a bagno d’olio. Viene utilizzata comunemente nei cambi automatici di tipo “power shift” (dove il cambio marcia avviene con continuità di coppia) perché consente di aumentare progressività e coppia motrice trasmissibile avendo una maggiore superficie di attrito e nei sistemi di controllo elettronico del differenziale. È costituita da più dischi di frizione che consentono di aumentare la coppia motrice da trasmettere in quanto risulta accresciuta la superficie di attrito fra gli elementi che la compongono. Lo stantuffo, sul quale si esercita la pressione dell’olio, spinge una serie di dischi di

attrito (rivestiti di materiale ad elevato coefficiente di attrito), alternati a piastre separatrici in acciaio, contro il disco di reazione solidale al cilindro; una molla antagonista provvede al ritorno dello stantuffo (disinnesto). I dischi della frizione, scanalati all'interno, sono montati sul mozzo; le piastre separatrici sono calettate al cilindro come si può vedere nella figura sotto riportata.

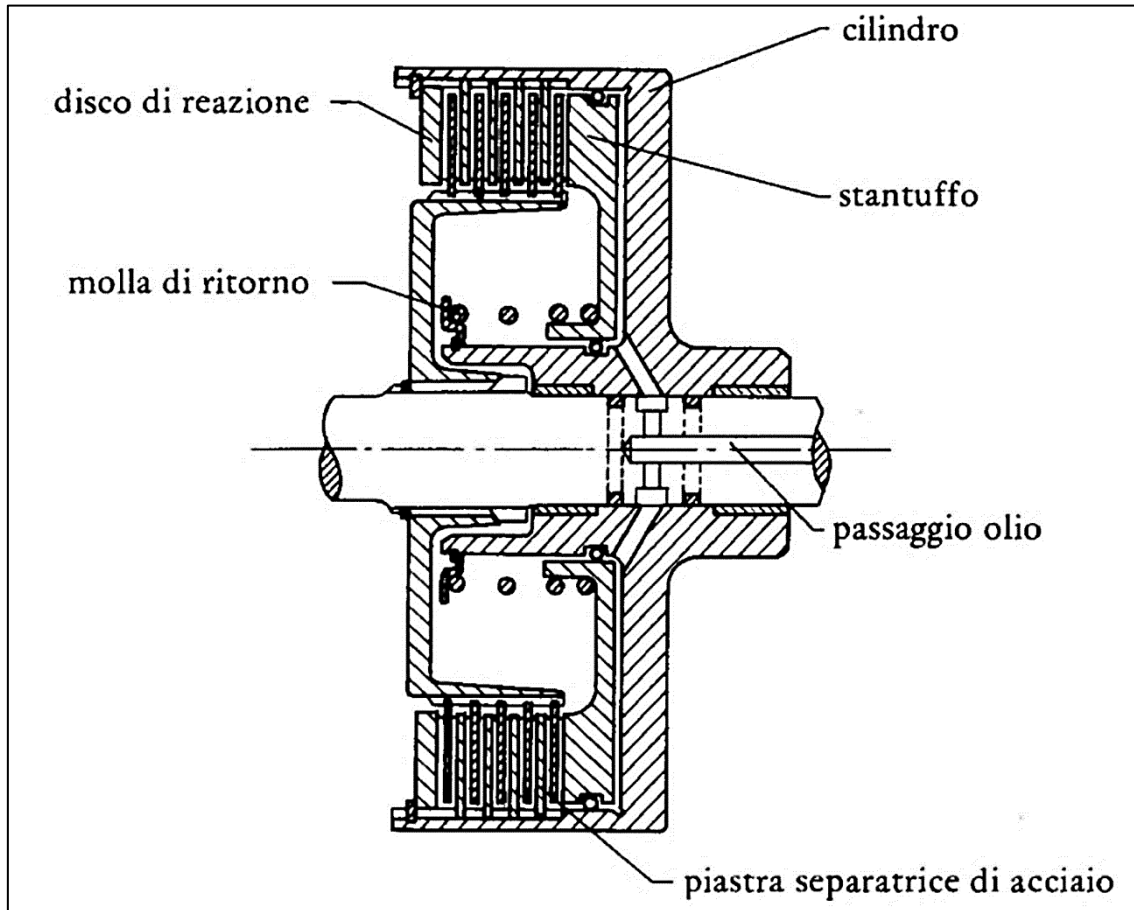


Figura 36 – Esempio di una frizione a dischi multipli

La **frizione centrifuga** è una frizione di tipo automatico che per effetto di masse soggette alla forza centrifuga, è in grado di innestarsi quando la velocità angolare supera un determinato limite. Spesso fanno parte di gruppi di frizioni più complessi e fungono da frizioni di avviamento. Un esempio di frizione centrifuga può essere rappresentato dall'innesto a ruota libera. L'innesto a ruota libera detto anche innesto unidirezionale (infatti funziona solamente se il verso di rotazione è orario) ed è costituito da un anello esterno, da un anello interno e da una serie di corpi di contatto (che possono essere di forma cilindrica o asimmetrica) sui quali agiscono dei pistoncini azionati da molle come si può notare in figura sotto).

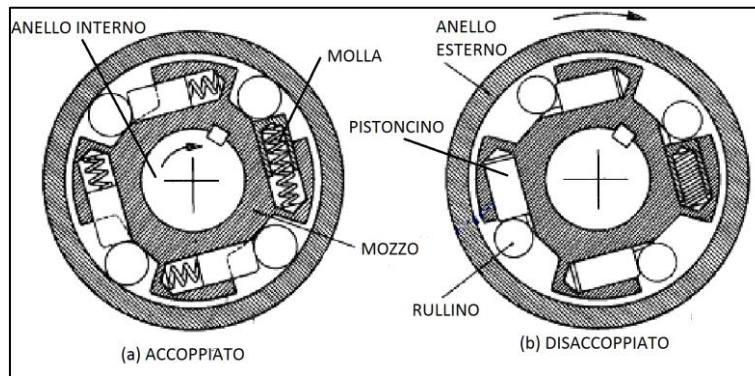


Figura 37 – Funzionamento di una ruota libera a rulli

La condizione di buon funzionamento si ha quando tutti i corpi di contatto lavorano contemporaneamente in fase, per essere ugualmente sollecitati. La trasmissione del moto si ha quando i corpi di contatto si incastrano fra i due alberi, cioè, quando lo scorrimento relativo $s > 0$.

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_2}$$

dove:

s = scorrimento

n_1 = numero di giri dell'albero conduttore o albero interno

n_2 = numero di giri dell'albero condotto o albero esterno

Come si può notare la figura “a” rappresenta la posizione di innesto perché il numero di giri dell'anello conduttore (anello interno) è maggiore del numero di giri dell'anello condotto (anello esterno), cioè, $n_1 > n_2$. In questo caso l'anello interno ruota in senso orario e i rullini, spinti dai pistoncini azionati dalle molle, si incastrano tra il mozzo e l'anello esterno, trasmettendo il moto all'anello esterno stesso. La figura “b”, invece, rappresenta la posizione di disinnesto perché $n_1 < n_2$, cioè, il numero di giri dell'anello esterno è maggiore di quello interno. In questo caso l'anello interno (conduttore) ruota in senso antiorario e l'anello esterno ruota in senso orario; i rullini tendono ad essere compressi verso i pistoncini (al cui interno sono presenti le molle di contrasto) e, quindi, non c'è trasmissione del moto.

La coppia motrice, M_f , che può trasmettere una frizione è data dalla seguente relazione:

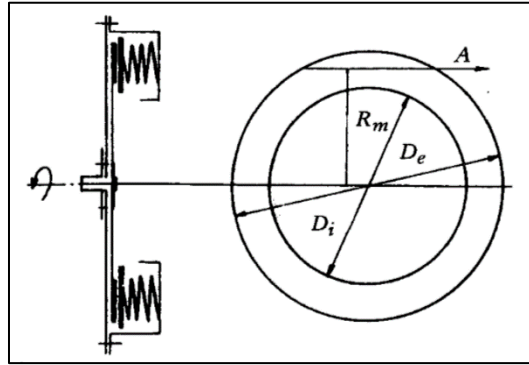


Figura 38 – Dimensioni che entrano in gioco nel calcolo della coppia motrice trasmissibile da una frizione

$$M_f = A \cdot R_m$$

essendo A la forza di attrito ed R_m il raggio della corona circolare delle guarnizioni di attrito e poiché:

$$A = n \cdot S \cdot p \cdot f \cdot 10^5$$

si avrà:

$$M_f = n \cdot S \cdot p \cdot f \cdot R_m \cdot 10^5$$

dove:

S = superficie di attrito (area corona circolare) espressa in m^2

n = numero delle superfici di attrito

f = coefficiente di attrito (compreso tra i valori 0,25 e 0,35)

p = pressione specifica (compresa tra 1,5 e 3 bar)

Si pone ora

$$P = p \cdot S \cdot 10^5$$

dove P rappresenta il carico esercitato dalle molle. Tale carico tiene conto delle eventuali riduzioni di elasticità delle molle e del consumo di ferodo, infatti solitamente si magiora il carico delle molle del 30%.

In definitiva la coppia motrice che la frizione può trasmettere M_f , espressa in $N \cdot m$, vale:

$$M_f = n \cdot P \cdot f \cdot R_m$$

Tuttavia la coppia motrice che può trasmettere una frizione deve risultare maggiore della coppia motrice massima del motore, M_{tmax} , onde evitare dannosi slittamenti, cioè:

$$M_f = k \cdot M_{tmax}$$

essendo k il coefficiente amplificativo che può variare tra il valore di 1,3 e 1,5.

Tra le **frizioni idrauliche** rientrano il giunto idraulico e il convertitore di coppia che saranno spiegati, in dei sotto-paragrafi a parte, successivamente.

3.4.2 Frizioni automatiche

Le frizioni automatiche sono particolari frizioni che provvedono al loro innesto e disinnesto automaticamente e pertanto mancano della pedaliera di comando. Possono essere:

- ad azione elettromagnetica
- ad azione elettropneumatica

La **frizione automatica ad azione elettromagnetica di tipo “Ferlec”** è riportata in figura sotto

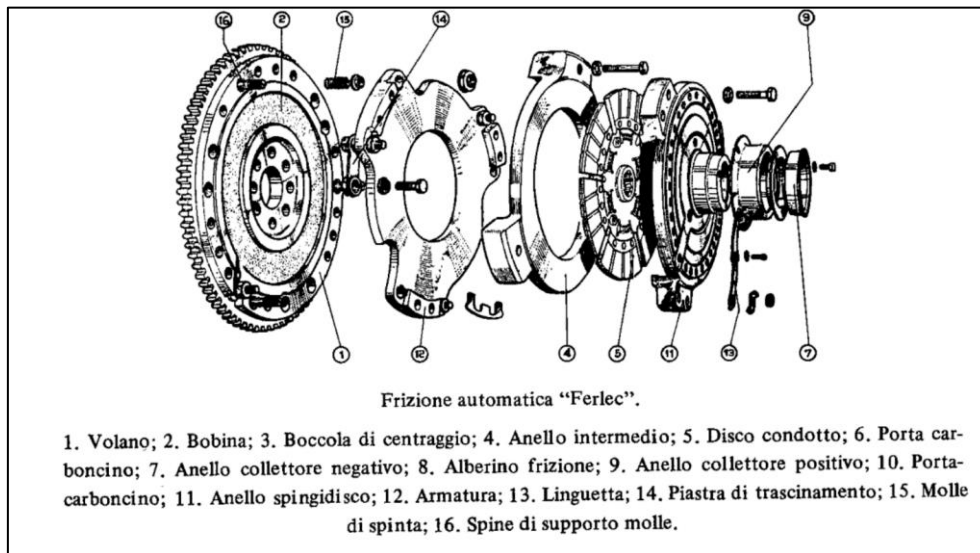


Figura 39 – Frizione automatica ad azione elettromagnetica di tipo Ferlec

Nella sua composizione si possono notare i seguenti elementi

- un volano, in acciaio a grande permeabilità magnetica, nel quale è alloggiata una bobina in modo da costituire un potente elettromagnete;
- un'armatura in acciaio magnetico;
- un anello intermedio, fissato al volano in tre punti con una superficie lavorata per accoppiarsi al disco condotto;
- un disco condotto, identico al disco delle frizioni a secco, con guarnizioni di frizioni a settori per migliorarne il raffreddamento;
- un anello spingidisco, fissato all'armatura in tre punti;
- due anelli collettori, uno negativo collegato a massa ed uno positivo collegato alla bobina
- due spazzole (o carboncini), e relativi porta-carboncini, di alimentazione.

Al passaggio della corrente si eccita l'elettromagnete provocando l'attrazione del gruppo mobile “armatura-anello-spingidisco” che, avvicinandosi al volano, serra il disco della frizione o disco condotto determinando così l'innesto della frizione. Per ottenere un innesto progressivo (fase di avviamento) si limita la corrente di alimentazione della bobina inserendo nel circuito delle resistenze. Interrompendo la corrente di alimentazione della bobina, il gruppo mobile non è più attirato ma viene

spinto da una serie di molle, liberando in questa maniera il disco della frizione e determinando il disinnesto della frizione.

La **frizione automatica ad azione elettropneumatica di tipo "Saxomat"** è costituita da una combinazione di frizioni: la prima, detta frizione di avviamento, è una frizione monodisco in cui il disco viene premuto contro il volano attraverso un anello spingidisco da rulli che portandosi alla periferia, per azione centrifuga, scorrono su piani inclinati del cestello e quindi avanzano assialmente. La seconda, ovvero la frizione principale, è montata concentricamente entro la frizione di avviamento. La frizione di avviamento, che trova impiego anche da sola, si innesta gradualmente non appena il motore supera il regime minimo di rotazione e consente l'avviamento del veicolo. All'arresto la frizione si disinnesta automaticamente quando il motore si riporta allo stesso regime minimo di giri. Nel cambio delle marce la frizione principale viene azionata da un servocomando automatico funzionante a depressione che regola l'innesto in funzione delle condizioni di marcia. Montata tra volano e disco della frizione di avviamento c'è una ruota libera, che rende solidale motore e cambio quando occorre frenare con il motore. Sotto è riportato un esempio di questa tipologia di frizione.

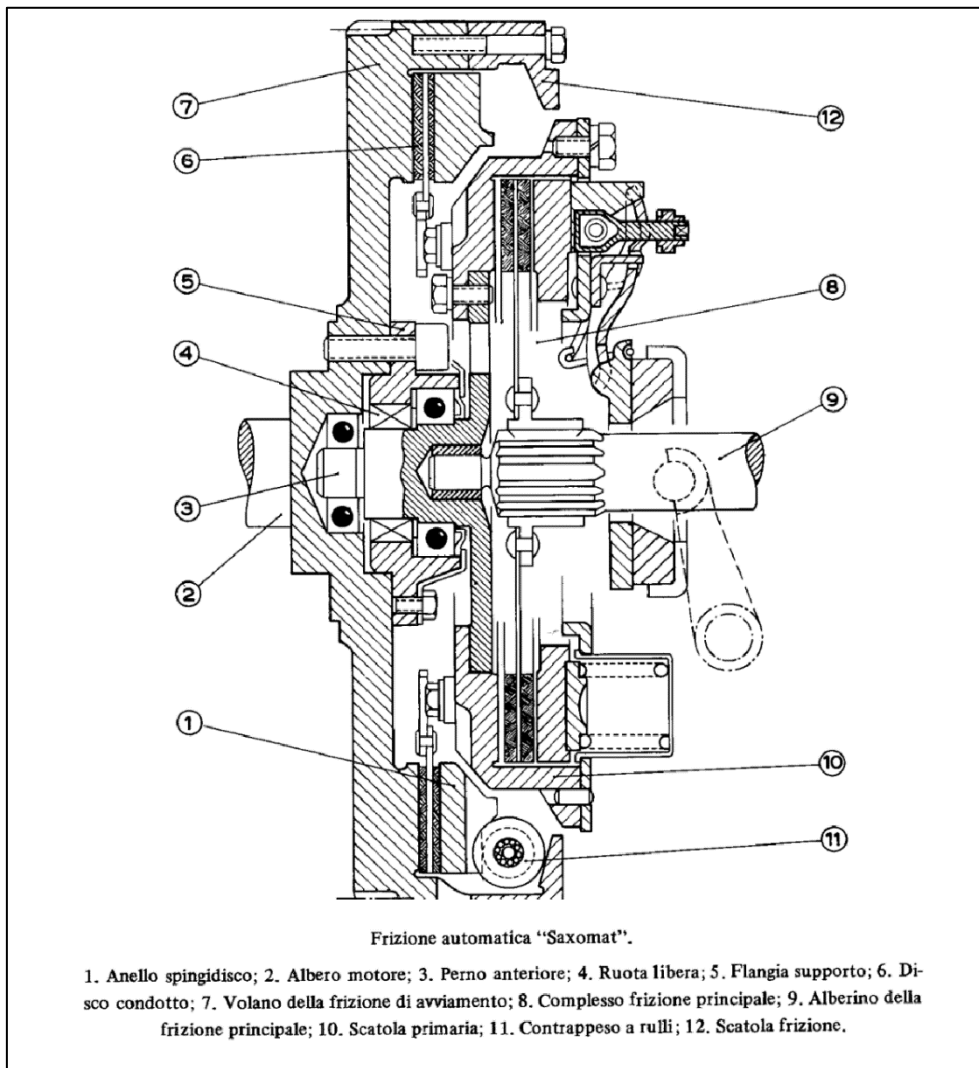


Figura 40 – Frizione automatica ad azione elettropneumatica di tipo Saxomat

3.5 Giunto Idraulico

Il giunto idraulico o idrocinetico è un trasmettitore di coppia che consta di due elementi rotanti detti “pompa” e “turbina”. La pompa è calettata sull’albero primario (lato motore) mentre la turbina sull’albero secondario (lato organo propulsore). Questi due elementi rotanti sono costituiti in modo da creare al loro interno, dalla loro unione, uno spazio a forma torica nel quale è contenuto un liquido (olio) che ha il compito, durante il funzionamento, di trasmettere energia, e, quindi, la coppia motrice. Sull’albero primario è inoltre montato un “disco di contenimento” che racchiude il secondario impedendo così all’olio di fuoriuscire come si può notare nella figura sotto riportata.

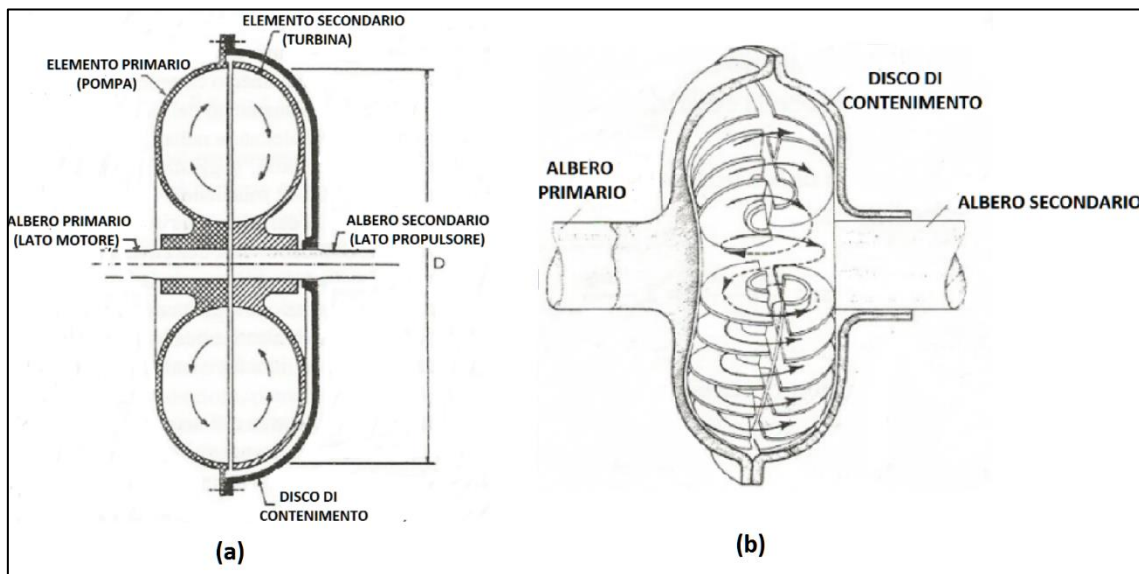


Figura 41 – (a) sezione di un giunto idraulico, (b) spaccato di un giunto idraulico con la circolazione dell’olio tra l’albero primario e l’albero secondario

Portando in rotazione l’albero primario, alla pompa del giunto idraulico viene fornita una coppia motrice e così una certa energia cinetica viene impressa all’olio al suo interno che, per forza centrifuga si muove verso l’esterno del circuito, attraversando con andamento centripeto la turbina. Questa assorbe l’energia cinetica generando una coppia motrice, pari sempre a quella di entrata nella pompa, che tende a far girare l’albero secondario. In pratica, quindi, l’olio viene accelerato dalle palettature della pompa e decelerato dalle palettature della turbina. Non essendoci alcun collegamento meccanico tra le due giranti, non vi è praticamente usura ed il rendimento è influenzato solamente dalla differenza di velocità angolare (scorrimento) con cui ruotano la pompa e la turbina. Lo scorrimento è fondamentale ai fini del funzionamento del giunto idraulico; infatti non ci sarebbe trasmissione di coppia motrice senza scorrimento. Per avere trasmissione di coppia motrice, quindi, le palettature della turbina non devono presentare una posizione stabile rispetto a quelle della pompa, altrimenti non ci sarà cessione di energia cinetica e il dispositivo non funzionerà. Dunque, la turbina ruoterà con una velocità angolare inferiore a quella della pompa e quando ciò accade si può definire sempre uno scorrimento:

$$s = \frac{\omega_p - \omega_t}{\omega_p}$$

Il valore dello scorrimento, per il fatto che la velocità angolare della pompa è maggiore di quella della turbina, sarà compreso tra 0 e 1. Se $s = 0$ allora si ha la condizione di sincronismo, cioè, che la turbina gira con la stessa velocità angolare della pompa. Se $s = 1$ (100 % di scorrimento) significa che la turbina è ferma (cioè, $\omega_t = 0$). Essendo poi la coppia della pompa C_p uguale a quella raccolta sulla turbina C_t si può andare a valutare il rendimento della trasmissione. Sapendo che:

$$\frac{C_t}{C_p} = 1$$

e che

$$\frac{\omega_t}{\omega_p} < 1$$

Il rendimento del giunto idraulico diventa:

$$\eta = \frac{N_t}{N_p} = \frac{C_t \cdot \omega_t}{C_p \cdot \omega_p} = 1 \cdot \frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{\omega_t}{\omega_p}$$

dove N_t e N_p rappresentano rispettivamente la potenza della turbina e della pompa. Essendo lo scorrimento:

$$s = \frac{\omega_p - \omega_t}{\omega_p}$$

esso può essere riscritto in funzione del rendimento come:

$$s = \frac{\omega_p - \omega_t}{\omega_p} = 1 - \frac{\omega_t}{\omega_p} = 1 - \eta$$

quindi:

$$\eta = 1 - s$$

Nel grafico sotto sono riportati sull'asse delle ascisse il rapporto tra la velocità angolare della pompa e lo scorrimento che raggiunge il 100% quando la turbina è ferma (cioè $\omega_t = 0$), mentre sull'asse delle ordinate il rendimento del giunto idraulico η e il rapporto tra la coppia della turbina e quella della pompa

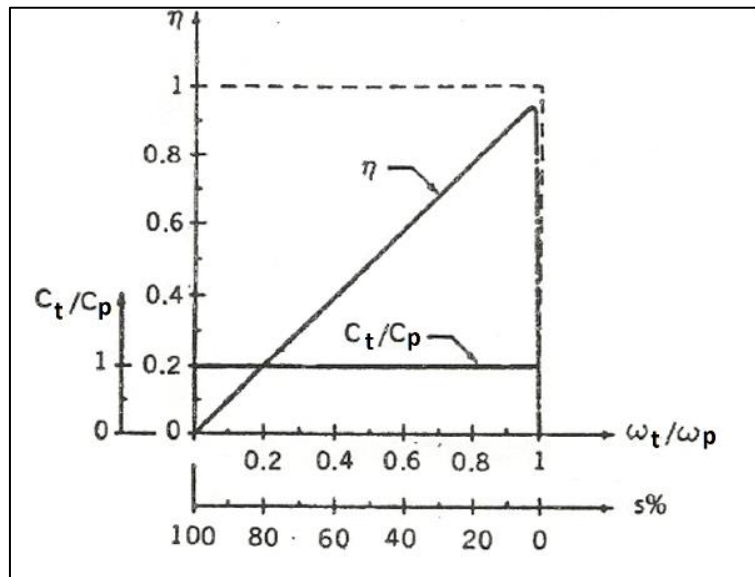


Figura 42 – Rendimento del giunto idraulico

Si può notare dal grafico che il rapporto C_t/C_p assume sempre valore unitario a prescindere dalla velocità angolare della turbina e della pompa, quindi, la coppia in arrivo alla turbina e quella in arrivo alla pompa sono uguali a prescindere dallo scorrimento. Nella figura si può notare la crescita lineare del rendimento fino ad un valore che corrisponde, sull'asse delle ascisse, al rapporto ω_t/ω_p pari a 0,97; infatti non si può raggiungere la condizione di sincronismo ($s = 0\%$), cioè, che la velocità angolare della turbina e della pompa siano uguali.

All'avviamento con veicolo fermo (quindi $s = 100\%$, ovvero la turbina è ferma) il motore eroga una coppia e accelerando si arriva alla coppia di stallo, cioè, quella superata la quale il veicolo inizia a muoversi. Il giunto idraulico è un organo di connessione graduale che, potendo smaltire facilmente il calore prodotto nelle fasi di alti scorrimenti, è particolarmente vantaggioso quando sono da trasmettere grandi potenze e il veicolo deve effettuare frequenti avviamenti.

3.6 Convertitore di coppia

Il convertitore di coppia a differenza del giunto idraulico (in cui la potenza viene trasmessa a parità di coppia) permette di variare la coppia trasmessa grazie alla presenza di un terzo elemento detto "statore" che ha il compito di variare il momento della quantità di moto della massa fluida facendo variare, in questo modo, anche l'equilibrio delle coppie applicate al sistema. Lo scopo dello statore è quello di modificare l'orientazione del vettore velocità del fluido per renderlo opportunamente orientato ad imboccare le palettature della pompa, indipendentemente dalla velocità di uscita dalla turbina. Come si può notare nella figura sotto lo statore è fisso (quindi $\omega_s = 0$) mentre, come avviene anche nel giunto idraulico, la velocità angolare della pompa ω_p è maggiore di quella della turbina ω_t .

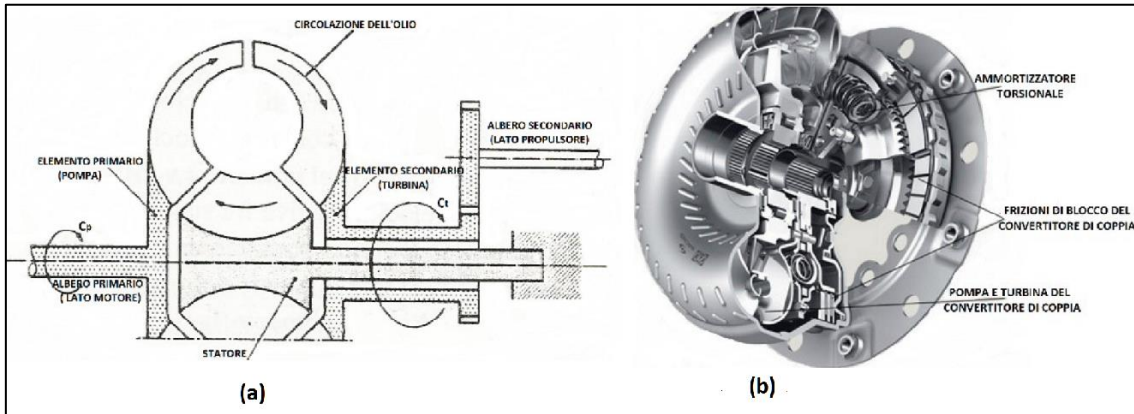


Figura 43 – (a) schema del convertitore di coppia, (b) elementi costituenti il convertitore di coppia

L'olio che esce dalla pompa, va nella turbina, cede energia cinetica alle palettature della turbina, ma, prima di rientrare nella pompa, viene deviato da questa palettatura intermedia (statore). La deviazione del flusso permette che i filetti fluidi incontrino le palettature della pompa con un angolo più consistente di quello che avessero avuto se non fossero stati deviati. Un maggior angolo di incidenza significa una maggiore cessione di energia. Dunque, a seconda delle condizioni di marcia, il convertitore di coppia ha una duplice funzione: di moltiplicatore di coppia fino ad un determinato regime di giri e di giunto idraulico oltre il suddetto regime di giri. Il passaggio da una fase all'altra avviene automaticamente e senza alcun urto, in funzione della velocità del veicolo e della posizione del pedale dell'acceleratore (cioè, indirettamente dal carico del motore).

