

## IMPORTANTE

A differenza degli altri appunti che ho messo a disposizione sul web, questi sono i miei appunti delle lezioni. Anche se sono “carini” e scritti al computer, restano comunque degli appunti presi durante il corso, pertanto possono risultare a tratti incomprensibili, incoerenti o insufficienti.

Di questa materia ho soltanto questi appunti in quanto non ho mai dovuto sostenere l’esame. L’ho infatti seguita per puro spirito di interesse, perché mi piaceva l’argomento.

Tutte le avvertenze fatte per gli altri appunti (cioè che non sostituiscono il libro, che soltanto questi appunti sono insufficienti per studiare, etc...) valgono anche e soprattutto per questi! Gli argomenti sono presentati in ordine di come sono stati spiegati e non c’è l’indice.

Il linguaggio usato è “così come si parla” perché in classe non avevo di certo tempo di mettermi a tradurre le parole del prof in una forma indeterminata tipica dei libri (o dei miei altri appunti).

Un’ULTIMA NOTA IMPORTANTE: **di questi specifici appunti manca tutta la parte finale del corso.** Non essendo infatti obbligato a seguirlo, ad un certo punto ho dovuto smettere perché mi si sovrapponeva con un laboratorio che, invece, dovevo seguire!

Altra piccola nota: se non l’avete fatto, scaricate il file delle immagini del libro dal sito. Il prof spiegava “per immagini”, quindi tutta la prima parte dei miei appunti fa riferimento a delle immagini che, al momento della lezione, non avevo e non potevo inserire direttamente negli appunti, ma che poi ho avuto l’opportunità di scansionare.

### F.A.Q.

D: Perché prendi gli appunti al computer?

R: Perché sono molto più veloce a scrivere a macchina che non a mano.

D: E come fai con le formule?

R: Su Word 2010 basta premere MAIUSC+ALT+0 per far comparire il campo di Equation Editor e poi c’è una sintassi rapida che una volta imparata è facilissima. Per esempio sapevate che se scrivete  $C_0^4$  e date spazio il risultato visivo è  $C_0^4$ ? Oppure che se scrivete  $\int_0^{\tau} x(t) d\tau$  il risultato è  $\int_0^{\tau} x(t) d\tau$ ? No? Beh ora ne sapete una nuova!

D: E come fai a inserire le immagini al volo?

R: Molto spesso le immagini che i prof proiettano sono le stesse che stanno sui libri di testo consigliati. Altre volte ci sono delle dispense dal prof. Una volta che uno ha a disposizione il libro o le dispense in pdf viene in aiuto lo “strumento di cattura”. Che cos’è? Provate a cercare “strumento di cattura” nella barra di ricerca di windows 7. È un programmino molto utile! Personalmente gli ho impostato la scorciatoia da tastiera CTRL+ALT+Q, così lo richiamo al volo quando mi serve.

## Progettazione di Veicoli Elettrici

Prof. Federico Caricchi

Libri di testo: Alberto Morelli, *Progetto dell'autoveicolo*

Ehsani, *Modern Electric and Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles*

Pollone, *Il veicolo ("La Bibbia")*

### Indice degli appunti

25 Ottobre 2010.....	3
26 Ottobre 2010.....	5
28 Ottobre 2010.....	6
2 Novembre 2010 .....	8
4 Novembre 2010 .....	10
8 Novembre 2010 .....	10
9 Novembre 2010 .....	12
11 Novembre 2010 .....	14
15 Novembre 2010 .....	15
18 Novembre 2010 .....	17
23 Novembre 2010 .....	17
25 Novembre 2010 .....	19
30 Novembre 2010 .....	26
2 Dicembre 2010.....	29
7 Dicembre 2010.....	34
9 Dicembre 2010.....	39
14 Dicembre 2010.....	41
18 Gennaio 2011 .....	45

## Ruote

**Fig. 1.2** – *schema a blocchi di un autoveicolo*. In questo schema sono evidenziati i componenti essenziali di un autoveicolo: Cassa, Ruote, Motore. Questi tre elementi sono interconnessi tra loro mediante altri organi: tra la cassa e le ruote vi sono le sospensioni, lo sterzo (nel caso di ruote sterzanti) e i freni; tra le ruote ed il motore vi è la trasmissione (nel caso di ruote motrici. In alcune applicazioni tra il motore e la trasmissione vi potrebbe essere inserito un ritardatore); tra il motore e la cassa vi è la sospensione del motore.

Nella nostra trattazione ci occuperemo inizialmente delle ruote.

**Fig. 2.1** – *Schema per il calcolo dell'accelerazione del centro c di una ruota rigida*. In questa figura è rappresentata una ruota che percorre un dosso. Se  $v$  è la velocità lineare della ruota, in presenza di una cunetta vi sarà un'accelerazione centripeta pari a

$$a = \frac{v^2}{R}$$

Per non compromettere il comfort del passeggero tale accelerazione non può essere eccessivamente elevata (minore di 2-3g ovvero 20-30 m/s<sup>2</sup>). Fissato tale valore, quindi, si ha una velocità limite:

$$V = \sqrt{a_{max}R}$$

Se supponiamo  $a = 3g$ ,  $R = 4m$  si ha una velocità di circa 11 m/s. Se si supera questa velocità le accelerazioni risultano elevate. Per andare a velocità superiori è necessario che la ruota sia deformabile. Di qui la necessità di adottare uno pneumatico.

**Fig. 2.2** - *Semisezione [...] mozzo*. In questa figura si osservano le dimensioni principali di un pneumatico. Il rapporto  $S/C$  è il cosiddetto rapporto di forma (che si trova anche sui pneumatici tipo 110/70 ovvero  $S$  è il 70% di  $C=110$  mm). Il diametro di calettamento del tallone  $D$  è tipicamente espresso in pollici. Quindi il diametro esterno è calcolabile come:

$$D_e = D + 2S$$

Dove  $S = R_f C$  con  $R_f$  rapporto di forma. La parte che contiene lo pneumatico (altezza  $B$ ) viene chiamato bancata. Nel cerchio è presente una gola  $G$ , necessaria per inserire il pneumatico nel cerchio. È interessante osservare che la coppia motrice è applicata al cerchio, mentre la trasmissione con la strada è operata dal pneumatico. In corrispondenza del tallone, quindi, sorgono delle forze di attrito tali da rendere il pneumatico ed il cerchio solidali. Queste forze, tipicamente, esistono grazie alla geometria troncoconica. Per ruote più grandi non si ricorre alla gola per montare il pneumatico ma si utilizzano bancate rimovibili.

**Fig.re 2.5,2.6.** In queste figure sono rappresentati due pneumatici. Nella sezione si possono osservare i vari strati di cui è costituito uno pneumatico: fascia telata, cintura di contenimento (per evitare la deformazione centrifuga).

**Fig. 2.9 – Pneumatico [...] rispettivamente.** In questo grafico è graficato il rapporto tra la forza verticale e lo schiacciamento dello pneumatico.

La deformabilità, utile per il comfort, è anche la principale responsabile di attriti, perdite, ed in generale il rendimento della ruota

**Fig. 2.11.** In questa figura si ipotizza la ruota costituita da una parte rigida, ed una serie di molle al posto dello pneumatico. Anche considerando una ruota in folle le “molle equivalenti” sono continuamente sottoposte a compressione e distensioni. La deformazione della gomma possiede una intrinseca isteresi: ciò che viene immagazzinato durante la compressione non è restituito durante la distensione. Si ha quindi una forza resistente provocata dalla deformazione del pneumatico. Minore è la deformazione e inferiore è l’energia persa. Se invece di una ruota folle si considera una ruota motrice o frenante, la ruota scambia con il suolo sia una forza verticale, sia una forza orizzontale che è quella che, moltiplicata per il raggio della ruota, equilibra la coppia motrice o frenante applicata. Questa forza è quella che consente l’avanzamento del veicolo. Le due forze si compongono tra loro e deformano la “molla equivalente” non solo in direzione radiale, ma anche in direzione tangenziale. Il battistrada, quindi, si deforma anche in modo tangenziale.

**Fig. ?? – pressioni sul pneumatico.** Le pressioni associate a queste forze non sono simmetriche rispetto all’asse verticale quando la ruota è in movimento (quando ad essa è applicata una coppia motrice o frenante). La risultante di queste pressioni non passa più per la verticale passante per il centro della ruota, ma è traslata anteriormente (verso la direzione del moto).

Il rotolamento di un pneumatico deformabile, quindi, presenta delle perdite e questo viene quantificato tramite un **coefficiente di rotolamento** che tiene conto sia della deformazione ciclica prodotta dal peso, sia della deformazione dovuta alla coppia motrice o frenante. Questo coefficiente di rotolamento è espresso come rapporto tra la forza propulsiva necessaria per far avanzare in piano il veicolo ed il peso del veicolo. In **fig. 2.15.** sono riportati alcuni coefficienti di rotolamento in funzione delle velocità di crociera in folle. L’ordine di grandezza è tra i 7-12 kgf/t che rappresenta circa l’1% del peso.

A  $100 \text{ km/h} = 28 \text{ m/s}$ , per un veicolo di 1 ton, questo coefficiente ci consente di calcolare una forza propulsiva necessaria di circa  $10 \text{ kgf} = 100 \text{ N}$ . a questa forza è associata una potenza pari a  $P = 100 \text{ N} \cdot 28 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 2800 \text{ W}$ . Questi 2,8 kW sono dissipati solo per l’effetto del rotolamento delle ruote! Sono ovviamente ripartiti su tutta la superficie dei 4 pneumatici. Tale potenza deve essere dissipata per evitare surriscaldamenti.

**Fig. 2.18, 2.19.** Coefficiente di rotolamento in funzione del tipo di tragitto. In figura 2.19 è rappresentato un ciclo urbano. In corrispondenza a questo ciclo, in fig. 2.18, sono rappresentati i valori del coefficiente di rotolamento.

**Tabella 2.1.** Alcuni valori di attrito al rotolamento in varie condizioni di utilizzo.

*26 Ottobre 2010*

Le ruote sono connesse al veicolo (alla sospensione) attraverso un elemento che deve essere in grado di trasmettere coppie e consentire rotazioni.

**Fig. 3.1.** in questa slide è riportata una sezione del pneumatico riferita all'asse di rotazione, e le tre forze e momenti rispetto a quest'asse. La ruota scambia forze col terreno attraverso il pneumatico. Tali forze generano dei momenti rispetto all'asse di rotazione.

**Fig. 3.4.** Il collegamento della ruota al mozzo è mediato attraverso altri componenti. Il mozzo fa parte della sospensione, e per accoppiare cerchio e mozzo si utilizza una flangia. In questa figura è rappresentato schematicamente un tipo di accoppiamento in cui sono visibili mozzo, disco freno, un'altra piastra e cerchio. Il cerchio è montato attraverso alcuni bulloni. La superficie di contatto tra cerchio e piastra è un'area anulare. La forza di contatto si raggiunge grazie al serraggio degli  $n$  bulloni che provoca un forte attrito tra cerchio e flangia. In questo modo i bulloni sono soggetti solo a forza assiale e non devono poter trasmettere la rotazione (altrimenti si romperebbero facilmente: i bulloni sono fatti per essere caricati assialmente). Ma quale deve essere il serraggio minimo dei bulloni per evitare slittamento tra ruota e mozzo? Supponiamo di avere una ruota in folle sottoposta ad un peso di  $500\text{ kg}$ , ed una energica azione frenante. Supponiamo anche il coefficiente di attrito tra ruota e asfalto circa pari a  $\mu = 1$ . Nel caso in cui ci sia il blocco della ruota (a causa della frenata), nel punto di contatto tra ruota e asfalto si trasmette una forza (di attrito) di  $500 \cdot 1 = 500\text{ kg}$ . Se il raggio della ruota è di  $300\text{ mm}$ , questa forza tangenziale esercita sul cerchione una coppia di  $5000\text{ N} \cdot 0,3\text{ m} = 1500\text{ Nm}$ . Se consideriamo che il raggio di accoppiamento del cerchione ( $r$ , in figura) è circa  $1/3$  del raggio totale della ruota, questa coppia genera delle forze tangenziali tra cerchione e flangia pari a  $15000\text{ N}$ . Il coefficiente di attrito tra metallo e metallo è tipicamente intorno a  $\mu = 0,2$ . Per trasmettere  $15000\text{ N}$ , quindi, è necessario comprimere le due superfici tra loro con una forza pari a  $\frac{15000}{0,2} = 75000\text{ N} = 7500\text{ kg}$ . Se avessimo 4 bulloni, ogni bullone dovrebbe garantire circa  $2000\text{ kg}$  di serraggio. Con un bullone di circa  $10\text{ mm}$  di diametro corrisponde ad uno sforzo di circa  $4000\text{ kg/mm}^2$ ! Per evitare lo svitamento del bullone si utilizza un cerchione con una particolare sagomatura, che si comporta come "una molla" (fig. 3.4b) e consente di mantenere il bullone in posizione. Infatti si può scrivere  $P \sin \alpha = N$ , dove  $N$  è il carico del bullone e  $\alpha$  è l'angolo di svasatura del bullone. Questa forza  $P$  moltiplicata per il raggio del bullone  $d_m/2$  e per l'attrito metallo-metallo, diventa una coppia di blocco per il bullone pari a  $C = \frac{n}{\sin \alpha} \mu \frac{d}{2}$ . Un altro aspetto riguarda il passo di filettatura. Maggiore è il numero di giri necessario per avvitare il bullone (ovvero tanto minore è il passo di filettatura) e tanto più difficilmente il bullone tenderà a svitarsi.

**3.5.** Nella slide è rappresentato il sistema di flangiatura nei veicoli di tipo commerciale. Si possono osservare i cuscinetti che consentono la rotazione del cerchio rispetto all'asse.

**Fig. 3.6.** In questa figura è rappresentato un mozzo di due ruote gemellate non sterzanti e motrici. Si può osservare l'assale tubolare che contiene il semiasse proveniente dal differenziale che trasmette il moto. In questa soluzione il semiasse non sopporta i carichi verticali dovuti al peso (che invece è portato dall'assale).

In entrambe le soluzioni viste in precedenza il cerchio è connesso tramite un cuscinetto. Questo organo deve poter sopportare vari tipi di carichi: verticali e assiali. Ci sono anche dei momenti che tendono a “scampanare” la ruota. Per risolvere questo problema del momento si ricorre ad una coppia di cuscinetti (fig. 3.5).

**Fig. 3.7,3.8.** In queste soluzioni più evolute si può osservare il mozzo che ha già la sede per alloggiare i cuscinetti. Il mozzo, in caso di ruota motrice o sterzante, alloggia anche altri organi. Si può osservare il giunto omocinetico che consente di trasmettere la coppia anche in presenza di una inclinazione tra l'asse della ruota e il semiasse. Giunto omocinetico: la velocità di rotazione dei due assi è identica a qualsiasi inclinazione relativa dei due assi. Giunto cardanico: la velocità di rotazione dei due assi quando non sono allineati è diversa.

**Fig. 3.9.** Quando si utilizzano cuscinetti appaiati si possono montare in due modi diversi. In questa figura ce n'è un esempio con cuscinetti a rulli conici. Due montaggi: montaggio “ad X” e montaggio “ad O”. Nella disposizione ad X la distanza tra le forze (convergenti) esercitate dai due cuscinetti è  $d'$ . Nella disposizione ad O la distanza fra le forze (convergenti) è  $d'' > d'$ . A parità di forza  $R$ , quindi, il momento è maggiore nella disposizione ad X. A parità di momenti esercitati dalla ruota sul mozzo, invece, la disposizione ad O si presta meglio, in quanto la forza sui cuscinetti è minore.

**Fig. 3.12.** Questa configurazione ad O si può ottenere sia con cuscinetti conici che con cuscinetti a sfere su gole oblique.

**Fig. 3.10.** Evoluzione dei cuscinetti nel tempo. Nel 1960 i cuscinetti ad O venivano distanziati a vantaggio delle forze esercitate sui cuscinetti dai momenti “scampananti” della ruota. Tuttavia aumentare il volume occupato dal mozzo è penalizzante, in quanto lo spazio interno alla ruota è molto “prezioso” per alloggiare altro. Nel 1967 si ha l'applicazione di un unico cuscinetto composto idealmente da due cuscinetti obliqui contrapposti ad O. Infine nel 1980 si ha un cuscinetto di tipo flangiato, ovvero il mozzo ruota è il cuscinetto. Non esistono più cuscinetti esterno montabili. In questo modo si riduce al massimo lo spazio necessario.

**Fig. 3.11.** Soluzione “arcaica” invece di avere un mozzo ruota integrato con i cuscinetti si utilizzava un unico tamburo del freno su cui erano lavorate le sedi dei cuscinetti.

*28 Ottobre 2010*

## Freni

**Fig. 7.1.** Nei veicoli tradizionali la frenatura è esercitata attraverso uno strisciamento di superfici fisse rispetto ad altre in rotazione. Le forze generate danno origine a delle azioni frenanti. I freni meccanici più diffusi sono i freni a disco. In questo tipo di freni l'attrito si esercita per effetto della

compressione operata dalla pinza sulle pastiglie del freno. Una configurazione molto diffusa è quella ad un singolo cilindro idraulico che opera su una sola pastiglia. In tale configurazione è necessario montare la pinza in maniera flottante per garantire la frenatura da parte di ambo le pastiglie. In passato si utilizzava una pinza non flottante ma rigida e le due pastiglie erano azionate da due pistoni sottoposti alla medesima pressione su ambo i pistoni. La cosa importante, comunque, è che sul disco non vi siano forze assiali risultanti dall'effetto della frenatura.

**Fig. 7.2.** Un altro tipo di freno è il cosiddetto freno a ganaschia o a tamburo. In questo tipo di freni le ganasche sono incernierate ad una estremità e l'altra estremità è connessa ad una coppia di pistoni che, scorrendo, permettono di divaricare le ganasche e far sì che queste, strisciando sul tamburo, generino le forze necessarie per la frenatura.

Un'altra tipologia di freno (fig. 7.3c) diffuso soprattutto nei veicoli agricoli, è il cosiddetto **freno a nastro**. In questo freno un nastro di acciaio flessibile (al cui interno è posta la guarnizione frenante) è posto intorno ad un tamburo, fissato ad una estremità e nell'altra viene tirato consentendo di "stringere" il tamburo ed esercitare l'azione frenante. Il problema di questi dispositivi risiede nello smaltimento del calore. Tuttavia ha dei vantaggi dal punto di vista cinematico.

**Fig. 7.3.** Confronto tra i tre tipi di freno. Questi tre freni sono tipicamente azionati da un comando a pedale. La corsa di questo pedale può essere suddivisa in varie porzioni. La prima porzione è una corsa di tipo "folle", che serve a recuperare i vari giochi e laschi meccanici. Successivamente inizia la corsa nr. 2 alla quale corrisponde un movimento degli organi di attrito. Oltre la corsa nr. 2 inizia una corsa nr. 3 necessaria per compensare le deformazioni elastiche dei componenti. L'ultima corsa nr. 4 consente di avere un certo margine "di sicurezza".

**Tabella 7.2.** È importante trovare una relazione tra la forza che il conducente può esercitare e la forza che si esercita sul freno. In questa tabella sono riportati vari dati tra cui la dimensione delle varie corse nei tre tipi di freno e la forza frenante. La riga  $\tau_e$  è una sorta di rapporto moltiplicativo tra corsa del pedale e corsa del freno. Si può notare come i tre sistemi siano molto diversi tra loro: il freno a disco consente la maggiore forza frenante. Un altro effetto importante è l'effetto servofreno (!non il dispositivo servofreno!!). Questo effetto  $E_s$  è definito come il momento generato del pedale, diviso il momento frenante:

$$E_s = \frac{M_f}{F\mu r}$$

Dove F è la forza esercitata sul freno. Questo momento non si conserva. Ecco perché si ha un "effetto servofreno". Perché accade ciò? Consideriamo ad esempio un freno a tamburo. Quando la ganaschia si espande nascono delle forze tra ganaschia e tamburo. Analizzando tali forze di attrito si trova che la risultante di queste forze è una forza che ha la direzione che segue la corda massima della ganaschia ed è applicata un po' all'interno dello spicchio. Tale forza tende a far "avvolgere" maggiormente la ganaschia sul tamburo. Questo effetto servofreno è molto sentito nei freni a nastro ( $E_s = 15$ ) perché, le forze di attrito tendono a far avvolgere il nastro sul tamburo amplificando così l'azione frenante. Nel freno a disco non c'è azione servofreno perché le forze di

attrito agiscono in direzione ortogonale alle forze applicate. Tenendo conto sia dell'effetto moltiplicativo sia dell'effetto servofreno è possibile calcolare la forza frenante in funzione della forza applicata dal conducente. In tabella è rappresentata l'azione frenante per una vettura frenata (circa 50 kg!). Attenzione: queste forze sono le forze alla periferia della ruota (non quella esercitata sul freno).

