

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì

Corso di Laurea in
INGEGNERIA MECCANICA
Classe LM-33

TESI DI LAUREA
in DISEGNO E METODI DELL'INGEGNERIA
INDUSTRIALE

Ottimizzazione dello scalamento di un cambio robotizzato
multirapporto per la riduzione della potenza installata

CANDIDATO
Luca Pagliato

RELATORE
Luca Piancastelli

Anno Accademico 2014/2015
Sessione II

Indice

Indice.....	pag.3
Capitolo 0 - Premessa.....	pag.5
Capitolo 1 - Richiami di meccanica della locomozione.....	pag.9
Capitolo 2 - Analisi del gruppo motore – trasmissione.....	pag.19
Capitolo 3 - Il ciclo CEE.....	pag.43
Capitolo 4 - Il cambio Selespeed.....	pag.57
Capitolo 5 - L’algoritmo genetico.....	pag.73
Capitolo 6 - La funzione fitness.....	pag.89
Capitolo 7 - Considerazioni.....	pag.115
Capitolo 8 - Conclusioni.....	pag.121
Bibliografia.....	pag.131
Ringraziamenti.....	pag.133

Premessa

Scopo del lavoro che caratterizza questa Tesi è lo studio e ottimizzazione di uno scalamento robotizzato multirapporto con il fine di diminuire la potenza installata, diminuendo sensibilmente i consumi di carburante.

L'obiettivo è quello di studiare un possibile "downsizing" adottando un motore di cilindrata ridotta su uno chassis di un'autovettura di grossa cilindrata e cercare di ottenere comunque prestazioni confrontabili o migliori per certi aspetti al veicolo originario.

La vettura su cui si basa lo studio è una Mercedes-Benz Classe E, berlina del gruppo tedesco, famoso in tutto il mondo per la produzione di auto di lusso, facilmente distinte dallo stemma presente sul cofano motore delle vetture, che rappresenta la stella a tre punte, segno distintivo della Daimler, circondata dalla corona d'alloro della Benz e dalle parole Mercedes-Benz sempre sulla corona esterna.

La Classe E è il modello intermedio della casa tedesca, ma anche uno dei pilastri della produzione. Linea elegante, motori potenti ed ecologici, interni e dispositivi tecnologici di prim'ordine.

La Casa di Stoccarda, al salone di Francoforte, ha presentato una "Classe E" in versione Bluetec. Questo motore a gasolio, sviluppato in collaborazione con Audi, Jeep e Volkswagen, è stato sviluppato per garantire consumi sensibilmente ridotti ed emissioni in grado di rispettare le norme antinquinamento Euro VI (in vigore dal 2014).

Monta il motore OM651 che identifica una famiglia di motori diesel prodotti a partire dal 2008.

Si tratta di motori quadricilindrici turbodiesel ad iniezione diretta con tecnologia common rail di terza generazione. Questi motori presentano soluzioni d'avanguardia, come gli iniettori piezoelettrici, utilizzati fino a quel momento solo su pochi altri

propulsori al mondo. Tale tecnologia permette un dosaggio preciso e particolarmente rapido del gasolio e ciò permette minori sprechi e di conseguenza minori consumi, oltre che minori emissioni inquinanti. Anche la presenza del sistema di ricircolo dei gas combusti dà un contributo notevole in tal senso, abbattendo l'emissione di ossidi di azoto.

OM651DE22 è la sigla che identifica la versione da 2.1 litri. Essa è caratterizzata da misure di alesaggio e corsa pari ad 83x99 mm, per una cilindrata di 2143 cm³.

Esso è andato ad affiancare ed in seguito a sostituire il motore OM646 da 2.2 litri, rispetto al quale è un motore completamente nuovo. La sovralimentazione avviene mediante un turbocompressore ICSI nella versione meno potente, ma le altre due montano la doppia sovralimentazione, ottenuta mediante due turbocompressori BorgWarner disposti in serie con funzionamento di tipo bi-stadio. La versione a singolo turbocompressore monta iniettori a solenoide, le altre due montano iniettori piezoelettrici in grado di effettuare fino a sette iniezioni per ogni ciclo.

Esso viene proposto in più livelli di potenza, da 95 a 204 CV, ed il livello più alto riesce a porsi quasi alla pari con il 3 litri OM642, perciò può essere considerato anche un'alternativa a quest'ultimo, oltre che al più grande OM646.

Questo motore è stato generalmente applicato su modelli di fascia media o al più per alcune versioni di base di vetture di segmento E, ma alla fine del 2010 questo motore ha stabilito un piccolo primato per essere stato il primo 4 cilindri della storia ad essere stato montato sotto il cofano di una Classe S, con l'introduzione della S250 CDI W221, appartenente addirittura al segmento F.

A partire dal 2011, il motore ha visto l'arrivo della tecnologia BlueTEC, grazie alla quale vengono drasticamente ridotte le emissioni nocive. Introdotto per la prima volta nella ML250 CDI, questo motore è stato successivamente esteso anche ad alcuni modelli della Classe GLK.



Figura 0.1



Figura 0.2

Vincolo di progetto fondamentale del mio studio è quello che l'autovettura riesca ad avere un'accelerazione comunque accettabile, in linea con i valori di una comune utilitaria, e che riesca a superare una pendenza minima in salita.

Il procedimento di base per questo miglioramento dei consumi è dato da un'analisi critica del gruppo cambio, punto focale nella trasmissione della potenza dal motore, dove viene prodotta, alle ruote, dove viene scaricata a terra.

Si cercherà quindi di "dimensionare" un cambio in funzione del minimo consumo possibile, tenendo comunque in considerazione le prestazioni globali del veicolo che

non dovranno essere inferiori a delle specifiche predefinite: in tal modo si cerca di prevenire una serie di rapporti che prediligano eccessivamente il risparmio a discapito della funzionalità globale del veicolo. In questa ottica si pensa di utilizzare un cambio multimarce di tipo “selespeed” cioè un cambio di tipo manuale servoassistito gestito dall’elettronica (anche automatizzabile): questo permette di poter predefinire un numero di rapporti, anche alto, che dovranno essere stabiliti secondo il fine ultimo del risparmio di carburante.

CAPITOLO 1

RICHIAMI DI MECCANICA DELLA LOCOMOZIONE

1.1 - Equazione del moto

Ai fini dello studio del moto, l'autoveicolo si può rappresentare tramite il suo baricentro, in cui si suppone siano concentrate tutte le forze agenti. Pertanto l'equazione del moto, che esprime l'equilibrio alla traslazione nella direzione di marcia è la seguente:

$$(1.1) \quad F = R + I = M_v \cdot \frac{dV}{dt}$$

dove nella (1.1) si ha che:

- F** forza di trazione alla periferia delle ruote [N]
- R** somma di tutte le resistenze del moto [N]
- I** forza d'inerzia (che si manifesta nelle fasi di moto vario) [N]
- V** velocità lungo la traiettoria [m/s]
- M_v** massa virtuale del veicolo (che tiene conto dell'inerzia delle masse rotanti connesse con il moto) [kg]

1.2 - Aderenza

Negli autoveicoli la potenza generata dal motore viene trasferita al terreno attraverso una serie di organi.

I veicoli stradali si dicono “ad *aderenza naturale*” in quanto le forze attive si trasmettono al terreno attraverso gli stessi organi di rotolamento (le ruote) che ne trasmettono il peso. Necessariamente per la locomozione terrestre deve risultare verificata la condizione di aderenza:

(1.2)

$$F \leq f \cdot P_a = f \cdot \varepsilon \cdot P_n$$

Dove:

- f** coefficiente di aderenza (dipende dalla natura e dalle condizioni delle superfici a contatto);
- P_a** peso aderente (carico normale al suolo agente sulle ruote motrici) [N];
- ε** frazione del peso del veicolo agente sulle ruote motrici (≤ 1);
- P_n** componente del peso del veicolo normale al terreno [N].

Si osserva che il coefficiente di aderenza **f** non è una costante, ma diminuisce all'aumentare della velocità secondo una legge **f(v)** di determinazione sperimentale. Per i veicoli stradali tale diminuzione è apprezzabile solamente per velocità superiori a 150 ÷ 200 km/h. In particolare **f** dipende da vari parametri tra i quali si riconoscono la condizione del terreno, lo stato e la dimensione dei pneumatici, la geometria della sospensione, la portanza aerodinamica del veicolo, la distribuzione del carico all'interno del mezzo...

Il termine **fP_a**, che in termini dimensionali è una forza, si definisce aderenza e rappresenta il limite massimo della forza di trazione. Ciò significa che se consideriamo **P** la potenza del motore alla quale è associata la forza **F** sopravvista ed una potenza **P' > P**, di quest'ultima soltanto la corrispondente quotaparte **F** potrà essere equilibrata dalla reazione di spinta della sede stradale, mentre la parte in esubero provocherà lo slittamento dei pneumatici.

1.3 - Resistenze al moto

Le forze che si oppongono all'avanzamento del veicolo sono generalmente dovute al fluido attraversato (resistenza aerodinamica), alla trasmissione della potenza (resistenza al rotolamento), dove si considera il gruppo motore-trasmissione-cambio-ruote, ed al percorso (resistenza dovuta alla pendenza): i primi due tipi sono sempre presenti, il terzo dipende dalle condizioni ambientali. Inoltre possono presentarsi anche altre forme di resistenze dovute a caratteri fisiologici dell'autoveicolo (ad

esempio scarsa manutenzione, oggetti fuori sagoma...), oppure ambientali (ad esempio condizioni climatiche particolarmente ventose), delle quali comunque non terremo conto in quanto troppo aleatorie. Ogni resistenza al moto equivale ad una dissipazione di energia, salvo quella dovuta alla pendenza che può essere una forza sia passiva che attiva, a seconda che ci si trovi in salita o discesa, essendo questa dipendente dalla componente verticale (quindi secondo la forza di gravità) del peso dell'autoveicolo.

Esaminiamo dunque questi tipi di resistenze:

a) *Resistenza relativa al fluido*

La resistenza aerodinamica viene calcolata attraverso la relazione:

(1.3)
$$R_a = \rho \cdot C_x \cdot S \cdot V^2$$

dove:

ρ densità dell'aria [1,22kg/m³]

C_x coefficiente di forma (dipende dalla sagoma del veicolo e viene determinato sperimentalmente)

S superficie frontale (area del rettangolo normale alla direzione del moto entro cui si iscrive la sagoma del veicolo) [m²]

N.B.: alle alte velocità R_a costituisce la parte più importante delle resistenze al moto mentre a bassa velocità (< 40km/h) può essere trascurata senza errori con buona approssimazione.

b) *Resistenza al rotolamento:*

E' dovuta:

- agli attriti nei supporti delle ruote (coppia perno-cuscinetto)
- alla deformazione delle superfici a contatto nella zona di impronta (dovuta al peso agente sulla ruota) che provoca uno scorrimento relativo e quindi una dissipazione di energia.

N.B.: Non abbiamo tenuto conto delle dissipazioni di energia che avvengono lungo il percorso dal motore sino ai supporti delle ruote, che sono sempre presenti, ma che generalmente sono già considerate nelle definizioni di rendimento dei vari organi.

La formula utilizzata in pratica per il calcolo di questa resistenza è:

$$(1.4) \quad R_r = r \cdot P_n$$

dove:

P_n componente del peso del veicolo normale al terreno, questa volta espresso in kN

r resistenza specifica, in N/kN

La resistenza specifica r è un coefficiente sperimentale che dipende dalle condizioni e dalle caratteristiche delle superfici a contatto, dal carico agente sulla ruota e dalla velocità.

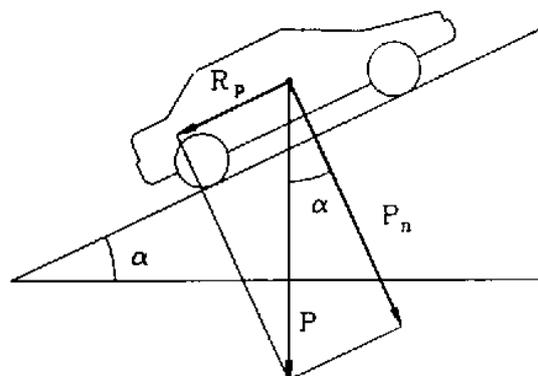
Un valore approssimato di r può essere ricavato attraverso la relazione:

$$(1.5) \quad r = r_0 + k \cdot V^2$$

in cui r_0 è una costante che dipende dal tipo e dalle condizioni della sede stradale e $k \cong 0,005$.

Si deve notare che l'aumento della resistenza al rotolamento con la velocità è dovuto all'incremento del lavoro necessario a deformare il pneumatico. Questo lavoro è tanto maggiore quanto più è bassa la pressione di gonfiaggio: per questo motivo, nell'ottica del consumo, le case automobilistiche si raccomandano di controllare la pressione dei pneumatici.

b) *Resistenza dovuta alla pendenza*



Vediamo tramite un esempio grafico quale è la dissipazione di energia dovuta alla pendenza:

Figura 1.1

Per marciare su strada di pendenza $i = \text{tg}\alpha$ il veicolo dovrà vincere, oltre alle resistenze viste in precedenza, la resistenza dovuta alla componente della forza peso nella direzione del moto R_p (figura 1.1):

$$(1.6) \quad R_p = P \cdot \text{sen}\alpha$$

In condizioni di strada normale, la pendenza massima può arrivare a valori del 20÷25%. Pertanto, si commette un errore abbastanza piccolo confondendo la tangente con il seno ed il coseno con l'unità.

$$\begin{aligned} \text{tg}\alpha &\rightarrow \text{sen}\alpha \\ \cos\alpha &\rightarrow 1 \end{aligned}$$

In questo caso la (1.6) diventa:

$$(1.7) \quad R_p = P \cdot \text{tg}\alpha = i \cdot P$$

ed inoltre si può porre

$$(1.8) \quad P_n = P \cdot \cos\alpha \cong P$$

Pertanto nel caso più generale, il termine resistente R , che compare nell'equazione del moto, assume il seguente aspetto:

$$R = P(r+i) + \rho \cdot C_x \cdot S \cdot V^2$$

Le norme italiane stabiliscono che gli autoveicoli singoli devono essere in grado di spuntare, cioè di avviarsi da fermi, a pieno carico sul 16% di pendenza (senza prendere in considerazione in grado di accelerazione): quindi ogni autoveicolo dovrebbe essere in grado di marciare a pieno carico almeno sulla pendenza del 18%. Nella realtà i mezzi stradali superano di gran lunga queste specifiche, ed in particolare gli autocarri spuntano almeno sul 22-25%, e le autovetture oltre il 30%. Per quello che riguarda gli autotreni, autoarticolati ed autosnodati, le norme stabiliscono un valore dell'8% a pieno carico, valore tranquillamente soddisfatto dai moderni mezzi.

1.4 - Massa virtuale

La *massa virtuale* (o *equivalente*) del veicolo è una massa fittizia, maggiore della massa semplice, che tiene conto della maggiore energia assorbita dalle masse rotanti (ruote, ingranaggi, giunto, volano, albero motore, ecc., che traslano oltre a ruotare) nelle fasi di moto vario: in pratica nella *massa equivalente* si tiene conto dell'inerzia degli altri componenti.

L'energia cinetica posseduta dal veicolo marciante alla velocità \mathbf{V} è:

$$(1.9) \quad E = \frac{1}{2} M \cdot V^2 + \frac{1}{2} \sum_k I_k \omega_k^2$$

dove:

\mathbf{I}_k momento d'inerzia del generico organo rotante del veicolo

ω_k velocità angolare del generico organo rotante del veicolo

Indicando con \mathbf{D} il diametro delle ruote, con \mathbf{M}_R la loro massa e con \mathbf{M}_k la massa di ogni altro organo rotante connesso alle ruote secondo il rapporto di trasmissione \mathbf{m}_k , la (1.9) diventa:

$$(1.10) \quad E = \frac{1}{2} M \cdot V^2 + \frac{1}{2} M_R \cdot \rho_R^2 + \frac{V^2}{\left(\frac{D}{2}\right)^2} + \frac{1}{2} \sum_k M_k \cdot \rho_k^2 \cdot \frac{V^2}{\left(\frac{D}{2}\right)^2} \cdot m_k^2$$

Dunque la massa virtuale è la massa che dovrebbe avere il veicolo, se fosse costituito da sole masse traslanti, per avere la stessa energia cinetica del veicolo reale e che quindi vale:

$$(1.11) \quad M_v = M \left[1 + \frac{1}{M \left(\frac{D}{2}\right)^2} \left(M_R \rho_R^2 + \sum_k M_k \cdot \rho_k^2 \cdot m_k^2 \right) \right] = M(1 + \mu)$$

Il moltiplicatore $(1 + \mu)$ è detto *fattore di inerzia*. Per le autovetture si può calcolare un valore approssimato di μ attraverso la relazione:

$$(1.12) \quad \mu = 0.04 + a \cdot m^2 \cdot 10^{-3}$$

dove a è un parametro che varia tra 2 e 3 secondo i tipi di motore e di cambio.

1.5 - Potenza motrice alle ruote

Abbiamo accennato in precedenza la potenza prodotta dal motore ed alla relativa forza trasmissibile dalle ruote... Vediamo ora di chiarire meglio la differenza che intercorre tra la forza trasmissibile dalle ruote F (o di trazione), la potenza motrice alle ruote N_n e la potenza del motore N .

Si vede che la forza di trazione F e la velocità del veicolo non sono parametri indipendenti ma sono legati attraverso la formula:

$$(1.13) \quad N_n = F \cdot V$$

dove N_n [W] rappresenta la *potenza motrice* alle ruote. Quest'ultima può essere ricavata a partire dalla *potenza* N del motore, per mezzo della relazione:

$$(1.14) \quad N_n = \eta N$$

dove η è il rendimento complessivo della trasmissione.

1.6 - Caratteristica propulsiva ideale

Per veicoli terrestri la caratteristica propulsiva ideale è costituita da un'iperbole, funzione della velocità, del tipo:

$$(1.15) \quad N_{n \max} = F \cdot V = \text{cost}$$

dove $N_{n \max}$ è la massima potenza disponibile alle ruote. Cio è vero per velocità superiori a:

$$(1.16) \quad V_{\min} = \frac{N_{n \max}}{f \cdot P_a}$$

al di sotto della quale la forza F non può essere trasmessa.

Di conseguenza la caratteristica meccanica del veicolo sarà a potenza costante per velocità superiori a V_{min} e coincidente con il limite di aderenza per velocità inferiori (curva **ABCD** in figura 1.2)¹. La caratteristica propulsiva ideale così definita ottimizza la potenza del motore installata sul veicolo, in quanto permette, in teoria, di utilizzare tutta la potenza disponibile nell'intervallo di velocità più ampio possibile ($V_{min} - V_{max}$).

In figura 1.2 sono state riportate anche le curve di resistenza al moto per diversi valori della pendenza che sono tra loro parallele, differendo solo della quantità $i \cdot P$.

Il punto **D**, dato dalla condizione $F_{max} = R_{(i=0)}$, individua la velocità massima meccanicamente raggiungibile in piano in base alle caratteristiche ed alla potenza del motore.

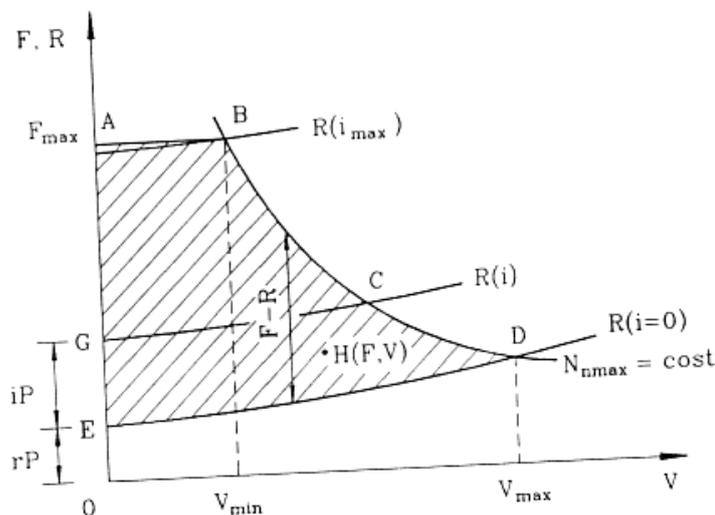


Figura 1.2

Tutti i punti appartenenti al dominio **ABDE** rappresentano condizioni di marcia teoricamente possibili disponendo della potenza N_{max} alle ruote.

In particolare, i punti della curva **ABD** rappresentano le condizioni di marcia al limite, rispettivamente dell'aderenza (**AB**) e della potenza (**BD**), mentre quelli appartenenti al dominio tratteggiato (per esempio **H**) rappresentano condizioni di marcia non a piena potenza (a carico parzializzato del motore).

I punti al di sotto della curva **ED** rappresentano condizioni di marcia possibili solo in discesa ($i < 0$).

¹ Il limite di aderenza è rappresentato in figura da una retta orizzontale in quanto si è adottata l'ipotesi semplificativa di considerare il coefficiente di aderenza ed il peso aderente costanti con la velocità.

Per quanto riguarda la marcia su pendenza si osserva che il punto **C** individua la velocità massima sulla pendenza *i* mentre il punto **B** rappresenta la pendenza massima² superabile in moto alla V_{min} precedentemente definita.

La differenza tra la curva di F_{max} (**ABD**) e quella di **R** in piano (**ED**) rappresenta, a meno della massa equivalente M_V , l'accelerazione su strada piana. Infatti dall'equazione del moto si ricava:

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{F - R}{M_V}$$

Analogamente, la differenza tra **ABD** e **GC** fornisce l'accelerazione sulla pendenza *i*.

Per una data condizione di moto, la differenza **F-R**, se esiste, può essere utilizzata tutta per l'accelerazione (nel caso di moto in piano) o per superare una pendenza (nel caso di pendenza massima) oppure per entrambe le prestazioni quando ci si trovi in condizioni intermedie (in pratica ciò che avviene costantemente nella realtà), cioè per sviluppare una certa accelerazione (inferiore a quella in piano) su una data pendenza (inferiore a quella superabile a velocità costante).

² La pendenza massima superabile può essere quella su cui il veicolo, col cambio nel rapporto più ridotto, è in grado di marciare oppure di spuntare, cioè di avviarsi partendo da fermo fino a raggiungere una velocità stabilita. La pendenza di spunto è sempre minore della pendenza di marcia.

CAPITOLO 2

ANALISI DEL GRUPPO MOTORE-TRASMISSIONE

Le prestazioni meccaniche di un autoveicolo, di peso e dimensioni date, dipendono dalle caratteristiche del motore (potenza e coppia) e dalla trasmissione (rapporti al ponte ed al cambio).

Potenza e coppia di un motore dipendono dalle specificità costruttive e dalle condizioni di funzionamento del motore stesso.

2.1 - Curve caratteristiche del motore

Gli andamenti della potenza N e della coppia C in funzione del numero di giri n , assumono, per un motore a combustione interna, in condizione di massima alimentazione, l'aspetto di figura 2.1. Le curve ad ammissione ridotta sono più basse e di regola il punto di coppia massima tende a spostarsi verso regimi di rotazione inferiori man mano che si parzializza il carico: questo spostamento è più sensibile nei motori a carburatore, ormai estinti negli autoveicoli, che in quelli ad iniezione per questioni di rapporto di miscelazione aria-combustibile più costante negli ultimi.

Come si vede, potenza e coppia hanno un andamento opposto: la potenza aumenta col numero di giri sino ad un valore max oltre il quale cala, mentre la coppia raggiunge quasi subito il suo valore max per poi calare con l'aumento del numero di giri.

Oggi si trovano, in produzione, motori per autoveicoli aventi curva di coppia molto poco discendente o addirittura piatta in un ampio arco di giri: generalmente si tratta di motori a ciclo diesel.

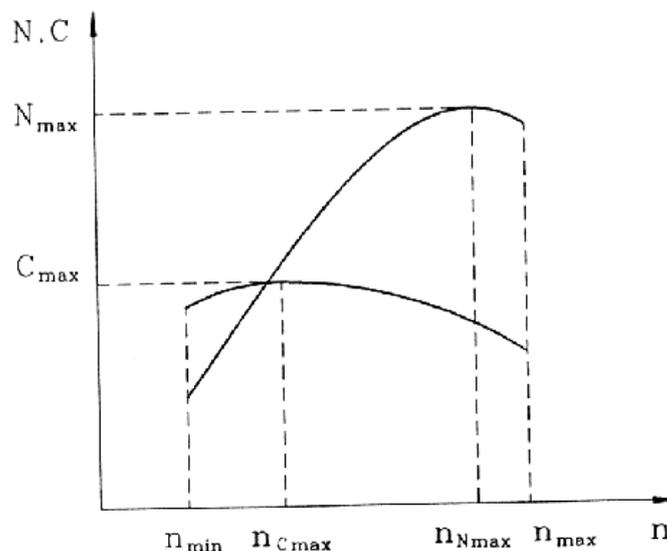


Figura 2.1

L'andamento della curva di coppia che cresce al diminuire del regime di rotazione fino ad $n_{C_{max}}$, garantisce un comportamento stabile del motore, rendendolo idoneo per l'autotrazione. Se infatti per un qualsiasi motivo, aumenta la resistenza all'albero, il motore rallenta fino a che la coppia motrice, crescendo, non avrà raggiunto un valore tale da equilibrare il momento resistente. Analogamente, una diminuzione del momento resistente, fa sì che si raggiunga automaticamente un nuovo regime di funzionamento stabile a velocità maggiore.

Osservando che la pendenza della curva della coppia è dC/dn , si deduce che quanto più tale curva è ripida tanto più il motore è stabile, perché è in grado di rispondere a sensibili variazioni del carico esterno con piccole variazioni del regime di rotazione.

A sinistra di $n_{C_{max}}$ il funzionamento del motore a piena potenza non è più stabile, infatti, supposta una condizione di regime al di sotto di tale valore, mentre si raggiunge ancora automaticamente l'equilibrio per una diminuzione del momento resistente, nel caso esso aumenti non esiste più un punto di equilibrio e quindi il motore rallenta fino a fermarsi. Il motore, per altro, è ancora in grado di funzionare regolarmente per un ulteriore tratto al di sotto del regime di coppia massima, purché non si trovi già a piena ammissione previo intervento del conducente: infatti, per sopperire ad un aumento del momento resistente sarà sufficiente aumentare l'ammissione.

Inoltre è bene non spingersi troppo oltre il regime di potenza massima, $N_{N_{max}}$, perché diminuisce la potenza erogata, aumenta il consumo e, dopo un certo tempo di funzionamento, il motore potrebbe danneggiarsi.

Pertanto l'intervallo di funzionamento più razionale del motore, nel campo dell'autotrazione, è quello compreso tra $n_{C_{max}}$ ed $n_{N_{max}}$. A volte si preferisce assumere come estremo destro del suddetto intervallo un regime di rotazione leggermente inferiore a quello di potenza massima. Questo perché l'aumento di potenza nel tratto ascendente terminale della curva, è molto piccolo rispetto all'incremento della velocità di rotazione ed il modesto vantaggio che si ottiene utilizzando il motore alla massima potenza, non compensa gli svantaggi provocati dal forte aumento del consumo di carburante, da una maggiore resistenza al moto delle masse rotanti e da una maggiore e più rapida usura degli organi in movimento.

2.2 – Ragioni che impongono l'uso della trasmissione

La curva della coppia si definisce *caratteristica meccanica del motore* ed i parametri C ed n prendono il nome di *fattori di potenza*.

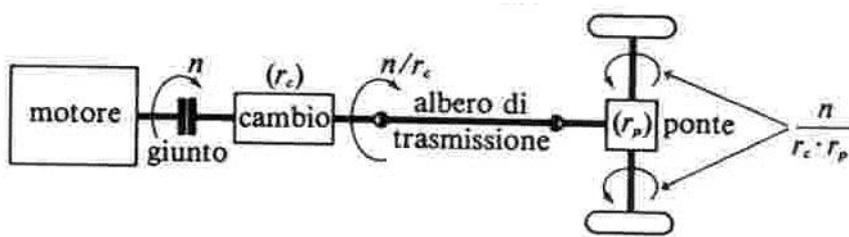
I fattori di potenza del motore non possono essere trasmessi direttamente alle ruote per i seguenti motivi:

- il motore non è in grado di avviarsi sotto carico
- il motore eroga una coppia piccola ad un regime di rotazione elevato
- l'escursione della coppia motrice ($C_{\min} - C_{\max}$), nell'intervallo di utilizzazione, è limitata rispetto alle forti variazioni del carico esterno, dato dalle resistenze al moto del veicolo.

Per questo è necessario interporre tra il motore e le ruote un dispositivo in grado di modificare opportunamente i fattori di potenza, per adeguarli alle richieste condizioni di moto espresse dalla caratteristica propulsiva ideale. Il dispositivo in questione prende il nome di *trasmissione* ed è essenzialmente costituito dai seguenti organi:

- un *giunto*, che renda indipendente il motore dalle ruote consentendo l'avviamento a vuoto del motore ed il successivo in inserimento graduale del carico esterno
- un rapporto fisso (*rapporto al ponte*), necessario per adattare il regime di funzionamento del motore alla velocità di rotazione delle ruote, che riducendo i giri del motore aumenti in proporzione la coppia motrice
- un *cambio di velocità*, che permetta di modificare il rapporto di tra motore e propulsore, in modo da disporre di forze trazione di alla periferia delle ruote variabili al variare delle resistenze che si oppongono al moto del veicolo.

Di seguito è schematizzata un gruppo trasmissione nella sua forma più elementare.



Il *rapporto totale della trasmissione*

$$(2.1) \quad m = \frac{n_{\text{motore}}}{n_{\text{ruote}}}$$

sarà quindi dato dal prodotto $r_c \cdot r_p$, del rapporto di riduzione al cambio per quello al ponte: la riduzione al ponte è fissa (4÷8), mentre quella al cambio varia col rapporto inserito.

Per sfruttare nel modo migliore la potenza, è necessario utilizzare il motore al regime di potenza massima qualunque siano le condizioni di marcia del veicolo, così che, per ogni valore della resistenza al moto, si abbia la massima velocità di marcia compatibile con la potenza del motore. Questo risultato, per un dato veicolo, si ottiene solo quando è possibile variare con continuità il rapporto al cambio r_c , in modo da far sempre funzionare il motore alla massima potenza.

Tra i dispositivi in grado di fornire una caratteristica propulsiva pressoché ideale, si ricordano le trasmissioni idrostatiche (pompa motore idraulico) ed elettriche (generatore-motore elettrico). Poiché però questi dispositivi presentano bassi rendimenti mentre costi, pesi e/o ingombri elevati, nel settore automobilistico si preferisce impiegare cambi meccanici o idromeccanici con un numero limitato di rapporti. Con un'opportuna scelta dei rapporti si riesce ad ottenere comunque una buona marcia del veicolo su diverse pendenze, anche se la potenza massima non viene completamente sfruttata e la velocità media risulta inferiore rispetto a quella che si otterrebbe utilizzando il motore con cambio continuo.

I cambi meccanici possono essere di due tipi:

- a *rotismi semplici*: sono realizzati con un minor numero di ingranaggi e maggiore semplicità costruttiva, ma richiedono l'uso del giunto a frizione per il cambio di marcia; sono quelli di gran lunga più usati nel settore automobilistico.
- a *rotismi epicicloidali*: sono più complessi dei precedenti, sia per l'insieme dei rotismi, sia per la presenza delle prese di forza che devono essere azionate per il cambio di marcia; non essendo necessario il distacco del motore per il cambio delle marce, è possibile utilizzare un giunto idraulico, che consente di ottenere un funzionamento più dolce; questo cambio è utilizzato soprattutto nelle trasmissioni automatiche e per potenze elevate, quando esistono limiti termici per l'impiego del giunto a frizione.

I *cambi idromeccanici* sono realizzati abbinando ad un cambio meccanico epicicloidale un giunto idraulico (vedi sopra) o un convertitore di coppia. Il convertitore di coppia, a differenza del giunto idraulico, consente di modulare i fattori di potenza e conseguentemente il cambio meccanico necessita di un minor numero di rapporti.

Il convertitore funziona fino ad una certa velocità, poi viene disinserito automaticamente ed il sistema si comporta come una normale trasmissione meccanica.

2.3 – Caratteristica meccanica del veicolo

Le forze di trazione alle ruote e la velocità del veicolo nella marcia i-esima, risultano legate ai fattori di potenza del motore, attraverso le relazioni:

$$F_i = \frac{C}{D} r_p \cdot r_{ci} \cdot \eta$$

(2.2)

$$V_i = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{r_p \cdot r_{ci}}$$

dove:

- η rendimento della trasmissione
- r_p rapporto al ponte
- r_{ci} rapporto nella marcia i-esima
- D diametro di rotolamento delle ruote [m]
- n velocità di rotazione del motore [giri/s]

Le (2.2) si ottengono rispettivamente dalle (2.14) e (2.1) ricordando che

$$\mathbf{N} = \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\omega} \text{ e che } \mathbf{V} = \pi \mathbf{D} n_{\text{ruote}}$$

Una volta che siano determinati i rapporti del cambio $r_{c1}, r_{c2} \dots r_{ci} \dots$ ed il rapporto al ponte r_p si possono quindi ricavare, a partire dalla caratteristica meccanica del motore, gli sforzi di trazione F_i nelle varie marce e le corrispondenti velocità V_i . Riportando le curve $F_i(v)$ così determinate, insieme con le curve di resistenza al moto, in un diagramma cartesiano, si ottiene la *caratteristica meccanica del veicolo* che assume l'aspetto di figura 2.2.

Le fasce di pendenze (curve di resistenza) non servite da curve F a piena ammissione del motore vengono comunemente definite *buchi*, mentre si parla di *ricoprimenti* quando esistono delle zone servite da curve a piena ammissione appartenenti a due marce contigue.

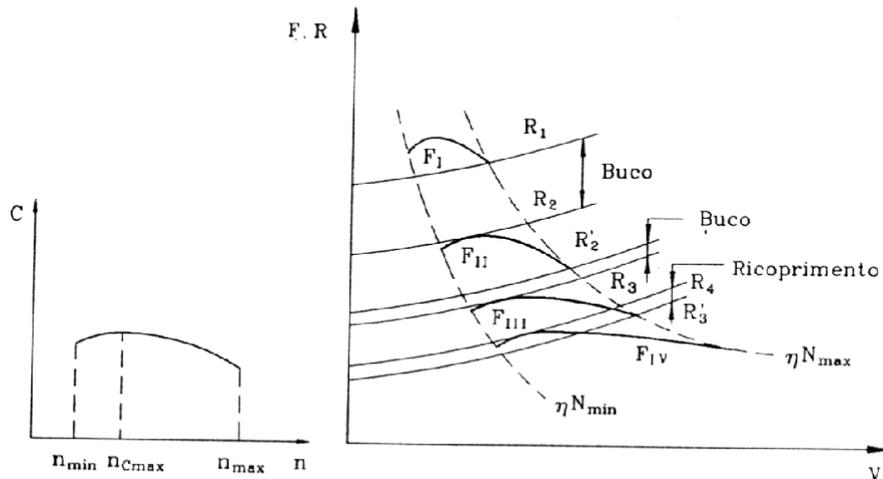


Figura 2.2

2.4 - Rapporto di trasmissione che consente di ottenere la massima prestazione di velocità

La massima velocità che il veicolo può raggiungere in piano è quella alla quale la potenza assorbita è pari alla massima disponibile alle ruote $\eta \cdot N_{\max}$, e può essere calcolata con la relazione:

$$(2.3) \quad V_{\max} = \frac{\eta \cdot N_{\max}}{rP + \rho \cdot C_x \cdot S \cdot V_{\max}^2}$$

che si ottiene dalla (1.13) ricordando che per $V = \text{cost}$ risulta $F = R$ e che in piano $i = 0$.

La (2.3) può essere risolta sia per via analitica, che per via grafica come mostra la figura 2.3 dove

$$N_r = R \cdot V = P(r_0 + i)V + (kP + \rho \cdot C_x \cdot S)V^3$$

è la potenza resistente alle diverse velocità.