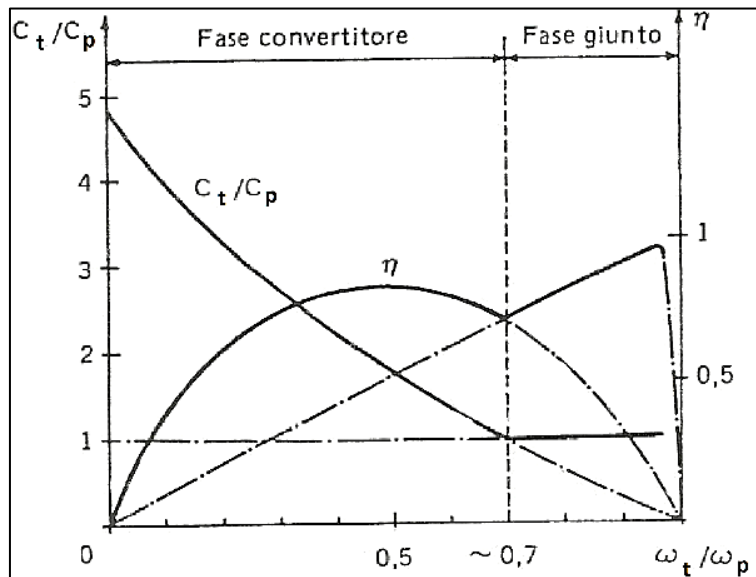


Figura 44 – Andamento del rapporto delle coppie e del rendimento del convertitore di coppia

Nel grafico sopra riportato, sull'asse delle ordinate è presente il rapporto C_t/C_p mentre su quello delle ascisse il rapporto ω_t/ω_p . Si può notare che fino a valore di ω_t/ω_p pari a 0,7 il convertitore di coppia si comporta come "moltiplicatore di coppia" e poi come giunto idraulico per il fatto che il rendimento del convertitore di coppia diventa più basso di quello del giunto idraulico e che il rapporto C_t/C_p

assuma un valore minore di 1. Per questo motivo si è iniziata ad installare la frizione di lock-up, la quale è costituita da una frizione multidisco a bagno d'olio, il cui carico di chiusura è asservito ad un segnale di pressione, derivato dalla centralina idraulica del cambio automatico. Tale frizione, quando innestata, rende solidali pompa e turbina, trasformando il convertitore in un giunto idraulico. La chiusura, presieduta dalla centralina di controllo del cambio automatico, avviene quando la velocità della turbina e della pompa sono poco diverse fra loro, dato che in queste condizioni, la presenza del convertitore non contribuisce ad aumentare il rapporto di trasmissione della coppia ed è, quindi, nociva per il rendimento. Con l'eliminazione dello scorrimento, però, si viene a perdere la funzione di disaccoppiamento meccanico del motore dalla catena di trasmissione, rendendo necessario l'uso di ammortizzatori torsionali (o "molle parastrappi") e di eventuali dispositivi di controllo, per consentire alla frizione di slittare anche in presenza di vibrazioni torsionali. Per tale motivo, la chiusura della frizione di "lock-up" viene sempre attuata in maniera graduale con l'obiettivo di impedire la nascita delle vibrazioni torsionali.

3.7 Cenni sul cambio e varie tipologie di ingranaggi e rotismi

Il cambio di velocità è l'organo che inserito fra il motore e le ruote consente di variare la coppia motrice alle ruote per equilibrare la coppia resistente, mantenendo costante il campo di funzionamento ottimale del motore (compreso tra il punto di coppia massima ed il punto di potenza massima). Le varie tipologie di cambio verranno trattate in un paragrafo a parte. In questo sottoparagrafo verranno trattati le varie tipologie di "ingranaggi" e di "rotismi".

3.7.1 Ingranaggi

Il rendimento della trasmissione dipenderà in primo luogo dal tipo di trasmissione, specialmente dalla tipologia di cambio di velocità adottata. Nel caso di una trasmissione meccanica con cambio ad ingranaggi si può affermare che il rendimento della stessa è elevato e dipenderà principalmente dal tipo di ruote dentate, dalla configurazione, dalle condizioni di lubrificazione, dal montaggio e dalla velocità di rotazione. Gli ingranaggi (insieme di due ruote dentate che ingranano tra loro, dette anche "coniugate") vengono utilizzate sia nei cambi di velocità che nei differenziali. Le caratteristiche delle ruote dentate determinano in modo univoco il comportamento di trasmissione del gruppo cui appartengono. Nella figura sotto vengono riportate le caratteristiche dimensionali più importanti da conoscere di una ruota dentata:

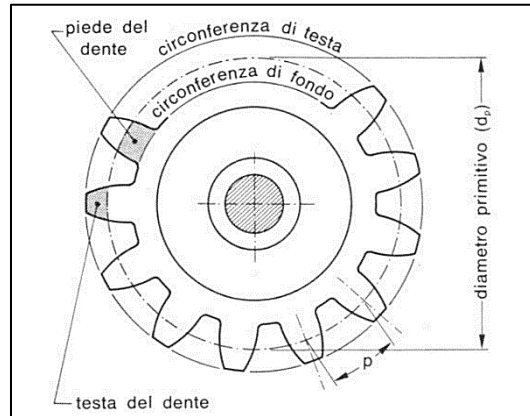


Figura 45 – Geometria e nomenclatura di una ruota dentata

Si possono notare il piede e la testa del dente, il diametro del primitivo d_p (ovvero il diametro della circonferenza intermedia tra quella di fondo e quella di testa) e il passo p (cioè, la distanza tra gli interassi di due denti consecutivi calcolata lungo la circonferenza intermedia, anche detta “primitiva”). L’ingranamento di due ruote dentate deve avvenire tra denti che hanno le stesse caratteristiche geometriche, di resistenza meccanica e di durezza superficiale per avere un’usura uniforme. Invece, è diverso il numero di denti delle due ruote per consentire la variazione dei parametri della potenza trasmessa.

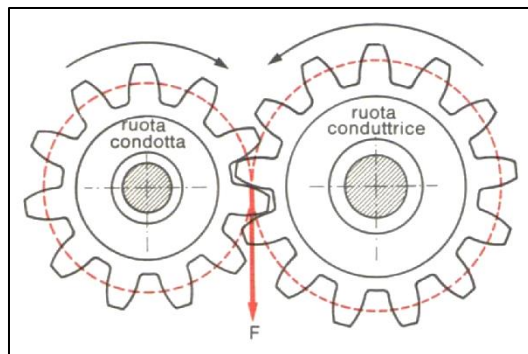


Figura 46 – Esempio di un ingranaggio (costituito da una coppia di ruote dentate) che ha un rapporto di moltiplicazione dei giri perché la ruota conduttrice ha un diametro maggiore di quella condotta

Le caratteristiche da rispettare nello scegliere una ruota dentata sono le seguenti:

- **il numero minimo dei denti** della ruota più piccola perché rappresenta il limite al di sotto del quale non è più garantita la regolarità della trasmissione (almeno due ruote in presa);
- **la dimensione del dente**, è determinata dalla massima forza scambiata tra i denti in presa e dal materiale che lo costituisce;
- **la scelta dei materiali**, è determinata dai carichi sui denti e dall’importanza della riduzione degli ingombri e dal numero di ore di funzionamento previste per l’ingranaggio.

Il rapporto meccanico del cambio in una determinata marcia tra due ruote dentate coniugate (ingranaggio) si calcola tramite il rapporto tra i diametri (o i raggi) delle primitive:

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

con d_2 diametro primitivo della ruota condotta e d_1 diametro primitivo della ruota conduttrice. Il “passo circonferenziale”, p , per come definito deve essere ricavato come arco di lunghezza della primitiva e vale:

$$p = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_1}{z_1} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_2}{z_2} = \pi \cdot \frac{d_1}{z_1} = \pi \cdot \frac{d_2}{z_2}$$

mentre il “passo diametrale”, m , o anche detto “modulo”, rappresenta il rapporto tra il passo circonferenziale e π :

$$m = 2 \cdot \frac{r_1}{z_1} = 2 \cdot \frac{r_2}{z_2} = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2}$$

Due ruote dentate che ingranano tra loro presentano lo stesso passo e, quindi, anche lo stesso modulo. Ora facendo riferimento alla relazione:

$$\frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2}$$

si ricava che il rapporto di riduzione o moltiplicazione tra due ruote dentate coniugate vale:

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

dove con il “pedice” 1 si è indicata la ruota dentata conduttrice, con il 2 quella condotta, con “d” il diametro della primitiva, con “r” il raggio della primitiva, con “z” il numero di denti presenti sulla ruota dentata e con ω la velocità angolare dell’albero su cui è montata la ruota dentata e, quindi, della ruota dentata stessa.

In definitiva si può dire che il rapporto di riduzione o moltiplicazione tra due ruote dentate coniugate è dato dal rapporto tra la velocità angolare dell’albero conduttore (n_1) e quella dell’albero condotto (n_2) come si può notare anche dalla figura sotto e vale la relazione:

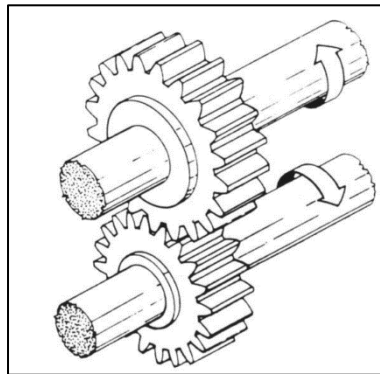


Figura 47 – Funzionamento di un ingranaggio

Invece, il rapporto di trasmissione τ è l’inverso del rapporto di riduzione o moltiplicazione tra due ruote dentate coniugate e vale:

$$\tau = \frac{1}{i} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

Esistono diverse tipologie di trasmissioni ad ingranaggi: la prima differenziazione è in base alla forma delle ruote dentate, la seconda in base alla tipologia di profilo del dente della ruota e la terza in base alla disposizione degli assi.

La differenziazione degli ingranaggi in base alla forma delle ruote dentate è la seguente:

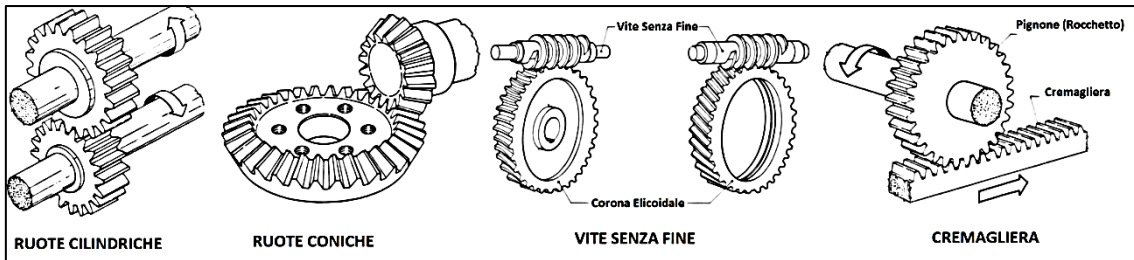


Figura 48 – Varie tipologie di ingranaggi

La differenziazione degli ingranaggi in base al profilo del dente della ruota è la seguente:

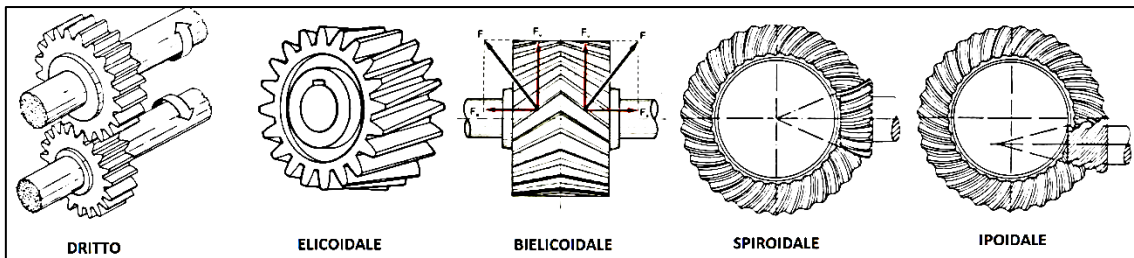


Figura 49 – Varie tipologie di denti e loro profili

La differenziazione degli ingranaggi in base alla disposizione degli assi è la seguente:

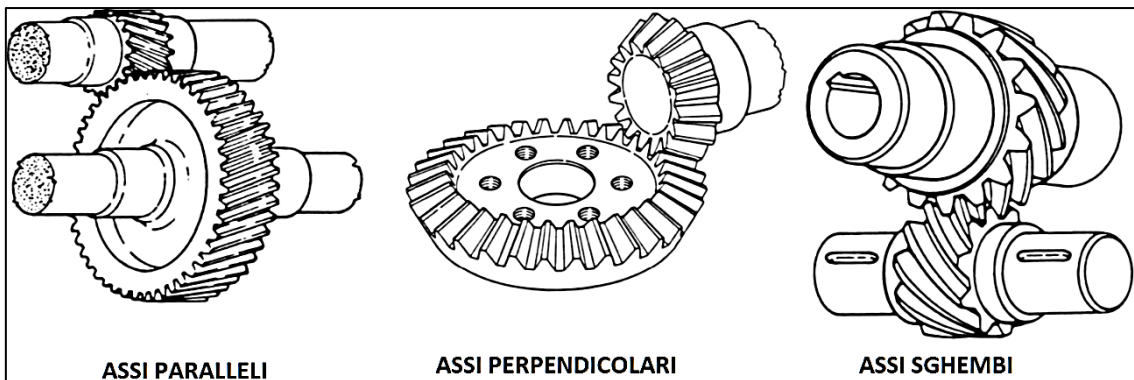


Figura 50 – Varie tipologie di ingranaggi in base alla disposizione degli assi

Il modo per aumentare il numero di denti contemporaneamente in presa è quello di avere ruote dentate cilindriche con denti elicoidali. Questa condizione migliora la distribuzione delle forze scambiate tra i denti delle ruote coniugate; ciò significa che a parità di carichi si possono utilizzare ruote più piccole con guadagno sugli ingombri e sui pesi. Inoltre si hanno minori urti tra i denti a causa di un più regolare accesso dei denti nella zona di ingranamento, a vantaggio della silenziosità e della durata.

Tuttavia, quando si hanno assi perpendicolari le ruote dentate cilindriche non possono essere utilizzate e spesso vengono utilizzate le ruote dentate coniche.

3.7.2 Rotismi

I rotismi sono meccanismi costituiti da due o più ruote dentate ingranate tra loro allo scopo di trasmettere la potenza meccanica dall'albero di ingresso all'albero di uscita dal sistema, variandone i valori dei suoi parametri (coppia e numero di giri). Il rotismo viene detto **riduttore** quando il numero di giri dell'albero di uscita del moto è minore rispetto a quello dell'albero d'ingresso ed in questo caso si ottiene una moltiplicazione della coppia di uscita rispetto a quella entrante poiché ci si riferisce ad una trasmissione del moto a potenza costante.

Nel caso opposto viene detto **moltiplicatore**.

Come accennato anche nel sotto-paragrafo precedente il rapporto di trasmissione del rotismo è dato dal numero di giri dell'albero d'ingresso rispetto a quello d'uscita:

$$\tau = \frac{n_2}{n_1}$$

dove n_2 rappresenta il numero di giri dell'albero d'uscita, n_1 rappresenta il numero di giri dell'albero d'ingresso.

Quando il "sistema rotismo", mediante opportuni organi di comando, è in grado di variare il rapporto di trasmissione del complessivo (n rapporti di trasmissione) prende il nome di cambio di velocità. I rotismi si suddividono in:

- **rotismi ordinari:** gli assi di tutte le ruote dentate sono fissi
- **rotismi epicicloidali:** le cui ruote dentate si distinguono in planetari, cioè quelli ad asse fisso e satelliti, cioè quelli aventi gli assi in rotazione intorno ad un asse fisso.

3.7.3 Rotismi ordinari

Si definiscono rotismi ordinari semplici tutti quelli formati da un insieme di ruote montate ciascuna singolarmente nel proprio albero e disposte in serie una accanto all'altra come si può notare nell'immagine sotto riportata

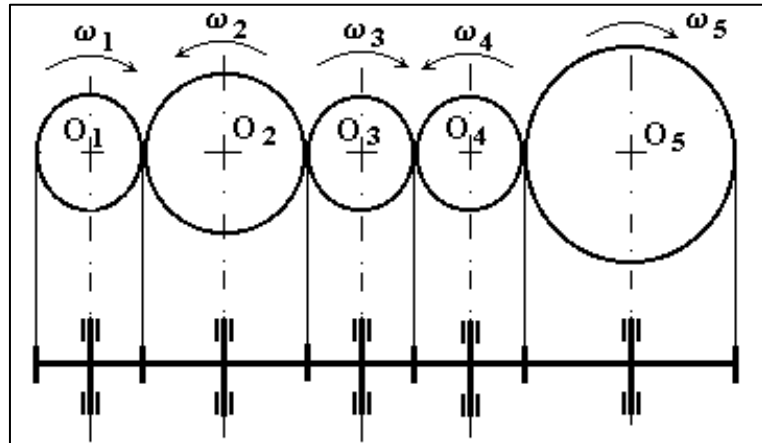


Figura 51 – Esempio di rotismi ordinari semplici

Il rapporto di riduzione o moltiplicazione del rotismo ordinario semplice sopra riportato vale:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{Z_5}{Z_1}$$

mentre il rapporto di trasmissione vale:

$$\tau = \frac{1}{i} = \frac{\omega_5}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_5}$$

Si può notare che il rapporto di trasmissione finale dell'intero rotismo dipende solo dalla ruota motrice iniziale e dalla ruota finale condotta. Le altre ruote vengono dette "oziose" e svolgono due importanti funzioni: controllano il segno del rapporto di trasmissione (cioè fanno in modo che la ruota dentata finale ruoti in senso orario oppure antiorario) e riempiono lo spazio tra la ruota motrice e quella finale condotta.

Si definiscono rotismi ordinari composti tutti quelli che hanno la peculiarità di avere calettata una sola ruota nell'albero motrice e nell'albero condotto, mentre negli alberi intermedi sono calettate due ruote come si può notare nell'immagine sotto riportata.

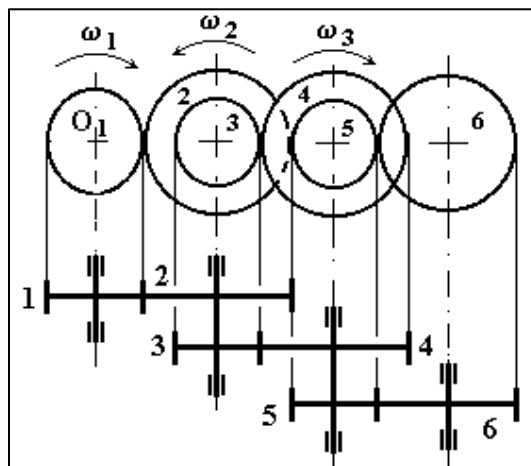


Figura 52 – Esempio di rotismo ordinari composti

Come si può notare dalla figura sopra le ruote 2 e 3 sono montate su di uno stesso asse e, pertanto, ruotano con la stessa velocità angolare; analoga situazione si verifica per le ruote 4 e 5. Quindi, essendo:

$$\omega_2 = \omega_3 \text{ e } \omega_4 = \omega_5$$

il rapporto di riduzione o moltiplicazione del rotismo ordinario composto sopra riportato vale:

$$i = \frac{\omega_1 \cdot \omega_2 \cdot \omega_3 \cdot \omega_4 \cdot \omega_5}{\omega_2 \cdot \omega_3 \cdot \omega_4 \cdot \omega_5 \cdot \omega_6} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot 1 \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot 1 \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} = \frac{\omega_1 \cdot \omega_3 \cdot \omega_5}{\omega_2 \cdot \omega_4 \cdot \omega_6} = \frac{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6}{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}$$

mentre il rapporto di trasmissione vale:

$$\tau = \frac{1}{i} = \frac{\omega_2 \cdot \omega_4 \cdot \omega_6}{\omega_1 \cdot \omega_3 \cdot \omega_5} = \frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6}$$

3.7.4 Rotismi epicicloidali

Se si ha un rotismo ordinario, in cui la prima ruota e l'ultima ruota hanno gli assi coincidenti, si fa in modo che anche tutta l'incastellatura possa girare attorno a tale asse comune (detto asse principale del rotismo), ottenendo così un meccanismo con un grado di libertà in più del rotismo ordinario, cioè con 2 gradi di libertà di movimento. Esso prende il nome di rotismo epicicloidale.

Il rotismo epicicloidale è costituito da tre elementi:

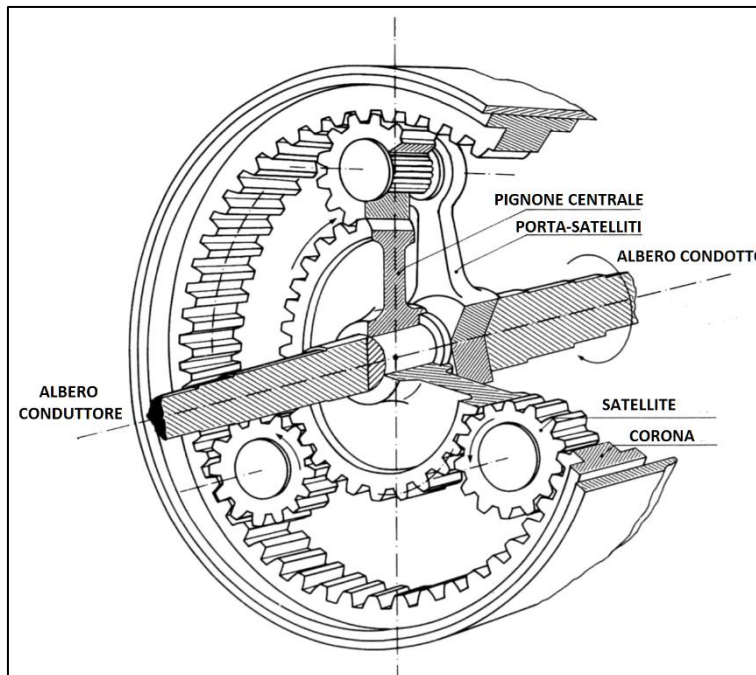


Figura 53 – Rappresentazione degli elementi che costituiscono un rotismo epicicloidale

- un pignone centrale detto anche solare
- una corona con dentatura interna detta anche anello, coassiale con il solare, con un diametro maggiore di questo per l'inserimento dei satelliti;
- due o più pignoni uguali, solitamente tre, interposti fra la corona ed il solare, detti satelliti, i cui assi sono alla stessa distanza da quello del planetario; questi satelliti sono montati folli su

un porta-satelliti che ne assicura la costanza della posizione reciproca. In questo modo le forze di repulsione degli ingranaggi costituiscono un sistema equilibrato.

Nella figura sotto sono riportate la vista dall'alto e la schematizzazione di un rotismo epicicloidale semplice con tre satelliti:

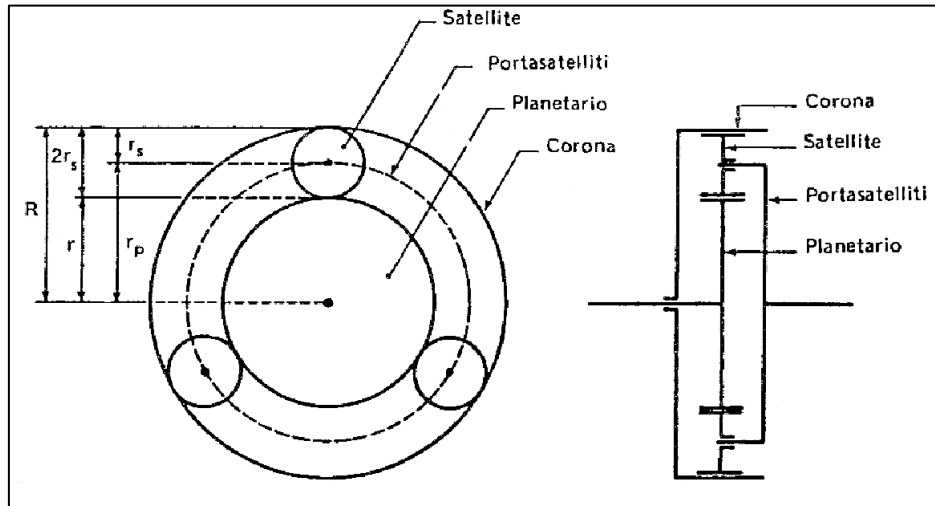


Figura 54 – Vista in pianta di un rotismo epicicloidale semplice con tre satelliti e schema funzionale

Per ottenere un rotismo ad un solo grado di libertà si deve porre un vincolo, ovvero bloccare una delle tre componenti. Quindi, affinché questo sistema possa trasmettere il moto è necessario che uno dei tre elementi che lo compongono venga bloccato, perché uno risulti conduttore e l'altro condotto.

Si possono realizzare le seguenti combinazioni:

- bloccare la corona esterna e risulta così conduttore il pignone centrale; i satelliti gireranno in senso contrario e rotolando sulla corona trasmetteranno il moto al porta-satelliti facendolo ruotare con demoltiplicazione nello stesso senso del pignone come si può notare nella figura sotto riportata

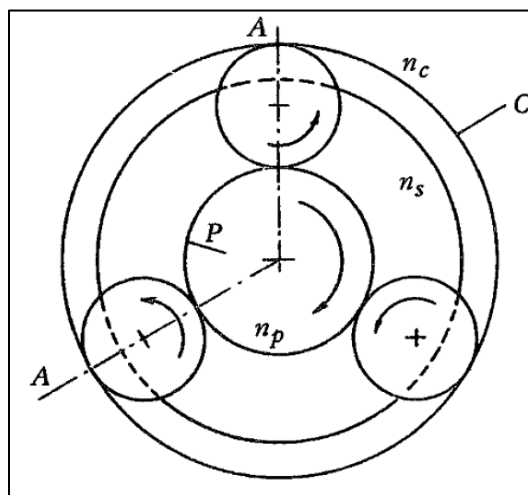


Figura 55 – Vista in pianta di un sistema epicicloidale in cui la corona è bloccata

- bloccare il pignone centrale e risulta così conduttrice la corona esterna; il porta-satelliti ruoterà nello stesso senso della corona realizzando una migliore demoltiplicazione del moto
- bloccare la corona o il pignone al porta-satelliti; in questo caso il moto verrà raccolto dall'elemento condotto senza alcuna demoltiplicazione (presa diretta)
- bloccare il porta-satelliti e allora il rotismo epicicloidale si comporterà come un rotismo ordinario.

Per un rotismo epicicloidale il rapporto di trasmissione si può ricavare dalla formula di Willis:

$$\tau = \frac{n_p - n_{ps}}{n_c - n_{ps}}$$

dove:

n_p = numero di giri del pignone centrale o del solare

n_{ps} = numero di giri del porta-satelliti

n_c = numero di giri della corona

$n_p - n_{ps}$ = velocità relativa del planetario rispetto al porta-satelliti

$n_c - n_{ps}$ = velocità relativa della corona rispetto al porta-satelliti

Nel caso in cui le ruote vengono lasciate libere di girare il rotismo epicicloidale presenta due gradi di libertà e può essere detto combinatorio (nel caso in cui si abbia una rotazione in uscita in funzione di due in ingresso) o differenziale (nel caso in cui si abbiano due rotazioni in uscita, legate fra loro, in funzione di una in ingresso).

3.8 Riduzione finale e differenziale

Il “differenziale” è il meccanismo che permette di trasmettere la coppia uscente dal cambio sia alle due ruote motrici di uno stesso asse, sia a più assali di uno stesso veicolo; in questa seconda applicazione prende il nome di differenziale di ripartizione o, nel caso di un veicolo a due assi con trazione integrale, di differenziale centrale.

La “riduzione finale” è, invece, un ruotismo che permette di diminuire la velocità angolare, in uscita dal cambio, secondo un rapporto, normalmente fisso, prima di trasmettere il moto alle ruote.

