UNIVERSITÀ DEGLI STUDI FIRENZE

FLORE
Repository istituzionale dell'Università degli Studi di Firenze

Simulazione del sistema motore-veicolo per la previsione e l’ottimizzazione dei consumi su un percorso urbano reale

Questa è la Versione finale referata (Post print/Accepted manuscript) della seguente pubblicazione:

Original Citation:

Simulazione del sistema motore-veicolo per la previsione e l’ottimizzazione dei consumi su un percorso urbano reale / Carnevale, Ennio Antonio; Bellissima, Alessandro; Ferrara, Giovanni; Vichi, Giovanni; Carmignani, Luca; Di Palma, Stefano. - ELETTRONICO. - (2010), pp. 0-0. (Intervento presentato al convegno 65° Congresso ATI tenutosi a Domus De Maria, Italia nel 13-17 Settembre).

Availability:

This version is available at: 2158/422256 since: 2017-05-23T14:28:59Z

Publisher:

ATI

Terms of use:

Open Access

La pubblicazione è resa disponibile sotto le norme e i termini della licenza di deposito, secondo quanto stabilito dalla Policy per l'accesso aperto dell'Università degli Studi di Firenze (https://www.sba.unifi.it/upload/policy-oa-2016-1.pdf)

Publisher copyright claim:

(Article begins on next page)

12 October 2024

SIMULAZIONE DEL SISTEMA MOTORE-VEICOLO PER LA PREVISIONE E L'OTTIMIZZAZIONE DEI CONSUMI SU UN PERCORSO URBANO REALE

E. A. Carnevale, A. Bellissima, G. Ferrara, G. Vichi

Dipartimento di Energetica "Sergio Stecco" di Firenze, via di S. Marta, 3 - 50139 – Firenze

Tel. +39 055 4796402, Fax. +39 055 4796342, E-mail: giovanni.ferrara@unifi.it

L. Carmignani, S. Di Palma

Piaggio & C. s.p.a.

SOMMARIO

Nel corso degli anni si è fatta sempre più forte la necessità di aumentare l'efficienza globale del veicolo al fine di ridurre consumi ed emissioni inquinanti. Una delle strade principali per perseguire questo obiettivo è quella di andare a ricercare il miglior accoppiamento tra il veicolo e il motore che lo equipaggia.

In quest'ottica è stato quindi sviluppato uno strumento di calcolo che permette di combinare la simulazione 1-D del motore con la simulazione dinamica del veicolo su cui il motore è installato, allo scopo di prevedere le condizioni operative del veicolo stesso e di conseguenza i suoi consumi e le sue emissioni inquinanti lungo un qualunque profilo velocità-tempo assegnato dall'utente.

Il modello veicolo così realizzato (che nel caso in esame si tratta di uno scooter) è stato validato sulla base dei dati sperimentali raccolti sul banco a rulli durante il ciclo di omologazione europeo *UDC-EUDC*. L'intento del presente studio è stato quello di sfruttare tale strumento di simulazione nell'ambito di un'analisi di ottimizzazione del motore, in termini di riduzione dei consumi, su di un percorso urbano reale.

Come prima cosa è stato costruito un profilo di velocità (rappresentativo del normale utilizzo cittadino dello scooter) partendo da dati acquisiti su percorsi reali ed in seguito, mediante il modello precedentemente tarato, è stata condotta un'analisi dei punti di funzionamento del motore su tale percorso. Successivamente è stato realizzato un modello di ottimizzazione, integrante al suo interno il modello veicolo, finalizzato alla ricerca della configurazione motore che minimizzasse il consumo lungo il percorso cittadino attraverso la riduzione del consumo specifico ai carichi maggiormente sfruttati lungo il percorso stesso. I risultati hanno mostrato le elevate potenzialità di questo tipo di approccio, che consente di analizzare a calcolo un elevato numero di configurazioni, fornendo riposte predittive e quindi indicando le linee guida per l'effettivo sviluppo del motore.

INTRODUZIONE

Oggigiorno una delle principali sfide per il progettista, sia in campo automobilistico che motociclistico, è quella di ridurre le emissioni inquinanti e la produzione di CO_2 e quindi il consumo di combustibile fossile primario [1]. Questo, in linea generale, può essere raggiunto attraverso la ricerca di sempre più elevati rendimenti globali del mezzo. Per perseguire tale obiettivo è necessario quindi andare ad ottimizzare l'accoppiamento tra il motore e il veicolo tenendo presente l'uso a cui tale veicolo è destinato; il che significa, in altre parole, installare il "motore corretto sul veicolo corretto". Da un punto di vista aziendale, questa esigenza è particolarmente sentita durante la fase di omologazione del mezzo. Per essere immesso sul mercato, infatti, il veicolo deve superare il ciclo di omologazione antinquinamento europeo, che comporta mantenere sotto un certo livello il quantitativo di emissioni globalmente emesse lungo il profilo velocità-tempo imposto.

Quindi la creazione, lo sviluppo e la validazione di un software che permetta di prevedere gli stati di funzionamento del motore (e di conseguenza le sue emissioni e i suoi consumi) mentre il veicolo segue il profilo di missione assegnato, fornirà un importante supporto in tutte le fasi dello sviluppo del motore, dalla sua progettazione fino alla messa a punto finale [2], [3], [4], [5]. Consentirà infatti da un lato di poter valutare le prestazioni ottenibili da un particolare accoppiamento motore-veicolo e dall'altro, una volta stabilito tale accoppiamento, di poterne ottimizzare i consumi e le prestazioni sul ciclo assegnato.

Per raggiungere tali obiettivi è necessario quindi realizzare i modelli numerici, vale a dire il modello del motore e il modello del veicolo, e procedere alla loro validazione attraverso opportune campagne sperimentali [6], [7]. Per quanto riguarda la costruzione e la taratura del modello motore, i risultati sono riportati in due precedenti lavori presentati all'ATI dagli stessi autori [8], [9]. Nel presente articolo quindi l'attenzione si concentrerà sulla parte veicolo, che nel particolare è uno scooter con trasmissione automatica CVT. Tale modello, implementato in ambiente MatLab-Simulink [10], è stato validato attraverso i dati provenienti da una campagna sperimentale condotta al banco a rulli durante il ciclo di omologazione europeo *UDC-EUDC* [11], [12], [13]. I risultati ottenuti, a seguito di un opportuno processo di taratura, hanno mostrato un buon accordo con i dati sperimentali.