Attraverso i freni, quindi, si esercita una azione frenante che può essere utilizzata in varie situazioni. Questa azione frenante, ovviamente, produce della potenza, del calore. Sotto il punto di vista dello smaltimento del calore i freni a disco sono avvantaggiati. Vediamo quali sono le potenze in gioco durante la frenata. Consideriamo un veicolo con una massa di 1000 kg, che viaggia a velocità  $v = 100 \text{ km/h} = 28 \text{ m/s}$ , e che si voglia fermare esclusivamente grazie all'azione frenante.

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \approx 400'000 \text{ J}$$

Supponiamo che il tempo di frenata sia di circa  $t_f = 7 \text{ s}$  (a cui corrisponde un'accelerazione di circa 0,4 g). La potenza frenante media è pari a

$$P = \frac{E_c}{t_f} \approx 60'000 \text{ W}$$

Consideriamo ora il medesimo veicolo, che viaggia alla stessa velocità che si vuole mantenere costante in discesa di pendenza 20%. Per trattenerlo a velocità costante su una tale pendenza occorrono  $1000 \text{ kg} \cdot 20\% = 20000 \text{ kg} = 2000 \text{ N}$ . La potenza frenante necessaria è quindi pari a:

$$P = Fv = 2000 \text{ N} \cdot 28 \approx 50'000 \text{ W}$$

Tale potenza è dissipata per un tempo molto lungo e un freno meccanico non è in grado di dissipare l'energia associata a questa frenatura. Per questo motivo bisogna utilizzare altri metodi come i retarder o i freni elettrici.

Ad ogni modo, durante la frenata, il disco (o tamburo) si scalda in quando deve assorbire una grande energia in poco tempo in modo quasi adiabatico. L'acciaio ha un calore specifico circa pari ad 1/10 di quello dell'acqua quindi pari a circa  $0,5 \frac{\text{J}}{\text{g K}}$ . Considerando 4 dischi da 1 kg, quando si devono dissipare quei 400 kJ della frenata si innalza la temperatura dei singoli dischi a 200 °C.

**2 Novembre 2010**

**Fig. 7.5.** In questo diagramma sono riportate le temperature di un disco lungo il suo spessore. Nei primi istanti nelle zone CD per effetto dell'attrito tra il disco e la pinza la temperatura cresce rapidamente. Successivamente la temperatura si distribuisce più uniformemente nella zona interna. Ad ogni modo le sovrature sono nell'ordine dei 500 °C. per effetto di queste temperature il disco si deforma. La deformazione del disco avviene lungo i vari assi. Il coefficiente di dilatazione lineare dell'acciaio  $12 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}^\circ\text{C}}$ . Un disco spesso 10 mm che subisce un  $\Delta T = 600^\circ\text{C}$  si



dilata (in spessore) di circa  $0,072 \text{ mm}$ . Nella tab. 7.2 avevamo visto che la corsa delle guarnizioni era circa  $0,2 \text{ mm}$ . Con questa dilatazione, quindi, questa corsa si riduce parecchio (circa il 60%). Se avessimo fatto lo stesso calcolo per un freno a tamburo, avremmo trovato che su un tamburo l'incremento del raggio era comunque confrontabile con la corsa delle guarnizioni. Il disco ha anche un'altra deformazione: da una forma piana, il disco tende a diventare di forma troncoconica (ampiezza  $\alpha$  in figura). Per questo motivo si usa la pinza flottante: si può posizionare correttamente anche in presenza di una deformazione di questo genere. Tornando all'aumento di spessore possiamo osservare che l'aumento di spessore è positivo, in quanto riduce la corsa necessaria delle pastiglie. Tuttavia a frenata terminata potrebbe aumentare il gioco. Nel tamburo, invece, la dilatazione aumenta la corsa delle ganasce.

**Fig. 7.6.** Qui è rappresentata una pinza con due cilindri contrapposti. Per evitare alterazioni della geometria ci sono sistemi che permettono di recuperare il gioco iniziale. In questo schema, ad esempio, ci sono delle molle che tendono ad avvicinare le guarnizioni al disco. Tuttavia queste molle non producono un'azione frenante per via di tutta una serie di fattori (irregolarità del disco, etc...). Questa molla, però, fa in modo di mantenere sempre la pasticca vicina al disco, anche quando questa si usura.

**Fig. 7.7.** Un altro dispositivo di questo tipo si usa sui freni a tamburo. Si inserisce nella parte superiore della ganascia un dispositivo ad attrito che funziona così: un perno (P) è solidale alla parte fissa di un tamburo. Questo perno si trova in una boccola più grande (B) solidale al pattino. Questa boccola ha un gioco rispetto all'asola (F), ma questo gioco è leggermente impedito da una guarnizione (r) stretta da una molla (M). Impostando la differenza tra i diametri boccola-perno pari al gioco massimo concesso tra guarnizione e tamburo si fa in modo che, ad ogni frenata, si riporti la ganascia in posizione corretta in ogni stato di usura o dilatazione del tamburo.

**Fig. 7.8.** I freni vengono azionati da un sistema idraulico.

**Fig. 7.9.** Qui vediamo una pompa idraulica in cui si vedono: le camere (dove sono le molle), il serbatoio, e lo stantuffo (p) del pedale. Le camere sono connesse con i freni (connessione non rappresentata).

**Fig. 7.10.** Configurazione ad X del sistema frenante. In questo modo si aumenta la sicurezza in caso di bloccaggio delle ruote. In questa figura si può anche vedere un altro dispositivo (C) chiamato correttore di frenata. In generale il carico ripartito sugli assali non è lo stesso (ad esempio se c'è un solo conducente, oppure 5 persone più bagagli. Ci sono anche effetti dinamici, ad esempio in frenata il peso si sposta in avanti e le ruote posteriori "perdono" molto carico). Per questo motivo si inseriscono questi correttori di frenata, che ripartiscono l'azione frenante in funzione dello stato di carico sulle ruote, in modo da mantenere sempre l'aderenza.

**Fig. 7.13.** Lo schema di principio di questo ripartitore è semplice, ed è rappresentato qui. Il correttore di frenata è costituito da due camere divise da un pistone, che assume una posizione che è funzione della posizione dell'asse rispetto al telaio. In assenza di carico aggiuntivo il correttore di frenata è bypassato ed è come se non ci fosse. Quando si carica maggiormente

l'assale posteriore il pistone del correttore di frenata chiude la luce del bypass. In queste condizioni nella camera di sinistra si ha una certa pressione dovuta al fluido frenante. Sulla camera di destra (e quindi sulla ruota) si ha un effetto di amplificazione, in quando la pressione sul pistone del correttore è pari alla somma dell'azione del freno e della molla M.

**Fig. 7.12.** Con questi dispositivi si può dosare molto bene la ripartizione delle pressioni sui freni.

Abbiamo visto (fig. 7.2) come la massima azione frenante con i freni a disco è, ad esempio per i freni a disco, di circa 4 tonnellate. Pertanto con questo sistema diretto si possono frenare al più veicoli di 4 tonnellate. Per sistemi più grandi si devono utilizzare dei **servofreni**.

**Fig. 7.14.** Schema di principio del servofreno. All'azione del pedale (insufficiente ad azionare al pinza) si deve aggiungere un altro contributo. Questo contributo deriva dal servofreno. Un cilindro (S) diviso in due camere da una membrana (A). Su queste due camere possono agire pressioni diverse. Nella camera di sinistra si può tenere la pressione ambiente, mentre nella camera di destra si crea una depressione "prelevata" dai condotti di aspirazione del motore in queste condizioni sulla membrana agisce una pressione differenziale che può spostare la membrana e quindi lo stantuffo che aziona il freno. Questo sistema, dipendendo dal motore termico, non può essere utilizzato in veicoli elettrici!

*4 Novembre 2010*

(riepilogo sul servofreno, fig. 7.14)

**Fig. 7.15.** Schema costruttivo di un servofreno. In questo schema si può osservare la realizzazione pratica del servofreno.

**Fig. 7.17.** Queste curve riportano il coefficiente di aderenza  $\mu_x$  (una specie di coefficiente di attrito) in varie condizioni di suolo stradale, ed in funzione dello scorrimento. Lo scorrimento rappresenta la differenza di velocità gomma e suolo. A ruota bloccata lo scorrimento è unitario. Il coefficiente  $\mu_y$  è quello che tiene conto delle forze in direzione perpendicolari al moto della ruota. Questo coefficiente risente molto dello scorrimento. Per questo motivo una ruota bloccata non consente di sterzare. Il bloccaggio delle ruote, quindi, influenza molto di più il controllo del veicolo, piuttosto che la forza frenante. Per evitare il bloccaggio delle ruote, quindi, è necessario prevedere un sistema anti bloccaggio. Per fare ciò è necessario prevedere un sensore di velocità delle ruote.

**Fig. 7.21.** Schema di un ABS. Degli attuatori controllati elettronicamente sono in grado di ridurre l'azione frenante del pedale.

*8 Novembre 2010*

L'ultima parte sui sistemi di frenatura riguarda i retarder, ovvero quei dispositivi in grado di dissipare l'energia frenante per tempi lunghi.

**Fig. 7.25.** Questo diagramma riporta la potenza necessaria per mantenere ad una certa velocità un veicolo di 44 t su diverse pendenze (negative, ossia in discesa). Come si può vedere queste potenze sono molto grandi (centinaia di kW), anche superiori alla potenza del veicolo.

Per far fronte a tali azioni frenanti occorrono altri dispositivi.

**Fig. 7.26.** Un effetto frenante dei MCI è il cosiddetto freno motore. Dal momento che in discesa (in assenza di apertura della farfalla) il motore è trascinato dalle ruote, pertanto esercita un'azione frenante sulle ruote stesse. La curva di un sistema tipo freno motore è la curva (M). La potenza frenante ottenibile col solo effetto motore è circa pari al 20% della potenza nominale del motore. Le spezzate stanno a rappresentare le marce innestabili nel motore. Questo effetto di freno motore può essere migliorato (curva G) intervenendo sulle luci di scarico (chiudendo le luci di scarico). Questo effetto si aumenta ulteriormente (curva P, pari a circa l'80% della potenza nominale) se si riesce a trasformare il MCI in un compressore, intervenendo sulla fasatura delle valvole. Esistono altre tecniche che non si basano sull'effetto del freno motore. Si può frenare sull'albero di trasmissione attraverso un freno ad attrito (curva F). La differenza tra questo freno e quello sulle ruote è che il freno sull'albero di trasmissione può essere più complesso (ad esempio freni in bagno d'olio a circolazione forzata). In questo sistema, tuttavia, la potenza che si riesce a dissipare è proporzionale alla velocità delle ruote (e quindi della velocità di rotazione dell'albero di trasmissione). Lo stesso principio appena descritto, si può applicare per via elettromagnetica invece che meccanica. Un freno elettromagnetico utilizza come coppia frenante la coppia che si origina per effetto di correnti parassite in un disco che si muove alla velocità di rotazione dell'asse di trasmissione (curva E). Queste correnti parassite sono prodotte da due espansioni polari percorse da corrente continua. L'intensità della frenata è dosata variando il campo induttore, ovvero variando la corrente che percorre le bobine che generano il campo. Ovviamente è necessaria tutta una componentistica elettrica per alimentare queste bobine. Sempre restando nella frenata di tipo elettromagnetica si può pensare di utilizzare una macchina elettrica che funziona da generatore e che è in grado anche di recuperare l'energia in frenata. La curva (H) si riferisce ad un sistema di rallentamento idraulico.

**Fig. 7.27.** Il dispositivo P è un dispositivo in grado di sottrarre potenza motrice alla linea di trasmissione immediatamente a valle del cambio con un sistema di pompa – turbina (con rotore fermo!) che trasferisce l'energia al fluido che viene successivamente raffreddato.

## Sospensioni

**Fig. 4.1.** Il sistema di collegamento della ruota al telaio del veicolo prende il nome di sospensione. Una sospensione è un collegamento ad un grado di libertà realizzato con un collegamento elastico (chiamato molleggio) ed un dispositivo di smorzamento (ammortizzatore).

**Fig. 4.2.** Se avessimo una sospensione composta dal solo molleggio si potrebbero innescare delle oscillazioni permanenti. Per questo motivo il sistema è dotato di uno smorzatore.

Il dispositivo di molleggio può essere composto da molle elicoidali, barre di torsione... per queste molle il legame  $F - x$  è praticamente lineare e si può individuare una costante elastica. Tuttavia si

cerca di dimensionare il sistema di molleggio in modo da farlo oscillare con certe frequenze tollerabili dal punto di vista umano e dal punto di vista tecnico. Per mantenere costante la frequenza di oscillazione al variare del carico (della massa sulla ruota) bisognerebbe fare in modo che la costante elastica della molla vari al variare del carico (la frequenza di oscillazione è pari a  $f = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ). Le molle, in genere, non hanno questa caratteristica.

**Fig. 4.13.** Per ovviare a questo problema si adottano alcuni cinematismi che consentono di aumentare  $k$  all'aumentare di  $m$ , come quello rappresentato in figura. In questo schema il diagramma  $F - x$  non segue una legge lineare, ma è molto più ripida e non lineare. Variando le geometrie del sistema, quindi, si può ottenere una frequenza di oscillazione fissa.

**Fig. 4.15.** Si possono utilizzare anche molle di tipo pneumatico (specialmente su veicoli industriali).

**Fig. 4.17.** Schema ideale di un ammortizzatore. Questo elemento reagisce con una forza proporzionale alla velocità di spostamento. Lo spostamento dello stantuffo è associato al passaggio del fluido nella luci praticata nello stantuffo stesso. Ad uno spostamento veloce corrispondono delle velocità elevate nel fluido nella luce e quindi ad una dissipazione di energia.

**Fig. 4.16.** Ammortizzatore reale. Si può vedere la risoluzione del problema dell'inserimento dello stelo. In fig. a), la camera superiore ha una parete deformabile, in modo che lo stantuffo possa essere spostato verso l'alto. In fig. b), invece, la camera superiore ha delle valvole comunicanti con un serbatoio ausiliario.

**Fig. 4.19.** Ammortizzatore attivo. In questo ammortizzatore, attraverso un intervento esterno, si possono modificare le caratteristiche idrauliche delle luci di passaggio, rendendo regolabile l'ammortizzatore in modo da adattarlo alle condizioni di utilizzo.

**Fig. 4.20.** Si può anche associare il sistema precedente con un sistema di livellamento automatico.

In passato qualche matto come me ha pensato ad un modo di recuperare l'energia dagli ammortizzatori. Tuttavia se si fa un conto delle energie in gioco ci si rende conto che sono molto basse.

**9 Novembre 2010**

## Sterzo

**Fig. 5.1.** Il veicolo sterza mediante le ruote sterzanti. In questa figura sono rappresentate le ruote e per ciascuna ruota è indicato il vettore velocità (non è detto che coincida con la mezzeria della ruota): tracciando la perpendicolare a due vettori velocità si trova (all'incrocio tra esse) il centro di rotazione e il raggio di sterzata  $R$ .

**Fig. 5.2.** Se consideriamo una sterzata "cinematica" si ha questa rappresentazione della sterzata. In questa figura si vede che in assenza di angoli di deriva, determina un'angolo di sterzata differente tra le due ruote anteriori: la ruota interna è sterzata di un angolo  $\alpha$  maggiore rispetto

alla ruota esterna. Si può vedere che esiste un legame tra  $\alpha, \beta, l$  ed  $e$ . Come si realizza un cinematismo per effettuare la sterzata delle ruote in questo modo?

**Fig. 5.3.** Il meccanismo che realizza questo cinematismo è rappresentato in figura. In alto a sinistra vi è il cinematismo ideale, che, però, risulta eccessivamente complesso da realizzare in pratica. In fig. in alto a destra, invece, vi è una soluzione applicata nella realtà.

**Fig. 5.8.** In questo schema si considera una macchina con solo due ruote (si semplifica). Le due ruote giacciono su di un asse (l'asse di mezzeria). Per  $\alpha = 0$  (deriva nulla) sterzando di un angolo  $\delta$  la ruota anteriore si ha il centro di istantanea rotazione in  $O$ . In questa situazione la velocità del baricentro assume una direzione diversa rispetto all'asse del veicolo ( $\beta_0 +$ ). Questo angolo viene chiamato angolo di assetto. In presenza di una deriva ( $\alpha \neq 0$ ) si può trovare, a esempio, un diverso angolo di rotazione  $O'$ . In corrispondenza di questo angolo si ha un altro angolo di assetto ( $\beta_0 -$ ) in questo caso opposto rispetto al precedente. In funzione di questi angoli di assetto si parla di veicoli sovrasterzanti o sottosterzanti.

**Fig. 5.12.** Meccanismo di sterzo integrale. Anche l'assale posteriore può essere curvato per migliorare l'angolo di assetto.

Ci sono anche altri angoli caratteristici che hanno influenza sulla sterzata. L'asse di sterzata della ruota non è perpendicolare rispetto al suolo, ma inclinato sia nella direzione del senso di marcia (angolo di incidenza), sia verso l'interno della vettura (inclinazione laterale):

**Fig. 5.13.** Angolo di incidenza ( $i$ ) e angolo di inclinazione laterale ( $\gamma$ )

**Fig. 5.14.** Rappresentazione dei due angoli descritti in precedenza. L'angolo tra l'asse di sterzata e l'asse di mezzeria della ruota è molto importante ai fini della sterzata. La distanza che intercorre tra il prolungamento a terra dell'asse di sterzata e l'asse di mezzeria viene chiamato braccio a terra (in questa particolare figura il braccio a terra è nullo). Quando il braccio a terra è molto elevato la sterzata risulta molto difficoltosa. Infatti se il braccio è elevato per sterzare la ruota si fa strisciare il pneumatico al suolo. Invece con il braccio a terra nullo o quasi nullo si fa quasi ruotare su sé stessa la ruota, consentendo una sterzata più agevole.

**Fig. 5.15.** Cinematismo di sterzo di ruote sterzanti connesse ad un assale rigido (senza sospensione). Il comando della sterzata viene impresso su una ruota e inviato attraverso un leveraggio all'altra ruota. Nel caso in cui il molleggio delle ruote possa essere differente l'una dall'altra è necessario prevedere un qualche sistema che consenta comunque la sterzata.

**Fig. 5.16.** Nello schema in alto a sinistra il quadrilatero  $l_D - b_D - b_s - l_s$  è fisso al telaio. La sterzata è operata dal volante che agisce su una vite senza fine e un settore (un pezzo di ingranaggio). Nello schema in alto a destra, al posto della vite senza fine e il settore si utilizza un pignone ed una cremagliera.

**Fig. 5.18.** Sospensione Mac Pherson. In questo tipo di cinematismo l'ammortizzatore ha anche funzione portante per il mozzo ruota. Si può notare che, in questo caso, il braccio a terra non è nullo, ma comunque piuttosto piccolo.

**Fig. 5.21.** Scatola dello sterzo del tipo settore dentato / vite senza fine.

**Fig. 5.22.** L'evoluzione del sistema a vite senza fine che non comporta l'usura, si realizza con questo schema a vite gloccoidale. Questa vite non ha il diametro costante ma ha un profilo che prima si restringe (al centro) poi si riallarga (tipo clessidra). L'elemento in presa non è un settore ma un rullo. Queste due viti rotolano una sull'altra (non c'è strisciamento come in precedenza). Quando si comanda una rotazione con il volante, il rullo rotola e ruota l'asse su cui è montato.