3.8.1 Riduzione finale

Nel caso di vetture a trazione posteriore la riduzione finale assolve il compito di rinviare il moto di 90°, dalla direzione longitudinale dell'albero di trasmissione a quella trasversale dei semiassi. Il rinvio e la riduzione sono effettuati mediante una coppia di ruote coniche con denti a spirale.

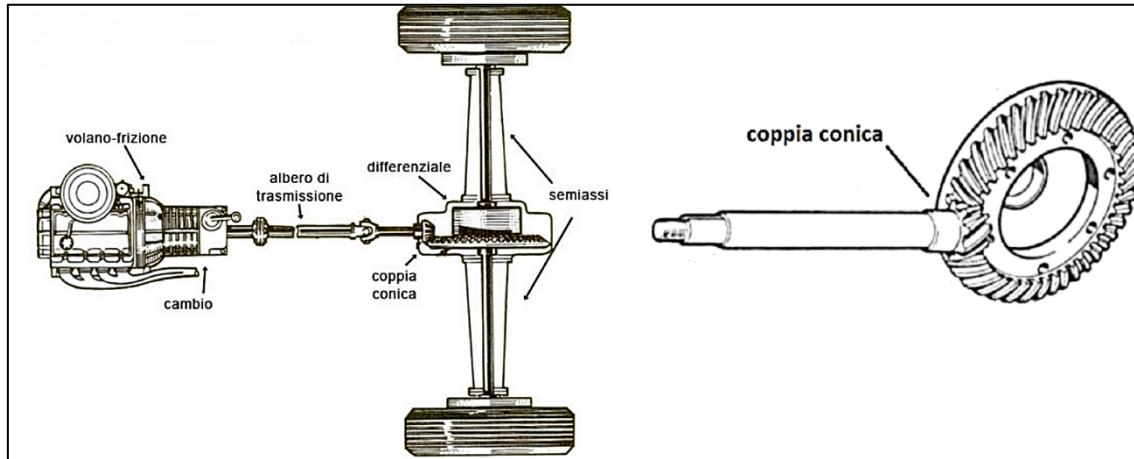


Figura 56 – Esempio di trasmissione di un veicolo a trazione posteriore e particolare di una coppia conica

Nel caso di vetture a trazione anteriore la riduzione finale ed il differenziale sono integrati nel cambio e si possono presentare due casi:

- motore disposto trasversalmente: gli assi di rotazione degli alberi del motore e del cambio sono già paralleli a quello delle ruote ed è quindi sufficiente una riduzione finale realizzata mediante ruote dentate cilindriche a denti elicoidali;
- motore disposto longitudinalmente: si ha una situazione simile al caso delle vetture a trazione posteriore e, quindi, la riduzione viene realizzata mediante una coppia di ruote coniche.

3.8.2 Differenziale

Il differenziale è uno degli organi della trasmissione che ha il compito sia di ripartire la coppia motrice in uscita dal cambio sia di permettere ai due semiassi delle ruote di girare liberamente a velocità diverse. Questo avviene perché quando la vettura affronta una curva, in assenza di slittamenti macroscopici, la ruota esterna è costretta a percorrere nello stesso intervallo di tempo una traiettoria maggiore rispetto a quella percorsa dalla ruota interna. Nel caso di ruote non motrici (cioè non dotate di trazione) il problema non sussiste poiché non essendo connesse tra loro, girano liberamente; nel caso di ruote motrici invece, le due ruote essendo collegate, se non ci fosse il differenziale, sarebbero bloccate insieme e costrette a girare alla stessa velocità. Dunque, se non ci fosse il differenziale, curvare diventerebbe molto difficile, se non impossibile ed una ruota o entrambe finirebbero per slittare con conseguenze gravose per la durata dei pneumatici, per la tenuta di strada e per le parti in movimento (ad esempio i semiassi) che sarebbero sottoposte ad uno sforzo elevato.

Si possono avere due tipologie principali di differenziale:

- differenziale “classico”;
- differenziale “autobloccante” o anche detto “a slittamento limitato”.

Il differenziale “classico” che è la tipologia più diffusa, come si può notare nella figura sotto, è costituito dalle seguenti componenti:

- corona dentata;
- satelliti (solitamente due);
- planetari (solitamente due)

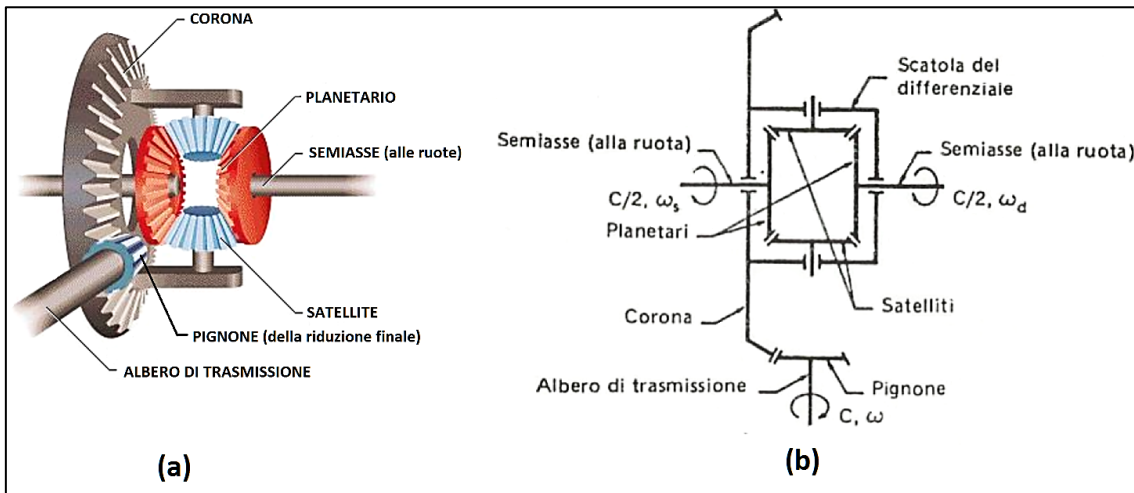


Figura 57 – (a) Esempio delle componenti presenti in un differenziale, (b) schematizzazione di un differenziale

Solitamente, nelle vetture a trazione posteriore o nelle vetture a trazione anteriore con motore e cambio disposti longitudinalmente, il moto viene trasmesso dal pignone calettato sull'albero di trasmissione (o sull'albero di uscita al cambio nel caso di vettura a trazione anteriore) alla corona dentata, la quale è collegata ai satelliti che trasmettono il moto ai semiassi, e, quindi alle ruote, attraverso i planetari.

Quando la vettura procede lungo un rettilineo le due ruote non hanno differenza di velocità, quindi, i satelliti e i planetari trasmettono la coppia senza ruotare tra di loro. In questo caso i satelliti non ruotano intorno al proprio asse, dunque, insieme con i planetari si comportano come un unico gruppo e ruotano alla stessa velocità, come si può notare nella figura sotto.

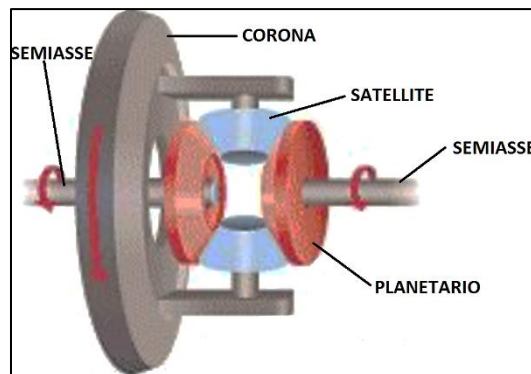


Figura 58 – Esempio di un differenziale aperto

Invece, quando la vettura percorre una curva, i satelliti compiono una rotazione intorno al proprio asse con una velocità pari alla differenza di velocità tra la ruota esterna e quella interna, come si può notare nella figura sotto.

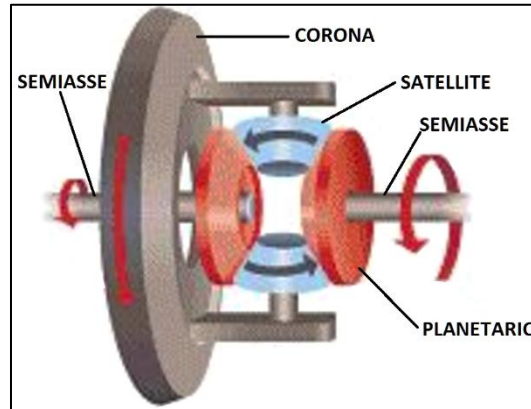


Figura 59 – Esempio di un differenziale bloccato

Il differenziale “classico” può essere del tipo “aperto” o “bloccato”.

Nel caso di differenziale classico “aperto” è possibile, in ogni condizione, ripartire equamente la coppia motrice tra i due semiassi e garantire una diversa velocità in curva tra ruota interna ed esterna. Se da un lato questa capacità di trasferire un’uguale coppia motrice tra i due alberi è apprezzata perché non genera significativi momenti di imbardata o effetti sul comportamento direzionale della vettura stessa né in accelerazione né in rilascio, dall’altro lato penalizza fortemente la capacità di trazione del veicolo specie se si cercano le prestazioni adottando una guida più sportiva. Infatti, accade molto spesso che una delle due ruote possa perdere aderenza. Le cause di questo fenomeno possono essere molte; in tutti questi casi il differenziale “open” non può che ripartire la coppia motrice tra le due ruote e quindi, per garantire l’equilibrio alla rotazione della ruota che ha perso aderenza trasmetterà due coppie quasi nulle.

Nel caso di differenziale classico di tipo “bloccato” invece, si riesce ad avere la stessa velocità di rotazione dei semiassi e, quindi, delle ruote, permettendo una ripartizione della coppia motrice variabile. Tale risultato se da un lato incrementa di molto la capacità di trazione del veicolo stesso, dall’altro penalizza fortemente il comportamento degli pneumatici in curva, che non riescono più a girare a velocità diverse e, quindi, peggiora la capacità direzionale del veicolo dandogli un comportamento sottosterzante.

La soluzione di compromesso tra il differenziale classico “aperto” e quello “bloccato” è il differenziale “autobloccante” o “a slittamento limitato”.

Il differenziale autobloccante è un particolare meccanismo nel quale la differenza di coppia fra i due rami uscenti può essere limitata entro valori prefissati. Si definisce come valore di bloccaggio “b” di un differenziale, la massima differenza percentuale di coppia (riferita alla coppia entrante) che può esistere fra i due alberi di uscita, senza che vi sia rotazione relativa; la differenza di coppia è detta “coppia di bloccaggio”. Il valore di bloccaggio espresso in percentuale è dato dalla seguente relazione:

$$b = \frac{M_2 - M_1}{M_1 + M_2} = \frac{\text{differenze delle coppie fra i due rami uscenti}}{\text{somma delle coppie fra i due rami uscenti}} \cdot 100$$

La definizione di “autobloccante” è attribuita ai differenziali nei quali il coefficiente di bloccaggio è determinato dalle proprietà meccaniche del sistema; il nome di differenziale “controllato” è attribuito, invece, a meccanismi nei quali la coppia di bloccaggio è determinata da una frizione controllata esternamente, ad esempio in modo elettronico.

Capitolo 4: Cambi di velocità

Il cambio rappresenta la sezione della trasmissione dedicata alla variazione dei rapporti di marcia avente lo scopo di mantenere il numero di giri del motore tra due valori corrispondenti alla coppia massima e alla potenza massima. Esso può essere costituito da rotismi ordinari ad asse fisso od epicicloidali. L'azionamento degli innesti può avvenire in modo manuale, semiautomatico (mediante l'assistenza di servomezzi) oppure in modo totalmente automatico.

La classificazione delle trasmissioni di potenza in base alla tipologia di cambio si può suddividere in:

- **trasmissioni manuali:** comprendono i cambi manuali non sincronizzati, i cambi manuali sincronizzati e i cambi manuali ad innesti frontali (anche detti cambi sequenziali);
- **trasmissioni automatiche:** comprendono le trasmissioni automatiche (a rotismi epicicloidali) e le trasmissioni a variazione continua del rapporto (CVT meccaniche ad esempio);
- **trasmissioni semiautomatiche:** comprendono le trasmissioni automatizzate (cambi robotizzati, cambi a doppia frizione e cambi ad innesti continui) e le trasmissioni semiautomatiche (cambi manumatic).

4.1 Trasmissioni Manuali

La trasmissione manuale è nota solitamente come cambio ad ingranaggi ad n-rapporti in cui l'innesto e il disinnesto della frizione e il processo di selezione ed innesto delle marce si svolge con il solo contributo energetico del guidatore. Dunque, i comandi esterni che il guidatore deve gestire sono la frizione e la leva del cambio. La frizione permette, se disinnestata, di separare la trasmissione del moto tra l'albero motore da quello di ingresso al cambio, mentre, la leva del cambio permette di selezionare ed innestare la marcia desiderata. Nelle trasmissioni manuali solitamente le ruote dentate sono di forma cilindrica con denti elicoidali per motivi di silenziosità di funzionamento e per la riduzione dell'ingombro a parità di carichi da sopportare. Per permettere durante il cambio della marcia l'intercambiabilità tra le varie coppie di ruote dentate in presa adiacenti tra loro, negli autoveicoli più moderni si utilizzano i "sincronizzatori". In base alla presenza o meno dei sincronizzatori le trasmissioni manuali possono essere divise in:

- cambi manuali non sincronizzati
- cambi manuali sincronizzati
- cambi manuali ad innesti frontali o sequenziali

4.1.1 Cambi manuali non sincronizzati

Nelle prime automobili il cambio era costituito da ingranaggi non sincronizzati e le ruote dentate non erano permanentemente ingranate come avviene nei cambi moderni. Esse venivano spostate dal

guidatore mediante i comandi esterni (frizione e leva del cambio) ed era richiesta una buona preparazione e sensibilità al guidatore stesso per capire quando gli ingranaggi stavano ruotando alla giusta velocità per permettere l'inserimento della marcia. In caso contrario le ruote dentate "grattavano" rumorosamente e l'innesto non avveniva. Per evitare la "grattata" e quindi rovinare il cambio dell'automobile gli innesti delle marce potevano avvenire solamente quando la velocità relativa tra le ruote dentate era molto basso o nulla. Per velocizzare o semplicemente rendere possibile questo veniva utilizzata la tecnica del doppio disinnesto (anche nota come "doppietta") che poteva essere "ascendente" (per i passaggi a marce superiori) e "discendente" (per i passaggi a marce inferiori). Nel caso della "doppietta ascendente" si premeva il pedale della frizione e si rilasciava il pedale dell'acceleratore per poi mettere in folle la leva del cambio e subito dopo togliere il pedale della frizione, poi, si azionava di nuovo la frizione cercando di abbassare un po' il regime del motore e si procedeva all'inserimento della marcia superiore. Nel caso della "doppietta discendente" si premeva il pedale della frizione e si rilasciava il pedale dell'acceleratore per poi mettere in folle la leva del cambio e subito dopo togliere il pedale della frizione, poi, si accelerava per far alzare un po' i giri del motore e azionando di nuovo la frizione si procedeva all'inserimento della marcia inferiore. I cambi manuali senza sincronizzatore non sono più utilizzati e si possono trovare, ormai, solamente nelle "auto d'epoca".

4.1.2 Cambi manuali sincronizzati

In questa tipologia di cambi manuali, vengono inseriti i sincronizzatori consentendo, al momento di innestare la marcia, che la velocità periferica delle ruote dentate che debbono ingranare tra loro sia la stessa in maniera tale da evitare i "grattamenti" e provocare, oltre al fastidioso rumore, usura e danneggiamenti ai denti delle ruote. Per effettuare il perfetto ingranamento di due ruote dentate, il manicotto (spinto dalla forcella del selettore azionata a sua volta dalla leva del cambio) scorre verso la ruota dentata che ruota sulla boccola; il sincronizzatore, quindi, viene spinto verso la ruota dentata e ne accelera o ne diminuisce la velocità di rotazione fino a fargli raggiungere la velocità di rotazione dell'albero su cui sono calettate le ruote dentate delle marce poiché all'interno del sincronizzatore è presente il mozzo solidale con l'albero stesso. Nella figura sotto vengono riportate tutte le componenti che entrano in gioco per portare una ruota dentata alla stessa velocità di rotazione dell'albero.

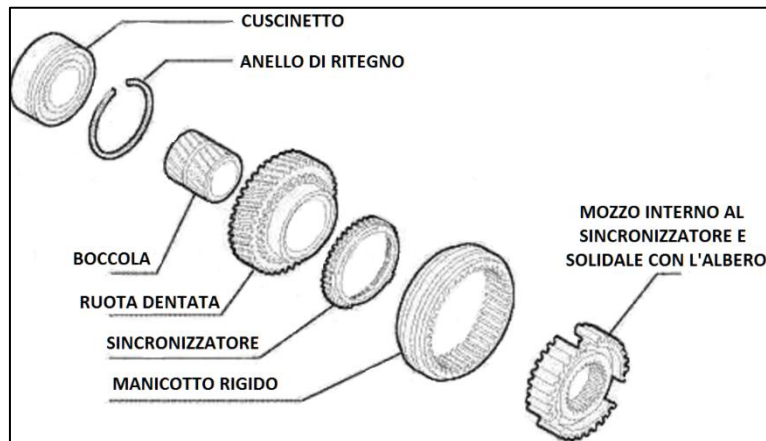


Figura 60 – Funzionamento del sincronizzatore

Le configurazioni dei cambi manuali sincronizzati che si possono presentare sono:

- cambi ad un solo salto, od in cascata (single stage)
- cambi a due salti, od a contralbero (dual stage)
- cambi a più salti, od a più contralberi (multistage)

Questa tipologia di cambi presenta solitamente da quattro a sei rapporti e nella figura sotto vengono riportati gli esempi delle tre configurazioni per un cambio manuale sincronizzato a 4 rapporti.

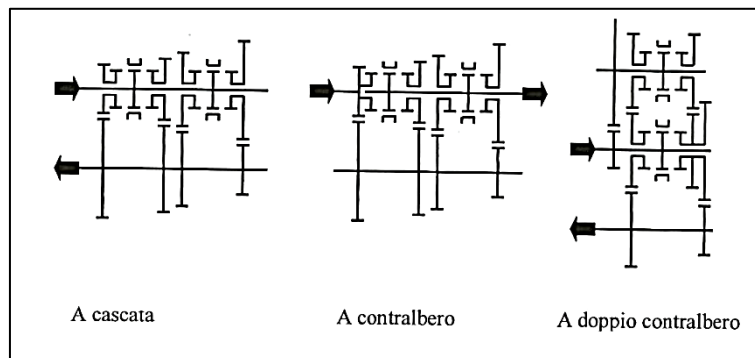


Figura 61 – Schemi di un cambio a quattro marce nelle tre varianti: in cascata, a contralbero e a doppio contralbero

Nella rappresentazione schematica adottata nella figura sopra, ogni ruota è rappresentata mediante un segmento, di dimensioni proporzionali al diametro primitivo dell'ingranaggio, terminato da due tratti orizzontali, a simboleggiare la larghezza dei denti. Se il segmento, che rappresenta la ruota è interrotto in corrispondenza dell'albero significa che la ruota è folle; viceversa, se esso interseca l'albero significa che la ruota è solidale all'albero. I mozzi di innesto sono rappresentati con le stesse regole, mentre il manicotto scorrevole è simboleggiato da due segmenti orizzontali. Le frecce indicano l'ingresso e l'uscita del moto.

I **cambi in cascata** sono impiegati nelle vetture in cui il motore ed il cambio sono integrati con l'assale motore. Questa situazione vale sia per le vetture con motore e trazione anteriori e le vetture con motore e trazione posteriori; ciò vale sia per il motore in posizione trasversale, sia in posizione

longitudinale. Solitamente in queste situazioni, la riduzione finale e, quindi, il differenziale sono integrati con il cambio.

I **cambi a contralbero** sono impiegati nelle vetture con motore anteriore longitudinale e con trazione posteriore. In questo caso la riduzione finale non è integrata con il cambio ma è collegata ad esso attraverso un albero di trasmissione.

I **cambi a doppio contralbero** sono impiegati quando si vuole un cambio con dimensioni più ridotte e può essere il caso di motore anteriore dotato di più di quattro cilindri in linea e trazione anteriore.

Inoltre è importante definire “il piano di selezione della leva del cambio” ovvero il piano ideale sul quale deve muoversi il pomello del cambio per poter innestare una data marcia. Le situazioni che si presentano più frequentemente sono le seguenti:

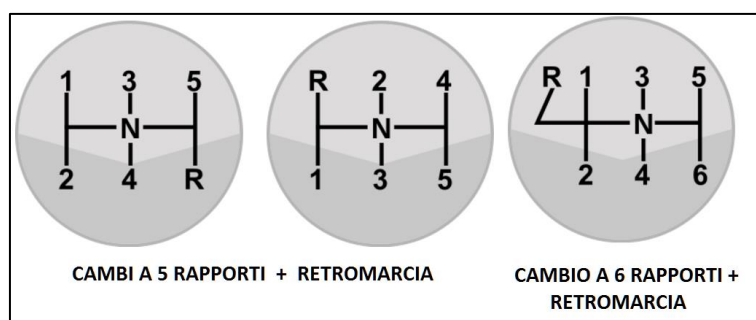


Figura 62 – Varie rappresentazioni dei piani ideali su cui muovere il pomello per innestare una marcia

Una delle tipologie di cambio manuale sincronizzato più utilizzata è quella a 5 rapporti più la retromarcia con schematizzazione “a cascata” (tipica delle vetture in cui il motore ed il cambio sono integrati con l’assale motore).

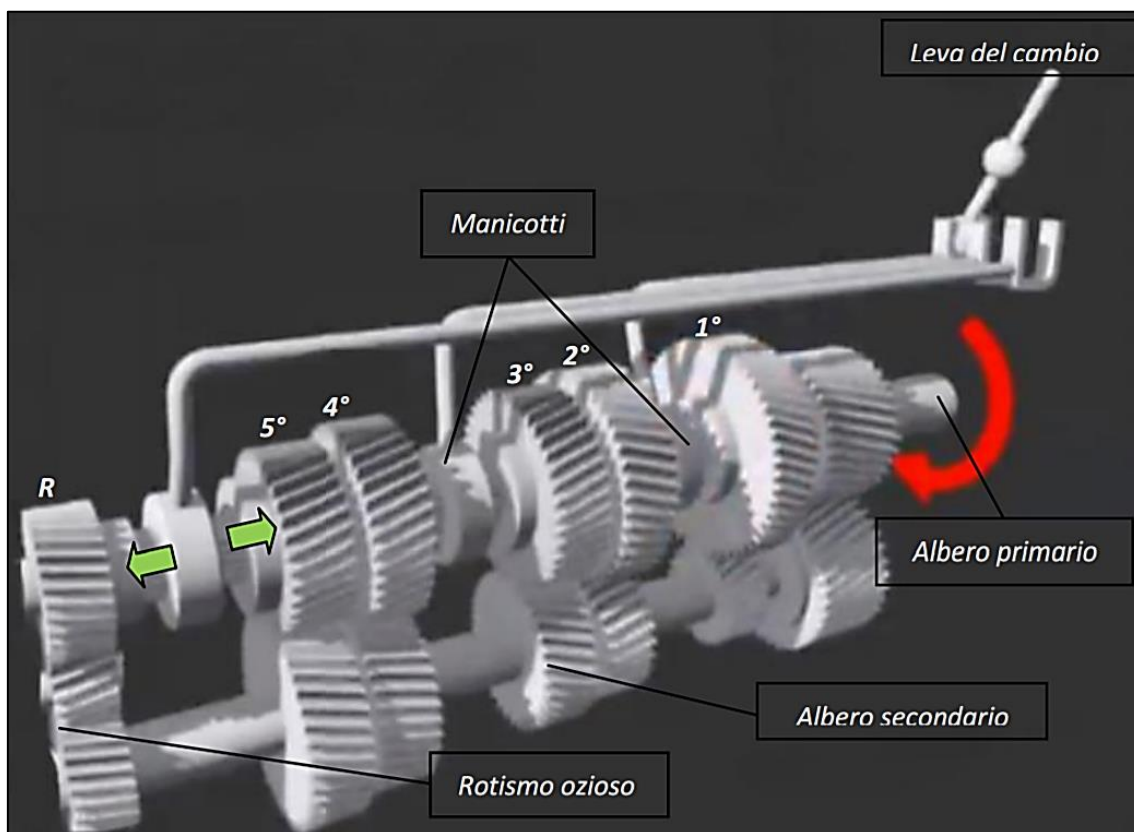


Figura 63 – Esempio di un cambio in cascata a 5 rapporti più la retromarcia

In questa tipologia di cambio sull'albero primario oltre alla frizione sono calettati, in folle, cinque ingranaggi di diverse dimensioni. Con il termine “calettati in folle” si intende che tra il primo treno di ingranaggi e l'albero primario sono posti dei cuscinetti (bronzine o rullini) che permettono alle due parti di non essere vincolate nella rotazione; quindi, mentre l'albero primario gira con una certa velocità di rotazione, gli ingranaggi ad esso calettati possono essere fermi o ruotare a velocità differenti. Tra due ingranaggi adiacenti è montato un manicotto che, al contrario degli ingranaggi ruota solidale con l'albero primario e, grazie ad una particolare scanalatura dell'albero, è libero di spostarsi longitudinalmente su quest'ultimo fino ad "ingrinarsi" con la dentatura che sporge dalle facce laterali delle ruote dentate fra cui è posto. Ogni manicotto è comandato, tramite un'apposita forcella ed una serie di rinvii e di cavi, dalla leva del cambio. Ogni ruota dentata dell'albero primario è sempre in presa (in altre parole, "ingrana") con una corrispettiva calettata sull'albero secondario che ha il compito di portare il moto in uscita dal cambio. Inoltre è presente un rotismo ozioso che permette, grazie alle tre ruote dentate disposte in serie, di avere un moto in uscita equiverso rispetto a quello entrante.

L'altra tipologia dei più comuni cambi manuali sincronizzati è quella a 5 rapporti più la retromarcia con schematizzazione “a contralbero” (tipica delle vetture con motore anteriore longitudinale e trazione posteriore) e contiene:

- **albero primario:** collegato al motore tramite la frizione e all'albero ausiliario tramite una coppia di ruote dentate sempre in presa;
- **albero ausiliario (anche detto contralbero):** collegato all'albero primario mediante un ingranaggio sempre in presa e all'albero secondario tramite ingranaggi in numero uguale al numero delle marce;
- **albero secondario:** su di esso sono disposte le ruote dentate delle marce che lo collegano all'albero ausiliario ed è collegato all'albero di trasmissione (presente poiché si sta considerando una schematizzazione a contralberi tipica delle vetture a motore anteriore longitudinale e trazione posteriore) mediante un giunto.
- **rotismo ozioso della retromarcia:** realizzato mediante tre ruote dentate in serie consente di avere un moto in uscita equiverso rispetto a quello entrante;
- **ingranaggi:** coppia di ruote dentate cilindriche a denti dritti o elicoidali; permettono di variare il rapporto di trasmissione tra l'albero primario (collegato al motore tramite la frizione) e l'albero secondario (collegato all'albero di trasmissione mediante un giunto);
- **leva di comando:** situata nell'abitacolo permette, tramite leve ed articolazioni, di selezionare i rapporti di trasmissione (marce).

Nella figura sotto vengono riportati tutti gli elementi sopra citati.