Il modello così validato, fatto lavorare in parallelo con un software di ottimizzazione, è stato quindi applicato ad un particolare caso studio: ricercare una configurazione del motore che andasse a ridurre i consumi su di un percorso urbano "tipico" rilevato sperimentalmente.

I principi alla base della realizzazione del modello veicolo, la sua taratura ed i risultati ottenuti dalla sua applicazione su di un percorso urbano saranno esposti nel seguito dell'articolo.

PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO DEL MODELLO VEICOLO

In questo paragrafo si riporta brevemente una descrizione del modello veicolo, già trattato in maniera approfondita in precedenti lavori degli autori [11], [12], [13].

Lo scopo del modello veicolo è quello di ricevere in ingresso un qualunque profilo di missione velocità-tempo e di calcolare, per ogni passo temporale del percorso, la coppia che deve essere fornita dal motore affinché il veicolo segua il profilo assegnato ed il numero di giri a cui questa deve essere fornita. Accoppiando poi i risultati del modello veicolo con quelli prodotti dal modello motore, riassunti in una serie di mappe di funzionamento con la grandezza di interesse in funzione di giri e apertura farfalla, viene determinato univocamente il punto di funzionamento del motore e quindi tutte le grandezze ad esso associate. Poiché per la realizzazione del modello veicolo si è partiti dal "foglio bianco", è stato deciso di utilizzare MatLab-Simulink che, grazie alla sua estrema duttilità, ha permesso di implementare in maniera efficace e graficamente chiara la struttura del modello [13].

L'idea alla base del funzionamento del modello veicolo è quella di restituire in uscita un valore di coppia avendo come input una differenza di velocità: la coppia è quella che deve fornire il motore mentre la differenza di velocità proviene dal confronto, ad ogni time step, tra la velocità imposta e quella calcolata dal modello al tempo corrente. In altre parole, la differenza di velocità è scelta come parametro di controllo che, moltiplicato per una costante, fornisce la coppia motrice necessaria per seguire il profilo di velocità imposto. Così facendo, infatti, la coppia motrice è proporzionale alla differenza tra la velocità simulata e quella imposta e quindi è in grado di adattarsi automaticamente alle variazioni imposte dal profilo. In Figura 1 è presentato uno schema semplificato del funzionamento del veicolo.

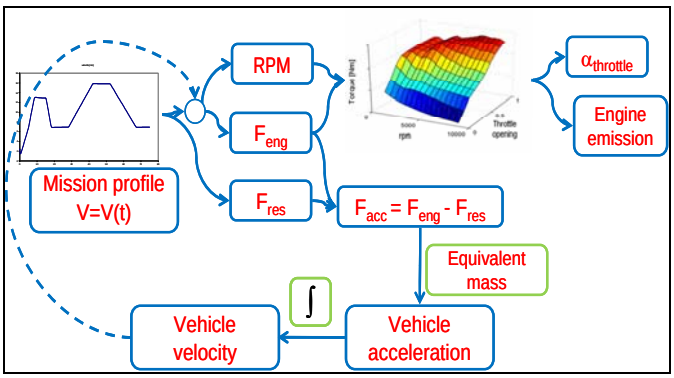

Figura 1 – Schema semplificato del modello veicolo.

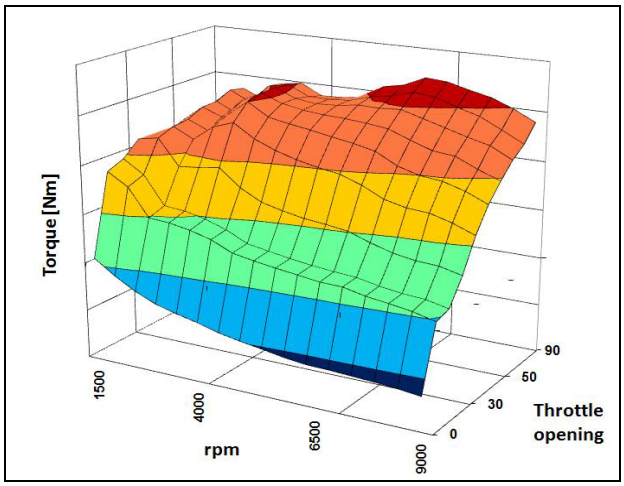

Figura 2 – Mappa di coppia del motore simulato.

Dati di input e di output del modello veicolo

Il modello veicolo è realizzato in modo da ricevere in ingresso i seguenti dati:

- Profilo di velocità (velocità *vs* tempo)
- Caratteristiche del veicolo:
  - Massa
  - Coefficienti di attrito e di resistenza aerodinamica
  - Caratteristiche geometriche della trasmissione automatica (lunghezze, masse, momenti di inerzia, ecc.)

I dati di output forniti dal modello sono:

- Coppia richiesta dal veicolo in esame per seguire il profilo di velocità imposto
- Rapporto di trasmissione del CVT (*Continuously Variable Transmission*) e conseguentemente numero di giri del motore

Conoscendo il numero di giri del motore e la coppia erogata, si entra nella mappa generata dal modello motore (Figura 2) e si ottiene il corrispondente angolo di apertura farfalla, determinando così univocamente il punto motore con tutte le grandezze ad esso correlate.

Bilancio di coppie per la determinazione della coppia accelerante

Come si vede dallo schema presentato in Figura 1, è necessario conoscere la coppia accelerante da cui poi, grazie alla conoscenza del momento di inerzia equivalente del veicolo, si risale all'accelerazione del veicolo ed infine, attraverso un'integrazione, alla velocità del mezzo.