**Fig. 5.23.** Sistema di sterzo del tipo pignone / cremagliera (vedi LEGO ^\_^)

**Fig. 5.26.** Servosterzo. Ad un moto rettilineo della cremagliera 2 corrisponde un rotazione del settore 4. Il moto della cremagliera è dettato dal piantone dello sterzo 3 e la vite a ricircolo di sfere 5. Tuttavia questo movimento viene assistito idraulicamente.

*11 Novembre 2010*

## Sospensioni – parte 2

**Fig. 4.29.** Sospensione a semiassie oscillante. Una soluzione di sospensione applicata su veicoli a trazione posteriore (tipo Ape). Essenzialmente è un semiassie incernierato in un punto oppure due semiassi incernierati su due punti, e molleggiati. In questo secondo caso, durante il rollio in curva, un semiassie si inclina rispetto all'altro, e quindi anche le ruote assumono due inclinazioni diverse.

**Fig. 4.31.** Sospensione a bracci longitudinali. Questa soluzione evita che la campanatura della ruota cambi in funzione del carico (come avviene per la sospensione vista in precedenza). Questo tipo di sospensione può essere molleggiata in vari modi: con una molla elicoidale o con una torsionale.

**Fig. 4.33.** Sospensione posteriore a barre di torsione e barre antirollio.

**Fig. 4.34.** Sospensione a quadrilatero trasversale. Questa sospensione riduce il problema della variazione di camber (campanatura) delle ruote durante il movimento della sospensione.

**Fig. 4.36?** Sospensione di una Renault R5.

**Fig. 4.37.** Sospensione di una Mini.

**Fig. 4.39.** Dallo schema della sospensione a quadrilatero trasversale è stata derivata la sospensione di tipo Mac Pherson. In questo tipo di sospensione si eliminano il braccio superiore, in modo da ottimizzare gli ingombri. Si realizza un braccio a tre cerniere con un lato deformabile e molleggiato.

**Fig. 4.41.** Nella sospensione Mac Pherson l'ammortizzatore è strutturale. Si può osservare che l'asse dell'ammortizzatore non coincide con l'asse geometrico del triangolo deformabile. La molla, invece, è disposta lungo l'asse geometrico. Questo per evitare i problemi schematizzati in **Fig. 4.42.**

**Fig. 4.43.** Sospensione a bracci obliqui. Questa struttura è un compromesso tra quella bracci longitudinali e quella a semiassale oscillante.

**Fig. 4.44.** Realizzazione di una sospensione a bracci obliqui.

**Fig. 4.45.** Sospensione ad assale rigido. Poco usato negli autoveicoli, molto usato nei veicoli industriali.

**Fig. 4.48.** Il vincolo longitudinale all'assale rigido è dato da delle barre longitudinali (BI), mentre il vincolo trasversale è dato da un punto (Fw) che può oscillare grazie alla cerniera BS.

**Fig. 4.49.** Realizzazione pratica di una sospensione ad assale rigido.

**Fig. 4.50.** Altra realizzazione di sospensione con assale rigido.

**Fig. 4.54.** Sospensione "ibrida" tra quella a bracci tirati e quella ad assale rigido. L'assale "rigido" che collega le ruote è un tubo spaccato (**Fig. 4.55**) che funziona come barra antirollio.

**Fig. 4.64.** Sospensione "multilink". Questo tipo di sospensione è derivata da quella a quadrilatero trasversale. Ci sono vari bracci, ognuno dei quali incernierato con una sfera, (ognuno che blocca un grado di libertà). Usando 5 bracci si può assicurare un solo grado di libertà alla ruota. Con opportune geometrie si può dare alla sospensione una caratteristica angolo-camber come si vuole. È molto più complessa.

**Fig. 4.69.** Schema dinamico longitudinale del veicolo in frenatura. L'effetto di beccheggio durante le accelerazioni o frenate si può mitigare disponendo opportunamente i punti di vincolo delle sospensioni per ridurre il braccio durante il beccheggio (b).

*15 Novembre 2010*

## Trasmissione

La trasmissione è quel sistema atto a trasmettere il movimento dal motore alle ruote. È tipicamente composto da varie parti: una frizione, una scatola del cambio, un riduttore e un differenziale.

**Fig. 6.1.** La forza propulsiva massima che un veicolo può erogare dipende dall'aderenza e dal peso del veicolo:

$$F_p = \mu z$$

Con  $\mu$  coeff. di aderenza e  $z$  componente perpendicolare alla strada del peso del veicolo. Il prodotto della forza propulsiva per la velocità di traslazione dà la potenza propulsiva:

$$P_p = F_p \cdot V = \mu z V$$

Questa è la massima potenza che si può trasmettere, dato il coefficiente di aderenza. In questo grafico sono rappresentate le potenze necessarie a mantenere una vettura ad una certa velocità in

piano e rettilineo. La velocità massima è limitata dal pneumatico! => Velocità massime per veicoli tradizionali sono nell'ordine dei 60 m/s. a queste velocità la potenza richiesta è di circa 100 kW.

**Fig. 6.2.** A 60 m/s la quasi totalità della potenza resistente è di tipo aerodinamico. In piano ( $i = 0$ ), la potenza richiesta per mantenere una certa velocità varia sostanzialmente con andamento quadratico. Con una pendenza maggiore (e.g.  $i = 40\%$ ) la potenza del motore primo può spingere il veicolo a velocità massime di circa 50 km/h (mentre prima la velocità era di circa 200 km/h). Le curve P-n del motore le vediamo in fig. dopo. Si può notare che, in questa figura, la 5° è a presa diretta (non con ingranaggio 1:1) quindi sparisce il rendimento del cambio.

**Fig. 6.3.** Il punto numero 1 è il punto di minimo del motore termico. Il punto numero 2 è il punto di coppia massima. Il punto 3 è il punto di massima potenza. Il punto 4 è la velocità massima di rotazione (limitato dal sistema di controllo della velocità).

I quattro organi che abbiamo elencato hanno una disposizione nel veicolo variabile da veicolo a veicolo. Vediamo alcuni schemi ricorrenti.

**Fig. 6.4.** Schema di trasmissione di tipo trazione posteriore, motore anteriore.

**Fig. 6.5.** Schema di trasmissione di tipo trazione anteriore, motore anteriore.

**Fig. 6.6.** Schema di trasmissione di tipo trazione posteriore, motore posteriore.

**Fig. 6.7.** Schema di un motore trasversale. L'albero a gomiti è parallelo all'asse delle ruote.

**Fig. 6.8.** Altri schemi di disposizione del motore.

**Fig. 6.10.** La frizione. L'albero motore termina con un volano (E) che viene utilizzato anche come superficie di attrito per poter azionare la frizione. La frizione è costituita dal volano, da uno spingi disco (una specie di altro volano che si affaccia sul volano del motore), e tra i due un disco di materiale di attrito. Sulla parte interna del disco della frizione si ricava una scanalatura che consente l'accoppiamento con l'albero di trasmissione che va al cambio. Attraverso la pressione sul pedale della frizione si può aprire lo spingi disco, facendo ruotare il disco della frizione rispetto all'albero motore, in quanto non sussistono più le forze che ne garantivano l'attrito. Durante il transitorio in cui le velocità dei due alberi non sono uguali, la potenza non trasmessa alle ruote viene dissipata nella frizione. La compressione dello spingi disco può avvenire tramite varie molle. In questa realizzazione è utilizzata una molla a diaframma

**Fig. 6.14.** Altri sistemi di compressione prevedono delle molle elicoidali. Il comando prevede l'azionamento di levette.

**Fig. 6.17.** Rappresentazione reale di un disco della frizione. Non sempre vi è un collegamento meccanico tra il mozzo e il materiale di attrito. Spesso al mozzo viene affidata la funzione di parastrappi.

**Fig. 6.19.** Per evitare i gradini di coppia che porterebbero ad una usura degli organi di trasmissione, il collegamento tra il mozzo scanalato e la parte di attrito della frizione non è rigido,



ma avviene attraverso una serie di dischi con alcune molle. La caratteristica di parastrappi può essere modellata adottando delle molle con caratteristiche elastiche differenti.

**18 Novembre 2010**

N.B: manca la lezione precedente (16 Novembre).

**Fig. 6.24.** Cambio a 6 marce.

**Fig. 6.31.** Per evitare l'intervallo di tempo che intercorre per cambiare marcia, nei veicoli si inseriscono degli organi chiamati preselettori. Attraverso degli attuatori si realizza l'inserimento del sincronizzatore e si frena l'albero "folle", in modo da realizzare una cambiata molto veloce.

**Fig. 6.34.** Il meccanismo che frena l'albero folle per permettere la sincronizzazione dei due alberi (quello che va alle ruote e quello folle).

**Fig. 6.37.** Schema di cambio automatico. Sia la frizione che il cambio sono automatizzati in questo schema. La frizione si può utilizzare tramite giunti idrodinamici. Il rapporto di trasmissione può essere scelto tramite l'utilizzo di ingranaggi epicicloidali, scegliendo quale dei tre alberi tenere fermo. Disponendo più di un ingranaggio di questo tipo in cascata, con un sistema di frizioni e freni per decidere chi sta fermo e chi gira, si può realizzare un cambio automatico.

**Fig. 6.42.** Il sistema pompa-turbina in una frizione idraulica si può utilizzare come convertitore di coppia. In realtà questo dispositivo presenta tre palettature, di cui una può essere variata.

**Fig. 6.44.** Altro schema di cambio automatico. Questo schema si rifà molto di più ad un cambio manuale classico. In questo cambio ci sono due frizioni che comandano due alberi (coassiali, uno interno ed uno esterno). Le ruote di questi due alberi sono tutte in presa. Però la 1° sta sull'albero interno, e la 2° sull'albero esterno, la 3° sull'albero interno, e così via... in questo modo si utilizzano alternativamente i due alberi, eliminando il vuoto di potenza che c'è in un cambio manuale classico.

**Fig. 6.45.** Cambio automatico continuo. La trasmissione prevede delle pulegge troncoconiche con una cinghia. Tipo variatore di un motorino.

**23 Novembre 2010**

**Fig. 6.47.** Rinvio fisso. È un rapporto "finale" di trasmissione. In questa figura si può vedere il cambio (sulla destra) il cui albero di uscita si innesta tramite pignone su una corona. Il rapporto di trasmissione di questa coppia conica, negli autoveicoli, è nell'ordine di 2-3. In questa disposizione il rinvio fisso contiene anche il differenziale (che vedremo più in là). In questo caso, gli alberi di ingresso e uscita sono perpendicolari tra loro ed incidenti. Si realizzano anche disposizioni con assi sghembi tra loro, le cosiddette coppie coniche ipoidali come in **Fig. 6.48**. In questa struttura si ha una configurazione di tipo assale rigido e semiassi portanti.

**Fig. 6.49.** Per i veicoli industriali, dove serve una maggiore riduzione, il rinvio fisso può essere costituito da più di un rapporto.

In uscita dal rinvio fisso è presente l'ultimo organo della trasmissione che si chiama differenziale. Nel percorrere una curva, le ruote (sia motrici che folli) ruotano con velocità angolari diverse, in quanto si trovano a raggi di curvatura diversi. Per le ruote folli è il suolo che imprime la rotazione. Per le ruote motrici, invece, è necessario utilizzare qualcosa che permetta di trasmettere la stessa coppia alle due ruote, ma con velocità di rotazione diverse. Questa funzione è svolta dal differenziale.

**Fig. 6.50.** Principio meccanico di funzionamento del differenziale. Come accade nel giogo per la trazione animale (la trave che congiunge i due buoi permette di trasferire la forza di traino in modo equo tra i due animali. MA CHE FICO! Ndr.) Lo stesso sistema si può vedere come in figura. Una puleggia su cui agisce una forza  $F_2$ . Per equilibrare il carico è sufficiente disporre di due pesi pari a  $\frac{F_2}{2}$  per equilibrare il carico, anche in presenza di velocità diverse.

**Fig. 6.48.** Il differenziale è composto da una scatola che riceve il moto da una corona (solidale ad essa). Questa scatola deve trasmettere la coppia alle ruote, attraverso un meccanismo che consenta diverse velocità. Da questa scatola, attraverso due perni solidali ad essa, vengono supportati due satelliti che sono folli rispetto alla scatola. Il loro asse di rotazione è perpendicolare a quello della scatola. Lateralmente (in linea con l'asse di rotazione della scatola stessa), vi sono i due semiassi che terminano con due planetari (ingranaggi) in presa con i satelliti. Nel moto rettilineo, i due semiassi ruotano alla stessa velocità angolare della scatola. Quando si entra in curva i due semiassi sono costretti a ruotare a velocità diversa. I satelliti, allora, iniziano a ruotare su sé stessi per consentire di avere velocità diverse ai due planetari. Tuttavia, se la coppia impressa sulla scatola rimane costante, la coppia trasmessa rimane costante. I satelliti possono essere visti come "il giogo dei buoi". Tutto questo discorso, ovviamente, è fatto in condizioni di rendimento unitario.

Può accadere, che per asperità della strada o ripartizioni non eque di carico, l'aderenza delle due ruote sia diversa. Se, ad esempio, abbiamo una ruota sul ghiaccio ed una ruota no, il limite di coppia che possiamo trasmettere è dettato dall'aderenza della ruota sul ghiaccio. Se si supera il limite di aderenza su una ruota, l'altra ruota si blocca (la coppia trasmessa alle due ruote è uguale, ma una pattina e gira molto veloce e l'altra, quindi, è ferma). In presenza di aderenza, la differenza di velocità dei due semiassi non è molto alta. Quando una ruota si blocca, però, la ruota che pattina assume una velocità angolare doppia rispetto alla velocità della scatola del differenziale. In presenza di mancanza di aderenza su una ruota, per evitare di bloccare anche l'altra, è necessario ricorrere a dei dispositivi di blocco del differenziale (per evitare così la ripartizione di velocità tra le ruote, e rendere rigido l'asse di trasmissione). Questi dispositivi di blocco possono essere manuali (ma sono una cagata: vanno inseriti a veicolo fermo) oppure automatici.

**Fig. 6.52.** Dispositivo di blocco manuale. In questa configurazione si vincola un semiassiale alla scatola. In questo modo anche i satelliti sono fermi e, automaticamente, anche l'altro semiassiale è un corpo unico con la scatola. Il semiassiale è inserito in un manicotto che, quando viene fatto

scorrere attraverso un leveraggio manuale, si impegna sulla scatola del differenziale attraverso una serie di denti dritti posti frontalmente al manicotto stesso. Questo manicotto non può ruotare rispetto al semiassale, quindi una volta impegnato sulla scatola blocca tutto il meccanismo.

**Fig. 6.53.** Differenziale autobloccante. In questo dispositivo sono presenti delle frizioni che permettono di trasmettere coppia dalla scatola ai semiassi attraverso strisciamento. Dietro ai planetari dei semiassi è posta una superficie conica che viene premuta sulla scatola per mezzo di due piattelli con molle di spinta posti nella parte più interna del differenziale. Se togliessimo le ruote dentate avremmo una coppia trasmessa alle ruote esclusivamente per attrito. Queste frizioni consentono di trasmettere coppie anche in presenza di strisciamento tra coni e scatola. Questo dispositivo potrebbe essere sufficiente anche da solo. Tuttavia servirebbero molle molto precaricate, ed, inoltre, in curva questo dispositivo è dissipativo. Quindi si realizza un differenziale che contiene sia le frizioni sia i satelliti. Le frizioni sono tarate per un 15-20% della coppia totale trasmissibile alle ruote. In caso di blocco di una ruota non perdo completamente la coppia sull'altra ruota per effetto di queste frizioni. L'inconveniente di questo dispositivo è che, anche quando non c'è pattinamento di una ruota, ma in normale curva, i coni strisciano e dissipano energia per attrito. Per ovviare a questo problema si può ricorrere ai giunti viscosi.

**Fig. 6.55.** Differenziale con giunto viscoso. Rimangono sempre i planetari. Il giunto viscoso va ad agire esercitando una coppia tra scatola ed un semiassale. L'azione del giunto è proporzionale alla velocità. Una serie di dischi è solidale al semiassale ed un'altra serie di dischi è solidale alla scatola. In presenza di velocità relative basse l'attrito viscoso tra le due schiere di dischi è basso. Quando c'è una velocità relativa alta (pattinamento di una ruota), l'attrito diventa predominante e viene trasmessa una coppia tra scatola e semiassale per effetto di questo attrito. Nello schema (b) lo schema è analogo, ma il giunto non è sensibile alla differenza di velocità tra scatola e un semiassale, bensì alla differenza di velocità tra i due semiassi.

*25 Novembre 2010*

**Fig. 6.57.** Differenziale autobloccante di tipo progressivo (LSD). Il perno di giunzione dei satelliti è in grado di esercitare una coppia sulle frizioni interne al differenziale nel momento in cui si è in presenza di slittamento.

**Fig. 6.61.** Differenziale a basso rendimento interno. Avere un differenziale a basso rendimento consente, in situazioni di slittamento, di poter trasmettere una coppia (che è quella di attrito che abbassa il rendimento) alla ruota in presa. Tuttavia il basso rendimento influenza negativamente le fasi del moto in assenza di slittamento. Quindi deve essere possibile inserire una perdita di rendimento solo in caso di elevate velocità relative. Questa perdita si può inserire frenando i satelliti, ad esempio. In questa soluzione non ce se capisce niente =P.

**Fig. 6.63.** Un dispositivo di tipo differenziale può essere richiesto anche per trasmettere il moto sia all'assale posteriore che all'assale anteriore nelle vetture 4WD. Questo è necessario perché le velocità dei due assi di trasmissione potrebbe non dover essere uguali (per esempio in curva...). Inoltre potrebbe non essere opportuno dividere la coppia equamente tra i due alberi di

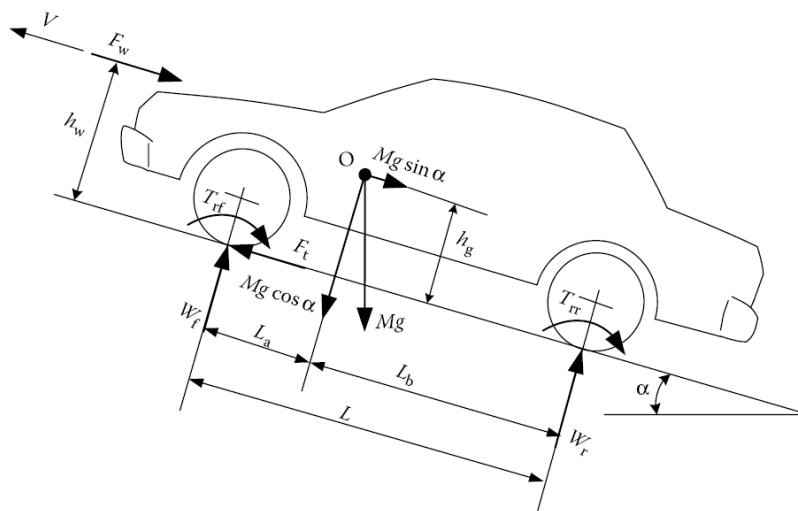
trasmissione, bisogna cioè ripartire diversamente la coppia tra anteriore e posteriore. In questa figura si può osservare l'albero motore (2) che entra nel differenziale, l'uscita verso l'asse posteriore (1) e quella verso l'asse anteriore (3). L'asse (1) si impegna su un ingranaggio simile ad un epicicloidale che si impegna su ulteriori due semiassi, uno solidale all'asse (1) ed uno che è solidale all'asse (3) attraverso una puleggia. Anche questo sistema è dotato di un giunto viscoso che consente di evitare la perdita di aderenza totale in caso di slittamento dell'avantreno o del retrotreno.

La presenza di un differenziale anti bloccante provoca la comparsa di un fenomeno sottosterzante il curva, in quanto il meccanismo tende a trasferire la potenza sulla ruota che gira meno velocemente (quella interna alla curva, quindi), producendo un momento opposto a quello che si vorrebbe in curva.

**Fig. 6.64.** Per ovviare al problema descritto poc'anzi, si utilizzano differenziali "attivi". Mah...

Questo sistema di differenziale attivo si può fare MOLTO più facilmente attraverso la trazione elettrica indipendente delle ruote.