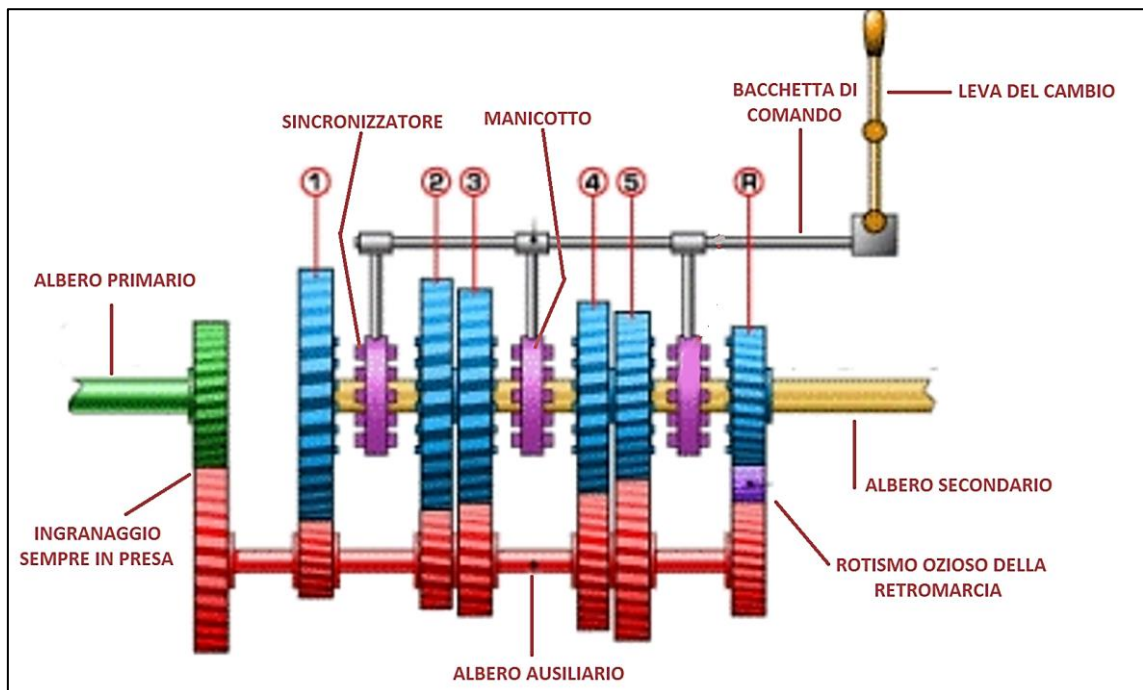


Figura 64 – Esempio di un cambio a contralbero a 5 rapporti più la retromarcia

Nella tipologia di cambi manuali sincronizzati di tipo “a contralbero”, quindi, l'albero primario prende il movimento dal motore e muove, tramite una coppia di ruote dentate sempre in presa, l'albero ausiliario sul quale sono presenti un numero di ruote dentate pari al numero di marce. Ogni ruota

dentata dell'ausiliario muove la corrispondente ruota dentata dell'albero secondario quando viene inserita la marcia tramite la leva del cambio. La leva, tramite la bacchetta di comando, provoca l'innesto dell'ingranaggio corrispondente alla marcia selezionata. A marcia inserita, l'albero ausiliario muove il secondario che trasmette il movimento alle ruote tramite l'albero di trasmissione, il riduttore finale, il differenziale e i semiassi.

4.1.3 Cambi manuali ad innesti frontali o cambi sequenziali

Il cambio manuale ad innesti frontali o anche noto come cambio sequenziale ha una leva che si aziona in due direzioni, tipicamente “avanti” e “dietro” grazie alla quale si sale o si scende da una marcia all'altra. Tra le due alternative è presente un punto intermedio interessato dalla posizione di folle. In molti casi la leva si divide in due “paddles” (palette) poste dietro il volante. Questa tipologia di cambi consente, quindi, al conducente di selezionare solamente la marcia immediatamente superiore o inferiore a quella presente; per questo motivo sono comunemente predisposti sui motoveicoli. Invece, nelle autovetture vengono utilizzate quasi esclusivamente in quelle da competizione grazie alla capacità di realizzare variazioni di marcia in tempi estremamente rapidi, incrementando le prestazioni di guida.

4.2 Trasmissioni Automatiche

La trasmissione automatica, nota più comunemente come cambio automatico, è una tipologia di trasmissione in grado di variare automaticamente i rapporti a seconda del moto del veicolo, svincolando il conducente dalla necessità di variare manualmente il rapporto di trasmissione. A seconda della loro capacità di variare il rapporto di trasmissione, i cambi automatici si possono suddividere in due categorie:

- **cambi automatici discreti:** in cui il numero di rapporti di trasmissione disponibili è limitato analogamente a quanto avviene nei cambi manuali
- **cambi automatici continui:** i quali dispongono di un numero infinito di rapporti compresi fra due valori limite.

4.2.1 Cambi automatici discreti

I cambi automatici sono detti a “rapporti discreti” o semplicemente “discreti” quando il numero dei rapporti è limitato, analogamente a quanto avviene nei cambi manuali. Il numero totale dei rapporti è difficilmente superiore a sei, in considerazione della notevole complessità dei dispositivi d'innesto di ogni rapporto. Bisogna osservare che nei cambi automatici dotati di convertitore di coppia, quest'ultimo va a sostituire il rapporto della marcia più corta e quindi riduce di un'unità, rispetto ad un cambio manuale corrispondente, il numero totale di rapporti. Pertanto, ad esempio, un cambio automatico con convertitore di coppia, a cinque rapporti, può essere considerato come equivalente,

nel suo impiego, ad un cambio con frizione a sei rapporti. I rotismi impiegati nei cambi discreti sono riconducibili a due categorie:

- rotismi formati da ruote con asse di rotazione fisso, in tutto simili a quelli adottati nei cambi manuali: la soluzione è particolarmente semplice, ma poco impiegata, soprattutto nei cambi automatici di tipo “power-shift”, per l’ingombro delle frizioni da prevedersi per ogni rapporto;
- rotismi epicicloidali, di varie configurazioni, che in associazione a frizioni e freni, possono realizzare vari rapporti, con e senza inversione del moto, con la caratteristica di presentare sempre alberi di ingresso e di uscita coassiali.

Cambi automatici a rotismi epicicloidali

La tipologia più diffusa di cambi automatici discreti è quella a rotismi epicicloidali. In questa tipologia di cambio un gruppo di rotismi epicicloidali disposti in serie consentono di realizzare ciascuno una variazione di rapporto di trasmissione mediante l’intervento di freni che agiscono, a seconda dei casi, sulla corona, sul pignone centrale o sul porta-satelliti e, talvolta, mediante l’uso di frizioni (solitamente multidisco a bagno d’olio) che rendono solidali tra loro due di questi tre elementi. Il comando automatico della cambiata viene realizzato di solito sfruttando la pressione in un circuito idraulico azionato da una centralina elettronica che rileva il numero di giri del motore, la parzializzazione della carburazione e il carico sopportato. Il fatto di disporre più rotismi epicicloidali in serie serve per ottenere un maggior numero di rapporti. L’automazione del cambio richiede l’uso di un dispositivo di avviamento in grado di realizzare un innesto graduale, quando non si può contare sull’impiego della sensibilità del conducente; per questo motivo i cambi automatici discreti a rotismi epicicloidali presentano un convertitore di coppia. Il convertitore congiunge il motore e l’ingresso del cambio, garantendo gli innesti e, parzialmente, la demoltiplicazione. Questo dispositivo fino ad un certo valore di scorrimento permette di moltiplicare la coppia in ingresso, infatti una bassa coppia motrice ed un alto numero di giri dell’albero in ingresso al convertitore di coppia vengono trasformati in un’elevata coppia ed un basso numero di giri all’albero in uscita dal convertitore. A causa della presenza del convertitore di coppia e ad un maggiore ingombro (quindi ad un maggiore peso), il cambio automatico in generale presenta una minore efficienza rispetto ad un cambio manuale. Per ovviare in parte al valore scadente del rendimento meccanico del convertitore di coppia quando la velocità angolare della pompa e della turbina sono poco diverse tra loro, viene inserita la frizione di “lock-up” che permette di connettere rigidamente le due giranti, trasformando così il convertitore di coppia in un giunto rigido. Tuttavia, questa tipologia di cambi, essendo molto fluida nelle fasi di partenza e di innesto dei rapporti, presenta notevoli vantaggi dal punto di vista del comfort oltre a quelli di gestione della guida da parte del conducente trattandosi di un cambio automatico.

4.2.2 Cambi automatici continui o CVT (*Continuously Variable Transmission*)

I cambi CVT (*Continuously Variable Transmission*) o cambi automatici a variazione continua del rapporto dispongono di un numero infinito di rapporti, compresi tra due valori limite. Un importante parametro di progetto di questi cambi è la cosiddetta “apertura”, che esprime il quoziente fra il rapporto di trasmissione più corto e quello più lungo, fra quelli realizzabili. Nel dimensionare l’apertura del cambio continuo, si deve tener presente che essa deve essere uguale a quella che si sceglierebbe per un cambio automatico discreto applicato alla stessa vettura. Nei cambi CVT la manovra di cambio del rapporto è, per definizione, di tipo “power-shift”.

Cambi CVT a cinghia

La più diffusa tipologia di cambi CVT è quella a cinghia; essi sono costituiti da due pulegge a diametro variabile formate da due coni (semipulegge) molto schiacciati affacciati per la base minore. L’avvicinamento o l’allontanamento della semipuleggia mobile da quella fissa può essere effettuato mediante un dispositivo meccanico od un cilindro controllato da attuatori idraulici (a loro volta gestiti da una centralina elettronica) che consente di variare il rapporto di trasmissione, modificando il diametro apparente su cui si avvolge la cinghia. Allontanando la semipuleggia mobile da quella fissa la gola nella quale è inserita la cinghia si allarga; di conseguenza quest’ultima va a lavorare in una posizione più vicina all’asse di rotazione. Diminuisce, quindi, il diametro utile della puleggia dato che il raggio di avvolgimento della cinghia diventa minore. Quando la semipuleggia mobile viene avvicinata a quella fissa avviene il contrario; la gola si stringe, la cinghia lavora in posizione più esterna e il diametro utile aumenta. La lunghezza della cinghia non varia e quindi ad una data diminuzione del diametro utile di una puleggia deve corrispondere un proporzionale aumento del diametro dell’altra. Il rapporto di trasmissione diventa più corto riducendo il diametro utile della puleggia conduttrice (e contemporaneamente aumentando quello della puleggia condotta). Facendo il contrario esso invece si allunga; è come se si innestassero in sequenza tante marce sempre più alte, senza alcuno “stacco” tra una e l’altra. Il controllo automatico nel più semplice dei casi può essere affidato a un dispositivo a masse centrifughe. Per la partenza e per consentire al veicolo di rimanere fermo ma con il motore in funzione, occorre una frizione, anch’essa a funzionamento automatico. Le cinghie dei cambi CVT con pulegge a diametro variabile utilizzati sugli autoveicoli sono costituiti da due anelli (ognuno dei quali è formato da più nastri di acciaio sovrapposti) e da una serie di alcune centinaia di piastrine trasversali dalla particolare conformazione. Queste ultime, anch’esse in acciaio, trasmettono il moto da una puleggia all’altra lavorando a compressione. Nella figura sotto sono riportati tre esempi di cambio CVT a cinghia.

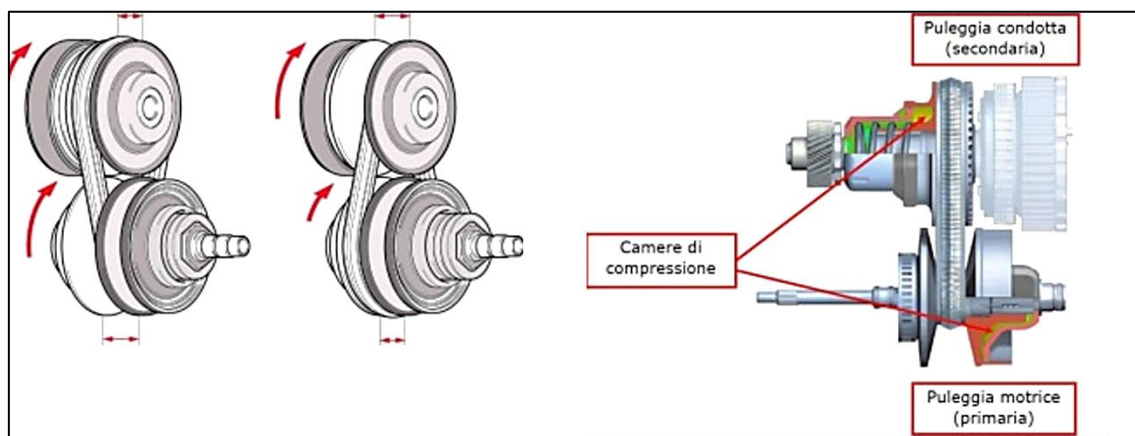


Figura 65 – Tre esempi di cambio CVT (Continuously Variable Transmission) a cinghia

Con i cambi CVT o cambi automatici a variazione continua del rapporto, il motore lavora sempre a regimi ideali; questo si traduce, teoricamente, in una riduzione dei consumi e delle emissioni.

4.3 Trasmissioni Semiautomatiche

Tra le trasmissioni semiautomatiche rientrano sia i cambi automatizzati che quelli semiautomatici. I cambi semiautomatici possono funzionare sia come un convenzionale cambio automatico sia come un cambio manuale, offrendo al conducente un metodo per escludere manualmente le variazioni di rapporto automatiche. I cambi automatizzati, pur facendo parte delle trasmissioni semiautomatiche per il fatto che hanno un asservimento elettro-idraulico che automatizza i comandi della frizione e della leva del cambio, derivano costruttivamente da quelli manuali e si differenziano da quelli semiautomatici poiché presentano un sistema di controllo sufficientemente evoluto da consentire tutte le funzioni di automazione.

4.3.1 Cambi automatizzati

I cambi automatizzati non realizzano una variazione automatica della marcia, ma impiegano un sistema simile a quello manuale in cui è stato eliminato l'innesto della frizione. La frizione non necessita dell'intervento umano ed è azionata da apparecchiature elettroniche così da modulare e ottimizzare il tempo e la velocità di cambiata. Con il progresso tecnologico e soprattutto con l'avvento dell'elettronica nel settore automobilistico, sono stati realizzati diversi tipi di cambi automatizzati a controllo computerizzato, dove in genere il comando di cambio marcia è composto da una leva o da palette (paddles) poste sul volante.

Le principali tipologie di cambi automatizzati più utilizzati sono i cambi robotizzati e i DCT (Dual Clutch Transmission) ovvero i cambi a doppia frizione.

Cambi Robotizzati

Il cambio robotizzato fu introdotto per la prima volta nella Ferrari 640 F1, la vettura della Scuderia Ferrari che corse il campionato del 1989. Il cambio robotizzato è un normale cambio manuale in cui

gli innesti delle marce, oltre al controllo della frizione, vengono svolti da attuatori elettroidraulici comandati da un'apposita centralina elettronica di controllo del cambio in base a diversi parametri tra cui la velocità e il numero di giri del motore. Generalmente con questi cambi è anche possibile una selezione manuale della marcia tramite leva o, se la vettura ne è dotata, tramite paddles al volante. Dunque, la trasmissione robotizzata è associata in genere ad una duplice modalità di funzionamento: manuale o automatica. Nella modalità completamente automatica, la centralina si fa carico anche delle scelte dei cambi di rapporto, mentre nella modalità manuale è il conducente che sceglie il rapporto da inserire. La “robotizzazione” viene effettuata esclusivamente su cambi manuali sincronizzati o sequenziali. Il vantaggio di questa tipologia di trasmissione semiautomatica sono i bassi consumi per il fatto che la base di partenza di questa tipologia di cambi è un semplice e leggero cambio manuale. Nella figura sotto sono riportati i comandi di robotizzazione del cambio.

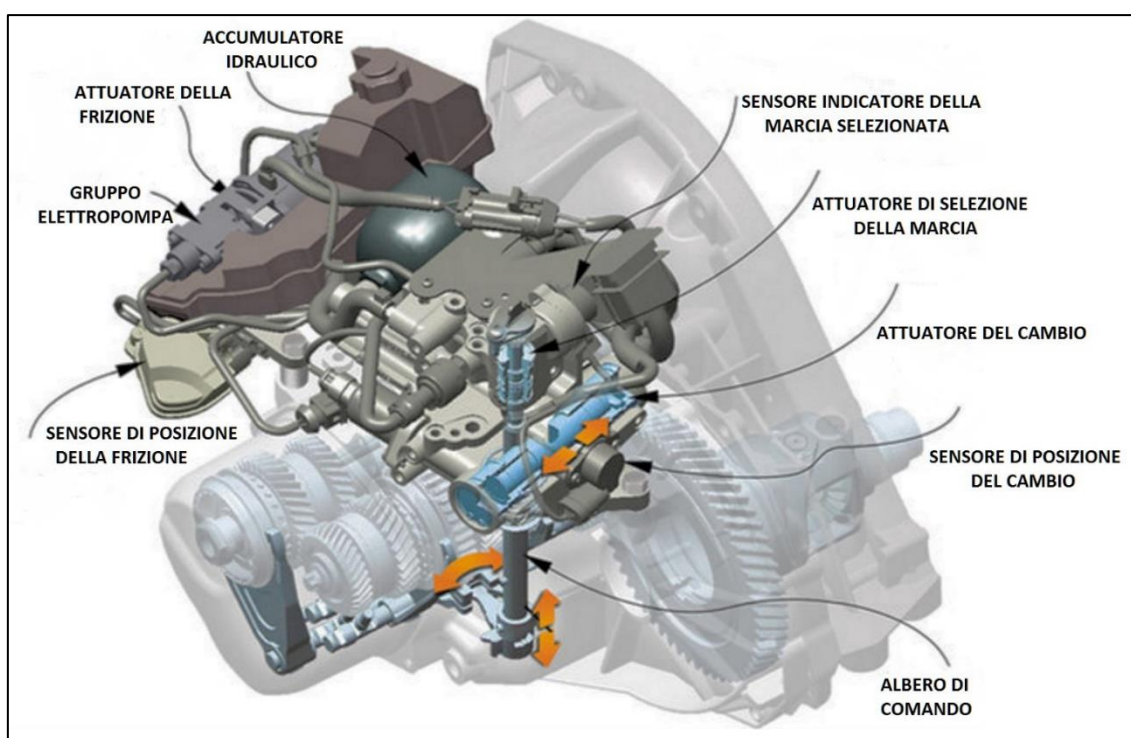


Figura 66 – Comandi di un cambio robotizzato

Cambi a doppia frizione (DCT)

I cambi DCT (Dual Clutch Transmission) o cambi a doppia frizione sono cambi nati per combinare l'efficienza dei cambi manuali con la comodità dei cambi automatici in un nuovo tipo di cambio. Dai cambi automatici con convertitore di coppia hanno ripreso il vantaggio di poter cambiare marcia sotto carico, quindi, i cambi a doppia frizione sono cambi di tipo power-shift, cioè, si può cambiare marcia senza che vi sia interruzione di potenza e, dunque, di coppia motrice. In questa tipologia di cambi, quindi, non è presente il convertitore di coppia a causa delle perdite di efficienza che quest'ultimo comporta nei cambi automatici rispetto ad un cambio manuale. Il primo cambio a doppia frizione fu il PDK (Porsche Doppel Kupplung) utilizzato per la prima volta sulla Porsche 956 e introdotto sulle

vetture commerciali con il nome DSG (Direct Shift Gearbox) dalla Volkswagen nel 2003 sul modello Golf R 32. In commercio questo cambio viene chiamato in maniera differente in base alla casa costruttrice, come ad esempio: S-Tronic (Audi), PowerShift (Ford), SpeedShift (Mercedes-Benz). Il sistema a doppia frizione è costituito da tre componenti principali: il volano a doppia (DMF o Dual Mass Flywheel), la doppia frizione (le quali possono essere a secco o a dischi multipli a bagno d'olio) e il sistema d'innesto.

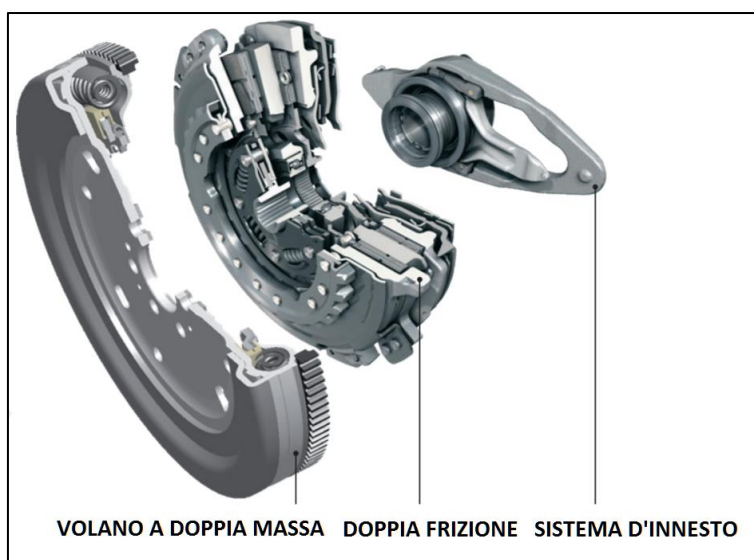


Figura 67 – Esempio di un volano a doppia massa

Il volano a doppia massa è costituito da un lato primario e da un lato secondario; il lato secondario non è progettato come una massa del volano ma ha la forma di una flangia e serve solamente come collegamento tra la massa primaria e la doppia frizione.

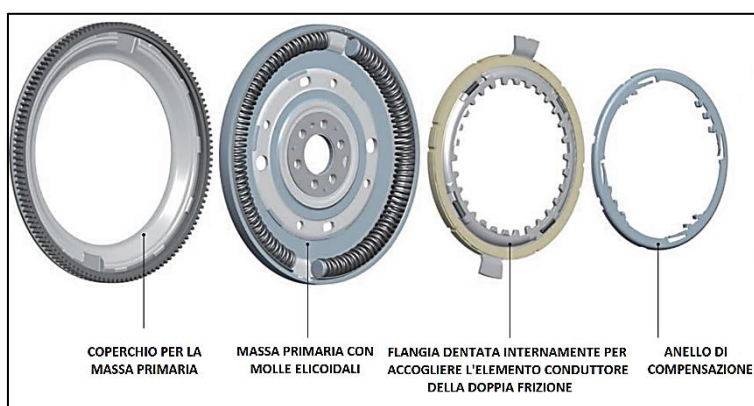


Figura 68 – Componenti di un volano a doppia massa

Il nucleo della doppia frizione è costituito da una “piastra centrale” che presenta due superfici di attrito e su ciascun lato è posizionato un disco della frizione con relativo spingidisco. La piastra centrale è fissata all'albero cavo mediante un cuscinetto di supporto. Nella figura sotto vengono riportati gli elementi che compongono una doppia frizione a secco.



Figura 69 – Elementi costituenti una doppia frizione a secco

Il sistema d'innesto della doppia frizione a secco è riportato in figura sotto.

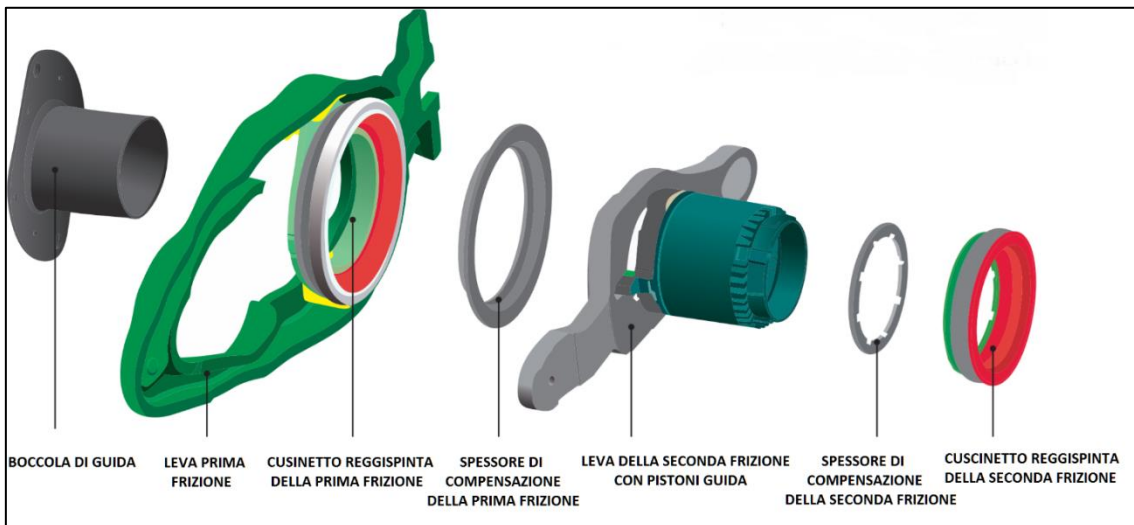


Figura 70 – Sistema di innesto della doppia frizione a secco

Nella figura sotto riportata viene riportato lo schema di un cambio robotizzato a doppia frizione a 7 rapporti più la retromarcia.

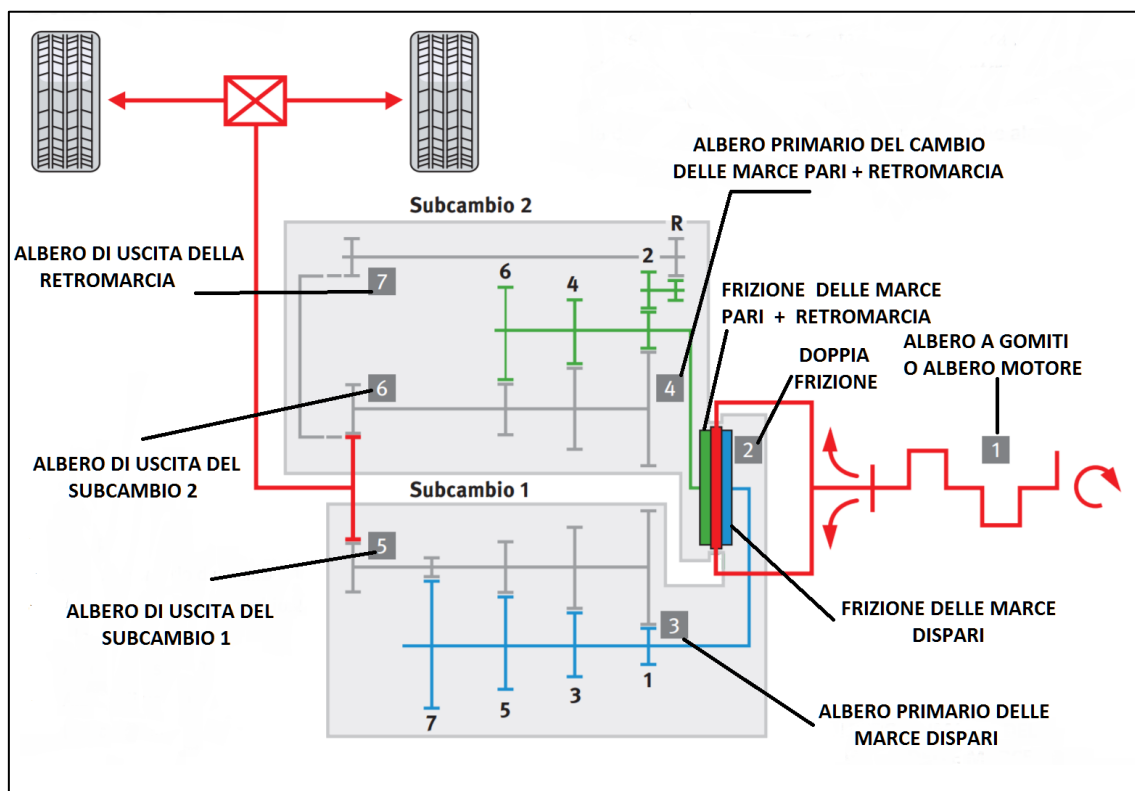


Figura 71 – Schema di un cambio robotizzato a doppia frizione a 7 rapporti più la retromarcia

I cambi robotizzati a doppia frizione sfruttano la presenza di due frizioni (o a secco o multidisco a bagno d'olio) per collegare il motore agli alberi su cui sono installati gli ingranaggi dei vari rapporti del cambio. Questa tecnologia funziona grazie a due alberi coassiali (uno interno pieno ed uno esterno cavo) che sono collegati rispettivamente alle due frizioni. Su uno degli alberi vengono montate le ruote dentate dei rapporti dispari, mentre sull'altro sono presenti quelle pari. La retromarcia è montata su uno dei due alberi ed è dotata di un ulteriore albero per l'inversione del senso di rotazione. Gli alberi ruotano contemporaneamente, ma solo uno dei due, quello che di volta in volta è collegato alla frizione che in quel momento è "innestata", trasmette la potenza del motore ad uno dei due alberi di uscita (paralleli tra loro, uno per i rapporti pari e l'altro per quelli dispari). Contemporaneamente il selettore automatico inizia a inserire il rapporto successivo in base alle indicazioni della centralina elettronica. La cambiata vera e propria, poi, consiste nel disinnesto della prima frizione e successivo innesto della seconda, fenomeno che avviene in tempi decisamente rapidi dell'ordine di 40 millisecondi. Con un procedimento analogo vengono poi inseriti tutti gli altri rapporti. Il cambio a doppia frizione può funzionare sia in modalità totalmente automatica, in cui l'unità meccatronica di controllo sceglie il rapporto da inserire, sia in modalità sequenziale, dove il guidatore decide di salire o scendere con i rapporti tramite leva del cambio paddles sul volante. L'unità meccatronica è costituita da una centralina elettronica, sensori e una centralina elettroidraulica che rappresenta il meccanismo di azionamento e consente alle frizioni e alle forcelle del cambio di svolgere la loro funzione in una finestra temporale definita. Il vantaggio principale di un cambio DCT risiede nel fatto di poter

sdoppiare i compiti della trasmissione, distribuendoli sulle due coppie di frizioni e alberi, consentendo di avere tempi di cambiata molto più brevi di un cambio tradizionale; infatti è come se ci fossero due cambi di cui uno è in funzione e l'altro sempre pronto a prendere istantaneamente il suo posto, con il flusso di potenza che alternativamente, a seconda della marcia inserita, scorre da un lato all'altro. In termini di prestazioni garantisce, quindi, accelerazioni più rapide rispetto ad un cambio automatico e un comfort maggiore rispetto ad un cambio manuale poiché la cambiata può essere considerata senza interruzione di coppia motrice (anche se effettivamente, durante il disinnesto della prima frizione e l'innesto della seconda si notano delle piccole variazioni di coppia motrice). Questa tipologia di cambio presenta, soprattutto rispetto ad un cambio manuale, una maggiore complessità tecnica e costruttiva che si traduce in un peso più elevato ed una maggiore difficoltà di intervento in caso di manutenzione oltre ad un costo più elevato del cambio stesso.