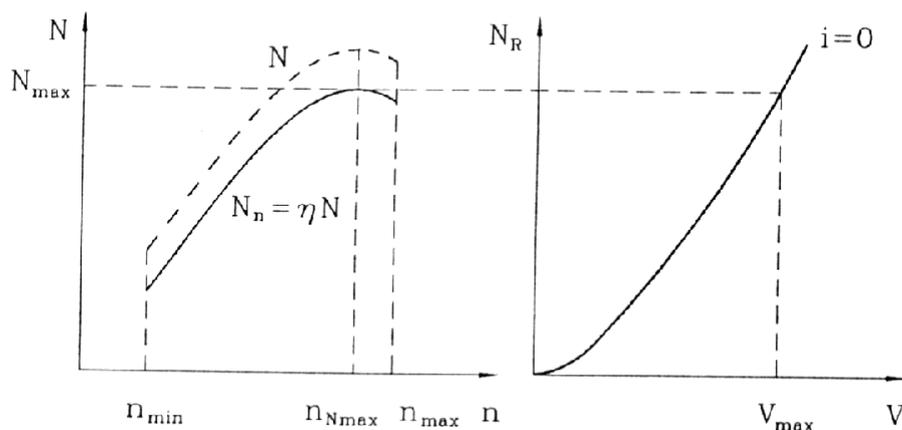


Figura 2.3

Nel caso in cui interessa la velocità massima su una pendenza $i \neq 0$, si procede analogamente a quanto sopravvisto, ponendo però al denominatore della (2.3) al posto del valore di r il valore di $r_0 \pm i$. Graficamente si ha la figura 2.4:

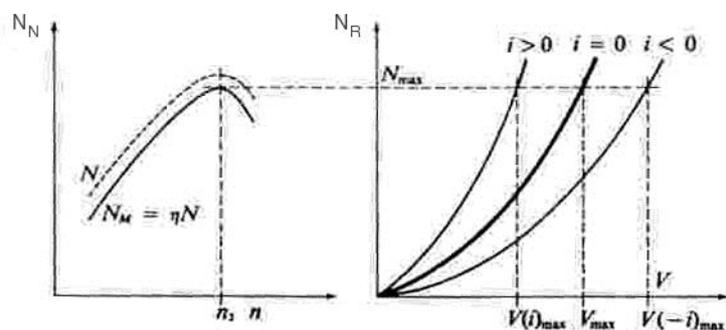


Figura 2.4

La V_{max} così calcolata rappresenta la massima velocità che il veicolo può teoricamente raggiungere in piano e dipende esclusivamente dalla potenza del motore: se si vuole aumentare la velocità bisogna poter cambiare il motore con uno avente maggiore potenza.

Per poter raggiungere questa velocità su strada piana è necessario un rapporto di trasmissione \underline{m} , dato da:

$$(2.4) \quad \underline{m} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{N \max}}{V_{\max}}$$

Se la marcia più veloce del veicolo è realizzata in presa diretta m sarà il rapporto al ponte, se invece in tali condizioni di marcia il rapporto del cambio è $r_c \neq 1$ il rapporto al ponte sarà:

$$(2.5) \quad r_p = \frac{m}{r_c}$$

2.5 - Massimo rapporto della trasmissione

Il massimo rapporto della trasmissione dovrà permettere al veicolo di marciare nelle condizioni più onerose, cioè di superare, a pieno carico, la pendenza massima prevista. Sarà quindi necessario disporre del massimo sforzo di trazione possibile e ciò si ottiene facendo funzionare il motore a piena alimentazione al regime di coppia massima.

L'equazione del moto, scritta per $V = cost$, e ricordando che lo sforzo di trazione alle ruote si ottiene dalla prima delle (2.2) per $C = C_{max}$, assume l'aspetto

$$(2.6) \quad \frac{C_{max}}{D} \eta \cdot m_{max} = P(r + i_{max})$$

in cui si è trascurata la resistenza dell'aria perché la velocità è bassa. Dalla (2.6) si ricava il rapporto di trasmissione m_{max} che permette di superare la pendenza massima richiesta in marcia.

Qualora la velocità minima risultasse troppo piccola e quindi incompatibile con l'impiego pratico del veicolo, sarà necessario adottare un motore più potente, oppure, entro certi limiti, si potrà anche aumentare il rapporto della trasmissione, in modo da utilizzare il motore ad un regime di rotazione maggiore di n_{Cmax} , e quindi una potenza maggiore (un esempio tipico è l'utilizzo delle marce ridotte per automezzi per i quali si prospetta l'uso anche non saltuario su pendenze elevate, in alcuni casi anche a pieno carico).

La scelta del massimo rapporto di trasmissione può anche essere effettuata imponendo che il veicolo sia in grado di superare la i_{max} di spunto. In questo caso lo sforzo di trazione dovrà superare la resistenza al moto della quantità necessaria a vincere l'inerzia del veicolo (per le esigenze pratiche è sufficiente un' accelerazione di $0.2 \div 0.4 \text{ m/s}^2$), per cui l'equazione del moto diviene:

(2.7)

$$\frac{C_{\max}}{D/2} \eta \cdot m_{\max} - P(r + i_{\max}) = M_v \frac{dV}{dt}$$

Un altro criterio per determinare il rapporto di trasmissione nella marcia più lenta, consiste nell'imporre che il veicolo sia in grado di mantenere una velocità minima fissata senza che sia necessario disinnestare il motore dalla trasmissione, allo scopo di evitare un eccessivo uso della frizione nella marcia in colonna, o più in generale, nelle condizioni di traffico presenti nella città.

Poiché un motore a combustione interna non è in grado di funzionare al di sotto della velocità minima n_{\min} , il veicolo non può scendere al di sotto della velocità

(2.8)

$$V_{\min} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\min}}{m_{\max}}$$

con il motore collegato alle ruote. Fissata dunque V_{\min} dalla (2.8) si ricava il massimo rapporto della trasmissione m_{\max} : è comunque necessario verificare che con il rapporto così calcolato il veicolo sia in grado di superare la pendenza massima prevista.

Dunque, per quanto detto, un aumento globale del rapporto di trasmissione m influisce sulle prestazioni meccaniche. Si può comunque fare una distinzione generale:

- aumentando il solo rapporto al ponte, si interviene su quelle prestazioni che non dipendono dall'uso del cambio (ad esempio la velocità massima diminuisce e la ripresa migliora)
- aumentando anche il rapporto in prima marcia, e di seguito anche quelli intermedi, si migliora anche l'accelerazione da fermo e lo spunto in salita

2.6 – Rendimento della trasmissione

- Per progettare i rapporti tra le velocità occorre, come si è visto conoscere il rendimento totale della trasmissione nelle diverse marce. Poiché esso può essere calcolato con una certa precisione solo quando siano ben definiti tutti i particolari della trasmissione, in sede di progetto di massima si ricorre ad una semplificazione: si assegna ad ogni coppia di ruote dentate un rendimento costante e predeterminato.

$\eta_{ci} = 0.98$ per una coppia di ruote dentate cilindriche

$\eta_{co} = 0.97$ per una coppia di ruote dentate coniche

$\eta_g = 0.99$ per un giunto (cardanico od omocinetico)

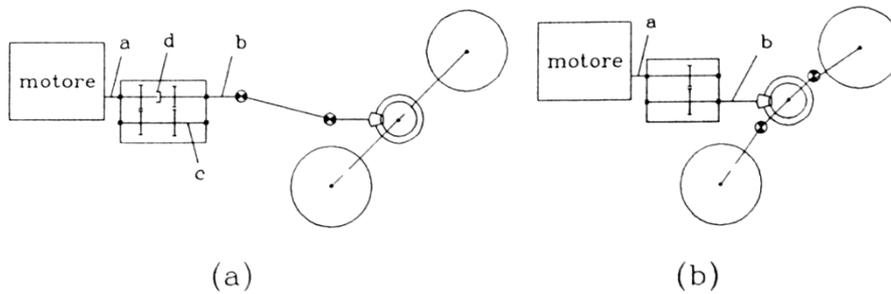


Figura 2.4

Allora, per una trasmissione del tipo di figura 2.4(a), il rendimento in presa diretta (quando il moto è trasmesso dall'albero **a** all'albero **b** per mezzo del collegamento **d**) vale:

$$\eta_g^2 \cdot \eta_{co} \equiv 0,95$$

Nelle altre marce, quando il moto è trasmesso da **a** a **b** attraverso l'albero **c**, il rendimento è:

$$\eta_l = \eta_{ci}^2 \cdot \eta_g^2 \cdot \eta_{co} \approx 0.91$$

N.B.: Il rendimento η_l si può ritenere costante per tutte le marce poiché si ha a che fare con variazioni non molto elevate del rapporto, realizzate con un numero costante di coppie di ruote dentate.

Per i veicoli a motore a trazione anteriore o a trazione posteriore si fa riferimento allo schema di figura 2.4(b) in cui il moto viene di regola trasmesso dal primario **a** al secondario **b** del cambio attraverso una riduzione a ingranaggi cilindrici.

Il rendimento, quindi, vale:

$$\eta = \eta_{ci} \cdot \eta_g \cdot \eta_{co} \approx 0.94$$

2.7 – Rapporti intermedi della trasmissione

Per utilizzare correttamente la potenza motrice in tutte le condizioni di marcia previste per il veicolo, il rapporto di trasmissione deve poter essere variato tra i limiti estremi m_{max} e \underline{m} determinati in base alle precedenti considerazioni.

Poiché come si è visto, non è possibile utilizzare un variatore continuo della velocità, si inserirà nella trasmissione un cambio di velocità in grado di realizzare un numero finito, discreto, di rapporti intermedi.

Il numero delle marce dipenderà dalla caratteristica meccanica del motore, dalle prestazioni richieste, da considerazioni di economia costruttiva, dall'importanza che si attribuisce alla facilità di impiego del veicolo ed alle massime prestazioni dello stesso. Generalmente per le vetture da turismo si impiegano cambi di velocità a quattro o a cinque rapporti.

Si riportano di seguito i più noti procedimenti per la determinazione dei rapporti r_{ci} delle marce intermedie.

2.7.1 – Rapporti in progressione geometrica

La zona di utilizzazione più razionale del motore è data, come si è visto, dall'intervallo compreso tra il numero di giri di coppia massima e quello di potenza massima che in figura 2.5 sono indicati rispettivamente con n_1 ed n_2 . Di conseguenza i rapporti di trasmissione del cambio devono essere determinati in modo che i regimi massimo e minimo siano contenuti nel suddetto intervallo.

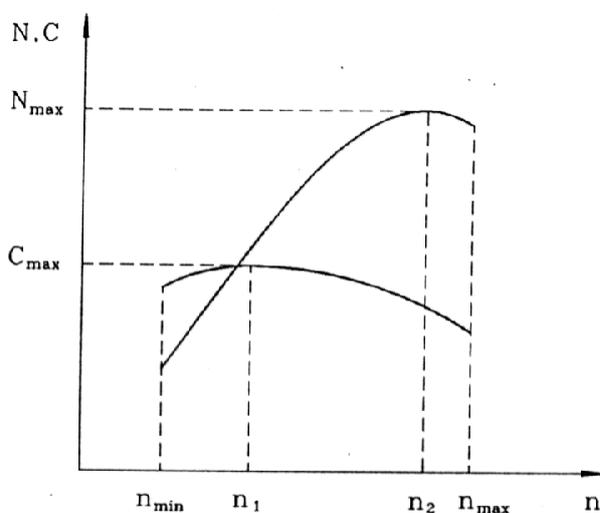


Figura 2.5

Questo risultato può essere ottenuto imponendo che la minima velocità ammissibile con una data marcia, e cioè quella che corrisponde al limite inferiore del campo di utilizzazione, coincida con la velocità ottenibile con la marcia immediatamente più bassa in corrispondenza del limite superiore [Boisseaux, Lucchesi].

Se si suppone di trascurare la perdita di velocità del veicolo durante il cambio di marcia, le considerazioni precedenti possono essere rappresentate tramite un diagramma del tipo di quello di figura 2.6, che si riferisce ad un cambio a quattro marce.

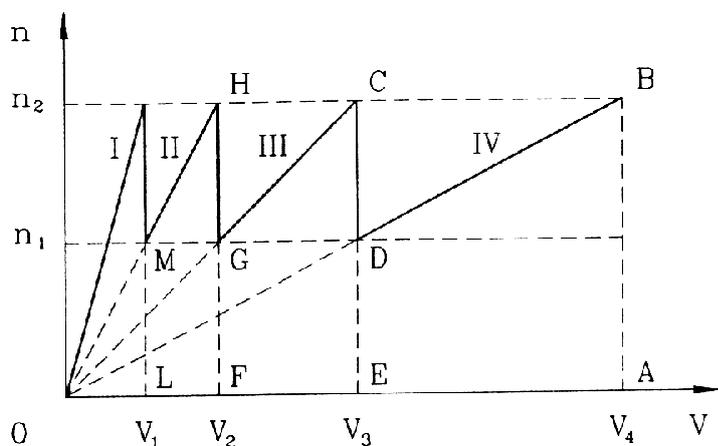


Figura 2.6

Dall'esame dei triangoli simili OAB e OED, OEC e OFC, OFH e OLM, si ricava la relazione:

$$(2.9) \quad \boxed{\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_3}{V_2} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{n_2}{n_1} = \alpha}$$

da cui si può vedere che il rapporto tra le velocità ottenibili alle varie marce, per un dato regime del motore, è costante.

Dalla (2.9) si ha:

$$V_2 = V_1 \cdot \alpha$$

$$V_3 = V_2 \cdot \alpha = V_1 \cdot \alpha^2$$

$$V_4 = V_3 \cdot \alpha = V_2 \cdot \alpha^2 = V_1 \cdot \alpha^3$$

Ne consegue che le velocità alle varie marce e per lo stesso regime del motore costituiscono i termini di una progressione geometrica avente come ragione:

$$\alpha = \sqrt[3]{\frac{V_4}{V_1}}$$

La velocità massima del veicolo in corrispondenza della i -esima marcia, come è noto, è data da:

$$V_i = \frac{\pi \cdot D \cdot n_2}{r_p \cdot r_{ci}}$$

Dato che a parità di giri del motore, di rapporto al ponte e di dimensioni dei pneumatici, risulta verificata la seguente condizione:

$$k = \frac{\pi \cdot D \cdot n_2}{r_p} = \text{cost.}$$

si può scrivere:

$$V_1 = \frac{k}{r_{c1}}, \quad V_2 = \frac{k}{r_{c2}}, \quad V_3 = \frac{k}{r_{c3}}, \quad V_4 = \frac{k}{r_{c4}},$$

per cui:

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_3}{V_2} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{r_{c3}}{r_{c4}} = \frac{r_{c2}}{r_{c3}} = \frac{r_{c1}}{r_{c2}} = \alpha$$

I rapporti di trasmissione tra le ruote del cambio, quindi, sono:

$$r_{c3} = \alpha \cdot r_{c4}$$

$$r_{c2} = \alpha \cdot r_{c3} = \alpha^2 \cdot r_{c4}$$

$$r_{c1} = \alpha \cdot r_{c2} = \alpha^2 \cdot r_{c3} = \alpha^3 \cdot r_{c4}$$

Come era intuitivo a priori, i rapporti del cambio debbono costituire i termini di una progressione geometrica di ragione:

$$\alpha = \sqrt[3]{\frac{r_{c1}}{r_{c4}}}$$

analogamente a quanto si era trovato per la velocità.

In generale, se si indica con z il numero delle marce, il rapporto del cambio nella marcia i -esima e la ragione della progressione geometrica si possono scrivere nel modo seguente:

$$(2.10) \quad r_{ci} = \alpha^{z-i} r_{cz}$$

$$(2.11) \quad \alpha = \frac{n_2}{n_1} = \sqrt[z-1]{\frac{r_{c1}}{r_{cz}}}$$

Fissati il rapporto della marcia più veloce r_{cz} (in base alle considerazioni svolte nel paragrafo 2.4) e la ragione della progressione geometrica n_2/n_1 , attraverso la (2.10) si calcolano i rapporti delle marce inferiori arrestandosi in corrispondenza del rapporto di trasmissione che consente di superare la pendenza massima prevista.

Il numero delle marce e la loro disposizione dipendono dalla scelta dell'intervallo n_2-n_1 che deve quindi essere valutato con molta attenzione. Infatti, se si scelgono come estremi dell'intervallo i numeri di giri di coppia massima e di potenza massima si ottengono, in genere, dei rapporti di trasmissione eccessivamente grandi nelle marce inferiori e, di conseguenza, dei grossi buchi tra le varie marce. Per questo motivo si assume di regola: $n_1 > n_{Cmax}$, $n_2 < n_{Nmax}$.

Dato che il numero delle marce è sottoposto a vincoli tecnici, economici e funzionali, l'intervallo n_2-n_1 non può neppure essere troppo piccolo.

Per ragioni di economia di marcia si può scegliere un intervallo di utilizzazione nel quale il motore funzioni in condizioni di miglior rendimento.

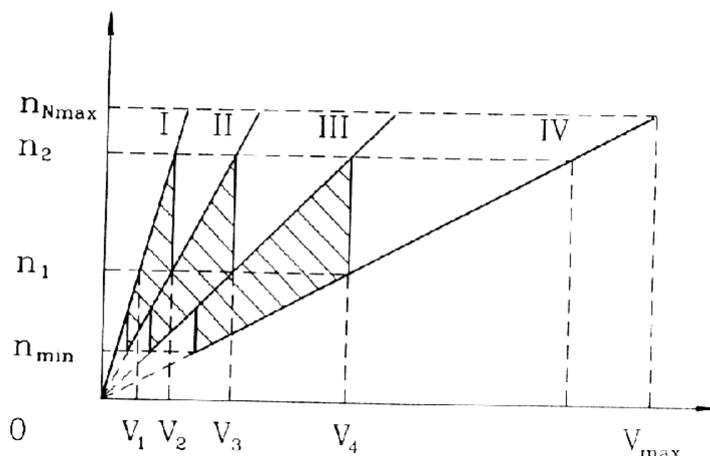


Figura 2.7

Nella figura 2.7 sono state tracciate le rette che rappresentano le diverse marce del cambio di velocità. Queste rette sono limitate superiormente dal regime di potenza massima del motore e inferiormente dal regime minimo a cui il motore è utilizzabile.

Il funzionamento sarà possibile da n_{\min} a n_{\max} ma sarà in condizioni di miglior rendimento solo all'interno dell'intervallo individuato dalle ordinate n_1 e n_2 .

2.7.2 – Caratteristica propulsiva a potenza crescente

Con questo criterio [Morelli] si considera come curva di trazione ideale quella coincidente con il limite di aderenza $f \cdot P_a$ in funzione della velocità. Di conseguenza, la potenza netta alle ruote può essere calcolata attraverso la relazione:

$$(2.12) \quad N_n = f \cdot P_a \cdot V$$

Se f e P_a fossero costanti al variare della velocità, la potenza N_n ideale dovrebbe quindi essere linearmente crescente con V e non costante come si era supposto al paragrafo 1.5. In realtà, l'andamento di f , che per un certo tipo di ruote e di strada dipende dalla velocità e dallo scorrimento, è leggermente decrescente all'aumentare della velocità su strada asciutta e molto più rapidamente decrescente su strada bagnata.

Per quanto riguarda il carico normale agente sulle ruote motrici, esso è influenzato dal momento di rotolamento e dal momento aerodinamico di beccheggio, della pendenza, della forza aerodinamica (sia resistente che portante), e dell'accelerazione. La curva **B** di figura 2.8 mostra l'andamento di $N_n(V)$, mentre le curva **A** e **C** si riferiscono, rispettivamente, ad un'espressione del tipo della (2.12), in cui si ponga $f=cost$ e $P_a=cost$, e al caso $F \cdot V=cost$.

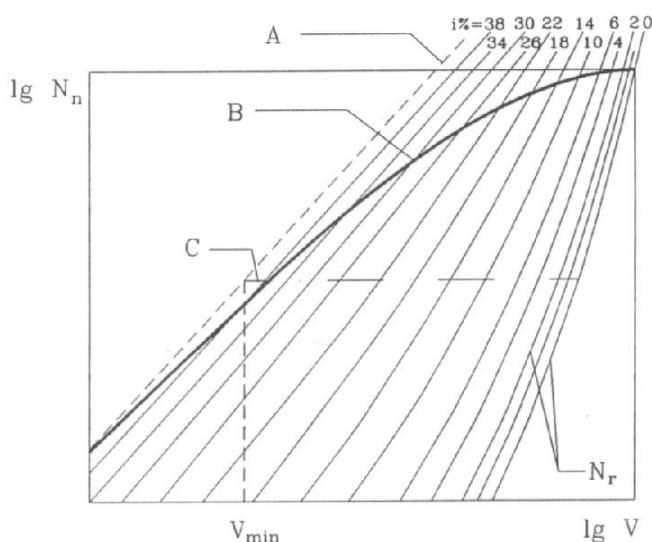


Figura 2.8

Si prenda, ora, in esame la figura 2.9 dove si è supposto, in prima approssimazione, che sia il coefficiente di aderenza che il peso aderente siano costanti e quindi che $F_{max}=f \cdot P_a=const.$ Con V_{max} si è indicato il limite del sistema in relazione alla stabilità del veicolo, alla resistenza dei materiali e alla sicurezza di circolazione.

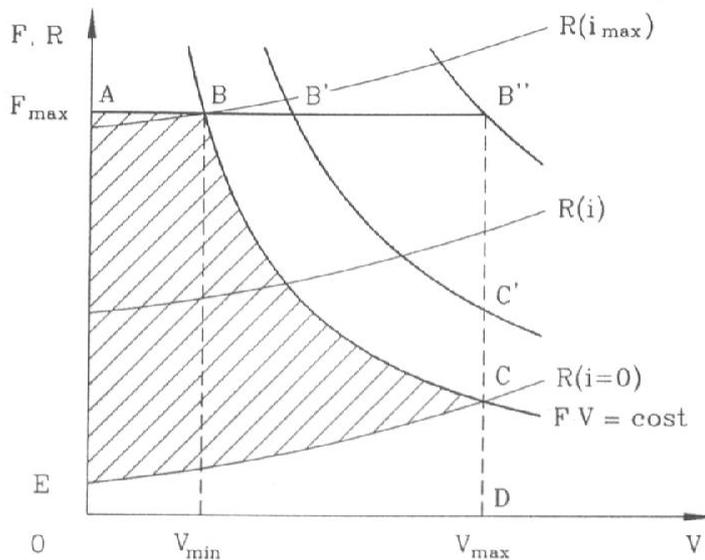


Figura 2.9

Osservando la caratteristica propulsiva a potenza costante (**BC**) si vede che al di sopra di V_{min} l'accelerazione $a=(F-R)/m_V$ è minore di quella massima, che sarebbe permessa dall'aderenza $a_{max}=(F_{max}-R)/m_V$.

La scelta della curva di trazione ideale **ABB''** [Morelli], è quindi giustificata dal fatto che essa fornisce le massime prestazioni del veicolo; però in questo modo si imporrebbe al veicolo un motore di potenza esuberante, corrispondente al punto di funzionamento **B''** e pari ad $N_{B''}=F_{max} \cdot V_{max}$. Poiché il motore deve essere montato sul veicolo, il problema è economicamente importante oltre che dal punto di vista del consumo e del costo del motore anche sotto l'aspetto del carico utile, per cui è opportuno limitare le dimensioni del motore e quindi la sua potenza.

Si può allora ridurre la potenza del motore smussando l'area rettangolare, nello spigolo **B''**, con una iperbole a potenza costante perdendo, di conseguenza, il campo di prestazioni compreso nell'area **B'C'B''**. Quindi la scelta della curva **ABC**, fatta al capitolo 1, è il risultato di un compromesso tra le esigenze di economia e le prestazioni richieste ed equivale, in pratica, a scegliere il motore di una vettura da turismo sulla base della massima prestazione di velocità, non di accelerazione, come è più logico per l'uso prevalente del veicolo.

2.7.3 – Minimizzazione del tempo di accelerazione

Per determinare i rapporti di trasmissione nelle marce intermedie si può utilizzare il criterio di *minimizzazione del tempo di accelerazione* [Morelli, Genta].

La massima accelerazione nelle varie marce, in funzione della velocità si ricava dalla relazione

$$(2.13) \quad a = \frac{N_n - N_r}{M_v \cdot V}$$

Per calcolare il tempo minimo per passare dalla velocità V_1 alla velocità V_2 è sufficiente separare le variabili della relazione precedente ed eseguire l'integrazione

$$(2.14) \quad T_{V_1 \rightarrow V_2} = \int_{V_1}^{V_2} \frac{M_v}{N_n - N_r} \cdot V dV$$

Questo integrale può essere eseguito per via numerica, dopo averlo spezzato in vari integrali parziali, poiché la massa virtuale varia a seconda del rapporto r_c utilizzato. Si può anche tracciare il grafico (figura 2.10) della funzione

$$(2.15) \quad \frac{1}{a} = \frac{M_v \cdot V}{N_n - N_r}$$

ed eseguire l'integrazione per via grafica. Dal grafico $1/a$ è anche possibile individuare le velocità alle quali conviene effettuare i cambi di marcia. Dato che l'area al di sotto della curva rappresenta il tempo necessario per passare da V_1 a V_2 è evidente che per minimizzare detto tempo è necessario eseguire i cambi di marcia in corrispondenza dei punti di intersezione delle curve.

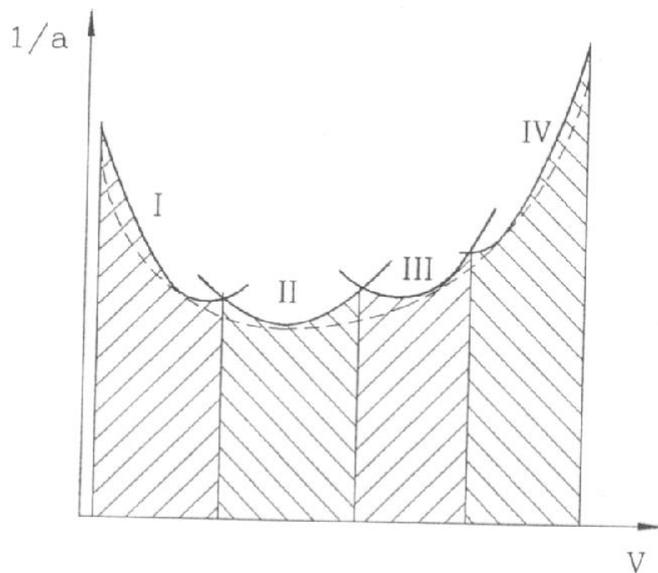


Figura 2.10

Quindi le aree tratteggiate in figura (2.10) rappresentano i tempi di accelerazione per ogni marcia (la figura è relativa ad un cambio a quattro marce) e la somma di esse definisce il tempo di accelerazione complessivo. Se si aumenta il numero di marce all'infinito, l'area sottesa è quella corrispondente alla curva involuppo e il tempo di ripresa è il minimo possibile (prescindendo dai tempi morti di cambio marcia).

In generale il problema che si pone è quello di determinare i rapporti di trasmissione in numero finito, nell'esempio quattro, che rendano minimo il tempo di accelerazione. I rapporti di trasmissione estremi r_{c4} ed r_{c1} vengono fissati in base ai criteri di massima velocità e di massima pendenza superabile. Si fissano poi altri rapporti secondo un criterio qualsiasi, e si calcola il tempo di ripresa attraverso la (2.14). Si fanno poi variare i rapporti di trasmissione intermedi ricalcolando ogni volta il tempo di ripresa ottenendo una funzione $T_{v1 \rightarrow v2}(r_{c2}, r_{c3}, \dots)$ da minimizzare.

La curva ottenuta dall'integrazione della (2.14) è del tipo di quella continua di figura 2.11. Per ottenere la curva di ripresa reale è necessario ridurre i tempi per i cambi di marcia, durante i quali la velocità può essere considerata costante.

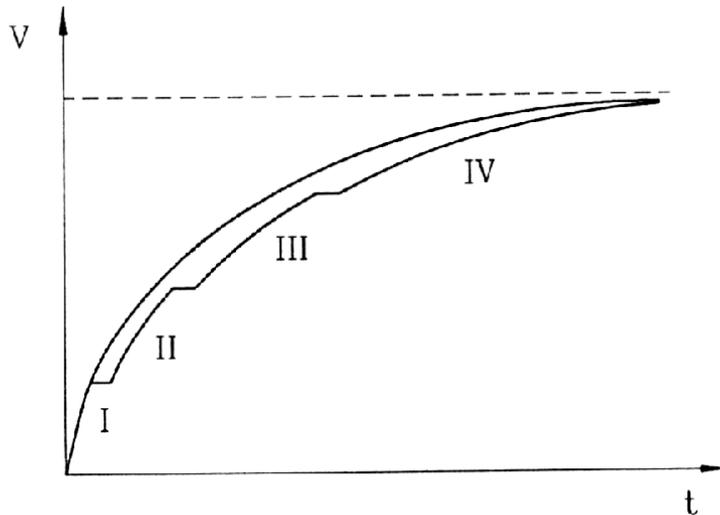


Figura 2.11

N.B.: Per procedere all' integrazione della (2.14) è necessario disporre di un'espressione analitica della potenza disponibile alle ruote.

2.7.4 – Criterio di non avere buchi

Con questo metodo [Pollone] si determinano i rapporti di trasmissione in modo da utilizzare, con ogni marcia, tutto il campo di funzionamento stabile del motore, prima che sia necessario passare alle marce successive.

La figura 2.12 esprime il metodo di funzionamento secondo questo criterio:

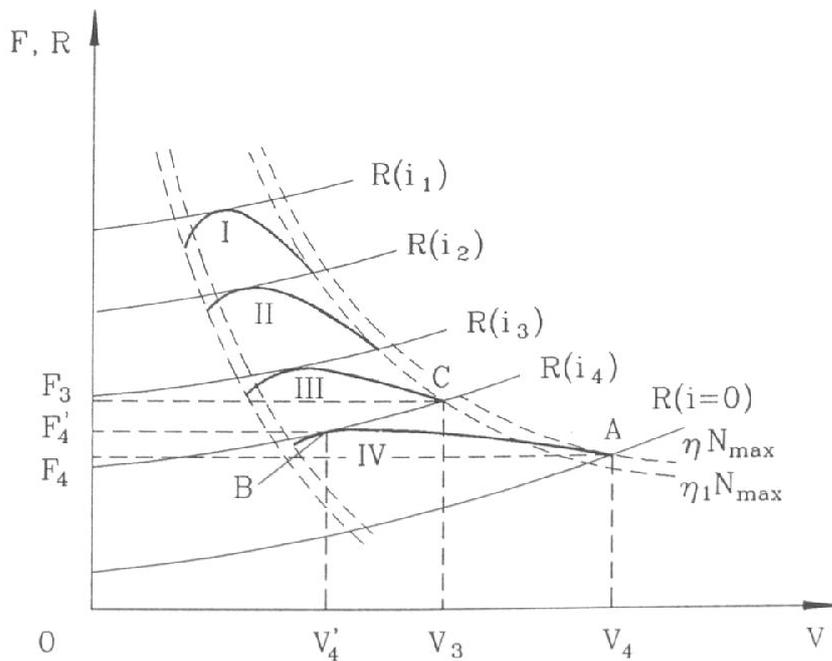


Figura 2.12

Bisogna evidenziare che un cambio, avente un numero di marce z determinato secondo questo metodo, non risulta avere una progressione geometrica, inoltre è molto ingombrante, costoso e di impiego scomodo perché richiede di essere manovrato con troppa frequenza, per cui si preferisce adottare un cambio con un numero di marce inferiore.

Fissato quindi il numero delle marce e proporzionati i rapporti con i criteri enunciati in precedenza, ci si accorge che la velocità V_1' e quindi la massima pendenza superabile in prima non sono nella maggioranza dei casi quelle richieste. Si rende, di conseguenza, necessario aumentare i rapporti tra le varie marce, introducendo dei buchi nella caratteristica meccanica del veicolo, al fine di ottenere delle curve $F(V)$ che soddisfano nel modo migliore possibile le esigenze di marcia della vettura.

2.8 – Il problema del consumo

Per massima prestazione di consumo chilometrico si intende generalmente il minimo valore di consumo per unità di percorso, su strada piana e con il rapporto di trasmissione più piccolo (marcia veloce). Detto q il consumo specifico del motore, il consumo per unità di percorso Q , risulta:¹

$$(2.16) \quad Q = \frac{q \cdot N_r}{\eta \cdot \rho \cdot V}$$

dove:

N_r potenza resistente

η rendimento della trasmissione

ρ densità del combustibile

V velocità del veicolo

Esplicitando N_r , nel caso della pendenza nulla, si ottiene:

$$Q = \frac{q}{\eta \rho} [Pr_0 + (kP + \rho c_x S)V^2]$$

Se il consumo specifico del motore fosse costante, come anche il rendimento della trasmissione (ipotesi questa più verosimile della prima), Q sarebbe rappresentato da una parabola con vertice sull'asse delle ordinate. Il consumo per unità di percorso sarebbe dunque minimo a velocità nulla. In realtà il consumo specifico del motore è fortemente variabile sia con la velocità di rotazione sia la potenza erogata. Nella figura 2.13 sono riportate, per un motore alternativo ad accensione comandata, le curve di potenza parzializzata ed i corrispondenti consumi specifici. Si intende parzializzata di $x\%$ la curva di potenza il cui valore sia l' $x\%$ della potenza di piena ammissione.

¹

Il consumo specifico viene misurato in g/kWh. Il consumo per unità di percorso viene in genere misurato l/100km.

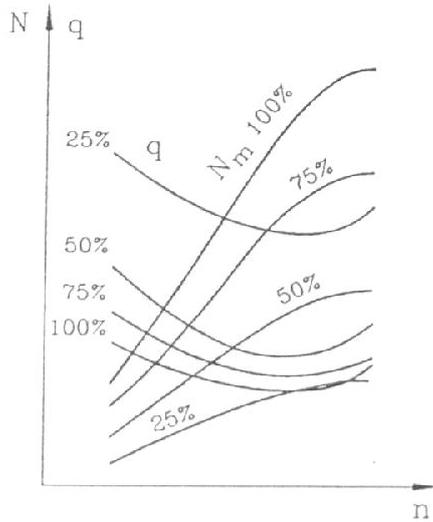


Figura 2.13

Si nota che il consumo specifico cresce con la parzializzazione del motore ed ammette un minimo in funzione di n , a parzializzazione costante. Il minimo si presenta per velocità di rotazione comprese tra i $2/3$ e i $3/4$ del regime di potenza massima. In questo intervallo si ha il minor consumo di combustibile per unità di potenza erogata, cioè la potenza più a buon mercato (a livello teorico sarebbe quindi opportuno far funzionare il motore sempre entro questo limite).

Riportando nello stesso grafico (figura 2.14) la curva di potenza necessaria $N_r(\mathbf{V})$, quelle di potenza netta alle ruote $N_n(\mathbf{V})$, naturalmente dopo aver scelto il rapporto di trasmissione, e le curve dei minimi consumi specifici divisi per il rendimento della trasmissione q/η , è possibile ricavare la curva $Q(\mathbf{V})$. A questo fine è sufficiente ricavare le intersezioni tra N_r e le curve N_n per diversi valori della parzializzazione del motore (cioè i punti di funzionamento del motore) e portare da tali punti rette parallele all'asse delle ordinate fino ad incontrare le corrispondenti curve q/η . La curva che unisce i punti così trovati è la curva q/η in funzione della velocità nelle reali condizioni di funzionamento del motore. Per ricavare immediatamente $Q(\mathbf{V})$ si applica la (2.16).

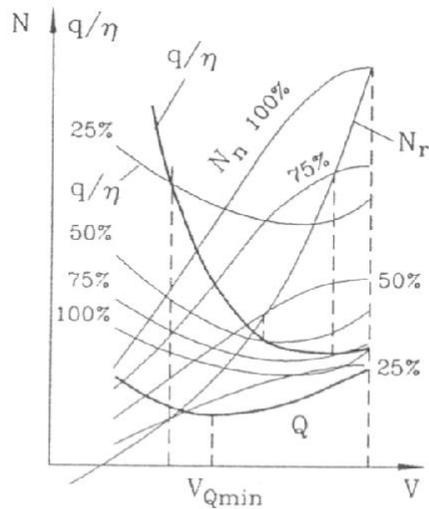


Figura 2.14

Le curve $Q(V)$ presentano generalmente un minimo a velocità piuttosto bassa e, paradossalmente, detto minimo si trova in una zona in cui il motore lavora molto parzializzato, con rendimenti modesti (o consumi specifici elevati). Di qui il criterio di adottare, nei veicoli relativamente potenti, una marcia surmoltiplicata (quinta marcia), disposta come nella figura 2.15.