### Forze sul veicolo



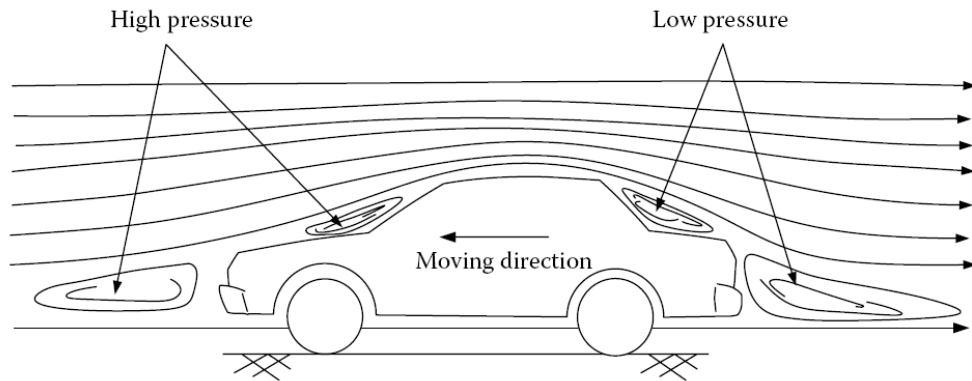
La mia  $F_r$  (forza resistente dovuta al rotolamento) è pari a:

$$F_r = Mg \cos \alpha \cdot f$$

Dove  $\tan \alpha = i(\%)$ . Il coefficiente  $f$  varia a seconda delle condizioni:

Rolling Resistance Coefficients	
Conditions	Rolling Resistance Coefficient
Car tires on a concrete or asphalt road	0.013
Car tires on a rolled gravel road	0.02
Tar macadam road	0.025
Unpaved road	0.05
Field	0.1–0.35
Truck tire on a concrete or asphalt road	0.006–0.01
Wheel on iron rail	0.001–0.002

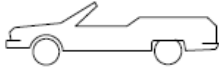


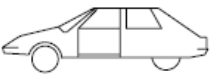



Un'altra forza che deve essere vinta dal veicolo è la resistenza aerodinamica:



Tale forza è calcolabile come:

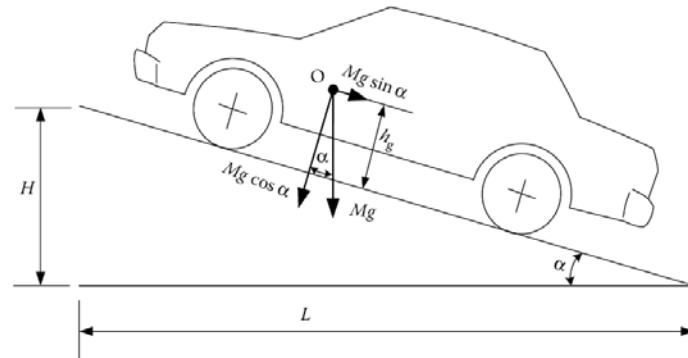
$$F_a = \frac{1}{2} \rho A \cdot C V^2$$

Il coefficiente  $C$  è tabulato:

Vehicle type	Coefficient of aerodynamic resistance
 Open convertible	0.5...0.7
 Van body	0.5...0.7
 Ponton body	0.4...0.55
 Wedged-shaped body; headlamps and bumpers are integrated into the body, covered underbody, optimized cooling air flow	0.3...0.4
 Headlamp and all wheels in body, covered underbody	0.2...0.25
 K-shaped (small breakaway section)	0.23
 Optimum streamlined design	0.15...0.20
Trucks, road trains	0.8...1.5
Buses	0.6...0.7
Streamlined buses	0.3...0.4
Motorcycles	0.6...0.7

$A$  è l'area frontale del veicolo.  $\rho$  è la densità dell'aria. La velocità  $V$  è la velocità relativa del veicolo rispetto all'aria. Tale forza è trascurabile a bassa velocità, mentre assume una importanza rilevante ad alte velocità.

Altra forza resistente è la componente della forza peso legata alle pendenze.



In questo caso abbiamo una componente della forza peso proiettata lungo la direzione del moto:

$$F_i = Mg \sin \alpha$$

In genere, la forza dovuta al rotolamento e la forza dovuta alla pendenza si considerano insieme:

$$F_r + F_i = Mgf \cos \alpha + Mg \sin \alpha = Mg(f \cos \alpha + \sin \alpha) = Mg \cos \alpha (f + \tan \alpha)$$

Ovvero:

$$F_r + F_i = Mg \cos \alpha (f + i)$$

Se la pendenza non è eccessiva si può scrivere:

$$F_r + F_i \approx Mg(f + i)$$

Questo evidenzia che la forza deriva dal contributo di due fattori: attrito ( $f$ ) e pendenze ( $i$ ).

La forza propulsiva totale da applicare per superare queste tre forze è pari a:

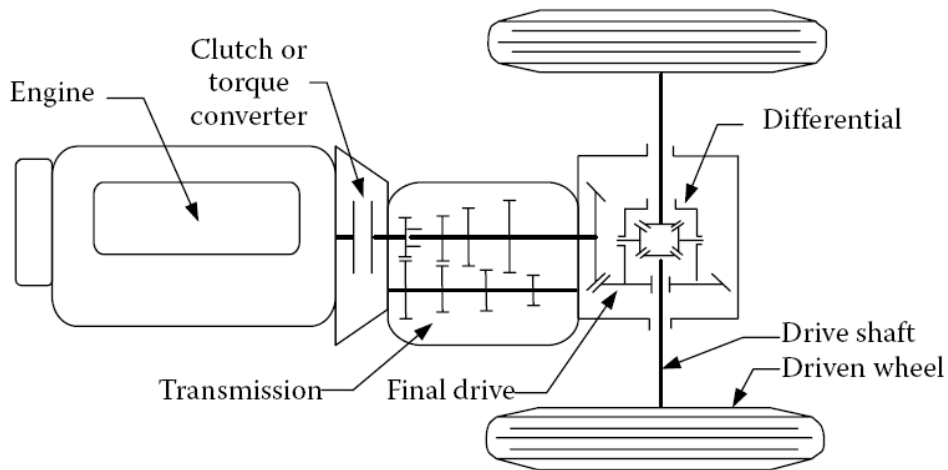
$$F_p = F_a + F_r + F_i = Mg(f + i) + \frac{1}{2} \rho ACV^2$$

Il contatto tra pneumatico e suolo è caratterizzato dal coefficiente di aderenza che tiene conto della natura del suolo:

Average Values of Tractive Effort Coefficient on Various Roads

Surface	Peaking Values, $\mu_p$	Slipping Values, $\mu_s$
Asphalt and concrete (dry)	0.8–0.9	0.75
Concrete (wet)	0.8	0.7
Asphalt (wet)	0.5–0.7	0.45–0.6
Gravel	0.6	0.55
Earth road (dry)	0.68	0.65
Earth road (wet)	0.55	0.4–0.5
Snow (hard packed)	0.2	0.15
Ice	0.1	0.07

NB: è diverso dal coefficiente di attrito. Quel coefficiente si associano le perdite per isteresi del pneumatico. Questo coefficiente mi indica quali forze posso scambiare tra pneumatico e suolo. Come si esercita la forza propulsiva?



Questo è lo schema di un gruppo motore-trasmissione-ruote. La mia coppia alla ruota di raggio  $R$  è pari a:

$$T_w = F_p \cdot R$$

Se indichiamo con  $\tau$  il rapporto complessivo di riduzione motore-ruota e con  $\eta_\tau$  il rendimento complessivo di trasmissione, la coppia che il motore a comb. interna  $T_{CI}$  deve fornire è pari a:

$$T_{CI} = \frac{T_w}{\tau \eta_\tau}$$

Il rendimento globale della trasmissione deriva dal prodotto dei rendimenti di tutti gli elementi. Tipicamente gli alberi di trasmissione hanno rendimenti dell'ordine del 99%. Due ruote in presa hanno rendimento dell'ordine di 97-98%, il rapporto fisso (coppia conica) ha rendimento di circa 86%, il giunto omocinetico dell'assale ha rendimento circa del 99%. Globalmente  $\eta_\tau$  vale 80-83%.

Tornando alla mia  $F_p$ :

$$F_p = \frac{T_{CI} \tau \eta_\tau}{R}$$

La velocità del veicolo  $V$  è pari a

$$V = \omega_w R$$

La velocità angolare della ruota è pari a:

$$\omega_w = \frac{\omega_{CI}}{\tau}$$

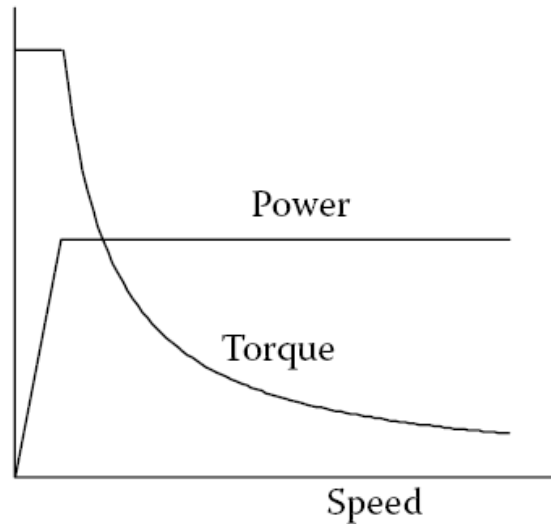
Per cui

$$V = \frac{\omega_{CI} R}{\tau}$$

Il prodotto della forza applicata al veicolo per la velocità è la potenza applicata:

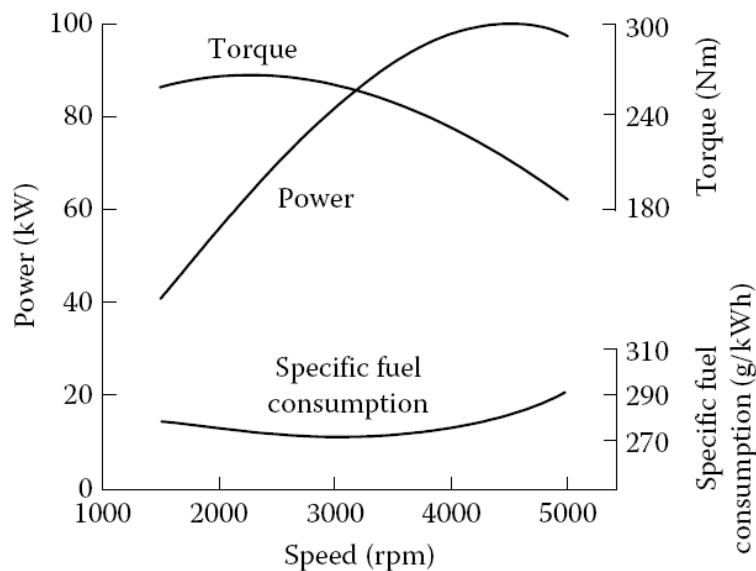
$$P_p = \frac{T_{CI} \tau \eta_\tau}{R} \cdot \frac{\omega_{CI} R}{\tau} = T_{CI} \omega_{CI} \eta_\tau$$

La caratteristica ideale per un veicolo sarebbe a potenza costante in tutto il range di velocità del veicolo:



La prima parte della caratteristica è diversa in quanto, anche se avessimo a disposizione grandi coppie dal motore primo, non si potrebbero utilizzare in quanto si supererebbe l'aderenza della ruota, con conseguente slittamento. Quindi la coppia iniziale è limitata dalla coppia massima applicabile alla ruota per evitare lo slittamento. Queste solo le curve lato veicolo.

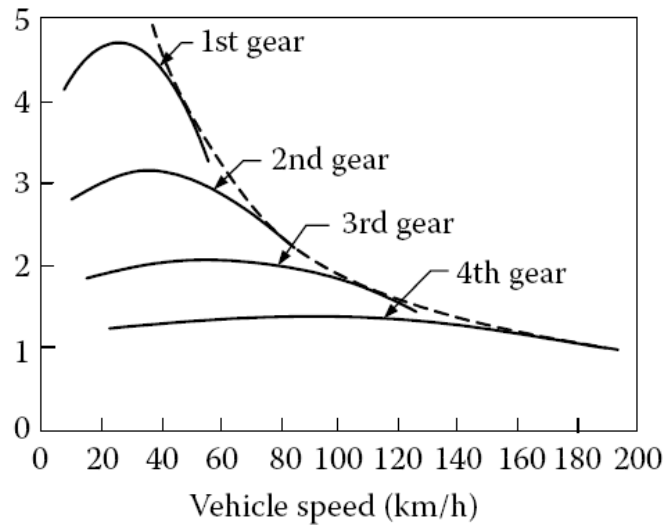
Cosa accade se il propulsore è un MCI?



Curva caccosa. La curva è ricavata a piena ammissione di carburante (farfalla completamente aperta). Il punto di potenza massima è al di sotto della velocità di rotazione massima del motore.

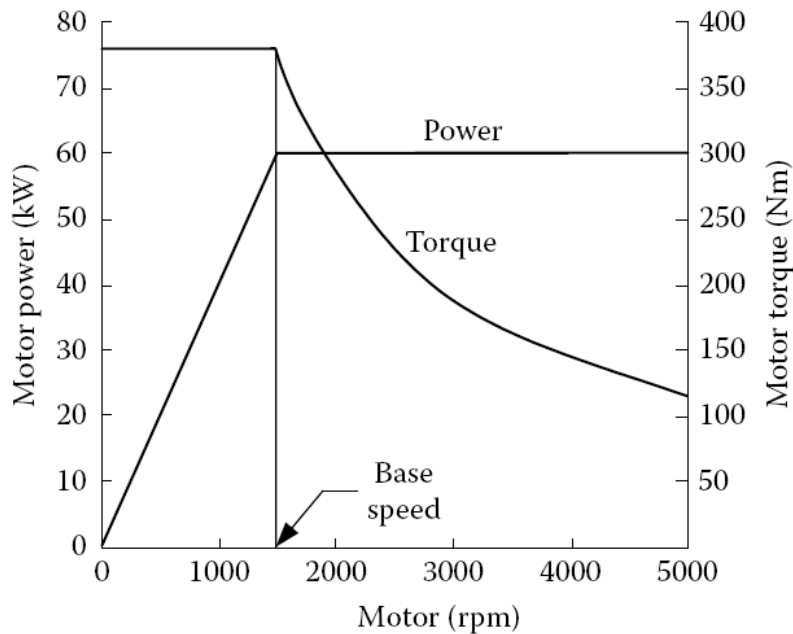


Per conciliare questa coppia caccosa del MCI con quella ideale che vorremmo, è necessario usare il cambio:



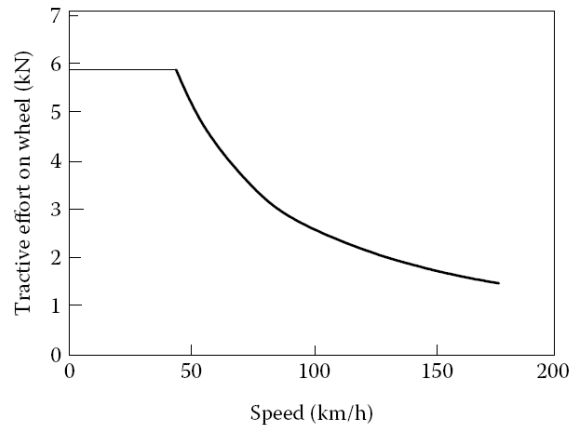
Si può vedere come, cambiando marcia, si riesce in qualche modo a far coincidere le due curve di coppia, quella reale del MCI e quella ideale.

Se invece andiamo ad utilizzare un motore elettrico (quindi non caccoso), abbiamo delle curve tipo:



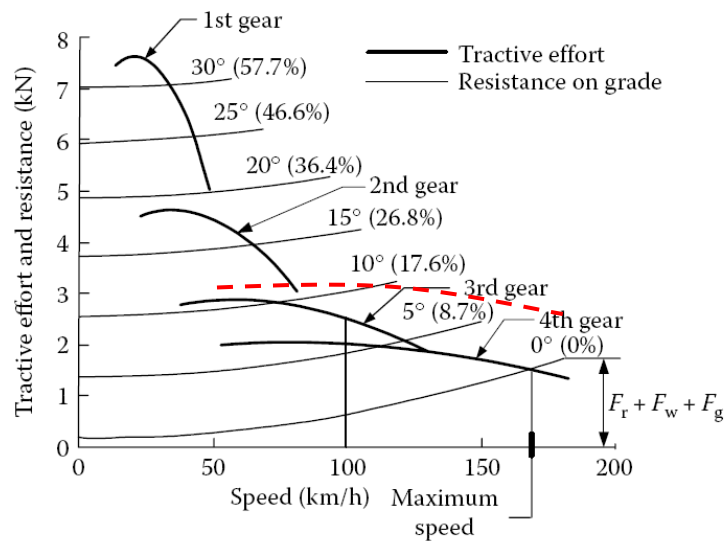
Nella prima parte il flusso è mantenuto costante, pari a quello nominale. Tale coppia, in teoria, potrei averla a qualsiasi velocità, perché le macchine elettriche sono troppo meglio. Il tratto in deflussaggio da luogo ad una coppia tale che il prodotto  $C\omega$  corrisponde ad una potenza costante. Un punto caratteristico è quello denominato velocità base, che è il punto oltre il quale si inizia a deflussare la macchina.

Con un singolo ingranaggio, accoppiando il motore elettrico alla ruota avremmo un andamento della forza propulsiva alla ruota come il seguente:



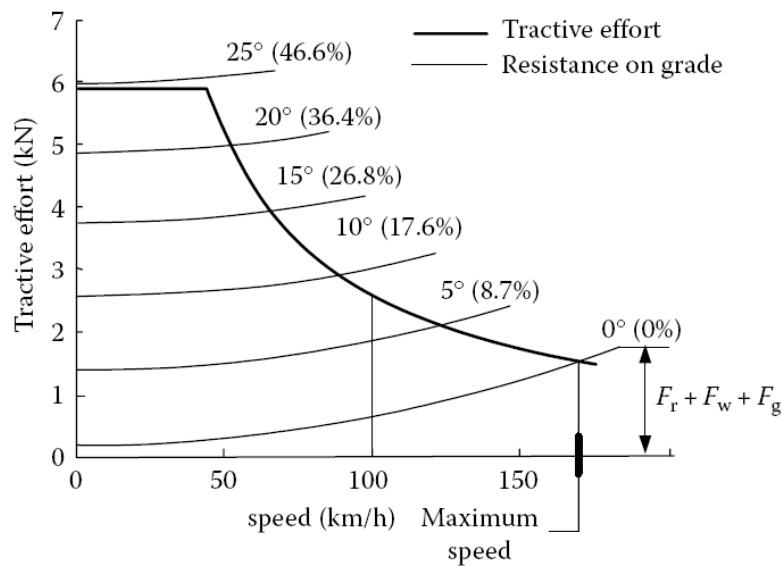
30 Novembre 2010

(So arrivato tardi: si parla di punto di funzionamento del motore. Si è parlato di [fig. 2.17])



Data la caratteristica di un motore e relativa trasmissione, in funzione della curva caratteristica del percorso su cui ci si trova è possibile visualizzare immediatamente il punto di velocità massima del veicolo. A spanne questo veicolo dovrebbe avere circa 60 kW e 1400 kg. Se equipaggiassi questo veicolo con un motore da (per esempio) 100 kW, tutte le curve di coppia sarebbero più alte. Mi accorgerei che la velocità massima del motore è determinata dal limite di giri del motore e non dall'equilibrio con una coppia resistente (linea rossa a tratteggio). L'altra caratteristica che si può leggere dalla figura è la massima pendenza superabile (57,7% in questo caso).