4.3.2 Cambi semiautomatici

Un cambio semiautomatico funziona come un convenzionale cambio automatico in cui al conducente è offerta la possibilità di escludere manualmente le variazioni di rapporto automatiche. Tale tipologia di cambio prende anche il nome di “Manumatic” perché consiste in un cambio automatico funzionante sia in modalità automatica che manuale. Fu introdotto sul mercato dall'Audi con il nome “Tiptronic” e consiste in un cambio automatico per il fatto che presenta il convertitore di coppia; è funzionante anche in modalità manuale grazie al fatto che i rapporti possono essere selezionati dal guidatore mediante leva del cambio o paddles al volante. Solitamente, anche nell'opzione di guida manuale la partenza da fermo avviene in modo automatico e per il passaggio alla marcia successiva la trasmissione attende il comando di cambio marcia da parte dell'utente; in decelerazione, invece, la trasmissione esegue automaticamente il passaggio alla marcia inferiore (“scalata”) quando il regime del motore è vicino alla velocità di “tick-over” o al minimo. Questa tipologia di cambio, adottando un convertitore di coppia, migliora il comfort ma consuma più carburante sia rispetto ad un cambio manuale che ad uno automatizzato.

Capitolo 5: Tipologia di autobus e rapporto di trasmissione

5.1 Classificazione degli autobus

Gli autoveicoli da trasporto, si possono classificare secondo la Direttiva 70/156/CEE in:

- autoveicoli per il trasporto di persone contraddistinti dalla sigla M;
- autoveicoli per il trasporto di merci contraddistinti dalla sigla N;
- rimorchi contraddistinti dalla sigla O.

Gli autoveicoli contraddistinti dalla sigla M sono veicoli a motore progettati e costruiti per il trasporto di persone aventi almeno quattro ruote e si suddividono secondo la Direttiva 70/156/CEE in tre categorie:

- **categoria M1:** veicoli a motore destinati al trasporto di persone con al massimo 8 posti a sedere oltre al sedile del conducente;
- **categoria M2:** veicoli a motore destinati al trasporto di persone con più di 8 posti a sedere oltre al sedile del conducente e massa massima non superiore a 5 tonnellate;
- **categoria M3:** veicoli a motore destinati al trasporto di persone con più di 8 posti a sedere oltre al sedile del conducente e massa massima superiore a 5 tonnellate.

Dunque, i mezzi di trasporto si dividono a loro volta, in due categorie principali: autovetture ed autobus. La distinzione fondamentale tra le due categorie è data dal numero di posti: fino a 9 posti si considerano “autovetture”, oltre 9 posti “autobus”

Un’ulteriore classificazione degli “autobus” per il trasporto di persone è stata aggiunta dalla Direttiva 2001/85/CE:

- autobus per il trasporto di persone con numero di posti superiore a 22 oltre al sedile del conducente:
 - **classe I: veicoli con spazi per passeggeri in piedi**
 - **CA:** autobus ad un piano;
 - **CB:** autobus a due piani;
 - **CC:** autosnodato ad un piano;
 - **CD:** autosnodato a due piani;
 - **CE:** autobus ad un piano con pianala ribassato;
 - **CF:** autobus a due piani con pianale ribassato;
 - **CG:** autosnodato ad un piano con pianale ribassato;
 - **CH:** autosnodato a due piani con pianale ribassato.
 - **classe II: veicoli per il trasporto di passeggeri seduti ed in piedi nel corridoio ed in zona che non superi lo spazio previsto per due doppi sedili**

- **CI:** autobus ad un piano;
- **CJ:** autobus a due piani;
- **CK:** autosnodato ad un piano;
- **CL:** autosnodato a due piani;
- **CM:** autobus ad un piano con pianale ribassato;
- **CN:** autobus a due piani con pianale ribassato;
- **CO:** autosnodato ad un piano con pianale ribassato;
- **CP:** autosnodato a due piani con pianale ribassato.
- **classe III: veicoli costruiti esclusivamente per il trasporto di passeggeri seduti**
 - **CQ:** autobus ad un piano;
 - **CR:** autobus a due piani;
 - **CS:** autosnodato ad un piano;
 - **CT:** autosnodato a due piani.
- autobus per il trasporto di persone con numero di posti inferiore a 22 oltre al sedile del conducente:
 - **classe A: veicoli con sedili e predisposti per passeggeri in piedi**
 - **CU:** autobus ad un piano;
 - **CV:** autobus ad un piano con pianale ribassato;
 - **classe B: veicoli non predisposti per passeggeri in piedi**
 - **CW:** autobus ad un piano;

In Italia il D.M. 18.4.77 classifica gli autobus ad uso pubblico in base alle caratteristiche costruttive nel seguente modo:

- **Minibus:** veicoli a motore destinati al trasporto di persone con più di 9 posti (8 posti a sedere oltre al sedile del conducente) e meno di 16.
- **Autobus:** veicoli a motore destinati al trasporto di persone con più di 16 posti.

Se appositamente allestiti per il trasporto studenti si suddividono in:

- **Miniscuolabus;**
- **Scuolabus.**

Inoltre, in base all'uso, gli autobus ad uso pubblico vengono distinti nelle seguenti categorie:

- **Urbani:** con sedili e spazi destinati ai passeggeri in piedi. Nella classificazione della Direttiva 2001/85/CE sono di tipo A o I;
- **Suburbani:** con sedili, spazi destinati ai passeggeri in piedi e con numero di posti a sedere non inferiore al 40% dei posti totali (35% per gli autosnodati). Nella classificazione della Direttiva 2001/85/CE sono di tipo A o I;

- **Interurbani:** con sedili e passeggeri in piedi su brevi percorsi con fermate ravvicinate e possibilità di trasportare nel corridoio di circolazione (i posti a sedere non devono essere inferiori al 65% dei posti totali, 55% per gli autosnodati). Nella classificazione della Direttiva 2001/85/CE sono di tipo II.
- **Gran Turismo:** non hanno spazi per il trasporto di passeggeri in piedi. Nella classificazione della Direttiva 2001/85/CE sono di tipo B o III.

Per gli “autobus” (cioè, le categorie M1 e M2 secondo la Direttiva 70/156/CEE), in Italia si hanno i seguenti requisiti dimensionali:

- **Lunghezza massima:** pari a 13,50 metri per gli autobus a due assi e 15 metri per gli autobus a tre o più assi;
- **Larghezza massima:** pari a 2,55 metri escluse le sporgenze a revisori mobili;
- **Altezza massima:** pari a 4 metri per tutti gli autobus eccetto quelli in servizio pubblico di linea urbano e suburbano. Per gli autobus in servizio pubblico e suburbano è pari a 4,30 metri, tuttavia, devono circolare obbligatoriamente su itinerari prestabiliti, caratteristica essenziale ed irrinunciabile del servizio di linea).
- **Massa massima:** varia in base alla tipologia di autobus e alla caratteristica della linea. Si hanno i seguenti valori:
 - Autobus a due assi eccetto quelli in servizio di linea urbano e suburbano presentano una massa massima pari a 18 tonnellate;
 - Autobus a due assi in servizio pubblico di linea urbano e suburbano presentano una massa massima pari a 19 tonnellate;
 - Autobus a tre assi presentano una massa massima pari a 25 tonnellate;
 - Autobus a tre assi dotati di asse motore munito di pneumatici gemellati e di sospensioni pneumatiche presentano una massa massima pari a 26 tonnellate;
 - Autobus a quattro o più assi dotati di asse motore munito di pneumatici gemellati e di sospensioni pneumatiche presentano una massa massima pari a 32 tonnellate.

I limiti di velocità degli autobus con massa complessiva a pieno carico fino ad 8 tonnellate, secondo l’art. 142 del Codice della Strada sono i seguenti:

- 50 km/h nei centri urbani;
- 70 km/h nei centri urbani, sulle strade le cui caratteristiche costruttive lo consentano, previa installazione di appositi segnali stradali (D.Lgs. 9/2002)
- 90 km/h sulle strade extraurbane secondarie o locali;
- 110 km/h sulle extraurbane principali;
- 130 km/h sulle autostrade.

I limiti di velocità degli autobus con massa complessiva a pieno carico superiore ad 8 tonnellate, secondo l'art. 142 del Codice della Strada sono i seguenti:

- 80 km/h sulle strade extraurbane secondarie o locali;
- 100 km/h sulle autostrade.

5.2 Tipologia di trasmissione degli autobus

Gli autobus soprattutto in tempi moderni hanno sviluppato una propria architettura della trasmissione in ragione dell'attenzione che si è voluta dare all'accessibilità dei passeggeri al veicolo. Essa è, infatti, anche determinata dalla posizione in altezza della soglia delle porte; quest'esigenza ha portato a differenziare ulteriormente l'architettura della trasmissione degli autobus urbani da quella degli autobus da turismo. Nei primi infatti la facilità di accesso deve essere garantita, senza compromessi, su più porte e l'esigenza di trasporto di passeggeri in piedi non consente l'uso di corridoi interni in forte pendenza o dotati di scalini. Nel caso di autobus urbani, come si può notare nella figura sotto riportata, solitamente la trasmissione ed il motore sono disposti posteriormente, alloggiati sotto l'ultima fila dei sedili.

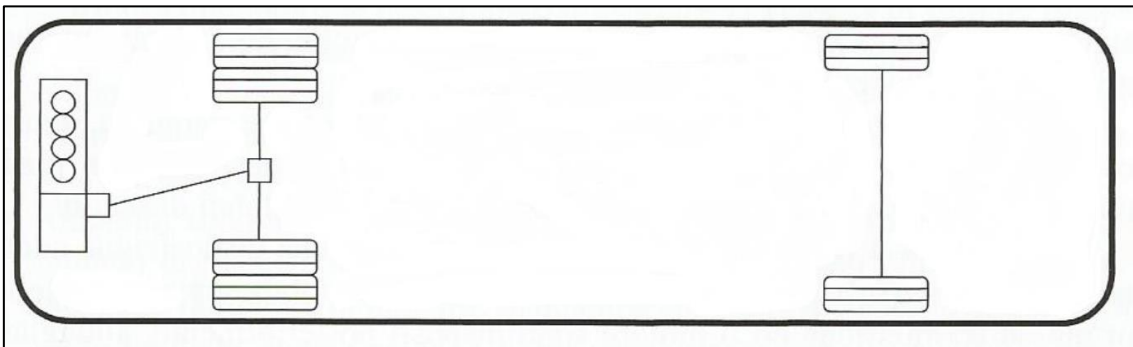


Figura 72 – Layout della disposizione motore/cambio di un autobus urbano

Nella tipologia di autobus urbani sopra raffigurata, per avere una ridotta pendenza nel corridoio interno e prevedere anche la sistemazione di porte nella parte posteriore del veicolo, il pavimento è di conseguenza molto basso e condizionato essenzialmente dall'ingombro degli assali, anch'essi di tipo specifico per soddisfare queste esigenze.

Invece, l'architettura della trasmissione solitamente predisposta negli autobus da turismo è riportata nella figura sotto.

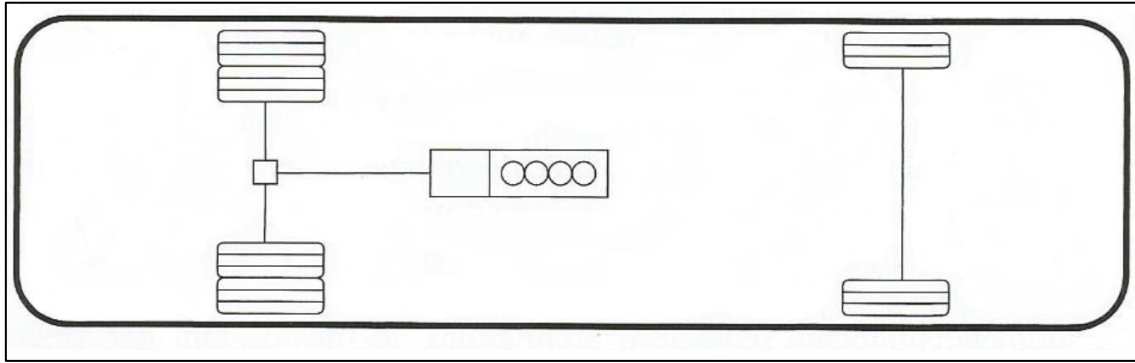


Figura 73 - Figura 72 – Layout della disposizione motore/cambio di un autobus da turismo

Si può notare che gli autobus da turismo, non avendo necessità troppo restringenti in termini di altezza delle soglie come nel caso degli autobus urbani, sono caratterizzati da motore longitudinale centrale e dalla trazione posteriore. Inoltre, poiché in questa tipologia di autobus non è frequente il trasporto di passeggeri in piedi si possono avere pendenze più accentuate dei corridoi interni.

5.3 Rapporto totale di trasmissione in base alla tipologia di autobus

Il rapporto totale di trasmissione “ m ” è dato dal prodotto tra il rapporto al cambio r_c ed il rapporto al ponte r_p . Il rapporto al cambio r_c dipende dalla marcia inserita, mentre, il rapporto al ponte è fisso e coincide con il rapporto del riduttore finale.

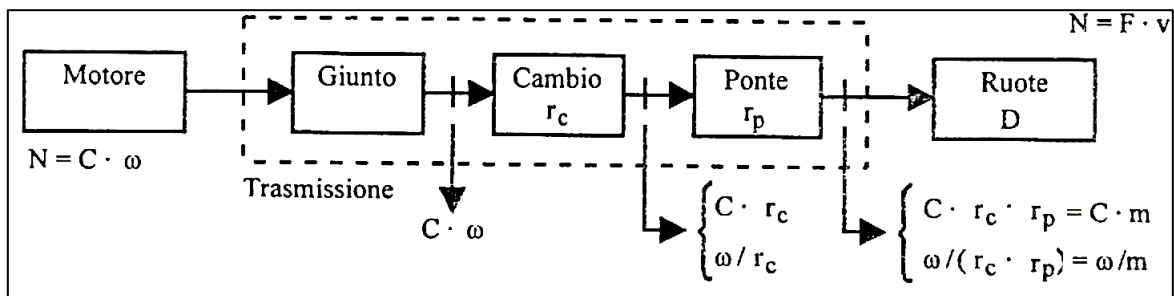


Figura 74 – Sequenza per passare dai parametri di potenza del motore C e ω a quelli lineari delle ruote F e v

Si ottiene, quindi:

$$m = r_c \cdot r_p$$

Tenendo presente la relazione del rapporto di trasmissione e facendo riferimento alla figura sotto

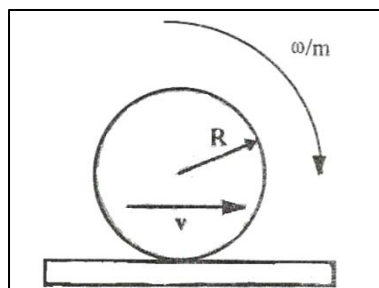


Figura 75 – Relazione tra velocità angolare ω e velocità lineare v

si ricava la velocità periferica v della ruota, nota la velocità angolare ω del motore e il raggio di rotolamento della ruota R :

$$v = \frac{\omega}{m} \cdot R$$

Ed essendo:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

dove n rappresenta il numero di giri del motore al secondo, si ottiene:

$$v = \frac{\omega}{m} \cdot R = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{m} \cdot R = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{m} \cdot \frac{D}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{m}$$

essendo D il diametro di rotolamento della ruota.

Sapendo, inoltre, che la potenza alle ruote N vale:

$$N = F \cdot v = C \cdot \omega \cdot \eta_t$$

con η_t rendimento complessivo della trasmissione.

Si può ricavare la forza F trasmessa all'asse della ruota in funzione della coppia motrice C :

$$F = \frac{C \cdot \omega \cdot \eta_t}{v} = \frac{C \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \eta_t}{\frac{\pi \cdot n \cdot D}{m}} = \frac{2 \cdot C \cdot m \cdot \eta_t}{D} = \eta_t \cdot \frac{C \cdot m}{\frac{D}{2}}$$

La velocità periferica massima v_{max} della ruota può essere ottenuta nel caso di potenza alle ruote massima N_{max} , quindi, per un numero giri al secondo del motore n_{max} e si ricava nel seguente modo:

$$v_{max} = \frac{\pi \cdot n_{max} \cdot D}{\dot{m}}$$

Se si vuole ricavare v_{max} in funzione del numero massimo di giri al minuto del motore ed esprimerla in Km/h, invece che in m/s, si ottiene:

$$v_{max} = \frac{3,6}{60} \cdot \frac{\pi \cdot n_{max} \cdot D}{\dot{m}}$$

Si può ricavare, quindi, il rapporto di trasmissione totale \dot{m} nel caso di massima velocità massima ottenibile su strada piana erogando la massima potenza disponibile alle ruote.

$$\dot{m} = \frac{3,6}{60} \cdot \frac{\pi \cdot n_{max} \cdot D}{v_{max}}$$

Per ogni valore $m \neq \dot{m}$ la velocità del veicolo in piano risulterà sempre inferiore a quella massima teorica calcolata in base alla potenza massima del motore. Questo è vero, poiché esiste un unico punto di funzionamento del motore a potenza massima, caratterizzato da N_{max} e n_{max} . Tuttavia, il regime di potenza massima non è economico dal punto di vista dei consumi. Per questo motivo, il rapporto totale di trasmissione \dot{m} è poco utilizzato nei veicoli da trasporto, ma è utile come riferimento per lo studio di altre prestazioni.

Avendo ricavato precedentemente la seguente relazione per lo sforzo di trazione F :

$$F = \eta_t \cdot \frac{C \cdot m}{\frac{D}{2}}$$

se si adotta un valore di $m > \dot{m}$, lo sforzo di trazione F aumenta, mentre la velocità diminuisce. Di conseguenza migliorano, a svantaggio della velocità massima, le prestazioni connesse con l'utilizzazione della coppia motrice, cioè, l'accelerazione (sotto tutti gli aspetti) e la pendenza massima superabile (in marcia o in spunto). Esistono, tuttavia, dei limiti funzionali e meccanici per l'aumento del rapporto m da tenere in considerazione e sono i seguenti:

- velocità massima in piano richiesta dal servizio;
- velocità minima sulla massima pendenza, compatibile con l'impiego pratico del veicolo;
- limiti meccanici;
- possibilità pratica di utilizzare tutta la coppia motrice disponibile alle ruote. La coppia motrice può essere completamente utilizzata solo quando l'aderenza del veicolo è uguale o superiore allo sforzo di trazione alle ruote. Deve essere rispettata la seguente relazione:

$$f_a \cdot P_m \geq \eta_t \cdot \frac{C}{\frac{D}{2}}$$

con f_a coefficiente di aderenza e P_m peso delle ruote motrici;

- l'inerzia delle masse rotanti in fase di accelerazione poiché la massa equivalente M_e è direttamente proporzionale al quadrato del rapporto totale di trasmissione m . Il valore del fattore d'inerzia o coefficiente di massa equivalente viene indicato con il simbolo β e vale per autoveicoli pesanti con motore diesel:

$$\beta = 0,04 + 0,7 \cdot \frac{N}{M} \cdot m^2 \cdot 10^{-4}$$

con N potenza del motore espressa in KW (Kilowatt), M massa del veicolo espressa in tonnellate ed m rapporto totale di trasmissione innestato. Si può riscrivere, dunque, la relazione della massa equivalente in funzione del coefficiente di massa equivalente β , come:

$$M_e = 1000 \cdot \frac{P}{g} \cdot (1 + \beta)$$

dove P rappresenta il peso del veicolo espresso in tonnellate;

- dimensionamento degli organi di trasmissione in base alla coppia trasmessa.

La soluzione di $m > \dot{m}$ viene molto adottata nei veicoli pesanti con motore diesel. Questa condizione, viene scelta, ad esempio, negli autobus urbani in cui si richiedono basse velocità (50-70 km/h) ed elevate accelerazioni. La scelta della trasmissione è particolarmente importante negli autobus e viene decisa in base alle diverse esigenze d'uso (urbano, suburbano o interurbano) e alle caratteristiche della linea (di pianura o di montagna).

Negli autobus urbani, utilizzati per il servizio nell'ambito del comune o dell'agglomerato urbano, dato che la velocità massima è bassa la caratteristica prestazionale che più interessa privilegiare è l'accelerazione da fermo e la pendenza massima superabile dipende dal tipo di linea.

Negli autobus suburbani, utilizzati per il servizio tra comuni limitrofi o nell'ambito del comprensorio di traffico, dato che la velocità massima è bassa si tende ad avere un'accelerazione da fermo e in ripresa intermedia.

Negli autobus extraurbani, utilizzati per il collegamento di due o più centri urbani, si ha una velocità massima intermedia e la caratteristica prestazionale che più interessa privilegiare è l'accelerazione in ripresa.

Dunque, nel caso di una linea urbana con fermate molto frequenti o nel caso di una linea suburbana su un percorso con pendenze elevate si devono scegliere rapporti più ridotti. Solitamente in base alle condizioni di marcia in piano si stabiliscono il rapporto al ponte e l'ultimo rapporto al cambio; in base alla pendenza massima si decide il primo rapporto al cambio. I rapporti intermedi (ovvero quelli tra la prima e l'ultima marcia) possono essere ricavati per progressione geometrica in base alle caratteristiche del motore. Un aumento globale del rapporto totale di trasmissione m influisce su tutte le prestazioni meccaniche; tuttavia è possibile fare una certa distinzione. Aumentando solo il rapporto al ponte si interviene essenzialmente su quelle prestazioni che non dipendono dall'uso del cambio, cioè la velocità massima (che diminuisce) e l'accelerazione in ripresa (che migliora). Per intervenire più incisivamente sull'accelerazione da fermo e sullo spunto in salita bisogna, invece, modificare anche i rapporti al cambio, aumentando il rapporto in prima marcia e di conseguenza quelli intermedi.

Capitolo 6: Studio di un particolare cambio automatico

6.1 Spiegazione del cambio automatico ZF-Ecomat 4 della serie HP (504C, 594C e 604C)

Il cambio ZF-Ecomat 4 è un cambio automatico a rotismi epicicloidali di tipo power-shift con convertitore di coppia e frizione d'esclusione del convertitore di coppia (WK). Questa tipologia di cambio è prodotta dall'azienda tedesca "Zahnradfabrik Friedrichshafen". Il cambio è di tipo "power-shift", dunque, il passaggio da una marcia all'altra avviene senza interruzione della potenza e, quindi della coppia motrice: l'innesto della nuova marcia è effettuato in sovrapposizione al disinnesto della marcia iniziale. Per poter realizzare un cambio automatico di tipo power-shift c'è bisogno dell'uso di più rotismi epicicloidali in serie, che, in associazione a frizioni e freni, possono realizzare vari rapporti, con e senza inversione del moto. Tale tipologia di cambi presenta sempre alberi di ingresso e di uscita coassiali (allineati). Nella situazione in esame sono presenti tre frizioni A, B, C e tre freni D, E, F che, mediante le diverse combinazioni, permettono di avere rapporti di riduzione differenti. Le frizioni permettono l'accoppiamento fra le varie ruote dentate, mentre i freni permettono il blocco delle ruote dentate. Come si può notare nella figura sotto, come primo elemento della trasmissione è applicato un convertitore di coppia che ha la duplice funzione di aumentare la coppia di spunto e di rendere il funzionamento della trasmissione privo di vibrazioni e di strappi. Il convertitore di coppia, comprende, solitamente, una ruota libera, interposta fra la pompa e la turbina e collegata allo statore; tale ruota libera è costruita in modo da permettere solamente il passaggio di coppie negative, ovvero si comporta come un innesto aperto, quando la coppia del motore è motrice, come un giunto chiuso, quando il motore si comporta come freno. In questo modo è assicurato al veicolo il normale effetto frenante del motore. Dopo il convertitore di coppia è presente un altro elemento idraulico, non necessariamente legato all'automazione del cambio; esso è il "rallentatore idraulico" che coadiuva il funzionamento dei freni in discesa. Poi si trova il cambio automatico costituito da più rotismi epicicloidali disposti in serie.

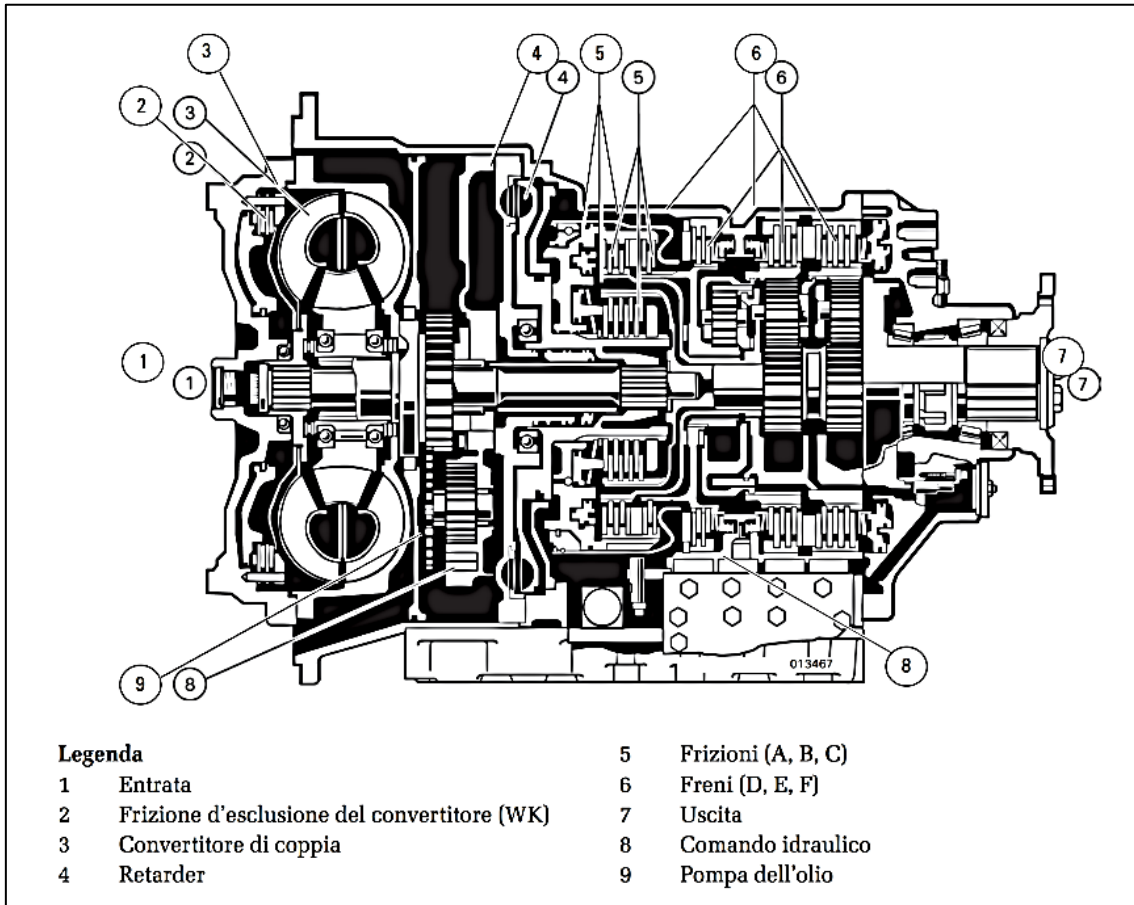


Figura 76 – Cambio automatico ZF-Ecomat 4 modello HP 604 C

Per i cambi automatici ZF della serie HP 504 C, HP 594 C e HP 604 C sono disponibili versioni a 5 o 6 marce. Nella classificazione dei rapporti non sono considerate la prima marcia idraulica e la retromarcia.