La coppia accelerante è ottenuta da un bilancio effettuato all'albero di trasmissione secondario del CVT dello scooter.

$$T_{acc} = T_{eng} - T_{res} \tag{1}$$

Per far questo tutte le coppie ed i momenti di inerzia

considerati sono stati ricondotti all'albero di trasmissione secondario come coppie e momenti di inerzia equivalenti.

Coppia motrice (T_{eng}): è la coppia equivalente fornita dal motore, che quindi è calcolata come:

$$T_{eng} = T_{crank} \cdot \frac{1}{\tau} \tag{2}$$

Coppia resistente (T_{res}): dipende dalla velocità del veicolo e dal'attrito generato dal contatto tra ruota e strada. Per la sua determinazione quindi, oltre alla velocità del veicolo, sono stati utilizzati il coefficiente di attrito di rotolamento dei pneumatici, la superficie frontale e il Cx del veicolo.

Coppia accelerante (T_{acc}): è la coppia disponibile allo scooter per variare la sua velocità e quindi per seguire il profilo imposto. A partire da questa viene ricavata l'accelerazione angolare del secondario del CVT secondo la relazione:

$$\dot{\omega}_2 = \frac{T_{acc}}{J_{equiv}} \tag{3}$$

dove J_{equiv} è la somma dei momenti di inerzia del motore, della trasmissione (quindi variabile al variare del rapporto di trasmissione) e del veicolo, ricondotti all'albero secondario.

Principali componenti del modello veicolo

Prevedendo la complessità finale del modello, è stato seguito un approccio al problema di tipo modulare, in cui ogni sottocomponente del veicolo è realizzato come un singolo blocco che scambia informazioni con gli altri. Questo, oltre a fornire un'interfaccia grafica di più facile comprensione, ha dato anche vantaggi nelle fasi di sviluppo, rendendo possibile andare a raffinare e migliorare il funzionamento dei singoli sottocomponenti man mano che erano disponibili nuovi e più accurati dati sperimentali [13].

I sottocomponenti che sono stati realizzati per consentire una corretta simulazione del veicolo in tutte le condizioni di funzionamento sono la trasmissione automatica CVT (corredata di asservitore di coppia) e la frizione centrifuga.

Sottomodello CVT: la trasmissione automatica CVT (*Continuously Variable Transmission*), presente su tutti gli scooter moderni, fa sì che il rapporto di trasmissione sia continuamente variabile e dipenda dalle condizioni di funzionamento del mezzo, variando quindi con la velocità, il carico, la pendenza della strada e a seconda che il veicolo stia accelerando o decelerando [14], [15], [16], [17]. Questo fa sì che il rapporto di trasmissione tra motore e ruota non sia conoscibile a priori ma vada continuamente calcolato.

Nel caso del presente modello, la simulazione del CVT è necessaria proprio per poter risalire al numero di giri del motore. È stato infatti già mostrato nel paragrafo precedente come il modello calcola la velocità di rotazione del secondario del CVT attraverso un bilancio di coppie. Prevedendo quindi il corretto rapporto di trasmissione del CVT si può risalire al numero di giri del primario e quindi alla velocità di rotazione del motore, che è un dato di output del modello insieme con la coppia motrice.

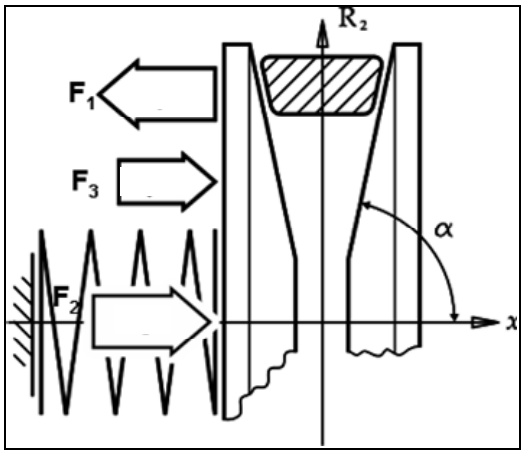

Figura 3 – Forze agenti sulla puleggia del secondario del CVT.

Le forze agenti sul CVT considerate nel modello sono (vedi Figura 3):

$$F_1 = k_c \omega_1^2 \tag{4}$$

fornita dalle massette centrifughe (rullini) poste al primario, tende ad allungare il rapporto di trasmissione.

$$F_2 = k_{cvt} \Delta p + k_{cvt}(x_i - x) \tag{5}$$

fornita dalla molla di contrasto, tende ad accorciare il rapporto di trasmissione.

$$F_3 = k_{t.s.r.} T_{eng} \tag{6}$$

fornita dall'asservitore di coppia, ha verso variabile a seconda che si sia in fase di accelerazione o decelerazione.

A seguito di alcune ipotesi semplificative, il sottomodello del CVT è stato ricondotto ad un sistema ad un g.d.l., in cui il rapporto di trasmissione è stato posto in funzione dello spostamento assiale della puleggia condotta (determinato a sua volta dal bilancio delle forze appena descritte).

Sottomodello della frizione centrifuga: tale componente ha la funzione di regolare automaticamente le fasi di attacco e stacco tra motore e ruota. Nel modello veicolo tale componente è necessario per simulare le parti in cui il veicolo sta fermo con il motore al minimo e le fasi di ripartenza in cui la frizione trasmette la coppia motrice attraverso lo slittamento tra ceppi e tamburo [13].

Le forze considerate nel modello (vedi Figura 4) sono la forza centrifuga ($M\omega_2^2 r$), responsabile della trasmissione di coppia tra ceppi e tamburo, e la forza delle molle di richiamo ($k\Delta d$), che stacca la frizione al di sotto di una certa velocità del veicolo.