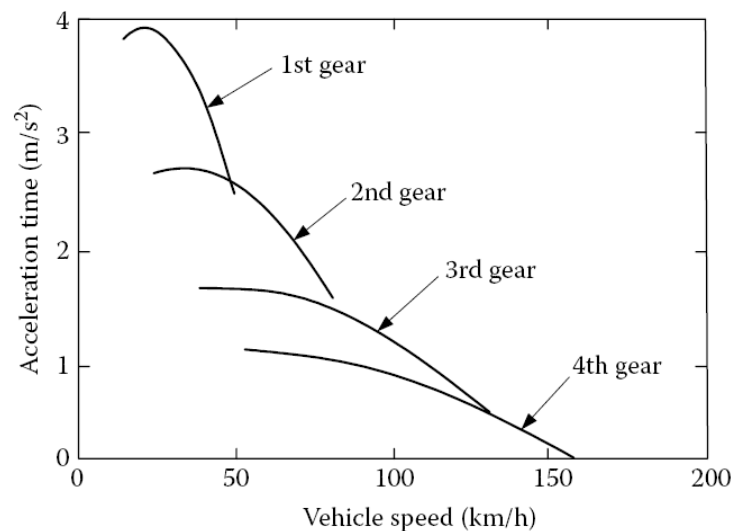
Ora supponiamo di prendere lo stesso veicolo e di metterci un veicolo elettrico con un rapporto di riduzione opportuno si ha un'altra caratteristica:



La massima accelerazione imprimibile al veicolo è pari a:

$$a = \frac{F_p - F_r}{M_{eq}}$$

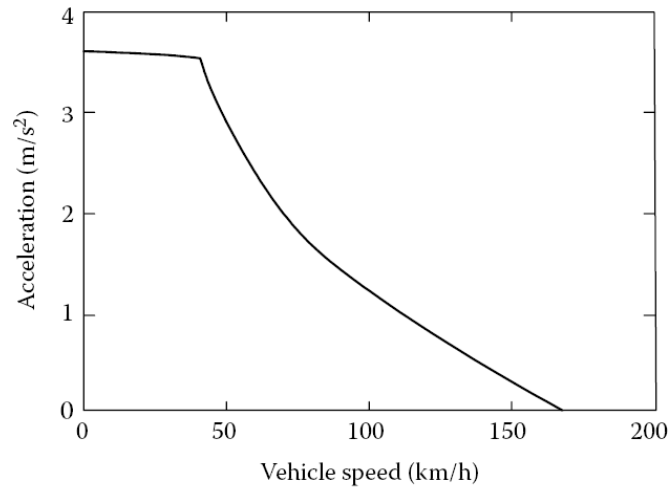
Dove la massa  $M_{eq}$  deve tener conto del fatto che all'interno del veicolo ci sono masse rotanti. La massa equivalente deve tener conto della maggiore energia richiesta per far accelerare il veicolo dovuto proprio al fatto di dover portare ad una superiore velocità angolare le parti in movimento. Possiamo graficare le accelerazioni disponibili in funzione delle velocità:



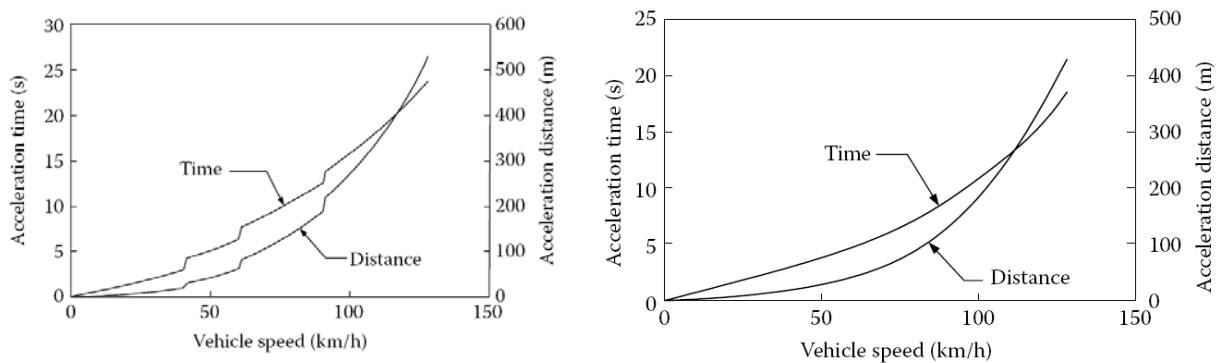
Questo grafico deriva direttamente dal precedente considerando il percorso in piano. Si può notare che in prima si riesce ad applicare una accelerazione al più di 0,4g. Potremmo fare di

meglio? Se supponiamo il coefficiente di aderenza  $\mu = 1$  potremmo imprimere un'accelerazione massima pari a  $g$ .

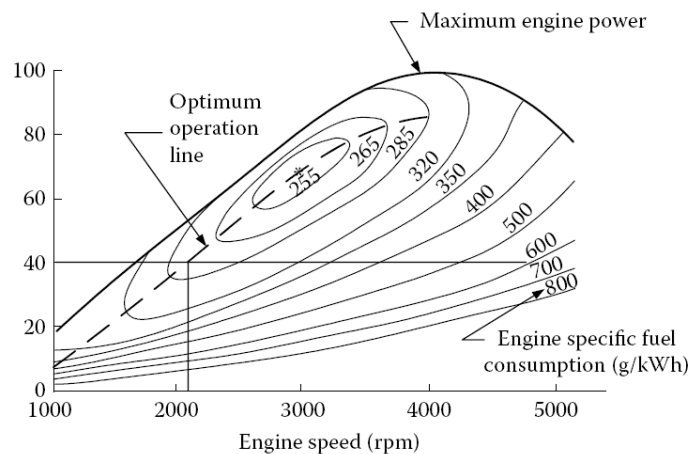
La stessa caratteristica accelerazione-velocità si può fare per il motore elettrico:



Per integrazione di queste curve si possono ottenere dei grafici tempo – spazio – velocità (ovvero: lo spazio e il tempo richiesti per raggiungere una certa velocità):



Fissata la velocità del veicolo e il tracciato, è determinata la potenza motrice. Tale potenza motrice il motore può offrirla a più di un regime di rotazione. Sono equivalenti questi punti di funzionamento? Cambia il consumo specifico di combustibile:



Tale curva è il luogo dei punti a egual consumo specifico di combustibile. Sulle ordinate c'è la percentuale di potenza erogabile dal motore. I dati relativi alla curva di consumo specifico si trovano sui cataloghi dei MCI.

2 Dicembre 2010

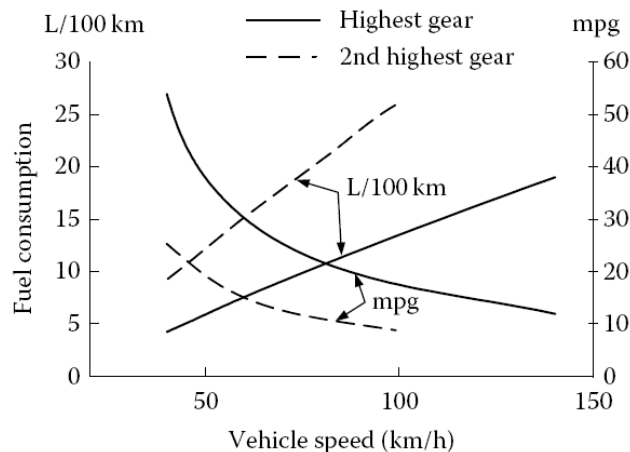
La potenza del MCI è esprimibile come:

$$P_{MCI} = \frac{V \cdot F_p}{\eta_\tau} = \frac{V \left( M_g i + M_g f + \frac{1}{2} \rho A c V^2 + M_g a \right)}{\eta_\tau} = \frac{\omega_r R \left( M_g i + M_g f + \frac{1}{2} \rho A c V^2 + M_g a \right)}{\tau \cdot \eta_\tau}$$

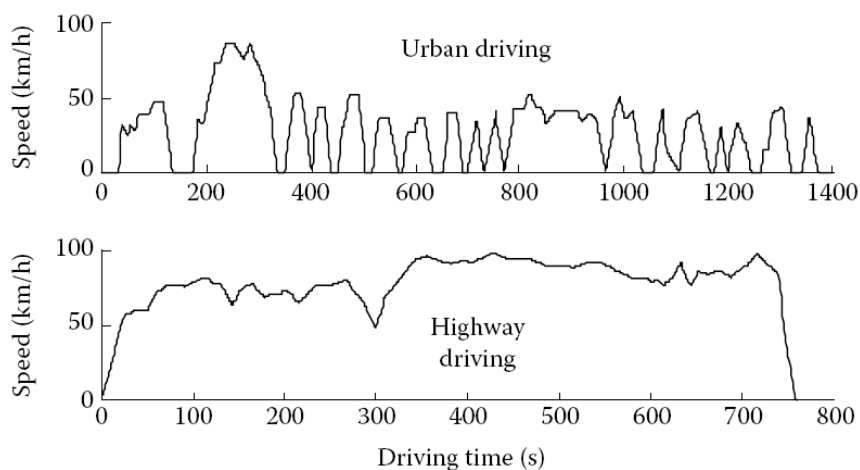
Moltiplicando la potenza per il consumo specifico si ottiene il consumo orario:

$$G \cdot P_{MCI} = \left[ \frac{g}{h} \right]$$

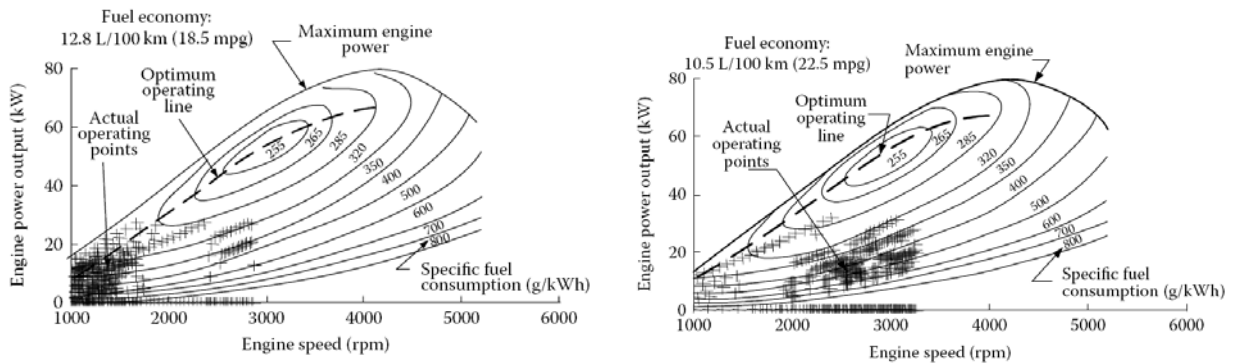
Dividendo ulteriormente per la velocità otteniamo il consumo chilometrico.



Nella figura di sopra si può confrontare il diverso consumo in funzione della marcia innestata.

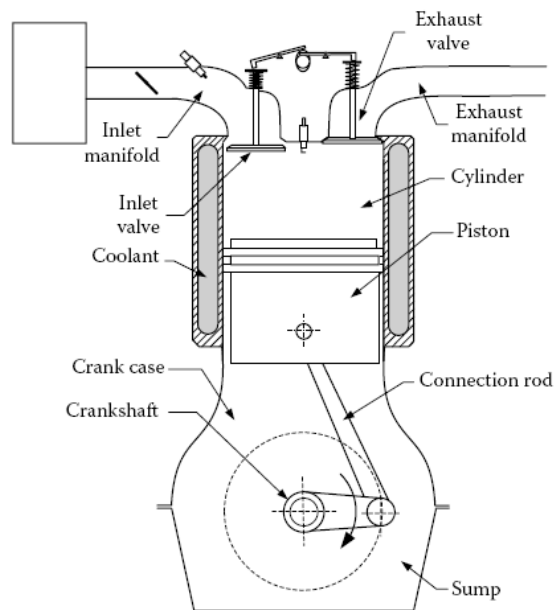


Per non riferirsi ad un consumo specifico ad una sola velocità esistono dei cicli di riferimento riferiti a percorsi urbani ed extraurbani come in figura. Nei due cicli (urbano ed extraurbano, i punti di funzionamento tipici sono i seguenti:

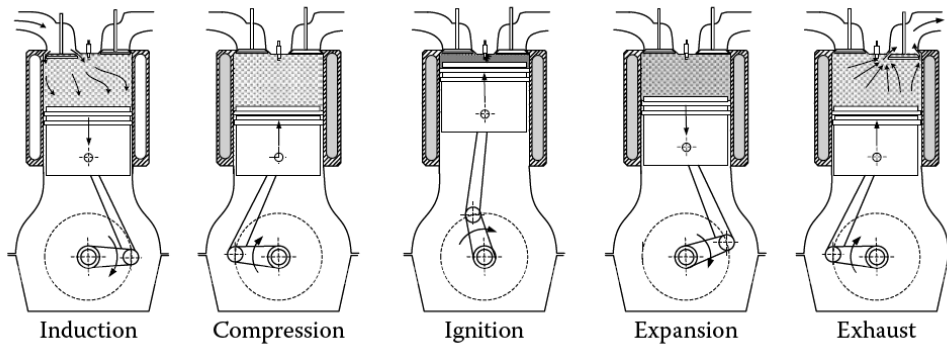


Vediamo dove si può intervenire per migliorare i consumi del veicolo. Il primo fattore è certamente ridurre la massa. Si può agire sul coefficiente  $f$  legato all'attrito e all'isteresi dei pneumatici. Si può agire sul motore per ottenere dei rendimenti maggiori. Si può agire sul numero dei rapporti e sul rapporto stesso. Infine si può agire aggiungendo al MCI un motore elettrico in modo da agire sulle curve per ottimizzare i consumi.

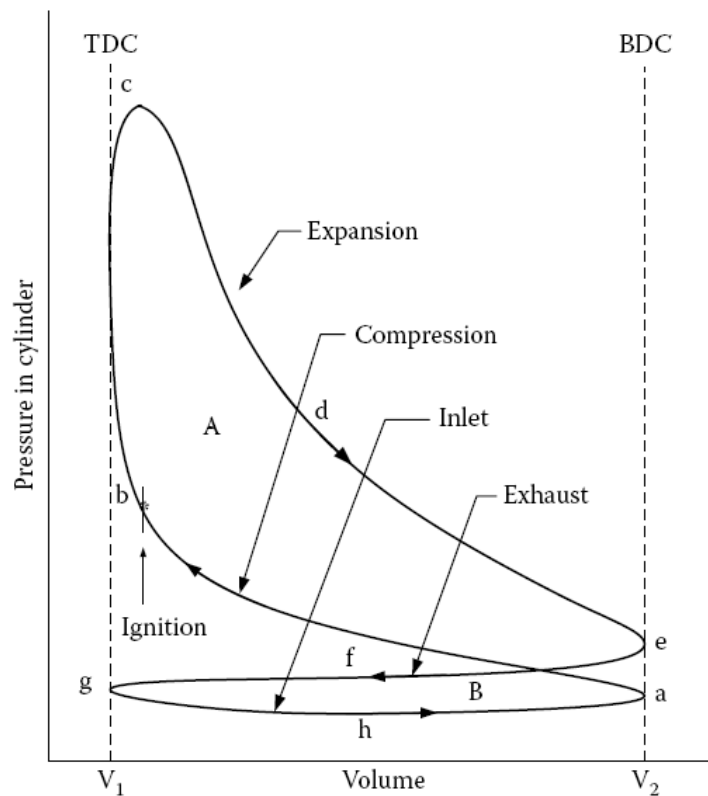
### Motori a combustione interna



(descrizione del motore 4 tempi, con relative fasi. Non riporto perché ne ho le balle piene)



Il ciclo di riferimento è:



Il volume  $V_1$  è quello relativo al PMS, il  $V_2$  è quello relativo al PMI. Partendo dal punto  $g$  e spostandoci verso il punto  $a$  siamo nella fase di aspirazione e le valvole di aspirazione sono aperte. Da  $a$  a  $c$  c'è la fase di compressione. Nel punto  $b$  avviene l'accensione. Dopo l'accensione si ha un forte incremento di pressione dovuto alla combustione. Da  $c$  ad  $e$  lungo il percorso  $d$  si ha l'espansione. In  $e$  si ha l'apertura delle valvole di scarico e la salita del pistone dal PMI al PMS consente di espellere il gas di scarico. Il lavoro è l'integrale della pressione nel volume, ovvero l'area sottesa alle curve in particolare l'area  $A$  meno l'area  $B$ :

$$W = \int P dV = A - B$$

Mediamente nell'arco di due giri, a questo lavoro deve corrispondere il lavoro all'albero:

$$W = A - B = T \cdot 2 \cdot 2\pi$$

Dove  $T$  è la coppia media che si ha da un MCI. Lo stesso lavoro si può esprimere come:

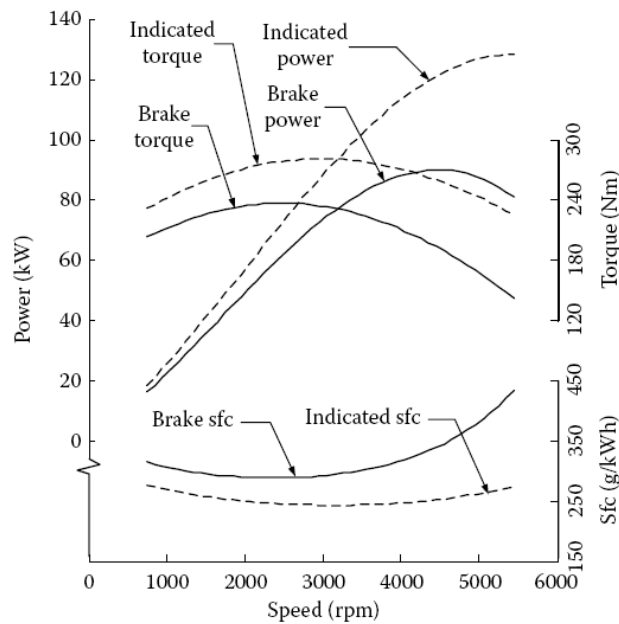
$$W = P_m \cdot V_{cil}$$

Dove  $P_m$  è la pressione media e  $V_{cil}$  è il volume del cilindro. La coppia, quindi è direttamente proporzionale alla cilindrata e alla pressione media effettiva:

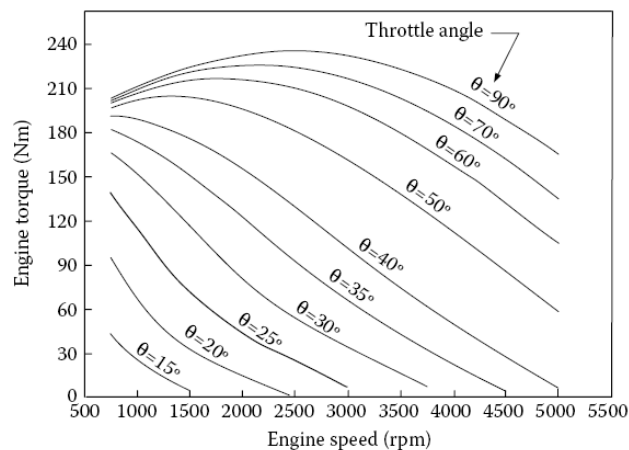
$$T = \frac{P_m V_{cil}}{4\pi}$$

Per aumentare la coppia, quindi, si potrebbe agire sulla pressione che però è abbastanza costante entro certi limiti per i MCI e non può essere variato molto. Tipicamente questa pressione è intorno alle 10 – 11 atm. In definitiva la coppia dipende essenzialmente dalla cilindrata.