Si possono ricavare le varie combinazioni di freni e frizioni attive nelle diverse marce indicando con:

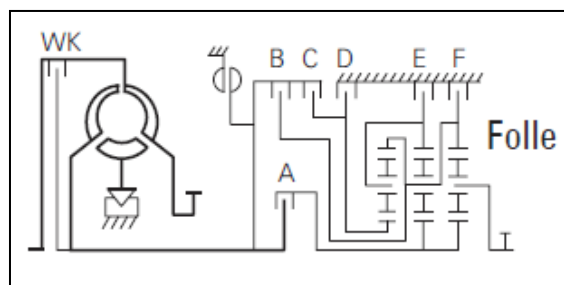
F1 = superficie esterna pistone freno F,

F2 = superficie interna pistone freno F

* = pressione ridotta

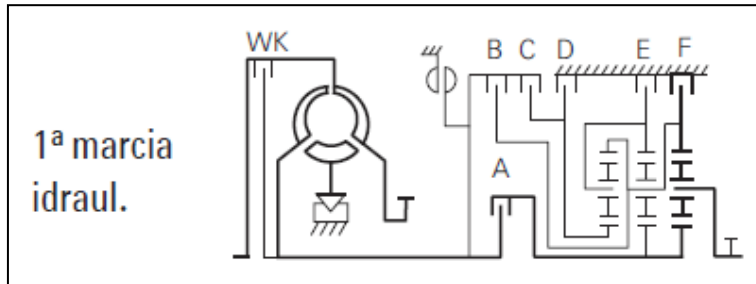
WK = frizione di esclusione del convertitore di coppia (è attiva quando il convertitore di coppia non funziona); non è attiva solo quando si è in folle, in retromarcia o nella 1° marcia idraulica.

Nel caso di marcia in folle si ha la seguente situazione:

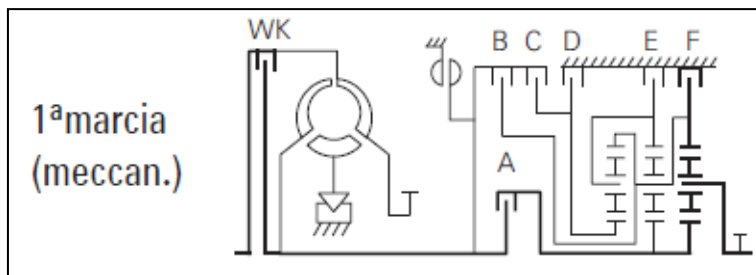


	FRIZIONI			FRENI			
	A	B	C	D	E	F ₁	F ₂
FOLLE (NBS)	●					●*	

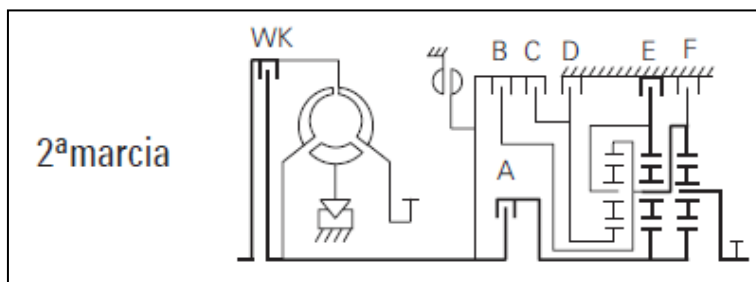
Quando è innestata la prima marcia idraulica, significa che il convertitore di coppia è in funzione e, dunque, la frizione WK non è attiva:



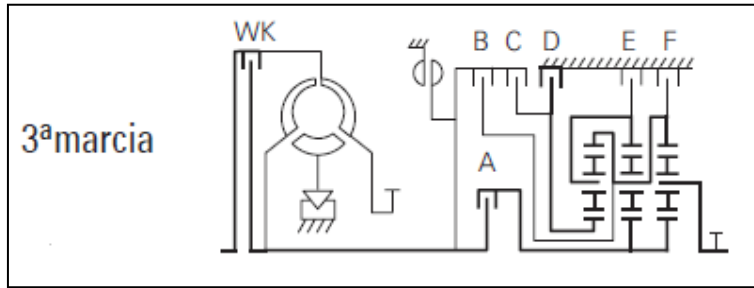
Nei casi dei sei rapporti di seguito illustrati è attiva la frizione di esclusione del convertitore di coppia WK:



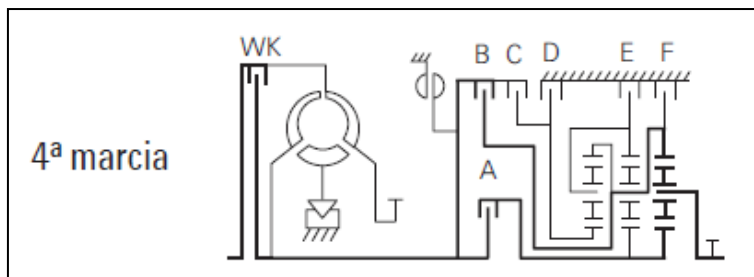
	FRIZIONI			FRENI			
	A	B	C	D	E	F ₁	F ₂
1a MARCIA	●					●	



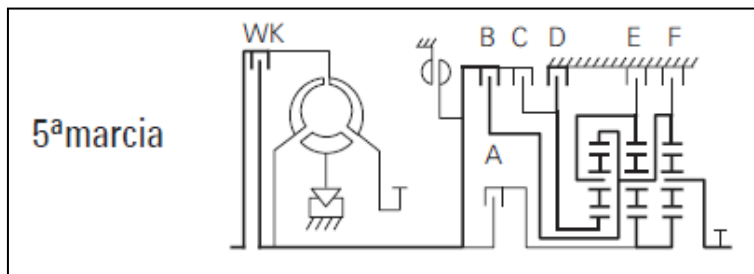
	FRIZIONI			FRENI			
	A	B	C	D	E	F ₁	F ₂
2a MARCIA	●				●		



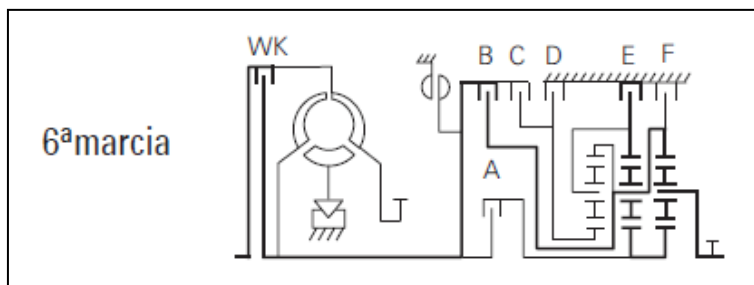
	FRIZIONI			FRENI			
	A	B	C	D	E	F1	F2
3a MARCIA	•			•			



	FRIZIONI			FRENI			
	A	B	C	D	E	F1	F2
4a MARCIA	•	•					

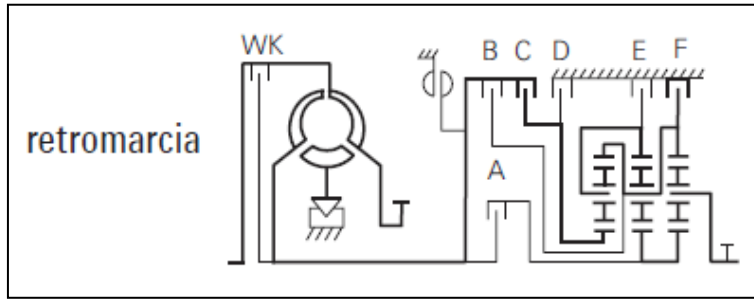


	FRIZIONI			FRENI			
	A	B	C	D	E	F1	F2
5a MARCIA		•		•			



	FRIZIONI			FRENI			
	A	B	C	D	E	F1	F2
6a MARCIA		•			•		

Nel caso della retromarcia si ha la seguente situazione:



	FRIZIONI			FRENI			
	A	B	C	D	E	F1	F2
RETROMARCIA			●			●	●

6.2 Dispositivi presenti negli autobus in esame

Nella raffigurazione sotto riportata sono presenti i dispositivi più importanti presenti negli autobus in esame.

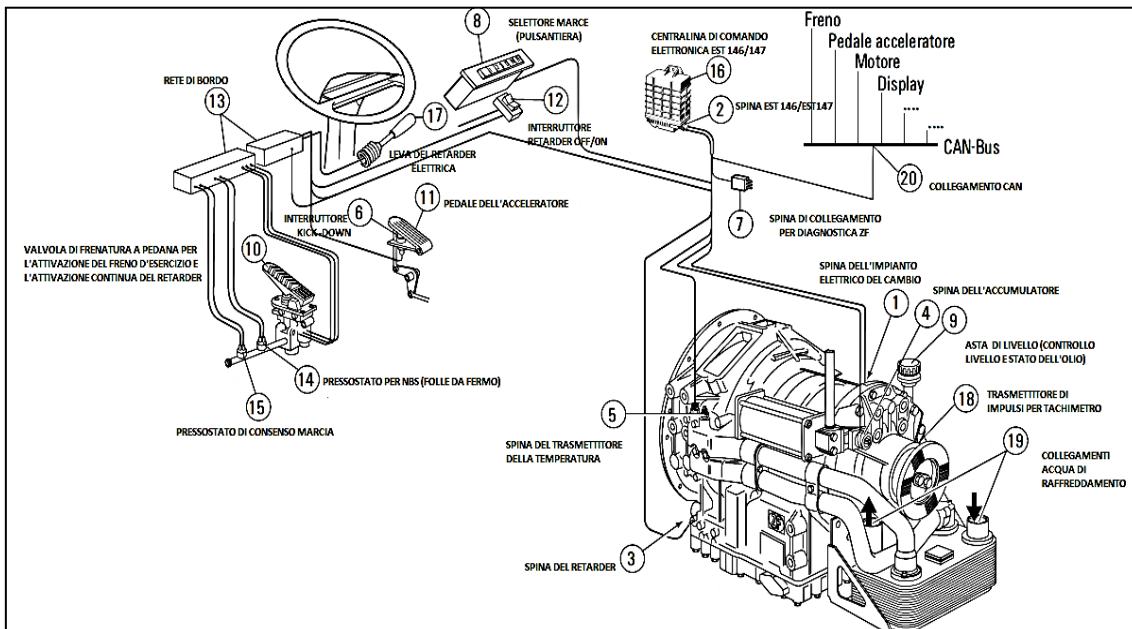


Figura 77 – Sistema modulare Ecomat 4

Il “**kick-down**” rappresenta l’indicatore della posizione del pedale dell’acceleratore a fondo corsa. Si attiva se viene schiacciato fino in fondo il pedale dell’acceleratore (ad esempio quando si sta effettuando una manovra di sorpasso) e permette di scalare automaticamente marcia, avendo più ripresa. In pratica con l’interruttore kick-down si possono spostare i punti d’innesto verso un regime più elevato, cioè tirare maggiormente le marce e/o effettuare passaggi anticipati alle marce inferiori.

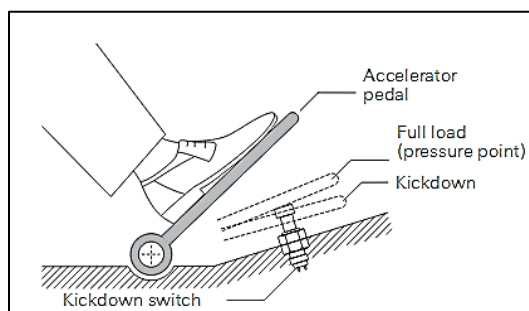


Figura 78 – Comando al pedale per l'attivazione del “kick-down”

La “**frizione di lock-up**” viene inserita a causa del valore scadente del rendimento meccanico del convertitore di coppia. Quest’ultima è costituita da una frizione multidisco a bagno d’olio, il cui carico di chiusura è asservito ad un segnale di pressione, derivato dalla centralina idraulica del cambio automatico; tale frizione, quando innestata, rende solidali pompa e turbina, trasformando il convertitore in un giunto rigido. Questa funzione è presieduta dal sistema di controllo del cambio automatico. La chiusura del lock-up avviene quando la velocità angolare della pompa e della turbina sono poco diverse fra loro; in questa condizione la presenza del convertitore non contribuisce ad aumentare il rapporto di trasmissione della coppia ed è nociva per il rendimento, sempre inferiore all’unità anche se di poco. Con l’eliminazione dello scorrimento, però si viene anche a perdere la funzione di disaccoppiamento meccanico del motore dalla catena di trasmissione, rendendo necessario l’uso di parastrappi (ammortizzatori torsionali) e di eventuali dispositivi di controllo, per consentire alla frizione di slittare in presenza di vibrazioni torsionali. Infatti tra gli optional è possibile inserire l’ammortizzatore torsionale (AT) e, dunque, è disponibile il convertitore di coppia con ammortizzatore torsionale integrato (W390).

Nei cambi automatici degli autobus un problema importante è quello della degradazione del rendimento quando la turbina e la pompa si scambiano la loro funzione; ciò accade quando la coppia trasmessa cambia di segno, perché il motore frena il veicolo, mediante il proprio attrito o mediante dispositivi specifici (ad esempio freno motore). Questo è giustificato dagli angoli delle palettature che non possono soddisfare contemporaneamente le esigenze di flusso nelle due direzioni. Per questo motivo negli autobus vengono inseriti dei dispositivi detti “rallentatori” (retarder). Il “**retarder idraulico**” è un elemento idraulico, non necessariamente legato all’automazione del cambio, che coadiuva il funzionamento dei freni nelle discese. Il retarder è assimilabile ad un giunto idraulico di grande diametro (se confrontato alla dimensione delle palette); tale forma è dettata da esigenze di ingombro, nel senso della lunghezza del cambio e dall’esigenza di presentare un valore di coppia di stallo molto elevato. La pompa del giunto è solidale all’albero d’uscita del convertitore di coppia; le palette della turbina sono direttamente ricavate nella scatola del cambio e sono solidali con essa. Durante il rallentamento il giunto trasmette con continuità una coppia frenante, pari a quella di stallo,

dissipando in calore, nell'olio, la potenza corrispondente; per regolare ed annullare la coppia frenante, si regola o si annulla la quantità di olio presente nel giunto, con valvole dedicate a questa funzione. In questa tipologia di cambio automatico può essere attivato o disattivato manualmente mediante una leva posta vicino al volante oppure con i comandi del piede.

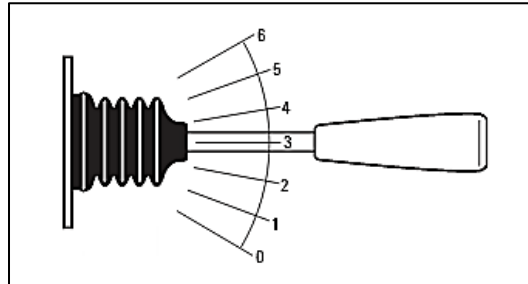


Figura 78 – Comando manuale del retarder idraulico

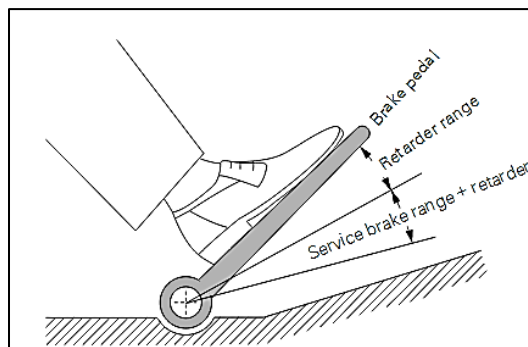


Figura 79 – Comando al pedale del retarder idraulico

Se il pedale dell'acceleratore viene attivato, il retarder si disattiva. Inoltre, il retarder viene disattivato automaticamente dal regolatore di cambio elettronico quando l'ABS è attivo oppure quando la temperatura dell'olio consentita viene superata. La massima temperatura dell'olio ammessa per il funzionamento del retarder è di 150° per non più di 5 minuti.

Il **“protocollo CAN”** (Controller Area Network) è un bus seriale di comunicazione digitale di tipo “broadcast” (ovvero viene effettuata la trasmissione di informazioni da un sistema trasmettente ad un insieme di sistemi riceventi non definito a priori). Esso permette il controllo real-time distribuito con un livello di sicurezza molto elevato

La centralina di comando elettronica EST146/EST147 serve al comando e al controllo del funzionamento del cambio. Nella centralina elettronica vengono registrati i parametri d'entrata provenienti dal veicolo o dal cambio, inviati via CAN (Controller Area Network) oppure mediante segnali digitali, e trasformati in segnali per il pilotaggio dell'impianto idraulico del cambio.

Un tipico sistema elettronico di controllo per un cambio automatico di tipo power-shift ad ingranaggi epicicloidali riceve le seguenti grandezze come input:

- **posizione del selettore:** tipicamente esistono le posizioni P, R, N, D che indicano rispettivamente la situazione di parcheggio, retromarcia, folle e marcia avanti automatica. Il selettore può ancora possedere “posizioni di marcia fissa” (ad esempio 1, 2, 3) per indicare la volontà del pilota di bloccare il cambio in uno di questi rapporti, od, in alternativa, di limitare i passaggi automatici fino al raggiungimento della marcia indicata.



Figura 80 – Pulsantiera per la selezione delle marce

Il motore può essere avviato solo se il veicolo è fermo (freno applicato) e se il selettore di velocità è nella posizione N;

- **velocità angolare del motore;**
- **posizione della farfalla**, nel motore a benzina, o della **corsa del pompante**, nel motore diesel; nei motori di più recente realizzazione, che possiedono un collegamento di tipo esclusivamente elettrico fra l'organo di controllo del motore ed il pedale dell'acceleratore (**drive by-wire**), questo segnale può essere sostituito dalla posizione del pedale dell'acceleratore o da una grandezza elaborata dal controllo motore, indicatrice della richiesta di potenza;
- **inserimento del cruise control** (sistema elettronico che permette la regolazione automatica della velocità di crociera);
- **velocità angolare a valle del convertitore di coppia;**
- **velocità angolare a valle del cambio;**
- **inserimento del kick-down** (indicatore della posizione del pedale acceleratore a fondo corsa)
- **pressione del circuito dei freni od accensione delle luci di stop**, indicatrici di una situazione di frenatura
- **temperatura dell'olio del cambio:** sono installati dei trasmettitori della temperatura (sensori). Questo parametro è molto importante in quanto la risposta di tutti i componenti del sistema di attuazione è influenzata dalla viscosità dell'olio e, quindi, dalla sua temperatura.
- **temperatura dell'acqua del motore:** indicatrice della capacità del motore di erogare le massime prestazioni.

La stessa centralina EST146/EST147 gestisce in output i seguenti attuatori:

- **elettrovalvole ON/OFF:** sono tante quante le linee idrauliche da intercettare, per comandare i freni e le frizioni del cambio; le valvole possono essere ridotte di numero, combinando più posizioni in una stessa valvola;

- **elettrovalvole proporzionali:** sono tante quante sono le funzioni da attuare contemporaneamente in modo regolato; almeno una per l'inserimento della marcia successiva ed una per la frizione di lock-up del convertitore;
- **linea di comunicazione con il motore:** serve per regolare la coppia durante i passaggi di marcia più critici per la vita delle frizioni;
- **linea di comunicazione con il quadro di bordo:** serve per indicare al pilota la marcia inserita ed eventuali situazioni di anomalia di funzionamento.

Dunque, la centralina EST146/EST147, in base ai diversi parametri del veicolo e del cambio, innesta le corrispondenti frizioni e/o freni a lamelle attraverso il comando idraulico che riceve i comandi di innesto delle marce dalla centralina di comando elettronica. Attraverso un'elettrovalvola proporzionale nel comando idraulico, le pressioni degli elementi della frizione vengono modulate in base al carico del motore. Attraverso valvole a tre o a due vie vengono innestate idraulicamente le rispettive combinazioni di frizioni e freni.

Capitolo 7: Studio della caratteristica propulsiva ideale e della determinazione del numero minimo di marce da inserire

In questo capitolo verranno esposti i calcoli per la costruzione grafica della caratteristica propulsiva ideale dell'autosnodato Citelis da 18 metri sia CNG che Diesel. Il CNG (Compressed Natural Gas, ovvero gas naturale compresso a 220 bar che in Italia viene comunemente chiamato metano), in verità è una miscela di gas, composta effettivamente in gran parte da metano, ma anche da altri idrocarburi leggeri come propano, butano ed altri gas. Inoltre, verrà effettuata la determinazione del numero "minimo" dei rapporti delle marce e calcolato il valore del coefficiente di massa equivalente per ogni rapporto per mettere in evidenza come questo fenomeno sia più accentuato per le prime marce.

7.1 Studio della caratteristica propulsiva ideale e della determinazione del numero minimo di rapporti dell'autosnodato Citelis da 18 metri a CNG

Il veicolo che si considera è un autosnodato Citelis da 18 metri a CNG a tre assi a trazione posteriore (si veda **Allegato 1**) ed i dati utilizzati sono i seguenti:

- Massa a pieno a carico = $M = 30000 \text{ Kg}$
- Percentuale di massa gravante sull'asse posteriore = 40%
- Coefficiente di aderenza = $f_a = 0,5$
- Larghezza = $2,50 \text{ m}$
- Altezza = $3,040 \text{ m}$
- Superficie frontale maestra = $S = (2,50 \cdot 3,040) \text{ m}^2 = 7,60 \text{ m}^2$
- Coefficiente di forma = $C_x = 0,30$
- Densità dell'aria $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$
- Pneumatici 275/70 R 22,5 Classe C; avendo ipotizzato tale classe di efficienza degli pneumatici si ottiene $r_o = 5,5 \text{ N/KN}$
- $h_{\text{spalla}} = (275 \cdot 0,7) \text{ mm} = 192,5 \text{ mm} = 0,1925 \text{ m}$
- Diametro del cerchione = $d = (22,5 \cdot 2,54) \text{ cm} = 57,15 \text{ cm} = 0,5715 \text{ m}$
- $D = \text{diametro della ruota} = d + (2 \cdot h_{\text{spalla}}) = 0,5715 + (2 \cdot 0,1925) \text{ m} = 0,9565 \text{ m}$
trascurando lo schiacciamento dello pneumatico
- $v_{\text{max}} = 74 \text{ km/h} = 20,55 \text{ m/s}$
- $\eta_T = \text{rendimento complessivo della trasmissione} = 0,75$ ipotizzato solo per ricavare un valore di potenza all'albero motore e per calcolare il valore di $F_{C_{\text{max}}}$ (1° marcia)

Per calcolare la potenza alle ruote alla velocità massima di 74 km/h si parte dallo studio dell'equazione del moto:

$$F - R = m_v \cdot \frac{dv}{dt}$$

Alla velocità massima c'è l'intersezione tra la curva delle resistenze a pendenza nulla e il ramo iperbolico a potenza $N_{\max} = \text{costante}$; dunque, l'equazione del moto diventa

$$F - R = 0$$

da cui si può scrivere che:

$$F = R_{\text{tot}}$$

Per arrivare a tracciare la caratteristica propulsiva ideale bisogna trovare prima la sommatoria di tutte le resistenze al moto (R_{tot}) per poter ricavare, nota la velocità v_{\max} , la potenza alle ruote (N_r).

$$r = r_0 + K \cdot v^2 = 5,5 + (5 \cdot 10^{-4} \cdot 74^2) = (5,5 + 2,738) = 8,24 \text{ N/kN}$$

$$R_r = P \cdot r = \frac{30000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \cdot (8,24 \text{ N/kN}) = 2424,4 \text{ N}$$

$$R_a = C_x \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 = 0,30 \cdot 1,225 \text{ kg/m}^3 \cdot 7,60 \text{ m}^2 \cdot \left(\frac{74}{3,6}\right)^2 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 1180,13 \text{ N}$$

$$R_{\text{tot}} = R_r + R_a = (2424,44 + 1180,13) \text{ N} = 3604,57 \text{ N}$$

Si procede ora al calcolo della potenza alle ruote (N_r):

$$N_r = R_{\text{tot}} \cdot v_{\max} = \frac{3604,57 \text{ N} \cdot (20,55) \text{ m/s}}{1000} = 74,09398 \text{ kW}$$

La potenza all'albero motore sarà maggiore di quella delle ruote poiché il rendimento della trasmissione η_T sarà < 1 .

$$N_m = \frac{N_r}{\eta_T} = \frac{74,09}{0,75} = 98,79 \text{ kW}$$

Si considera, inoltre, una potenza assorbita dai dispositivi ausiliari pari a 10 kW e, quindi, la potenza totale trasmessa all'albero motore $N_{m,\text{tot}}$ sarà:

$$N_{m,\text{tot}} = N_m + N_{\text{aus}} = (98,79 + 10) \text{ kW} = 108,79 \text{ kW}$$

Per poter tracciare la caratteristica propulsiva ideale è necessario calcolare prima, la F_{\max} , ovvero, la forza di aderenza massima, per stabilire il limite di aderenza. Essendo l'autosnodato a trazione posteriore, l'asse motore è quello posteriore e su di esso grava il 40% della massa a pieno carico M . Avendo ipotizzato nei dati un coefficiente di aderenza, $f_a = 0,5$ è possibile ricavare, una volta noto il peso aderente, P_a , il valore della forza di aderenza massima F_{\max} .

Calcolo del peso aderente P_a :

$$P_a = 40\% \cdot M \cdot g = 0,4 \cdot 30000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 117720 \text{ N}$$

Calcolo della forza di aderenza massima F_{\max} :

$$F_{\max} = f_a \cdot P_a = 0,5 \cdot 117720 \text{ N} = 58860 \text{ N}$$

Viene sotto riportata l'illustrazione della caratteristica propulsiva ideale sviluppata con Excel

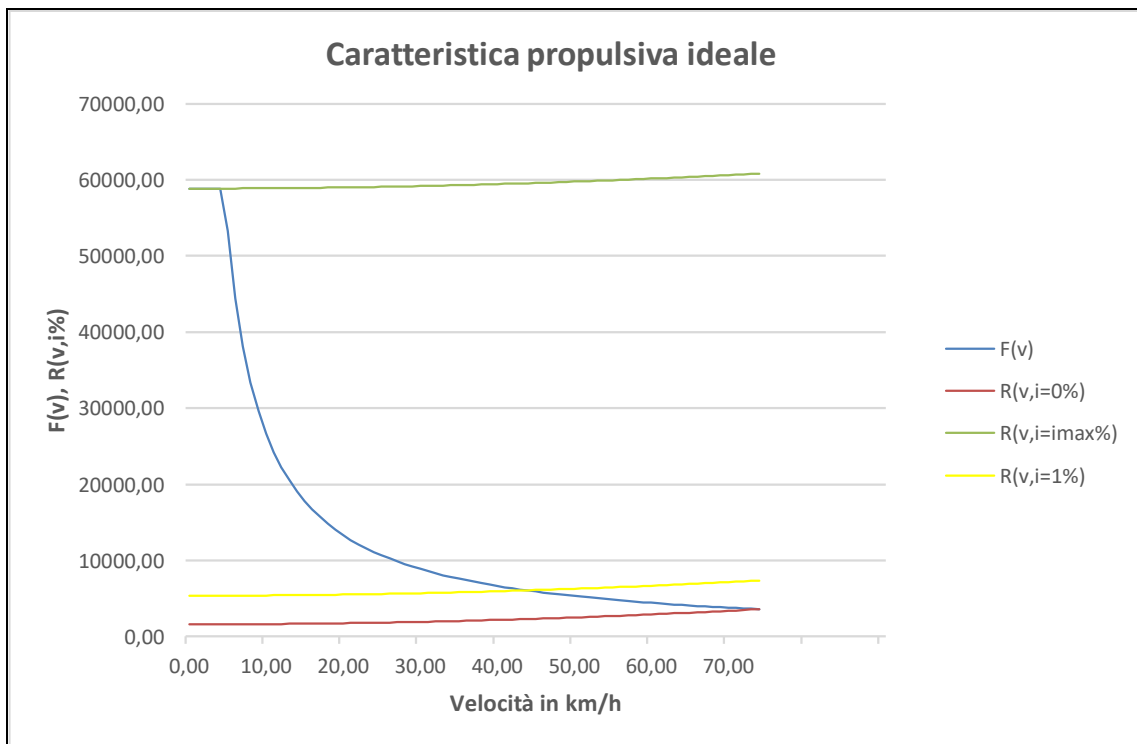


Figura 81 – Caratteristica propulsiva ideale di un autosnodato Citelis da 18 metri a CNG

Nella (figura 81) sopra riportata, oltre alla curva delle resistenze a pendenza nulla in rosso, si è calcolata in Excel, quella delle resistenze a pendenza massima in verde con la funzione “ricerca obiettivo” ponendo la cella della resistenza totale uguale al valore di forza di aderenza massima e facendo variare la pendenza.