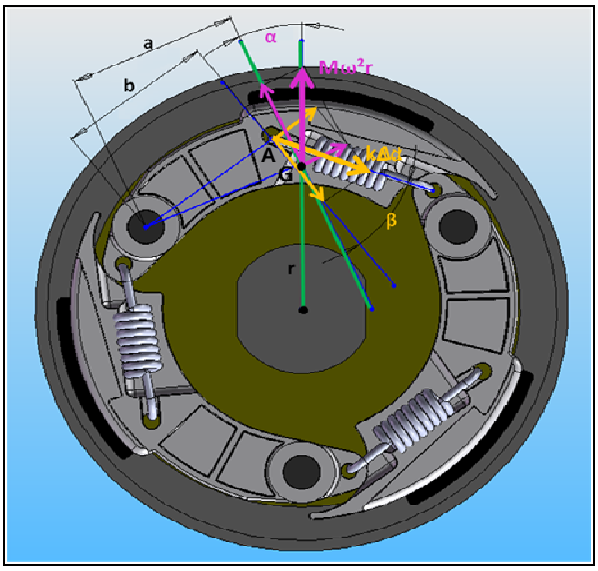

Figura 4 – Forze agenti sulla frizione centrifuga.

TARATURA E VALIDAZIONE DEL MODELLO VEICOLO

Per la taratura e la validazione del modello veicolo è stata condotta un'apposita campagna sperimentale sullo scooter 250 Xevo presso il banco a rulli della Piaggio. In particolare, le prove sono state svolte lungo il ciclo di omologazione antinquinamento europeo *UDC-EUDC*, e sono stati acquisiti i seguenti dati in funzione del tempo:

- Velocità
- Regime di rotazione del motore
- Rapporto di trasmissione
- Grado di apertura farfalla

Inoltre, sempre sul banco a rulli, è stata svolta una prova di accelerazione a piena apertura della farfalla seguita da una successiva decelerazione a gas chiuso (vedi Figura 9). Tale prova ha la caratteristica di riassumere in un unico test un gran numero di informazioni riguardanti il comportamento della trasmissione dello scooter, permettendo così di tarare correttamente il modello.

In Figura 6, Figura 7, Figura 8 e Figura 9 sono riportati i confronti tra i risultati sperimentali e quelli forniti dal modello tarato. Da notare il generale buon accordo con i dati sperimentali, segno di una corretta messa a punto del modello. Le discrepanze che si rilevano, ad esempio in alcuni punti di Figura 8 e Figura 9, sono da imputarsi principalmente alla scelta che è stata fatta alla base dello sviluppo del modello: per avere infatti uno strumento di calcolo che fosse il più possibile predittivo su di un'ampia gamma di configurazioni motore e veicolo, si è deciso di non ricercare una precisa corrispondenza con i dati sperimentali della singola prova attraverso l'uso di molte variabili di taratura, quanto piuttosto di ridurre al massimo il loro numero e la loro influenza. È stato pertanto realizzato un modello veicolo basato sui soli dati geometrici e legato il più possibile alla fisica del problema, pervenendo infine ad un sistema composto da due soli parametri di taratura.

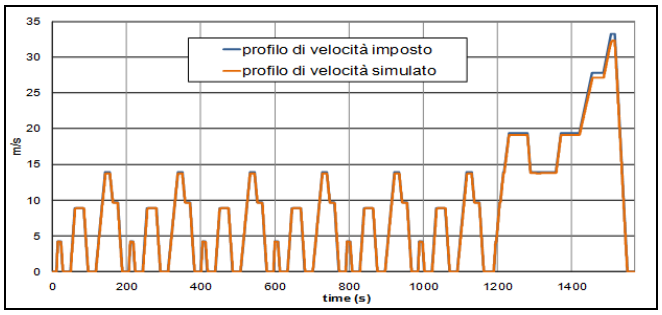

Figura 5 - Profilo di velocità in funzione del tempo: confronto tra profilo di velocità imposto e simulato.

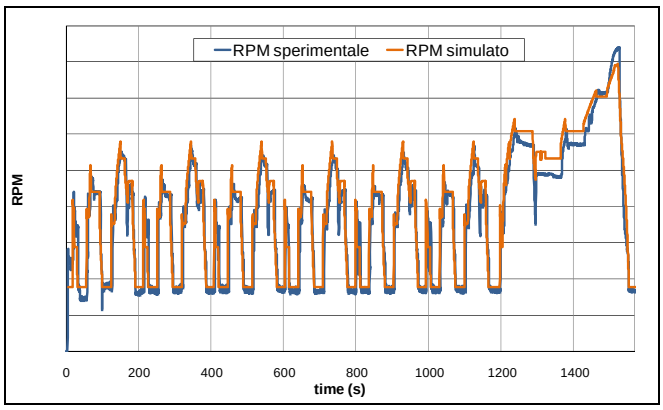

Figura 6 – Giri motore in funzione del tempo: confronto tra i dati sperimentali e i risultati numerici.

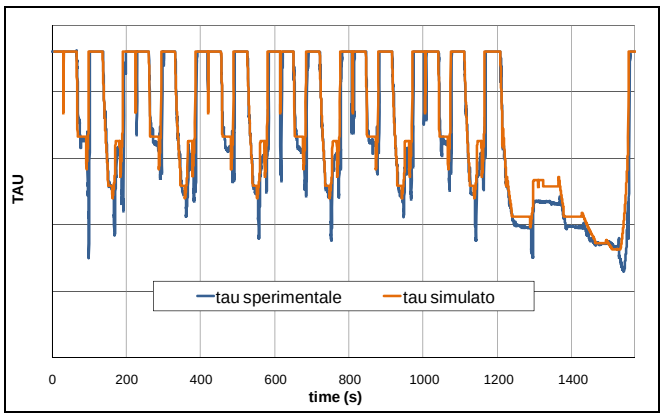

Figura 7 – Rapporto di trasmissione del CVT in funzione del tempo: confronto tra i dati sperimentali e i risultati numerici.