La potenza effettivamente prelevabile (brake power, in figura), però deve essere decurtata della parte necessaria alla movimentazione di altri organi (distribuzione e lubrificazione) e della parte relativa agli attriti:

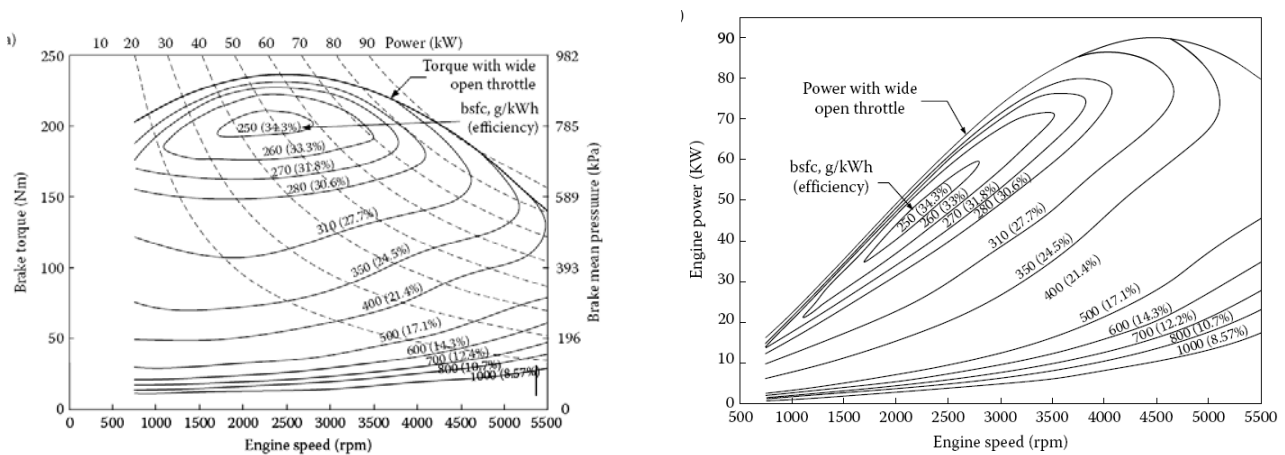


La caratteristica di coppia varia a seconda dell'apertura della valvola a farfalla:

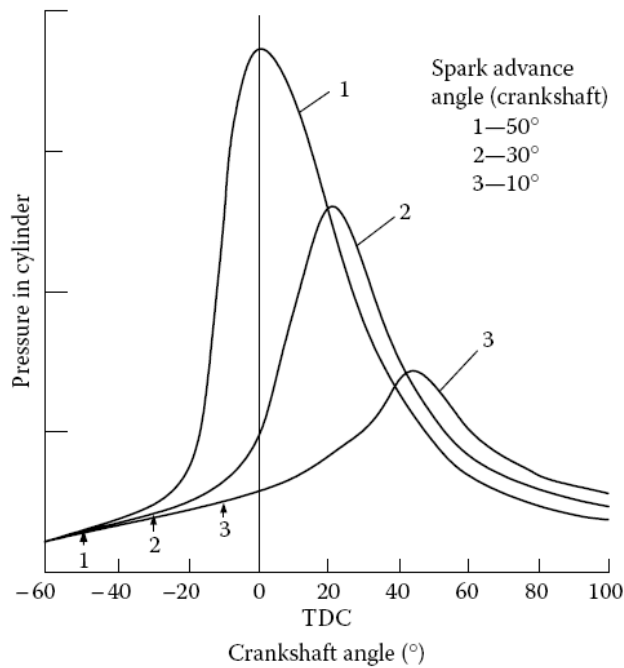




Possiamo anche tracciare delle curve di rendimento e consumo specifico del motore:

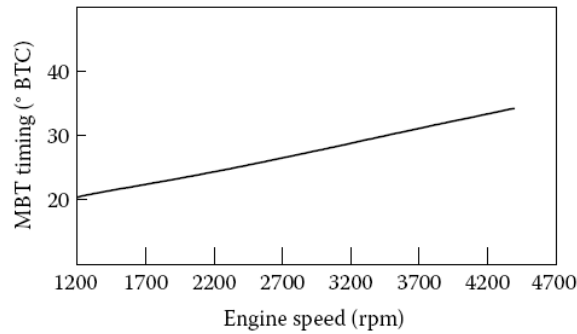
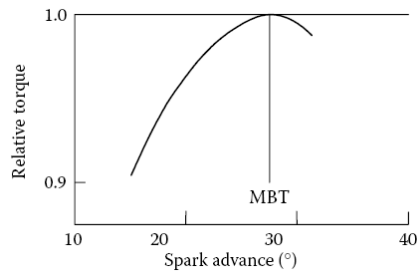


Come avviene l'ottimizzazione del funzionamento del MCI? Le grandezze importanti su cui interviene sono l'angolo di accensione, gli angoli di apertura e chiusura delle valvole.



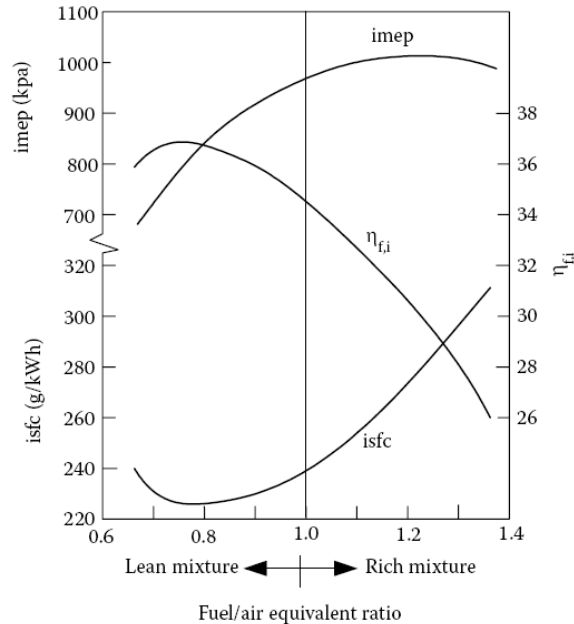
In figura è riportato l'andamento delle pressioni all'interno del cilindro per tre diversi angoli di anticipo dell'accensione. Nel primo caso (50°) mentre il pistone sta salendo la pressione aumenta ed esercita un effetto frenante non utile al fine di produrre una forza motrice. Inoltre la pressione raggiunge un picco assai elevato. Se invece, per eccesso, l'accensione fosse anticipata di soli 10°, avremmo delle pressioni molto basse perché nel momento in cui la miscela si accende il pistone sta già discendendo. Un valore intermedio (30°) consente di avere sia pressioni elevate, sia di evitare l'effetto frenante indesiderato.

Questo angolo si può ottimizzare in funzione della coppia e della velocità di rotazione:



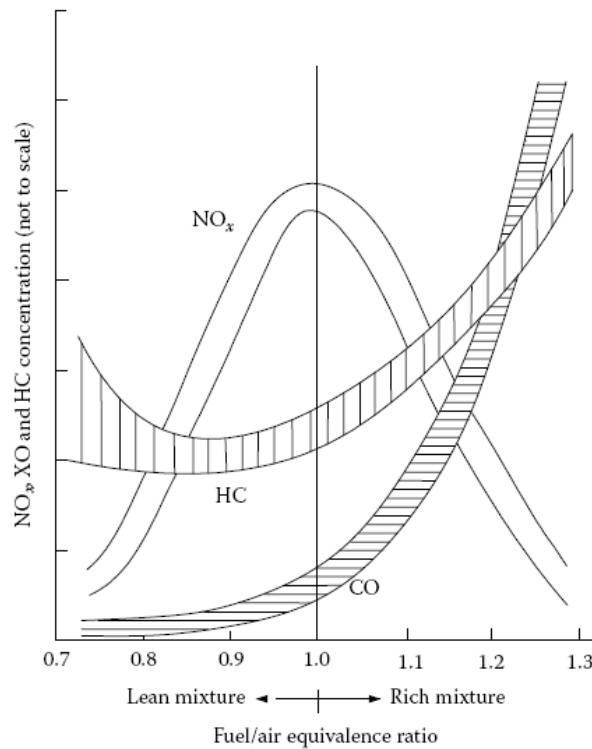
7 Dicembre 2010

La scelta del rapporto stechiometrica influenza le prestazioni del motore:



La *imep* è la pressione indicata, il  $\eta_{f,i}$  è il rendimento complessivo del motore, la *isfc* sono i consumi specifici. Come si può vedere il rendimento cresce in presenza di miscele povere (eccesso d'aria), mentre la *imep* cresce in presenza di miscele ricche. I consumi specifici sono inferiori per miscele povere.

La stechiometria influenza anche l'emissione allo scarico:

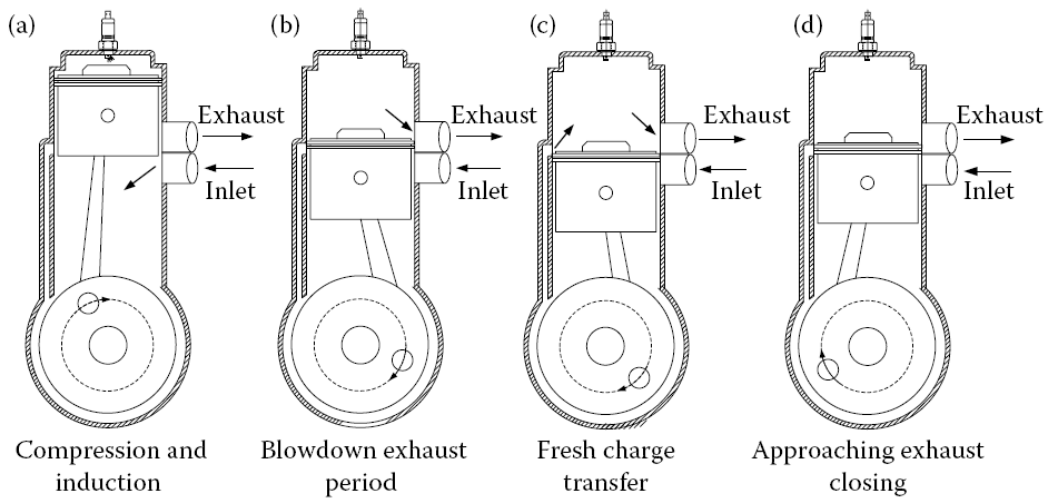


Come si interviene se si vogliono migliorare le prestazioni, ridurre i consumi e ottimizzare la produzione di gas di scarico?

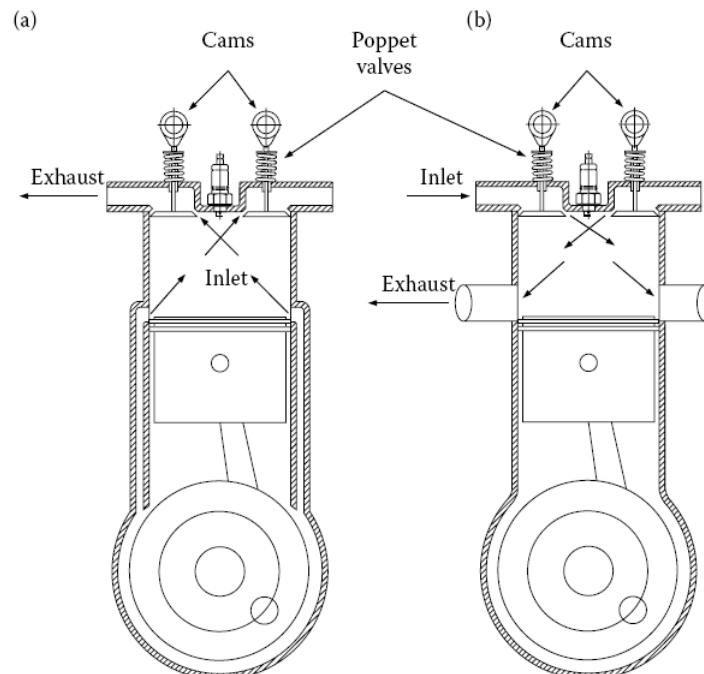
Esistono vari provvedimenti per incrementare le prestazioni a pari cilindrata:

- aumentare l'aria che entra nel motore si può studiare la forma dei condotti in modo da ridurre le resistenze aerodinamiche dell'aria in aspirazione
- aumentare il numero di valvole.
- immettere in modo forzata da un compressore volumetrico o turbocompressore (azionato dai gas di scarico).
- utilizzare l'iniezione di combustibile direttamente dentro la camera di combustione: in questo modo il combustibile vaporizza e brucia meglio anche in presenza di miscele molto povere.
- utilizzare degli attuatori per azionare le valvole in modo da poter variare la fasatura in funzione del regime di rotazione del motore.

## MCI a 2 tempi

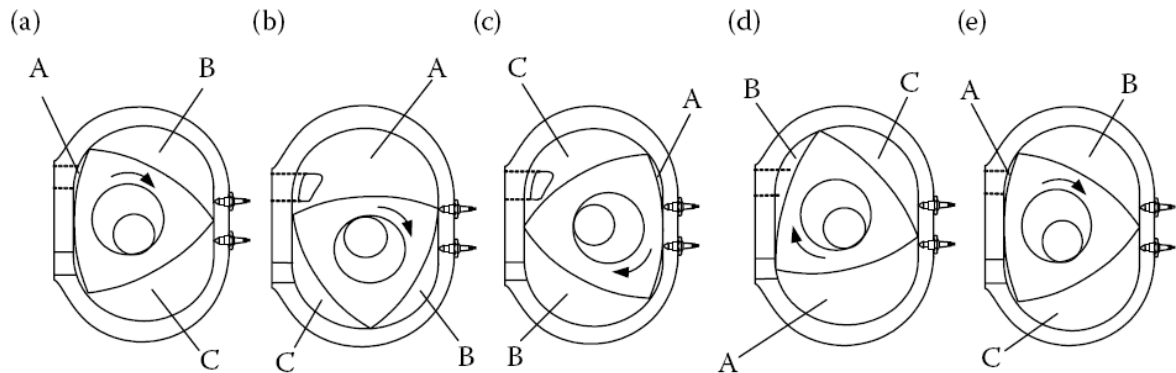


Il motore a 2 tempi è caratterizzato da una densità di potenza maggiore del 4T. Nella versione semplificata di questi motori l'ammissione e lo scarico della miscela avvengono attraverso delle luci sul cilindro. Inoltre, l'ammissione è garantita dalla depressione che si genera nel carter per effetto del pompaggio ad opera del pistone. Rispetto al 4T si ha una accensione della candela per ogni rotazione dell'albero. L'assenza di valvole, tuttavia, fa sì che i diagrammi di aspirazione e scarico siano simmetrici rispetto al pms. Per ovviare a questi problemi si possono adottare soluzioni con valvole:



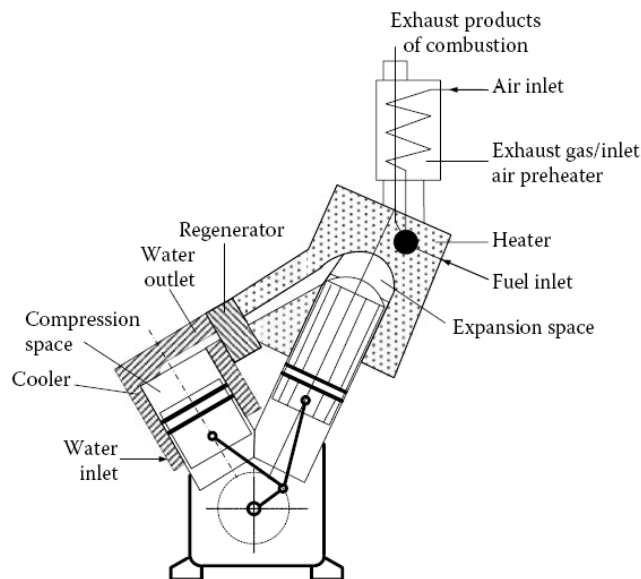
Con queste soluzioni oltre a poter intervenire sulla fasatura, si può evitare il problema della fuoriuscita di combustibile dalla luce di scarico durante il periodo in cui entrambe le luci sono aperte.

## Motore Wankel

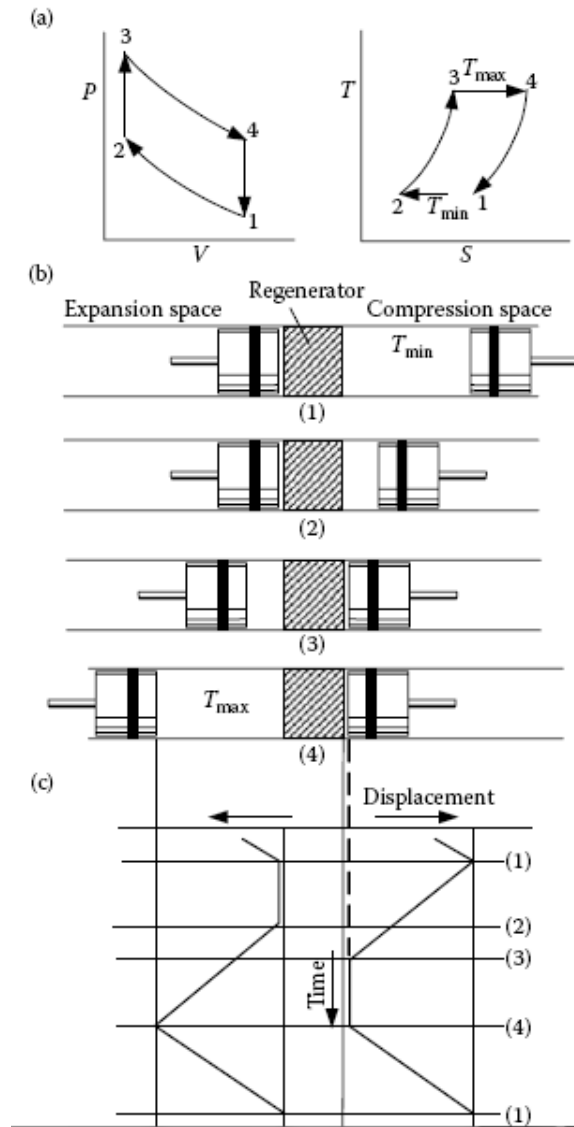


Il motore Wankel assume una certa rilevanza nei veicoli ibridi. A differenza del classico MCI il pistone ha una forma trocoidale che rotola attorno ad un perno a cui trasmette la coppia. Le camere A, B e C sono i volumi variabili che venivano creati nel MCI attraverso la traslazione del pistone. Questo motore è semplice, compatto e leggero. Tuttavia la lavorazione deve essere molto precisa per garantire la tenuta del pistone nella camera.