Per poter ricavare il valore di pendenza massima bisogna imporre che:

$$R_{\text{tot}}(i_{\text{max}}) = F_{\text{max}}$$

Essendo:

$$R_{\text{tot}}(i_{\text{max}}) = R_r + R_a + R(i_{\text{max}}) \text{ dove } R(i_{\text{max}}) = P \cdot i_{\text{max}}$$

Si ricava allora che:

$$R_r(v^*) + R_a(v^*) + P \cdot i_{\text{max}} = F_{\text{max}} \text{ dove l'unica incognita è } i_{\text{max}} \text{ poiché, il valore di velocità } v^* \text{ a } F_{\text{max}} \text{ lo si ricava nel seguente modo:}$$

$$v^* = \frac{N_r}{F_{\text{max}}} = \frac{74093,98 \text{ W}}{58860 \text{ N}} = \frac{74093,98 \text{ N} \cdot \text{m/s}}{58860 \text{ N}} = \text{m/s} = 1,258 \cdot 3,6 \text{ km/h} = 4,53 \text{ km/h}$$

$$r = r_0 + K \cdot v^2 = 5,5 + (5 \cdot 10^{-4} \cdot 4,53^2) = (5,5 + 0,010) = 5,51 \text{ N/kN}$$

$$R_r(v^*) = P \cdot r = \frac{30000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \cdot (5,51 \text{ N/kN}) = 1621,67 \text{ N}$$

$$R_a(v^*) = C_x \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 = 0,3 \cdot 1,225 \text{ kg/m}^3 \cdot 7,60 \text{ m}^2 \cdot \left(\frac{4,53}{3,6}\right)^2 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 4,43 \text{ N}$$

Dunque, la relazione scritta in precedenza diventa

$$1621,67 \text{ N} + 4,43 \text{ N} + P \cdot i_{\max} = F_{\max}$$

$$1621,67 \text{ N} + 4,43 \text{ N} + 294300 \text{ N} \cdot i_{\max} = 58860$$

$$i_{\max} = \frac{(58860 - 1621,67 - 4,43) \text{ N}}{294300 \text{ N}} = 0,1944 \cdot 100 = 19,45\% = 19\%$$

Per poter stabilire il numero minimo di marce che deve possedere l'autosnodato Citelis 18 metri a CNG si devono considerare i seguenti dati del motore New Cursor 8 che su di esso è installato e inoltre, è stato effettuato il ragionamento utilizzando il rapporto al cambio nelle varie marce del cambio ZF-Ecomat 4 modello HP 604 C:

- $N_{\max} = 243 \text{ kW} = 330 \text{ CV}$ a 2000 giri/min
- $C_{\max} = 1300 \text{ N} \cdot \text{m}$ a 1200 giri/min
- Cambio ZF Ecomat 4 modello HP 604C
- $rc_1 = 3,43$
- $rc_2 = 2,01$
- $rc_3 = 1,42$
- $rc_4 = 1,00$
- $rc_5 = 0,83$
- $rc_6 = 0,59$

Sapendo che $v_{\max} = 74 \text{ km/h}$ ed ipotizzando che il regime di potenza massima si abbia in 4° marcia in cui si ha $rc_4 = 1,00$ (cioè, il cambio è in “presa diretta”), si può ricavare il rapporto al ponte r_p :

$$r_p = \frac{n_{N_{\max}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{D}{2}}{v_{\max}} = \frac{(2000 \text{ giri/min} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60}) \text{ rad/s} \cdot \frac{0,9565 \text{ m}}{2}}{\frac{74}{3,6} \text{ m/s}} = 4,87$$

Conoscendo il numero di giri del motore nel regime di potenza massima si è calcolato il valore della velocità angolare a potenza massima.

$$\omega_{N_{\max}} = n_{N_{\max}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = \left(2000 \text{ giri/min} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60}\right) \text{ rad/s} = 209,44 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Conoscendo il numero di giri del motore nel regime di coppia massima si è calcolato il valore della velocità angolare a coppia massima.

$$\omega_{C_{\max}} = n_{C_{\max}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = \left(1200 \text{ giri/min} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60}\right) \text{ rad/s} = 125,66 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Note le velocità angolari nel regime di potenza massima e coppia massima, si è ricavato il loro rapporto δ che servirà per calcolare la velocità nel regime di coppia massima nota la velocità nel regime di potenza massima.

$$\delta = \frac{\omega_{N_{max}}}{\omega_{C_{max}}} = \frac{209,44 \frac{rad}{s}}{125,66 \frac{rad}{s}} = 1,67$$

Conoscendo il valore di potenza massima e la velocità angolare nel regime di potenza massima si può ricavare il valore della coppia motrice nel regime di potenza massima.

$$C_{N_{max}} = \frac{N_{max}}{\omega_{N_{max}}} = \frac{243 \text{ kW}}{209,44 \frac{rad}{s}} = \frac{243000 \text{ W}}{209,44 \frac{rad}{s}} = \frac{243000 \frac{N \cdot m}{s}}{209,44 \frac{rad}{s}} = 1160,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Note le coppie motrici nel regime di potenza massima e coppia massima, si è ricavato il loro rapporto γ che servirà per calcolare la forza di trazione corrispondente al regime di coppia massima nota la forza di trazione corrispondente al regime di potenza massima.

$$\gamma = \frac{C_{max}}{C_{N_{max}}} = \frac{1300 \text{ N} \cdot \text{m}}{1160,24 \text{ N} \cdot \text{m}} = 1,12$$

$$F_{N_{max}}(4^\circ \text{ marcia}) = \frac{N_r}{v_{max}} = \frac{74098,93 \text{ W}}{\frac{74 \text{ m}}{3,6 \text{ s}}} = \frac{74098,93 \frac{N \cdot m}{s}}{\frac{74 \text{ m}}{3,6 \text{ s}}} = 3604,81 \text{ N}$$

$$F_{C_{max}}(4^\circ \text{ marcia}) = F_{N_{max}}(4^\circ \text{ marcia}) \cdot \gamma = 3604,81 \text{ N} \cdot 1,12 = 4037,39 \text{ N}$$

$$v_{C_{max}}(4^\circ \text{ marcia}) = \frac{v_{N_{max}}(4^\circ \text{ marcia})}{\delta} = \frac{v_{max}}{\delta} = \frac{74 \frac{km}{h}}{1,67} = 44,31 \frac{km}{h}$$

$$F_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) = F_{N_{max}}(4^\circ \text{ marcia}) \cdot rc_3 = 3604,81 \text{ N} \cdot 1,42 = 5118,83 \text{ N}$$

$$F_{C_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) = F_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) \cdot \gamma = 5118,83 \text{ N} \cdot 1,12 = 5733,09 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} v_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) &= \frac{N_r}{F_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia})} = \frac{74098,93 \text{ W}}{5118,83 \text{ N}} = \frac{74098,93 \frac{N \cdot m}{s}}{5118,83 \text{ N}} = 14,47 \frac{m}{s} \\ &= (14,47 \cdot 3,6) \frac{km}{h} = 52,09 \frac{km}{h} \end{aligned}$$

$$v_{C_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) = \frac{v_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia})}{\delta} = \frac{52,09 \frac{km}{h}}{1,67} = 31,19 \frac{km}{h}$$

$$F_{N_{max}}(2^\circ \text{ marcia}) = F_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) \cdot rc_2 = 5118,83 \text{ N} \cdot 2,01 = 10288,85 \text{ N}$$

$$F_{C_{max}}(2^\circ \text{ marcia}) = F_{N_{max}}(2^\circ \text{ marcia}) \cdot \gamma = 10288,85 \text{ N} \cdot 1,12 = 11523,51 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} v_{N_{max}}(2^\circ \text{ marcia}) &= \frac{N_r}{F_{N_{max}}(2^\circ \text{ marcia})} = \frac{74098,93 \text{ W}}{10288,85 \text{ N}} = \frac{74098,93 \frac{N \cdot m}{s}}{10288,85 \text{ N}} = 7,20 \frac{m}{s} \\ &= (7,20 \cdot 3,6) \frac{km}{h} = 25,92 \frac{km}{h} \end{aligned}$$

$$v_{C_{max}}(2^{\circ} \text{ marcia}) = \frac{v_{N_{max}}(2^{\circ} \text{ marcia})}{\delta} = \frac{25,92 \frac{km}{h}}{1,67} = 15,52 \frac{km}{h}$$

Solitamente la prima marcia idraulica con il convertitore di coppia copre fino a 25 km/h. C'è una fase di transizione tra la 1° marcia idraulica e la 2° marcia che va da $v = 15,52 \text{ km/h}$ a $v = 25 \text{ km/h}$.

$$F_{N_{max}}\left(v = 25 \frac{km}{h}\right) = F_{N_{max}}(1^{\circ} \text{ marcia}) = \frac{N_r}{v} = \frac{74093,98 \text{ W}}{\frac{25 \text{ m}}{3,6 \text{ s}}} = \frac{74093,98 \frac{N \cdot m}{s}}{\frac{25 \text{ m}}{3,6 \text{ s}}}$$

$$= 10669,53 \text{ N}$$

Ipotizzando che il convertitore di coppia abbia un rapporto di moltiplicazione della coppia pari a $r_{cc} = 4$, si ottiene:

$$F_{C_{max}}(1^{\circ} \text{ marcia}) = C_{max} \cdot r_{c1} \cdot r_p \cdot r_{cc} \cdot \eta_T \cdot \frac{D}{2} = 1300 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 3,43 \cdot 4,87 \cdot 4 \cdot 0,75 \cdot \frac{0,9565}{2} \text{ m}$$

$$= 31156,07 \text{ N}$$

Come si può vedere nel ricoprimento delle marce riportato in (figura 80) sotto, ci sarebbe un “buco” tra la seconda e la terza marcia e per questo si è effettuato il ricoprimento. Si è andata a traslare la curva delle resistenze in maniera tale da essere tangente nel punto $v_{C_{max}}(3^{\circ} \text{ marcia})$; $F_{C_{max}}(3^{\circ} \text{ marcia})$ alla curva della terza marcia. In Excel si è proceduto imponendo nella sezione “ricerca obiettivo” che la resistenza totale sia uguale al valore di $F_{C_{max}}(3^{\circ} \text{ marcia})$ facendo variare la pendenza. Il disegno del ricoprimento delle marce sotto riportato si è ottenuto riportando su Autocad in scala 1:1 il grafico di Excel ed inserendo con le dovute proporzioni i punti sopra ricavati.

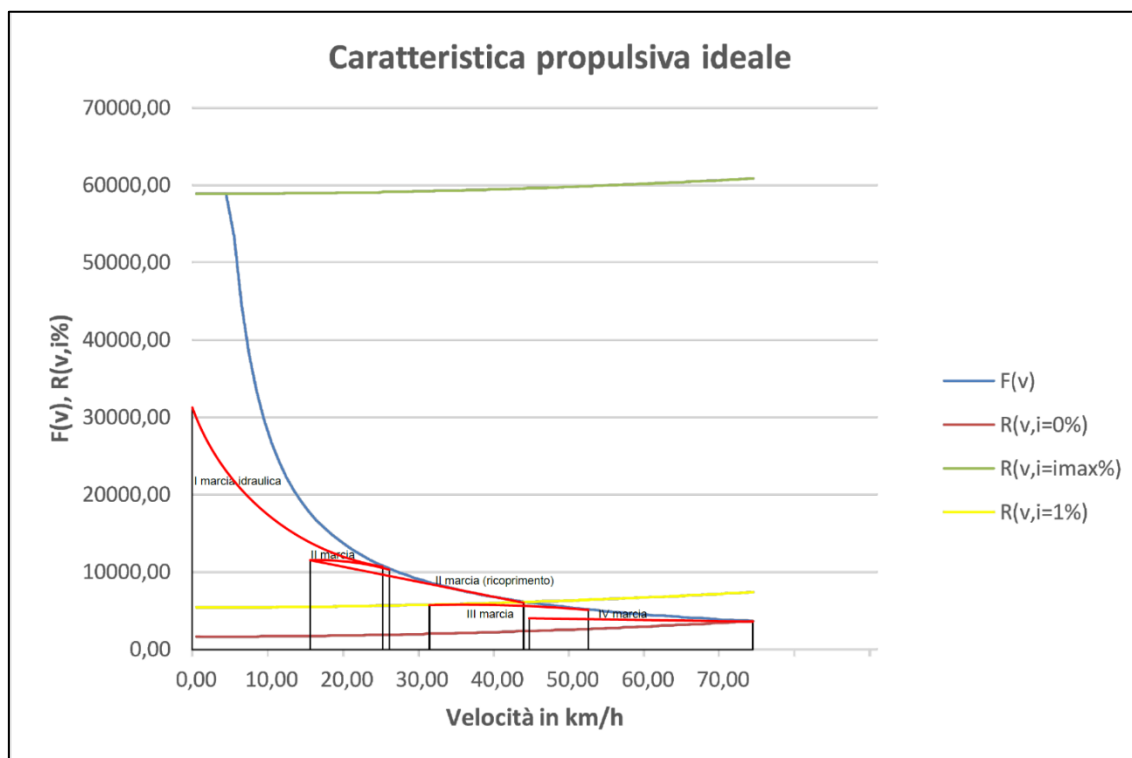


Figura 82 – Caratteristica propulsiva ideale e determinazione del numero minimo di rapporti di un autosnodato Citelis da 18 metri a CNG

7.2 Studio della caratteristica propulsiva ideale e della determinazione del numero minimo di rapporti dell'autosnodato Citelis da 18 metri a Diesel

Il veicolo che si considera è un autosnodato Citelis da 18 metri a Diesel a tre assi a trazione posteriore (si veda **Allegato 2**) ed i dati utilizzati sono i seguenti:

- Massa a pieno a carico = $M = 28356 \text{ Kg}$
- Percentuale di massa gravante sull'asse posteriore = 40%
- Coefficiente di aderenza = $f_a = 0,5$
- Larghezza = 2,50 m
- Altezza = 3,040 m
- Superficie frontale maestra = $S = (2,50 \cdot 3,040)m^2 = 7,60 \text{ m}^2$
- Coefficiente di forma = $C_x = 0,30$
- Densità dell'aria $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$
- Pneumatici 275/70 R 22,5 Classe C, allora $r_o = 5,5 \text{ N/KN}$
- $h_{spalla} = (275 \cdot 0,7)mm = 192,5mm = 0,1925m$
- Diametro del cerchione = $d = (22,5 \cdot 2,54)cm = 57,15cm = 0,5715m$
- $D = \text{diametro della ruota} = d + (2 \cdot h_{spalla}) = 0,5715 + (2 \cdot 0,1925)m = 0,9565m$
trascurando lo schiacciamento dello pneumatico
- $v_{max} = 80 \text{ km/h} = 22,22 \text{ m/s}$

- η_T = rendimento complessivo della trasmissione = 0,75 ipotizzato solo per ricavare un valore di potenza all'albero motore e per calcolare il valore di $F_{C_{max}}$ (1° marcia)

Per calcolare la potenza alle ruote alla velocità massima di 80 km/h si parte dallo studio dell'equazione del moto:

$$F - R = m_v \cdot \frac{dv}{dt}$$

Alla velocità massima c'è l'intersezione tra la curva delle resistenze a pendenza nulla e il ramo iperbolico a potenza $N_{max} = \text{costante}$; dunque, l'equazione del moto diventa

$$F - R = 0$$

da cui si può scrivere che:

$$F = R_{tot}$$

Per arrivare a tracciare la caratteristica propulsiva ideale bisogna trovare prima la sommatoria di tutte le resistenze al moto (R_{tot}) per poter ricavare, nota la velocità v_{max} , la potenza alle ruote (N_r).

$$r = r_0 + K \cdot v^2 = 5,5 + (5 \cdot 10^{-4} \cdot 80^2) = (5,5 + 3,2) = 8,70 \text{ N/kN}$$

$$R_r = P \cdot r = \frac{28356 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \cdot (8,70 \text{ N/kN}) = 2420,10 \text{ N}$$

$$R_a = C_x \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 = 0,30 \cdot 1,225 \text{ kg/m}^3 \cdot 7,60 \text{ m}^2 \cdot \left(\frac{80}{3,6}\right)^2 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 1379,26 \text{ N}$$

$$R_{tot} = R_r + R_a = (2420,10 + 1379,26) \text{ N} = 3799,36 \text{ N}$$

Si procede ora al calcolo della potenza alle ruote (N_r):

$$N_r = R_{tot} \cdot v_{max} = \frac{3799,36 \text{ N} \cdot (22,22) \text{ m/s}}{1000} = 84,43020 \text{ kW}$$

La potenza all'albero motore sarà maggiore di quella delle ruote poiché il rendimento della trasmissione η_T sarà < 1 .

$$N_m = \frac{N_r}{\eta_T} = \frac{84,43}{0,75} = 112,57 \text{ kW}$$

Si considera, inoltre, una potenza assorbita dai dispositivi ausiliari pari a 10 kW e, quindi, la potenza totale trasmessa all'albero motore $N_{m,tot}$ sarà:

$$N_{m,tot} = N_m + N_{aus} = (112,57 + 10) \text{ kW} = 122,57 \text{ kW}$$

Per poter tracciare la caratteristica propulsiva ideale è necessario calcolare prima, la F_{max} , ovvero, la forza di aderenza massima, per stabilire il limite di aderenza. Essendo l'autosnodato a trazione posteriore, l'asse motore è quello posteriore e su di esso grava il 40% della massa a pieno carico M . Avendo ipotizzato nei dati un coefficiente di aderenza, $f_a = 0,5$ è possibile ricavare, una volta noto il peso aderente, P_a , il valore della forza di aderenza massima F_{max} .

Calcolo del peso aderente P_a :

$$P_a = 40\% \cdot M \cdot g = 0,4 \cdot 28356 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 111268,94 \text{ N}$$

Calcolo della forza di aderenza massima F_{\max} :

$$F_{\max} = f_a \cdot P_a = 0,5 \cdot 111268,94 \text{ N} = 55634,74 \text{ N}$$

Viene sotto riportata l'illustrazione della caratteristica propulsiva ideale sviluppata con Excel

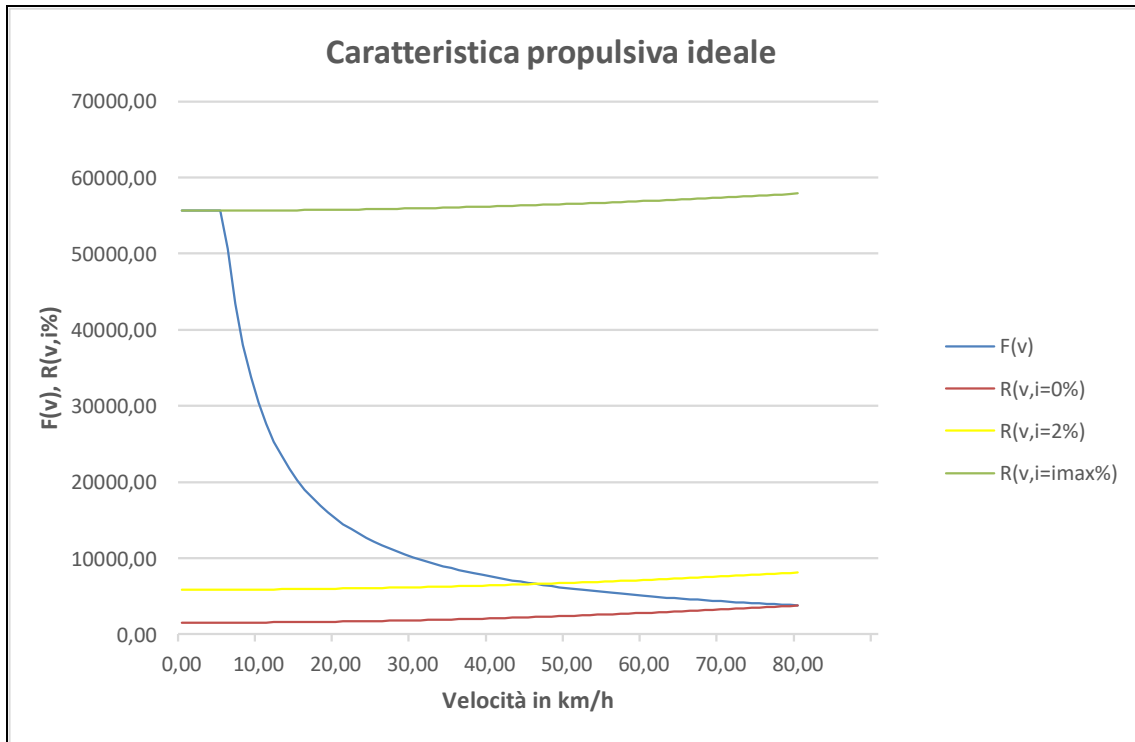


Figura 83 – Caratteristica propulsiva ideale di un autosnodato Citelis da 18 metri a Diesel

Nella (figura 83) sopra riportata, oltre alla curva delle resistenze a pendenza nulla in rosso, si è calcolata in Excel, quella delle resistenze a pendenza massima in verde con la funzione “ricerca obiettivo” ponendo la cella della resistenza totale uguale al valore di forza di aderenza massima e facendo variare la pendenza.

Per poter ricavare il valore di pendenza massima bisogna imporre che:

$$R_{\text{tot}}(i_{\max}) = F_{\max}$$

Essendo:

$$R_{\text{tot}}(i_{\max}) = R_r + R_a + R(i_{\max}) \text{ dove } R(i_{\max}) = P \cdot i_{\max}$$

Si ricava allora che:

$$R_r(v^*) + R_a(v^*) + P \cdot i_{\max} = F_{\max} \text{ dove l'unica incognita è } i_{\max} \text{ poiché, il valore di velocità } v^* \text{ a } F_{\max} \text{ lo si ricavare nel seguente modo:}$$

$$v^* = \frac{N_r}{F_{\max}} = \frac{84430,20 \text{ W}}{55634,74 \text{ N}} = \frac{84430,20 \text{ N} \cdot \text{m/s}}{55634,74 \text{ N}} = \text{m/s} = 1,52 \cdot 3,6 \text{ km/h} = 5,46 \text{ km/h}$$

$$r = r_0 + K \cdot v^2 = 5,5 + (5 \cdot 10^{-4} \cdot 5,46^2) = (5,5 + 0,015) = 5,52 \text{ N/kN}$$

$$R_r(v^*) = P \cdot r = \frac{28356 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \cdot (5,52 \text{ N/kN}) = 1534,10 \text{ N}$$

$$R_a(v^*) = C_x \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 = 0,3 \cdot 1,225 \text{ kg/m}^3 \cdot 7,60 \text{ m}^2 \cdot \left(\frac{5,46}{3,6}\right)^2 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 6,43 \text{ N}$$

Dunque, la relazione scritta in precedenza diventa

$$1534,10 \text{ N} + 6,43 \text{ N} + P \cdot i_{\max} = F_{\max}$$

$$1534,10 \text{ N} + 6,43 \text{ N} + 278172,36 \text{ N} \cdot i_{\max} = 55634,74$$

$$i_{\max} = \frac{(55634,74 - 1534,10 - 6,43) \text{ N}}{278172,36 \text{ N}} = 0,1944 \cdot 100 = 19,45\% = 19\%$$

Per poter stabilire il numero minimo di marce che deve possedere l'autosnodato Citelis 18 metri a Diesel si devono considerare i seguenti dati del motore New Cursor 8 che su di esso è installato e inoltre, è stato effettuato il ragionamento utilizzando il rapporto al cambio nelle varie marce del cambio ZF-Ecomat 4 modello HP 604 C:

- $N_{\max} = 280 \text{ kW} = 380 \text{ CV}$ a 2050 giri/min
- $C_{\max} = 1500 \text{ N} \cdot \text{m}$ a 1125 giri/min
- Cambio ZF-Ecomat 4 modello HP 604 C
- $rc_1 = 3,43$
- $rc_2 = 2,01$
- $rc_3 = 1,42$
- $rc_4 = 1,00$
- $rc_5 = 0,83$
- $rc_6 = 0,59$

Sapendo che $v_{\max} = 80 \text{ km/h}$ ed ipotizzando che il regime di potenza massima si abbia in 4° marcia in cui si ha $rc_4 = 1,00$ (cioè, il cambio è in “presa diretta”), si può ricavare il rapporto al ponte r_p :

$$r_p = \frac{n_{N_{\max}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{D}{2}}{v_{\max}} = \frac{(2050 \text{ giri/min} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60}) \text{ rad/s} \cdot \frac{0,9565}{2} \text{ m}}{\frac{80}{3,6} \text{ m/s}} = 4,62$$

Conoscendo il numero di giri del motore nel regime di potenza massima si è calcolato il valore della velocità angolare a potenza massima.

$$\omega_{N_{\max}} = n_{N_{\max}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = (2050 \text{ giri/min} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60}) \text{ rad/s} = 214,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Conoscendo il numero di giri del motore nel regime di coppia massima si è calcolato il valore della velocità angolare a coppia massima.

$$\omega_{C_{max}} = n_{C_{max}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = \left(1125 \text{ giri/min} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \right) \text{ rad/s} = 117,81 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Note le velocità angolari nel regime di potenza massima e coppia massima, si è ricavato il loro rapporto δ che servirà per calcolare la velocità nel regime di coppia massima nota la velocità nel regime di potenza massima.

$$\delta = \frac{\omega_{N_{max}}}{\omega_{C_{max}}} = \frac{214,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{117,81 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 1,82$$

Conoscendo il valore di potenza massima e la velocità angolare nel regime di potenza massima si può ricavare il valore della coppia motrice nel regime di potenza massima.

$$C_{N_{max}} = \frac{N_{max}}{\omega_{N_{max}}} = \frac{280 \text{ kW}}{214,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = \frac{280000 \text{ W}}{214,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = \frac{280000 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}}}{214,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 1304,27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Note le coppie motrici nel regime di potenza massima e coppia massima, si è ricavato il loro rapporto γ che servirà per calcolare la forza di trazione corrispondente al regime di coppia massima nota la forza di trazione corrispondente al regime di potenza massima.

$$\gamma = \frac{C_{max}}{C_{N_{max}}} = \frac{1500 \text{ N} \cdot \text{m}}{1304,27 \text{ N} \cdot \text{m}} = 1,15$$

$$F_{N_{max}}(4^\circ \text{ marcia}) = \frac{N_r}{v_{max}} = \frac{84430,20 \text{ W}}{\frac{80 \text{ m}}{3,6 \text{ s}}} = \frac{84430,20 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}}}{\frac{80 \text{ m}}{3,6 \text{ s}}} = 3799,36 \text{ N}$$

$$F_{C_{max}}(4^\circ \text{ marcia}) = F_{N_{max}}(4^\circ \text{ marcia}) \cdot \gamma = 3799,36 \text{ N} \cdot 1,15 = 4369,26 \text{ N}$$

$$v_{C_{max}}(4^\circ \text{ marcia}) = \frac{v_{N_{max}}(4^\circ \text{ marcia})}{\delta} = \frac{v_{max}}{\delta} = \frac{80 \frac{\text{km}}{\text{h}}}{1,82} = 43,96 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$F_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) = F_{N_{max}}(4^\circ \text{ marcia}) \cdot rc_3 = 3799,36 \text{ N} \cdot 1,42 = 5395,09 \text{ N}$$

$$F_{C_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) = F_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) \cdot \gamma = 5395,09 \text{ N} \cdot 1,15 = 6204,35 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} v_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) &= \frac{N_r}{F_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia})} = \frac{84430,20 \text{ W}}{5395,09 \text{ N}} = \frac{84430,20 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}}}{5395,09 \text{ N}} = 15,65 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ &= (15,65 \cdot 3,6) \frac{\text{km}}{\text{h}} = 56,34 \frac{\text{km}}{\text{h}} \end{aligned}$$

$$v_{C_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) = \frac{v_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia})}{\delta} = \frac{56,34 \frac{\text{km}}{\text{h}}}{1,82} = 30,96 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$F_{N_{max}}(2^\circ \text{ marcia}) = F_{N_{max}}(3^\circ \text{ marcia}) \cdot rc_2 = 5395,09 \text{ N} \cdot 2,01 = 10844,13 \text{ N}$$

$$F_{C_{max}}(2^\circ \text{ marcia}) = F_{N_{max}}(2^\circ \text{ marcia}) \cdot \gamma = 10844,13 \text{ N} \cdot 1,15 = 12470,95 \text{ N}$$

$$v_{N_{max}}(2^{\circ} \text{ marcia}) = \frac{N_r}{F_{N_{max}}(2^{\circ} \text{ marcia})} = \frac{84430,20 \text{ W}}{10844,13 \text{ N}} = \frac{84430,20 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}}}{10844,13 \text{ N}} = 7,79 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$= (7,79 \cdot 3,6) \frac{\text{km}}{\text{h}} = 28,03 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$v_{C_{max}}(2^{\circ} \text{ marcia}) = \frac{v_{N_{max}}(2^{\circ} \text{ marcia})}{\delta} = \frac{28,03 \frac{\text{km}}{\text{h}}}{1,82} = 15,40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Solitamente la prima marcia idraulica con il convertitore di coppia copre fino a 25 km/h. C'è una fase di transizione tra la 1° marcia idraulica e la 2° marcia che va da $v = 15,40 \text{ km/h}$ a $v = 25 \text{ km/h}$.

$$F_{N_{max}}\left(v = 25 \frac{\text{km}}{\text{h}}\right) = F_{N_{max}}(1^{\circ} \text{ marcia}) = \frac{N_r}{v} = \frac{84430,20 \text{ W}}{\frac{25 \text{ m}}{3,6 \text{ s}}} = \frac{84430,20 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}}}{\frac{25 \text{ m}}{3,6 \text{ s}}}$$

$$= 12157,94 \text{ N}$$

Ipotizzando che il convertitore di coppia abbia un $r_{cc} = 4$, ottengo:

$$F_{C_{max}}(1^{\circ} \text{ marcia}) = C_{max} \cdot r_{c1} \cdot r_p \cdot r_{cc} \cdot \eta_T \cdot \frac{D}{2} = 1500 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 3,43 \cdot 4,62 \cdot 4 \cdot 0,75 \cdot \frac{0,9565}{2} \text{ m}$$

$$= 34103,86 \text{ N}$$

Come si può vedere nel ricoprimento delle marce riportato in figura sotto, ci sarebbe un “buco” tra la seconda e la terza marcia e per questo si è effettuato il ricoprimento. Si è andata a traslare la curva delle resistenze in maniera tale da essere tangente nel punto $v_{C_{max}}(3^{\circ} \text{ marcia}); F_{C_{max}}(3^{\circ} \text{ marcia})$ alla curva della terza marcia. In Excel si è proceduto imponendo nella sezione “ricerca obiettivo” che la resistenza totale sia uguale al valore di $F_{C_{max}}(3^{\circ} \text{ marcia})$ facendo variare la pendenza. Il disegno del ricoprimento delle marce sotto riportato si è ottenuto riportando in scala 1:1 il grafico di Excel ed inserendo con le dovute proporzioni i punti sopra ricavati.

