

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale,
dell'Autoveicolo e della Produzione

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

**Sviluppo di un modello per la simulazione
di veicoli convenzionali e ibridi:
validazione ed implementazione
di una strategia di controllo rule-based**



Relatore

Prof. Daniela Anna Misul

Candidato

Luca Cominelli

Marzo 2018

Sommario

1	Introduzione	1
1.1	Le normative.....	1
1.2	Le emissioni.....	3
1.2.1	Emissioni inquinanti.....	3
1.2.2	Emissioni di gas serra ed effetto serra.....	3
1.3	Motori ad accensione per compressione.....	4
1.3.1	Emissioni allo scarico dei motori ad accensione per compressione.....	7
1.4	Sistemi di post-trattamento nei motori ad accensione per compressione.....	10
1.4.1	Catalizzatori ossidanti	11
1.4.2	Filtri per il particolato	11
1.4.3	Catalizzatori riducenti per gli NO _x	13
1.4.4	Sistemi <i>DPNR</i>	14
1.5	Motivazioni dell'avvento dei veicoli ibridi	15
1.6	Veicoli ibridi elettrici.....	16
1.6.1	Ibrido di tipo serie	17
1.6.2	Ibrido di tipo parallelo.....	17
1.6.3	Ibrido di tipo serie-parallelo.....	19
1.6.4	Ibrido di tipo complesso	20
1.6.5	Classificazione in base alla posizione dei motori elettrici	21
2	Modello veicolo convenzionale CV e motore termico.....	23
2.1	Variabili di input.....	23
2.2	Caratteristiche cicli in analisi	24
2.3	Caratteristiche veicolo in esame	24
2.3.1	Dati chassis.....	24
2.3.2	Dati powertrain.....	24
2.4	Modelli cinematici.....	26
2.4.1	Metodo <i>Coast-Down</i>	27
2.4.2	Metodo <i>Dynamic</i>	28
2.4.3	Metodo <i>Driveline</i>	29
2.5	Gestione del sistema di Post-Trattamento	31
2.6	Calcolo del consumo energetico e di combustibile	35
3	Modello Veicolo Ibrido Elettrico HEV P2.....	37
3.1	Funzionamento veicolo HEV P2	37

3.2	Caratteristica della macchina elettrica	40
3.3	Caratteristiche degli Energy Storage System	42
3.4	Torque Coupling Device	44
3.5	Modellizzazione powertrain HEV P2.....	45
3.5.1	Modalità di funzionamento	45
3.5.2	Richieste di potenze meccaniche ed elettriche alla powertrain.....	47
3.5.3	Valutazione dello Stato di Carica SOC	48
4	Modello Veicolo Ibrido Elettrico Plug-In PHEV P2	51
4.1	Funzionamento veicolo PHEV P2.....	51
4.2	Caratteristiche della powertrain elettrica.....	54
4.3	Modellizzazione powertrain PHEV P2.....	55
4.3.1	Modalità di funzionamento	55
4.3.2	Richieste di potenze alla powertrain	56
4.3.3	Valutazione dello Stato di Carica SOC	57
5	Risultati Veicolo Convenzionale CV	59
5.1	Cicli guida analizzati	59
5.2	Risultati veicolo convenzionale senza gestione del sistema di Post-Trattamento.....	61
5.2.1	Validazione del veicolo convenzionale.....	61
5.2.2	Risultati CV su altri cicli.....	65
5.3	Risultati veicolo convenzionale con gestione del sistema di Post-Trattamento.....	66
5.3.1	Risultati della validazione del veicolo convenzionale con la gestione del sistema di post trattamento.....	66
5.3.2	Risultati CV su altri cicli.....	72
6	Risultato Veicolo Ibrido Elettrico HEV	75
6.1	Analisi effettuate.....	75
6.1.1	Analisi riguardo le prestazioni del sistema Start & Stop	75
6.1.2	Analisi riguardo le diverse strategie RBC esaminate.....	76
6.1.3	Analisi riguardo alla gestione della potenza erogabile dall'ESS	77
6.1.4	Analisi del veicolo HEV P2 con gestione del sistema di Post-trattamento.....	77
6.2	Risultati veicolo HEV P2	78
6.2.1	Valutazione della perdita di temperatura della linea di scarico nel funzionamento in modalità Puro Elettrico PE.....	86
6.2.2	Risultati veicolo HEV P2 con ESS non completamente carico	87
7	Risultati Veicolo Ibrido Elettrico Plug-In PHEV.....	89
7.1	Analisi effettuate.....	89
7.1.1	Analisi riguardo alle prestazioni del sistema di Start & Stop	89
7.1.2	Analisi riguardo le diverse strategie RBC esaminate.....	90
7.1.3	Analisi riguardo alla gestione della potenza erogabile dall'ESS	91

7.1.4	Analisi del veicolo PHEV P2 con gestione del sistema di Post-trattamento	91
7.2	Risultati veicolo PHEV P2	92
7.2.1	Risultati veicolo PHEV P2 con ESS non completamente carico	100
8	Conclusioni e futuri sviluppi.....	103
9	Bibliografia.....	105
	Ringraziamenti	107

1 Introduzione

Al giorno d'oggi il riscaldamento globale e l'effetto serra sono problemi che toccano e influenzano tutti i tipi di industria, compresa l'industria automobilistica. Molte società, partendo da quelle europea, giapponese e americana fino ad arrivare alle società dei paesi emergenti, hanno introdotto dei limiti stringenti al fine limitare il problema di emissione di gas serra (in particolare di anidride carbonica, CO₂) e di inquinanti [1]. In Europa il settore dei trasporti è responsabile del 20% delle emissioni totali di CO₂; nello specifico, le sole autovetture lo sono nella misura del 12% [2-3]. Gli stati dell'Unione Europea, a seguito della sottoscrizione del protocollo di Kyoto, hanno dichiarato l'intento di ridurre dell'8% le emissioni di CO₂, rispetto ai livelli del 1990, entro dicembre 2008 [4]. Le sempre più stringenti normative hanno portato i principali costruttori di mezzi di trasporto, sia leggeri che pesanti, a investire in nuove powertrain e tecnologie innovative che permettano di ridurre le emissioni. Come numerosi studi affermano [2-5], tenendo in considerazione anche l'inquinamento derivante dai processi di produzione dell'energia elettrica, l'adozione di una powertrain ibrida al momento risulta essere la miglior soluzione per poter mitigare il problema delle emissioni e rispettare le normative anti-inquinamento. Con powertrain ibrida si intende il sistema composto da un motore a combustione interna affiancato da una componente elettrica adibita sia alla trazione che al recupero di energia.

1.1 Le normative

Il peggioramento della qualità dell'aria dovuto ai mezzi di trasporto a motore è stato fonte di preoccupazione a partire dagli anni '60 ed è subito stato posto sotto monitoraggio da parte di Europa, USA e Giappone; in particolare gli inquinanti che preoccupavano erano la concentrazione di monossido di carbonio (CO) nelle aree urbane e di diossido di azoto (NO₂) nelle aree metropolitane. Questo ha reso necessario la definizione di una procedura standard, da parte delle autorità per la protezione ambientale e dai produttori di mezzi di trasporto a motore, che ne permettesse il controllo delle emissioni inquinanti con l'obiettivo di riprodurre le condizioni di utilizzo medie delle powertrain misurabili attraverso strumenti semplici e accurati. Le normative studiate si differenziano sia per tipo di veicolo che per stato ove la normativa è applicata.

Nel caso delle normative Europee per automobili, a partire dalla normativa *Euro 1* del 1993 fino ad arrivare alla normativa *Euro 6* del 2014 si sono gradualmente posti vincoli sempre più stretti sulle emissioni di inquinanti, cioè quelle di monossido di carbonio (CO), ossidi di azoto (NO_x), idrocarburi incombusti (HC) e particolato (PM).

Per quanto riguarda le emissioni di gas serra, in particolare di anidride carbonica (CO₂), la prima direttiva arrivò volontariamente nel 1998/99 da un accordo tra la Commissione Europea e l'industria automotive, rappresentata da ACEA (*European Automobile Manufacturers Association*), JAMA (*Japanese Automobile Manufacturers Association*) e KAMA (*Korean Automobile Manufacturers Association*) che aveva come obiettivo la riduzione a 140 g/km di emissioni medie di CO₂ entro il 2008/09. Visto però che la riduzione di emissioni di CO₂ non raggiunse l'obiettivo preposto, la Commissione Europea introdusse dei nuovi target. Per quanto riguarda le autovetture, nel 2009 sono stati introdotti due limiti: uno a breve termine di 130 g/km da raggiungere entro il 2015 e uno a lungo termine di 95 g/km di CO₂ da raggiungere nel

2021; per quanto riguarda i veicoli commerciali, nel 2011 sono stati introdotti due limiti differenti: uno a breve termine di 175 g/km da raggiungere nel 2017 e uno a lungo termine di 147 g/km da raggiungere nel 2020 [9].

Fino a settembre 2017 la misura delle emissioni e i limiti sopra descritti erano definiti sulla base del ciclo omologativo *New European Driving Cycle* (NEDC). È però in atto, da settembre 2017 a settembre 2019, una fase di transizione tra due diversi cicli omologativi: il ciclo NEDC viene affiancato (fino a raggiungere una completa sostituzione) dal ciclo WLTP (*Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure*) poiché è stato dimostrato che siccome il ciclo NEDC non era derivato da un ciclo di guida reale aveva un profilo non rappresentativo della guida degli utenti e quindi le emissioni risultavano più basse di quelle dell'utilizzo giornaliero [10]; è previsto inoltre l'inserimento di una prova di guida su strada per simulare al meglio le condizioni reali di utilizzo del mezzo (RDE, *Real Driving Emissions*). A seguito di questa transizione i limiti delle emissioni verranno ricalcolati al fine di basarsi sul ciclo WLTP, che sarà il ciclo omologativo di riferimento dal 2019. Di seguito sono riportati i cicli NEDC e WLTP.

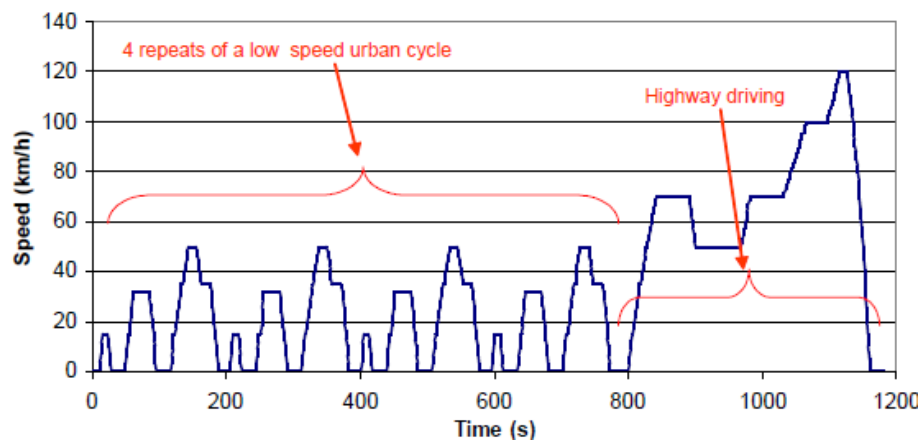


Figura 1.1 - Ciclo omologativo NEDC[11]

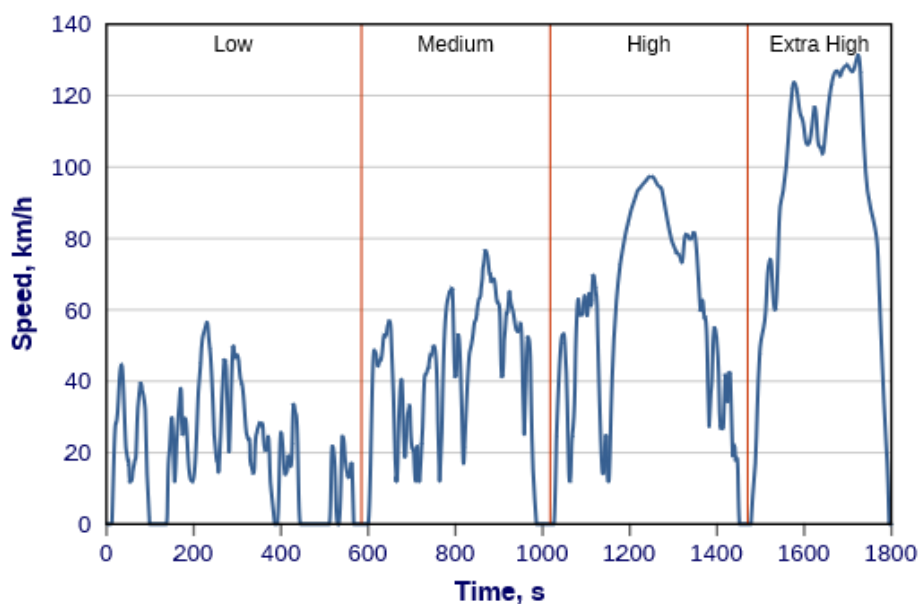


Figura 1.2 - Ciclo omologativo WLTP 3b[12]

1.2 Le emissioni

Le emissioni di un motore a combustione interna, sia esso ad accensione comandata (*S.I.*) o ad accensione per compressione (*C.I.*), si dividono in due classi: le emissioni inquinanti, così chiamate perché sostanze dannose alla salute, e le emissioni di gas serra.