In queste condizioni, essendo $m < \bar{m}$, non si raggiunge la massima velocità possibile, ma la marcia a velocità di crociera, o economica, V_e . La minore velocità di rotazione, a parità di V_e , comporta anche una maggiore silenziosità ed una minore usura del motore. L'inconveniente principale delle marce surmoltiplicate risiede nella scarsa prestazione sia di pendenza superabile che di accelerazione. Per ottenere una buona ripresa sarà quindi necessario passare ad un rapporto più ridotto, usando più frequentemente il cambio.

Una soluzione di questo tipo viene di solito preferita per i motori a benzina per i quali il problema del consumo è più importante.

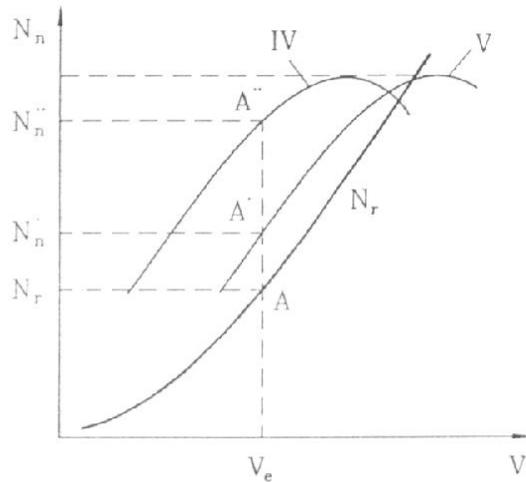


Figura 2.15

È bene comunque sottolineare che non sempre la quinta marcia è surmoltiplicata. Spesso, anzi, è la marcia che consente di raggiungere la massima velocità ed il vantaggio del cambio a cinque marce sta più nel migliorare le caratteristiche di accelerazione che nel diminuire i consumi.

In alcuni autoveicoli odierni si utilizza una quinta marcia del tipo ultimo sopravvisto e si dispone di una sesta marcia con funzione di “overdrive”, cioè il rapporto lungo che permette un risparmio di carburante.

CAPITOLO 3

IL CICLO CEE

La prima legge antinquinamento che proibiva di lasciar sfiatare in atmosfera i gas presenti sotto pressione nel basamento del motore, fu emanata nel 1963 in California. Tre anni dopo, sempre in California, venne promulgato il Primo Regolamento sugli inquinanti emessi dagli scarichi dei motori. Nel 1968 la stessa legge venne adottata da altri 49 Stati americani, e nel 1970 iniziò ufficialmente la lotta all'inquinamento con l'emanazione della legge denominata Clean Air Act e con la creazione dell'EPA (Environmental Protection Agency), cioè l'Agenzia per la Protezione dell'Ambiente. In particolare l'EPA stabilì che una vettura poteva ottenere la "certification", cioè la possibilità ad essere venduta negli Stati americani, se si fosse mantenuta entro le emissioni limiti ammesse anche dopo una percorrenza di 50.000 miglia (circa 80.000 km): ciò perchè si era constatato che le emissioni tendevano a crescere con il chilometraggio; dunque bisognava tenere conto di questo deterioramento.

A Bruxelles, nel marzo del 1970, fu emanata la prima direttiva comunitaria sulle emissioni degli autoveicoli (la 70/220). Sino ad oggi si sono succeduti circa quindici emendamenti in ambito comunitario.

3.1 - Descrizione ciclo CEE

Constatato che l'inquinamento atmosferico ha un carattere prevalentemente urbano e che deve esistere una relazione tra le emissioni delle auto e le concentrazioni degli inquinanti, e che tutto questo è influenzato dal tipo di utilizzo dei veicoli nei centri cittadini, gli americani prima e gli europei dopo hanno elaborato un percorso "medio" giudicato rappresentativo del traffico delle rispettive città.

Il ciclo CEE nasce per effettuare delle prove standard sugli autoveicoli per testarne l'inquinamento ed il consumo. Il nuovo ciclo CEE consta della somma del ciclo urbano, ripetuto 4 volte, e di quello extraurbano: questi vengono iniziati dopo che il veicolo ha stazionato, per almeno 6 ore, in ambiente condizionato a temperatura compresa tra i 20° ed i 30°C.

Le prove da eseguire sui veicoli, previste nei regolamenti italiani emanati dal ministero dei trasporti, consistono nel rilevamento dei consumi, e nel prelevamento dei gas di scarico direttamente dal veicolo mediante l'ausilio di analizzatori a gas. Dividendo questi valori per i chilometri dei cicli in prova si ricavano le emissioni espresse in grammi/km.

La velocità media dei cicli urbani è di 19 km/h con una punta massima di 50 km/h ed una distanza equivalente delle 4 ripetizioni di 4,052 km. Il ciclo extraurbano viene percorso invece ad una velocità media di 62,6 km/h con una punta max di 120 km/h su di una tratta di 6,955 km.

E' interessante notare che è in discussione alla CEE la proposta di uniformarsi al sistema americano.

Per assicurarne l'omogeneità (quindi la confrontabilità) dei risultati, la prova viene effettuata con il veicolo posto su un banco a rulli.

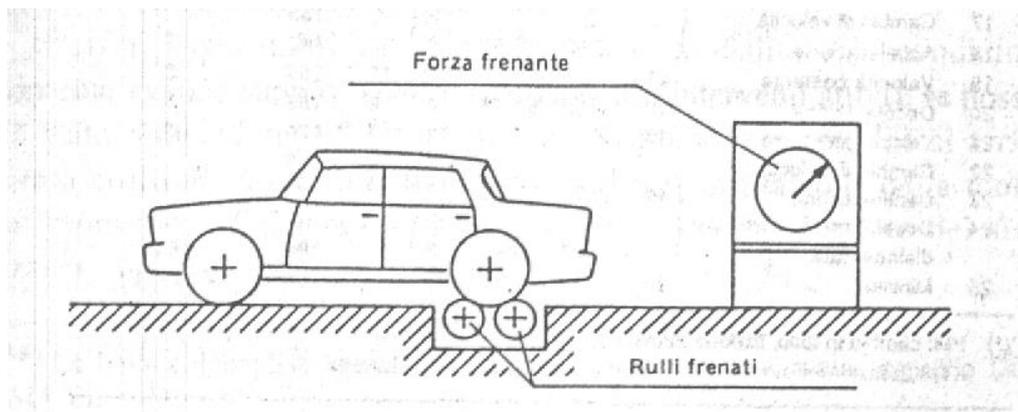


Figura 3.1

Il banco dinamometrico a rulli (fig 3.1) consiste in una coppia (una per ogni ruota motrice) di rulli di sufficiente dimensione, rivestiti di materiale ad alto coefficiente di aderenza, che possono essere frenati mediante una forza di entità regolabile, in modo da riprodurre le resistenze riscontrabili in strada, e misurabile tramite un dinamometro:

il veicolo viene posto con le ruote motrici sui rulli (nel caso di figura si tratta di un mezzo a trazione posteriore). Per quanto riguarda il freno che agisce sui rulli, inizialmente si utilizzava un freno idraulico mentre oggi se ne è adottato uno elettrico, di più facile e rapido controllo. I volani, che simulano le resistenze inerziali che si oppongono alle accelerazioni e decelerazioni durante il ciclo, vengono scelti di volta in volta in funzione della massa del veicolo in prova. In tal modo si riesce a riprodurre le condizioni su strada con sufficiente approssimazione.

Qui di seguito è riportato, in maniera completa, il diagramma di trazione usato nel ciclo urbano CEE (fig. 3.2); mentre oltre (figg. 3.3 e 3.4) vi sono gli schemi riassuntivi sia il ciclo urbano che extraurbano.

Il diagramma del ciclo urbano è molto usato nello studio dell'energia dei trasporti, che descrive il moto del veicolo lungo una traiettoria di lunghezza data mediante i parametri cinematica **s** (spazio), **t** (tempo), **v** (velocità) ed **a** (accelerazione).

Nel diagramma di trazione non compaiono le forze agenti ma solo i loro effetti. La forza può essere prodotta dal motore oppure dai freni sulle ruote.

Il tempo impiegato per le varie fasi di moto si legge direttamente sull'ascissa (es: $t_2 - t_1$ = tempo di marcia a regime).

Lo spazio percorso (lunghezza della tratta) è data dall' area sottesa dalla curva che descrive il diagramma di trazione.

Il ciclo urbano (fig. 3.3), ripetuto 4 volte, ha la durata complessiva di tredici minuti ed è composto da varie fasi: minimo, accelerazione, velocità costante, decelerazione.

Dalla figura 3.2 si nota che oltre alla durata di ciascuna fase, si associa la progressione dei tempi; inoltre, cosa molto importante nel ciclo in questione, si stabilisce il rapporto da usare con il cambio meccanico per il tempo (s) indicato.

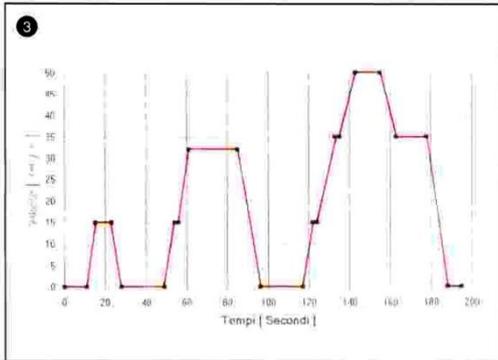


Figura 3.3

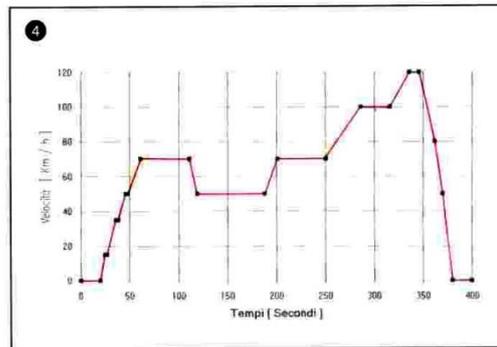
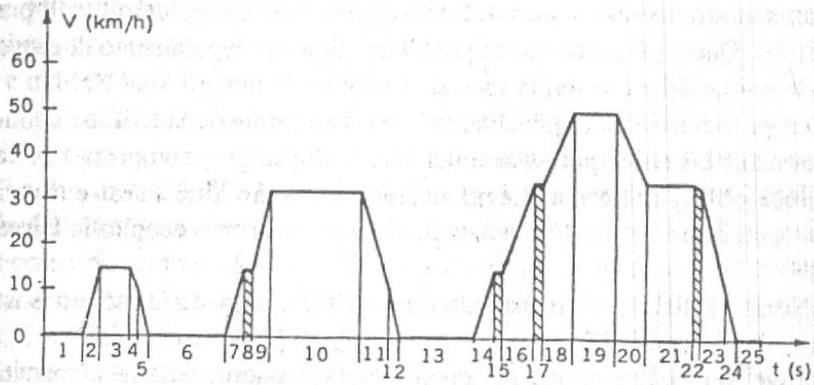


Figura 3.4



Opera- zione n.	Fase n.	Accele- razione (m/s ²)	Velo- cità (km/h)	Durata di ciascuna		Pro- gres- sione tempi (s)	Rapporto da usare con cambio meccanico per il tempo (s) indicato
				opera- zione (s)	fase (s)		
1	Minimo			11	11	11	6 s PM + 5 s K1 (*)
2	Accelerazione	1,04	0-15	4	4	15	1
3	Velocità costante		15	8	8	23	1
4	Decelerazione	-0,69	15-10	2		25	1
5	Decelerazione a frizione disinnestata	-0,92	10-0	3	5	28	K1 (*)
6	Minimo			21	21	49	16 s PM + 5 s K1 (*)
7	Accelerazione	0,83	0-15	5		54	1
8	Cambio di velocità			2	12	56	
9	Accelerazione	0,94	15-32	5		61	2
10	Velocità costante		32	24	24	85	2
11	Decelerazione	-0,75	32-10	8		93	2
12	Decelerazione a frizione disinnestata	-0,92	10-0	3	11	96	K2 (*)
13	Minimo			21	21	117	16 s PM + 5 s K1 (*)
14	Accelerazione	0,83	0-15	5		122	1
15	Cambio di velocità			2		124	
16	Accelerazione	0,62	15-35	9	26	133	2
17	Cambio di velocità			2		135	
18	Accelerazione	0,52	35-50	8		143	3
19	Velocità costante		50	12	12	155	3
20	Decelerazione	-0,52	50-35	8	8	163	3
21	Velocità costante		35	13	13	176	3
22	Cambio di velocità			2		178	
23	Decelerazione	-0,86	32-10	7	12	185	2
24	Decelerazione a frizione disinnestata	-0,92	10-0	3		188	K2 (*)
25	Minimo			7	7	195	7 s PM (*)

(*) PM: cambio in folle, frizione innestata;
K1, K2: frizione disinnestata con prima o seconda marcia inserita.

Figura 3.2

Diagramma di trazione usato per la prova CEE di tipo 1 (verifica inquinamento e consumo).

3.2 - Descrizione della parte aggiuntiva montana al ciclo CEE

In aggiunta alle parti urbane ed extraurbane del ciclo CEE sopravviste, in questa analisi è stata inserito un percorso di tipo montano per meglio rendere quello che può essere l'effettivo utilizzo del veicolo (vedi figura 3.5).

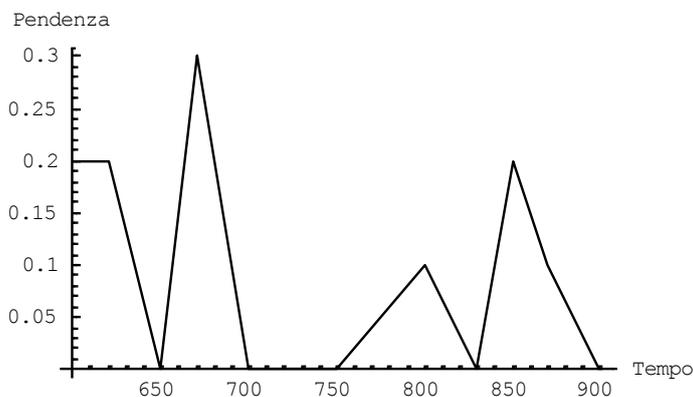


Figura 3.5

In particolare, l'ottica nella quale è stata introdotta questa tratta è quella riguardante lo scalamento del veicolo: così facendo l'Algoritmo Genetico rende scalamenti che tengano conto anche di questo tragitto, in modo da ottimizzare in maniera più globale il funzionamento del cambio (e quindi avere un consumo migliore). Si può notare che, modificando opportunamente questa parte, si possono realizzare condizioni di moto particolari riguardanti specifici veicoli, quali ad esempio fuoristrada, mentre deve restare invariata la prima parte del ciclo: se non si vuole una parte montana basta porre a zero tutte le pendenze in quest'ultima tratta oppure, se si vuole prendere in considerazione solo il ciclo urbano ed extraurbano, fare terminare il ciclo all'algoritmo al valore temporale di 595. Infatti, come si vede dalla figura 3.5 e dalla 3.6, il ciclo urbano consta di valori temporali da 0 a 195, quello extraurbano da 195 a 595 (sino a questo punto la pendenza ha valore zero), mentre quello montano da 595 al termine.

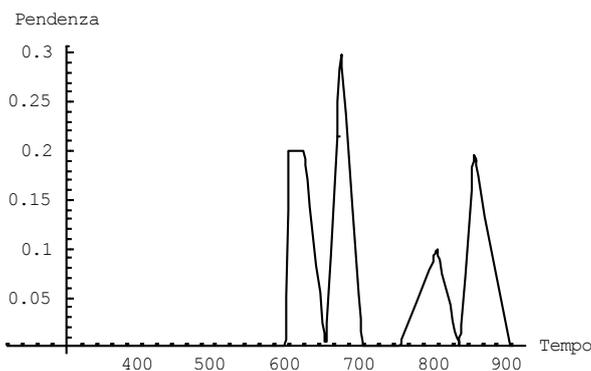


Figura 3.6

Si è detto all'inizio di questo capitolo che il ciclo urbano CEE è composto di 4 ripetizioni dello stesso tratto. Per rendere più leggera la computazione ho considerato solo una volta questa parte: la ripetizione, dal punto di vista dei consumi, non fa altro che aumentarli, ma in maniera costante (per ogni gruppo di marce), quindi, nel riguardo della congruità dei confronti, sono poco rilevanti.

Vediamo dunque i dati inseriti riguardo al ciclo in utilizzo (sono presentati così come si trovano all'interno dei dati del ciclo stesso): nelle due colonne si hanno coppie di valori che definiscono l'istante di tempo (il primo valore in entrambe le colonne), e la velocità e la pendenza nel ciclo in quell'istante rispettivamente il secondo valore nella prima e nella seconda colonna.

DatiCicloCEEveltemp = {	DatiCicloCEEtempendenza = {
{0, 0},	{0, 0},
{11, 0},	{11, 0},
{15, 15},	{15, 0},
{23, 15},	{23, 0},
{25, 10},	{25, 0},
{28, 0},	{28, 0},
{54, 15},	{54, 0},
{61, 32},	{61, 0},
{85, 32},	{85, 0},
{93, 10},	{93, 0},
{96, 0},	{96, 0},
{122, 15},	{122, 0},
{133, 35},	{133, 0},
{143, 50},	{143, 0},
{155, 50},	{155, 0},
{163, 35},	{163, 0},
{176, 35},	{176, 0},
{185, 10},	{185, 0},
{188, 0},	{188, 0},
{195, 0},	{195, 0},
Fine del ciclo urbano ed inizio di quello extraurbano	
{217, 0},	{217, 0},
{256, 70},	{256, 0},
{306, 70},	{306, 0},
{312, 50},	{312, 0},
{382, 50},	{382, 0},
{395, 70},	{395, 0},

{445, 70},	{445, 0},
{482, 100},	{482, 0},
{512, 100},	{512, 0},
{530, 120},	{530, 0},
{541, 120},	{541, 0},
{576, 0},	{576, 0},
{595, 0},	{595, 0},
Fine del ciclo extraurbano ed inizio di quello montano	
{600, 30},	{600, 0.2},
{620, 30},	{620, 0.2},
{650, 65},	{650, 0},
{670, 20},	{670, 0.3},
{700, 65},	{700, 0},
{750, 65},	{750, 0},
{800, 45},	{800, 0.1},
{830, 65},	{830, 0},
{850, 30},	{850, 0.2},
{870, 45},	{870, 0.1},
{900, 0}];	{900, 0}];

3.3 - Descrizione della realizzazione della prova simulata sui consumi in base alle specifiche del ciclo CEE

Per effettuare il confronto dei consumi tra la vettura presa in esame, con e senza modifica, ci siamo preoccupati, affinché questo confronto abbia senso, di riprodurre le medesime condizioni di prova, quindi ovviamente l'autoveicolo doveva essere provato sulla stessa tratta. Pertanto abbiamo pensato di prendere in prestito il percorso prescritto delle norme CEE, ma in tale ciclo sono stabilite anche le marce da inserire.

Dato che il nostro studio si basa proprio su di un differente tipo di scalamento per definire il risparmio di carburante nel confronto tra due vetture, dotate della stessa motorizzazione ma che si diversificano semplicemente per il numero dei rapporti impiegati nella trasmissione, non ci siamo attenuti a quest'ultima prescrizione delle norme CEE.

Il criterio stabilito per inserire le marce durante il ciclo nelle sue varie fasi è quello di minimo consumo per entrambe le due tipologie di vetture in prova, cioè, il rapporto

da inserire durante il moto è quello che, in quelle determinate condizioni di moto (velocità ed accelerazione), permette al veicolo di consumare di meno.

Infatti se riportiamo il consumo specifico per unità di percorso per ogni marcia (figura 3.7), si vede che per certi intervalli di velocità solo un rapporto consente di ottenere la massima prestazione in termini di minimo consumo specifico per unità di percorso.

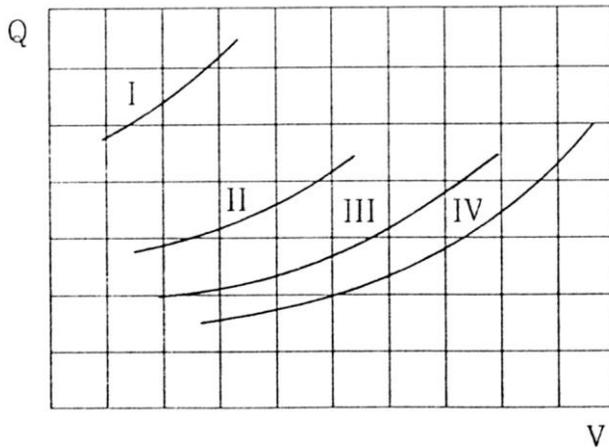


Figura 3.7

Proprio questa considerazione mi ha spinto ad inserire un numero maggiore di marce rispetto al cambio originale, in modo che le curve suddette di consumo specifico aumentino di numero approssimando maggiormente una curva di involuppo che si otterrebbe considerando un numero infinito di marce. Tale curva di involuppo darebbe ovviamente il minimo consumo specifico consentito per ogni condizione di marcia.

3.4 – Panoramica e problematiche generali sulla costruzione dell’algoritmo sulle specifiche CEE

Per realizzare un algoritmo, che consenta il calcolo della marcia con la quale si realizza il minimo consumo specifico, e per valutare il consumo totale sul ciclo CEE, si è affrontato il problema nel seguente modo: innanzitutto dalla figura 3.8 (già vista in precedenza al secondo capitolo) si vede che per ottenere la curva di minimo consumo specifico in funzione della velocità, per ogni marcia, si necessita di dati che ci permettano il calcolo della potenza erogata dal motore in funzione del regime di rotazione; inoltre altri dati fondamentali necessari per tale calcolo sono le curve di consumo specifico in funzione del regime di rotazione per i vari carichi parziali.

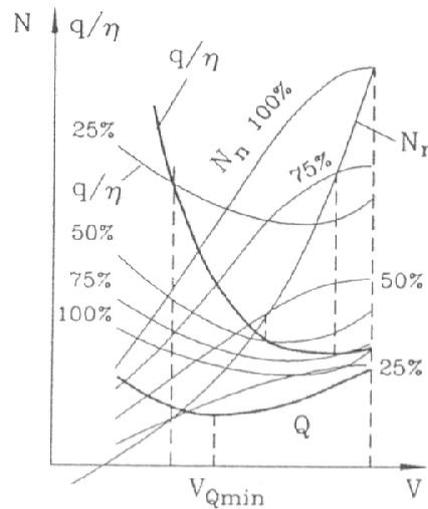


Figura 3.8

Per ottenere questi dati ci siamo rivolti alla Mercedes-Benz, la quale ci ha fornito i valori della pme (pressione media effettiva) e del consumo specifico per i seguenti regimi di rotazione: 1800, 2800, 4400 giri/min, per i seguenti carichi parziali: 25%, 50%, 75%, 100% del carico totale.

Dalla pme si ricava la coppia tramite la seguente relazione:

$$C = pme \cdot \frac{V_c}{4 \cdot \pi}$$

dove C rappresenta la coppia erogata dal motore a meno del rendimento organico, mentre V_c la cilindrata del motore.

Dalla coppia si risale facilmente alla potenza tramite la relazione:

$$P = C \cdot \omega$$

dove P rappresenta la potenza erogata, C la coppia erogata, ω la velocità di rotazione in [rad/sec].

Abbiamo ottenuto quindi delle coordinate nello spazio che sono rappresentate da terne di: potenza erogata, regime di rotazione e percentuale di carico.

Da questi punti abbiamo estrapolato la superficie di figura 3.9:

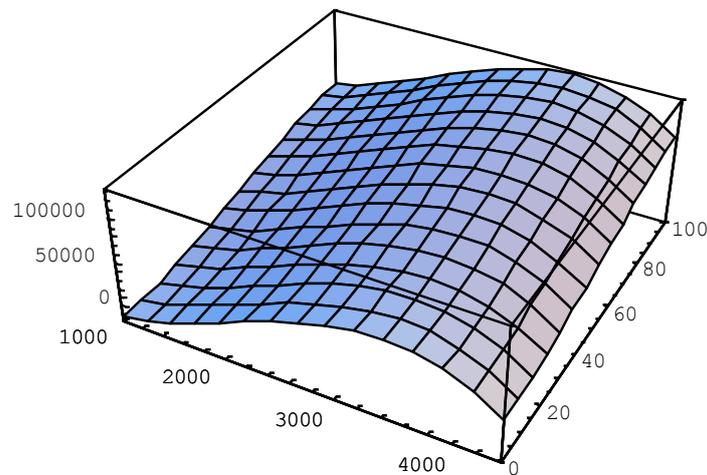


Figura 3.9

dove lungo l'asse delle x compaiono giri/min (da 0 a 4700); lungo la y la parzializzazione del carico e lungo la z i kWh.

Ho ottenuto poi, un'altra superficie nello spazio, figura 3.10, in cui si lega il consumo specifico [g/kW·h] alla velocità di rotazione del motore ed alla percentuale di carico, sempre dall'estrapolazione dei dati forniti dalla Mercedes-Benz.

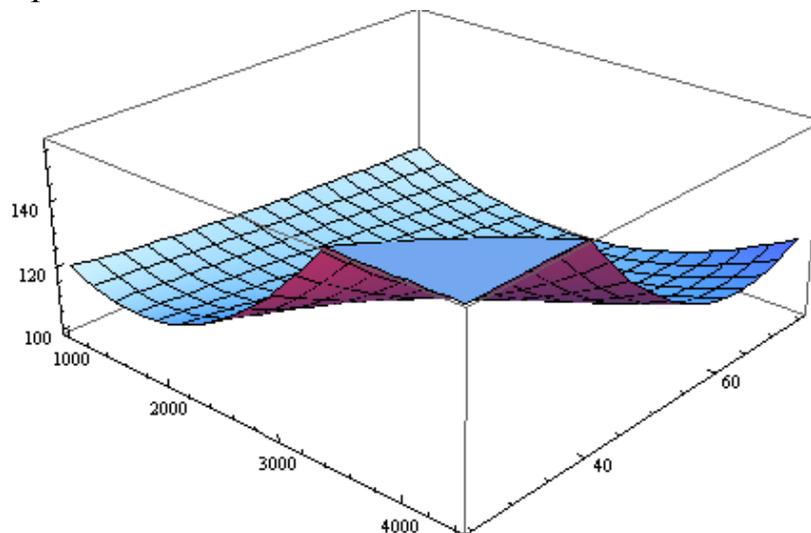


Figura 3.10

dove in questo caso non variano gli assi x ed y, mentre lungo l'asse z si ha il consumo specifico.

A questo punto la potenza motrice può essere facilmente messa in relazione con la velocità di marcia del veicolo correlando la velocità di rotazione del motore con la velocità del veicolo tramite la seguente formula:

$$V_i = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{r_p \cdot r_{ci} \cdot 60}$$

dove r_{ci} rappresenta il rapporto del cambio nella marcia i-esima.

Quindi si ottengono tante superfici della potenza motrice quante sono le marce del cambio. Intersecando tali superfici con la superficie della potenza resistente si ottengono curve nello spazio che rappresentano i punti di funzionamento del veicolo: questa curva è interessante perché lega la velocità del veicolo per ogni marcia alla percentuale di carico corrispondente.

Analogamente, esprimendo la superficie che correla il consumo specifico in funzione della velocità del veicolo e della percentuale di carico, con le stesse modalità effettuate per la potenza motrice, si ottengono tante superfici quante sono le marce.

A questo punto, inserendo l'espressione che lega la velocità di marcia alla percentuale di carico, ottenuta dalle intersezioni delle superfici suddette delle potenze motrici e resistenti riferite ad ogni marcia, nell'espressione che approssima la superficie del consumo specifico in funzione della velocità e del carico, si ottiene finalmente l'equazione che lega, per ogni marcia, il consumo specifico in funzione della velocità del veicolo.

Quest'ultima è espressa in g/kW·h e, moltiplicandola per la potenza resistente e dividendola per la velocità corrente ed il peso specifico del carburante, si ottengono i litri/km percorribili per data marcia e condizioni di moto.

Dopo aver trovato queste funzioni bisogna stabilire, nei vari intervalli di velocità, quale marcia dà il minimo consumo.

Dopo aver stabilito ciò si moltiplica tale espressione per la velocità corrente del ciclo; la si integra rispetto al tempo, e si ottengono così i litri di combustibile consumati durante la prova.

In realtà questo modo di procedere, anche se molto elegante, non è stato adottato per motivi legati alla realizzazione dell'algoritmo di calcolo.

Il problema allora è stato affrontato diversamente: ho legato, per ogni marcia, la velocità di rotazione del motore alla percentuale del carico necessaria al moto; ciò perché ad una data velocità di marcia ed accelerazione del veicolo, corrisponde una potenza resistente e quindi una potenza motrice. La velocità di marcia del veicolo è legata rigidamente tramite il rapporto totale della trasmissione, al numero di giri al minuto del motore.

Conoscendo quindi la potenza resistente per una data velocità ed accelerazione, note dal ciclo CEE, e la potenza massima erogata dal motore nel regime di rotazione corrispondente a quella velocità per una data marcia, e rapportando la potenza resistente alla potenza motrice massima erogata, si ottiene la percentuale della

potenza motrice impiegata per ottenere quelle condizioni di moto di velocità ed accelerazione imposte.

L'obiezione che si potrebbe fare a questo modo di procedere è che normalmente nei motori diesel l'approssimazione di confondere la percentuale del carico con la percentuale della potenza erogata vale soltanto nel campo tra il 50% ed il massimo del carico.

In realtà dai dati pervenuti dalla Mercedes si può notare che la pme varia in modo lineare al variare del carico per tutto l'arco di variazione dello stesso, pertanto come conseguenza anche la potenza motrice varia linearmente con il carico.

Nel diagramma di trazione del ciclo CEE, si notano dei segmenti contigui, le cui pendenze rappresentano le accelerazioni le quali sono costanti per ogni operazione del ciclo.

Nell'algoritmo creato, i punti estremi costituenti la spezzata del ciclo CEE, forniscono al programma l'input (velocità ed accelerazione) per il calcolo della potenza resistente e quindi motrice.

La spezzata viene suddivisa in vari step, ciascuno della durata di un decimo di secondo: ad ogni step quindi corrisponde una coppia di valori (vel., acc.) che il programma valuta in successione, fino al completamento del ciclo. A questo punto viene effettuato, per ogni marcia e con le modalità sopra citate, il calcolo della percentuale di carico in funzione della velocità di rotazione del motore, ottenendo una coppia di valori (num. giri, % carico) per ogni marcia. Il calcolo procede inserendo tali coppie di valori nel diagramma della superficie di figura 3.8 ottenendo per ogni marcia il relativo consumo specifico. La scelta della marcia da inserire viene effettuata secondo il criterio del minimo consumo specifico. Quindi ad ogni step è associata la marcia di minimo consumo specifico, il quale a sua volta viene moltiplicato per la potenza resistente corrente e per il Δt corrispondente alla durata dello step ottenendo il consumo in grammi [g] di combustibile nella durata di uno step. Sommando i consumi di combustibile così ottenuti in ogni step, per tutta la durata del ciclo, si ottiene il consumo di combustibile in grammi necessario per il completamento del ciclo stesso.

Bisogna notare che nelle le fasi di moto in cui l'accelerazione è negativa, ho imposto che il consumo sia nullo, cosa che è molto conforme a ciò che accade nella realtà: infatti normalmente si ha il sistema cut-off che chiude direttamente l'alimentazione degli iniettori. Ritornando all'algoritmo di calcolo, il programma, operando nel modo descritto, è portato a scegliere marce alte anche a bassa velocità facendo funzionare il motore ad un regime di rotazione molto basso: pertanto, è stato necessario modificare il programma, imponendo che il rapporto scelto deve possedere un regime di rotazione non inferiore ad una certa soglia: questa velocità di rotazione rappresenta

fisicamente il regime di rotazione a cui si porta il motore quando avviene il cambio di marcia al rapporto superiore e non può scendere sotto la soglia fissata, nel mio caso a 1200 giri/min, per evitare problemi di spegnimento o di battito in testa. Il valore minimo scelto di 1200 giri/min, si ritiene soddisfacente dato che, per le date condizioni di marcia prescritte dal ciclo, il motore ha un abbondante riserva di potenza e quindi, anche se lo stesso lavora in campo di instabilità in quel regime di rotazione, è possibile fronteggiare le eventuali variazioni di carico, modulando la potenza fornita dal propulsore tramite l'acceleratore.

Per contro alzando la soglia del regime minimo di rotazione, per il quale viene accettato l'inserimento della marcia superiore, si accetta che il rapporto inserito venga mantenuto per più tempo, avendo così un consumo maggiore rispetto a quello dell'eventuale cambio di marcia. Ovviamente quest'algoritmo di calcolo è valido per entrambe le tipologie di veicolo in prova, cioè quella con modifica e quella senza modifica: basta infatti cambiare nel programma i dati inerenti alle rapportature dei due veicoli in questione.

CAPITOLO 4

IL CAMBIO SELESPEED

In questo capitolo verranno presentati i vari tipi di cambio esistenti con particolare riferimento al selespeed, in quanto è quello da me preso in considerazione nell'analisi dello scalamento e della relativa cambiata.

4.1 – Il cambio

E' un meccanismo che varia, a seconda delle diverse situazioni, il rapporto di trasmissione e quindi le caratteristiche della potenza (coppia motrice e velocità di rotazione) che arriva alle ruote. Serve a ovviare un difetto congenito dei motori a combustione interna, vale a dire la scarsa disponibilità di coppia ai bassi regimi. La forza necessaria per muovere un veicolo è massima quando esso deve partire da fermo, in particolare se ciò avviene in salita. In questa situazione, la coppia motrice deve essere moltiplicata opportunamente per vincere l'inerzia che si oppone al movimento, inerzia proporzionale alla massa del veicolo e all'accelerazione che gli si vuole conferire. Per questo i cambi automobilistici hanno una prima marcia con un rapporto di riduzione di solito superiore a 3 (ossia il numero di giri in uscita dal cambio è 3 volte più piccolo rispetto a quello dell'albero motore e la coppia del motore aumenta di tre volte). Infatti, la potenza non è altro che il prodotto della velocità di rotazione per la coppia motrice e, pertanto, a parità di potenza (supponendo cioè in prima approssimazione che il cambio non sottragga potenza), se si divide per 3 il numero di giri si ottiene, come risultato, di moltiplicare per 3 la coppia motrice. Il funzionamento del cambio di una vettura è identico a quello di una bicicletta: in «prima» i giri del motore (corrispondenti al numero di pedalate al minuto) sono molto elevati e la velocità ridotta, ma in compenso il sistema (motore o gambe che siano) riesce ad esercitare uno sforzo adeguato a far procedere il veicolo anche su pendenze molto ripide. Su una strada pianeggiante, però, se non ci fossero altri rapporti a disposizione, il motore (o le gambe) girerebbe all'impazzata senza un apprezzabile aumento della velocità. Occorre quindi disporre di almeno quattro marce, passando per esempio a un rapporto di riduzione di 2 a 1 (2 giri del motore per 1 giro delle ruote), alla presa diretta (1 giro del motore per 1 giro delle ruote) o,

addirittura, a un rapporto di moltiplica (per esempio, 1 giro del motore per 1,3 giri delle ruote).



Fig. 4.1

Spaccato di cambio di
Ferrari F355

Figura 4.1

Schematicamente, un cambio automobilistico è un meccanismo che accoppia un certo numero di ingranaggi collegati all'albero motore (detti conduttori) con altri ingranaggi (detti condotti) che di volta in volta sono i più utili all'andatura desiderata e che caratterizzano il rapporto di trasmissione. Può essere sia manuale sia automatico e, nel primo caso, dotato o meno di sincronizzatori. In uno schema comune e moderno il cambio è costituito da un albero della frizione su cui è montato un ingranaggio che muove l'albero secondario. Su questo sono calettati gli ingranaggi fissi (cioè obbligati a girare insieme all'albero secondario) delle varie marce che girano e mettono in movimento gli ingranaggi dell'albero primario, che è collegato con il resto della trasmissione. Questi ingranaggi sono "folli" e vengono resi solidali (uno alla volta a seconda della marcia innestata) con l'albero primario tramite lo spostamento di manicotti azionati dalla leva del cambio. I manicotti sono infatti solidali col primario ma possono muoversi lungo di esso tramite scannellature e si accoppiano con l'ingranaggio in questione tramite i sincronizzatori, incaricati di evitare le "grattate".