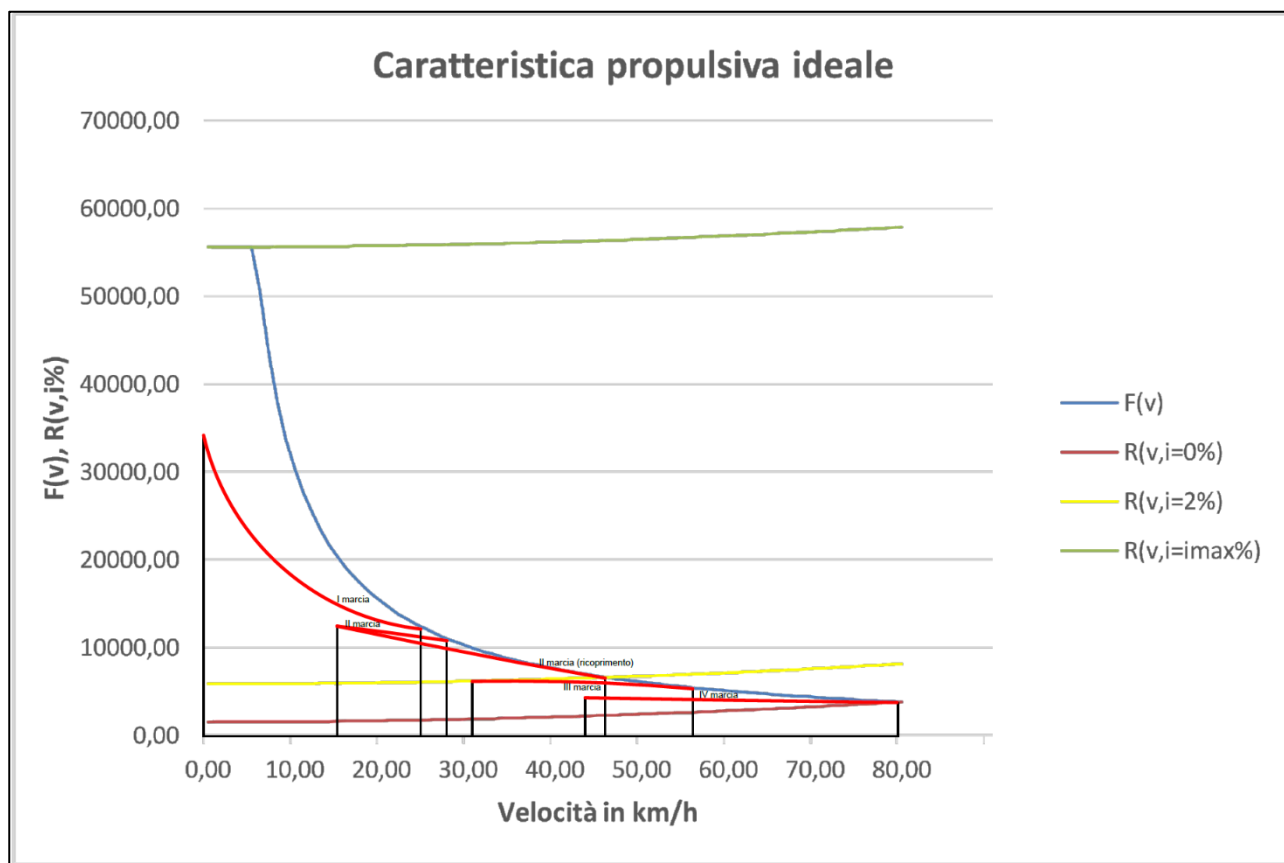


Figura 84 – Caratteristica propulsiva ideale e determinazione del numero minimo di rapporti di un autosnodato Citelis da 18 metri a Diesel

7.3 Calcolo del coefficiente di massa equivalente per ogni rapporto del cambio ZF Ecomat 4 modello HP 604 C installato sull' autosnodato Citelis da 18 metri a Diesel

Per calcolare il coefficiente di massa equivalente β , il quale va calcolato per ogni rapporto del cambio ZF-Ecomat 4 modello HP 604 C installato sull'autosnodato Citelis 18 metri a Diesel, sono stati utilizzati i seguenti dati:

- Massa a pieno a carico = $M = 28356 \text{ Kg} = 28,356 \text{ tonnellate}$
- Motore New Cursor 8
- $N_{\max} = 280 \text{ kW} = 380 \text{ CV}$ a 2050 giri/min
- Cambio ZF-Ecomat 4 modello HP 604 C
- $rc_1 = 3,43$
- $rc_2 = 2,01$
- $rc_3 = 1,42$
- $rc_4 = 1,00$
- $rc_5 = 0,83$
- $rc_6 = 0,59$
- $r_p = 4,62$ ricavato dai calcoli riportati nel paragrafo precedente

Dunque, nel caso di autoveicoli pesanti Diesel, per il calcolo del coefficiente di massa equivalente β si è utilizzata la seguente relazione:

$$\beta = 0,04 + 0,7 \cdot \frac{N}{M} \cdot m^2 \cdot 10^{-4}$$

con N potenza del motore espressa in KW (Kilowatt), M massa del veicolo espressa in tonnellate ed m rapporto totale di trasmissione innestato.

Per prima cosa si è proceduto al calcolo del rapporto totale di trasmissione per ogni marcia e poi si è calcolato il coefficiente β , sempre in Excel con la formula precedentemente citata.

M	28,356	tonnellate					
N	280,00	KW					
rc1	3,43	rp1	4,62	m1	15,85	β_1	0,21
rc2	2,01	rp2	4,62	m2	9,29	β_2	0,10
rc3	1,42	rp3	4,62	m3	6,56	β_3	0,07
rc4	1,00	rp4	4,62	m4	4,62	β_4	0,05
rc5	0,83	rp5	4,62	m5	3,85	β_5	0,05
rc6	0,59	rp6	4,62	m6	2,73	β_6	0,05

Figura 85 – Calcolo del coefficiente di massa equivalente β per ogni marcia

Dal calcolo del coefficiente di massa equivalente β , si può notare come il fenomeno di massa aggiuntiva da considerare, dovuta all'inerzia degli organi in rotazione connessi con le ruote, è molto più accentuato nelle prime marce. Utilizzando la formulazione ricavata sperimentalmente sui veicoli pesanti con motore diesel si è andato a valutare sull'autosnodato Citelis da 18 metri a Diesel quanto incide, in termini di potenza che il motore deve erogare, considerare il coefficiente di massa equivalente.

Per proseguire con i calcoli si è preso in considerazione il coefficiente β per le prime tre marce del cambio ZF-Ecomat 4 e si è attribuito un peso differente per ogni rapporto (0,5 per la prima marcia, 0,3 per la seconda e 0,2 per la terza) ottenendo:

$$\beta = \frac{0,21 \cdot 0,5 + 0,10 \cdot 0,3 + 0,07 \cdot 0,2}{1} = 0,15$$

E quindi, il valore della massa equivalente da considerare nell'equazione del moto per l'autosnodato Citelis da 18 metri a Diesel è:

$$M_e = M \cdot (1 + \beta) = 28356 \text{ kg} \cdot (1 + 0,15) = 32609,40 \text{ kg}$$

Per calcolare la potenza alle ruote alla velocità massima di 80 km/h si parte dallo studio dell'equazione del moto:

$$F - R = m_v \cdot \frac{dv}{dt}$$

Alla velocità massima c'è l'intersezione tra la curva delle resistenze a pendenza nulla e il ramo iperbolico a potenza $N_{\max} = \text{costante}$; dunque, l'equazione del moto diventa

$$F - R = 0$$

da cui si può scrivere che:

$$F = R_{\text{tot}}$$

Per poter ricavare la potenza alle ruote (N_r), nota la velocità v_{\max} , bisogna trovare prima la sommatoria di tutte le resistenze al moto (R_{tot})

$$r = r_0 + K \cdot v^2 = 5,5 + (5 \cdot 10^{-4} \cdot 80^2) = (5,5 + 3,2) = 8,70 \text{ N/kN}$$

$$R_r = P \cdot r = \frac{32609,4 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \cdot (8,70 \text{ N/kN}) = 2783,11 \text{ N}$$

$$R_a = C_x \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 = 0,30 \cdot 1,225 \text{ kg/m}^3 \cdot 7,60 \text{ m}^2 \cdot \left(\frac{80}{3,6}\right)^2 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 1379,26 \text{ N}$$

$$R_{\text{tot}} = R_r + R_a = (2783,11 + 1379,26) \text{ N} = 4162,37 \text{ N}$$

Si procede ora al calcolo della potenza alle ruote (N_r):

$$N_r = R_{\text{tot}} \cdot v_{\max} = \frac{4162,37 \text{ N} \cdot (22,22) \text{ m/s}}{1000} = 92,49719 \text{ kW}$$

La potenza all'albero motore sarà maggiore di quella delle ruote poiché il rendimento della trasmissione η_T sarà < 1 .

$$N_m = \frac{N_r}{\eta_T} = \frac{92497,19 \text{ W}}{0,75} = 123329,59 \text{ W} = 123,33 \text{ kW}$$

Si considera, inoltre, una potenza assorbita dai dispositivi ausiliari pari a 10 kW e, quindi, la potenza totale trasmessa all'albero motore $N_{m,\text{tot}}$ sarà:

$$N_{m,\text{tot}} = N_m + N_{\text{aus}} = (123,33 + 10) \text{ kW} = 133,33 \text{ kW}$$

Si può notare che la $N_{m,\text{tot}}$ è passata da un valore di 122,57 KW senza considerare il coefficiente di massa equivalente β ad un valore di 133,33 KW.

Capitolo 8: Conclusioni

Dall'analisi dello studio della massa equivalente si è visto come il parametro che influenzi di più questo fenomeno sia il rapporto totale di trasmissione m che, dipendendo dal rapporto al cambio r_c (sia esso di riduzione o di moltiplicazione del numero di giri del motore) e dal rapporto al ponte r_p , dipende essenzialmente dalla tipologia di trasmissione adottata e nel caso degli autobus, anche dalla tipologia di servizio che essi debbono realizzare. Infatti, negli autobus urbani in cui si richiedono basse velocità (50-70 km/h) ed elevate accelerazioni, il fenomeno della massa equivalente è tanto più accentuato perché utilizzando frequentemente i primi tre rapporti al cambio, ed essendo i rapporti di riduzione delle prime marce elevati per garantire migliori prestazioni di accelerazione, si avrà un rapporto totale di trasmissione elevato. Quindi, quando sono innestati i primi rapporti al cambio il coefficiente di massa equivalente β inizia ad essere significativo e non può essere trascurato per il fatto che riduce il valore dell'accelerazione nelle prime fasi di avviamento come si può notare dall'equazione del moto,

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F(v) - R(v)}{M_e}$$

che espressa in funzione di β diventa:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F(v) - R(v)}{M \cdot (1 + \beta)}$$

Tuttavia, essendo la massa equivalente una massa inerziale, il coefficiente di massa equivalente β deve essere visto come un fattore di proporzionalità fra la forza necessaria a produrre una certa accelerazione e l'accelerazione raggiunta; per tale motivo la massa equivalente rende l'avviamento più graduale e quindi migliora il comfort dei passeggeri riducendo la variazione di accelerazione (contraccolpo). Dal punto di vista prestazionale del veicolo, comporta invece delle penalizzazioni poiché aumenta i consumi e richiede un motore che eroghi maggiore potenza.

Negli autobus urbani si sta diffondendo sempre di più la trasmissione automatica, ovvero una combinazione di dispositivi di tipo idraulico (convertitore di coppia) e di tipo meccanico (cambio meccanico). La scelta del cambio idromeccanico (automatico) rispetto a quello totalmente meccanico (manuale) presenta i seguenti vantaggi:

- miglioramento della velocità commerciale, in quanto il servizio urbano è caratterizzato da moltissimi avviamenti, in cui il convertitore di coppia è più efficace del cambio meccanico;
- minore stress per il personale di guida;
- maggior comfort per i passeggeri, in quanto l'accelerazione si mantiene praticamente costante al variare delle condizioni di carico dell'autobus e l'avviamento risulta così essere più graduale.

Per motivi di standardizzazione della produzione, inoltre, è possibile che sia impiegato uno stesso gruppo motore/cambio per diversi tipi di veicoli destinati a svolgere servizi con caratteristiche diverse; in questi casi si va a modificare il rapporto al ponte r_p e nel caso degli autobus urbani si utilizzerà un riduttore finale con il rapporto di riduzione maggiore in maniera tale da aumentare la coppia motrice e ridurre il regime di giri del motore ipotizzando sempre una trasmissione del moto a potenza costante.

Bibliografia

- Carpinteri A., *La geometria delle masse*, Pitagora Editrice, Bologna, 1983.
- Çengel, Yunus A., Cirillo E., *Termodinamica e Trasmissione del calore*, Mc Graw Hill, Milano, 2008.
- Ferrari G., *Motori a Combustione Interna*, Esculapio Editore, Bologna, 2016.
- Genta G., *Meccanica dell'autoveicolo*, Levrotto e Bella, Torino, 2000.
- Giacosa D., Garro A., *Motori Endotermici*, Hoepli Editore, Milano, 2000.
- Matassa M., *Le caratteristiche funzionali degli autoveicoli da trasporto*, Pàtron Editore, Bologna, 1982.
- Micucci A., Bottazzi A., *Guida alla progettazione di un servizio di trasporto pubblico urbano in una città di medie dimensioni*, Pitagora Editrice, Bologna, 1997.
- Morello L., *Progetto della trasmissione meccanica*, ATA, Torino, 2005.
- Orlandi A., *Meccanica dei Trasporti*, Pitagora Editrice, Bologna, 1990.
- Ruggeri G., *Rotismi Epicicloidali*, Mc Graw Hill, Milano, 2003.

Sitografia

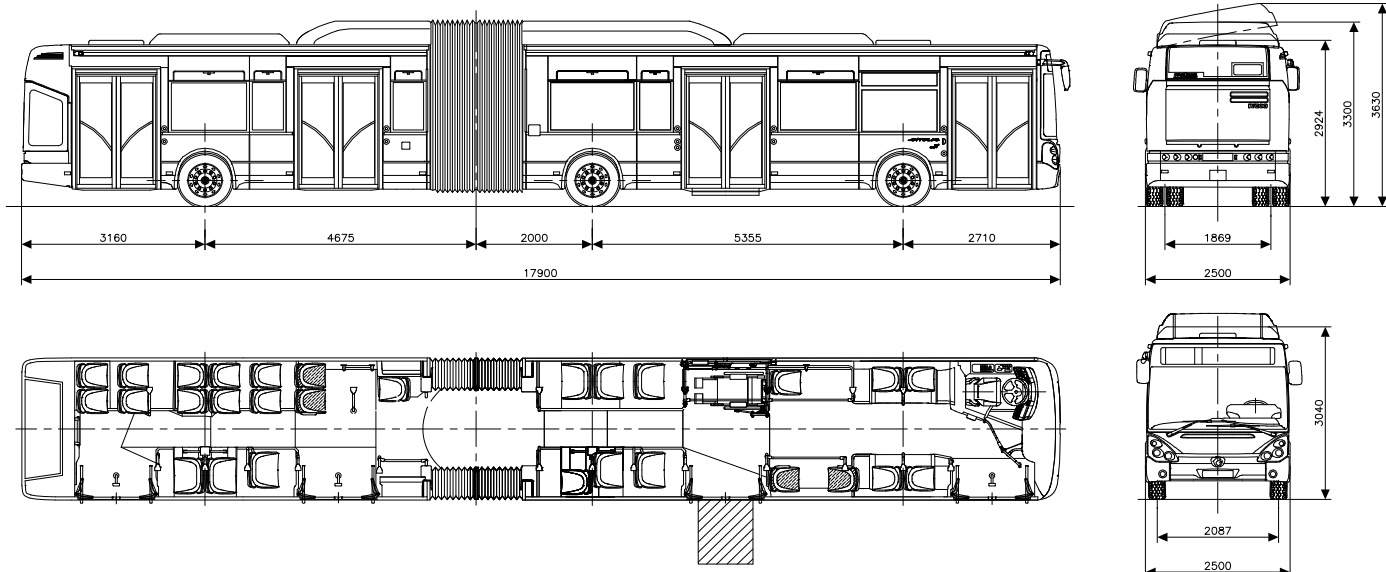
- <http://www.mdm.unifi.it/upload/sub/dispense/Rindi/Autoveicolo.pdf>
- <https://www.unipa.it/persone/docenti/s/francesco.sorge/.content/documenti/ELMECTA.pdf>
- <http://www.trapularenzo.it/scuola/PDF/Meccanica%20di%20base%20delle%20Trasmissioni.pdf>
- <http://web.tiscali.it/profressina/albcard/albcard.htm>

Allegati

Allegato 1: Scheda tecnica Iribus Citelis 18 metri a CNG

Allegato 2: Scheda tecnica Iribus Citelis 18 metri a Diesel

AUTOSNODATO URBANO IRISBUS CITELIS 18MT CNG

Anno immatricolazione: **2011**

CARATTERISTICHE PRINCIPALI

- autotelaio	IRISBUS CITELIS 18MT CNG	
- lunghezza max	17.900	mm
- velocità max	74	km/h
- velocità max (con limitatore)	70	km/h
- passo tra il 1° e il 2° asse	5.355	mm
- passo tra il 2° e il 3° asse	6.675	
- carreggiata anteriore	2.087	mm
- carreggiata posteriore	1.869	mm
- raggio minimo di curvatura	11.469	mm
- massa complessiva	30.000	kg
- alimentazione	metano	
- capacità bombole (10 x 155l)	1.550	l
	64,16	kg/100km
	1,56	km/kg

CARROZZERIA

- tipo di carrozzeria	IRISBUS CITELIS	
- colore (1)	argento metallizzato	
- lunghezza	17.900	mm
- larghezza	2.500	mm
- altezza max.	3.300	mm
- sbalzo anteriore	2.710	mm
- sbalzo posteriore	3.160	mm
- altezza pavimento		
ant./cent./post.	305/325/325	mm
- porte a comando elettr.	4	

CARATTERISTICHE MECCANICHE

- motore Cursor 8	F2BE06420*B	
- posizione	verticale posteriore trasversale	
- cilindrata	7.790	cm ³
- potenza max (a 2.000 g/min)	243 kW (330 CV)	
- coppia max (a 1.100 g/min.)	1.100	Nm
		.5 + rinvio 80°
- idroguida	ZF8098	
- freno di servizio (3)	1° asse	pneum. monodisco
	2° asse	pneum. monodisco
	3° asse	pneum. monodisco
- freno di soccorso	1° asse	pneum. monodisco
	2° asse	pneum. monodisco
	3° asse	pneum. monodisco
- freno di stazionamento	cilindri a molla con comando pneumatico	
- pneumatici	1° asse	275/70 R 22,5
	2° asse	275/70 R 22,5
	3° asse	275/70 R 22,5

CAPACITA' POSTI PER PASSEGGERI

- posti a sedere	29	29
- posti in piedi	110	117
- posto carrozzella	1	-
- posti di servizio	1	1
- posti totali	141	147

NOTE:

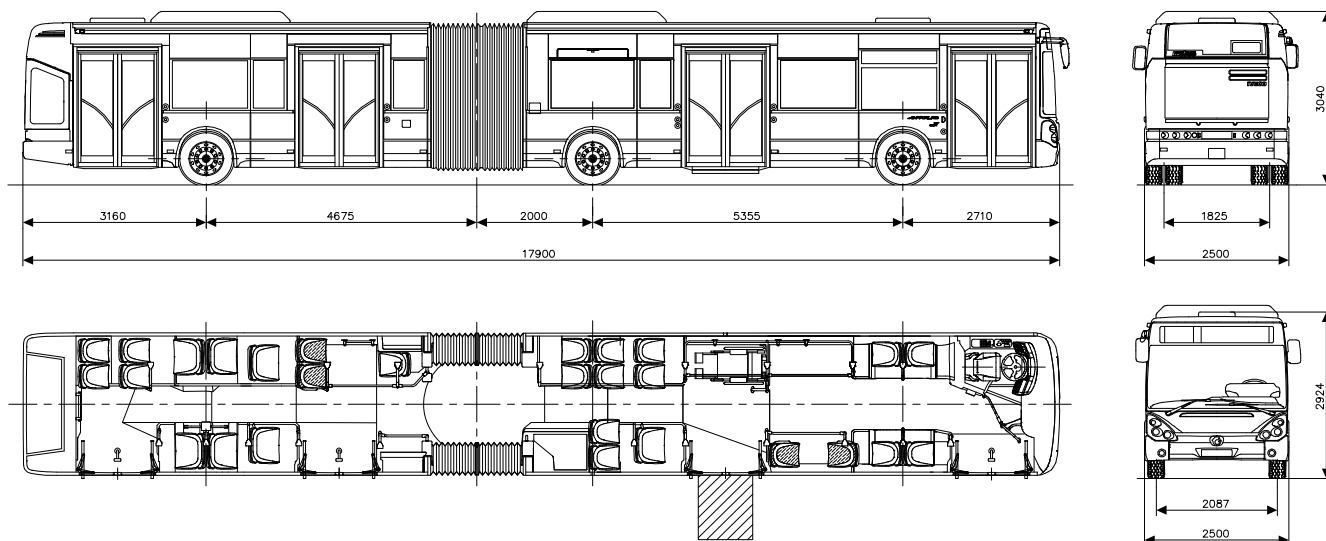
- (1) Allestimento esterno argento metallizzato con due bande orizz. giallo/blu
 (2) Cambio VOITH 4 marce con tecnologia "topodinamica SENSOTOP" con rinvio angolare 80° Voith W54
 (3) veicoli dotati di ABS - ASR.

Veicolo dotato di climatizzazione integrale, botole di ventilazione, rampa manuale per accesso disabili.

Veicoli equipaggiati con motore CNG a iniezione elettronica sovralimentato con intercooler rispondente alla direttiva 2008/74/CE (motore tipo A) EEV (NOX 0145 g/kWh CO g/kWh)

Veicolo dotato di climatizzazione integrale, botole di ventilazione, rampa manuale per accesso disabili.

AUTOSNODATO URBANO IRISBUS CITELIS 18MT DIESEL



Anno immatricolazione: **2011/2012**

CARATTERISTICHE PRINCIPALI

- autotelaio	IRISBUS CITELIS 18MT DIESEL	
- lunghezza max	17.900	mm
- velocità max	80	km/h
- velocità max (con limitatore)	70	km/h
- passo tra il 1° e il 2° asse	5.355	mm
- passo tra il 2° e il 3° asse	6.675	
- carreggiata anteriore	2.087	mm
- carreggiata posteriore	1.869	mm
- raggio minimo di curvatura	11.469	mm
- tara (compreso conducente)	17.875	kg
- massa a vuoto (omologativa)	17.430	kg
- massa complessiva	28.356	kg
- alimentazione	gasolio	
- capacità serbatoi gasolio	340	l
- capacità serbatoi AdBlue	80	l
	gasolio	65,92 l/100km
		1,52 km/l
- consumo AdBlue	2,61	l/100km
	38,31	km/l

CARROZZERIA

- tipo di carrozzeria (5)	IRISBUS CITELIS	
- colore (1)	argento metallizzato	
- lunghezza	17.900	mm
- larghezza	2.500	mm
- altezza max.	3.040	mm
- sbalzo anteriore	2.710	mm
- sbalzo posteriore	3.160	mm
- altezza pavimento		
ant./cent./post.	340/340/375	mm
- porte a comando elettr.	4	

CARATTERISTICHE MECCANICHE

- motore (2)	F2BE3682A*U (CURSOR 8)	
- posizione	verticale posteriore trasversale	
- cilindrata	7.790	cm ³
- potenza max (a 2.050 g/min)	280 kW (380 CV)	
- coppia max (a 1.125 g/min.)	1.500	Nm
- cambio automatico (3)	ZF 6HP 604C + rinvio 80°	
- idroguida	ZF ZF8098	
	1° asse	pneum. monodisco
	2° asse	pneum. monodisco
	3° asse	pneum. monodisco
	1° asse	pneum. monodisco
	2° asse	pneum. monodisco
	3° asse	pneum. monodisco
- freno di stazionamento	cilindri a molla con comando pneumatico	
- pneumatici	1° asse	275/70 R 22,5
	2° asse	275/70 R 22,5
	3° asse	275/70 R 22,5

CAPACITA' POSTI PER PASSEGGERI

- posti a sedere	28	28
- posti in piedi	129	138
- posto carrozzeria	1	-
- posti di servizio	1	1
- posti totali	159	167

NOTE:

(1) Allestimento esterno argento metallizzato con due bande orizz. giallo/blu

(2) bus equip. con motore DIESEL sovralimentato con intercooler rispondente alla direttiva 2008/74/CE (motore tipo C-EEV)

veicolo dotato di catalizzatore tipo SCRT (con agente di riduzione AdBlue a base di urea) (PT 0,006 g/kWh Nox 1,49 g/kWh)

[coefficiente di assorbimento: opacità gas di scarico 0,50 m⁻¹]

(3) Cambio ZF 6 marce+RM con centralina Economy e tecnologia "Topodyn" (centralina con gestione dinamica delle marce) con rinvio angolare 80° ZF, WTR 80°

(4) veicoli dotati di ABS - ASR.

Veicolo dotato di climatizzazione integrale, botole di ventilazione, rampa manuale per accesso disabili.