1.2.1 Emissioni inquinanti

Le emissioni inquinanti si dividono in inquinanti *primari* e *secondari*.

Gli inquinanti *primari* sono prodotti direttamente dal motore e possono avere effetto sia direttamente che diventando precursori per gli inquinanti secondari. Possono provenire da diverse fonti:

- Direttamente dalla combustione, che può essere non ideale e incompleta: qui si formano monossido di carbonio (CO), idrocarburi incombusti (HC), ossidi di azoto (NO_x) e particolato (PM);
- Da additivi o specie chimiche presenti all'interno del combustibile, come: ossidi di zolfo (SO_x), composti metallici (come sali di piombo);
- Dal lubrificante (sia aerosol che liquido) o da usura dei componenti interni del motore.

Gli inquinanti *primari* si dividono quindi in *inquinanti primari gassosi* (CO, HC, NO_x, SO_x, aerosol dal lubrificante) e *inquinanti primari solidi* (PM e composti metallici).

Gli inquinanti *secondari* sono specie chimiche che provengono dalla reazione delle emissioni in atmosfera. Le emissioni principali sono:

- Ozono a livello del terreno;
- Smog fotochimico;
- Piogge acide.

1.2.2 Emissioni di gas serra ed effetto serra

La temperatura presente sulla superficie terrestre proviene dal risultato di un equilibrio energetico tra la radiazione proveniente dal sole e quella re-immessa nello spazio.

La forzante climatica viene definita come il cambiamento del bilancio di energia planetario con lo spazio effettuato a causa di perturbazioni imposte, siano esse naturali o antropologiche, come l'aumento della concentrazione di CO₂ o dell'attività solare. I principali responsabili della forzante climatica sono i cosiddetti *gas serra*, sostanze naturalmente presenti in atmosfera che possono catturare la radiazione riflessa dalla superficie terrestre, rimandandola verso la stessa. Una forzante positiva tende a riscaldare la superficie terrestre, mentre una forzante negativa tende a raffreddarla. Il forzante radiativo di ogni sostanza viene misurato in W/m^2 e si riferisce all'atmosfera pre-industriale (prima del 1750).

I gas serra emessi da un motore non sono composti solo da CO₂ ma, tra i più comuni, abbiamo anche il protossido di azoto (N₂O) e il metano (CH₄) che hanno una vita più lunga e un effetto più forte come forzante radiativo, anche se emessi in quantità minori. Al fine di calcolare quindi l'effetto dei gas serra sul forzante radiativo ci si rifà alla *CO₂ equivalente*, che sfrutta il *Global Warming Potential (GWP)*: esso misura il contributo di un determinato gas (i) serra al forzante radiativo rispetto alla CO₂ [13]:

$$GWP_i = \frac{\int_0^{TH} RF_i(t) dt}{\int_0^{TH} RF_{CO_2}(t) dt} \quad (1.1)$$

Dove RF_i è il forzante radiativo della specie i -esima, RF_{CO_2} è il forzante radiativo della CO_2 , specie di riferimento e l'intervallo di integrazione $[0, TH]$ è l'orizzonte di tempo scelto per il calcolo del GWP . La CO_2 equivalente (CDE : *Carbon Dioxide Equivalent*) è quindi calcolata come:

$$CDE = \sum_i (GWP_i \cdot M_i) \quad (1.2)$$

Dove M_i è la massa emessa della specie i -esima di gas serra considerato.

1.3 Motori ad accensione per compressione

Per motori ad accensione per compressione, o *compression ignition engine* (*C.I. engine*), si indica la famiglia di motori che utilizza combustibili ad alta reattività, come ad esempio il gasolio e il biodiesel. Data l'alta reattività e la bassa volatilità dei combustibili adatti a questo genere di motore non vi è quindi la possibilità di premiscelare il combustibile con aria come nei motori ad accensione comandata senza avere reazioni di combustione; il combustibile viene pertanto iniettato nella camera di combustione a pressioni elevate in prossimità del *Punto Morto Superiore* (*PMS*), al termine della fase di compressione. L'alta pressione di iniezione, unite all'elevata velocità del getto (>100 m/s, [14]) permette al getto di combustibile liquido di suddividersi in un fine spray di goccioline (diametro ≤ 10 μ m, [14]). Una volta che le goccioline di combustibile entrano in contatto con l'aria, grazie ad un intenso mescolamento dato dai moti turbolenti presenti all'interno del cilindro ed all'alta temperatura dell'aria compressa, esse si vaporizzano e quindi si mescolano con l'aria dove, a contatto con l'ossigeno, formeranno una miscela con la caratteristica di un'autoaccensione spontanea, senza alcuna necessità di innesco esterno (ad esempio di una candela, come avviene nei motori ad accensione comandata).

I moti turbolenti presenti all'interno della camera di combustione che permettono la vaporizzazione del gettono il moto di *swirl* (il principale in un motore ad accensione per compressione) ed il moto di *squish*; è altresì da segnalare il moto di *tumble*, presente in misura maggiore nei motori ad accensione per compressione. Essi si identificano per le seguenti caratteristiche:

- *Moto di swirl*: con esso si intende il movimento rotatorio organizzato della carica intorno all'asse del cilindro; esso deriva dalla componente tangenziale di velocità con cui l'aria entra nel cilindro. Per ottenere un buon moto di swirl si agisce sulla geometria del port e della valvola di aspirazione
- *Moto di squish*: con esso si indica il movimento rotatorio organizzato radialmente della carica sulla porzione discoidale di camera che si crea tra stantuffo e testata nell'intorno del *PMS*. Viene realizzato mediante un'incavatura (detta *bowl*) realizzata nel cielo del pistone.
- *Moto di tumble*: con esso si indica il movimento rotatorio organizzato della carica intorno a un asse perpendicolare all'asse del cilindro. Esso si forma durante l'apertura della valvola di aspirazione, sia nella fase di aspirazione che in quella di compressione, grazie alla particolare forma del port di aspirazione, detto *tuffante*.

I moti organizzati (nel caso di motori ad accensione per compressione parliamo di *swirl* e *squish*), possono essere più o meno accentuati ed hanno come obiettivo la riduzione della penetrazione del getto (evitando il contatto con le pareti della camera) favorendo il mescolamento della carica (Figura 1.3). Diviene quindi fondamentale la ricerca del giusto compromesso per non avere un impatto del getto contro le pareti della camera nel caso di

turbolenza troppo debole e di evitare che con una turbolenza troppo alta si tenda a ridurre eccessivamente il mescolamento.

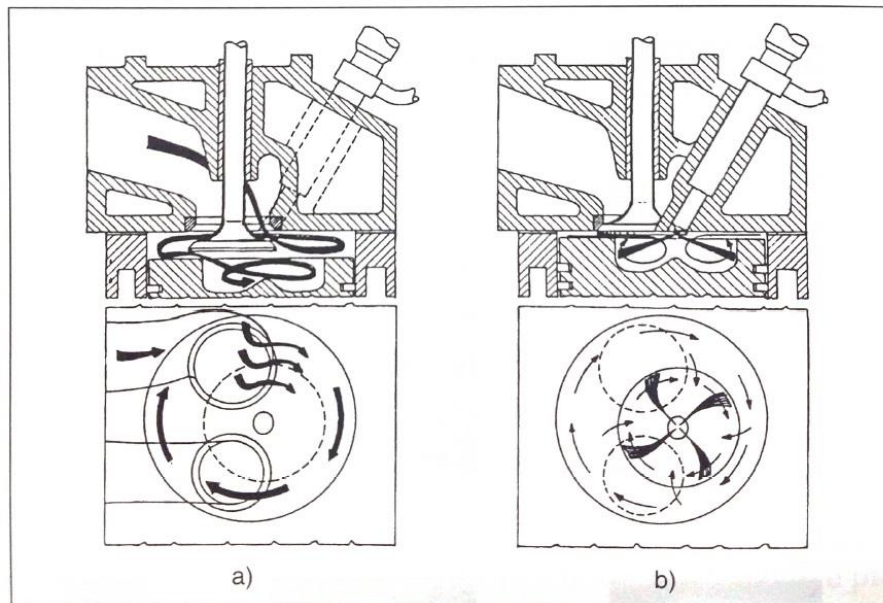


Figura 1.3 - Rappresentazione dell'effetto di squish e di swirl in un motore C.I. [14]

Nei motori ad accensione per compressione si ha una combustione di tipo *diffusiva*, combustione che richiede un particolare rapporto di miscela aria/combustibile solo a livello locale, non necessariamente in tutta la camera; questo consente di variare il carico applicato al motore solamente andando a variare per ogni ciclo la quantità di combustibile iniettata in camera, mentre la massa d'aria presente in camera rimane quindi costante (cambiando solo in misura modesta al variare del regime di rotazione del motore). Data la bassa reattività del combustibile si possono ottenere alti rapporti di compressione ($16 \div 20$) che portano l'aria, alla fine della corsa di compressione a temperature nell'ordine dei $500 \div 600$ °C; grazie alla pressione e alla temperatura il getto di combustibile iniettato vaporizza e, mescolandosi con l'aria, si auto-accende dove si ha localmente il rapporto stechiometrico con un ritardo nell'ordine del millisecondo dovuto alle pre-reazioni di ossidazione. Dopo che la fiamma si è accesa i valori di pressione e temperatura salgono nuovamente (a pressioni di $15 \div 20$ bar e temperature di circa 2000 K, [14]) e ne risulta un'ulteriore accelerazione del processo di vaporizzazione e diffusione della carica, permettendo la prosecuzione della combustione. Successivamente, a iniezione finita e più specificatamente nella fase di espansione, il mescolamento dei gas combusti e parzialmente ossidati presenti in camera con l'aria fresca permetterà di raggiungere il completamento del processo di ossidazione e, conseguentemente, la combustione.

La combustione dei motori ad accensione per compressione si compone di quattro fasi, identificabili osservando le curve di andamento di pressione e di rilascio di calore in Figura 1.4:

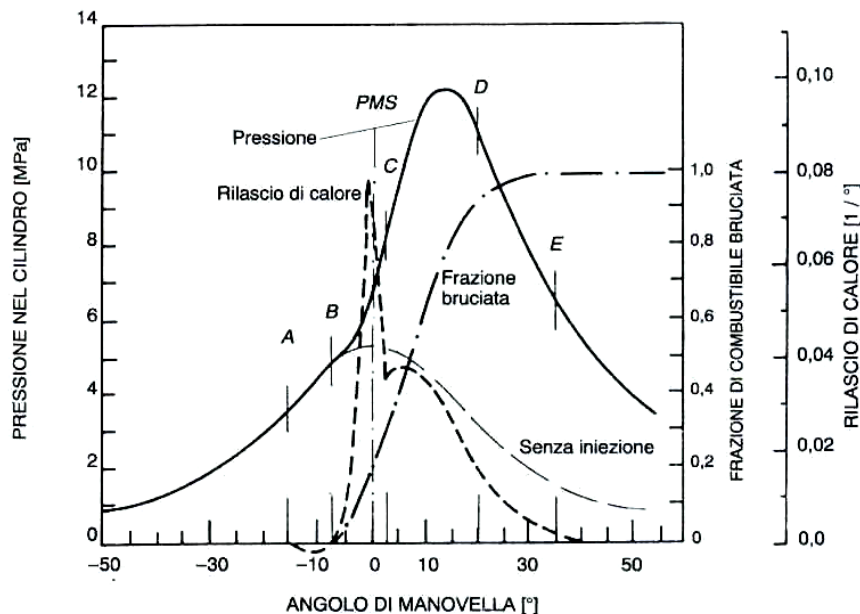


Figura 1.4 - Andamento della pressione [MPa] in funzione dell'angolo di manovella $[\theta]$ in assenza di combustione (linea tratteggiata) ed in presenza (linea continua) in un motore ad accensione per compressione; sono rappresentati anche la curva di rilascio calore e quella della frazione di combustibile bruciata [14]

Le quattro fasi caratteristiche della combustione nei motori ad accensione per compressione sono:

1. *Ritardo di accensione (ignition delay)*, **AB**: inizia nel momento in cui ha inizio l'evento di iniezione (punto **A**: *SOI, Start Of Injection*) e termina con l'accensione del combustibile (punto **B**: *SOC, Start Of Combustion*). Questa fase è data dalla somma di due ritardi: il "ritardo fisico", cioè il tempo necessario al combustibile di riscaldarsi, vaporizzare e mescolarsi con l'aria creando la carica, e dal "ritardo chimico", cioè il completamento delle pre-reazioni per la formazione di composti intermedi che porteranno all'avvio delle reazioni a catena necessarie per innescare l'autocombustione del combustibile. In questa fase si avrà quindi un *accumulo* di combustibile non ancora bruciato; si osserva inoltre un andamento negativo della curva di rilascio calore, dovuto all'assorbimento di calore necessario alle pre-reazioni del combustibile.
2. *Combustione premiscelata (premixed phase)*, **BC**: questo evento ha inizio con l'accensione dei primi nuclei (punto **B**: *SOC, Start Of Combustion*) e termina quando si è completata la combustione dell'*accumulo* di combustibile (punto **C**). È caratterizzata da un forte incremento di pressione e rilascio di calore dati dalla combustione dell'*accumulo*, che avviene quasi istantaneamente (si ha circa il 6÷8 % di combustibile che brucia in 1° di angolo di manovella). Questo rapido incremento di pressione è molto vantaggioso dal punto di vista del rendimento termodinamico del motore, ma è anche fonte del *rumore* tipico dei motori Diesel, di vibrazioni e di sollecitazioni elevate; in questa fase inoltre, date le alte temperature di picco raggiunte, si hanno condizioni idonee alla formazione di NO_x .
3. *Combustione diffusiva (mixing controlled phase)*, **CD**: la combustione diffusiva parte del momento in cui finisce la combustione dell'*accumulo* (punto **C**) e termina al terminare della fase di iniezione (punto **D**). La velocità di combustione diminuisce rispetto alla fase *premiscelata* e dipende dalla rapidità con cui le frazioni di combustibile

iniettato evaporano e si diffondono nell'aria comburente, tenendo anche in considerazione che i tempi di mescolamento sono superiori sia ai tempi di evaporazione che a quelli necessari alle pre-reazioni del combustibile. Il problema di questa fase è far sì che tutto il combustibile, evaporando, trovi la corretta quantità di ossigeno necessaria alla combustione, in ragione dell'aumento progressivo dei gas residui in camera di combustione; nel caso in cui l'ossigeno sia presente in scarse quantità si possono creare dei nuclei carboniosi incombusti (*soot*, formatosi a seguito di processi di deidrogenazione e pirolisi a causa di un'incompleta combustione) costituiti da particelle solide di carbonio e idrogeno con rapporto $H/C \approx 0.1$. In ultimo è da segnalarsi che questa fase è caratterizzata dalla presenza del picco di pressione presente nel ciclo, come si può vedere in Figura 1.4.

4. *Completamento della combustione (late combustion phase), DE:* in quest'ultima fase l'iniezione è terminata (punto **D**) ma la combustione è ancora in atto: continuano ad esser presenti le reazioni chimiche di ossidazione, esaurendosi gradualmente. Il processo è governato dai moti turbolenti presenti in camera, che hanno la capacità di rimescolare i gas presenti in camera di combustione; grazie ai moti di carica vi è anche la possibilità di ossidare il *soot* creatosi nella fase di *combustione diffusiva*. È importante però che questa fase non occupi un arco di angolo di manovella troppo ampio poiché, per ottenere un alto rendimento, è necessario avere la combustione concentrata il più possibile a cavallo del *PMS*.

1.3.1 Emissioni allo scarico dei motori ad accensione per compressione

Nei motori ad accensione per compressione la formazione degli inquinanti è fortemente influenzata dalla carica disomogenea presente durante la combustione in camera di compressione. In seguito alla combustione dello spray di combustibile iniettato in camera di combustione, dove vi è aria fresca in moto turbolento caratterizzato da *swirl* (e quindi moto tangenziale), si formano *idrocarburi incombusti (HC)*, *monossido di carbonio (CO)*, *ossidi di azoto (NO_x)* e *particolato (PM)*. È possibile suddividere il getto di iniezione in diverse zone che caratterizzano la formazione dei diversi inquinanti, come illustrato in figura 1.5.

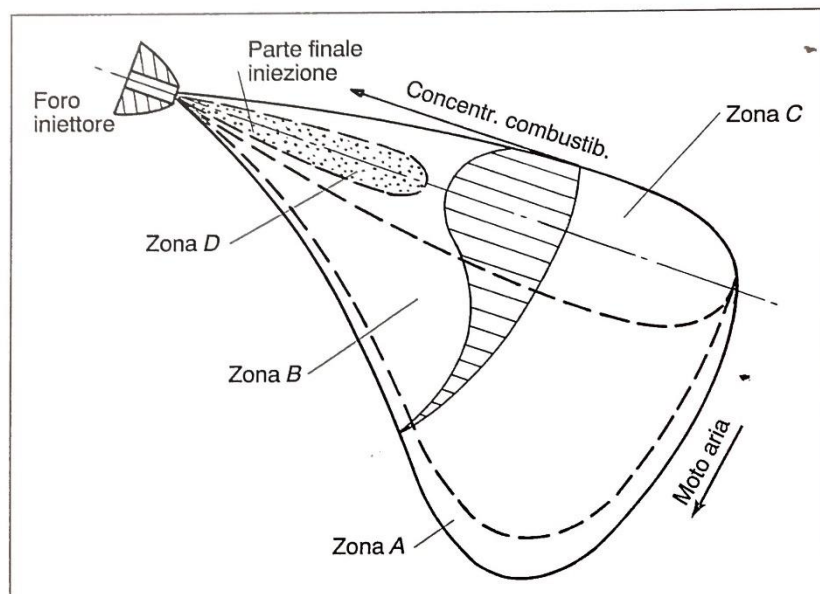


Figura 1.5 – Spray di combustibile spruzzato in camera di combustione in presenza di aria in moto turbolento [14]

La **Zona A** è caratterizzata da combustibile già evaporato e miscelato con l'aria, in maniera non omogenea, è una zona a miscela magra; si ha quindi una combustione con ossidazione parziale a causa dell'eccesso di ossigeno. Nella **Zona B** è presente una miscela omogenea che riesce a dare una combustione completa; è la zona della combustione diffusiva. La **Zona C** rappresenta il nucleo del getto; essa è caratterizzata da due diversi comportamenti, in funzione del carico: ai carichi parziali da prodotti di ossidazione completa con presenza di NO_x , a pieno carico invece si hanno prodotti di ossidazione incompleta e vi è la presenza di PM . L'ultima zona è la **Zona D**, cioè l'ultima parte di getto ad essere iniettata e quindi quella a maggior concentrazione di combustibile; è caratterizzata da prodotti di ossidazione incompleta e formazione di PM .

Gli *idrocarburi incombusti (HC)* presenti allo scarico di un motore Diesel provengono da diverse fonti: innanzitutto nella **Zona A** (in Figura 1.5) si forma una miscela troppo magra e vi possono essere HC derivanti da incompleta ossidazione del combustibile (fenomeno di *overmixing*, cioè eccessivo mescolamento della carica); stesso discorso vale per la zona centrale del getto (nella parte centrale della **Zona C** e soprattutto in **Zona D**) dove al contrario vi è una miscela troppo ricca (fenomeno di *undermixing*, cioè mescolamento insufficiente). In più vi è la possibilità che il combustibile iniettato raggiunga le pareti della camera a causa di una penetrazione del getto troppo elevata (*overpenetration* o *spray impingement*), considerata una delle principali cause della formazione di HC : esso evapora con ritardo rispetto alla combustione e alcuni vapori, se non trovano ossigeno a sufficienza, non possono prendere parte alla combustione. Può successivamente esserci anche il fenomeno detto *bulk quenching*, cioè quel fenomeno che porta allo spegnimento della carica a causa dell'espansione della carica nel cilindro: se vi è un troppo rapido mescolamento della miscela combustibile con l'aria la fiamma si spegnerà. Un ultimo fattore è dato anche dal combustibile aspirato in camera di combustione dal pozzetto dell'iniettore (quel volume compreso tra il corpo dell'iniettore, lo spillo e i fori di iniezione) dopo la chiusura dello spillo.

Il *monossido di carbonio (CO)* è un prodotto intermedio del processo di ossidazione degli idrocarburi costituenti il combustibile. Data l'alta presenza di ossigeno caratterizzante i motori ad accensione per compressione, che globalmente presentano in camera una miscela magra, tutto il CO dovrebbe venire completamente ossidato a CO_2 ; alcune eccezioni di hanno però per parti centrali del nucleo e per combustibile depositato sulle pareti.

Gli *ossidi di azoto (NO_x)* derivano dall'ossidazione dell'azoto atmosferico presente in camera di combustione. Mentre nei motori ad accensione comandata si ha una prevalenza di *monossido di azoto (NO)* (in media il 98% [14], mentre il restante 2% è *diossido di azoto NO_2*), nei motori ad accensione per compressione i livelli di NO_2 possono raggiungere il 10÷30% delle emissioni totali di NO_x [15]. Essi vengono prodotti seguendo il modello di Zeldovich [14]:



Le reazioni di ossidazione avvengono in seguito all'esposizione dell'azoto atmosferico in ambienti con adeguate concentrazioni di ossigeno e ad alte temperature ($>2000\text{K}$, [14]).

Come si è dimostrato [16] queste vengono raggiunte nella zona periferica del getto, dopo la comparsa della fiamma diffusiva. Il lato della fiamma dove vi è miscela povera (il lato "esterno" del getto) è infatti l'unica zona in camera di combustione dove si ha elevata disponibilità di ossigeno in presenza di una fiamma o di gas ad alta temperatura. I principali fattori di influenza sulla produzione di NOX risultano essere il rapporto di compressione, i livelli di swirl raggiunti in camera e la durata della combustione.

Il *particolato* (*PM*, *Particulate Matter*) è costituito da particelle carboniose, chiamate *soot*, in cui sono agglomerate e adsorbite altre specie chimiche (idrocarburi incombusti e solfati) il cui risultato sono composti con proprietà chimico-fisico complesse. Il PM viene definito come qualsiasi sostanza presente nei gas di scarico di un motore a combustione interna che può essere intrappolato in un filtro di campionamento a 52°C (125°F). Come dimostra il *modello di Dec* [16] il particolato inizia a formarsi in camera durante la combustione, in particolare nella fase di *combustione premiscelata* ed in presenza di miscele molto ricche ($\Phi > 4$) ed alte temperature (1600 K). Inizialmente si formano i *precursori* del *soot* (i *PAH*, *PolyAromatic Hydrocarbon*) nella zona centrale del getto di combustibile, dove si ha carenza di ossigeno e la fiamma è diffusiva: gli idrocarburi, che inizialmente hanno un rapporto $H/C \approx 2$, si decompongono per effetto termico e subiscono il fenomeno di *pirolisi* (perdita di idrogeno, a causa della scarsa disponibilità di ossigeno) che porterà alla generazione degli agglomerati carboniosi con rapporto $H/C \approx 0,1$; i *precursori* hanno poi la possibilità di reagire con idrocarburi insaturi e radicali, andando a costituire gli elementi primari del *PM*, la cui dimensione è nell'ordine dei nanometri (10^{-9}m , [14]). Successivamente questi primi elementi possono aumentare le loro dimensioni tramite il meccanismo di *accrescimento superficiale*, meccanismo per cui vanno ad attaccarsi sulla superficie degli elementi primari altre specie chimiche ad alto tenore di carbonio, andando di fatto a generare i nuclei (con diametro medio $< 50\text{nm}$). Questi nuclei possono poi entrare a far parte degli inquinanti dei gas di scarico singolarmente oppure aggregarsi in particelle di dimensioni maggiori ($50 \div 1000\text{ nm}$, [14]) attraverso il meccanismo di *agglomerazione* causato dalla collisione, coagulazione o aggregazione degli stessi nuclei. Quando poi in fase di scarico la temperatura scende al di sotto dei 500°C questi agglomerati si rivestono di sostanze caratterizzate da bassa tensione di vapore che, a causa della porosità delle particelle carboniose, verranno adsorbite o condenseranno sulla superficie di esse.

In Figura 1.6 è illustrata la composizione del particolato presente allo scarico di un motore Diesel. Esso si presenta come un dei *nuclei* carboniosi che possono essere singoli o agglomerati in particelle (grappoli) composti da una *frazione secca o solida* (*SOL*), una *frazione organica solubile* (*SOL*) e dal solfato particellare (*SO₄*). Il *SOL* è composto da carbone solido e da ceneri, il *SOF* da materiale organico proveniente dal combustibile e dall'olio lubrificante mentre il *solfato particellare* è composto da acido solforico e vapore acqueo.