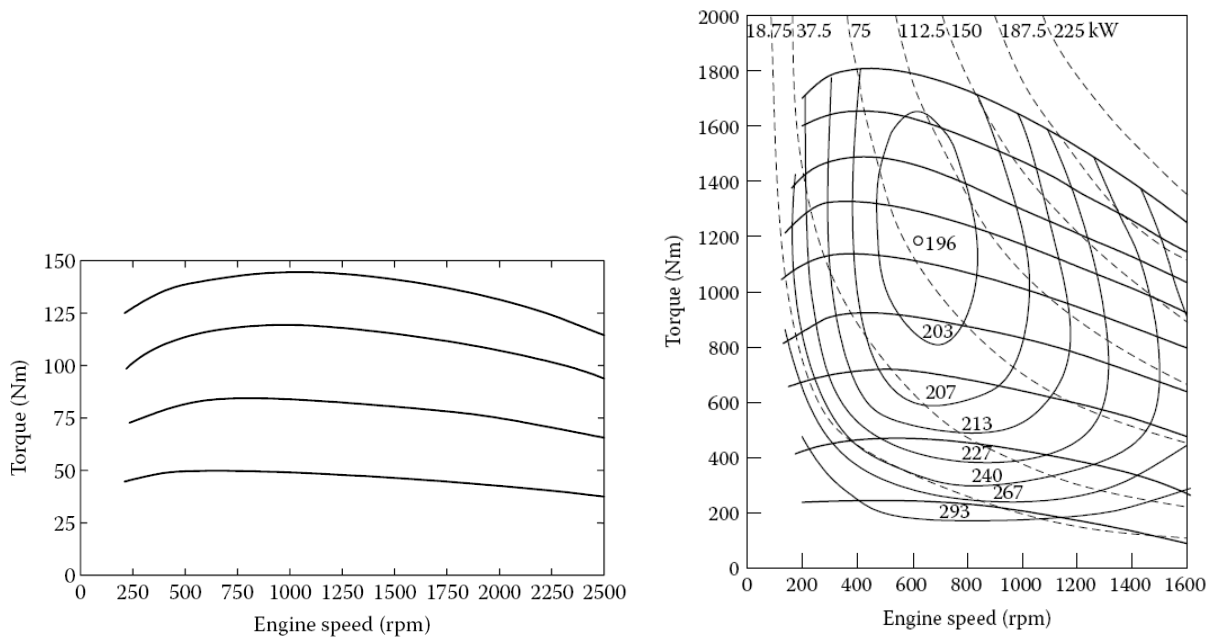
## Motore Stirling



In questo motore (a combustione esterna) il fluido effettua un ciclo termodinamico: sono presenti scambiatori di calore che riscaldano e raffreddano il fluido vettore. Il funzionamento si basa sul seguente schema:



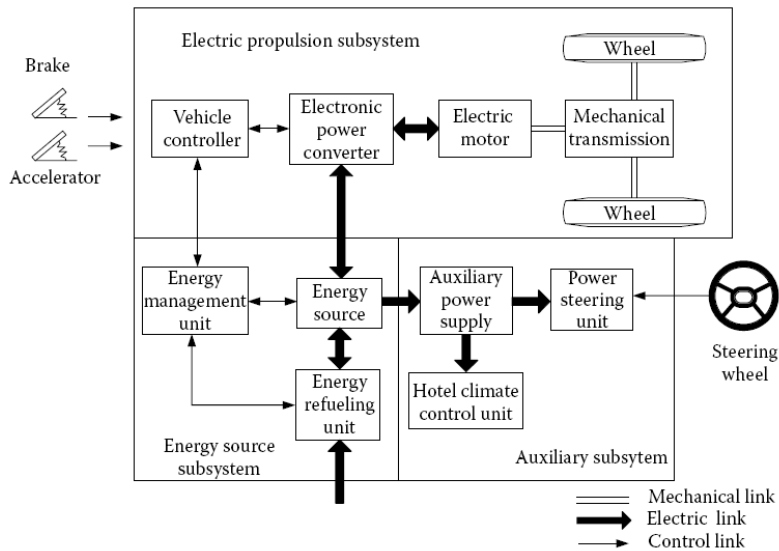
Lo stirling presenta rendimenti elevati, ed ha la seguente curva di coppia e consumo specifico:



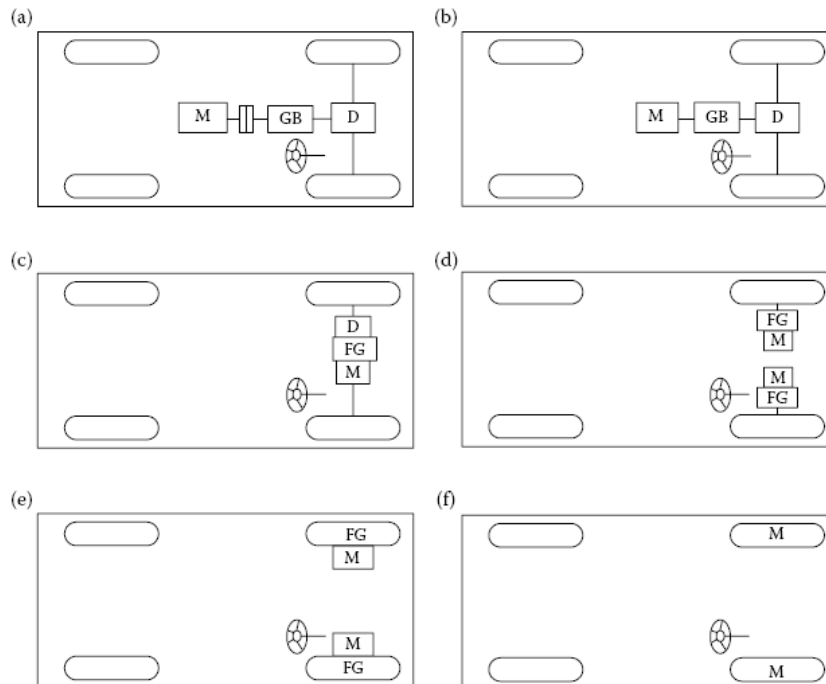
Si può osservare che la differenza di consumi tra le zone a basse e quelle alte non è molto elevata. Inoltre questo motore si avvia da solo. Lo svantaggio di questo motore è che la risposta è molto lenta, per via dell'inerzia termica.

9 Dicembre 2010

## Veicoli elettrici



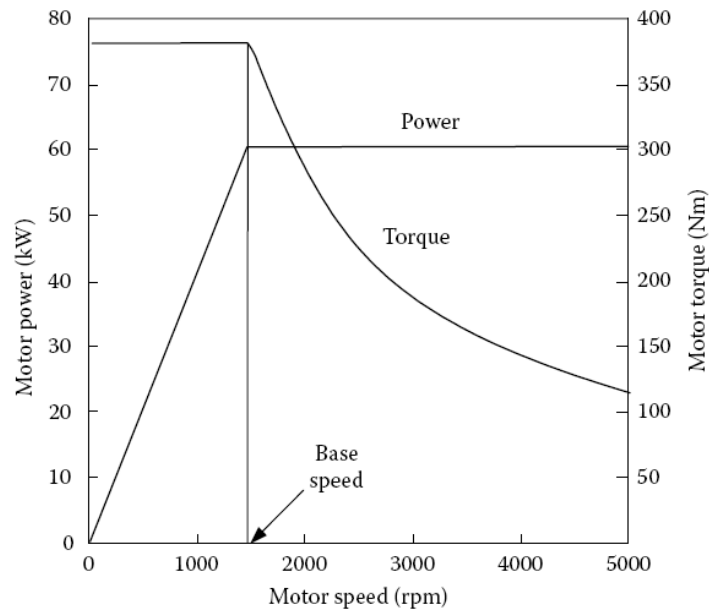
Storicamente i veicoli elettrici hanno subito una evoluzione per quanto riguarda la struttura della macchina stessa:



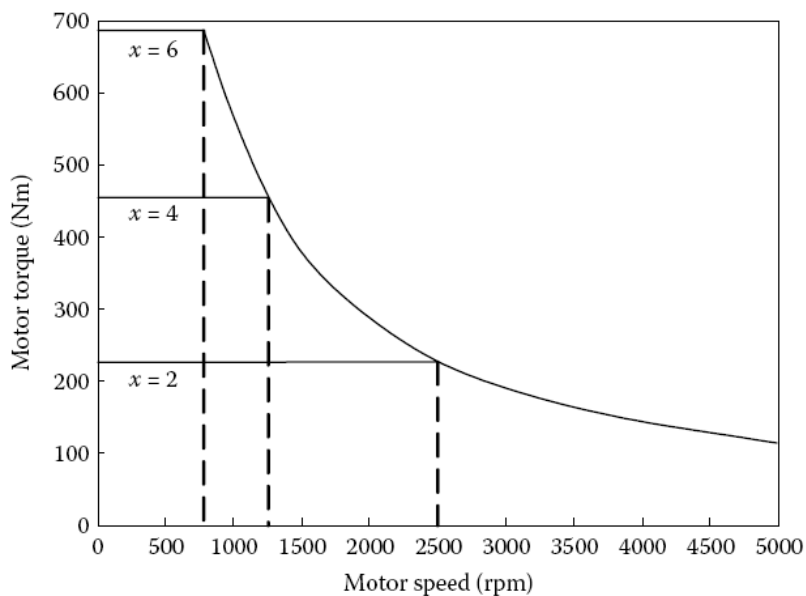
C: Clutch  
 D: Differential  
 FG: Fixed gearing  
 GB: Gearbox  
 M: Electric motor

Nel passaggio dallo schema “e” allo schema “f” si ha un motore elettrico completamente diverso: la coppia nominale deve aumentare. Se il riduttore in “e” era 1:3, la coppia nominale del motore “f” deve essere 3 volte quella del motore “e”.

In una macchina elettrica il rapporto di deflussaggio è il rapporto tra velocità massima e velocità base:



Ordini di grandezza del rapporto di deflussaggio ( $x$ ):

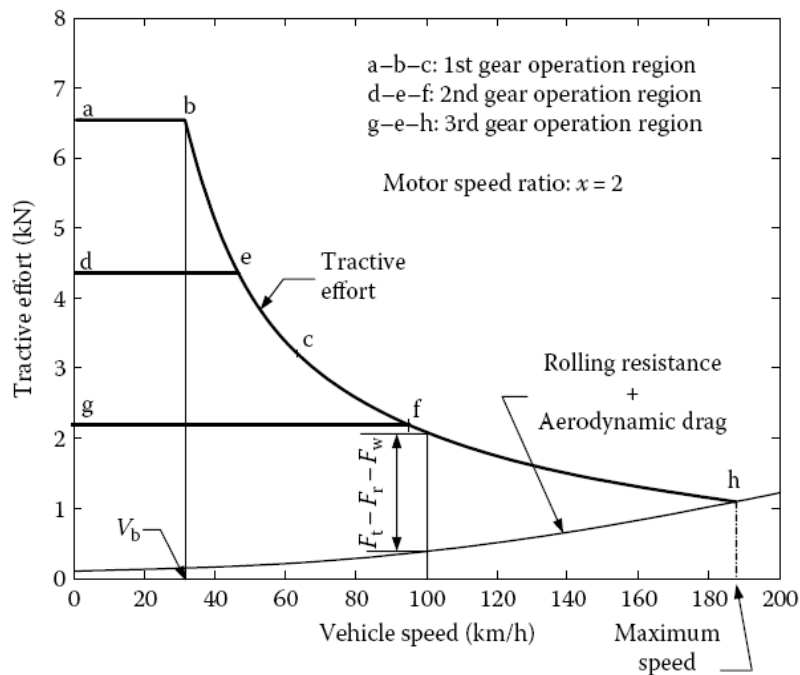


$x = 6$  sono macchine asincrone

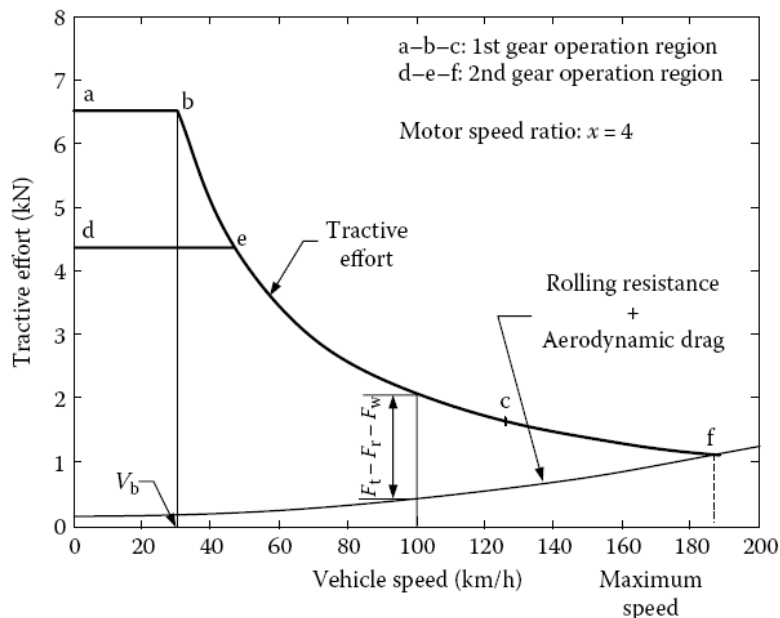
$x = 2$  sono motori a magneti permanenti a montaggio superficiale (SPM)



Motore elettrico con riduttore di velocità:

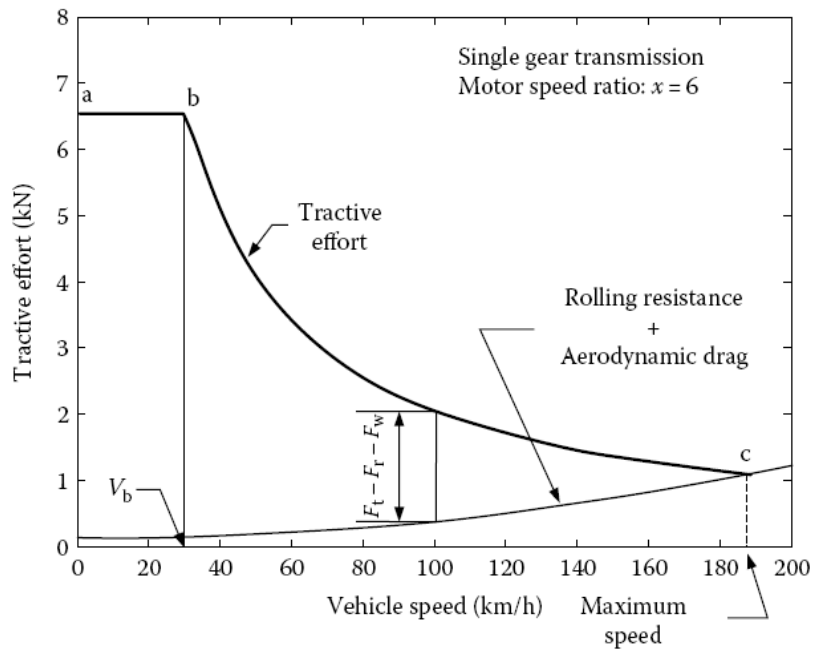


Quando il motore elettrico non gode di un elevato rapporto di deflussaggio (come nel caso in figura, in cui  $x=2$ ) lo si accoppia tramite un riduttore. In questo caso si utilizza un riduttore a tre velocità. Nel tratto di iperbole e-c si ha la sovrapposizione tra prima e seconda marcia.

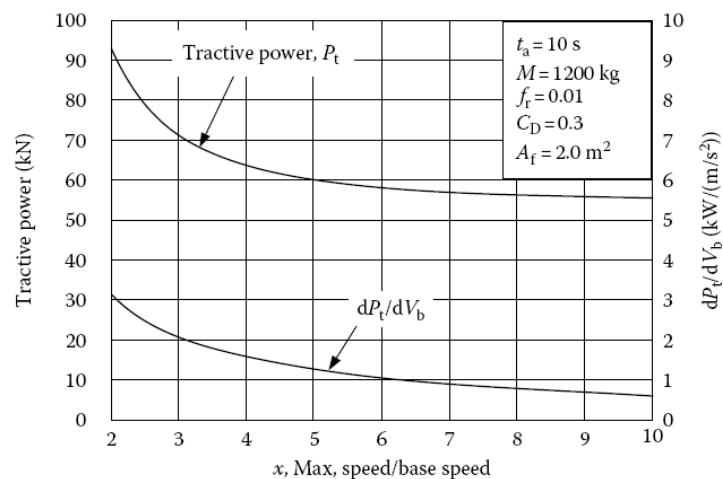


Il rapporto di deflussaggio  $x = 4$  è piuttosto comune nei motori elettrici. Con un tale motore è possibile pensare solamente a due rapporti, uno per le pendenze elevate. Consideriamo un motore da  $60 \text{ kW}$ , con  $\omega_{base} = 1500 \text{ rpm}$  e  $\omega_{max} = 6000 \text{ rpm}$ . In questo caso la sovrapposizione dei campi di funzionamento con le due marce (e-c) è assai maggiore.

L'ultima possibilità è il motore con  $x = 6$ , in cui non sono necessari più di 1 rapporto di trasmissione. Quando la velocità angolare massima del motore coincide con quella massima alle ruote, non sono necessari riduttori.

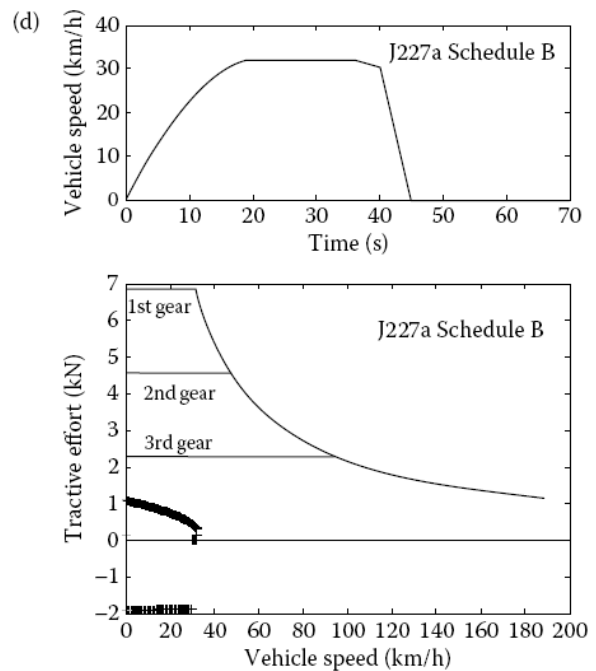
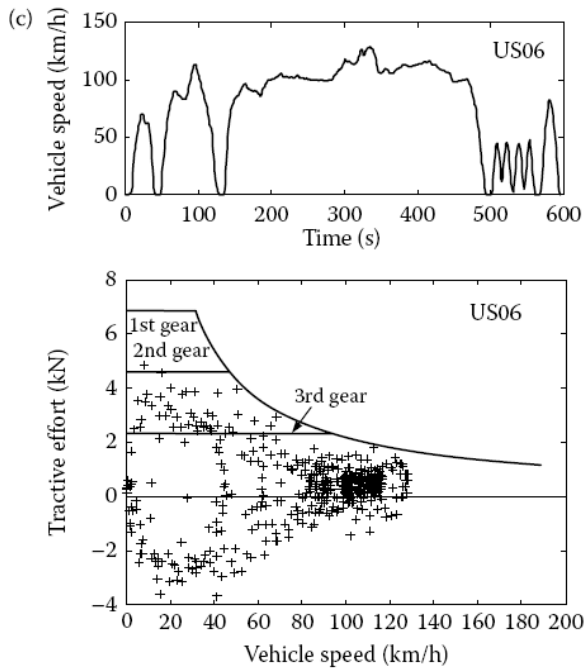
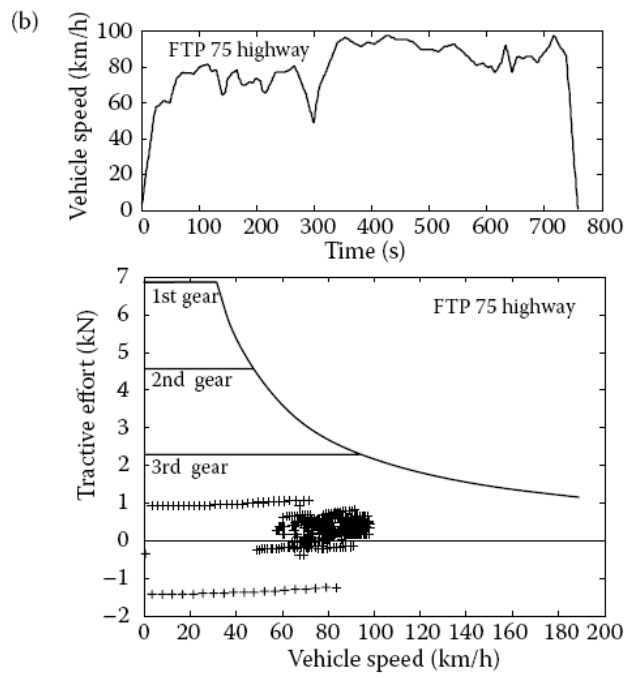
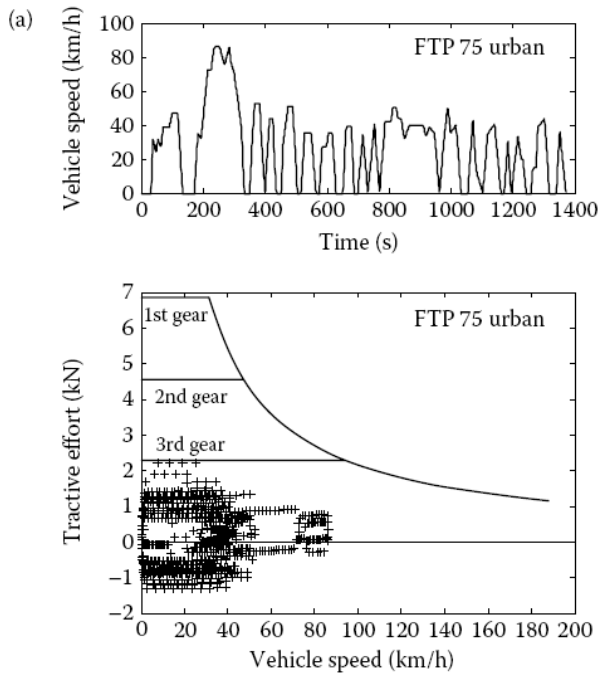


Supponiamo ora di avere un motore con  $x = 4$ , per coprire il tratto di funzionamento a-b-c, si può anche non ricorrere ad un ingranaggio, scegliendo un motore elettrico sovradimensionato per il veicolo. Se il veicolo richiederebbe 60 kW, ma il motore lo sovradimensiono di 6500/4400 (rapporto tra coppia massima desiderata e coppia ottenibile col motore con quel determinato rapporto di riduzione d-e-f) allora riesco a coprire anche quella parte che prima non avrei raggiunto. Fissate le specifiche del veicolo, il motore deve essere sovradimensionato in funzione del suo range di deflussaggio nel seguente modo:

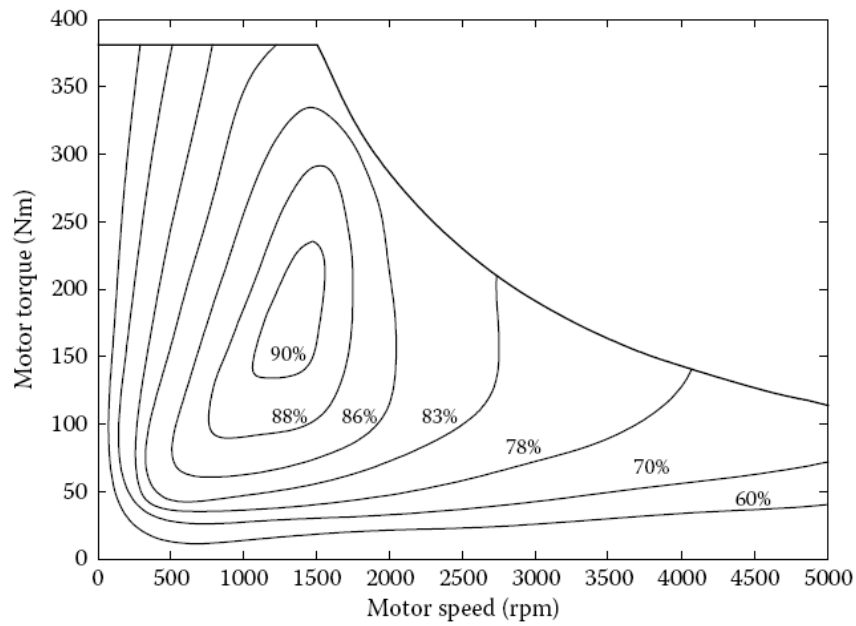


Si può osservare come all'aumentare del range di deflussaggio il sovradimensionamento si riduce.