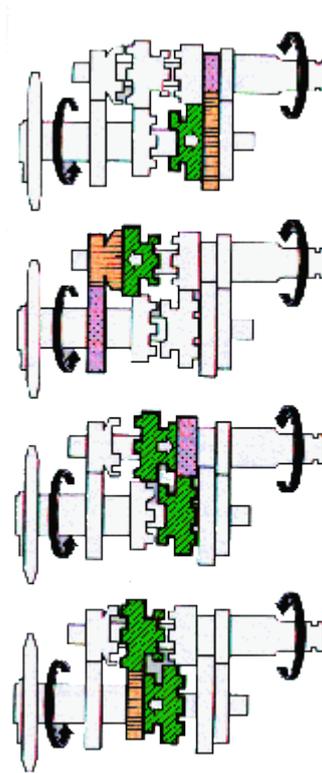


Fig. 4.2

Sequenza di un
cambio in cascata

Figura 4.2

Il comando per fare spostare assialmente gli ingranaggi scorrevoli sugli alberi giunge al cambio dalla leva posta a fianco del pilota tramite dei rinvii. Può accadere però che si utilizzino degli impulsi elettrici o idraulici: in questo caso il cambio non è più di tipo tradizionale ma è automatico o semiautomatico. La differenza sostanziale tra un cambio automatico ed uno manuale, nonché l'analisi dei principali sistemi automatici o semiautomatici viene trattata nei prossimi paragrafi.

4.2 – Cambi manuali ed automatici

I cambi automobilistici si suddividono in due principali categorie: quelli manuali e quelli automatici. Sino ad una decina di anni fa queste due classi erano sufficienti ma ora, con l'avvento dell'elettronica anche in questo campo, la differenza tra i vari sistemi è diventata più sottile: si può infatti parlare di cambi manuali, automatici, semiautomatici, manuali robotizzati o addirittura manuali automatizzati, adattivi... Per quello che riguarda la diffusione dei vari tipi, conviene fare delle distinzioni geografico-culturali: in America, ad esempio, il cambio automatico predomina su quello manuale, ormai relegato in settori particolari come le vetture ad altissime prestazioni; mentre l'Europa è più ad appannaggio del cambio manuale, anche se quello automatico, nelle sue varie forme, sta cominciando lentamente ad attecchire, specialmente dopo l'avvento nelle città degli scooter con trasmissione automatica e della creazione di cambi automobilistici che possano utilizzare sia la modalità automatica che sequenziale. Vediamo dunque di chiarire meglio le idee.

Analizziamo ora i cambi manuali:

- manuali: (propriamente detti) sono i cambi più tradizionali, nel senso che sono stati i primi ad essere inventati. Il loro funzionamento segue quanto descritto nel paragrafo precedente. Sono largamente usati su tutte le automobili moderne. Possono essere a 5 o 6 rapporti (più retromarcia), mentre ormai quelli a 4 sono in via di estinzione. Spesso la sesta marcia assolve funzioni di overdrive, cioè permette una marcia a velocità elevata ma con numero di giri bassa: sono quindi privilegiati a consumi a scapito della ripresa. Negli esemplari meno recenti, in fase di scalata da una marcia a quella inferiore, era necessario eseguire la “doppietta”, un'operazione con acceleratore e frizione che permetteva di sincronizzare il funzionamento degli alberi del cambio ed evitare di grattare. Oggi, con gli ingranaggi sincronizzati, questa azione non è più necessaria anche se comunque restano frequenti i fenomeni di impuntamento o le grattate (queste ultime caso spesso dovute al conducente che non affonda completamente la frizione). Esistono inoltre cambi manuali con un elevato numero di marce, molte delle quali sono ottenute mediante l'utilizzo di un riduttore-moltiplicatore: sono i cambi montati su quei

veicoli, principalmente fuoristrada, che devono affrontare pendenze elevate oppure mantenere basse velocità con il motore in zona di coppia massima.

- manuali semiautomatici: Con una trasmissione di questo tipo viene eliminato il pedale della frizione, ma è il guidatore a scegliere e a innestare manualmente le marce, al contrario di quanto avviene con un cambio automatico. Se ne conoscono tre tipi. 1) Il Tiptronic abbinato alla trasmissione automatica che in alternativa ad essa, è un cambio sequenziale. 2) La frizione automatica o automatizzata dove spostando la leva di un normale cambio manuale si aziona un servomeccanismo che apre la frizione. 3) Il cambio sequenziale propriamente detto, che aziona frizione e cambiate in sequenza in risposta ai comandi di un leveraggio o di bottoni di salita e scalata. E' un tipo di cambio molto comodo in città.
- manuale ad innesti frontali: privo di sincronizzatori, è utilizzato sulle auto da competizione poiché consente innesti molto veloci delle marce ed è, generalmente, più compatto e robusto dei cambi utilizzati sulle vetture di serie. Richiede abilità, sensibilità ed esperienza per evitare «grattate» o impuntamenti.
- manuale automatizzato e sequenziale: (ad esempio selespeed) sono spiegati nel paragrafo successivo.
- meccanico robotizzato: In funzione del loro minor costo potrebbero trovare impiego cambi del tipo di quelli manuali dove però gli innesti e le partenze fossero tutte guidate dall'elettronica e quindi mancasse del tutto la leva del cambio (oltre al pedale della frizione). Ciò grazie a un'elettronica funzionale alle esigenze della motricità e delle intenzioni del pilota. I comandi potrebbero essere idraulici (Magneti Marelli, BMW, Getrag, Sachs) oppure elettrici (Valeo) e comunque è

essenziale il contributo di un alternomotore per l'avviamento.

Ed ora quelli automatici:

- tradizionali: Non richiede l'intervento del guidatore né sul pedale della frizione (che quindi viene eliminato), né sulla leva del cambio (sostituita da un altro selettore con funzioni "elementari": avanti, indietro, parcheggio). Può essere a tre o più rapporti oppure a «variazione continua» (CVT vedi): per quel che riguarda il numero di marce si va dalle 3 dei più vecchi, o di quelli "american style", alle 4 dei più recenti. Possono prevedere anche un utilizzo "manuale" (non sequenziale) mediante lo spostamento della leva su una scala con indicato il numero dei rapporti. Si deve ricordare però, che il funzionamento rimane automatico, cioè che se si mette la leva le "3", il cambio non resterà sempre in terza ma limiterà la sua cambiata al massimo alla terza (può risultare utile per affrontare discese utilizzando il freno motore): se il veicolo si ferma il cambio riparte con la prima anche se la leva non viene spostata. In un cambio automatico gli ingranaggi sono diversi da quelli delle trasmissioni manuali poiché vengono utilizzati rotismi epicicloidali. Il disco della frizione è sostituito da un convertitore di coppia idraulico che funge da collegamento tra albero motore e cambio. Il convertitore può essere "libero", cioè non stabilisce mai un collegamento rigido tra albero motore e cambio, ma genera quei fastidiosi effetti di "frizione che slitta", tipici di auto di alcuni anni fa, oppure "bloccabile", come avviene generalmente nella marce superiori. Il convertitore di coppia bloccabile è utile per diminuire i consumi ed aumentare il piacere di guida. I più recenti automatici hanno quattro o cinque marce, sono gestiti dall'elettronica, consentono di selezionare il tipo di funzionamento preferito (di solito «economico» o «sportivo») e non hanno slittamenti interni al convertitore di coppia riducendo così il consumo di combustibile. I più sofisticati hanno una gestione «adattativa» dei cambi marcia, ossia la capacità di adeguarsi allo stile di guida del conducente (AGS vedi). Per le vetture di potenza

non elevata si stanno diffondendo i variatori continui di velocità CVT, con un numero infinito di rapporti. Il rendimento fuel - cambio automatico su un percorso standard (ciclo europeo di consumo) porta a un maggior consumo di carburante attorno al 10%, principalmente perché, per il buon funzionamento, necessitano di circuiti a pressione molto elevata, cosa che comporta un decadimento delle prestazioni dovuto all'alto assorbimento di cavalli che questi sistemi a pressione causano (anche per il maggior peso) un divario che comunque sta progressivamente scendendo. Gli ultimi automatici di nuova generazione infatti utilizzano pressioni meno elevate per funzionare, assorbendo meno energia e di conseguenza meno cavalli, in più il convertitore di coppia è quasi sempre bloccabile in tutti i rapporti, cosa che elimina l'effetto "slittamento" citato sopra. Questi cambi sono anche a 5 marce e si stanno studiando quelli a 6 rapporti. Nel 1997 si vendeva una vettura su due col cambio automatico (1% in Italia - 80% in USA).

- Antonov: E' un cambio automatico a più marce, dove la tradizionale regolazione idraulica del cambio dei rapporti viene eliminata utilizzando invece forze di tipo meccanico esistenti all'interno del cambio: le forze centrifughe delle masse in movimento rotatorio e le forze assiali che si sviluppano negli accoppiamenti degli ingranaggi elicoidali. Risulta più leggero e compatto del cambio automatico tradizionale, ma non gestibile con raffinatezze elettroniche.
- CVT: Sigla di Continuously Variable Transmission, ossia cambio con variazione continua del rapporto di trasmissione. E' un cambio automatico che consente di passare dalla marcia più corta a quella più lunga attraverso una gamma infinita di rapporti intermedi e anche di cambiare sotto carico: utilizzano per il funzionamento due pulegge che, a seconda del regime di rotazione, aumentano o diminuiscono il rapporto in modo continuo. Sono prefissati "fisicamente" solo un rapporto minimo e uno massimo di demoltiplicazione, ed il "range" tra questi due rapporti è infinito. Rispetto ai cambi tradizionali (che per ora può sostituire solo su vetture di potenza limitata, 100 kW circa), migliora il confort di marcia perché non si avvertono strappi durante il

passaggio da un rapporto all'altro. Per le auto il più diffuso è quello della Van Doorne, che si rifà al tipo ("Variomatic") installato fin dagli anni Cinquanta sulle olandesi Daf. Costruttivamente è più semplice di un automatico convenzionale; infatti è costituito da due pulegge con gole a «V», che si stringono o si allargano, sotto l'azione di un cilindro idraulico (o di un motore elettrico), in modo da far variare il rapporto di trasmissione, e nelle quali si muove per attrito una cinghia trapezoidale, larga 2 o 3 centimetri, che in passato era di gomma e che ora, invece, è costituita da un gran numero di sottili tasselli metallici (acciaio o alluminio). ECVT è un cambio CVT con gestione elettronica. La gestione elettronica ha permesso di presentare (Nissan e Subaru) il CVTtip. Un altro tipo di CVT (detto toroidale) sviluppato da Nissan è costituito da due "semicarrucole" affiancate, una con l'asse motore e l'altra con l'asse di trasmissione. Una cinghia nella gola porta il moto da uno all'altro. La variazione di rapporto è ottenuta deformando progressivamente la cinghia in modo che il diametro su cui calza sulla semicarrucola motrice è diverso da quello su cui calza sulla semicarrucola condotta. Nei CVT la cinghia può essere tirata o spinta; nel primo caso essa è in fibre sintetiche (aramide ecc.), nel secondo caso necessita di un raffreddamento a bagno d'olio. Abbinato al motore c'è un convertitore di coppia o una frizione magnetica che abbina il motore a un rapporto fisso di trasmissione (in genere circa 2:1) poi, verso i 10 km/h il rapporto tra le pulegge supera quello fisso ed entra in funzione il CVT che va fino a un rapporto di circa 0,5:1. Attualmente possono lavorare con coppie dell'ordine max. di 200 Nm ma nei prossimi anni, grazie all'apporto della gestione elettronica e al convertitore di coppia, dovrebbero raddoppiare le prestazioni. La Nissan ha messo a punto un sistema (Extroid CVT) che consiste in due dischi, uno di entrata e uno di uscita, in cui il moto rotatorio viene trasmesso tra i due attraverso rullini di trasmissione. Variando l'inclinazione dei rullini si varia la zona di contatto e quindi il rapporto di trasmissione. Permangono problemi di rendimento in quanto il cambio assorbe potenza agli alti regimi e con vettura ferma la pompa idraulica assorbe comunque una certa potenza, tuttavia la possibilità di far lavorare il motore nelle zone di massimo rendimento limita gli

inconvenienti di rendimento. Ha il difetto di essere notevolmente “elastico” nel funzionamento. Cioè, quando si schiaccia tutto il gas il regime sale rapidamente senza che, per qualche secondo, corrisponda un’effettiva accelerazione. Poi il rapporto si allunga di conseguenza, imprimendo alla vettura l’accelerazione voluta. Proprio a causa di questi continui richiami ai rapporti inferiori sono decisamente più lenti anche rispetto ai cambi automatici. Per quanto riguarda il collegamento al motore è sempre fatto con convertitore di coppia, quasi sempre bloccabile. I più vecchi, o i più economici, hanno delle semplici frizioni elettromagnetiche, mentre sono a controllo elettronico sulle più recenti evoluzioni. L’evoluzione più recente è quella che prevede il “blocco” delle pulegge su postazioni predefinite tra la minima e la massima, portando così ad avere dei rapporti “normali”. Il CVT dell’ultima Primera e quello della nuova Punto funziona così.

- AGS: (o adattivo) Adaptive Gearbox Shift, ovvero gestione «adattativa» di un cambio automatico. E’ un sistema che adegua continuamente l’innesto delle marce alle esigenze dell’automobilista e al suo stile di guida. Con le classiche gestioni di tipo idraulico e con molte di tipo elettronico, le cambiate non avvengono sempre in modo ottimale e, comunque, non possono adattarsi alle differenti caratteristiche di guida di ogni conducente. Per ridurre questo inconveniente è stato introdotto un interruttore che consente di selezionare il tipo di funzionamento preferito (di solito «economico» o «sportivo»), così da anticipare il passaggio al rapporto superiore o sfruttare tutto l’arco di utilizzo del motore, fino al regime massimo. Anche questa, comunque, non è la soluzione ottimale, perché è pur sempre un compromesso che non riesce a soddisfare tutte le esigenze. Per migliorare ulteriormente il funzionamento degli automatici è stato quindi sviluppato un controllo elettronico adattativo di tipo continuo (autoadattativo detto anche proattivo). I dati relativi alla rapidità del movimento del pedale dell’acceleratore, alla sua posizione e alla frequenza con cui si trova a fondo corsa o al minimo vengono rilevati e confrontati con alcuni parametri, tra i quali la velocità della vettura, la marcia inserita, l’accelerazione longitudinale e trasversale, il numero degli interventi sui freni, il regime termico del motore. Se per un certo tratto la

centralina registra, per esempio, che l'acceleratore è rilasciato e contemporaneamente il guidatore frena frequentemente, l'elettronica AGS capisce che l'auto sta affrontando una discesa e quindi provvede a scalare marcia automaticamente. Altro caso è quando la centralina rileva un'accelerazione trasversale notevole, che corrisponde alla percorrenza di una curva. Con un automatico convenzionale se il guidatore toglie gas avviene il passaggio al rapporto superiore, con il rischio di destabilizzare l'assetto, mentre con il controllo adattativo viene evitata l'inutile cambiata. Altra situazione di guida nella quale l'autoadattativo mostra la sua utilità è nei sorpassi. Per scalare marcia rapidamente con un automatico tradizionale occorre premere a fondo l'acceleratore (operazione detta «kick-down»), con un AGS, invece, la scalata viene effettuata appena si preme molto rapidamente il pedale, senza dover schiacciare a tavoletta. Inoltre, qualora il guidatore dovesse interrompere il tentativo di sorpasso rilasciando bruscamente l'acceleratore, l'elettronica autoadattativa capisce che non deve innestare il rapporto superiore ma mantenere la marcia opportuna per la successiva accelerazione. Il cambio è anche correlato da sensore che avverte che la vettura è in discesa (che è poi come quando decelera) e anche in questo caso le marce inferiori vengono lasciate in funzione di sfruttare il freno motore.

4.3 – Il cambio selespeed

Questo cambio, come predetto, risulta appartenere ai cambi manuali anche se non lo si può definire propriamente detto: infatti si può ottenere un cambio di questo tipo anche partendo da uno automatico, purché sia gestito dall'elettronica (per esempio il Tiptronic), assicurandosi in questo modo un sequenziale. Il cambio di tipo "selespeed" rientra nella tipologia di cambi manuali automatizzati o sequenziali. Esso consente cambi di marcia velocissimi, perché viene azionato non dai tradizionali leveraggi, ma da pulsanti o levette collegate ad una centralina elettronica che comanda appositi «attuatori» elettrici o idraulici. Le prime applicazioni, a partire dal 1988, hanno riguardato le monoposto di «formula 1». La Magneti Marelli ha messo a punto un sistema, chiamato appunto «Selespeed», che può essere montato anche su vetture di serie dotate di un normale cambio sincronizzato o a innesti frontali. I vantaggi consistono nella massima rapidità di cambiata e nell'eliminazione di qualsiasi sforzo sulla leva, che può essere sostituita da pulsanti o da un «joystick». Le migliori prestazioni si hanno abbinando l'automazione del cambio a quella della frizione e utilizzando una farfalla motorizzata che gestisce, sempre automaticamente, la potenza del motore durante i cambi di marcia senza obbligare il guidatore a sollevare il piede dall'acceleratore.

In figura 4.3 è raffigurato la schema relativo all'Alfa Romeo 156 Selespeed.

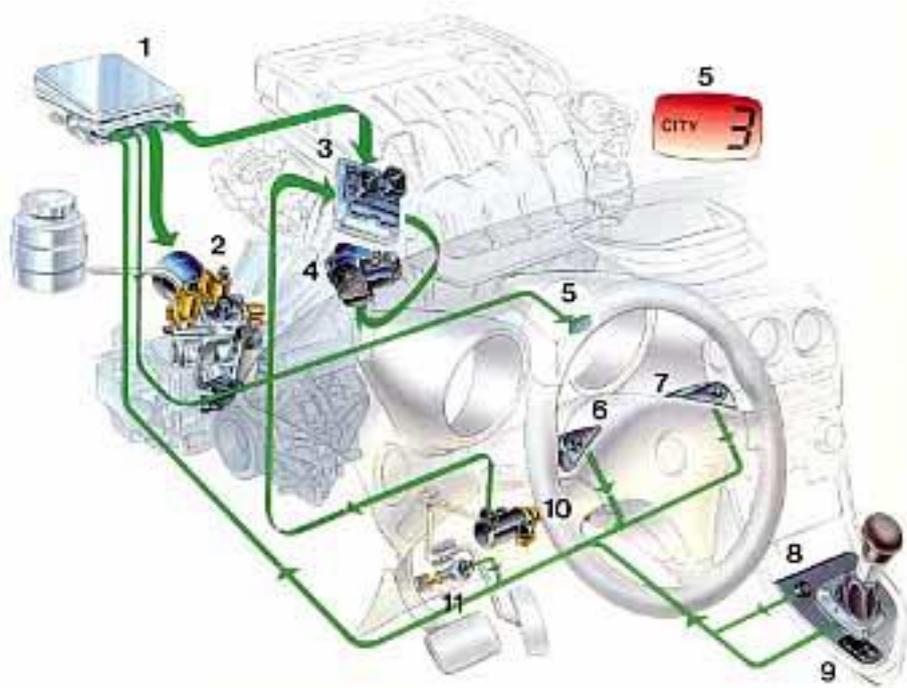


Figura 4.3

- 1) Centralina elettronica gestione cambio**
- 2) Gruppo attuatore frizione-cambio marce Selespeed**
- 3) Centralina elettronica gestione motore**
- 4) Corpo farfallato con acceleratore elettronico**
- 5) Indicatore su plancia marcia inserita**
- 6) Pulsante "Down" per scalare i rapporti marcia**
- 7) Pulsante "Up" per salire con i rapporti marcia**
- 8) Comando "City" per attivazione cambio marcia automatico**
- 9) Leva cambio per selezionare marce in modo sequenziale**
- 10) Potenziamento acceleratore elettronico**
- 11) Interruttore su pedale freno**

Se poi la gestione elettronica è fatta in modo da simulare, in parte, un funzionamento motociclistico, allora si parla di cambio sequenziale ed in genere è abbinato a una frizione automatica. E' più rapido e facile da usare di un cambio tradizionale: spingendo avanti la leva si inserisce la marcia inferiore, tirandola indietro si seleziona il rapporto superiore (o viceversa). Può consistere anche in due levette poste dietro il volante, una per salire e una per scalare, manovrabili senza staccare le mani dal volante. Con un «sequenziale», sia in scalata sia in salita si deve passare attraverso tutte le marce, non essendo possibile, come sulle motociclette, saltare un rapporto. Per ovviare a questo comportamento, che potrebbe essere fastidioso per chi non avesse velleità sportive, il centro ricerche Porsche di Weissach ha messo a punto un cambio sequenziale, chiamato «Quickshift», dotato di un servomotore che consente di scalare immediatamente fino alla prima marcia quando si sposta lateralmente la leva del selettore. Un particolare cambio sequenziale, abbinato al cambio automatico è il Tiptronic. In un cambio sequenziale meccanico ad ogni colpo in avanti o in dietro della leva, o dei pulsanti, si fa ruotare un tamburo selettore, posto parallelamente ai due alberi porta ingranaggi, che ha incise delle scannellature (cave sagomate). Queste hanno un grano che fa da guida per delle forcelle che, di conseguenza si muovono assialmente e spostano i sincronizzatori montati (ovviamente) sull'albero che porta gli ingranaggi folli, rendendone solidale uno alla volta, corrispondentemente alla marcia inserita. Come si può vedere dalle figure 4.4, 4.5 e dalla parte sinistra della 4.6, con questo tipo di cambio il pedale della frizione viene eliminato e la leva del cambio può compiere solamente spostamenti in avanti o indietro (escluso il movimento per la retromarcia, quando presente): in alcuni casi oltre alla leva del cambio sono presenti due pulsanti sul volante oppure due leve a bilanciere poste dietro di esso che svolgono la stessa funzione della leva affiancandola o sostituendola.



Fig. 4.4

Gruppo pedaliera di
una Ferrari F355

Figura 4.4



Fig. 4.5

Leva del cambio di

Alfa Romeo 156 Selespeed:

le retromarcia si inserisce, analogamente ad
un cambio tradizionale, spostando il
selettore prima a destra e poi indietro.

Figura 4.5

Nella figura 4.6 si può notare il volante ed la leva del cambio dell'Alfa Romeo 156 in versione Selespeed, a sinistra, e normale, a destra.



Figura 4.6

Questo tipo di cambio è montato sugli autoveicoli più diversi, per concezione di utilizzo e prestazioni, quali ad esempio le Alfa Romeo 156 Selespeed e 147 Selespeed, la Smart (in tutte le sue versioni), la Volkswagen Lupo 3L (veicolo progettato e realizzato con tecnologie d'avanguardia il cui fine ultimo dichiarato dalla casa produttrice stessa è quello di consumare solo 3 litri di gasolio per 100 km nel ciclo misto), la BMW M3 Sequenziale, le Ferrari 355 e 360 (nelle loro varie versioni), le Porsche Tiptronic e le Audi Tiptronic.

L'elettronica, che gestisce questi cambi e le relative frizioni, scongiura grattate ed errori, dando una maggiore vita utile al cambio stesso. Inoltre, proprio grazie all'elettronica, la cambiata può essere adattata allo stile di guida: i cambi più evoluti, quello Ferrari per esempio, sono in grado di cambiare da un rapporto all'altro in un decimo di secondo; mentre quello dell'Alfa Romeo può andare da 1 secondo, in condizioni di guida rilassata, a 0.4 sec in condizioni di guida estrema. Analogamente si comporta la centralina della Smart permettendo cambiate comprese tra 0.5 e 0.8 secondi (dati dichiarati dalle case).

Per fare un esempio di funzionamento di cambio selespeed prendiamo in considerazione l'unità che equipaggia l'Alfa Romeo 156 Selespeed in quando il cambio delle Ferrari è esplicitamente progettato per elevate prestazioni, analogamente per quelli di Porsche ed Audi (anche se con un funzionamento basato sull'automatico); quello delle Smart nasce come automatico-sequenziale già in prima progettazione, mentre quello dell'Alfa Romeo 156 è un cambio normale, dotato di cinque rapporti, che, grazie a tre attuatori, inserisce da solo le marce gestito da un software intelligente (tale da fare la doppietta in scalata per inserimenti più dolci, da anticipare la scalata a seconda di quanto si frena, da cambiare rapporto quando si raggiunge il fuorigiri e da innestare la prima quando ci si ferma). Come già detto in precedenza inoltre, gestisce la cambiata con tempi differenti a seconda del tipo di guida (per ottenere la cambiata più rapida bisogna tenere premuto a fondo l'acceleratore essendo quest'ultimo elettronico). Poiché il sistema elettronico gestisce un cambio tradizionale, è possibile programmare un salto di marcia (es.: 4° → 2°) che il sistema provvederà ad utilizzare quando possibile. Oltre a tutto ciò è prevista la funzione *city* che trasforma il cambio in uno completamente automatico ma che si disinserisce non appena si chiede una marcia differente da quella innestata.

Se dunque il selespeed è un cambio manuale che può funzionare come automatico, può risultare interessante un confronto con un'unità automatica che può operare da manuale: è il caso del Q-System, sempre adottato in casa Alfa Romeo.

Questo automatico, di produzione giapponese, oltre alle solite selezioni P-R-N-D ha una nuova griglia, spostando la leva verso sinistra, con quattro nuove posizioni che corrispondono alle quattro canoniche di un cambio manuale a 4 rapporti (prima in alto a sinistra, seconda in basso, più a destra terza in alto e quarta in basso). Risulta quindi una vera alternativa manuale alla guida con il cambio automatico. In quest'ultima configurazione sono previsti tre programmi: *city*, *Sport* ed *Ice*. Quando si utilizza in modalità non automatica, il cambio funziona totalmente come un manuale, non intervenendo nemmeno in caso di fuorigiri. In figura 4.7 è raffigurato lo schema di funzionamento, come confronto con quello del selespeed di fig. 4.3.

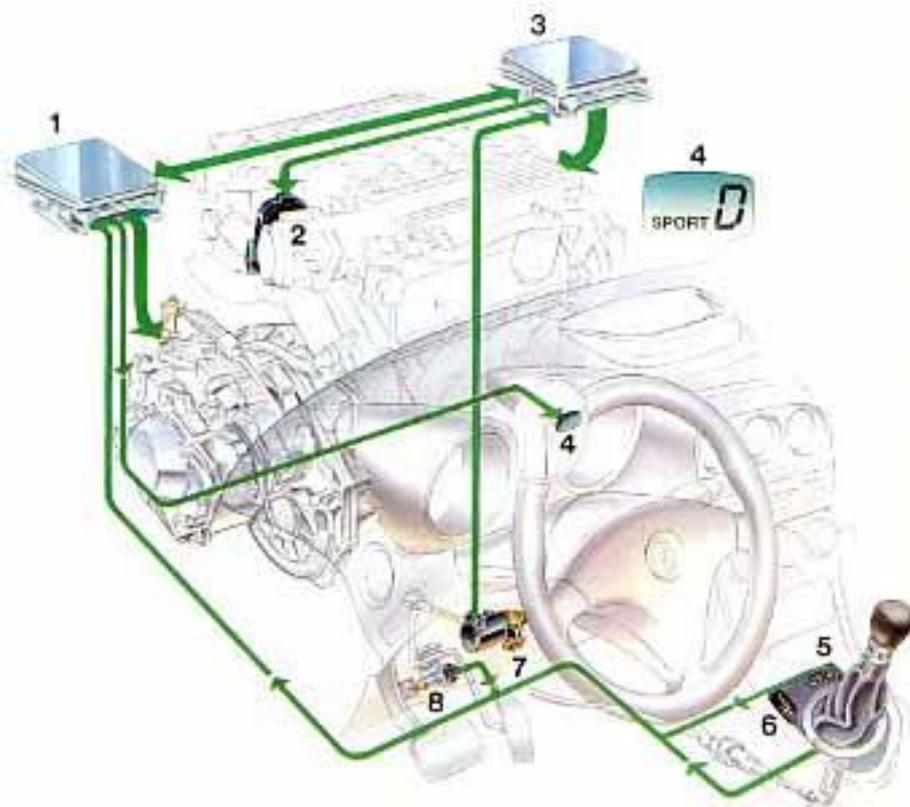


Figura 4.7

- 1) Centralina elettronica gestione cambio
- 2) Corpo farfallato con acceleratore elettronico
- 3) Centralina elettronica gestione motore
- 4) Indicatore su plancia marcia inserita e programma gestione cambio
- 5) Pulsanti selezione programma gestione cambio "Ice", "Sport" e "City"
- 6) Leva comando/selezione modo operativo cambio
- 7) Potenziamento acceleratore elettronico
- 8) Interruttore su pedale freno

CAPITOLO 5

L'ALGORITMO GENETICO

La teoria evolutiva dei sistemi biologici lega le possibilità di sopravvivenza di un individuo principalmente alla sua capacità di adattamento all'ambiente. I mezzi che in ciascun individuo, caratterizzano tale capacità risiedono nel suo patrimonio genetico, cioè in un insieme di informazioni ereditate principalmente da padre e madre e successivamente assoggettate parzialmente ad un processo di cambiamento casuale, in modo che ognuno abbia una identità propria, distinta da quella dei genitori. Gli individui più deboli, meno idonei a fare fronte all'ambiente, muoiono, in genere, prima degli altri e, perciò, si riproducono di meno; al contrario quelli più forti sopravvivono più a lungo e si riproducono maggiormente. L'effetto di questo processo è una più diffusa trasmissione delle caratteristiche migliori che, su tempi lunghi, porta automaticamente all'evoluzione della specie ed all'esistenza di generazioni in possesso di capacità di adattamento all'ambiente sempre maggiori.

5.1 - Cosa sono gli algoritmi genetici

La teoria dell'evoluzione della specie può essere utilizzata per simulare al computer dei processi di affinamento progressivo delle potenziali soluzioni a problematiche complesse. Gli algoritmi genetici sono algoritmi di ricerca basati sulla meccanica della selezione naturale, vista sopra a grandi linee, e sul paragone con la genetica osservata in natura. Essi simulano l'evoluzione di una specie mediante i principi della selezione naturale: viene creato un insieme iniziale di soluzioni di interesse e, mediante ricombinazioni e mutazioni, di generazione in generazione arrivano a sopravvivere solo quelle soluzioni che meglio si sono adattate al problema proposto inizialmente. La mutazione in sé, non è necessariamente migliorativa; tuttavia, quando non c'è miglioramento, il nuovo nato è destinato ad una minore proliferazione ed ad una morte precoce per effetto del principio della selezione naturale. Ovviamente un algoritmo simile dà risultati interessanti dopo un numero cospicuo di generazioni. In ognuna di queste un nuovo insieme di creature artificiali, rappresentate in forma di stringa, viene creato usando "pezzi" degli individui migliori

della generazione precedente. Occasionalmente vengono provate “parti” nuove per introdurre possibili miglioramenti.

Gli algoritmi genetici sono stati introdotti dal gruppo di ricerca di John Holland dell'Università del Michigan: obiettivo delle loro ricerche era duplice

- astrarre e spiegare in modo rigoroso il processo di adattamento dei sistemi naturali
- progettare dei sistemi software che mantenessero il meccanismo di evoluzione naturale

Nonostante siano basati sulla casualità, gli algoritmi genetici non sono una semplice ricerca casuale: essi esplorano efficacemente informazioni storiche per dedurre nuovi punti di ricerca che abbiano caratteristiche migliori. Essi appartengono alla categoria degli algoritmi probabilistici, ma sono molto differenti dagli algoritmi casuali perché combinano elementi di ricerca stocastica ed elementi di ricerca guidata; proprio grazie a questa prerogativa, sono molto più robusti dei metodi esistenti di ricerca mirata. Un'altra importante proprietà della ricerca genetica è il mantenimento di una popolazione di potenziali soluzioni, quando invece tutti gli altri metodi processano un singolo punto dello spazio di ricerca.

Il tema centrale della ricerca negli algoritmi genetici è stata la *robustezza*, cioè il giusto equilibrio tra efficienza ed efficacia, necessario per sopravvivere in molti ambienti diversi. Le implicazioni della robustezza nei sistemi artificiali sono molteplici: se un sistema artificiale può essere reso più robusto, eventuali e costose riprogettazioni possono essere ridotte o del tutto eliminate mentre se si raggiungono elevati livelli di adattamento, i sistemi possono svolgere le loro funzioni più a lungo ed in maniera migliore. I progettisti di sistemi artificiali, sia software che hardware, possono solo restare meravigliati davanti alla robustezza, l'efficienza e la flessibilità dei sistemi biologici: caratteristiche come il miglioramento, la riproduzione e la cura dei difetti sono la regola nei sistemi naturali, mentre compaiono appena, in forma molto semplice, solo nei più sofisticati sistemi artificiali. È possibile, allora, trarre un'interessante conclusione: dov'è desiderabile un comportamento robusto, la natura lo fa già nel migliore dei modi; i segreti dell'adattamento e della sopravvivenza, invece, possono essere studiati solo con l'aiuto di esempi biologici. Non basta comunque questa similitudine con la natura per far accettare gli algoritmi genetici: la loro robustezza in spazi di ricerca complessi è stata provata in termini teorici e verificata empiricamente. La principale monografia sull'argomento è “*Adaptation in*

Natural and Artificial Systems” (1975), di Holland, ed anche altri lavori comprovano la validità di questa tecnica per l’ottimizzazione di funzioni e nelle applicazioni di controllo.

Dopo essersi affermati come un valido approccio per problemi che richiedono una ricerca efficiente, gli algoritmi genetici stanno trovando applicazione in campo ingegneristico, scientifico ed anche economico. Le ragioni che stanno dietro a questo successo sono chiare: questi algoritmi sono computazionalmente semplici, ma nello stesso tempo potenti nella ricerca del miglioramento ed inoltre non sono limitati da assunzioni restrittive riguardo allo spazio di ricerca, come, ad esempio, continuità, derivabilità o altro.

Mediante gli algoritmi genetici non è detto che alla fine venga trovata una soluzione ottimale, ma è certo che emergerà una soluzione ottima.

Dunque vediamo le caratteristiche principali degli algoritmi genetici.

Qualità

robustezza

efficienza

flessibilità

Utilizzo per

ricerca

ottimizzazione

apprendimento

Funzionalità

sono procedimenti iterativi

usano un insieme di “valori approssimati” ad ogni iterazione

usano funzioni di valutazione (fitness) e non derivate o altre proprietà del modello

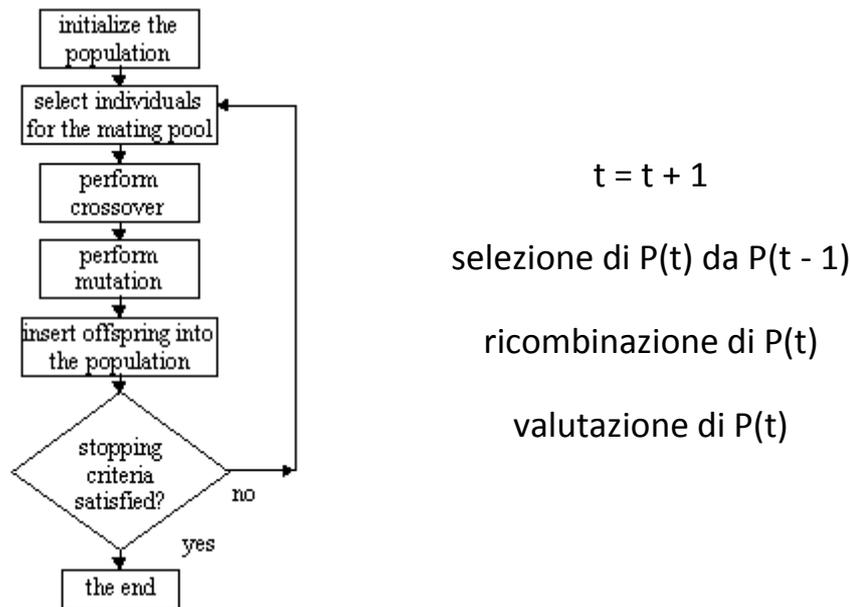
usano regole di transizione di tipo probabilistico e non deterministico

5.2 - Struttura generale di un algoritmo genetico

Come introdotto in precedenza, gli algoritmi genetici svolgono una ricerca multidirezionale mantenendo una popolazione di potenziali soluzioni, incoraggiando la formazione di blocchi d'informazione e il loro interscambio tra le soluzioni. La popolazione passa attraverso un'evoluzione simulata: ad ogni generazione le soluzioni relativamente “buone” si riproducono, mentre quelle relativamente “cattive” muoiono. Per distinguere la bontà delle soluzioni viene usata una funzione di valutazione (fitness), che gioca il ruolo dell'ambiente in cui la popolazione “vive”. La letteratura sugli algoritmi genetici trae il suo linguaggio dalle scienze naturali: si parlerà quindi di *popolazione*, composta da *individui*, ognuno col proprio *cromosoma* composto di svariati *geni*. Riportando questa nomenclatura al paragone con l'informatica, un gene viene solitamente rappresentato con un tipo di dato di base, solitamente un *bit*, un *carattere*, o un *intero*, oppure un *reale*, a seconda della cardinalità dell'insieme dei valori che il gene può assumere. L'insieme dei geni di un individuo, cioè il cromosoma, è solitamente rappresentato con un *array* di geni, cioè una stringa, come definiti precedentemente. A sua volta la popolazione viene

anch'essa rappresentata come un array o comunque una *collezione* di oggetti di tipo individuo.