La Figura 1.7 mostra la concentrazione delle particelle (pesate in numero e in massa) in funzione del diametro equivalente D_p di esse. Si possono identificare tre diversi tipi di particolato:

1. *Singoli nuclei* ($D_p < 50\text{nm}$): hanno la più alta concentrazione in numero ma sono poco rilevanti in termini di massa.
2. *Particelle* ($D_p = 50 \div 1000\text{nm}$): sono i prodotti dell'aggregazione dei nuclei. La loro concentrazione in numero è molto minore dei singoli nuclei ma danno il maggior contributo in massa.
3. *Grossi agglomerati* ($D_p > 1000\text{nm}$): hanno una bassissima concentrazione in numero ma possono aver influenza sulla distribuzione in massa. È da segnalare che essi non

derivano direttamente dalla combustione ma provengono da depositi sulle pareti della camera e sulle valvole che di tanto in tanto si staccano.

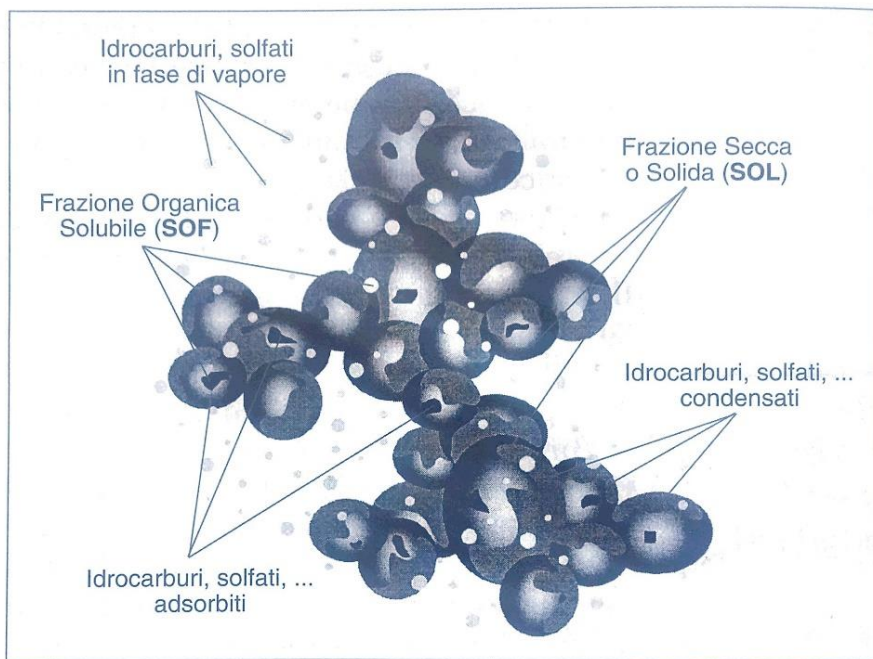


Figura 1.6 - Rappresentazione della struttura del particolato rilevato allo scarico di un motore ad accensione per compressione[14]

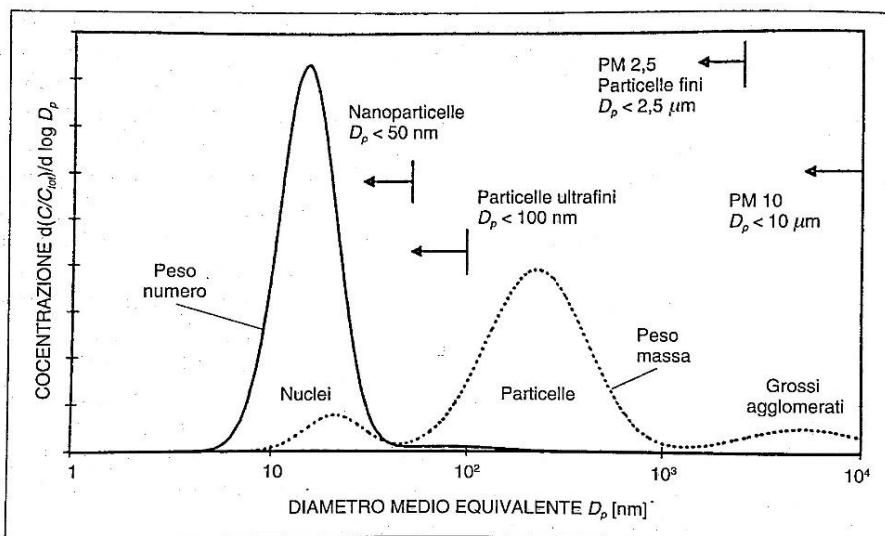


Figura 1.7 - Distribuzione dei diametri equivalenti delle particelle (D_p) pesate in base al numero e alla massa [14]

1.4 Sistemi di post-trattamento nei motori ad accensione per compressione

Il controllo delle emissioni inquinanti nei motori Diesel è necessario al fine di rientrare nei limiti imposti dalle normative. Esso parte già all'interno del cilindro cercando di impedirne la formazione durante la combustione (tecnologie *in-cylinder*) ma molto spesso non è sufficiente a causa di un marcato calo di prestazioni o di un incremento di consumo di combustibile inaccettabile: si deve allora ricorrere ai sistemi di post-trattamento dei gas di scarico. L'obiettivo primario è il controllo delle emissioni di particolato (*PM*) tramite l'uso dei *Filtri*

per il particolato, l'inquinante più critico di un motore Diesel, e secondariamente la riduzione degli ossidi di azoto (NO_x).

Vista la necessità dei convertitori catalitici (*Three Way Catalysts, TWC*) di lavorare in un ambiente con dosatura prossima allo stechiometrico per avere un'alta efficienza di conversione, non è possibile il loro inserimento lungo la linea di scarico dei motori ad accensione per compressione a causa della tipica alimentazione con miscele magre, che risulterebbe inefficace per la conversione degli NO_x . Al loro posto si utilizzano due sistemi: il *Catalizzatore ossidante (DOC)* per la l'ossidazione di CO , HC e SOF ed il *Catalizzatore riducente* per la riduzione degli NO_x .

1.4.1 Catalizzatori ossidanti

Il catalizzatore ossidante (*DOC, Diesel Oxidation Catalysts*) ha il compito di promuovere le reazioni di ossidazione del CO , degli HC e della *frazione organica solubile (SOF)* del particolato emessi dal motore ad accensione per compressione a CO_2 e acqua. Esso è costituito da un substrato, che può essere un monolita ceramico o una struttura metallica, sul quale è depositato un *washcoat* o *carrier*, composto ad esempio da γ -allumina ($\gamma-Al_2O_3$), in cui vengono dispersi gli elementi catalizzatori, che possono essere platino (Pt) o palladio (Pd). Il tutto è contenuto in un guscio esterno. A temperature sufficientemente alte il *DOC* può raggiungere efficienze di conversione maggiori del 90% e l'ossidazione degli idrocarburi incombusti permette anche di ossidare le specie chimiche che compongono la *SOF*, come ad esempio gli idrocarburi aromatici polinucleari (*PAHs*), andando di fatti a ridurre le emissioni di particolato con un efficienza compresa tra il 15 e il 30% [14]. Inoltre il *DOC* può anche promuovere l'ossidazione del NO a NO_2 , incrementando il rapporto NO_2/NO ; questo risulta utile in caso di *rigenerazione passiva* del *DPF* in quanto le reazioni di ossidazione producono un aumento di temperatura a valle *DOC* di circa $50\div 100^\circ C$, che può permettere il facile raggiungimento di una soglia di temperatura ($250^\circ C$) tale da far partire l'ossidazione del particolato presente nel *DPF* [14]. Inoltre l' NO_2 presente nei gas di scarico a valle *DOC* è capace di avviare la combustione del carbone (C) del particolato presente nel *DPF*, dando come risultato una miscela di CO_2 e NO .

1.4.2 Filtri per il particolato

I filtri per il particolato (*Diesel Particulate Filters, DPF*) sono dispositivi che catturano fisicamente il particolato emesso dai motori Diesel mediante filtrazione meccanica: questa filtrazione avviene mediante il passaggio dei gas di scarico attraverso una barriera composta da un materiale poroso. I pori hanno una dimensione tale da lasciar passare la componente gassosa delle emissioni bloccando però le particelle di particolato. A causa della composizione del filtro la filtrazione è quindi molto efficiente nel controllo della *frazione solida (SOL)* del particolato, incluso il soot e la relativa emissione di fumi neri, ma ha pochissimo impatto nel controllo della *frazione organica solubile (SOF)* e del *solfato particellare (SO_4)*. Per risolvere il problema delle emissioni di *SOF* si usano componenti addizionali lungo la linea di scarico (tipicamente il *DOC*) mentre per quanto riguarda le emissioni di SO_4 si usano carburanti a basso tenore di zolfo.

Gli agglomerati carboniosi che compongono la *SOL* si accumulano sulla superficie filtrante, andando di fatto ad ostruirla gradualmente; per questo motivo è necessario effettuare periodicamente una pulizia della superficie (chiamata *rigenerazione*), andando ad ossidare i composti presenti su di essa.

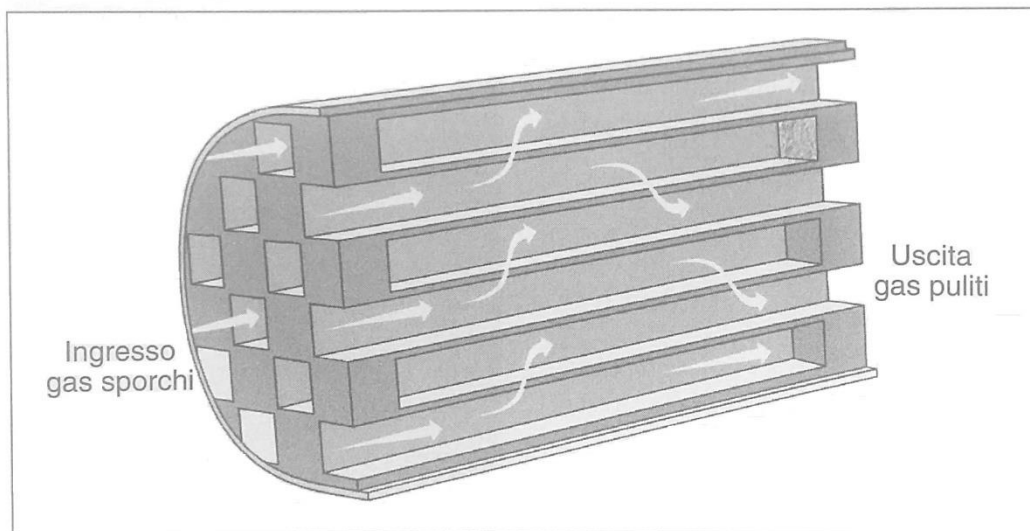


Figura 1.8 - Rappresentazione di un filtro per particolato (DPF) con canali alternativamente aperti e chiusi [14].

In Figura 1.8 è illustrata la struttura monolitica del *DPF* caratterizzata da canali alternativamente chiusi e aperti. Essi sono costituiti solitamente da *carburo di silicio*, materiale ceramico caratterizzato da porosità, con canali a sezione quadrata; ogni canale è poi chiuso ad un'estremità ed aperto sull'altra e sono disposti in modo che i canali adiacenti siano aperti sulle estremità opposte. In questo modo i gas in ingresso nel *DPF* entrano nei canali aperti e viene forzato il loro passaggio attraverso la parete porosa che blocca le particelle di particolato in sospensione nei gas di scarico, raggiungendo quindi il canale adiacente aperto verso l'uscita del *DPF* (flusso *wall-through*).

La filtrazione del particolato nel *DPF* avviene attraverso la combinazione di due tipi di filtrazione diversi:

- *Filtri di tipo deep-bed*: in questa barriera il diametro dei pori maggiore del diametro medio del particolato; la filtrazione quindi avviene per effetto di forze di campo dipendenti dalla velocità e dei gradienti di concentrazione del particolato nei gas.
- *Filtri a separazione superficiale*: in cui il diametro dei pori è minore del diametro medio del particolato e quindi si ha filtrazione meccanica.

Con questi tipi di filtri si ottengono alte efficienze di filtrazione (>90%, da segnalarsi che essa aumenta all'aumentare del particolato accumulato) unita ad un buon potere d'accumulo delle particelle carboniose e ad un'alta resistenza termomeccanica [14].