I cicli urbano ed extraurbano sono rappresentati di seguito:

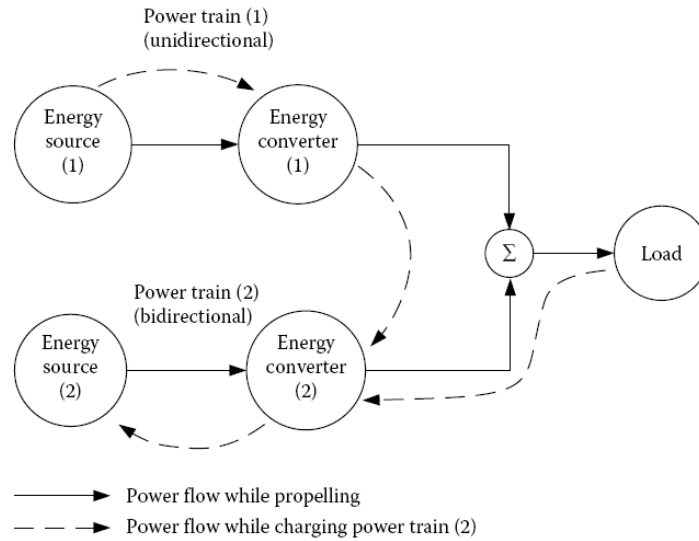


Rendimenti del motore elettrico. Quanto semo figli.

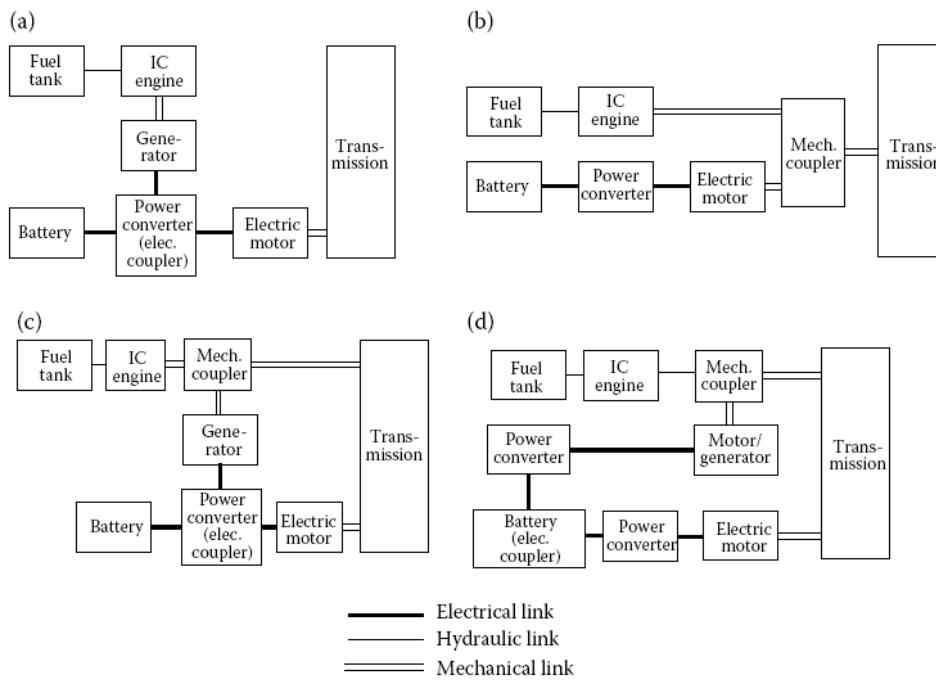


## Veicoli ibridi

Un veicolo ibrido è un veicolo in cui siano presenti due sorgenti di energia e due dispositivi atti a convertire l'energia in moto del veicolo:

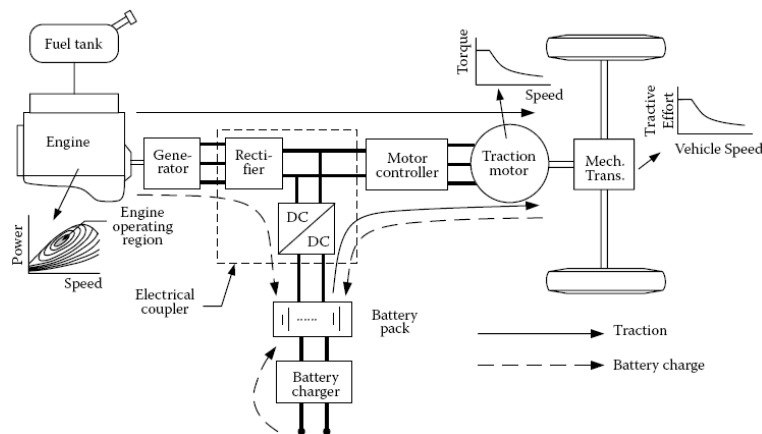


Più dettagliatamente sono possibili i seguenti schemi:



- a) ibrido serie (accoppiamento elettrico)
- b) ibrido parallelo (accoppiamento meccanico)
- c) ibrido serie-parallelo (accoppiamento meccanico ed elettrico)
- d) complesso (accoppiamento meccanico ed elettrico)

Ibrido serie:

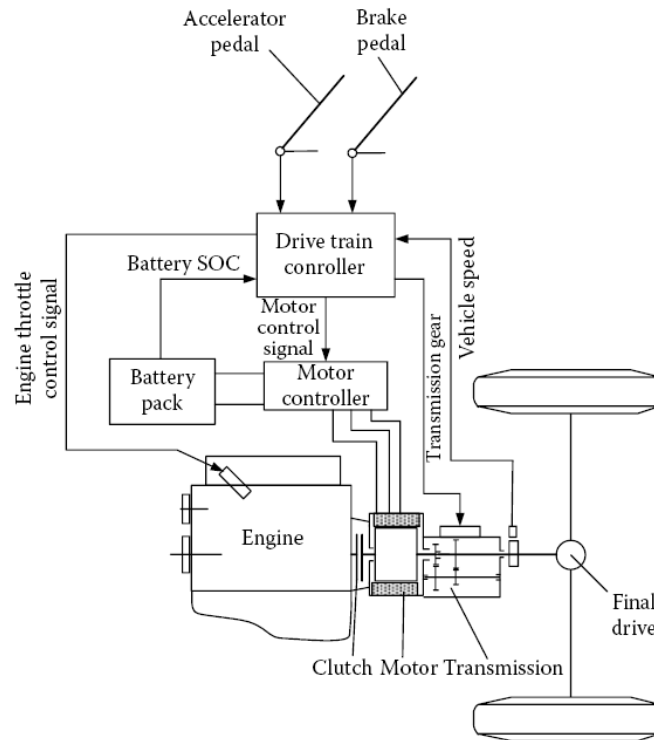


18 Gennaio 2011

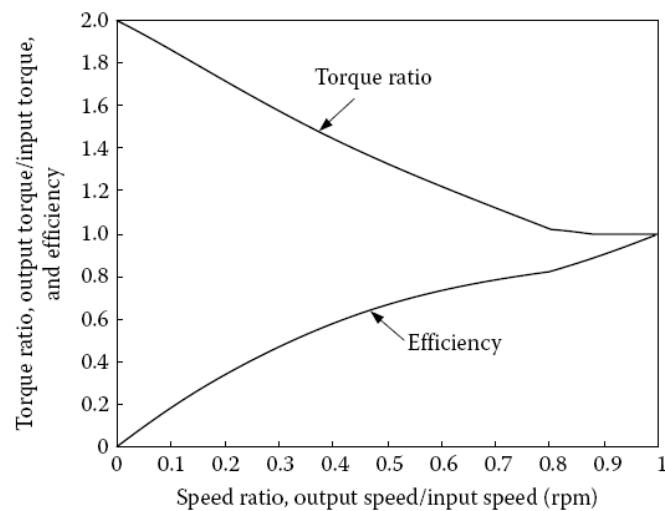
## Mild hybrid

Le architetture dei veicoli ibridi richiedono tipicamente pesi e ingombri maggiori rispetto a veicoli tradizionali. È possibile ipotizzare dei veicoli cosiddetti “mild, hybrid” (mite, leggero) in cui il motore elettrico serve giusto a coprire le punte, avviare il motore, e rigenerare un po’ di energia in

frenata, ma non è dimensionato per la trazione. Il motore elettrico, quindi, risulta essere molto piccolo e facilmente integrabile in un drivetrain:



Per ovviare alle perdite di rendimento introdotte dal cambio (di tipo idraulico, molto adottato in america) si può utilizzare un sistema mild hybrid:



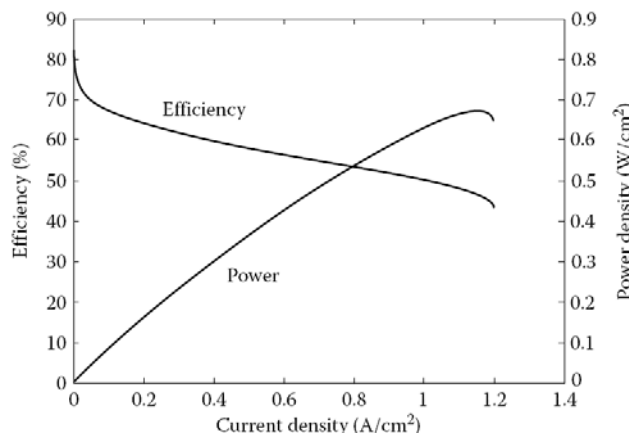
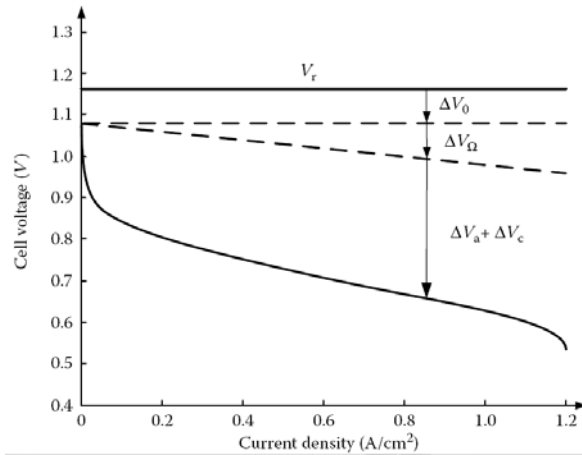
## Batterie, supercondensatori, flywheel

20 Gennaio 2011

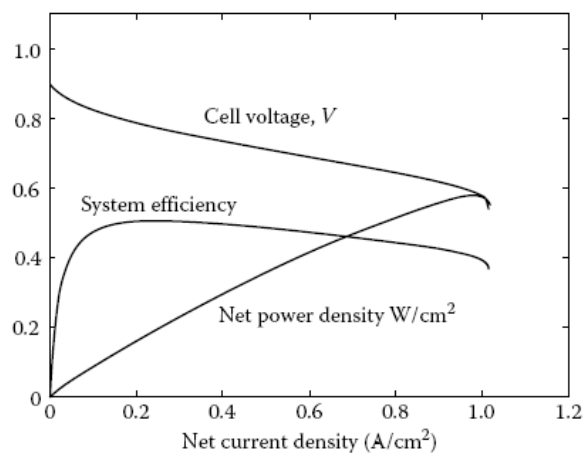
## Celle a combustibile

Le celle a combustibile sono dei dispositivi in grado di produrre energia elettrica a partire da due reagenti (ad esempio idrogeno-ossigeno) ed un elettrolita. La tensione a vuoto di una cella di tipo

idrogeno ossigeno, si aggira intorno ai 1,1 V, ma scende intorno ai 0,8 e anche più all'aumentare della corrente erogata:

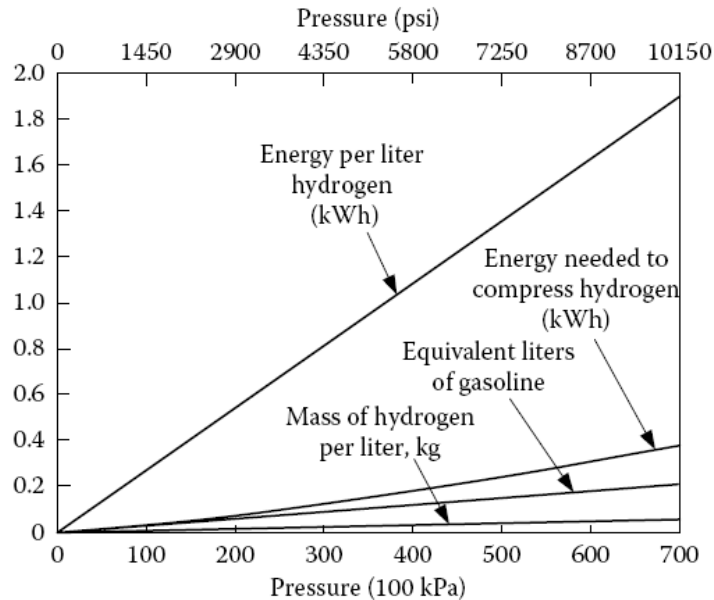


Per movimentare i reagenti sono necessari degli ausiliari, alimentati con la stessa energia prodotta dalla cella. Ad esempio l'aria viene immessa con una lieve sovrappressione, pertanto è necessario utilizzare un compressore. La curva di rendimento subisce quindi una variazione: a bassi carichi è molto bassa perché per alimentare gli ausiliari l'energia effettivamente prodotta è molto bassa:



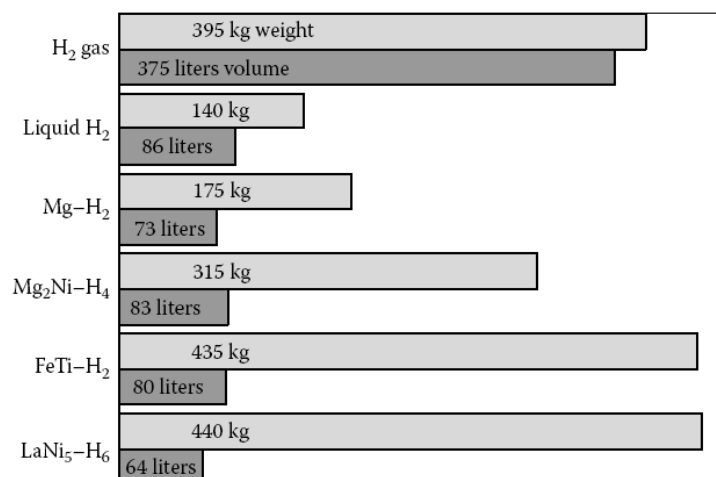
La cella a combustibile più diffusa è del tipo a elettrolita solido (PEMFC). Per stoccare l'idrogeno ci sono alcuni problemi. La densità dell'idrogeno in condizioni standard è molto bassa. 1 m<sup>3</sup> di idrogeno pesa circa 90 g. Il potere calorifico, invece, è molto alto. Se il metano ha un potere

calorifico dell'ordine dei 10 kWh/kg. L'idrogeno di oltre 22 kWh/kg per stoccare l'idrogeno è necessario pressurizzarlo o raffreddarlo. Con livelli di pressione a 700 atmosfere, in un litro di idrogeno si raggiungono i 2 kWh. Rispetto ad un combustibili liquido, quindi, è inferiore. Inoltre per comprimere l'idrogeno a 700 bar sono necessari circa 400 Wh.



L'altro modo di stoccare l'idrogeno è raffreddarlo fino a liquefarlo, alla temperatura di  $-260\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Tuttavia in questo modo non si aumenta considerevolmente l'energia per unità di volume e sorgono comunque problemi di mantenimento della temperatura.

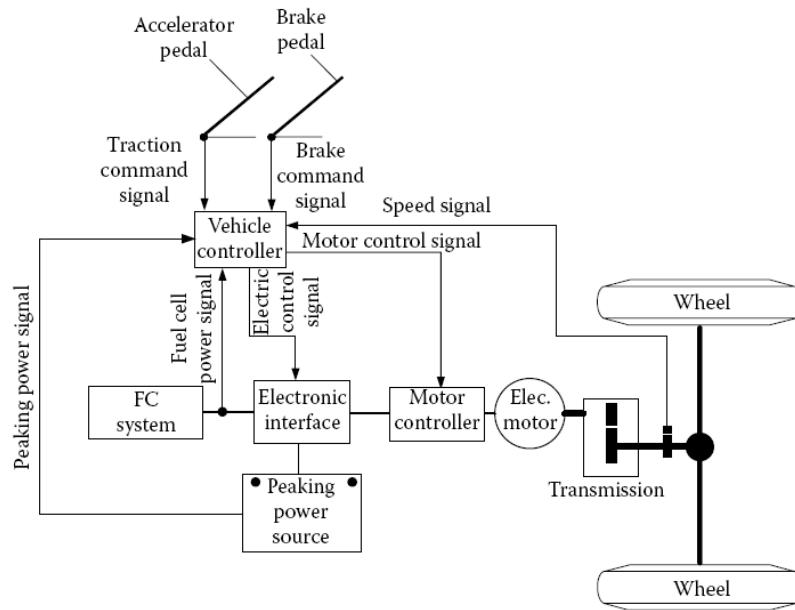
Esiste un'altra soluzione che utilizza degli idruri metallici per immagazzinare l'idrogeno sotto forma di idruro metallico, con dei risultati migliori in termini di densità di energia, ma con un peso maggiore. Riepilogo grafico:



In questo grafico è la massa e volume necessario per stoccare 6 kg di idrogeno (equivalente a 22 litri di benzina), in funzione delle diverse tecniche di stoccaggio.



Un tipico schema che utilizza celle a combustibile è rappresentato in figura:



Per coprire i picchi è necessari affiancare alle FC qualcosa tipo supercondensatori, che, tra l'altro , consentono la frenatura a recupero.