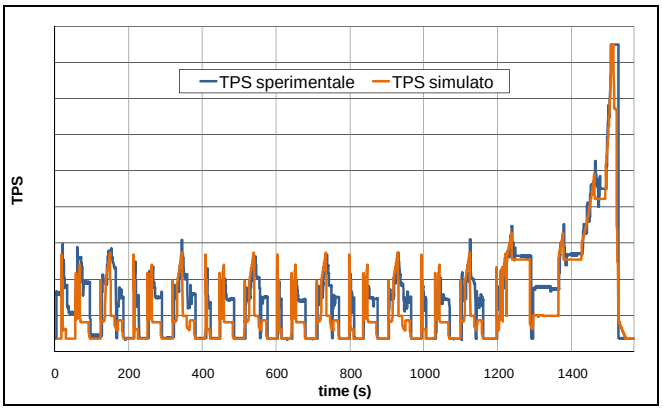

Figura 8 – Grado di apertura farfalla in funzione del tempo: confronto tra i dati sperimentali e i risultati numerici.

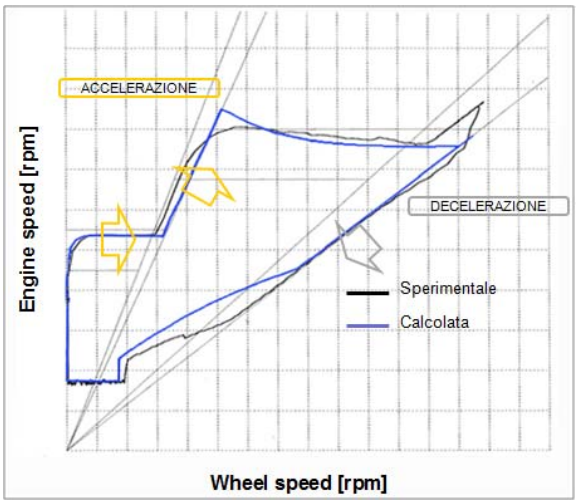

Figura 9 – Numero di giri del motore in funzione del numero di giri ruota: confronto tra i dati numerici e sperimentali.

ESEMPIO DI OTTIMIZZAZIONE DEL MOTORE SU UN PERCORSO URBANO

Dopo aver realizzato e validato il modello veicolo sulla base dei dati sperimentali acquisiti sul ciclo di omologazione *ECE-EUDC*, mostriamo ora un esempio di un suo possibile impiego.

L'obiettivo dell'applicazione che sarà di seguito esposta è quello di andare a ricercare, dato un tragitto urbano "tipico" percorso con un determinato scooter, quale è la configurazione motore che consente di migliorare il rendimento globale del mezzo e quindi i suoi consumi. In altre parole, si vuole andare ad ottimizzare geometrie e parametri del motore di partenza sulla base delle effettive condizioni di funzionamento che si troverà presumibilmente a dover affrontare nel corso della sua vita utile [18], [19].

Per far questo è stato quindi necessario costruire un modello di ottimizzazione, realizzato mediante il software ModeFRONTIER [20], che integrasse al suo interno il modello motore (WAVE) e il modello veicolo (MatLab-Simulink). Compito del software di ottimizzazione è quello di ricercare, attraverso la modifica dei parametri impostati come variabili dall'utente, la migliore configurazione motore che permetta di raggiungere la funzione obiettivo scelta. Andiamo quindi a descrivere nel dettaglio la procedura seguita per impostare il lavoro ed ottenere i risultati ricercati.

Acquisizione del profilo di velocità

Lo scooter utilizzato per l'acquisizione del profilo di velocità è il Piaggio 250 Xevo (di cui nel capitolo precedente è stata descritta la costruzione e validazione del modello). Tale scooter è stato strumentato con un ricevitore GPS a 5 Hz e gli è stato fatto percorrere un tratto cittadino studiato in modo da rappresentare un tragitto tipico e quindi rappresentativo del normale utilizzo quotidiano. In Figura 10 si riportano i risultati dell'acquisizione, che ha avuto una durata complessiva di 360 secondi.

Analisi del campo di funzionamento del motore

Una volta acquisito sperimentalmente il profilo di velocità, è stata condotta un'analisi per andare a rilevare i punti di funzionamento del motore, vale a dire il numero di giri, la pme erogata ed il grado di apertura farfalla in ogni punto del percorso seguito. Per effettuare questa analisi ci siamo avvalsi del modello veicolo che, una volta fatto girare sul percorso assegnato, ha fornito l'andamento di tutte le grandezze di interesse, senza il bisogno quindi di ricorrere a più dispendiose strumentazioni a bordo del veicolo reale.

In Figura 11 è riportata la percentuale di tempo a cui è stato utilizzato ciascun grado di apertura della farfalla.

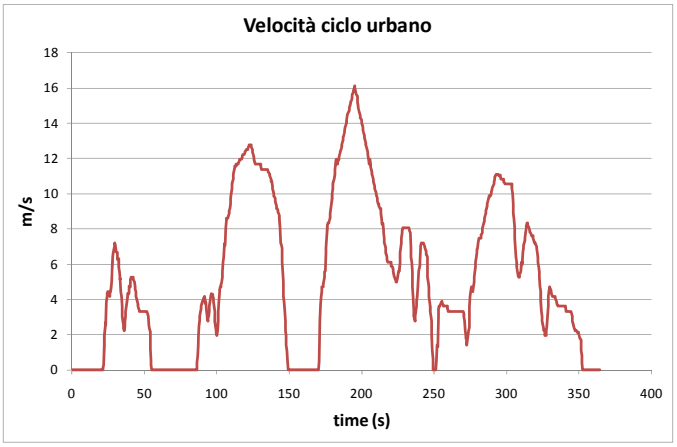

Figura 10 – Profilo di velocità urbano rilevato sperimentalmente.

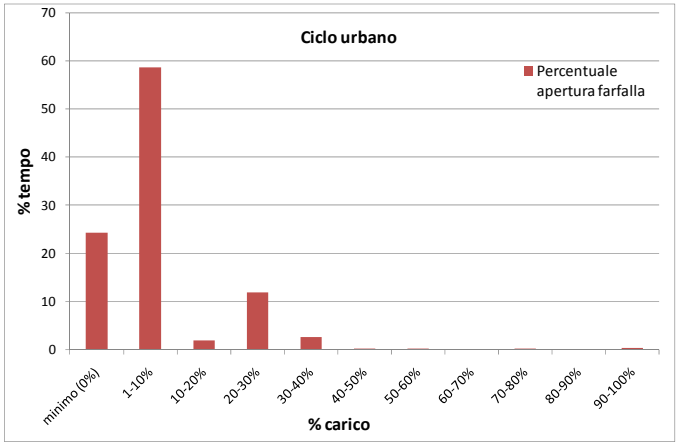

Figura 11 – Percentuale di apertura della farfalla ai vari carichi sul tempo totale.