All'aumentare del particolato bloccato nel filtro si ha un continuo aumento della contropressione, che influenza il punto di funzionamento del motore andando a provocare un aumento dei consumi di combustibile e che può addirittura portare ad un blocco del filtro. È pertanto necessario periodicamente andare a liberare il particolato dal filtro per poter eliminare la contropressione sentita dal motore e ripristinare la capacità filtrante del *DPF*. Questa operazione si può effettuare mediante la procedura di *rigenerazione* del filtro, cioè un processo di ossidazione che avviene ponendo il filtro ad alte temperature e mediante l'aggiunta di un agente ossidante (ossigeno $-O_2-$ o diossido di azoto $-NO_2-$) che ossida il particolato a CO_2 . La rigenerazione può essere *attiva* o *passiva*: nel caso di *rigenerazione attiva* le reazioni di ossidazione sono controllate da un apporto energetico esterno ai gas di scarico, che può venire dal motore mediante strategie di controllo opportune (come la *post-iniezione*) oppure da fonti energetiche esterne (come, ad esempio, bruciatori o uso di micro-onde; in questo caso la rigenerazione è periodica); nel caso di *rigenerazione passiva* la sorgente di calore proviene

dagli stessi gas di scarico che, in presenza di catalizzatori nella matrice del *DPF* che permettono la riduzione della temperatura di ossidazione del particolato, ossidano in continuazione il *PM* accumulato (in questo caso si noti che la rigenerazione è continua). La rigenerazione del *DPF* è comandata dalla centralina motore: mediante un sensore di pressione di misura la caduta di pressione causata dal filtro (tra monte e valle *DPF*) e, quando questa caduta di pressione supera un valore limite predeterminato, si attiva la strategia di rigenerazione che è implementata nelle mappe motore presenti in centralina.

1.4.3 Catalizzatori riducenti per gli NO_x

L'impiego di sistemi di post-trattamento al fine di rimuovere gli NO_x emessi da un motore permette di non dover insistere pesantemente con le tecnologie *in-cylinder* al fine di prevenirne la formazione. Le soluzioni fino ad ora in commercio sono le tecnologie di *riduzione selettiva* con ammoniaca (*SCR*) o con idrocarburi (*deNO_x/LNC*) e le *trappole per gli NO_x* (*LNT*).

La *Selective Catalytic Reduction* (*SCR*) degli NO_x si realizza mediante l'iniezione nei gas di scarico di un agente riducente di ammoniaca (NH_3) o a base di ammoniaca (ad esempio *urea*, usata per la sua bassa tossicità e per prevenire l'infiammabilità dell'ammoniaca) a monte di un letto catalitico; mediante le reazioni che avvengono sul letto catalitico si avrà come risultato la riduzione di NO e NO_2 ad azoto (N_2) e vapore acqueo. Questi sistemi sono caratterizzati da alta efficienza di conversione (>90%, [14]) e permettono di calibrare il motore al minimo consumo specifico. Solitamente l'*SCR* non è installato da solo ma è preceduto da un catalizzatore ossidante, un catalizzatore di idrolisi ed è seguito da un ulteriore catalizzatore ossidante.

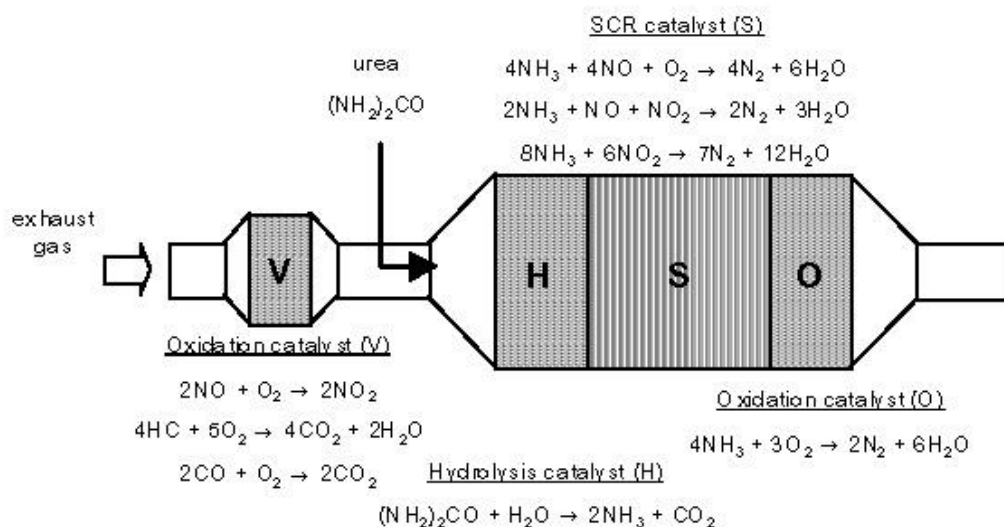


Figura 1.9 - Rappresentazione schematica di un gruppo impiegato per la riduzione degli NO_x [17].

In Figura 1.9 è mostrato uno schema di funzionamento di un gruppo dedicato alla riduzione degli NO_x ; l'*SCR* è l'elemento indicato con la lettera S. Esso è preceduto dal primo catalizzatore ossidante V, che viene installato per ossidare l' NO a NO_2 al fine di aumentare l'efficienza alle basse temperature, e dal catalizzatore di idrolisi H è impiegato per convertire selettivamente la soluzione di urea in NH_3 e CO_2 ma risulta opzionale in quanto l'*SCR* è in grado di svolgere questa funzione da solo. È infine seguito da un altro catalizzatore ossidante O necessario ad evitare emissioni accidentali di NH_3 , convertendola ad azoto N_2 .

I sistemi *deNO_x/LNC* costituiscono un altro esempio di riduzione selettiva degli *NO_x*: essi utilizzano infatti gli idrocarburi come agente riducente. Con *deNO_x* e *LNC* (*Lean NO_x Catalysts*) si indicano infatti quei catalizzatori che promuovono selettivamente le reazioni di ossidoriduzione che coinvolgono gli idrocarburi e gli *NO_x* al posto della reazione di ossidazione non selettiva degli *HC* da parte dell'ossigeno. Essi si distinguono in *deNO_x passivi*, che identificano i catalizzatori che sfruttano gli *HC* naturalmente emessi dal motore, e in *deNO_x attivi*, che identificano la famiglia di catalizzatori che prevede l'introduzione di *HC* addizionali. È da segnalarsi che i *deNO_x attivi* hanno una maggior efficienza a fronte di un sistema più complesso e di maggiori consumi (dati dall'aggiunta di *HC* nei gas di scarico che si può effettuare sia tramite post-iniezione in camera di combustione che di un'iniezione lungo la linea di scarico); inoltre i *deNO_x attivi* possono richiedere l'adozione di un'unità *DOC* a valle di essi, necessaria all'ossidazione di eventuali *HC* non utilizzati nelle reazioni selettive. Sono quindi più indicati nell'utilizzo del controllo delle emissioni i *deNO_x passivi*, anche se la quantità di *HC* emessi dal motore può rappresentare un limite per le efficienze di conversione.

Le *trappole per gli NO_x* (*LNT*, *Lean NO_x Traps*) rappresentano al momento la soluzione più avanzata nella ricerca riguardo alla riduzione degli *NO_x* in presenza di miscele povere di combustione. Sono composti da materiali capaci di assorbire gli *NO_x* nei periodi caratterizzati da una bassa attività catalitica (come ad esempio quando si hanno basse temperature dei gas di scarico) e rilasciarli successivamente quando le temperature divengono sufficienti a promuovere la reazione catalitica con idrocarburi. Tali materiali vengono dispersi nel washcoat del *DOC*, in modo da aggiungere alle potenzialità del sistema catalitico anche la capacità di ridurre gli *NO_x*. L'assorbimento nel washcoat degli *NO_x*, che accade nel funzionamento con dosatura povera, avviene attraverso il meccanismo di *chemio-assorbimento* sotto forma di nitrati metallici (solitamente il metallo usato è il Bario); in seguito, durante il funzionamento con miscele ricche, avviene la rigenerazione della trappola in cui si ha la riduzione catalitica non selettiva degli *NO_x*. La rigenerazione è *periodica* ma avviene frequentemente, circa un aio di secondi ogni minuto; è perciò necessaria un'accurata integrazione del sistema con la strategia di controllo motore. Tali sistemi sono capaci di raggiungere efficienze di conversione pari al 90% in un ampio campo di temperature. È doveroso segnalare che essi sono soggetti ad *avvelenamento da zolfo* che inibisce la capacità di assorbimento degli *NO_x* poiché si sostituisce ad essi sui metalli che funzionano a trappola; anche l'impiego di combustibili a contenuto ridotto di zolfo risulta insufficiente ai fini di prevenzione dell'avvelenamento ed è perciò indispensabile prevedere una seconda rigenerazione periodica, chiamata *desolfurazione*, al fine di eliminare lo zolfo dalle trappole degli *NO_x*.

1.4.4 Sistemi *DPNR*

L'ultimo sistema presentato in questa panoramica sul post-trattamento dei gas di scarico emessi dai motori ad accensione per compressione riguarda il dispositivo *DPNR* (*Diesel Particulate-NO_x Reduction system*) messo a punto da *Toyota* per le autovetture del segmento medio e su veicoli commerciali light-duty (fino ad 8t). Esso è costituito da un monolita ceramico poroso che viene attraversato dai gas di scarico con flusso *wall-through*, come avviene nel sistema *DPF*; nel monolita inoltre è disperso un materiale in grado di assorbire gli *NO_x* ed un metallo catalizzante (solitamente il platino, *Pt*). Durante il funzionamento i gas di scarico attraversano le pareti del monolita, i cui pori permettono di bloccare il particolato funzionando come un vero e proprio *DPF*; inoltre il materiale disperso nella struttura del monolita funziona come trappola per gli *NO_x*. Durante il funzionamento con miscele povere l'*NO*, grazie alla presenza catalizzatore, viene ossidato a *NO₂* che a sua volta viene intrappolato sotto forma di nitrato nel materiale assorbente; contemporaneamente, grazie all'eccesso di *O₂* si realizza anche l'ossidazione del *PM*. Nel funzionamento con miscele ricche invece i nitrati, in presenza del

metallo nobile, si dividono e l' NO_2 si riduce a NO ed ossigeno attivo; l' NO è quindi ora disponibile ad essere ridotto a N_2 grazie alla presenza del CO e gli HC nei gas di scarico. La continua variazione di funzionamento con miscela povera-ricca è controllata dalla strategia motore e avviene mediante iniezione di combustibile nei gas di scarico; si ha un periodo di funzionamento nel campo del ricco di circa 1-3 secondi ogni minuto. Come avviene nel sistema *LNT*, anche questo sistema è soggetto ad *avvelenamento da zolfo*: è perciò necessaria l'adozione di gasoli a basso tenore di zolfo ed è prevista la *desolforazione* del *DPNR*.

1.5 Motivazioni dell'avvento dei veicoli ibridi

La necessità di contenere le emissioni di inquinanti e di CO_2 , ancor più di quanto fatto dai sistemi di post-trattamento, ha fatto sì che nascessero dei sistemi di propulsione alternativi a quelli tradizionali dei motori a combustione interna. Tra questi, nella presente tesi, saranno analizzati quelli ibridi.

Il principale vantaggio dei veicoli con propulsione elettrica, totale o parziale, sta nel fatto di non usare direttamente l'energia chimica proveniente dai combustibili per la trazione: se la conversione di energia, da chimica a meccanica, avviene aggiungendo uno step -e cioè da chimica ad elettrica e da elettrica a meccanica- a bordo del veicolo viene immagazzinata solo energia elettrica, la quale sarà destinata alla propulsione, mentre la conversione dell'energia chimica in un'altra fonte energetica -elettrica nel caso in esame- verrà effettuata al di fuori del veicolo. Ne deriva quindi che il veicolo, nel funzionamento in pure elettrico, non produrrà ed emetterà alcuna forma di inquinante durante l'utilizzo; l'inquinamento sarà emesso dall'impianto di produzione dell'energia elettrica, che potrà in ogni caso essere controllato con maggior efficienza rispetto a quello derivante dai veicoli dotati di motore a combustione interna. Nel caso dei veicoli ibridi oltre al funzionamento in puro elettrico si possono avere funzionamenti in puro termico o in modalità ibrida, combinando le due fonti energetiche, e ciò si traduce in una diminuzione delle emissioni del motore: come numerosi studi dimostrano ([18], [19]) facendo un confronto tra un veicolo ibrido, la cui necessaria energia elettrica viene prodotta a bordo del veicolo stesso tramite il motore a combustione interna, e un veicolo convenzionale si nota come sia i consumi che le emissioni diminuiscano sensibilmente su molti cicli di guida, sia nei cicli di guida lenti (come i cittadini, dove si arriva a un 68% di riduzione dei consumi e 40% di riduzione delle emissioni [19]) che nei cicli ad alte velocità, anche se con minor intensità (come quelli autostradali, dove si ottiene una riduzione dei consumi del 10% e delle emissioni del 11% [19]).

I veicoli ibridi, essendo dotati di macchine elettriche per la trazione, sono inoltre caratterizzati dalla possibilità di recuperare energia grazie alla *frenata rigenerativa*. Le macchine elettriche sono infatti macchine reversibili che possono alternativamente funzionare da motore e da generatore a seconda della richiesta: in fase di frenata la macchina elettrica inverte il proprio funzionamento andando ad operare come generatore di energia elettrica. Si ottiene quindi che l'energia utilizzata per la frenata, che su un veicolo convenzionale andrebbe dissipata, viene convertita in energia elettrica che andrà a ricaricare la batteria.