La macrostruttura di un algoritmo genetico è la seguente:



dove t rappresenta l'orologio evolutivo e $P(t)$ la popolazione al tempo t . Questi quattro passi vengono ripetuti fino al raggiungimento di una soluzione soddisfacente. Ad ogni iterazione t , l'algoritmo genetico mantiene una popolazione di potenziali soluzioni $P(t) = \{(x_1)^t, \dots, (x_n)^t\}$, dove ogni soluzione $(x_i)^t$ viene valutata per misurare la sua *fitness*, cioè la sua bontà nell'ambiente d'appartenenza. Alla successiva iterazione $t + 1$ viene costruita una nuova popolazione selezionando gli individui migliori. Alcuni di questi vengono sottoposti a riproduzione e mutazione, per formare nuove soluzioni.

La riproduzione, ossia il *crossover*, combina le caratteristiche di due genitori per formare una coppia di figli, scambiando segmenti corrispondenti dei genitori. Per esempio, se i genitori sono rappresentati con vettori di cinque componenti $(a_1, b_1, c_1, d_1, e_1)$ e $(a_2, b_2, c_2, d_2, e_2)$, allora, incrociando i cromosomi dopo il secondo gene, si produrrebbero come figli gli individui $(a_1, b_1, c_2, d_2, e_2)$ e $(a_2, b_2, c_1, d_1, e_1)$, come si può osservare in fig. 5.1. La giustificazione intuitiva del crossover è lo scambio d'informazioni tra differenti potenziali soluzioni.

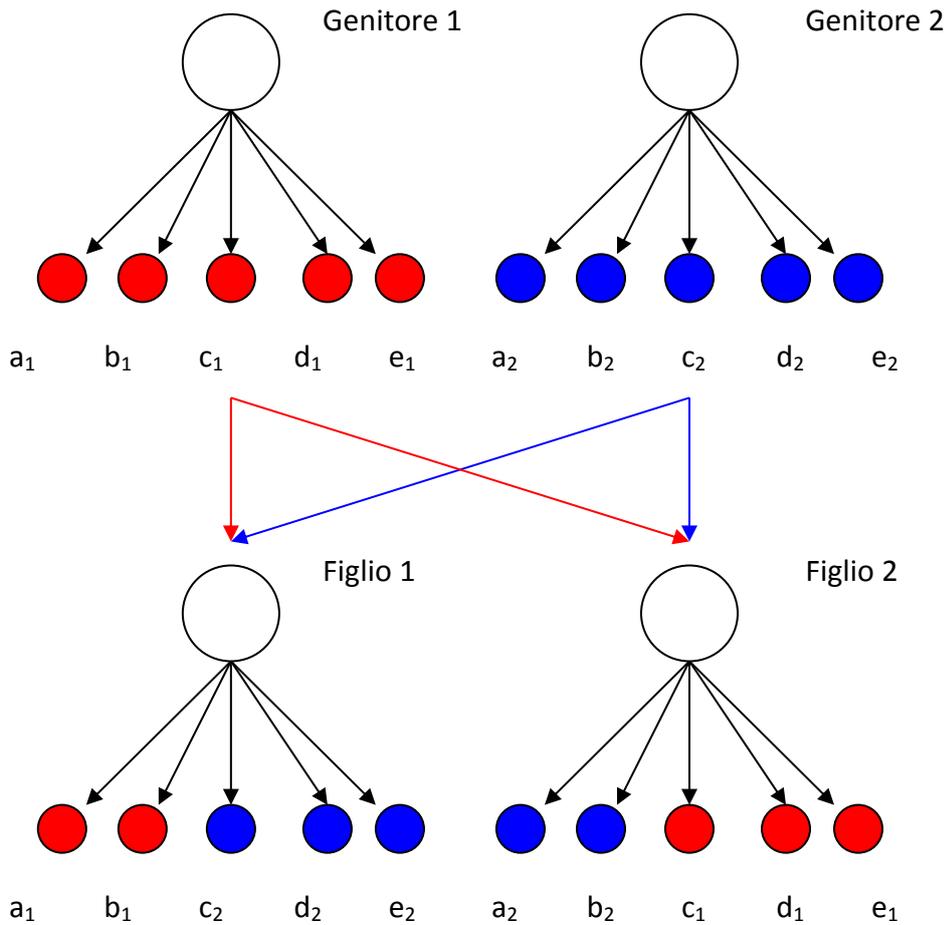


Figura 5.1: Crossover.

La mutazione, come si può vedere in fig. 5.2, altera arbitrariamente uno o più geni del cromosoma selezionato per mezzo di un cambiamento casuale che avviene con probabilità prestabilita (sono i cromosomi in giallo). La giustificazione intuitiva della mutazione è l'introduzione di variabilità nella popolazione per poter disporre di soluzioni che altrimenti non verrebbero esplorate dal solo crossover.

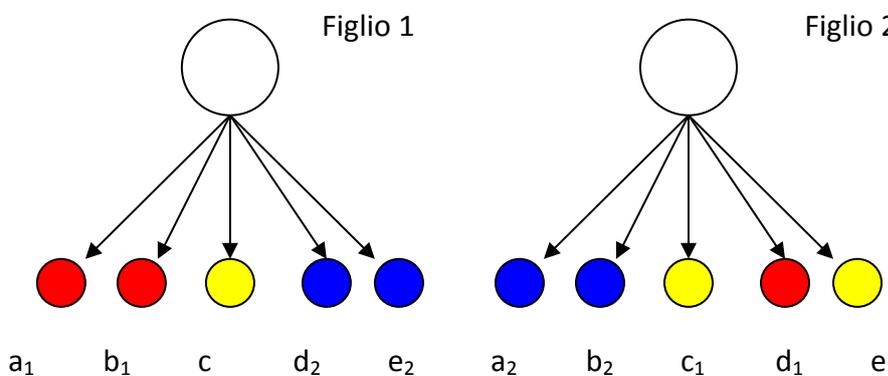


Figura 5.2: Crossover e Mutazione

Riassumendo, quindi, un algoritmo genetico applicato ad un problema specifico deve essere caratterizzato da:

- una rappresentazione genetica per le potenziali soluzioni del problema
- un modo per creare una popolazione iniziale di possibili soluzioni
- una funzione di valutazione che giochi il ruolo dell'ambiente, valutando la bontà delle soluzioni trovate
- operatori genetici per creare e mutare i figli durante la fase di ricombinazione
- valori per i vari parametri dell'algoritmo, come la dimensione della popolazione, la probabilità di applicazione degli operatori genetici ecc...

5.3 – Funzionamento generale dell'algoritmo genetico utilizzato

Il nucleo dell'algoritmo genetico utilizzato è “*Genetic Algorithm*” implementato dall'Ing. Persiani in *Mathematica*, che si trova nelle Appendici A e B, e segue fedelmente la struttura descritta al paragrafo precedente. In particolare nell'Appendice A vi è la struttura portante dell'algoritmo genetico, cioè le funzioni di generazione, crossover, permutazione, scelta, nonché le caratteristiche di probabilità di mutazione e di crossover, oltre che la parte principale che permette la simulazione della teoria evuzionistica. Nell' Appendice B, oltre alla routine per la decodifica in binario, vi è invece la porzione di algoritmo inerente la fitness, in particolare la definizione delle sue variabili, la stampa dei risultati e la fitness vera e propria: è quest'ultima la parte più distintiva di ogni algoritmo genetico in quanto rappresenta l'ambiente in cui si evolverà la specie, quindi rappresenta il problema che si deve risolvere. Compaiono inoltre la funzione *history* e *localhistory* che permettono di raccogliere le generazioni per poter poi essere confrontate. L'Appendice B è riportata unicamente a carattere esemplificativo, in quanto da questa ho estratto la funzione di decodifica, le funzioni *history* e *localhistory* mentre, ovviamente, ho creato una fitness che risolvesse il problema in questione (quello del consumo), cioè ho realizzato un ambiente dove far vivere ed evolversi gli elementi.

5.4 – Analisi generale del file Genesys.m (Appendica A)

In questo paragrafo viene analizzato il file Genesys.m per dare una comprensione migliore della fitness, che verrà analizzata nel dettaglio nel prossimo capitolo, e del funzionamento dell'algoritmo genetico.

Inizialmente viene definito il significato delle strutture e delle variabili che subentrano nell'algoritmo (* Strutture e Dati *):

Strutture Dati:

costanti:

popsiz = n° di individui nella popolaz.;
lchrom = n° di geni in un cromosoma;
npar = n° di parametri (design variables)
in cui si decodifica un cromosoma;
ogni parametro si codifica in ngp
geni;
ngp = n° di geni per parametro, pertanto
lchrom = ngp*npar;

strutture:

allele = valore di un generico gene {0,1}
chromosome = array[1..lchrom] di geni
individual = struttura
chrom: chromosome (genotipo, ovvero codifica del
particolare fenotipo x insieme di valori dei parametri)
x: array[1..npar] (fenotipo, ovvero decodifica del cromosoma chrom)
fitness: real (valore di adattamento, ovvero valore della funzione obiettivo in corrispondenza di x)
parent1: integer (puntatore nella vecchia popolazione al primo genitore del presente individuo)
parent2: integer (puntatore nella vecchia popolazione al secondo genitore del presente individuo)
xsite: integer (cross point)

population = array[1..popsiz] di individui;

altre variabili:

oldpop, newpop = popolazioni;
ngen = n° d'ordine della generazione corrente;
maxgen = max. n° di generazioni;
pcross = probabilità di verificarsi di un cross-over
(0 < real < 1, dato);
pmutation = probabilità di verificarsi di una mutazione
(0 < real < 1, dato);
sumfitness = somma dei valori di adattamento, (real);
nmutation = n° totale di mutazioni verificatesi al
tempo corrente;
ncross = n° totale di cross-over verificatesi al
tempo corrente;
avg,max,min = statistiche relative alla fitness

(* N.B. e' stato introdotto ngp, x e' un array e non un singolo parametro, popsiz e lchrom usati invece di maxpop e maxstring. *)

I valori *maxgen*, *pcross*, *pmutation* (o *pmutat*, a seconda della scrittura) devono essere definiti a priori come valori di input.

Di seguito vi sono le routine principali dell'algoritmo:

statistic: alla popolazione, stringa di input per questa funzione, definisce un valore statistico

```
statistics[population_]:=
    Block[{i,j,fitn,sumfitness,max,min,avg,xbest,ftemp,tmult,tconst,scaledfitn, wroulette},
fitn = Table[First[population[[i]][[3]]],{i,1,popsize}];
    sumfitness=Sum[fitn[[i]],{i,1,popsize}];
    avg=sumfitness/popsize;
    max=Max[fitn];
    min=Min[fitn];
xbest=population[[First[First[Position[fitn,Max[fitn]]]]]];
    If[(ftemp=max-avg)>tol,
        tmult=(favorbest-1.0)*avg/ftemp;
        tconst=avg*(max-favorbest*avg)/ftemp,
        tmult=1.0; tconst=0.0];

scaledfitn=Map[(fscale[#,tmult,tconst]/avg)&,fitn];

    wroulette=Join[{0},Table[Sum[scaledfitn[[j]],{j,1,i}],{i,1,popsize}]];
Return[{wroulette,fitn,max,min,avg,scaledfitn,xbest}];
```

- *select*: assegna la priorità di valori per il crossover

```
select[weightedroul_List]:=
    Block[{j,rnd},
        rnd=Random[Real,{0,Last[weightedroul]}];
        j=1;
        While[rnd > weightedroul[[j]],j++];
        Return[j-1];
    ];
```

- *mutation*: genera la mutazione nei geni, con probabilità *pmutat*; i geni che sono sottoposti a mutazione sono scelti in maniera random

```
mutation[alleleval_,pmutat_]:=
    Block[{mutation,rnd},
        rnd=Random[Real,{0,1}];
        If[rnd<=pmutat,nmutation+=1;
            If[alleleval==1,mutation=0,mutation=1],
            mutation=alleleval
        ];
        Return[mutation]
    ];
```

- *crossover*: incrocia i cromosomi dei due genitori (le stringhe *parent1* e *parent2*), con probabilità *pcross*, alla posizione *jcross* (che è un numero random intero che deve essere inferiore a *lchrom*) e genera il genoma dei due figli. Inoltre, tramite *mutation*, su ogni gene dei figli può avvenire una mutazione

```
crossover[parent1_List,parent2_List,pcross_,pmutat_]:=
    Block[{rnd,j,cross,child1,child2},
```

```

child1=Table[0,{lchrom}];
child2=Table[0,{lchrom}];
rnd=Random[Real,{0,1}];
If[rnd<=pcross,
    jcross=Random[Integer,{1,lchrom-1}];
    ncross+=1,
    jcross=lchrom];
(*1st exchange 1 to 1 and 2 to 2*)
For[j=1,j<=jcross,j++,
    child1[[j]]=mutation[parent1[[j]],pmutat];
    child2[[j]]=mutation[parent2[[j]],pmutat];
];
(*2nd exchange 1 to 2 and 2 to 1*)
For[j=jcross+1,j<=lchrom,j++,
    child1[[j]]=mutation[parent2[[j]],pmutat];
    child2[[j]]=mutation[parent1[[j]],pmutat];
];
Return[{ { child1,child2 },jcross }
];

```

- *generation*: crea i cromosomi della nuova generazione di individui salvando il migliore della precedente

```

generation[oldpopul_,weightedroul_,xbest_]:=
Block[{mate1,mate2,chrom1,chrom2,jcross,j,
    newchroms,fenot1,fenot2,newpopul={ }},
    (* salvo il migliore precedente *)
    newpopul=Append[newpopul,xbest];
    For[j=1,j<=popsize,j+=2,
        mate1=select[weightedroul];
        While[(mate2=select[weightedroul])!=mate1];
        chrom1=First[oldpopul[[mate1]]];
        chrom2=First[oldpopul[[mate2]]];
    ];
];

```

- *newchroms*: applica la funzione di crossover ai cromosomi per ottenere la nuova generazione; qui viene richiamata la funzione di decodifica i numero binario (*decode*)

```

newchroms=crossover[chrom1,chrom2,pcrossover,pmutation];
jcross=Last[newchroms];
newchroms=First[newchroms];
chrom1=First[newchroms];
fenot1=decode[chrom1];
chrom2=Last[newchroms];
fenot2=decode[chrom2];
newpopul=Append[newpopul,{chrom1,fenot1,
    fitness[fenot1],mate1,mate2,jcross}];
newpopul=Append[newpopul,{chrom2,fenot2,
    fitness[fenot2],mate1,mate2,jcross}];
];
Return[newpopul];
];

```

Inizia ora la parte di calcolo dell'algoritmo genetico (*GenCal*):

Immediatamente dopo una stampa di routine avviene la definizione della dimensione delle stringhe che rappresenteranno la vecchia e la nuova popolazione: questa dimensione è in input iniziale.

```
Gencal[]:= Block[{j,oldpop,newpop,chromos,x,firstpop,history,wr,ngen,
                maxgen,maxstop,nmax},
```

```
Print["-> POPOLAZIONE DI TENTATIVO <-"];
oldpop=Table[0,{popsize}];
newpop=Table[0,{popsize}];
```

Si ha poi la creazione della prima popolazione tramite la generazione dei cromosomi, la statistica della generazione appena creata e l'aggiornamento della memoria del processo genetico.

```
For[j=1,j<=popsize,j++,
    chromos={};
    For[j1=1,j1<=lchrom,j1++,
        chromos=Join[chromos,{Random[Integer,{0,1}]}];
    ];
    x=decode[chromos];
    oldpop[[j]]={chromos,x,ft=fitness[x],0,0,0};
];
```

```
firstpop = oldpop;      (* memorizzo I generazione *)
history={};            (* memoria del processo genetico *)
wr=statistics[oldpop]; (* statistica della popolazione *)
```

```
history=Append[history,wr];
```

Si ha qui la stampa della migliore generazione trovata e l'inizio del calcolo sulle generazioni successive.

```
Print["Migliore della generazione di tentativo = ",history[[1,3]]];
Print["-> GENERAZIONI SUCCESSIVE <-"];
```

Definizione dei parametri numerici di calcolo

```
ncross=0;      (* contatore dei crossover *)
nmutation=0;   (* contatore delle mutazioni *)
pmutation=0.05; (* % probabilità di mutazione *)
pcrossover=0.85; (* % probabilità di crossover *)

ngen = 1;      (* # generazioni calcolate *)
maxgen = 100;  (* max # di generazioni; si puo' modificare *)
maxstop = 10; (* max # di generazioni senza miglioramento; si puo' modificare *)
stop=1;       (* inizializzazione *)
nmax=-10;     (* inizializzazione *)
```

E' qui definito il ciclo che permette di creare le nuove generazioni, di aggiornare la statistica di ogni generazione e la memoria del processo, nonché le condizioni secondo le quali l'algoritmo si fermi.

```
While[ngen<=maxgen && stop<=maxstop,
```

```

        newpop=generation[oldpop,First[wr],Last[wr]];
        oldpop=newpop;
        wr=statistics[oldpop];
        history=Append[history,wr];
        If[history[[ngen+1]][[3]]>nmax,
            nmax=history[[ngen+1]][[3]];stop=1, stop++
        ];
        ngen++
];

wr=statistics[oldpop];
history=Append[history,wr];
Return[history];

];

```

E' importante notare che oltre al numero massimo di iterazioni-generazioni possibili, l'algoritmo genetico si può arrestare anche secondo un altro parametro: il numero di generazioni senza miglioramento. Questo significa che oltre un certo numero di iterazioni, definito dall'esterno, nelle quali non si abbia miglioramento del valore di fitness, l'algoritmo si arresta.

5.5 – Analisi generale del file Genesys_test1.nb (Appendice B)

In questo paragrafo viene analizzato il file Genesys_test1.nb, non utilizzato in realtà, ma preso come base per la costruzione del ciclo. Non viene approfondita la funzione di fitness in quanto non è relativa al problema del consumo in carico a questa tesi.

Si ha inizialmente la definizione delle variabili principali che devono inquadrare il problema: nel mio caso il valore di *npar0* indica il numero di marce del veicolo che l'algoritmo dovrà ottimizzare; mentre *ngp0* indica la sensibilità all'interno della decodifica binaria.

```

ClearAll["Global`*"];
Off[General::spell];
Off[General::spell1];

<-----definizione delle variabili ----->

popsize = 40;          (* # individui / usare numeri dispari *)

(* definizione dei geni *)
npar0 = 2;             (* numero delle variabili *)
ngp0 = 4;              (* valore max = 2^ngp0 *)

```

```
lchrom = ngp0*npar0;      (* lunghezza del cromosoma *)
```

Una delle proprietà fondamentali degli algoritmi genetici è quella di operare non direttamente sugli individui veri e propri della popolazione, ma su di una loro rappresentazione codificata. Quest'ultima, quindi, deve necessariamente costituire una sorta di codice genetico dell'individuo stesso, cioè il cromosoma che ne sintetizza le caratteristiche intrinseche e comportamentali.

Qui vi è la funzione che permette la decodifica binaria, oltre ad una decodifica normalizzata, che non viene usata nel mio caso.

```
(* decodifica: da numero binario ->a...: suo significato da adattare ogni volta: in questo caso da numero binario a numero decimale *)
```

```
parmax = 0;  
For[j = 1, j <= ngp0, j++,  
  parmax += 2^(ngp0 - j);  
];
```

```
(* aus += chromosome equivale a Add[aus, chromosome]  
aggiunge uno di seguito all'altro in aus i singoli geni *)
```

```
(* decode normalizzata *)
```

```
decodenormaliz[chromosome_List] := Block[{l, i, j, aus, fenot},  
  fenot = Table[0, {l, 1, npar0}];  
  For[i = 0, i < npar0, i++,  
    aus = 0;  
    For[j = 1, j <= ngp0, j++,  
      aus += chromosome[[i*ngp0 + j]]*2^(ngp0 - j);  
    ];  
    fenot[[i + 1]] = aus/parmax;  
  ];  
Return[N[fenot]];  
];
```

```
decode[chromosome_List] := Block[{l, i, j, aus, fenot},  
  fenot = Table[0, {l, 1, npar0}];  
  For[i = 0, i < npar0, i++,  
    aus = 0;  
    For[j = 1, j <= ngp0, j++,  
      aus += chromosome[[i*ngp0 + j]]*2^(ngp0 - j);  
    ];  
    fenot[[i + 1]] = aus;  
  ];  
Return[N[fenot]];  
];
```

Carica il codice genetico cioè *Genesys.m* .

```
<----- carico il codice genetico ----->
```

```
<< Genetica`Genesys` (* carico il codice genetico *)
```

Viene definita la *fitness*: questa funzione fitness è puramente indicativa

```
(* DEFINIZIONE DELLA FITNESS *)
fitness[x_List] := Block[{aa},
  aa = N[ Sin[x[[1]]] x[[1]] + Sin[x[[2]]] x[[2]]];
  Return[{aa, 1}]];
```

Inizio del calcolo: vengono immediatamente definiti il numero di run che si vuole fare, il contatore e la history (indicizzata a zero perchè allo start la memoria deve essere nulla). Si identifica inoltre il punto d'inizio del contatore che tiene conto del tempo che viene impiegato durante le operazioni dell'algoritmo. In questa parte si ha inoltre, il confronto tra la *history* e la *localhistory*, per definire quale delle due è migliore: questo avviene per ogni generazione che viene creata. Poichè ad ogni generazione viene associata un valore di fitness, che indica la bontà della popolazione stessa, al termine viene stampato il massimo tra i valori di fitness che si sono ottenuti, insieme al numero di generazione che sono state create. Vengono inoltre stampati i valori massimi, medi e minimi delle fitness di ogni generazione. I valori massimi vengono anche graficati in modo da visualizzare l'andamento del miglioramento l'aumento di numero di iterazioni (cioè con il susseguirsi delle generazioni nell'analogia del ciclo evolutivo biologico). Per ultimo viene fermato "l'orologio interno" al ciclo e viene stampato il tempo impiegato per il calcolo.

```
< ----- calcolo genetico ----- >
```

```
nrun = 1;          (* numero dei run dell'algoritmo genetico *)
index = 1;        (* contatore *)
history = {{{0}, {0}, {0}}};

Start = TimeUsed[];      (* inizio dei calcoli *)

While[index <= nrun,

  Print["<----- RUN # ", index, " ----->"];
  localhistory = Gencal[];
  Print[" Valore max della Fitness = ", Last[Last[localhistory]][[3, 1]], " in ",
    Length[localhistory], " generazioni"];

  If[Last[Last[localhistory]][[3, 1]] > Last[Last[history]][[3, 1]],
    history = localhistory;
    index ++;
  ];

Finish = TimeUsed[]; (* fine dei calcoli *)
```

```
< ----- Stampa dei risultati ----- >
```

```
ngen = Length[history];

Print["<----- RISULTATI ----->"];
Print[" ANDAMENTO DEI VALORI MASSIMI "];
Print[Table[history[[ng]][[3]], {ng, 1, ngen}]];
Print[" ANDAMENTO DEI VALORI MINIMI "];
```

```
Print[Table[history[[ng]][[4]], {ng, 1, ngen}];
Print[" ANDAMENTO DEI VALORI MEDI "];
Print[Table[history[[ng]][[5]], {ng, 1, ngen}];

tt = Table[history[[i, 3]], {i, 1, ngen}];
ListPlot[tt, PlotJoined -> True,
  AxesLabel -> {"num. iterazioni", "fitness"}];

Print[" TEMPO DI CALCOLO = ",
  Finish - Start, " sec. = ", (Finish - Start)/60, " min. "];
Print[" END OF PROGRAM !"];
```


CAPITOLO 6

LA FUNZIONE FITNESS

Poiché la fitness rappresenta l'ambiente in cui nasce e si evolve la popolazione, è necessario uno studio particolareggiato della stessa, in generale non è possibile definire una funzione univoca di valutazione della fitness, indipendentemente dal problema affrontato: il calcolo della bontà di un individuo, infatti, non può prescindere da una conoscenza specifica sul dominio trattato. Per questo motivo viene qui dedicato un intero capitolo, in quanto questa parte, distintiva per ogni problema che utilizzi l'utilizzo di un algoritmo genetico, è stata quella da me sviluppata. Nel mio caso, per esempio, la fitness dovrà essere inversamente proporzionale al consumo di carburante nel tragitto considerato: così facendo si ottiene che, laddove il consumo è minore, la fitness risulta maggiore, in modo che venga evidenziato il valore migliore del consumo al termine del calcolo dell'algoritmo genetico.

Prima di procedere con l'analisi del codice è opportuno fare una precisazione. La funzione fitness è stata da me suddivisa in due parti principali:

- la fitness vera e propria: quella richiamata dall'algoritmo
- le sue funzioni accessorie: quelle funzioni che sono richiamate dalla fitness

In realtà questo frazionamento è solo formale in quanto la fitness reale è data dalla somma dei due punti sopravvisti poiché nessuna delle due parti ha ragione di esistere indipendentemente dall'altra. Infatti la suddivisione serve solamente a mantenere un certo ordine all'interno della fitness stessa.

Dunque in questo capitolo verranno analizzati, nell'ordine, il file di acquisizione dati (par. 6.1), le funzioni accessorie (par. 6.2) e la fitness (par. 6.3).

Per ultimo ricordo che il problema in questione è l'analisi del gruppo cambio di un autoveicolo finalizzato ad una riduzione del consumo complessivo lungo un percorso preso come riferimento: per gruppo cambio si intende qui il numero di marce ed il loro relativo scalamento. La tipologia di funzionamento del cambio scelta è quella selespeed.

6.1 – Analisi del file di acquisizione dati (Appendice C)

In questo file si trovano tutti i dati principali riguardo al problema corrente; inoltre sono presenti, per comodità, alcune formule di carattere generale che sono state raggruppate vicino ai dati ad esse relativi. Di seguito vengono spiegati solamente alcuni dei dati, in quanti i restanti sono di comprensione immediata.

(* convertitori *)

```
dakmhams = 1/3.6;  
darpmarads = 2 Pi /60;  
dagradiarad = Pi/180.0;  
(*Pi =π*)
```

(* costanti *)

```
Precisione = 10;  
epsilon = 0.6;
```

(* dati *)

```
r0 = 11; (*N/kN coeff : resist. al rotolam.*)  
k = 0.0005; (*coefficiente di aumento resistenza rotolamento pneumatico*)  
gg = 9.80665; (*accelerazione di gravità*)  
f = 0.75; (*coeff. attrito ruota suolo*)
```

(* i : tangente della pendenza *)

```
alfa := i*dagradiarad; (*componente del peso ortogonale alla strada*)
```

```
DaVaRPM[velocita_, rapportotrasmissione_, diamentruota_] :=  
60*rapportotrasmissione*velocita/(Pi*diametruota);  
(*calcola il numero di giri del motore dato il rapporto di trasmissione totale, la velocita della vettura ed il diametro della ruota*)
```

```
DaRPMaV[Rapporto_, RPM_] :=  
Pi RPM Druota/(60 * Rapporto);  
(*calcola la velocità dato il rapporto di trasmissione totale ed il numero di giri *)
```

DaVaRPM è una funzione che restituisce il numero di giri del motore del veicolo in funzione della velocità del mezzo e degli organi di riduzione interposti quali il rapporto di trasmissione totale ed il diametro delle ruote; mentre *DaRPMaV* è una funzione che agisce in modo inverso. Queste espressioni servono a rapportare il funzionamento del motore alle specifiche del ciclo CEE che sono date come coppie di valori velocità-tempo.

(* parametri dell'automezzo *)

```
Cilindrata = 2143; (*cilindrata in cm3*)  
rpmmin = 1000; (*numero giri al minimo*)  
rpmmax = 4750; (*numero di giri massimo*)  
Druota = 0.64; (*diametro ruote*)  
P = 24; (*kN peso della vettura*)  
Pn := P Cos[alfa]; (*componente peso veicolo normale al terreno*)  
Massa = P*1000/gg; (*massa vettura in kg*)  
Potenza = 62500; (*W potenza max*)
```

```

Cmax = 175; (*Nm coppia max*)
vmax = 150*dakmhams; (*m/s velocità max*)
ngirimax = rpmmmax*darpmarads; (*rad/s ad rpm max*)
Cpotmax = Potenza/ngirimax // N; (*Nm coppia alla potenza max*)
ngiricoppiamax = 1400*darpmarads ; (*Nm numero giri coppia max*)
r = r0 + k vmax vmax;
b:=(Potenza-Pn(r+i)vmax)/(vmax^3); (*coefficiente aerodinamico*)

Fr[velocita_, accelerazione_] :=
  Pn*(r0 + i) + Massa*accelerazione + (k*Pn + b)*(velocita^2);
(*Forza resistente*)

ConsumoSpectoRPM3D =
  {{1000, 75, 112}, {1800, 75, 102}, {4400, 75, 123}, {1000, 50, 114}, {1800,
    50, 109}, {4400, 50, 133}, {1000, 25, 120}, {1800, 25, 115}, {4400,
    25, 225}};
(* diagramma x = vel, y = %carico, z = consumospecifico *)

CurvaCoppia={{0, 0.01},{1800,470},{2600, 470},{4200,Cpotmax}};

Coppia = Interpolation[CurvaCoppia, InterpolationOrder -> 1];

PmeParztoRPM3D =
  {{1000, 100, 14.07}, {1800, 100, 20.5}, {2600, 100, 20.5}, {4400, 100, 14.67},
    {1000, 75, 10.55}, {1800, 75, 15.38}, {2600, 75, 15.38}, {4400, 75, 10.99},
    {1000, 50, 7.04}, {1800, 50, 10.26}, {2600, 50, 10.26}, {4400, 50, 7.33},
    {1000, 25, 3.52}, {1800, 25, 5.13}, {2600, 25, 5.13}, {4400, 25, 3.66},
    {1000, 0, 0.5}, {1800, 0, 1.5}, {2600, 0, 1.5}, {4400, 0, 0.5}};
(* x = rpm y = %carico z = PME *)

ConsumoAlMinimo = 150; (*grammi/ora*)

Etafrizione = 0.95; (*rendimento della frizione durante la sfrizionata*)

```

Qui sono definiti globalmente i parametri dell'automezzo, sia come valori espliciti (cilindrata, potenza, numero di giri, massa...), sia come valori estrapolati (coppia...), sia come valori calcolati secondo formule note (forza resistente...). I dati contenuti in *ConsumoSpectoRPM3D* vengono utilizzati all'interno del calcolo genetico. La figura 6.1 mostra l'interpolazione di *ConsumoSpectoRPM3D*, così come avviene nell'algoritmo.

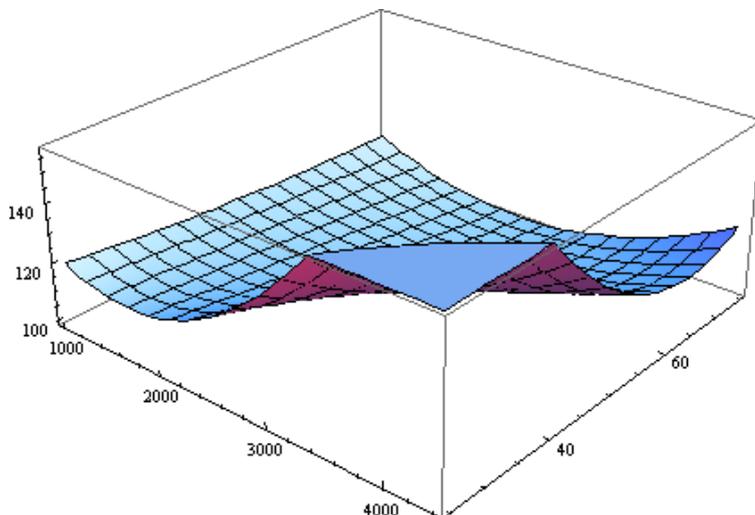


Fig. 6.1: Consumo specifico ottenuto tramite interpolazione quadratica.

Figura 6.1

Di seguito vi sono le caratteristiche del ciclo preso in considerazione, viste sia come coppia tempo-velocità, che come tempo-pendenza. Quest'ultima si è resa necessaria perchè ho preso in considerazione anche un ciclo montano. Poichè i valori sono discreti, sia per la velocità che per la pendenza, ed in funzione del tempo, è necessaria una interpolazione per poter avere un dominio continuo per entrambe. Per quanto riguarda la pendenza, questa funzione è espressa al termine dei dati, la velocità invece, è definita all'interno del ciclo.

(* tempi e velocità CicloCCE + parte montana *)

DatiCicloCEEveltemp = { {0, 0},

{11, 0},
{15, 15},
{23, 15},
{25, 10},
{28, 0},
{54, 15},
{61, 32},
{85, 32},
{93, 10},
{96, 0},
{122, 15},
{133, 35},
{143, 50},
{155, 50},
{163, 35},
{176, 35},
{185, 10},
{188, 0},
{195, 0},
{217, 0},
{256, 70},
{306, 70},
{312, 50},
{382, 50},
{395, 70},
{445, 70},
{482, 100},
{512, 100},
{530, 120},
{541, 120},
{576, 0},
{595, 0},
{600, 30},
{620, 30},
{650, 65},
{670, 20},
{700, 65},
{750, 65},
{800, 45},
{830, 65},
{850, 30},
{870, 45},
{900, 0}};

(* tempi e pendenza CicloCCE + parte montana *)

DatiCicloCEEtempendenza = {
{0, 0},
{11, 0},
{15, 0},
{23, 0},

```

{25, 0},
{28, 0},
{54, 0},
{61, 0},
{85, 0},
{93, 0},
{96, 0},
{122, 0},
{133, 0},
{143, 0},
{155, 0},
{163, 0},
{176, 0},
{185, 0},
{188, 0},
{195, 0},
{217, 0},
{256, 0},
{306, 0},
{312, 0},
{382, 0},
{395, 0},
{445, 0},
{482, 0},
{512, 0},
{530, 0},
{541, 0},
{576, 0},
{595, 0},
{600, 0.2},
{620, 0.2},
{650, 0},
{670, 0.3},
{700, 0},
{750, 0},
{800, 0.1},
{830, 0},
{850, 0.2},
{870, 0.1},
{900, 0}];
PendenzaCEE[tempo_]:=
  Interpolation[DatiCicloCEEtempendenza,InterpolationOrder->1] [tempo];

```

All'interno dell'intero algoritmo genetico, il validare i dati iniziali viene immediatamente dopo aver definito le variabili genetiche e caricato il codice genetico.

6.2 – Analisi delle funzioni accessorie della fitness

Come già accennato, la definizione “funzioni accessorie” è ingannevole, non a caso il file che le contiene è lo stesso che contiene la routine fitness (Appendice D). Qui vi è riportata l'intera struttura che inizializza e utilizza l'algoritmo genetico (file Genesys.m) così come compare anche nel file Genesys_test1.nb, già analizzato nel capitolo precedente, dove la differenza risiede quindi nella fitness stessa considerata globalmente insieme a queste sue funzioni accessorie. Nell'Appendice E è riportata la fitness slegata dalla struttura dell'algoritmo genetico.

L'analisi di questa parte viene immediatamente dopo l'acquisizione dei dati, vista nel precedente paragrafo.