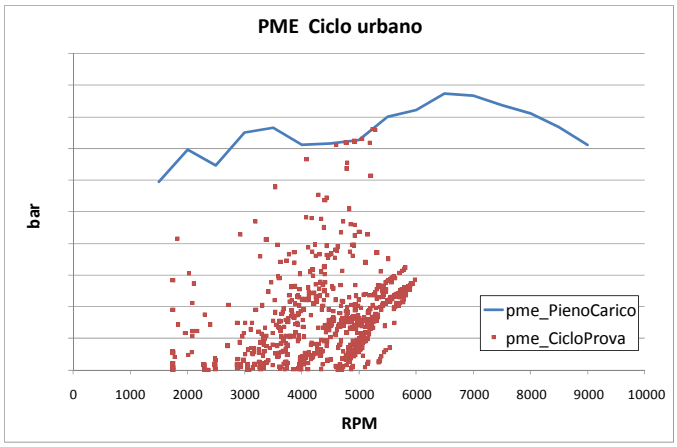

Figura 12 – Punti di funzionamento toccati dal motore lungo il percorso e andamento della pme massima.

È da notare come per larga parte del tempo il motore lavori in un range che va dal minimo fino a circa il 40% del carico, non andando quasi mai a sfruttare, se non per tempi molto brevi, la piena apertura del gas.

In Figura 12 sono mostrati, su un grafico in cui è riportata la pme in funzione del numero di giri, i punti di funzionamento toccati dal motore lungo il percorso, secondo quanto previsto dal modello tarato. Anche in questo caso si vede come la "nuvola" dei punti si concentri ai bassi carichi ed a giri medio-bassi.

Ottimizzazione del motore

Ricavati i punti di funzionamento ai quali si trova prevalentemente a lavorare il motore, è stato costruito il modello di ottimizzazione, finalizzato alla ricerca della configurazione motore che minimizzasse il consumo lungo il percorso cittadino assegnato. Come prima cosa sono stati scelti i parametri sui quali andare ad agire ed i range entro i quali poteva avvenire la loro variazione (vedi Tabella 1). Nell'ottica di non apportare modifiche "pesanti" sul motore originale, ma di ricercare piuttosto una sua configurazione mirata all'utilizzo cittadino, è stato deciso di intervenire semplicemente sul punto di ancoraggio delle valvole, sul loro profilo e sulla lunghezza del condotto di scarico e del condotto di aspirazione (lavorando quindi principalmente sull'accordatura). È stato inoltre imposto un vincolo sui valori di coppia e potenza erogati a pieno carico dalla configurazione ottimizzata, al fine di non peggiorare troppo le prestazioni del motore in fase di accelerazione e in termini di velocità massima.

In Tabella 1 sono quindi riassunti i parametri motore considerati nel modello di ottimizzazione ed i risultati a cui si è pervenuti. Dall'analisi della tabella si vede come il processo di ottimizzazione abbia fornito una configurazione in cui è stata ridotta l'alzata delle valvole di aspirazione al 90% (tramite un coefficiente moltiplicatore del profilo) e ne è stato ridotto il ritardo di chiusura anticipandone l'ancoraggio e riducendone l'ampiezza (sempre tramite un opportuno moltiplicatore). Sulle camme di scarico le variazioni sono state minori, essendosi limitate ad un posticipo dell'ancoraggio e ad una lieve diminuzione dell'alzata. In parallelo l'ottimizzatore ha ricercato la migliore accordatura dei condotti per la fasatura modificata, in modo da sfruttare al meglio gli effetti dinamici ai bassi e medi regimi.

Il motore ottimizzato, una volta inserito nel modello veicolo, ha portato ad una diminuzione del consumo sul percorso cittadino del 3%. Si sottolinea ulteriormente come tale risparmio sia stato ottenuto intervenendo su pochi parametri e quindi lasciando inalterato gran parte del motore originale. In altre parole tale configurazione è attuabile con un intervento ridotto e dai bassi costi realizzativi. In Figura 13 si evidenzia come il risparmio globale del 3% sul consumo sia dovuto essenzialmente al miglioramento del consumo specifico ai carichi maggiormente utilizzati lungo il percorso (quelli quindi su cui si è concentrato il processo di ottimizzazione).

Tabella 1 – Parametri motore variati nell'ottimizzazione: confronto tra la configurazione originale e quella ottimizzata.

	Configurazione motore originale	Range di variazione	Tendenza ottimizzazione	Configurazione motore ottimizzata
Lunghezza aspirazione	242.5 mm	+/- 40 mm		262.5 mm
Lunghezza scarico	600 mm	+/- 70 mm	accorciato di circa il 10%	530 mm
Ancoraggio valvola scarico	25°[redacted]	+/- 10°	posticipato	25°[redacted]
Ampiezza profilo scarico	100%	80% - 100%	100%	100%
Alzata profilo scarico	100%	80% - 100%	100% - 95%	95%
Ancoraggio valvola aspirazione	47°[redacted]	+/- 10°	anticipato	46°[redacted]
Ampiezza profilo aspirazione	100%	80% - 100%	90%	90%
Alzata profilo aspirazione	100%	80% - 100%	80% - 90%	90%

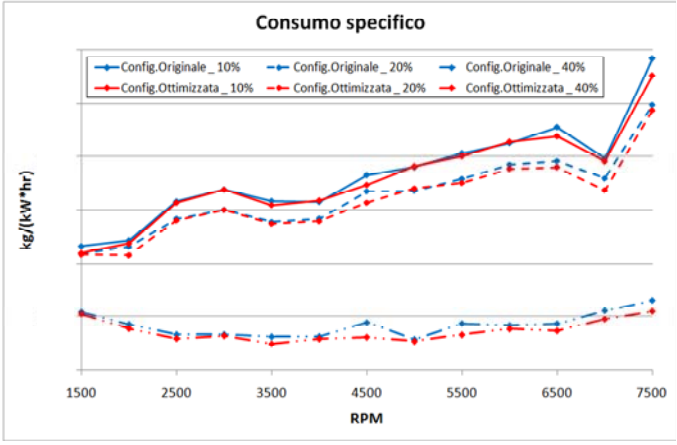

Figura 13 – Confronto del consumo specifico, per tre diversi gradi di apertura farfalla, tra il motore originale e quello ottimizzato.