Il risultato dello sviluppo delle vetture ibrido elettriche è stata la creazione di diversi tipi di layout, con gradi di ibridizzazione più o meno elevati. I livelli che si possono ottenere si dividono in [20]:

1. *Micro HEVs*: sono veicoli dotati di una piccola macchina elettrica posizionata in modo da sostituire il motorino di avviamento e l'alternatore e ne svolge le funzioni; questa macchina elettrica è utilizzata per spegnere il motore a combustione interna nei momenti in cui il veicolo è fermo e riaccenderlo nel momento in cui viene richiesta energia necessaria alla ripartenza (sistema comunemente definito *Start & Stop*). L'energia

necessaria a garantire la propulsione è fornita esclusivamente dal motore a combustione interna.

2. *Mild HEVs*: il layout di questa classe è del tutto simile a quello dei *Micro HEVs*, con la differenza che la piccola macchina elettrica che li caratterizza è sostituita da una più grande e performante a cui viene accoppiata una batteria dedicata: questa soluzione permette alla macchina elettrica di assistere il motore termico nelle richieste di potenza più gravose andando a fornire potenza necessaria alla trazione. Questo sistema, rispetto a un veicolo convenzionale, permette di risparmiare fino a un 25÷30% di carburante in diversi cicli di guida.
3. *Full HEVs*: questa classe di veicoli ibridi è caratterizzato dalla presenza di macchine elettriche e batterie più grandi e performanti rispetto ai *Micro* e *Mild HEVs*. Vi è qui la possibilità della modalità di funzionamento in *puro elettrico* non presente nei due precedentemente illustrati. Grazie alla dotazione di un motore elettrico più grande il motore termico riduce la propria taglia, andando a beneficio dei consumi di combustibile che possono ridursi fino a un 40%.
4. *Plug-in HEVs (PHEVs)*: quest'ultimo tipo di veicoli ibridi presenta lo stesso layout dei *Full HEVs* ma ha la caratteristica di esser dotata di una presa di corrente che permette la ricarica della batteria direttamente dalla rete elettrica; questo si traduce nella possibilità di allungare notevolmente il range di funzionamento in *puro elettrico* e di essere un potenziale veicolo a emissioni zero se usato sempre in modalità elettrica senza accendere il motore a combustione interna.

1.6 Veicoli ibridi elettrici

I veicoli ibridi elettrici (*HEV, Hybrid Electric Vehicle*) affiancano al motore a combustione interna una o più macchine elettriche, combinando le due fonti di energia di potenza (il combustibile fossile che alimentando il motore a combustione interna diventa energia meccanica e l'energia elettrica che alimenta i motori elettrici) per fornire la potenza necessaria alle performance del veicolo, che provengono dalle richieste dell'utente. Essi sono classificati in base all'architettura che adottano, cioè in base alla connessione delle diverse fonti di potenza e quindi del flusso energetico che le percorre. Tradizionalmente gli HEVs erano classificati in due categorie base, l'architettura *serie* e quella *parallelo* ma oggi, grazie allo sviluppo di queste due, ne possiamo identificare quattro differenti: *ibrido serie*, *ibrido parallelo*, *ibrido serie-parallelo* e *ibrido complesso* [21]; questa convenzione è basata sui flussi di energia disponibili a bordo del veicolo, elettrico e meccanico, che possono sommarsi oppure essere divisi l'uno dall'altro con lo scopo di fornire trazione al veicolo.

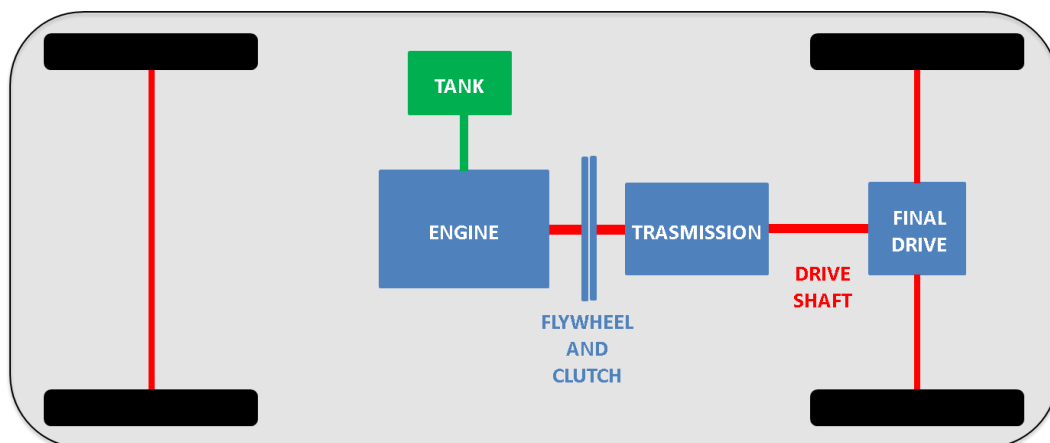


Figura 1.10 - Layout di un veicolo convenzionale con motore a combustione interna. In verde sono indicati i collegamenti in termini di energia chimica ed in rosso quelli di energia meccanica.

Nella Figura 1.10 è rappresentato schematicamente il layout di un veicolo convenzionale dotato di motore a combustione interna; in verde sono indicati i collegamenti di *energia chimica* (il combustibile proveniente dal serbatoio) ed in rosso i collegamenti di *energia meccanica*. Esso verrà preso come riferimento nel confronto con i diversi layout di veicoli elettrici.

1.6.1 Ibrido di tipo serie

L'ibrido di tipo *serie*, presente in Figura 1.11, è caratterizzato dal fatto che la propulsione alle ruote è garantita solo dal motore elettrico (*EM2*), mentre il motore a combustione interna è utilizzato solo per produrre energia elettrica attraverso il collegamento con il generatore (*EM1*) e quindi non è direttamente collegato alle ruote. Ne deriva quindi che la propulsione è garantita solo dall'energia elettrica e il motore termico, durante il funzionamento, potrà essere spento o acceso a seconda dello *stato di carica (SOC)* della batteria. La potenza necessaria al veicolo può essere fornita sia dal pacco batterie (*Battery*) che dal generatore, poiché entrambi possono fornire direttamente energia elettrica al motore elettrico. Nella figura i flussi di oltre ai collegamenti di energia chimica (in verde) e di energia meccanica (in rosso) si possono notare i collegamenti di energia elettrica, qui rappresentati in giallo.

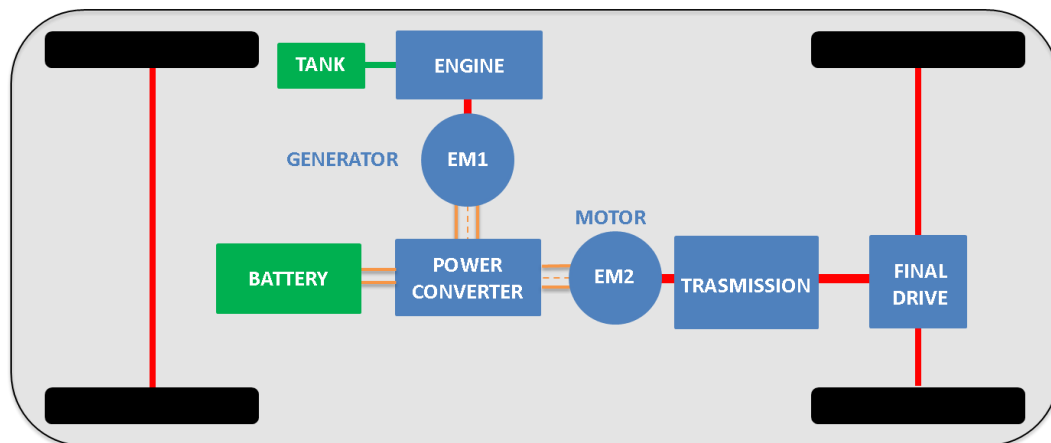


Figura 1.11- Layout di un veicolo ibrido elettrico di tipo serie. In verde sono indicati i collegamenti in termini di energia chimica, in rosso quelli di energia meccanica ed in giallo quelli di energia elettrica.

Le due macchine elettriche sono collegate a un convertitore di potenza (*Power Converter*) che ha il compito di gestire i flussi di potenza che provengono dal pacco batterie e dal generatore e vengono mandati verso il motore elettrico e quelli che provengono dal motore elettrico verso le batterie nel caso di *frenata rigenerativa*.

Questa soluzione presenta due svantaggi infatti, oltre alle grandi dimensioni del motore elettrico vi è la presenza obbligatoria di un generatore di corrente che, collegato al motore termico, converte l'energia meccanica prodotta dal motore in energia elettrica che, ha sua volta, dovrà esser riconvertita nuovamente in energia meccanica dal motore elettrico per poterla inviare alle ruote; si noti come questa continua conversione di energie abbassi l'efficienza globale del veicolo.

1.6.2 Ibrido di tipo parallelo

L'architettura di un veicolo ibrido di tipo *parallelo* è solitamente composta da una sola macchina elettrica, che può essere installata sull'assale anteriore o posteriore in base alla configurazione desiderata, e da un motore a combustione interna. Il motore a combustione interna costituisce la principale fonte energetica mentre la macchina elettrica rappresenta una

scorta energetica che viene fornita a seconda della richiesta del veicolo e, quindi, dell'utente. Questa soluzione ha il vantaggio, rispetto all'ibrido *serie*, di non aver la necessità di avere un generatore e di non dover convertire più volte l'energia fornita dal motore termico prima di arrivare alle ruote e di godere quindi di un'efficienza globale più alta. Le vetture di tipo *ibrido parallelo* possono esser classificate in tre diversi layout:

1. Ibrido Parallelo *Double Drive*: questo layout è caratterizzato dalla possibilità di avere trazione su entrambi gli assi della vettura: sul principale l'energia necessaria alla trazione è fornita dal motore a combustione interna mentre sul secondo la macchina elettrica provvede a fornire energia necessaria alla trazione o ad assorbire energia, *rigenerando*, per ricaricare le batterie. Questo tipo di ibrido è chiamato anche *Through The Road (TTR)* in quanto il collegamento tra le due fonti di energia è la strada. (Figura 1.12)
2. Ibrido Parallelo *Double Shaft*: questo secondo layout, che agisce su un solo asse della vettura, è contraddistinto dal fatto che ogni fonte di energia, quindi sia il motore a combustione interna che la macchina elettrica, ha la propria trasmissione dedicata e il collegamento tra le due fonti di energia è a valle di queste (Figura 1.13).
3. Ibrido Parallelo *Single Shaft*: quest'ultimo layout si differenzia da precedente in quanto la sommatizzazione delle energie meccaniche avviene a monte della trasmissione; si ha quindi una sola trasmissione (Figura 1.14).

L'architettura di ibrido *parallelo* permette, grazie alla sua versatilità, di avere tre differenti modalità di funzionamento per fornire l'energia necessaria alla trazione [21]:

- Funzionamento in *Puro Termico*: solo il motore a combustione interna fornisce l'energia necessaria a soddisfare la richiesta del veicolo; la macchina elettrica funziona da generatore e fornisce energia elettrica agli organi ausiliari del motore e ai servizi della vettura).
- Funzionamento in *Puro Elettrico*: l'unica fonte energetica atta a soddisfare la richiesta del veicolo è fornita dalla macchina elettrica; il motore a combustione interna rimane spento.
- Funzionamento in modalità *Ibrida*: sia il motore a combustione interna che la macchina elettrica provvedono a fornire l'energia necessaria a soddisfare la richiesta del veicolo.

Come per l'ibrido di tipo *serie* vi è poi la *frenata rigenerativa* che provvede a recuperare l'energia di frenata, altrimenti dispersa, tramite la macchina elettrica che funziona come generatore.

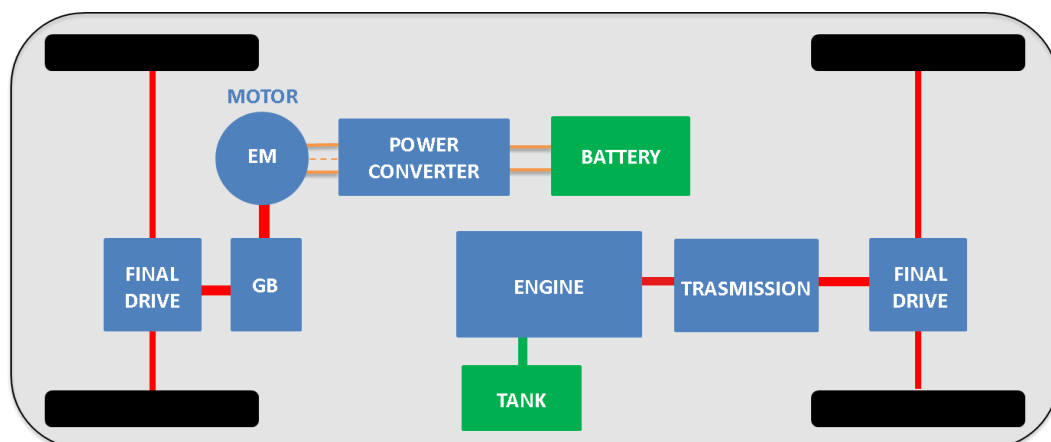


Figura 1.12 - Layout di un veicolo ibrido elettrico di tipo Parallelo Double Drive. In verde sono indicati i collegamenti in termini di energia chimica, in rosso quelli di energia meccanica ed in giallo quelli di energia elettrica.