Inizialmente vengono definiti come dati iniziali il Δt e la durata del ciclo da considerare. La durata del ciclo deve essere sempre minore o uguale del massimo valore di tempo che è stato inserito nei dati all'interno del ciclo cee: non può essere maggiore in quanto il calcolatore non ha alcun input riguardo a valori esterni (e non può nemmeno interpolare). Si è detto anche minore perchè se si vuole, ad esempio, fare il calcolo del solo ciclo urbano, basta considerare una lunghezza ciclo di 195, mentre se si vuole anche il ciclo extraurbano si deve arrivare a 595. Ricordo che solo nel ciclo montano considero una pendenza diversa da zero (vedi cap. 3).

(* dati iniziali *)
 $\Delta t = 0.1$;
DurataCiclo = 900;

Ora, in linea generale, tutte le funzioni e la fitness sono costruite in modo che, per ogni punto del ciclo CEE, l'algoritmo, dopo aver generato uno scalamento, scelga la marcia ottimale e calcoli il consumo in grammi, considerando un cambio marcia di 5 centesimi di secondo, uno step di 0.1 s: per ogni punto si ricava una velocità e un'accelerazione e calcola il consumo dello step.

Immediatamente dopo aver definito la durata del ciclo, vengono inizializzati i valori del ciclo: alcuni, come la coppia iniziale e quella corrente, vengono presi dai dati iniziali, altri vengono definiti in questa sede; inoltre, durante il ciclo, alcuni restano invariati (la coppia iniziale, il numero di giri minimo per la cambiata, lo step temporale, il numero di giri max per cambiare, il numero di giri alla partenza, la *Vristabilita* ed il tempo di cambiata), mentre altri vengono aggiornati ad ogni step (la velocità, l'accelerazione, la coppia ed il numero di giri correnti, la velocità nuova, ed il tempo, che indica lo step). Si noti che la V_{min} è un valore fisso per ogni tipo di scalamento, in quanto è definita in funzione del rapporto più corto tra quelli presi in considerazione in ogni generazione dall'algoritmo. Il termine *Vristabilita* indica la velocità di 100 kmh riportata in metri al secondo ed ha il significato di definire il valore che deve essere preso come limite di velocità nello scalamento quando l'algoritmo calcola, secondo le marce trovate, i valori di accelerazione, tempo impiegato e consumo durante la ripresa; mentre *Ripresalimite* indica il tempo in secondi, che può essere modificato, oltre il quale lo scalamento trovato non risulta

accettabile. Il valore *grande* ha come unico significato quello di far immediatamente saltare agli occhi che i valori trovati nella routine di scalamento non sono accettabili.

(* valori iniziali e ciclo *)

```
grande = 100000000;
rpmmincambiata = 1200;
Ciniziale = Cmax;           (* coppia alla partenza *)
Tincr = 0.1;                (* step temporale *)
Vcorr = 0;
Vnuova = 0;
Acorr = 0;
Rpmcorr = 0;
Ncambio = 4200;            (* numero di giri della cambiata *)
Ccorr = Ciniziale;

Tempo = 0;
RPMmin = 1800;             (* numero di giri alla partenza *)
Vmin := Pi RPMmin Druota/(60 * RapportiTotali[[1]]);
Vristabilita = 100/3.6;    (* velocità massima per lo scalamento *)
Tcambiata = 0.1;          (* tempo di cambiata con SeleSpeed *)
Ripresalimite = 10;       (* max tempo da 0 - 100 oltre il quale la vettura non è idonea *)
```

La routine *Scalamento*, in funzione dei rapporti totali trovati, controlla che il veicolo riesca a partire, ammettendo la sfizionata unicamente in prima; genera tutti i valori relativi al mezzo, cambiando marcia sino alla velocità di 100 kmh: per ogni step vengono aggiornati *Vcorr*, *Acorr*, *Rpmcorr* ed il *tempo*. E' inoltre presente un controllo sulla cambiata: infatti *Vcorr* viene confrontata sia con *Vristabilita* che con *Vcambio*, che dipende dal rapporto inserito. Viene creata inoltre una *ListaVelocitàTempo*, inizialmente vuota, che si aggiorna di step in step, mediante l'aggiunta di coppie di corrispondenti valori velocità-tempo.

(***** Funzione che definisce tutti i parametri tra 0 e 100 kmh *****)

```
Scalamento[RapportiTotali_] := Block[{Vcorr, Vcambio, Acorr},
```

Definisce l'input di *Scalamento* e le variabili interne a questa routine.

```
ListaVelocitaTempo = {};
Tempo = 0;
Vcorr = 0;
Acorr = 0;
```

Inizializza le variabili, definendo nulla la lista velocità tempo

```
For[ii = 1, Vcorr < Vristabilita,
  Vcambio = Ncambio/(RapportiTotali[[ii]]*60)*Pi*Druota;
  (* per ogni marcia fino alla velocità Vcambio di cambiata *)
```

Inizio del ciclo *for*: ciò che segue viene eseguito sino a che la velocità è inferiore ai 100 kmh; inoltre viene definito il valore di *Vcambio* per la marcia corrente.

```
While[ Vcorr <= Vcambio && Vcorr <= Vristabilita,
```

Oltre a mantenere limite dei 100 kmh, il ciclo *while* fa in modo di poter eseguire ciò che segue stabilendo un controllo tale che la velocità corrente non sia superiore della velocità massima nella marcia corrente. Quando il *while* non è più verificato si passa alla marcia successiva e si rientra nel ciclo.

```
(* inizio if *)
If[Vcorr <= Vmin,
  (*sono in prima Marcia e sfriziono*)
  Acorr = (Cmax*RapportiTotali[[1]]/(Druota/2.0)*Etafrizione - Fr[Vcorr, 0 ])/Massa;
  (*Print[SonoInPrimaESfriziono];
  Print["Vcorr="];
  Print[Vcorr];
  Print["Acorr="];
  Print[Acorr];
  Print["Vmin="];
  Print[Vmin];*)
];
(* fine If prima marcia *)
```

Primo ciclo *if*, o ciclo *if* della prima marcia: avviene quando il veicolo è fermo o ad una velocità inferiore alla minima in prima. E' la parte di ciclo che fa partire il mezzo sfrizionando: vengono aggiornati *Vcorr*, *Acorr*. Volendo possono essere stampati.

```
(* If di tutte le altre marce *)
If[Vcorr > Vmin,
  (*sono in una qualunque altra Marcia*)
  (*Print[SonoNellaMarcia]; Print[ii];*)
  Rpmcorr = DaVaRPM[Vcorr, RapportiTotali[[ii]], Druota];
  (*Print[Rpmcorr];*)
  Acorr = (Coppia[Rpmcorr]*RapportiTotali[[ii]]/(Druota/2.0) - Fr[Vcorr, 0])/Massa;];
(* Fine If di tutte le altre marce *)
```

Ciclo *if* delle altre marce: fa la stessa cosa del ciclo precedente, ma solo da quando la *Vcorr* è maggiore della velocità minima, cioè quando il veicolo è già avviato. Viene anche aggiornato il valore del numero di giri corrente.

```
Vcorr = Vcorr + Acorr*Tincr;
Tempo = Tempo + Tincr;
ListaVelocitaTempo = Append[ListavelocitaTempo, {Tempo, Vcorr}];
];
(* Fine While *)
```

Aggiorna il valore della velocità corrente e del tempo, nonché della lista velocità tempo prima di uscire dal ciclo *while*, cioè prima di cambiare marcia.

```
Tempo = Tempo + Tcambiata;
(*Cambio Marcia*)
ii++;
```

Prima di cambiare fisicamente marcia ($ii++$), aggiunge al tempo sino ad ora impiegato dall'automezzo il tempo di cambiata: valore definito in funzione del tipo di cambio.

```
(*Print["marcia #="]; Print[ii];*)
ListaVelocitaTempo = Append[ListVelocitaTempo, {Tempo, Vcorr}];
];
];
```

Aggiunge fisicamente alla lista velocità tempo i valori correnti; eventualmente è possibile stampare il valore della marcia corrente.

Questa routine (*TempoDa0a100*) definisce il valore di ripresa da 0 a 100 kmh, da me fissata tramite *Vristabilita*, del veicolo con i rapporti correnti. Dal ciclo precedente acquisisce la *ListaVelocitàTempo* (la routine *Scalamento*, e quindi la *ListaVelocitàTempo*, è considerata come variabile interna) creata con le marce in uso e calcola la funzione ripresa (*RRipresa*) come interpolazione lineare ($\text{InterpolationOrder} \rightarrow 1$) dei valori della lista. Il tempo impiegato da 0 a 100 km/h è trovato come soluzione dell'equazione $RRipresa[x] = Vristabilita$ dove x è il tempo.

(*****Funzione che calcola il tempo impiegato dall'automezzo a raggiungere i 100 kmh*****)

```
TempoDa0a100[RapportiTotali_] :=
  Block[{}, Scalamento[RapportiTotali];
  (* definisce la ripresa del mezzo come interpolazione dei valori vel.-tempo *)
  (*Print[ListVelocitaTempo];*)
  RRipresa := Interpolation[ListVelocitaTempo, InterpolationOrder -> 1];
  (* da il tempo che si impiega per arrivare a 100 kmh *)
  Return[FindRoot[RRipresa[x] == Vristabilita, {x, 0.1}][[1, 2]]];
];
```

In seguito vengono definite le espressioni che servono a calcolare i valori di velocità ed accelerazione per ogni istante noti i dati del ciclo CEE. Come ho già avuto occasione di dire, la velocità è nota solo per valori discreti del tempo mentre a noi interessa conoscerla con continuità: di conseguenza viene creata una funzione *InterpolaVelCEE* che rende continua la velocità nell'intervallo scelto (il ciclo). In seguito, quando è necessario conoscerne un valore, si richiama un'altra funzione, *VelocitaCEE* (funzione del tempo), tale che renda il valore dell'interpolazione nell'istante considerato diviso per 3.6, cioè restituisca la velocità in m/sec.

Per quel che riguarda il calcolo dell'accelerazione conviene, dopo aver fissato un valore di Δt , considerarla come un rapporto incrementale tra due istanti immediatamente successivi della velocità, che è ora nota.

(* valori della velocità e dell'accelerazione in funzione del tempo nel ciclo *)

```
InterpolVelCEE = Interpolation[DatiCicloCEEveltemp, InterpolationOrder -> 1];  
VelocitaCEE[tempo_] = InterpolVelCEE[tempo]/3.6;
```

```
deltatempo = 0.0000001;  
AccelerazioneCEE[tempo_] := (VelocitaCEE[tempo + deltatempo] - VelocitaCEE[tempo]) / deltatempo;
```

La figura 6.2 mostra la funzione *InterpolVelCEE*, cioè la velocità in km/h il ogni momento del ciclo.

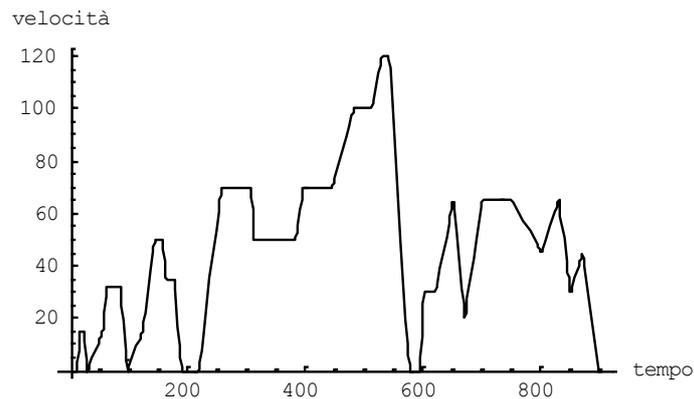


Figura 6.2

Si ha ora una funzione che calcola la coppia resistente del veicolo. Ho inoltre inserito l'espressione della forza resistente, che si trova nei dati iniziali: si nota immediatamente come la forza resistente dipenda solamente di velocità ed accelerazione, mentre la coppia anche dal rapporto di trasmissione. Questo avviene perchè la forza resistente è quella forza che agisce contro il moto del veicolo, e che quindi dipende solo dalla sua forma, velocità ed accelerazione; mentre la coppia resistente è quella che si ha all'albero motore che dipende dalla forza resistente, quindi dalla velocità ed accelerazione, e dal rapporto complessivo, quindi dal rapporto di trasmissione e dal diametro ruota.

(*****Funzioni che calcolano la Forza e la Coppia resistente*****)

(* il calcolo della forza resistente Fr è nei dati *)

```
Fr[velocita_, accelerazione_] :=  
Pn*(r0 + i) + Massa*accelerazione + (k*Pn + b)*(velocita^2);
```

(*****

calcola la coppia resistente all'albero motore data la velocità della vettura ed il rapporto di trasmissione
*****)

```
Cr[velocita_, accelerazione_, rapportoditrasmissione_, diamentroruota_] :=  
Fr[velocita, accelerazione]*diamentroruota/(2.0*rapportoditrasmissione);
```

Iniziano a questo punto le routine che permettono di quantificare il consumo durante il ciclo. Sono al principio esplicitate le espressioni di carattere generale, cioè che definiscono i dati basilari di consumo. La prima di queste calcola il consumo specifico come interpolazione dei dati iniziali: il risultato è stato già mostrato nell'fig. 6.1. Si noti, inoltre, che in questo caso l'interpolazione non è lineare per avere un miglior dominio. Il risultato di una interpolazione lineare è presentato in fig. 6.3. Il valore di *mincarico* rappresenta la percentuale di carico durante la sfrizionata, ossia quanto si preme il pedale dell'acceleratore in questa condizione.

```
(* calcola il consumo specifico dato x = rpm y = % carico *)
mincarico = 10; (* % del carico quando sfrizioni *)
ConsSpec = Interpolation[ConsumoSpecToRPM3D, InterpolationOrder -> 2];
```

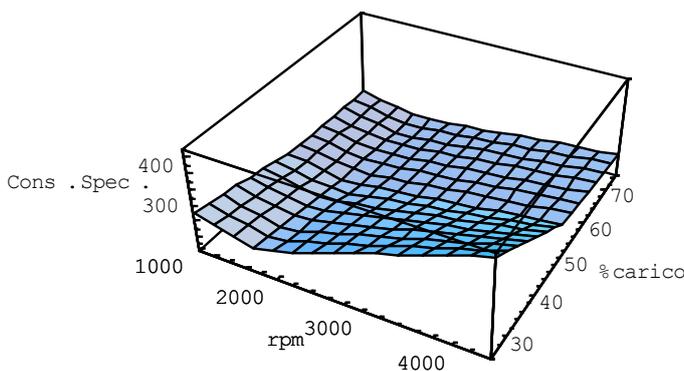


Fig. 6.3: Consumo specifico ottenuto tramite interpolazione

Figura 6.3

Altre funzioni generali sul consumo, cioè che non dipendono dalla marcia innestata sono *consumoalminimo* e *consumosfrizioni* che, come si evidenzia dal nome, sono rispettivamente i valori di consumo in condizioni di motore al minimo e durante la sfrizionata. In particolare si può notare che questi valori sono immediatamente noti qualora siano conosciuti i parametri del motore e si sia definito il valore di *mincarico*.

```
(* valori di consumo al minimo e durante la sfrizionata *)
consumoalminimo = ConsSpec[rpmmmin, 0] // N;
consumosfrizioni = ConsSpec[rpmmmin, mincarico] // N;
```

Questa espressione (*PerCentoCoppia*) non è espressamente una funzione di consumo, ma è indispensabile nel calcolo globale in quanto rende il valore percentuale di carico ad ogni numero di giri: in particolare, si ottiene paragonando il valore di coppia

resistente ad un determinato numero di giri (valori di input) con la coppia che si ha a quel numero di giri moltiplicata per 100. Con i dati relativi a questo motore la curva di coppia, così come definita con interpolazione lineare, è quella ottenuta in fig. 6.4

```
(* carico percentuale *)
PerCentoCarico[rpm_, coppiaresistente_] := coppiaresistente/Coppia[rpm]*100;
```

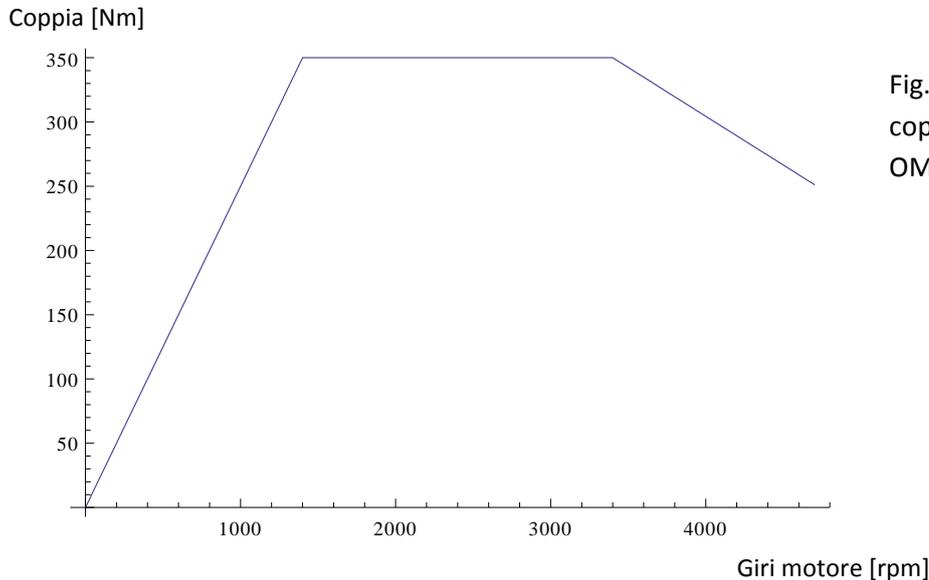


Fig. 6.4: curva di coppia del motore OM651-de22

Figura 6.4

Vengono qui calcolati, per lo scalamento corrente, il rapporto più corto e la sua velocità minima.

```
(* calcola il rapporto di trasmissione più corto e la sua velocità *)
vminima := Pi *Druota rpmmin/(Max[RapportiTotali]*60);
rprima := Max[RapportiTotali];
```

Inizia in questo punto il calcolo vero e proprio del consumo. La routine *ConsumoxMarciaxdt* permette di quantificare il consumo per ogni singola marcia in ogni step in funzione di *vcorr*, *acorr* ed *rcorr*: significa che per ogni terna delle variabili sopracitate viene calcolato il consumo per tutte quelle marce che sono in grado di sostenere la condizione di moto descritta dalla terna (N.B.: *rcorr* significa rapporto corrente).

```
(* calcola il consumo per ogni singola marcia *)
ConsumoxMarciaxdt[vcorr_, acorr_, rcorr_] :=
  Block[{rcorr, rpmcorr, percentcorr, grcombcorr, rpmmincorr},
```

Definisce la funzione *ConsumoxMarciaxdt*: i suoi input e le sue variabili interne.

```
(* se sta decelerando allora cut off *)
If[acorr < 0,
  Return[0];
];
```

Dire $acorr < 0$ significa considerare il veicolo in fase di decelerazione: in questa situazione ho stimato il consumo come nullo in quanto esistono sistemi che attuano il cut off, cioè il taglio dell'alimentazione, in queste condizioni.

```
(* se la macchina e' in sosta allora consuma al minimo *)
If[(vcorr < 0.001 && acorr < 0.001),
  Return[consumoalminimo*deltat/3600]];
```

Se il veicolo è fermo ho considerato il consumo come quello calcolato in precedenza al minimo (non ho tenuto conto di eventuali accelerate da parte del guidatore). Per definire la condizione di stazionarietà non ho utilizzato unicamente un controllo sulla velocità, ma mi sono servito dell'operatore *and* unendo le condizioni di $vcorr$ e di $acorr$ molto piccole: in questo modo non si rischia di considerare come sosta la fase di ripartenza dove la velocità è pressochè nulla ma l'accelerazione è consistente, con conseguente aumento notevole del consumo.

```
(* se la velocita e' inferiore alla vminima devi essere in prima *)
If[(vcorr <= vminima && rcorr < rprima),
  Return[grande]];
```

Poichè in uno scalamento la prima marcia rappresenta il valore massimo dei rapporti, nel caso di velocità corrente inferiore alla $vminima$ bisogna obbligatoriamente essere in prima marcia per poter ripartire: se così non accade il motore si spegne perchè la sua forza motrice è inferiore a quella resistente. Dal punto di vista dei consumi bisogna fare in modo che, in una condizione del genere venga restituito un valore molto grande in modo da manifestare subito l'anomalia. Per ottenere questo risultato ho utilizzato l'operatore *and* concatenando la condizione di velocità inferiore a quella minima a quella di marcia superiore alla prima (quindi il rapporto totale è inferiore) e restituendo la variabile *grande* definita all'inizio.

```
(* se la velocita e' inferiore alla velocita della prima marcia al minimo sta sfrizionando: solo in prima *)
If[(vcorr <= vminima && Abs[rcorr - rprima] < 0.0001),
  Return[consumosfrizioni*deltat/3600]];
If[ Abs[rcorr - rprima] < 0.0001, rpmmincorr = rpmmmin,
  rpmmincorr = rpmmincambiata];
```

Se invece la velocità corrente è inferiore alla $vminima$ ed il veicolo è in prima marcia, allora la condizione che si presenta è quella della fase di sfrizionamento con il relativo consumo già calcolato. Per assicurarsi di essere in prima ho considerato che il valore assoluto della differenza tra la marcia corrente e la prima debba essere molto

piccolo. Inoltre al verificarsi di questa condizione, la variabile *rpmmincorr* deve essere ridefinita tramite *rpmmin*; se ciò non avviene, cioè se non siamo in prima, *rpmmincorr* viene ridefinita tramite *rpmmincambiata*. Anche in questo caso ho fatto uso dell'operatore *and* per combinare la condizione di minima velocità con quella di controllo sulla prima marcia.

```
(* da qui in poi la velocità è maggiore della vmin *)  
rpmcorr = DaVaRPM[vcorr, rcorr, Druota];
```

Esaurite le condizioni di verifica di velocità inferiore alla minima, si è da ora in situazione di $v_{corr} > v_{minima}$; qui viene aggiornato il valore di *rpmcorr* tramite la funzione *DaVaRPM* tenendo in considerazione la velocità ed il rapporto totale di trasmissione (dimesione delle ruote + rapporto corrente).

```
(* deve avere un numero di giri superiore a rpmmincambiata e inferiore al numero di giri max*)  
If[rpmcorr <= rpmmincorr || rpmcorr > rpmmax ,  
Return[grande]];
```

Questa condizione controlla che il numero di giri corrente del motore sia compreso all'interno del range di utilizzo determinato da *rpmmax* (dato iniziale del motore) e *rpmmincorr* (definito due istruzioni sopra). Per ottenere questo requisito ho ragionato in maniera opposta a quanto detto: se *rpmcorr* è inferiore al valore minimo oppure superiore al massimo, allora viene restituito *grande* (definito all'inizio). In questo caso ho utilizzato l'operatore *or* in modo che le due condizioni siano in alternativa l'una all'altra (e non complementari come accade con l'operatore *and*).

```
crccorr = Cr[vcorr, acorr, rcorr, Druota];  
percentcorr = PerCentoCarico[rpmcorr, crccorr];
```

Viene qui aggiornato il valore della variabile di coppia resistente corrente in funzione dei parametri istantanei di *vcorr*, *acorr*, *rcorr*. Nota ora la coppia, tramite la funzione *PerCentoCarico*, vista in precedenza, si calcola il valore percentuale del carico.

```
(* se il carico supera il 100% allora il consumo va all'infinito *)  
If[percentcorr > 100, grcombcorr = grande,
```

Nota il valore del carico, se questo risulta superiore al 100 %, cosa ovviamente non accettabile, il consumo non può essere aggiornato e viene considerato infinito, sempre tramite la variabile *grande*.

```
grcombcorr = deltat*ConsSpec[rpmcorr, percentcorr]*vcorr*Fr[vcorr, acorr]/(1000*3600);  
Return[grcombcorr]
```

];

Quest'ultima istruzione è quella che definisce materialmente il consumo corrente in funzione di tutte le variabili trovate in precedenza: in particolare vengono richiamate direttamente *ConsSpec* e *Fr*, mentre indirettamente *PerCentoCarico*. Bisogna ricordare che tutte queste funzioni sono calcolate per ogni step in relazione ai valori di *vcorr*, *acorr* per ogni marcia dello scalamiento corrente.

La funzione che segue (*ConsumoMinxdt*) sceglie, per ogni step, tra i consumi ottenuti quello minore, cioè nella realtà sceglie la marcia che ottimizza quello step temporale. Ciò si ottiene applicando *ConsumoxMarciaxdt* ad ogni elemento di *RapportiTotali* (funzione *Map*), cioè ad ogni elemento dello scalamiento corrente, per i vari valori di *vcorr* ed *acorr*. Di seguito si valuta in minimo.

(***** seleziona tra i consumi di tutte le marce quello minimo *****)

```
ConsumoMinxdt[vcorr_, acorr_] :=  
  Min[Map[(ConsumoxMarciaxdt[vcorr, acorr, #1]) &, RapportiTotali]];
```

La funzione *Consumo* è quella che mi permette di sommare i valori di consumo durante il ciclo CEE perchè, bisogna ricordarlo, le routine *ConsumoxMarciaxdt* e *ConsumoMinxdt* sono istantanee, cioè non hanno memoria di step precedenti. La variabile di input è lo scalamiento corrente (*RapportiTotali*), mentre quelle interne sono sempre *vcorr*, *acorr*, e compare *tcorr* che indica in quale momento del ciclo ci si trova. Viene inoltre indicizzata inizialmente a zero una variabile chiamata *Consumototale* che viene aggiornata ad ogni step con l'aggiunta del valore trovato tramite *ConsumoMinxdt*: al termine del ciclo, dunque, *Consumototale* sarà il valore effettivo di carburante consumato. Il ciclo *for* che permette il calcolo nel ciclo CEE ha come variabile di controllo il tempo, *tcorr*, che viene costantemente confrontato con il valore iniziale dato di *DurataCiclo*, e, sino a che risulta inferiore, aggiornato allo step successivo. Il tempo inizialmente è considerato nullo. Inoltre vengono qui attualizzate per ogni step temporale, i valori di *vcorr*, *acorr* ed *i* che vengono utilizzati nelle routine viste in precedenza. La velocità e la pendenza, come già visto, sono ottenute come interpolazione di dati iniziali, mentre l'accelerazione come rapporto incrementale dei valori interpolati di velocità. Per ultimo, per aggiornare *Consumototale*, si introduce la variabile *Conscorr* che, ad ogni step, assume il valore di *ConsumoMinxdt* nello step considerato. Infine una considerazione: se si vuole calcolare il consumo in un tratto interno del ciclo CEE, basta porre come valore

iniziale di tempo l'istante interessato e modificare il valore di *DurataCiclo* in modo da farlo terminare nel nel punto voluto.

(***** Funzione che calcola il consumo del ciclo CEE *****)

```
Consumo[RapportiTotali_] := Block[{tcorr, vcorr, acorr},
  Consumototale = 0;
  For[tcorr = 0, tcorr < DurataCiclo, tcorr = tcorr + 0.1,
    vcorr = VelocitaCEE[tcorr]; acorr = AccelerazioneCEE[tcorr];
    i = PendenzaCEE[tcorr];
    Conscorr = ConsumoMinxdt[vcorr, acorr];
    Consumototale = Consumototale + Conscorr];
  Return[Consumototale];
];
```

Questa routine (*CongruoScalamento*) controlla che lo scalamto corrente, ottenuto dall'algoritmo genetico, risulti congrua cioè che le marce siano scalate in modo corretto: ciò significa che se durante la cambiata accade che la velocità che si ha nella marcia *iii* al massimo numero di giri accettabile è inferiore a quella che si ha nella marcia *iii+1* al minimo, lo scalamto non è corretto in quanto in questo cambio di marcia il motore si spegne. Anche in questo caso l'input sono i *RapportiTotali*, mentre le variabili interne sono il numero di marce del cambio in uso, la marcia corrente ed un parametro (*Buono*) che altro non è che il valore distintivo di vero o falso che utilizza il ciclo *if*. Il controllo sulla congruità viene ovviamente attuato su tutte le marce del cambio.

(***** Controllo della congruità dello scalamto *****)

```
CongruoScalamto[RapportiTotali_] :=
  Block[{NNmarce, iii, Buono},
    Buono = True;
    NNmarce = Length[RapportiTotali];
    For[iii = 1, iii < NNmarce,
      If[
        DaRPMaV[RapportiTotali[[iii]], Ncambio] <= DaRPMaV[RapportiTotali[[iii+1]], RPMmin],
        Buono = False];
      (*Print[DaRPMaV[RapportiTotali[[iii]], Ncambio]];
      Print[DaRPMaV[RapportiTotali[[iii + 1]], RPMmin]];*)
      iii++;
    ];
    Return[Buono];
  ];
```

Questa funzione permette di calcolare la pendenza massima superabile tramite la marcia più corta dello scalamto in funzione dei parametri del veicolo. Inoltre viene qui definita una pendenza di riferimento (*ilimite*) minima sostenibile: se la pendenza massima che il veicolo riesce a vincere è inferiore a questo valore, allora lo scalamto non viene considerato valido (questo è un controllo che è presente all'interno della fitness). Come *ilimite* ho preso *0.3249196962329063* che

corrisponde ad un valore di pendenza del 18%, come si vede dalla formula seguente, tenendo conto che la i è la tangente della pendenza espressa in radianti:

$$i_{limite} = \text{Tan}(18 * \pi / 180) = 0.3249196962329063$$

```
(*****  
funzione che calcola la pendenza max superabile in funzione dei dati noti e della prima marcia che trova nello scalamento  
*****)
```

```
ilimite = 0.3249196962329063`;  
IncidenzaMax[primamarcia_] :=  
  Tan[ArcSin[Cmax *2 * First[RapportiTotali]/(Druota* P*1000)];
```

Viene ora definita la stringa *SerieRapporti*, inizialmente nulla, che, all'interno della fitness, associa il valore di fitness calcolato al relativo scalamento. Stampando così *SerieRapporti*, al termine dell'algoritmo genetico, si possono vedere tutti gli scalamenti che sono stati creati e, o la relativa fitness, nel caso in cui il calcolo sia andato a buon fine, o un valore rappresentativo del punto di uscita dal calcolo nel caso in cui quest'ultimo non fosse soddisfacente (vedi il paragrafo di analisi della fitness).

Inoltre ho qui definito la prima marcia da dare allo scalamento: è questa la prima marcia del veicolo preso come riferimento (Mercedes E220). Questo principalmente per due motivi: per una maggiore correttezza di confronto e per un controllo all'interno dell'algoritmo.

Per ciò che riguarda il primo punto, ho pensato di utilizzare la stessa prima marcia in modo da poter effettuare un raffronto con il veicolo di riferimento nel tratto montano, in particolare, nel tratto di maggiore pendenza. Nel tratto piano, data la vastità dello scalamento, si può considerare la prima marcia come una ridotta ed effettuare una partenza in seconda (o addirittura in terza, con quindi due marce ridotte): questa possibilità viene affrontata più avanti, poichè necessita di una modifica alla funzione di consumo.

Per ciò che concerne il secondo punto, bisogna fare un passo indietro e riprendere in considerazione la fase di decodifica e quella di creazione della popolazione all'interno dell'algoritmo: vediamo il perchè. In questo problema entrano in gioco più fattori, che sono legati principalmente al numero di variabili presenti nell'algoritmo (n_{par0}) ed alla "sensibilità" dell'algoritmo stesso (n_{gp}). In particolare, poichè si utilizza la decodifica in binario nella fase di creazione della popolazione di tentativo, ed essendo elevato il numero di marce, è facile che, tenendo un n_{gp} basso, si possa incappare nella creazione di uno scalamento dove sono presenti due o più

marce uguali (ricordo che nel mio caso la popolazione di tentativo viene creata random dall'algoritmo stesso). *Ngp* indica la dimensione fisica del numero in binario: *ngp=4* significa che saranno utilizzabili numeri la cui trasposizione in binario è composta da 4 valori di 0 o 1 al massimo (es. 0100), cioè numeri compresi tra 0 (0000) e 15 (1111). L'utilizzo di un *ngp* alto, nel mio caso 16, se da un lato facilita le cose rendendo lo spettro di numeri utilizzabili elevato (si parla di numeri interi a 5 cifre), abbassando così a livelli molto bassi la probabilità di trovarne due uguali, dall'altro rende dei valori inaccettabili per un qualunque cambio (si pensi ad esempio un rapporto al cambio uguale a 10000 !). Predefinito la prima marcia, dando quindi un valore di riferimento, è possibile dunque creare una funzione di normalizzazione che riconduca i numeri trovati nella fase di creazione della popolazione a valori accettabili per uno scalamento di tipo automobilistico.

```
SerieRapporti = {};  
PrimaMarcia = 15.436313397129187;
```

Inizia ora la funzione fitness che viene richiamata nell'algoritmo e che è studiata nel paragrafo successivo.

6.3 – Analisi della fitness

Come già detto in precedenza, questa funzione fitness non può esistere separatamente da ciò che è stato analizzato al paragrafo 5.2: questo fatto emergerà da solo nello studio qui di seguito. Si può comunque dire che la fitness altro non è che lo scheletro a cui si applicano le routine sopravviste insieme ai controlli sullo scalamento: ricordo che la fitness, nel paragone con la vita biologica, è l'ambiente nel quale si trova a vivere la popolazione.