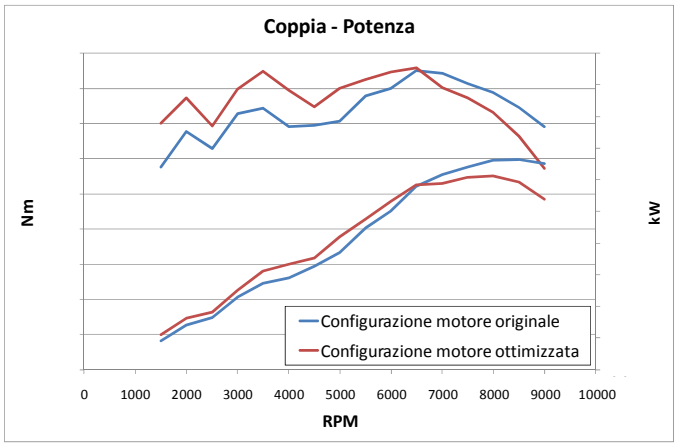

Figura 14 – Confronto tra le curve di coppia e potenza a pieno carico della configurazione originale e di quella ottimizzata.

In Figura 14 sono invece presentati i risultati ottenuti in termini di coppia e potenza a pieno carico dal motore modificato, confrontati con quelli del motore di partenza.

Si nota come si sia ottenuto un motore più pieno ai bassi e medi regimi, con un perdita del 7.5% sulla potenza massima.

Al fine di quantificare tale perdita in termini di prestazioni ottenibili dallo scooter, sempre attraverso il modello veicolo è stata effettuata una simulazione di accelerazione a piena apertura del gas fino alla velocità massima. I risultati ottenuti per le due configurazioni sono riportati in Figura 15: lo scooter con installato il motore ottimizzato per il percorso cittadino ha un'accelerazione leggermente più bassa e raggiunge una velocità massima di soli 5 km/h inferiore.

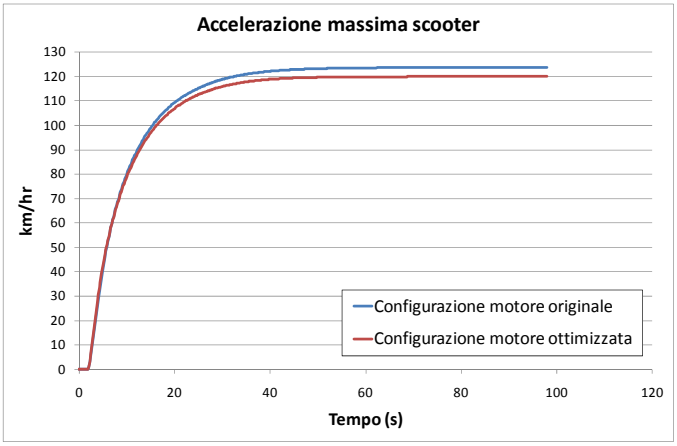

Figura 15 – Profilo di accelerazione a piena apertura: confronto tra il motore originale e quello ottimizzato.

CONCLUSIONI

Nel presente articolo è stato presentato un approccio originale alla simulazione dinamica del sistema veicolo attraverso l'utilizzo di MatLab-Simulink. Si è pertanto illustrata la realizzazione di un modello numerico in grado di simulare l'accoppiamento motore-veicolo, con la finalità di prevederne le condizioni di funzionamento su di un percorso assegnato. Per far questo, oltre alla realizzazione e validazione del modello 1-D del motore (lavoro presentato negli articoli [8], [9]), è stata svolta una campagna sperimentale sul veicolo (uno scooter) presso il banco a rulli di Piaggio. Questo ha permesso di mettere a punto e di validare il modello realizzato, rendendolo quindi predittivo del reale comportamento dello scooter. Tale strumento di calcolo presenta molteplici applicazioni: consente, ad esempio, di poter prevedere in fase di progettazione le emissioni inquinanti ed i consumi che avrà un veicolo accoppiato ad un particolare motore lungo il percorso di omologazione antinquinamento europeo, permettendo quindi di poter intervenire con modifiche migliorative, sia sulle caratteristiche del motore che del veicolo, al fine di rientrare nei limiti imposti. In particolare in questo articolo è stata mostrata una specifica applicazione del modello finalizzata alla ricerca di una configurazione migliorativa del motore, dal punto di vista del rendimento globale e dei consumi, su di un tipico percorso cittadino acquisito sperimentalmente. Attraverso un software di ottimizzazione è stato pertanto realizzato un ambiente di calcolo che integrasse il modello motore-veicolo insieme con gli obiettivi dell'ottimizzazione ed i parametri motore su cui agire. I risultati raggiunti in termini di consumo sul percorso assegnato hanno mostrato le potenzialità di questo tipo di approccio nel trovare una soluzione migliorativa anche andando ad intervenire su di un numero limitato di parametri. Il pacchetto software composto dal modello motore-veicolo e dall'ottimizzatore ha infatti indicato una serie di modifiche alla fasatura delle camme, al loro profilo e all'accordatura dei condotti che hanno consentito di migliorare il rendimento del motore ai regimi e ai carichi a cui va maggiormente a lavorare durante il suo normale utilizzo urbano. Questo ha comportato un risparmio previsto del 3% sul consumo totale, a fronte di una perdita di velocità massima di 5 km/h e di un andamento

di coppia massima più pieno ai medi e bassi regimi ed inferiore agli alti, con una corrispondente perdita di potenza massima del 7.5%.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