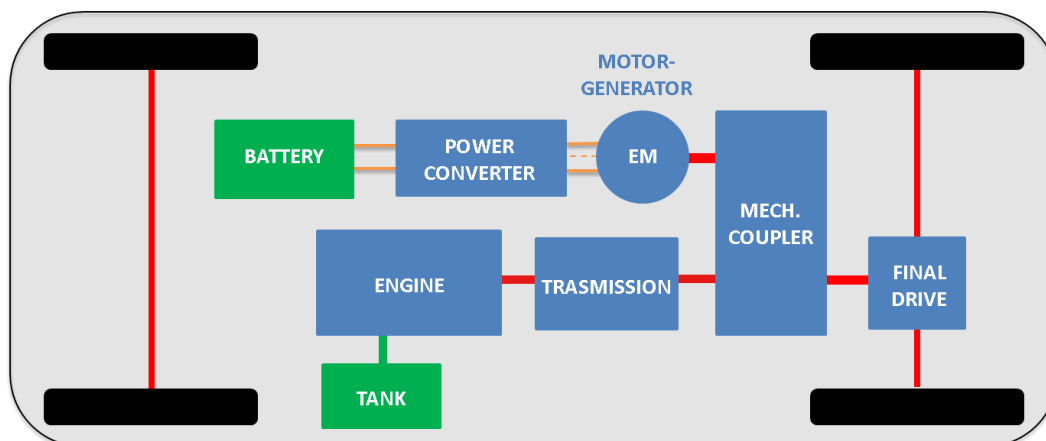


Figura 1.13 - Layout di un veicolo ibrido elettrico di tipo Parallelo Double Shaft. In verde sono indicati i collegamenti in termini di energia chimica, in rosso quelli di energia meccanica ed in giallo quelli di energia elettrica.

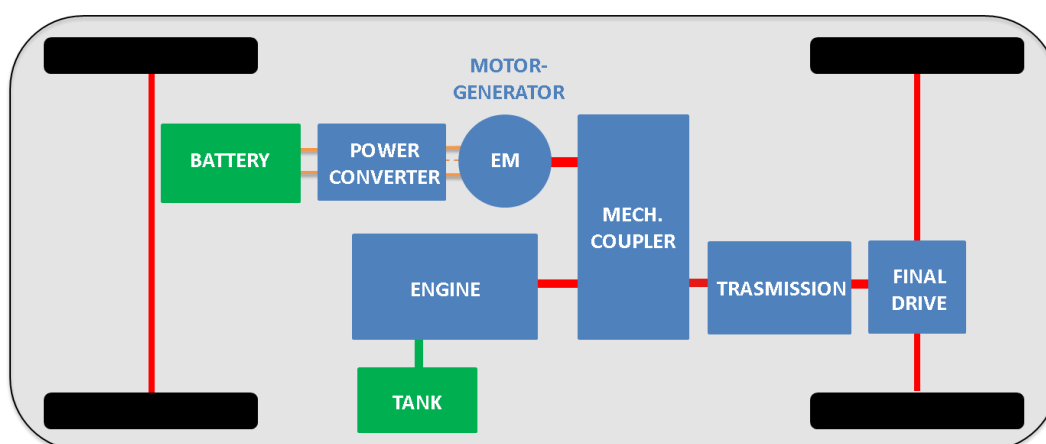


Figura 1.14 - Layout di un veicolo ibrido elettrico di tipo Parallelo Single Shaft. In verde sono indicati i collegamenti in termini di energia chimica, in rosso quelli di energia meccanica ed in giallo quelli di energia elettrica.

1.6.3 Ibrido di tipo serie-parallelo

In Figura 1.15 è mostrato il layout dell'architettura chiamata *serie-parallelo*

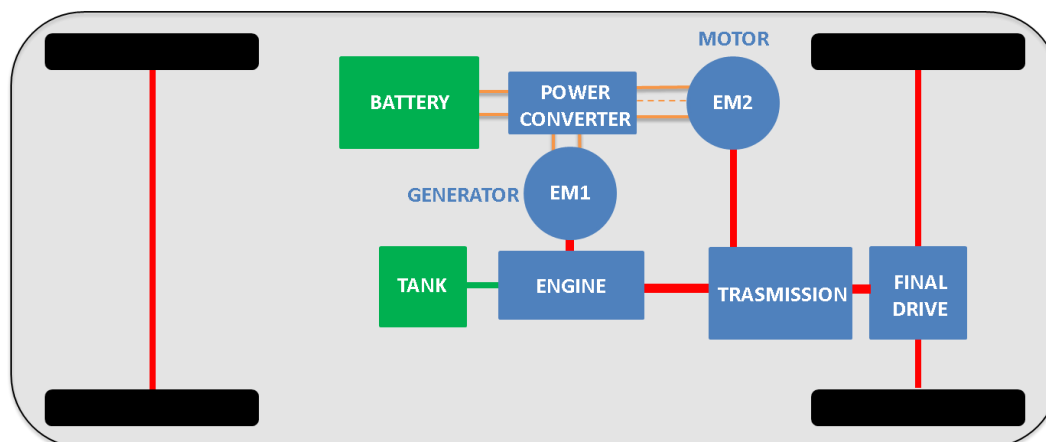


Figura 1.15 - Layout di un veicolo ibrido elettrico di tipo Serie-Parallelo. In verde sono indicati i collegamenti in termini di energia chimica, in rosso quelli di energia meccanica ed in giallo quelli di energia elettrica.

La caratteristica di questo tipo di layout, che miscela al suo interno le potenzialità dell'ibrido serie e dell'ibrido parallelo, è la presenza di un doppio accoppiamento di potenze: quello effettuato dal convertitore di potenza (*inverter*) per quanto riguarda la potenza elettrica, proveniente dalle due macchine elettriche (generatore *EM1* e motore *EM2*) e quello effettuato dalla trasmissione per quanto riguarda la potenza meccanica, proveniente dal motore a combustione interna e dal motore elettrico (*EM2*). Questi meccanismi hanno la possibilità di variare il percorso dell'energia proveniente dal motore a combustione interna verso le ruote: essa potrà avvenire mediante una pura trasmissione meccanica se in uscita dal motore termico l'energia meccanica fluirà attraverso la trasmissione e il differenziale per arrivare alle ruote (funzionamento della powertrain in modalità *puro termico*); in alternativa si potrà avere una trasmissione puramente elettrica se l'energia meccanica prodotta dal motore termico viene convertita in energia elettrica dal generatore (*EM1*) e successivamente utilizzata dal motore elettrico (*EM2*) al fine di garantire la propulsione. Le possibili modalità di funzionamento di questa architettura sono [21]:

- *Puro Termico*: il motore a combustione interna è accoppiato alla trasmissione ed è esclusivamente utilizzato per garantire la propulsione.
- *Puro Elettrico*: il motore a combustione interna è spento e la trazione è garantita dal motore elettrico (*EM2*).
- *Modalità Ibrida Serie*: in questa modalità la trazione è garantita solo dal motore elettrico (*EM2*) ma il motore termico è comunque acceso: l'energia meccanica da esso fornita viene convertita dal generatore (*EM1*) in energia elettrica che sarà destinata a ricaricare il pacco batteria.
- *Modalità Ibrida Parallelo*: sia il motore termico che le macchine elettriche sono operative: il motore a combustione interna fornisce energia meccanica sia alla trasmissione che al generatore (*EM1*), che a sua volta provvede a ricaricare le batterie, mentre il contributo di potenza fornito dal motore elettrico (*EM2*) si somma nella trasmissione a quello del motore termico, garantendo la potenza necessaria alla propulsione del veicolo.

Oltre a queste modalità, come per tutti i veicoli ibridi elettrici, vi è la modalità di *frenata rigenerativa* che provvede, nelle fasi di frenata, ad invertire il funzionamento delle macchine elettriche che, di fatti, diventano generatori: il loro contributo di energia elettrica prodotta andrà ad essere stoccata nel pacco batterie, ricaricandolo.

1.6.4 Ibrido di tipo complesso

I veicoli ibridi elettrici di tipo *complesso* presentano un layout simile a quelli di tipo *serie-parallelo* ma si distinguono per la dotazione di un *motogeneratore* (una macchina elettrica capace sia di funzionare come motore da trazione che da generatore di energia elettrica, *EM1*) che consente attraverso esso un flusso di energia elettrica bidirezionale, a differenza di quello monodirezionale degli ibridi *serie-parallelo* dove il *generatore* non poteva fornire energia per la trazione; sono inoltre dotati di un secondo convertitore di potenza dedicato al *motogeneratore*. Il layout di questo tipo di veicoli ibridi elettrici è illustrato in Figura 1.16. Le modalità di funzionamento sono quelle descritte per l'ibrido di tipo *serie-parallelo*, con la differenza che nella modalità in *puro elettrico* la trazione può essere fornita sia dal motore elettrico (*EM2*) che dal motogeneratore (*EM1*). Gli ibridi di tipo complesso presentano i vantaggi di entrambi i sistemi ibridi *serie* e *parallelo* e riescono anche, tramite un adeguata strategia di controllo, ad eliminarne gli svantaggi.

dalla trasmissione e quindi di permettere la modalità di funzionamento in *puro elettrico*. Anche qui sono fondamentali le dimensioni assiali contenute della macchina elettrica.

- *P3*: in questa configurazione la macchina elettrica è posizionata a valle della trasmissione; ha le stesse caratteristiche della configurazione *P2* ma qui la frenata rigenerativa è massimizzata visto che tra la macchina e le ruote è presente solo il differenziale.
- *P4*: qui la macchina elettrica viene spostata sull'asse secondario del veicolo, cioè quello dove il motore termico non fornisce trazione, ed è collegata alle ruote attraverso l'utilizzo di un differenziale dedicato. È quindi possibile massimizzare il recupero di energia non solo per mezzo della *frenata rigenerativa*, ma anche durante le fasi di trazione, spostando il punto di funzionamento del motore a combustione interna in zona di alta efficienza recuperando l'energia in eccesso e stoccandola in batteria.

2 Modello veicolo convenzionale CV e motore termico

L'oggetto della presente tesi è stata la creazione di un nuovo modello *cinematico* che permetta di simulare la percorrenza di un determinato ciclo guida, normato o meno, da parte di un determinato veicolo.

Il modello, sviluppato in ambiente *Matlab*, è redatto in modo di permettere la simulazione di un veicolo convenzionale (*CV, Conventional Vehicle*), di un veicolo ibrido elettrico (*HEV, Hybrid Electric Vehicle*) oppure di un veicolo ibrido elettrico di tipo *Plug-In* (*PHEV, Plug-In Hybrid Electric Vehicle*) e di poter effettuare un confronto in termini di consumo di combustibile (*FC, fuel consumption*), e cioè in termini di efficienza, tra questi differenti layout. È altresì possibile valutare l'impatto sul consumo di combustibile della gestione dell'aftertreatment, che deriva dal riscaldare il più velocemente possibile la linea di scarico in modo da farla entrare rapidamente in una zona di alta efficienza. Le simulazioni sono effettuate mediante l'uso di un modello cinematico, cioè di un modello in cui le condizioni operative e le variabili di controllo sono direttamente ottenute dallo stato cinematico del sistema stesso: significa che tutte le grandezze che derivano dalla simulazione, e che vengono simulate nella stessa, derivano direttamente dal profilo della missione analizzata, che viene seguita perfettamente punto per punto. Il veicolo convenzionale rappresenta il riferimento in tutti i confronti effettuati tra i diversi consumi ottenuti con i differenti layout. Questa tesi è sviluppata prendendo come riferimento un *Iveco Eurocargo* equipaggiato con un motore ad accensione per compressione 4 cilindri in linea con una cilindrata di 4,5 dm³ e 118 kW di potenza massima; il modello è validato su di esso.

Nel presente modello, e sulle simulazioni effettuate per mezzo di questo, le variabili di input sono quelle che caratterizzano la missione, e cioè il profilo di velocità del mezzo lungo il percorso (da cui deriva anche la distanza), la relativa pendenza del percorso e il profilo di cambiata effettuato lungo la missione. È necessario il profilo di cambiata da usare lungo il ciclo in quanto nel modello non è ancora implementata una strategia per effettuare una previsione ottimale del cambio marcia. Devono essere altresì input tutte le grandezze che caratterizzano il veicolo e la powertrain (termica ed elettrica) dello stesso; si possono ottenere come output il consumo di combustibile, il consumo energetico del veicolo e delle singole componenti della powertrain (motore termico, motore elettrico e batteria), lo stato di carica della batteria (*SOC, State Of Charge*).