In linea generale questa fitness normalizza i rapporti creati dall'algoritmo in funzione della prima marcia data, controlla lo scalamento dal punto di vista della congruenza, della pendenza massima superabile, del tempo di ripresa e del consumo in rapporto con quello del veicolo di riferimento. Per finire restituisce ogni scalamento affiancato dal proprio valore di fitness di consumo. Considero ora l'analisi più nel dettaglio:

(*****

Definizione della fitness: in input si hanno i rapporti totali. Tramite ConsumoMinxdt si determina il consumo minimo tra le varie marce in ogni momento e da il consumo totale dalla partenza sino al termine del ciclo *****)

```
fitness[RapportiTotali_] :=  
  Block[{tcorr, vcorr, acorr, Conscorr, Consumototale, RapportiTotali},
```

L'input di questa routine sono i *RapportiTotali* generati: sono qui chiamati *RapportiTotali1* perchè non è detto che lo scalamento originato dall'algoritmo sia in ordine decrescente e quindi i veri *RapportiTotali* saranno definiti in seguito in un'altra istruzione. Infatti appaiono come variabili locali insieme ai valori istantanei di velocità, accelerazione, tempo, consumo e consumototale (*tcorr*, *vcorr*, *acorr*, *Conscorr*, *Consumototale*).

```
i = 0;
```

Viene inizializzata a zero il valore della pendenza, in seguito questo valore può subire modifiche a causa di richiamata all'interno di altre routine: questo avviene solamente nel tratto montano.

```
RapportiTotali = Sort[RapportiTotali1, Greater];  
RapportiTotali = Map[ (#1 / First[RapportiTotali/PrimaMarcia]) &, RapportiTotali];  
(*Print["Rapporto di normalizzazione="];  
  Print[First[RapportiTotali/PrimaMarcia]];  
  Print["Rapporti Tot="];  
  Print[RapportiTotali];*)
```

Qui è definito il vero scalamento corrente. In primo luogo si ordinano i valori dei rapporti in ordine decrescente, ricordo che questa operazione avviene ancora con numeri interi che possono essere molto grandi in quanto sono ancora la semplice trasposizione dei numeri binari creati random, poi vengono normalizzati. Il procedimento di normalizzazione avviene confrontando il primo numero dello scalamento, quindi il più grande, con la prima marcia, definita in precedenza, e trovando quindi il rapporto di normalizzazione; in seguito ogni numero all'interno di *RapportiTotali* (che rappresenta ancora virtualmente una marcia) viene diviso per il rapporto di normalizzazione trovato: viene quindi aggiornato *RapportiTotali* che rappresenta ora uno scalamento ordinato. Volendo è possibile stampare sia il valore di normalizzazione che i rapporti di scalamento.

```
If[CongruoScalamto[RapportiTotali],  
  (*Ramo dello scalamento Congruo *)
```

Ciclo *if* che controlla la congruenza dello scalamento: richiama la routine *CongruoScalamto*.

```
If[ilimite <= IncidenzaMax[First[RapportiTotali]],  
  (*Ramo della pendenza superabile*)
```

Ciclo *if* che controlla la massima pendenza superabile: richiama *IncidenzaMax*.

```
If[TempoDa0a100[RapportiTotali] < Ripresalimite,
```

Ciclo *if* che controlla il tempo impiegato a riprende da zero a 100 kmh:richiama *TempoDa0a100*.

```
If[1/Consumo[RapportiTotali] > 0.0018119268572711876*,  
(*valore relativo al consumo secondo lo scalamento del 320cdi 5 marce*)
```

Ciclo *if* che controlla che il consumo sia inferiore a quello di riferimento (in questo caso quello del Mercedes S320CDI con lo scalamento originale): richiama *Consumo*.

```
SerieRapporti =  
Append[SerieRapporti, {1/Consumo[RapportiTotali],  
RapportiTotali}];  
Return[{1/Consumo[RapportiTotali], 1}],
```

Se tutti i controlli dei precedenti cicli *if* sono risultati positivi, significa che lo scalamento è accettabile, allora *SerieRapporti* viene aggiornata con l'aggiunta dei *RapportiTotali* e del relativo valore di fitness. Poichè voglio il minimo consumo, e l'algoritmo genetico considera come migliore, e quindi come degna di evolversi, quella popolazione con valore di fitness più grande, devo utilizzare una funzione di proporzionalità inversa: di conseguenza il valore di fitness che esce da questa routine è $1/Consumo[RapportiTotali]$.

```
SerieRapporti =  
Append[SerieRapporti, {0.000000000000002, RapportiTotali}];  
Return[{0.000000000000002, 1}],  
(*Ramo del consumo eccessivo*)
```

Uscita dalla routine a causa di un consumo eccessivo: *SerieRapporti* viene aggiornato con *RapportiTotali* ed il valore di 2×10^{-15} . Come output della fitness ho 2×10^{-15} , valore che chiaramente è troppo piccolo per essere preso in considerazione dall'algoritmo genetico.

```
SerieRapporti =  
Append[SerieRapporti, {0.000000000000003, RapportiTotali}];  
Return[{0.000000000000003, 1}],  
(*Ramo della ripresa lenta*)
```

Uscita dalla routine a causa di una ripresa eccessiva: *SerieRapporti* viene aggiornato con *RapportiTotali* ed il valore di 3×10^{-15} . Come output della fitness ho 3×10^{-15} .

```
SerieRapporti =
```

```

Append[SerieRapporti, {0.000000000000004, RapportiTotali}];
Return[{0.000000000000004, 1}]],
(*Ramo della pendenza non superabile*)

```

Uscita dalla routine a causa di una una prima marcia che non è in grado di superare la pendenza minima imposta: *SerieRapporti* viene aggiornato con *RapportiTotali* ed il valore di 4×10^{-15} . Come output della fitness ho 4×10^{-15} .

```

SerieRapporti =
Append[SerieRapporti, {0.000000000000005, RapportiTotali}];
Return[{0.000000000000005, 1}]]
(*Ramo dello scalamento incongruo *)
];

```

Uscita dalla routine a causa di uno scalamento incongruo: *SerieRapporti* viene aggiornato con *RapportiTotali* ed il valore di 5×10^{-15} . Come output della fitness ho 5×10^{-15} .

6.4 – Considerazioni sulla fitness

La prima considerazione da fare, la più importante è quella che riguarda l'ordine in cui vengono presentati i cicli *if*: ai fini del consumo non cambierebbe niente modificare l'ordine dei controlli, ma per quello che riguarda i tempi computazionali e, maggiormente, la logica fisica, l'ordinamento è in parte obbligato. Ricordo che questi controlli avvengono immediatamente dopo la definizione dei *RapportiTotali*. Per comodità ho riportato la parte di fitness in questione:

```

If[CongruoScalamiento[RapportiTotali],
(*Ramo dello scalamento Congruo *)
If[iilimite <= IncidenzaMax[First[RapportiTotali]],
(*Ramo della pendenza superabile*)
If[TempoDa0a100[RapportiTotali] < Ripresalimite,
If[1/Consumo[RapportiTotali] > 0.0018119268572711876`,
(*valore relativo al consumo secondo lo scalamento del 320cdi 5 marce*)

```

Poichè la potenza computazionale degli elaboratori moderni, pur essendosi elevata notevolmente, non è infinita, considero, dal punto di vista dei conti, come soluzione migliore quella che mi permette di risparmiare calcoli inutili che allungherebbero conseguentemente i tempi.

Ragionando dal punto di vista fisico, invece, si nota immediatamente che il primo controllo da fare sui rapporti è quello della congruenza: se questo fallisce non ha senso procedere oltre in quanto lo scalamento non è meccanicamente accettabile.

Di seguito la scelta sul tipo di controllo non è più tanto obbligata da caratteri pratici quanto dal tipo di ragionamento seguito: il mio è il seguente. Essendo sicuro che la cambiate sono corrette, analizzo il comportamento in salita, in seguito la capacità di riprendere e per finire, come carattere distintivo finale, confronto il consumo. Considero prima la condotta in salita rispetto alla ripresa perchè reputo maggiormente inaccettabile un veicolo capace di accelerazioni fulminee, ma non in grado di partire in salita, piuttosto che uno che riesce a partire in tutte le condizioni di pendenza anche se con una ripresa più lenta. In ogni modo si tratta solo di un carattere di importanza in quanto tutte le condizioni devono comunque essere soddisfatte. Il discorso sul consumo è stato da me messo come carattere di scelta finale ma può essere anche posto immediatamente dopo il primo controllo.

Riassumendo, il primo controllo è obbligato, mentre successivamente l'ordine risulta una questione di priorità in funzione del tipo di veicolo per il quale si sta definendo lo scalamento. Ad esempio per un'automobile sportiva, o al limite per una formula 1, un ordine dei controlli potrebbe essere il seguente:

congruenza
ripresa
consumo
pendenza

reputando, al contrario di quanto fatto da me, l'ultimo controllo come il meno importante; mentre per un veicolo da fuoristrada la pendenza è sicuramente un parametro maggiormente necessario rispetto alla ripresa.

Un'altra considerazione sulla fitness è quella inerente la funzione di proporzionalità inversa: quella da me usata è di tipo semplice. Variandola si può dare maggiore o minore rilevanza alla soluzione migliore che di volta in volta l'algoritmo controlla: questo può risultare utile nel caso in cui le soluzioni siano particolarmente simili e, quindi, si può, ad esempio usare una funzione del tipo $1/Consumo^2$ oppure $1/Consumo^3$ e così via. Un altro metodo potrebbe consistere nel creare funzioni inverse che premiano maggiormente l'individuo migliore, o che penalizzino di più il peggiore, specialmente se l'algoritmo genetico viene utilizzato per la ricerca di determinate caratteristiche confrontando popolazioni diverse già esistenti e non create come nel mio caso.

6.5 – Considerazioni sulla fitness modificata (Le marce ridotte)

Nel caso di un numero di marce consistente, può essere conveniente considerarne alcune come ridotte e quindi adatte solo alla marcia in salita. Modificando parzialmente la fitness si può vedere se nel calcolo del consumo finale si hanno dei risparmi. E' importante notare che sono rimasti presenti tutti i controlli, sia quelli nella fitness vera e propria sia nelle funzioni accessorie, con particolare riferimento a *Scalamento*.

Le verifiche devono rimanere in quanto, essendo nel mio caso le marce scelte random durante la prima generazione, nonostante che *Scalamento* assicuri che i rapporti permettano di partire, può accadere che la ripresa sia troppo elevata, oppure il consumo superi il limite previsto. Inoltre, per quello che riguarda *Scalamento*, questa funzione calcolerà una partenza in piano con le nuove marce, condizione più delicata dal punto di vista dello sfrizionamento essendo la prima più lunga rispetto ai rapporti originali.

E' importante notare che la partenza in seconda o addirittura in terza è stata da me considerata solamente in piano: in particolare ho stimato come piano solo il tratto del ciclo urbano ed extraurbano e quindi ho applicato il nuovo scalamento solo qui, mentre il tratto montano, per quanto abbia alcune parti piane, è stato affrontato con lo scalamento originale.

Ho utilizzato questa fitness nel seguente modo: dopo aver cercato tramite l'algoritmo genetico uno scalamento ottimizzato, ed aver ottenuto un determinato valore di consumo associato ad un gruppo di marce, ho inserito questi rapporti trovati nella fitness modificata che mi ha restituito il nuovo consumo, in modo da vedere se conviene la partenza in seconda o in terza.

La fitness modificata, considerando la prima come una marcia ridotta, e quindi partendo in seconda, si trova nell'Appendice F. In particolare le differenze dalla fitness semplice (Appendice E) riguardano principalmente la funzione *Consumo*; è comodo inoltre generare una variabile *Lungh* che possa essere ritoccata a piacimento e che rappresenti il numero di marce che saranno usate nel tratto piano.

$Lungh = Length[RapportiTotali] - 1;$

$Lungh = Length[RapportiTotali] - 2;$

Nel primo modo *Lungh* considera 19 marce, quindi una sola ridotta; nel secondo 18, cioè con due ridotte. Questa è l'unica differenza che sussiste tra la fitness con la partenza in seconda (Appendice F) e quella con la partenza in terza (Appendice G).

Analizzo ora la nuova funzione *Consumo*: la modifica apportata riguarda un controllo sul contatore del tempo e, chiaramente, sul numero di marce.

L'input di *Consumo* è stato chiamato *RapportiTotaliA* per dare maggior immediatezza nel riconoscimento del caso modificato rispetto a quello semplice, in quanto è sempre lo scalamento trovato dall'algoritmo, e per permettere l'aggiunta della variabile interna *RapportiTotali*: quest'ultima, per il ciclo di consumo, è il vero scalamento di cui calcolare un valore. Subito dopo l'inizializzazione di *Consumototale* si nota la differenza rispetto alla fitness semplice. Ho suddiviso il ciclo *for*, dove la sua variabile di controllo è *tcorr*, in due parti, nelle quali si riconoscono le due sezioni di ciclo di prova, ognuna delle quali utilizza un numero di marce diverso:

- per $0 < tcorr < 595$: si ha il tratto piano (urbano ed extraurbano) dove si utilizza lo scalamento modificato
- per $595 < tcorr < DurataCiclo$: si ha il tratto montano con scalamento completo

Per entrambi i cicli i valori di *i*, *vcorr*, *acorr*, *Conscorr*, *Consumototale* si calcolano nella stessa maniera in funzione di *tcorr*, che ovviamente apparterrà ad intervalli diversi. Per quanto riguarda i *RapportiTotali*, carattere distintivo tra il tratto piano e quello montano, ho proceduto nel seguente modo:

- nella parte piana ho utilizzato il comando *Take* applicato a *RapportiTotaliA*. Nella fattispecie mi sono servito di tale comando nella sua forma a scalare, cioè ho preso gli ultimi *Lungh* numeri di *RapportiTotaliA* ed ho così definito *RapportiTotali* (`RapportiTotali = Take[RapportiTotaliA, -Lungh]`): lo scalamento risulta dunque privo della prima, o anche della seconda, marcia "ufficiale"
- nella parte montana *RapportiTotali* coincide invece con *RapportiTotaliA* in quanto si deve poter sfruttare tutta la potenzialità dello scalamento

Bisogna notare che la variabile *Consumototale* viene inizializzata zero all'inizio del ciclo, assume via via valori crescenti all'interno del tratto piano (per $tcorr < 595$), e quando esce dal primo ciclo *for* rappresenta il consumo totale, in grammi, di carburante nella sola parte piana. A questo punto, con questo valore, viene inserito

nel ciclo *for* relativo alla parte montana che provvederà ad aggiungere i consumi propri.

```
(*****  
Funzione che calcola il consumo del ciclo CEE  
*****)  
Consumo[RapportiTotaliA_] := Block[{tcorr, vcorr, acorr, RapportiTotali},  
  Consumototale = 0;  
  For[tcorr = 0, tcorr < 595, tcorr = tcorr + 0.1,  
    RapportiTotali = Take[RapportiTotaliA, -Lungh];  
    vcorr = VelocitaCEE[tcorr]; acorr = AccelerazioneCEE[tcorr];  
    i = PendenzaCEE[tcorr];  
    Conscorr = ConsumoMinxdt[vcorr, acorr];  
    Consumototale = Consumototale + Conscorr];  
  For[tcorr = 595, tcorr < DurataCiclo, tcorr = tcorr + 0.1,  
    RapportiTotali = RapportiTotaliA;  
    vcorr = VelocitaCEE[tcorr]; acorr = AccelerazioneCEE[tcorr];  
    i = PendenzaCEE[tcorr];  
    Conscorr = ConsumoMinxdt[vcorr, acorr];  
    Consumototale = Consumototale + Conscorr];  
  Return[Consumototale];  
];
```


CAPITOLO 7

CONSIDERAZIONI

Prima di trarre le conclusioni sul lavoro svolto, è bene fare alcune considerazioni sul veicolo preso in esame, sul metodo di calcolo e sulle alternative considerate per poter comprendere meglio i risultati ottenuti.

7.1 – Considerazioni sul veicolo

Il veicolo preso inizialmente in considerazione è il Mercedes-Benz Classe E, in particolare nella sua versione 220 (diesel ad iniezione diretta a gestione elettronica con tecnica common-rail, turbocompressore: nelle ultime pagine si trova la scheda tecnica): un'auto di classe elevata apprezzata per il confort, tenuta di strada, manovrabilità (è lunga circa 5 metri) ed eleganza.



Figura 7.1

Di questa autovettura ho calcolato il valore di consumo, secondo le marce originali, con cambio automatico e manuale, lungo il percorso preso come riferimento. E' importante però fare notare che lo scalamento viene considerato da me come appartenente ad un cambio selespeed, che ha quindi una logica di funzionamento diversa dall'automatico montato in origine sul veicolo. Come visto in precedenza (vedi cap. 4), il cambio automatico, rispetto al manuale e maggiormente rispetto al selespeed, fa consumare di più in misura del 4-6% secondo la tecnologia costruttiva. Nel confronto che sarà proposto non tengo conto di questa variabile, considerando i cambi come equivalenti dal punto di vista costruttivo: nel computo globale,

comunque, questo fattore non può altro che andare a sfavore dello scalamiento originale, aumentando il consumo da me valutato come stima iniziale. Dunque, trovati i risultati finali di consumo, e quindi le differenze tra il cambio originale e quello da me proposto, nel fare un confronto con l'autoveicolo reale bisognerà tenere conto della discrepanza sopracitata per avere una completa interpretazione del problema.

7.2 – Considerazioni sulle alternative

In alternativa, insieme ad una versione E220 con il cambio di tipo selespeed, ho considerato un'automobile virtuale, cioè ho utilizzato un motore ipotetico della stessa famiglia sul modello di vettura preso in esame per vedere se si ottengono risultati positivi anche in questi casi: in particolare ho impiegato un'unità propulsiva a 2 cilindri derivata dal motore OM651-de22 che oggi è montato sulla Classe E. Poiché questa vettura nella realtà non esiste, ho ipotizzato i parametri di questo motore cercando che siano più verosimili possibile e simulato sullo Chassis della Classe E.

Nelle figure 7.2 e 7.3 sono raffigurati lo schema del motore, il sistema di iniezione con tecnologia common-rail ed il cambio manuale a sei rapporti che si riferiscono all'unità 220.



Figura 7.2



Figura 7.3

Poiché ultimamente le leggi antinquinamento stanno diventando sempre più restrittive ho pensato che si potesse applicare ad un veicolo di grossa cilindrata un motore più contenuto, e ovviamente con prestazioni minori e consumi migliori, tramite l'utilizzo di un cambio robotizzato a più rapporti per trovare un'alternativa alle soluzioni proposte dal mercato.

Nelle Appendici H e I sono riportati i file corrispondenti ai dati dei veicoli virtuali E220 e del motore ipotetico a 2 cil: `DaticeecompletoconmontagnaOM651de22`

`DaticeecompletoconmontagnaOM651de22-2cil`

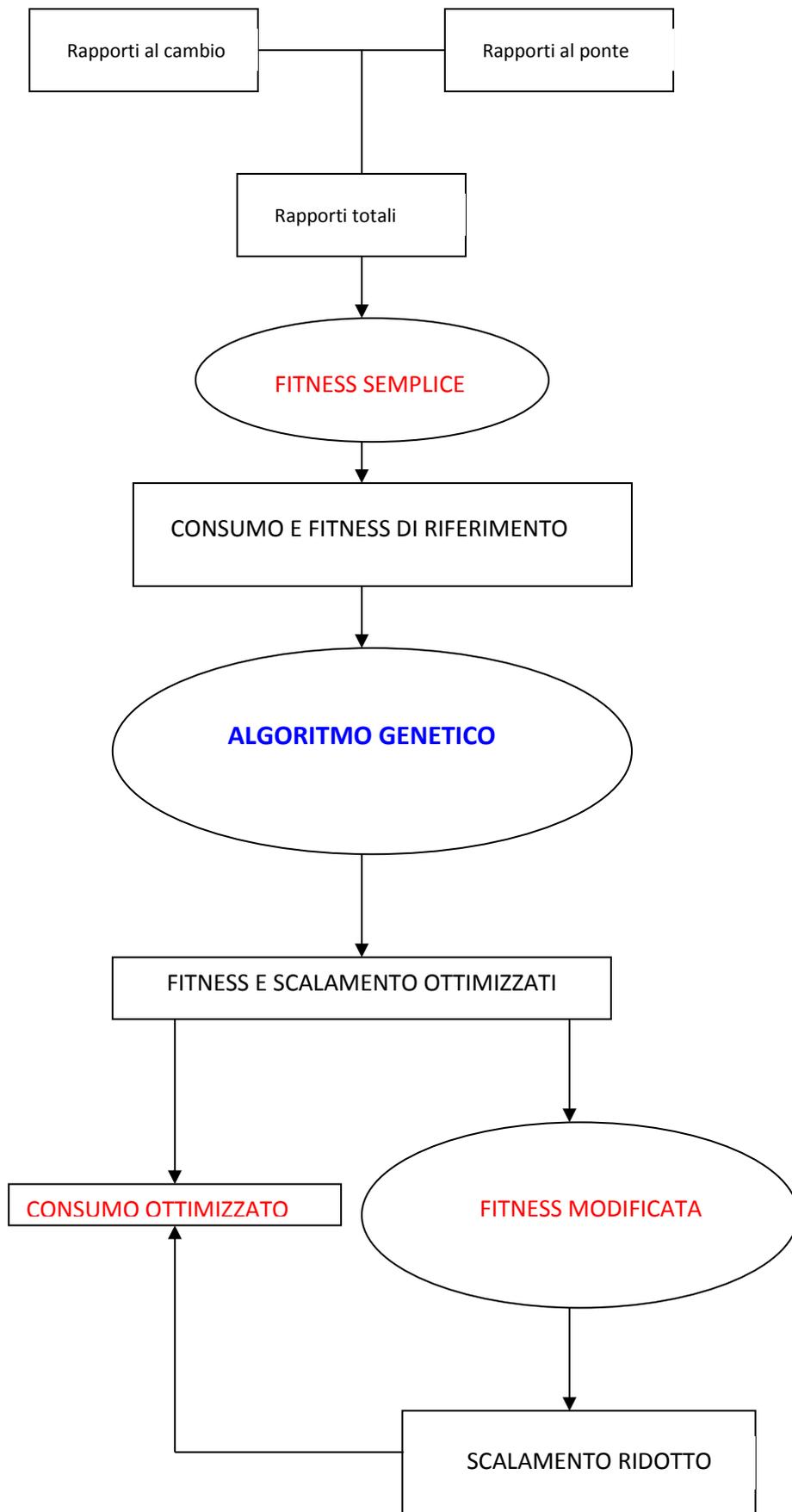
Per quello che riguarda la fitness e le fitness modificate, ho utilizzato la stesse della versione E220 con le opportune correzioni su:

- file di acquisizione dati
- tempo limite di ripresa
- prima marcia utilizzata
- consumo limite di riferimento

7.3 – Considerazioni sul metodo di calcolo

Il metodo di calcolo si basa, come accennato più volte su un confronto tra il valore di consumo da me trovato, secondo uno scalamento ottimizzato, e quello di riferimento d'ogni veicolo. Per svolgere questa tesi ho utilizzato il software Mathematica, della Wolfram Research, nella sua versione 7. Come scalamento di riferimento ho considerato le marce native dei vari autoveicoli: in particolare per l'E220 le sette del cambio automatico, mentre per la versione manuale le sei come escono dalla Casa di

Stoccarda. Per ottenere i rapporti totali ho utilizzato la formula $r_c \cdot r_p$ (vedi par. 2.2) dove r_c sono i rapporti al ponte, ed r_p quello al ponte, applicata ovviamente ad ogni caso. Trovato ora ogni scalamiento di riferimento, lo ho inserito come dato di input nella fitness semplice (che ovviamente in questo caso non contiene alcun controllo sul massimo consumo ammissibile) che mi ha permesso di ottenere il valore limite del consumo dell'automezzo sul percorso da me scelto: questo, o meglio il suo equivalente di fitness, diventa poi quantità di test nell'algoritmo genetico. Il risultato che esce dall'algoritmo genetico, uno scalamiento ottimizzato, viene poi inserito nella fitness modificata per vedere se può convenire l'utilizzo di alcune marce ridotte. Nella pagina successiva è raffigurato, mediante uno schema a blocchi, il funzionamento appena descritto.



CAPITOLO 8

CONCLUSIONI

In questo capitolo saranno analizzate le soluzioni trovate riguardo alle varie vetture. Poichè l'algoritmo genetico utilizzato non è di tipo ricorsivo, cioè non utilizza lo scalamento ottimale che esce da un run come input nel successivo, è stato necessario fare numerosi run per ogni tipo di scalamento per ogni tipo di motore. Sono state analizzate soluzioni comprendenti ogni tipo cambio, comprendendo anche le ridotte, e sono state raffrontate tra loro. Si può immediatamente affermare che la soluzione a 21 marce, permetta già un risparmio rispetto alla soluzione tradizionale. Ciò è chiaramente intuibile se si pensa che, con un maggior numero di marce a disposizione, si può mantenere il motore ad un valore di giri ottimo.

Nel paragrafo che segue saranno rappresentati alcuni grafici introduttivi, alcuni dei quali già visti, riguardanti la velocità, l'accelerazione e la pendenza (sono questi valori immutabili in quanto dati di input per il ciclo) ed alcune considerazioni preliminari per comprendere al meglio i valori che presenterò nelle conclusioni.

Di seguito confronterò in maniera completa la soluzione migliore in rapporto alla versione E220 automatica e manuale.

8.1 – Considerazioni preliminari

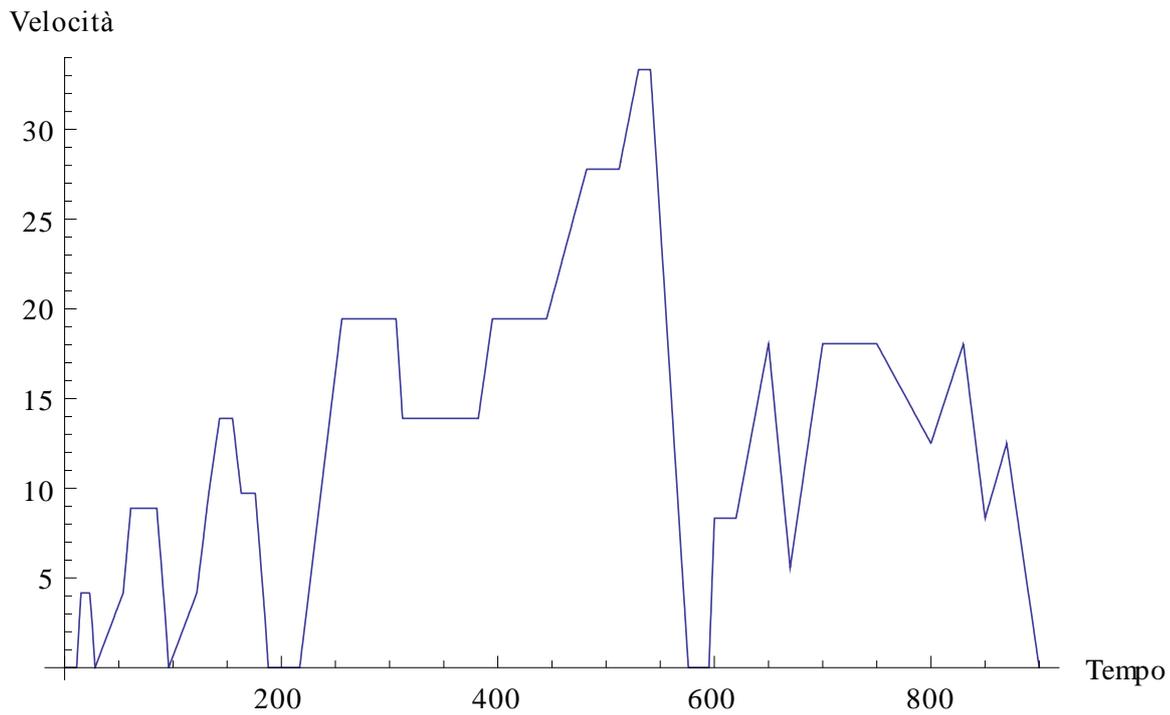


Diagramma della velocità nel ciclo completo

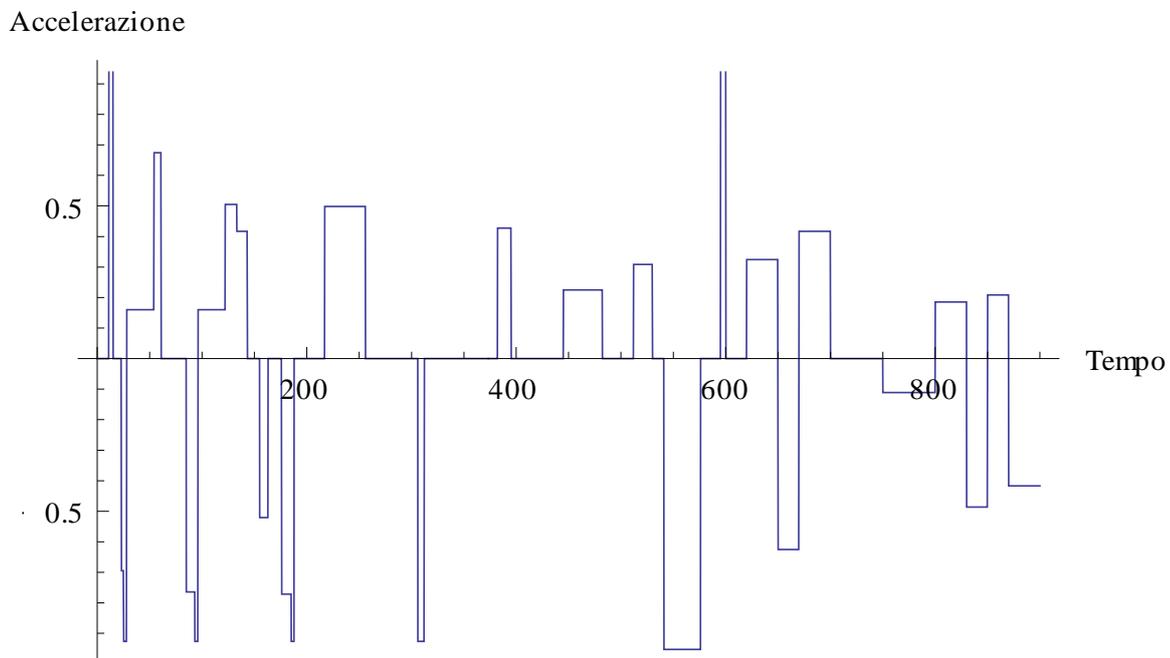


Diagramma dell'accelerazione nel ciclo completo

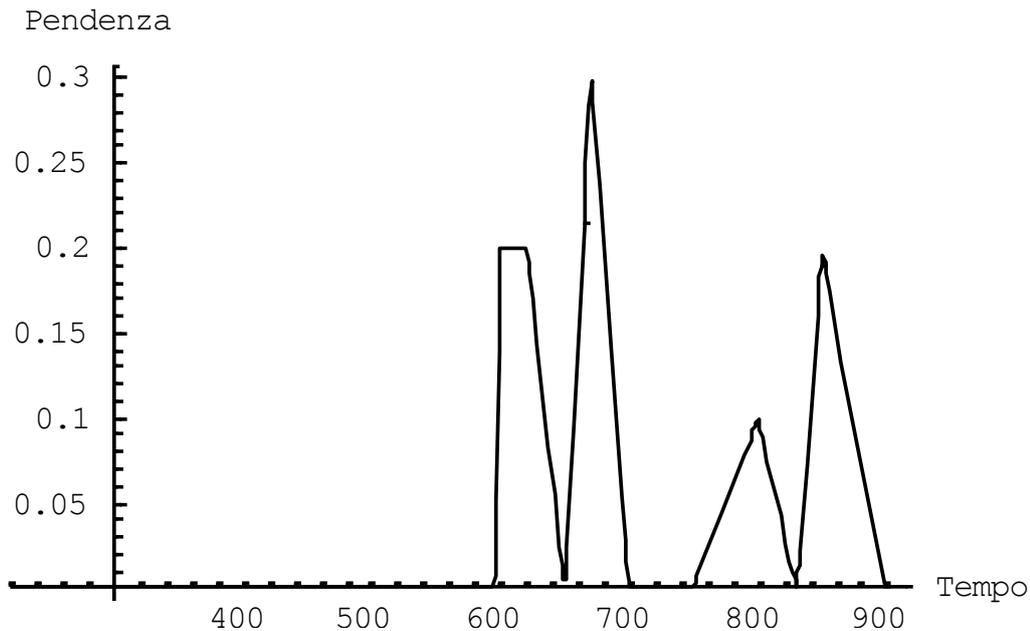


Diagramma della pendenza nel ciclo completo

Sulla base delle considerazioni svolte si può affermare che il metodo dell' algoritmo genetico, così come è stato qui utilizzato, presenta i seguenti vantaggi:

- si presta particolarmente bene ad essere automatizzato con l'impiego di un elaboratore elettronico, mediante la realizzazione di un programma interattivo che permette di tenere sotto controllo passo per passo i risultati ottenuti, concentrando l'attenzione del progettista sugli aspetti essenziali del problema, quindi facilitando la progettazione e rendendo più agevole il raggiungimento di un buon risultato
- gli unici dati strettamente necessari per determinare i rapporti del cambio sono costituiti dalla potenza massima, dalla coppia massima, e dai rispettivi regimi di rotazione (ciò è vantaggioso soprattutto in quei casi in cui non sia disponibile la curva di coppia del motore a piena ammissione, in quanto i parametri citati devono essere forniti obbligatoriamente dal costruttore di motori), oltre ai dati fondamentali dell'autoveicolo (quali peso, velocità massima o c_x , cilindrata...)
- è completamente modificabile a seconda del tipo di veicolo che si vuole testare, in quanto i valori limite di ripresa, consumo di riferimento, nonché le pendenze del ciclo, oltre a quella massima superabile, sono dati di input: è possibile quindi creare uno scalamento per un veicolo da fuoristrada imponendo il superamento di una pendenza minima, così come per una vettura ad altissime prestazioni definire il limite massimo di accelerazione

- tramite le funzioni di fitness modificate si possono verificare le marce ridotte, in quanto tutti i controlli della fitness normale sono presenti, quando il veicolo lo richieda
- il numero di marce è definito dall'utente e quindi si possono ottenere economie di esercizio avendo un numero elevato di rapporti, poiché si ha che, per ogni condizione di marcia (v , a), si può scegliere il rapporto più idoneo, dove il motore lavora nella zona ottimale ad alto rendimento e quindi a minimo consumo specifico
- è inoltre verificabile, tramite l'uso della fitness semplice e delle funzioni di consumo e $\text{consumo} \cdot \text{min} \cdot \text{xd} \cdot \text{t}$ modificate ed avendo già un cambio, l'utilizzo corretto delle marce (nonché quantificarlo), il consumo in ogni step del ciclo e quello totale: in questo modo si possono individuare quelle marce che sono poco utilizzate e quindi modificarne il rapporto
- infine anche il ciclo stesso è modificabile, in modo da poter rappresentare un ciclo CEE, oppure un tratto di alta montagna o anche una parte di un circuito di gara (anche se in quest'ultimo caso l'applicazione di una fitness che minimizza il consumo risulta fuori luogo)

In linea generale, dai risultati della simulazione dei consumi sul percorso, per le vetture in questione, si vede che quella dotata di un maggior numero di rapporti è risultata più parca nei consumi. Il risultato è senz'altro positivo, ma dal punto di vista economico, va letto in funzione della percorrenza chilometrica annua: infatti un valore di risparmio può rappresentare molto se la percorrenza chilometrica annua è molto alta, viceversa se la percorrenza è bassa può essere motivo distintivo solo secondario. Il risultato va quindi interpretato in funzione dei chilometri percorsi annualmente perchè bisogna tener presente che un aumento del numero di rapporti porta ad una maggior complessità del cambio con conseguente aumento dei costi di produzione: vanno quindi valutati attentamente aumenti indiscriminati del numero di marce.

8.2 – Conclusioni E220-2cil selespeed

Il veicolo che rappresenta la migliore soluzione alternativa, per il problema da me proposto, risulta essere l'E220-2cil, ossia la motorizzazione ipotetica OM651-de22 a 2 cilindri sullo chassis della Classe E.

In primo luogo è opportuno richiamare una considerazione fatta nel capitolo precedente: il cambio originalmente montato sull'autoveicolo di riferimento, l'E220, è di tipo automatico a 7 marce, o in alternativa manuale a 6, mentre, per calcolarne il consumo, ho utilizzato la fitness da me creata. Quest'ultima è però definita con i parametri di un cambio manuale di tipo selespeed (che può anche essere automatizzato) che, come visto nel capitolo 4, permette, per le sue caratteristiche costruttive, un consumo minore di un automatico, a parità di restanti condizioni. Pertanto il consumo di riferimento che ho ottenuto non sarà quello reale, ma risulterà inferiore: per una valutazione di massima si potrà calcolare il consumo reale come superiore del 4÷6% circa.

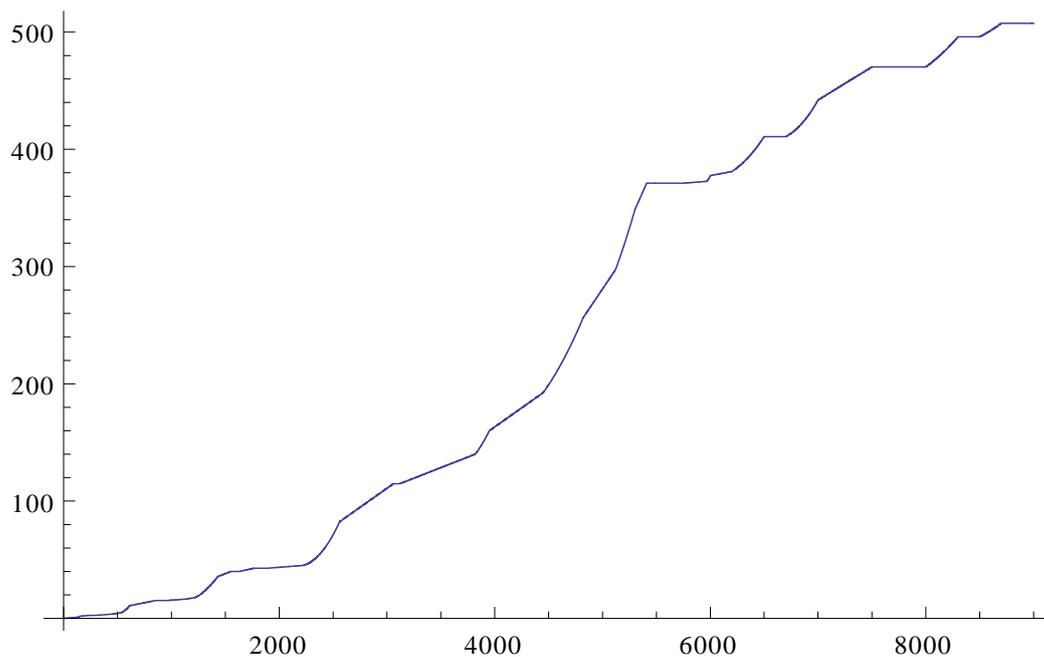
In ogni modo, le conclusioni ed i confronti che qui vengono proposti, sono basati sul valore effettivo da me trovato con l'utilizzo della fitness, cioè realistico ma non reale.