1. Buratti, Cavallino, Celasco, Le tecnologie motoristiche per soddisfare emissioni e consumi nella prima decade degli anni 2000, Università di Genova, 2000.
2. W.P.M Kaerlaeckens, R.J.H. Deckers, The application of Wave in the early stages of engine design, Nedcar Technology.
3. P. A. Golubev, M. A. Mironychev, A. M. Nesterenkov, Application of the WAVE system at the initial stages of engine design, OJSC "ZMZ" Russia
4. R. Wirtz, D. Mazzoni, Application of WAVE in Motorcycle Prototyping, DUCATI Motor S.p.A., Bologna, Italy.
5. Osborne R., Concurrent WAVE/MatLab Simulink Simulation Applied to HSDI Diesel ECU Calibration, Dunton Engineering Centre, 2001.
6. A. J. Martyr, M. A. Plint, Engine Testing, SAE International, 2007.
7. H. Zhao, N. Ladommatos, Engine Combustion Instrumentation And Diagnostic, SAE International, 2001.
8. A. Bellissima, G. Ferrara, L. Ferrari, J. Fiaschi, Utilizzo di tecniche di sperimentazione con sensori dinamici di pressione per la taratura di modelli di calcolo 1-D per motori a combustione interna, 63° congresso nazionale ATI, 2008.
9. A. Bellissima, E. A. Carnevale, G. Ferrara, L. Ferrari, J. Fiaschi, Messa a punto ed utilizzo di tecniche di sperimentazione per la taratura di modelli 1-D per la previsione delle prestazioni ai carichi parziali, 64° congresso nazionale ATI, 2009.
10. Cavallo A., Setola R., Vasca F., Using MatLab, SIMULINK and Control System Toolbox. A Practical Approach, Liguori Editore, 1996.
11. Bellissima A., Simulazione ed ottimizzazione del sistema motore-veicolo per la riduzione dei consumi e delle emissioni inquinanti, Tesi di Dottorato, Facoltà di Ingegneria, Firenze, 2010.
12. Bellissima A., Ferrara G., Assirelli F., Carmignani L., Di Palma S., Combined WAVE-Simulink simulation to predict the exhaust emissions during an ECE-40 homologation cycle for a CVT vehicle, 2008-32-0063 (SAE) / 20084763 (JSAE) (2008), SAE International, 2008.
13. Bellissima A., Ferrara G., Assirelli F., Carmignani L., Di Palma S., Calibration and validation of a numerical model developed to simulate the working conditions of a scooter vehicle on a mission profile, 09ICE-0137/2009-24-0129 (2009), SAE International, 2009.
14. Anderson B. D., Maten J. R., Continuously Variable Transmission (CVT), 2006.
15. Carbone G., Mangialardi L., Bonsen B., Tursi C., Veenhuizen P. A., CVT Dynamics: Theory and experiments, 2007.
16. Mantriota G., Infinitely variable transmissions with automatic regulation, Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering, 2001.
17. Wicke V., Brace C.J., Vaughan N.D., The potential for simulation of driveability of CVT vehicles, SAE paper 2000-01-0830, 2000.
18. Di Palma S., Franchini F., Fuligno L., Unifying the Piaggio 125cc and 150cc engine intake systems by means of multi-objective optimization, EnginSoft, 2008.
19. Di Palma S., Simoncini M., Definizione layout di un motore 4T 4V Piaggio mediante l'utilizzo di modeFRONTIER applicato ad un modello WAVE 1D parametrico, EnginSoft Users' Meeting, 2008.
20. Esteco s.r.l., modeFRONTIER, Multi-Objective Design Environment, Tutorial.

NOMENCLATURA

J_{equiv}	Momento d'inerzia equivalente alla puleggia condotta del CVT [kg*m2]
k	Costante di rigidezza delle molle della frizione centrifuga [N/m]
k_c	Parametro di taratura delle masse centrifughe del CVT
M	Massa dei ceppi della frizione centrifuga [kg]
r	Distanza fra il centro della frizione centrifuga e il baricentro dei ceppi della frizione stessa [m]
k_{cvt}	Costante di rigidezza della molla di contrasto CVT [N/m]
$k_{t.s.r.}$	Parametro di taratura dell'asservitore di coppia
T_{acc}	Coppia accelerante alla puleggia condotta del CVT [Nm]
T_{crank}	Coppia motrice all'albero motore [Nm]
T_{eng}	Coppia motrice alla puleggia condotta del CVT [Nm]
T_{res}	Coppia resistente alla puleggia condotta del CVT [Nm]
x	Spostamento assiale della puleggia condotta [m]
x_i	Posizione assiale della puleggia condotta quando ω_1=0 [m]
τ	Rapporto di trasmissione del CVT
Δd	Allungamento delle molle della frizione centrifuga [m]
ω_1	Velocità angolare dell'albero motore [rad/s]
ω_2	Velocità angolare della puleggia condotta [rad/s]

SUMMARY

The need to improve the global efficiency of the vehicle is continuously increasing, in order to reduce fuel consumption and pollutant emissions. To obtain this, one of the main strategies is to find the best match between the vehicle and the engine.

Within this context, a computational tool was developed which allows to match the 1-D engine simulation with the dynamic simulation of the whole vehicle, in order to predict the operating conditions of the vehicle itself and therefore its consumption and emissions during a generic time-speed profile given by the user.

The vehicle model (in this case a scooter) was validated with experimental data measured on a chassis dynamometer

along the European homologation cycle *UDC-EUDC*. The aim of the study was to use this simulation tool in an engine optimization analysis in order to reduce the consumption on an actual urban path.

At first the velocity profile was experimentally acquired and then all the engine operating points on this path were analysed by means of the model.

An optimization model, coupled with the vehicle model, was consequently built in order to find an engine configuration that minimizes the consumption along the urban velocity profile, by mean of the reduction of the specific consumption.

The results showed the high potential of this approach, that allows to simulate a large number of engine configurations, supplying predictive responses and guidelines for the effective development of the real engine.