E220-manuale

Analisi del gruppo cambio originale manuale 6 marce sul ciclo proposto:

- Valore di fitness ottenuta: *0.00197044*
- Consumo corrispondente in grammi: *507.501*
- Scalamento : *{12.3747, 6.9901, 4.4213, 3.1122, 2.47, 2.0501}*

Diagramma del consumo durante il ciclo (il tempo è in decimi di secondo così come è calcolato durante la fitness):

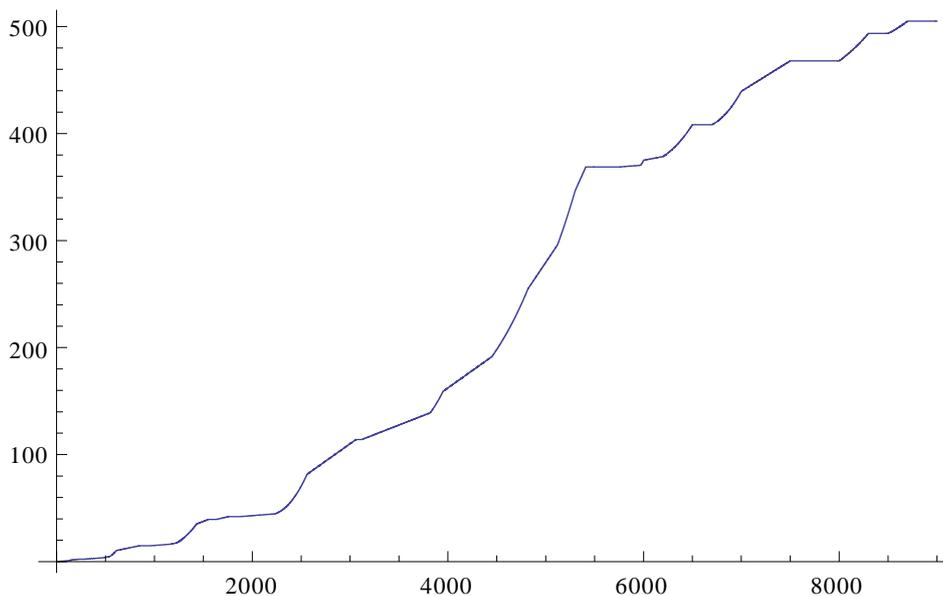


E220-automatico

Analisi del gruppo cambio originale automatico 7 marce sul ciclo proposto:

- Valore di fitness ottenuta: 0.00197998
- Consumo corrispondente in grammi: 505.055
- Scalamento : {10.8186, 7.0642, 4.7424, 3.3839, 2.47, 2.0254, 1.8031 }

Diagramma del consumo durante il ciclo (il tempo è in decimi di secondo così come è calcolato durante la fitness):



Poiché, come già detto, non ho utilizzato un algoritmo di tipo ricorsivo, è stato necessario effettuare molte prove per ottenere uno scalamento ottimizzato; in seguito ho eseguito un controllo sull'effettivo utilizzo delle marce in modo da controllare la bontà del cambio ottenuto.

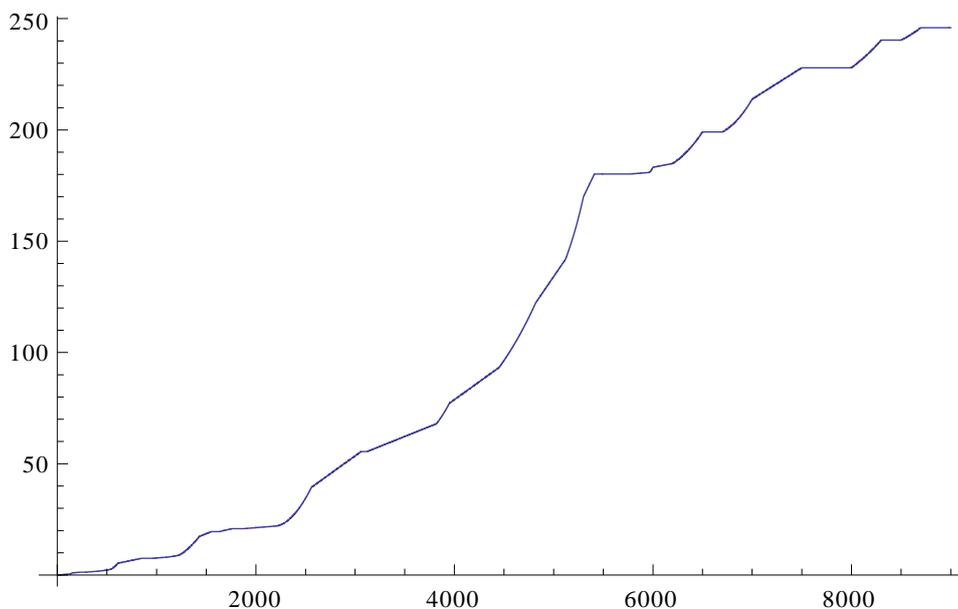
La soluzione migliore al problema è rappresentata dall'applicazione del motore ipotetico OM651de22 a 2 cilindri, che ho chiamato 220-2cil Selespeed, poiché permette delle prestazioni accettabili con un sensibile risparmio di carburante.

E220-2cil selespeed

Tra le soluzioni offerte dall'algoritmo genetico mi sono soffermato su quella che permette il massimo risparmio di carburante: si tratta di un cambio a 21 marce. Sono pervenuto ad uno scalamento comprendente 21 marce perché permette una soluzione

costruttiva abbastanza semplice composta da 7 marce + 1 moltiplicata + 1 riduttore: ovviamente, per un cambio così fatto è indicata la soluzione totalmente automatica del selespeed, per non creare uno stress elevato nel guidatore a causa dell'uso dell'elevato numero di marce.

- Valore di fitness ottenuta: 0.00406585
- Consumo corrispondente in grammi: 245.951
- Scalamento : {15.4363, 14.9377, 14.7197, 13.6436, 12.5915, 9.18051, 7.94979, 7.85959, 7.29986, 7.14176, 7.10994, 6.37131, 6.0942, 4.9602, 4.6901, 3.73975, 3.626, 2.717, 2.18031, 1.41663, 1.2227}
- Diagramma del consumo durante il ciclo (il tempo è in decimi di secondo così come è calcolato durante la fitness):



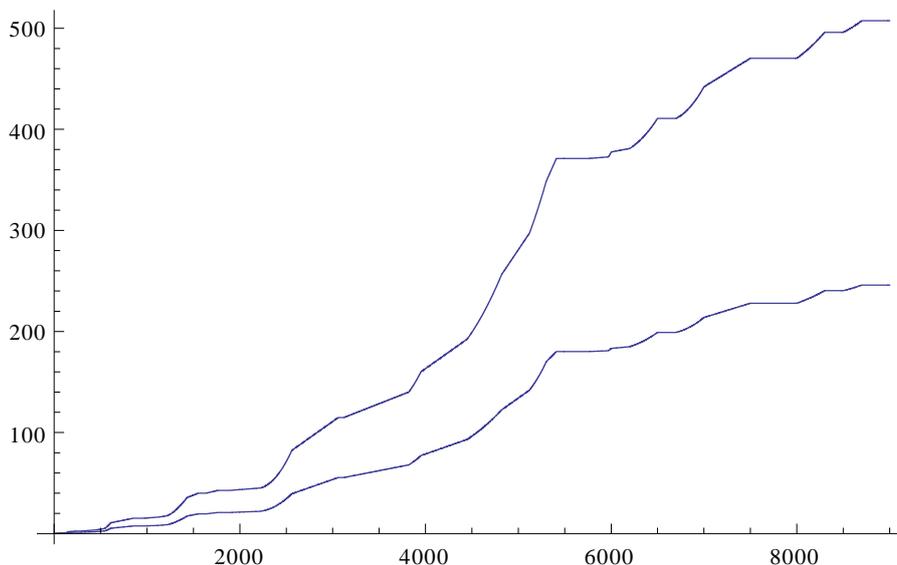
Nel controllo dell'andamento delle marce si notano dei “buchi”, ossia dei momenti in cui si ha un passaggio brusco in prima: questo fenomeno è il comportamento della fitness dell' algoritmo in caso di accelerazione negativa che impone il consumo nullo (cut-off dell'alimentazione) e la prima marcia, affinché sia ben esplicito il momento in cui si ha decelerazione, nel diagramma delle cambiate. Nella realtà un comportamento del genere è ovviamente sconsigliato ed la cambiata si potrà ottenere evitando la prima marcia e passando immediatamente a quella successiva o quella precedente, attuando sempre il cut-off.

Alcune considerazioni nascono dall'analisi di questo aspetto:

- in un cambio con un numero elevato di marce, queste ultime copiano abbastanza fedelmente l'andamento della velocità: ciò permette di avere sempre il motore nel giusto range di utilizzo e quindi risparmiare carburante
- non appena si ha un calo di velocità, l'algoritmo effettua il cut-off ("effetto prima marcia")
- l'utilizzo delle ultime marce, abbondantemente demoltiplicate, avviene solamente in concomitanza di elevata velocità e accelerazione nulla.

Dunque con la vettura E220-2cil si può ottenere un elevato risparmio di carburante. Se poi si considera come consumo reale della E220 quello trovato aumentato del 4% (ad esempio), si vede che il risparmio reale è ben più cospicuo.

Per un confronto più chiaro, il diagramma sottostante mostra l'andamento del consumo nel ciclo per entrambe le vetture selespeed: E220CDI e E220-2cil.



Per calcolare la velocità massima realmente ottenibile tramite la nuova vettura si utilizza il rapporto che esiste tra la potenza max e la velocità stessa tramite il cx aerodinamico ($P=cx \cdot v_{max}^3$): quest'ultimo è ricavabile dai dati relativi alla E220.

Le prestazioni che si raggiungono con la nuova vettura E220-2cil in confronto con le versioni standard sono:

- accelerazione E220 6 rapporti manuale 0-100 km/h: 10.1 s
- accelerazione E220 7 rapporti automatico 0-100 km/h: 10.1 s
- accelerazione E220-2cil 21 rapporti selespeed 0-100 km/h: 20.9s

Conclusioni finali: il veicolo trovato soddisfa quindi pienamente le specifiche del problema del consumo posto inizialmente, diminuendo inoltre i costi ed i pesi complessivi dell'autoveicolo, mentre le prestazioni globali rimangono comunque accettabili, sia per ciò che concerne la velocità massima che per l'accelerazione da 0 a 100 km/h che, nel globale, risentono della diminuzione di cilindrata (quindi di potenza), restando comunque accettabili, non solo per un utilizzo di tipo pubblico, ma anche per un uso normale, considerando la mole della vettura ed i limiti di velocità presenti nella maggior parte dei paesi europei. La diminuzione del consumo inoltre, porta ad un calo dei costi variabili, mentre la diminuzione della cilindrata insieme a costi costruttivi inferiori porterà a minori costi fissi, quali ad esempio quelli assicurativi e di primo acquisto.

Infine, tramite l'utilizzo della fitness modificata, si vede che questo cambio non permette alcun risparmio, dal punto di vista dei consumi, se considerato come scalamento con ridotte, ciò può essere imputato ad una minor potenza e coppia rispetto alla versioni maggiori oltreché ad uno scalamento particolarmente ottimizzato.

- cambio 20 marce più una ridotta
- cambio 19 marce più due ridotte

APPENDICE A

Genetic Algorithm implementation in Mathematica
liberamente tratto da:
Genetic Algorithms in Search,
Optimization, and Machine Learning -
David E. Goldberg
Addison-Wesley 1989

By Franco Persiani - 15/05/93 (nucleo originale programma)

II versione rivisitata e corretta: 28 Genn. 1997 (con correzioni su mate1 e mate2)

Strutture Dati:

costanti:

popsiz = n° di individui nella popolaz.;
lchrom = n° di geni in un cromosoma;
npar = n° di parametri(design variables)
in cui si decodifica un cromosoma;
ogni parametro si codifica in ngp
geni;
ngp = n° di geni per parametro, pertanto
lchrom = ngp*npar;

strutture:

allele = valore di un generico gene {0,1}
chromosome = array[1..lchrom] di geni
individual = struttura
{chrom: chromosome (genotipo, ovvero codifica del
particolare fenotipo x insieme di valori dei parametri)
x: array[1..npar] (fenotipo, ovvero decodifica del cromosoma chrom)
fitness: real (valore di adattamento, ovvero valore della funzione obiettivo in
corrispondenza di x)
parent1: integer (puntatore nella vecchia popolazione al primo genitore del
presente individuo)
parent2: integer (puntatore nella vecchia popolazione al secondo genitore del
presente individuo)
xsite: integer (cross point)

population = array[1..popsiz] di individui;

altre variabili:

```

oldpop, newpop = popolazioni;
ngen = n° d'ordine della generazione corrente;
maxgen = max. n° di generazioni;
pcross = probabilità di verificarsi di un cross-over
        (0 < real < 1, dato);
pmutation = probabilità di verificarsi di una mutazione
           (0 < real < 1, dato);
sumfitness = somma dei valori di adattamento, (real);
nmutation = n° totale di mutazioni verificatesi al
           tempo corrente;
ncross = n° totale di cross-over verificatisi al
        tempo corrente;
avg,max,min = statistiche relative alla fitness

```

(* N.B. e' stato introdotto ngp, x e' un array e non un singolo parametro, popsize e lchrom usati invece di maxpop e maxstring. *)

<----- Subroutine del calcolo genetico ----->

(* scaling fitness function - see Practical Neural Network Recipes in C++ A.P. (by T.Masters pp141-144) *)

```

favorbest=2;
fscale[f_,slope_,const_]:=Block[{aus},
                                If[(aus=slope*f+const)>0,Return[aus],Return[0]]
                                ];

```

(* di ciascun individuo della popolazione individua la fitness e la pone nella stringa fitn *)

```
tol=10^-20;
```

```

statistics[population_]:=
Block[{i,j,fitn,sumfitness,max,min,avg,xbest,ftemp,tmult,tconst,scaledfitn, wroulette},
  fitn = Table[First[population[[i]][[3]]],{i,1,popsize}];
  sumfitness=Sum[fitn[[i]],{i,1,popsize}];
  avg=sumfitness/popsize;
  max=Max[fitn];
  min=Min[fitn];

  xbest=population[[First[First[Position[fitn,Max[fitn]]]]]];

```

```

If[(ftemp=max-avg)>tol,
    tmult=(favorbest-1.0)*avg/ftemp;
    tconst=avg*(max-favorbest*avg)/ftemp,
    tmult=1.0; tconst=0.0];

```

```

scaledfitn=Map[(fscale[#,tmult,tconst]/avg)&,fitn];

```

```

wroulette=Join[{0},Table[Sum[scaledfitn[[j]],{j,1,i}],{i,1,popsize}]];
Return[{wroulette,fitn,max,min,avg,scaledfitn,xbest}]];

```

(* select *)

```

select[weightedroul_List]:=
  Block[{j,rnd},
    rnd=Random[Real,{0,Last[weightedroul]}];
    j=1;
    While[rnd > weightedroul[[j]],j++];
    Return[j-1];
  ];

```

```

mutation[alleleval_,pmutat_]:=
  Block[{mutation,rnd},
    rnd=Random[Real,{0,1}];
    If[rnd<=pmutat,nmutation+=1;
      If[alleleval==1,mutation=0,mutation=1],
      mutation=alleleval
    ];
    Return[mutation]
  ];

```

(* crossover = funzione che incrocia - con probabilità p_{cross} - i cromosomi dei due genitori (parent1,parent2) alla posizione j_{cross} -scelta casualmente- restituendo i cromosomi dei due figli (child1,child2) e il valore di j_{cross}; su ogni gene dei cromosomi figli può avvenire una mutazione con probabilità p_{mutation}, grazie alla chiamata della routine mutation *)

```

crossover[parent1_List,parent2_List,pcross_,pmutat_]:=
  Block[{rnd,j,jcross,child1,child2},
    child1=Table[0,{lchrom}];
    child2=Table[0,{lchrom}];
    rnd=Random[Real,{0,1}];
    If[rnd<=pcross,
      jcross=Random[Integer,{1,lchrom-1}];
      ncross+=1,
      jcross=lchrom];
    (*1st exchange 1 to 1 and 2 to 2*)
    For[j=1,j<=jcross,j++,
      child1[[j]]=mutation[parent1[[j]],pmutat];
      child2[[j]]=mutation[parent2[[j]],pmutat];
    ];
    (*2nd exchange 1 to 2 and 2 to 1*)

```

```

    For[j=jcross+1,j<=lchrom,j++,
        child1[[j]]=mutation[parent2[[j]],pmutat];
        child2[[j]]=mutation[parent1[[j]],pmutat];
    ];
    Return[{{child1,child2},jcross}];
];

```

```

generation[oldpopul_,weightedroul_,xbest_]:=
    Block[{mate1,mate2,chrom1,chrom2,jcross,j,
        newchroms,fenot1,fenot2,newpopul={}},
        (* salvo il migliore precedente *)
        newpopul=Append[newpopul,xbest];
        For[j=1,j<popsiz,j+=2,
            mate1=select[weightedroul];
            While[(mate2=select[weightedroul])!=mate1];
            chrom1=First[oldpopul[[mate1]];
            chrom2=First[oldpopul[[mate2]]];

```

```

newchroms=crossover[chrom1,chrom2,pcrossover,pmutation];
    jcross=Last[newchroms];
    newchroms=First[newchroms];
    chrom1=First[newchroms];
    fenot1=decode[chrom1];
    chrom2= Last[newchroms];
    fenot2=decode[chrom2];
    newpopul=Append[newpopul,{chrom1,fenot1,
        fitness[fenot1],mate1,mate2,jcross}];
    newpopul=Append[newpopul,{chrom2,fenot2,
        fitness[fenot2],mate1,mate2,jcross}];
];
Return[newpopul];
];

```

<----- Main calcolo genetico ----->

```

Gencal[]:= Block[{j,oldpop,newpop,chromos,x,firstpop,history,wr,ngen,
    maxgen,maxstop,nmax},

```

```

Print["-> POPOLAZIONE DI TENTATIVO <-"];
oldpop=Table[0,{popsiz}];
newpop=Table[0,{popsiz}];

```

```

For[j=1,j<=popsiz,j++,
    chromos={};
    For[j1=1,j1<=lchrom,j1++,
        chromos=Join[chromos,{Random[Integer,{0,1}]}];
    ];
    x=decode[chromos];
    oldpop[[j]]={chromos,x,ft=fitness[x],0,0,0};
];

```

```

firstpop = oldpop;    (* memorizzo I generazione *)
history={};          (* memoria del processo genetico *)
wr=statistics[oldpop];(* statistica della popolazione *)

history=Append[history,wr];

Print["Migliore della generazione di tentativo = ",history[[1,3]]];
Print["-> GENERAZIONI SUCCESSIVE <-"];

ncross=0;           (* contatore dei crossover  *)
nmutation=0;       (* contatore delle mutazioni *)
pmutation=0.05;    (* % probabilità di mutazione *)
pcrossover=0.85;   (* % probabilità di crossover *)

ngen = 1;          (* # generazioni calcolate *)
maxgen = 100;     (* max # di generazioni; si puo' modificare *)
maxstop = 10;    (* max # di generazioni senza miglioramento; si puo' modificare *)
stop=1;          (* inizializzazione *)
nmax=-10;        (* inizializzazione *)

While[ngen<=maxgen && stop<=maxstop,
      newpop=generation[oldpop,First[wr],Last[wr]];
      oldpop=newpop;
      wr=statistics[oldpop];
      history=Append[history,wr];
      If[history[[ngen+1]][[3]]>nmax,
         nmax=history[[ngen+1]][[3]];stop=1, stop++
      ];
      ngen++
];

wr=statistics[oldpop];
history=Append[history,wr];
Return[history];

];

```

APPENDICE B

```
ClearAll["Global`*"];
Off[General::spell];
Off[General::spell1];
```

<-----definizione delle variabili ----->

```
popsize = 40;      (* # individui / usare numeri dispari *)
```

```
(* definizione dei geni *)
npar0 = 2;         (* numero delle variabili *)
ngp0 = 4;         (* valore max = 2^ngp0 *)
```

```
(* lunghezza del cromosoma *)
lchrom = ngp0*npar0;
```

(* decodifica: da numero binario -> suo significato di adattare ogni volta in questo caso da numero binario a numero decimale *)

```
parmax = 0;
For[j = 1, j <= ngp0, j++,
  parmax += 2^(ngp0 - j);
];
```

(* aus += chromosome equivale a Add[aus, chromosome]
aggiunge uno di seguito all'altro in aus i singoli geni *)

```
(* decode normalizzata *)
decodenormaliz[chromosome_List] := Block[{l, i, j, aus, fenot},
  fenot = Table[0, {l, 1, npar0}];
  For[i = 0, i < npar0, i++,
    aus = 0;
    For[j = 1, j <= ngp0, j++,
      aus += chromosome[[i*ngp0 + j]]*2^(ngp0 - j);
    ];
    fenot[[i + 1]] = aus/parmax;
  ];
Return[N[fenot]];
];
```

```
decode[chromosome_List] := Block[{l, i, j, aus, fenot},
  fenot = Table[0, {l, 1, npar0}];
  For[i = 0, i < npar0, i++,
    aus = 0;
    For[j = 1, j <= ngp0, j++,
      aus += chromosome[[i*ngp0 + j]]*2^(ngp0 - j);
    ];
    fenot[[i + 1]] = aus;
  ];
```

```

];
Return[N[fenot]];
];
<----- carico il codice genetico ----->

```

```

<< Genetica`Genesys` (* carico il codice genetico *)

```

```

(* DEFINIZIONE DELLA FITNESS *)
fitness[x_List] := Block[{aa},
  aa = N[ Sin[x[[1]]] x[[1]] + Sin[x[[2]]] x[[2]];
  Return[{aa, 1}];

```

```

<----- calcolo genetico ----->

```

```

nrun = 1; (* numero dei run dell'algorithmo genetico *)
index = 1; (* contatore *)
history = {{{{0}, {0}, {0}}};

```

```

Start = TimeUsed[]; (* inizio dei calcoli *)

```

```

While[index <= nrun,

```

```

  Print[" <----- RUN # ", index, " ----->"];
  localhistory = Gencal[];
  Print[" Valore max della Fitness = ", Last[Last[localhistory]][[3, 1]], " in ",
    Length[localhistory], " generazioni"];

```

```

  If[Last[Last[localhistory]][[3, 1]] > Last[Last[history]][[3, 1]],
    history = localhistory;
    index ++;
  ];

```

```

Finish = TimeUsed[]; (* fine dei calcoli *)

```

```

<----- Stampa dei risultati ----->

```

```

ngen = Length[history];

```

```

Print[" <----- RISULTATI ----->"];
Print[" ANDAMENTO DEI VALORI MASSIMI "];
Print[Table[history[[ng]][[3]], {ng, 1, ngen}]];
Print[" ANDAMENTO DEI VALORI MINIMI "];
Print[Table[history[[ng]][[4]], {ng, 1, ngen}]];
Print[" ANDAMENTO DEI VALORI MEDI "];
Print[Table[history[[ng]][[5]], {ng, 1, ngen}]];

```

```

tt = Table[history[[i, 3]], {i, 1, ngen}];
ListPlot[tt, PlotJoined -> True,
  AxesLabel -> {"num. iterazioni", "fitness"}];

```

```
Print[" TEMPO DI CALCOLO = ",  
      Finish - Start , " sec. = ", (Finish - Start)/60," min. "];  
Print[" END OF PROGRAM !"];
```

file: Genesys_test1.nb

APPENDICE H

(* versione ottimizzata nella pendenza *)

(* convertitori *)

dakmhams = 1/3.6;

darpmarads = 2 Pi /60;

dagradiarad = Pi/180.0;

(* costanti *)

Precisione = 10;

epsilon = 0.6;

(* dati *)

r0 = 11; (* N/kN coeff : resist. al rotolam. *)

k = 0.0005; (* coefficiente di aumento resistenza rotolamento pneumatico *)

gg = 9.80665; (* accelerazione di gravità *)

f = 0.75; (* coeff. attrito ruota suolo *)

(* i : tangente della pendenza *)

alfa := i* dagradiarad; (* componente del peso ortogonale alla strada *)

DaVaRPM[velocita_, rapportotrasmissione_, diamentroruota_] :=

60*rapportotrasmissione*velocita/(Pi*diamentroruota);(*

calcola il numero di giri del motore dato il rapporto di trasmissione \
totale, la velocita della vettura ed il diametro della ruota *)

DaRPMaV[Rapporto_, RPM_] :=

Pi RPM Druota/(60 * Rapporto);

(* calcola la velocità dato il rapporto di trasmissione totale ed il numero \
di giri *)

(* parametri dell'automezzo *)

Cilindrata = 2143; (* cilindrata in cm3 *)

rpmmin = 1000; (* numero giri al minimo *)

rpmmax = 4750;(* numero di giri massimo *)

Druota = 0.64; (*diametro ruote*)

P = 24; (* kN peso della vettura *)

Pn := P Cos[alfa];(* componente peso veicolo normale al terreno *)

Massa = P *1000/gg; (* massa vettura in kg*)

Potenza = 125000; (* W potenza max *)

Cmax = 350; (* Nm coppia max *)

vmax = 197 dakmhams; (* m/s velocità max *)

ngirimax = rpmmax * darpmarads; (* rad/s ad rpm max *)

Cpotmax = Potenza/ngirimax // N; (* Nm coppia alla potenza max *)

ngiricoppiamax = 1400 darpmarads ; (*Nm numero giri coppia max*)

r = r0 + k vmax vmax;

b := (Potenza - Pn (r + i)vmax)/(vmax^3); (* coefficiente aerodinamico *)

Fr[velocita_, accelerazione_] :=

Pn *(r0 + i) + Massa*accelerazione + (k*Pn + b)*(velocita^2); (*

Forza resistente *)

(* diagramma x = vel, y = % carico, z = consumospecifico *)

ConsumoSpectoRPM3D =

{{1000, 75, 224}, {1800, 75, 203}, {4400, 75, 246}, {1000, 50, 228}, {1800,
50, 218}, {4400, 50, 265}, {1000, 25, 240}, {1800, 25, 230}, {4400,

```

    25, 450});
CurvaCoppia = {{0, 0.01}, {1400, 350}, {3400, 350}, {4750, Cpotmax}};
Coppia = Interpolation[CurvaCoppia, InterpolationOrder -> 1];
(* x = rpm y = % carico z = PME *)
PmeParztoRPM3D = {
  {1000, 100, 14.07}, {1800, 100, 20.5}, {2600, 100, 20.5}, {4400, 100, 14.67},
  {1000, 75, 10.55}, {1800, 75, 15.38}, {2600, 75, 15.38}, {4400, 75, 10.99},
  {1000, 50, 7.04}, {1800, 50, 10.26}, {2600, 50, 10.26}, {4400, 50, 7.33},
  {1000, 25, 3.52}, {1800, 25, 5.13}, {2600, 25, 5.13}, {4400, 25, 3.66},
  {1000, 0, 0.5}, {1800, 0, 1.5}, {2600, 0, 1.5}, {4400, 0, 0.5}};
ConsumoAlMinimo = 223; (* grammi/ora *)
(* tempi e velocita CicloCCE urbano *)
DatiCicloCEEveltemp = {
  {0, 0},
  {11, 0},
  {15, 15},
  {23, 15},
  {25, 10},
  {28, 0},
  {54, 15},
  {61, 32},
  {85, 32},
  {93, 10},
  {96, 0},
  {122, 15},
  {133, 35},
  {143, 50},
  {155, 50},
  {163, 35},
  {176, 35},
  {185, 10},
  {188, 0},
  {195, 0},
  {217, 0},
  {256, 70},
  {306, 70},
  {312, 50},
  {382, 50},
  {395, 70},
  {445, 70},
  {482, 100},
  {512, 100},
  {530, 120},
  {541, 120},
  {576, 0},
  {595, 0},
  {600, 30},
  {620, 30},
  {650, 65},
  {670, 20},
  {700, 65},

```

{750, 65},
{800, 45},
{830, 65},
{850, 30},
{870, 45},
{900, 0}};

Etafrizione = 0.95;(* rendimento della frizione durante la sfrizionata *)

DatiCicloCEEtempendenza = {

{0, 0},
{11, 0},
{15, 0},
{23, 0},
{25, 0},
{28, 0},
{54, 0},
{61, 0},
{85, 0},
{93, 0},
{96, 0},
{122, 0},
{133, 0},
{143, 0},
{155, 0},
{163, 0},
{176, 0},
{185, 0},
{188, 0},
{195, 0},
{217, 0},
{256, 0},
{306, 0},
{312, 0},
{382, 0},
{395, 0},
{445, 0},
{482, 0},
{512, 0},
{530, 0},
{541, 0},
{576, 0},
{595, 0},
{600, 0.2},
{620, 0.2},
{650, 0},
{670, 0.3},
{700, 0},
{750, 0},
{800, 0.1},
{830, 0},
{850, 0.2},
{870, 0.1},

```
{900, 0}};  
InterpolazionePendenzaCEE :=  
  Interpolation[DatiCicloCEEtemppendenza, InterpolationOrder -> 1];  
PendenzaCEE[tempo_] := InterpolazionePendenzaCEE[tempo];
```

DaticeecompletoconmontagnaOM651de22.m

APPENDICE I

(* parametri dell'automezzo *)

Cilindrata = 1072; (* cilindrata in cm³ *)

rpmmin = 1000; (* numero giri al minimo *)

rpmmax = 4750; (* numero di giri massimo *)

Druota = 0.67; (* diametro ruote *)

P = 24; (* kN peso della vettura *)

Pn := P Cos[alfa]; (* componente peso veicolo normale al terreno *)

Massa = P * 1000/gg; (* massa vettura in kg *)

Potenza = 62500; (* W potenza max *)

Cmax = 175; (* Nm coppia max *)

vmax = 150 dakmhams; (* m/s velocità max *)

ngirimax = rpmmax * darpmarads; (* rad/s ad rpm max *)

Cpotmax = Potenza/ngirimax // N; (* Nm coppia alla potenza max *)

ngiricoppiamax = 1400 darpmarads ; (* Nm numero giri coppia max *)

r = r0 + k vmax vmax;

b := (Potenza - Pn (r + i)vmax)/(vmax³); (* coefficiente aerodinamico *)

Fr[velocita_, accelerazione_] :=

Pn *(r0 + i) + Massa*accelerazione + (k*Pn + b)*(velocita²); (*
Forza resistente *)

(* diagramma x = vel, y = % carico, z = consumospecifico *)

ConsumoSpectoRPM3D =

{{1000, 75, 112}, {1800, 75, 102}, {4400, 75, 123}, {1000, 50, 114}, {1800,
50, 109}, {4400, 50, 133}, {1000, 25, 120}, {1800, 25, 115}, {4400,
25, 225}};

CurvaCoppia = {{0, 0.01}, {1400, 175}, {3400, 175}, {4750, Cpotmax}};

Coppia = Interpolation[CurvaCoppia, InterpolationOrder -> 1];

(* x = rpm y = % carico z = PME *)

PmeParztoRPM3D = {

{1000, 100, 14.07}, {1800, 100, 20.5}, {2600, 100, 20.5}, {4400, 100, 14.67},
{1000, 75, 10.55}, {1800, 75, 15.38}, {2600, 75, 15.38}, {4400, 75, 10.99},
{1000, 50, 7.04}, {1800, 50, 10.26}, {2600, 50, 10.26}, {4400, 50, 7.33},
{1000, 25, 3.52}, {1800, 25, 5.13}, {2600, 25, 5.13}, {4400, 25, 3.66},
{1000, 0, 0.5}, {1800, 0, 1.5}, {2600, 0, 1.5}, {4400, 0, 0.5}};

ConsumoAlMinimo = 150; (* grammi/ora *)

(* tempi e velocita CicloCCE urbano *)

DatiCicloCEEveltemp = {

{0, 0},
{11, 0},
{15, 15},
{23, 15},
{25, 10},
{28, 0},
{54, 15},

{61, 32},
{85, 32},
{93, 10},
{96, 0},
{122, 15},
{133, 35},
{143, 50},
{155, 50},
{163, 35},
{176, 35},
{185, 10},
{188, 0},
{195, 0},
{217, 0},
{256, 70},
{306, 70},
{312, 50},
{382, 50},
{395, 70},
{445, 70},
{482, 100},
{512, 100},
{530, 120},
{541, 120},
{576, 0},
{595, 0},
{600, 30},
{620, 30},
{650, 65},
{670, 20},
{700, 65},
{750, 65},
{800, 45},
{830, 65},
{850, 30},
{870, 45},
{900, 0}};

Etafrizione = 0.95;(* rendimento della frizione durante la sfrizionata *)

DatiCicloCEEtempendenza = {

{0, 0},
{11, 0},
{15, 0},
{23, 0},
{25, 0},
{28, 0},
{54, 0},
{61, 0},
{85, 0},
{93, 0},
{96, 0},
{122, 0},

```
{133, 0},
{143, 0},
{155, 0},
{163, 0},
{176, 0},
{185, 0},
{188, 0},
{195, 0},
{217, 0},
{256, 0},
{306, 0},
{312, 0},
{382, 0},
{395, 0},
{445, 0},
{482, 0},
{512, 0},
{530, 0},
{541, 0},
{576, 0},
{595, 0},
{600, 0.2},
{620, 0.2},
{650, 0},
{670, 0.3},
{700, 0},
{750, 0},
{800, 0.1},
{830, 0},
{850, 0.2},
{870, 0.1},
{900, 0}};
```

```
InterpolazionePendenzaCEE :=
```

```
  Interpolation[DatiCicloCEEtempendenza, InterpolationOrder -> 1];
```

```
PendenzaCEE[tempo_] := InterpolazionePendenzaCEE[tempo];
```

```
DaticeecompletoconmontagnaOM651de22-2cil.m
```


BIBLIOGRAFIA

Pubblicazioni

Goldberg D. E. *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine learning*. Addison-Wesley Pub (1988)

Holland J. H. *Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis With Applications to Biology, Control and Artificial Intelligence*. Bradford Books (1992)

Matassa M. *Le caratteristiche funzionali degli autoveicoli da trasporto*. Patron (1982)

Mitchell M. *Introduzione agli algoritmi genetici*. Apogeo (1999)

(Trad. da *An introduction to genetic algorithms* – Mit Press)

Persiani F. *Genetic Algorithm implementation in Mathematica* (1997)

Wolfram S. *The Mathematica book - third edition* Wolfram Media – Cambridge University Press (1996)

AA.VV. *La riduzione dei consumi: un problema di continua attualità*. Autotecnica 9/94 pp. 34-37 Edizioni N.P.M. S.r.l.

AA.VV. *Problemi di trasmissione: qualche volta il cambio stecca*. Quattroruote 8/97 pp.189-191 Editoriale Domus

Documentazione in rete

Balest A. *Sezione di Intelligenza Artificiale*.

<http://digilander.iol.it/igorani/html/bitgeneration/bitware/ai/>

Casadei G. *Corso di Intelligenza Artificiale
Sezione Algoritmi genetici*.

Scienze dell'Informazione, Università di Bologna.

<http://www.cs.unibo.it/~casadei/IA-Indice.htm>

Mercedes-Benz

Italia *Sito ufficiale italiano della casa automobilistica tedesca.*

Mercedes-Benz *Sito ufficiale internazionale in inglese della casa tedesca.*

<http://www.mercedes-benz.com/>

Ringraziamenti

Con la conclusione di questa Tesi di Laurea si conclude molto probabilmente il mio percorso di studi e voglio ringraziare soprattutto i miei genitori, non soltanto per quanto fatto durante la mia carriera di studente universitario, ma lungo tutto il mio percorso di crescita e maturazione. Grazie soprattutto di avere creduto in me e di avermi sempre sostenuto, soprattutto nei periodi più difficili di questo percorso.

Ringrazio Martina che mi è stata vicino e mi spronato e supportato in ogni istante.

Grazie agli amici, quelli veri, e a tutte le persone che mi sono state accanto negli ultimi anni e che mi hanno incoraggiato e appoggiato ad affrontare tutte le difficoltà negli studi e nella vita.

Grazie infine al professor Piancastelli e ai suoi collaboratori, con i quali ho voluto lavorare per la mia Tesi di Laurea e che sono stati tutti veramente disponibili.