2.1 Variabili di input

Oltre ai dati caratteristici del veicolo, le principali variabili di input di cui il modello necessita sono quelle relative alla missione su cui la simulazione deve esser compiuta; necessita quindi de:

1. La storia temporale di velocità che il veicolo deve seguire per completare la missione;
2. L'evoluzione temporale della pendenza che caratterizza la missione stessa e che il veicolo dovrà superare;
3. Il profilo di cambiata che il veicolo dovrà seguire durante il compimento della missione; questo è necessario in quanto nel modello non è implementato il calcolo della marcia ottimale lungo la missione.

I primi due input ci permettono, mediante le formule illustrate per quanto riguarda le valutazioni effettuate attraverso l'utilizzo del cosiddetto metodo *Driveline* e *Dynamic*, di ricostruire la domanda di potenza che il veicolo richiede lungo il ciclo guida che si sta analizzando. Per quanto riguarda invece il metodo *Coast-Down* invece basta fornire la storia temporale della

velocità in quanto esso, ipotizzando un percorso piano a pendenza nulla, non tiene conto della pendenza da superare nella valutazione della potenza richiesta.

2.2 Caratteristiche cicli in analisi

Data la struttura del modello, mediante un *preprocessing* -cioè un codice da eseguire prima del modello e che permette di formattare tutti i dati provenienti da diversi file in dati comprensibili e compatibili al modello stesso- è possibile analizzare il comportamento del mezzo su qualsiasi ciclo guida, normato o “personalizzato”, purché esso sia compatibile con il mezzo preso in esame. Questo poiché ad esempio, come avviene nella realtà, non è possibile da parte di un mezzo pesante percorrere un ciclo autostradale destinato ad autovetture, in quanto le velocità raggiunte in questi ultimi non sono compatibili (sono maggiori) con le velocità raggiungibili dagli autocarri pesanti.

In questa tesi, diversi cicli saranno presi in esame, soprattutto per comparare le prestazioni dei layout ibridi.

2.3 Caratteristiche veicolo in esame

Il veicolo analizzato in questa tesi è un Iveco Eurocargo, autocarro di medie dimensioni adibito al trasporto merci. Esso è equipaggiato con un motore ad accensione per compressione 4 cilindri in linea da 4,5 dm³ di cilindrata e 119 kW di potenza massima, appartenente alla famiglia dei motori *Tector 5*.

2.3.1 Dati chassis

L'autocarro preso in esame è caratterizzato dai dati riportati in tabella:

Tabella 2.1 - Principali dati del veicolo in esame

PARAMETRO	DESCRIZIONE	VALORE	UNITÀ
MCURB	Peso in ordine di marcia	4200	[kg]
MFULL-LOAD	Peso a pieno carico	7500	[kg]
RWHEELS	Raggio ruota	0.377	[m]
#WHEELS	Numero di ruote	6	[-]
JWHEEL	Inerzia di ogni ruota	3	[kgm ²]
ETA_{WHEEL}	Efficienza delle ruote	0.90	[-]
R_{VEH}	Coefficiente di resistenza al rotolamento	0,0879	[N/kg]
CX	Coefficiente di resistenza aerodinamico	0,703	[-]
A_{VEH}	Sezione frontale	6.5	[m ²]

Per la modellizzazione del veicolo convenzionale il peso considerato è stato quello a pieno carico, cioè 7500 kg, mentre nella modellazione dei veicoli ibridi a questo è stato sommato il peso dei diversi pacchi batteria.

2.3.2 Dati powertrain

Con il termine *powertrain* vengono identificati tutti quei componenti che permettono di generare la potenza necessaria alla propulsione e di trasmetterla alla superficie stradale; fanno quindi parte di essa il *motore termico*, la *trasmissione*, l'*albero di trasmissione col cardano* e il *differenziale*. Di seguito, in Figura 2.1, è riportata la rappresentazione della *powertrain* dove sono illustrate tutte le componenti nella relativa posizione.

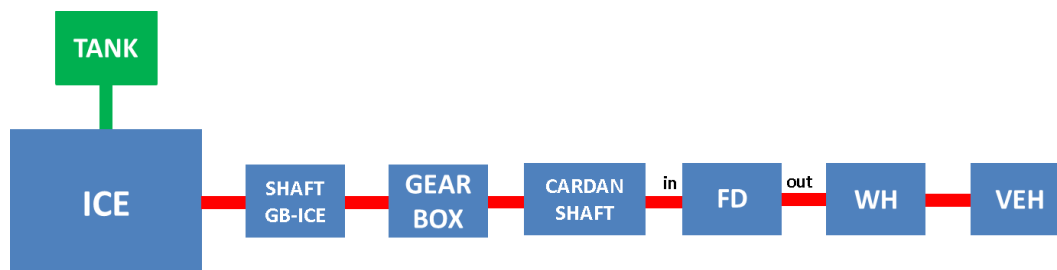


Figura 2.1 - Rappresentazione schematica della powertrain

Come prima accennato il propulsore è un motore ad accensione per compressione $4,5 \text{ dm}^3$ di cilindrata con schema a 4 cilindri in linea, avente coppia massima di 580 Nm in un regime compreso tra 1250 e 1490 giri/min . e potenza massima di 119 kW tra 1900 e 2500 giri/min ; in Figura 2.2 è riportata la caratteristica di esso ed in Tabella 2.2 sono riportate i dati principali. La trasmissione è composta da sei marce, i cui rapporti ed efficienze sono riportati in Tabella 2.3.

Tabella 2.2 - Principali dati della powertrain

PARAMETRO	DESCRIZIONE	VALORE	UNITÀ
VTOT	Cilindrata	4,5	$[\text{dm}^3]$
GN	Numero di marce	6	$[-]$
JENGINE	Inerzia motore con frizione	1,44	$[\text{kgm}^2]$
JGB-ICE	Inerzia albero collegamento motore-gearbox	0,03	$[\text{kgm}^2]$
JGB, IN	Inerzia Gearbox lato motore	0,05	$[\text{kgm}^2]$
JGB, OUT	Inerzia Gearbox lato cardano	0,05	$[\text{kgm}^2]$
JCARDAN	Inerzia Cardano	0,32	$[\text{kgm}^2]$
JFD, IN	Inerzia Differenziale lato cardano	0,002	$[\text{kgm}^2]$
JFD, OUT	Inerzia Differenziale lato semiasse	0,004	$[\text{kgm}^2]$
F0	Coefficiente di coast down F0	1398,062	$[\text{N}]$
F1	Coefficiente di coast down F1	8,9E-14	$[\text{N}/(\text{km/h})]$
F2	Coefficiente di coast down F2	0,216	$[\text{N}/(\text{km/h})^2]$

Tabella 2.3 - Rapporti ed efficienze di trasmissione per ogni marcia e per il final drive

GEAR NUMBER	RATIO	EFFICIENCY
1	6,02	0,9675
2	3,32	0,9673
3	2,07	0,9685
4	1,4	0,971
5	1	0,99
6	0,79	0,98
FINAL DRIVE	3,58	0,98

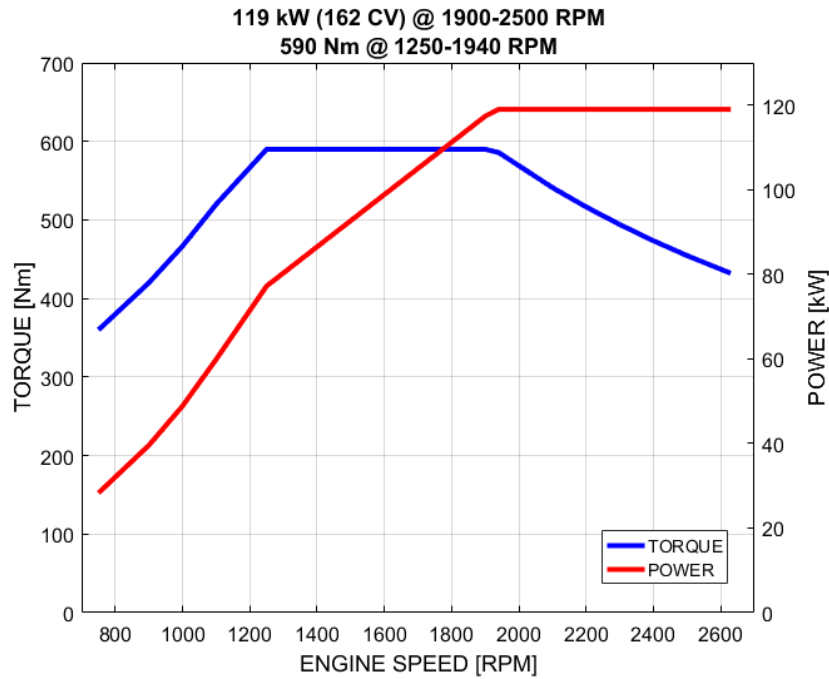


Figura 2.2 – Caratteristica del Motore a Combustione Interna

2.4 Modelli cinematici

Nel modello sviluppato in questa tesi tre sono stati i metodi utilizzati per effettuare le analisi di potenza richiesta al veicolo, e quindi da questa risalire a quella motore, data una certa missione; a partire poi dal risultato in termini di potenze richieste è poi successivamente possibile risalire al consumo di combustibile FC e al consumo energetico EC del veicolo. Tutti e tre i modelli hanno in comune la partenza: ricostruire la domanda di potenza al veicolo partendo dal calcolo della forza resistente. Essa si può calcolare a partire dai coefficienti di *Coast Down* o dal modello della *dinamica veicolo* (rappresentato in Figura 2.3), guardando il mezzo in un preciso istante del suo percorso ed analizzando le forze a cui è soggetto.

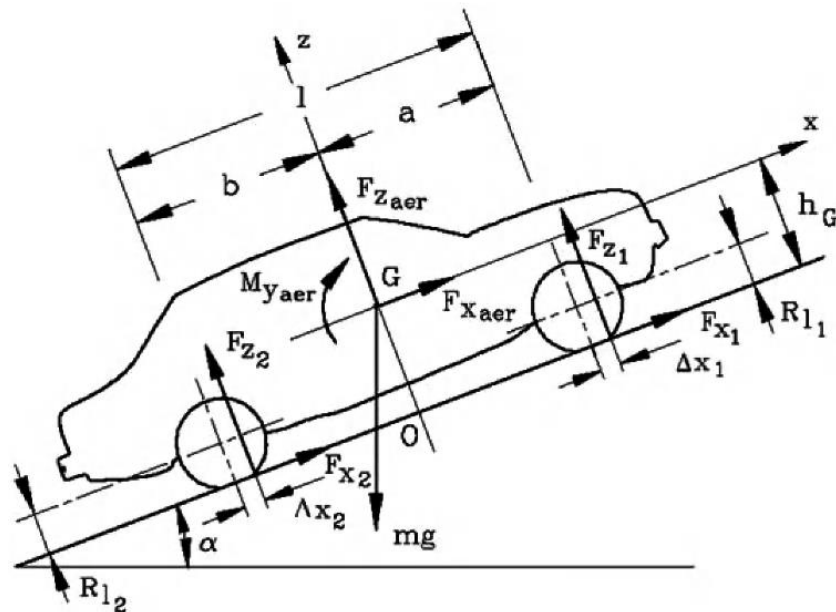


Figura 2.3 - Modello della dinamica veicolo [22]

Nella Figura 2.3, oltre ai singoli contributi di forza che verranno analizzati dettagliatamente nell'illustrazione dei tre differenti metodi, vi sono le grandezze caratteristiche del veicolo quali il passo del veicolo $[l]$, il semi-passo anteriore $[a]$ e posteriore $[b]$ (che identificano la posizione del baricentro nel piano longitudinale), l'altezza del baricentro $[h_G]$, l'altezza del centro-ruota $[R_{11}$ e $R_{12}]$ e l'inclinazione del piano stradale $[\alpha]$.

2.4.1 Metodo Coast-Down

Il metodo *Coast Down* è un comune metodo di calcolo per la valutazione della forza necessaria alla trazione in un veicolo appartenente a qualunque classe. Si basa sul *Test di Coast Down*, un test dinamico in cui si lascia percorrere al veicolo una strada piana, partendo da una determinata velocità e continuando per inerzia, al fine di studiarne l'iterazione con l'ambiente. Dato che il test viene effettuato su una strada piana questo modello non tiene conto della pendenza del percorso, ma il suo utilizzo può comunque portare a degli ottimi risultati. I *coefficienti di coast down*, riportati in Tabella 2.2 per l'autocarro Iveco Eurocargo in esame, vengono settati per poter ricostruire la caratteristica curva *velocità-tempo* rilevata con campionamento costante durante la fase di testing veicolo, di cui viene riportato un esempio in Figura 2.4.

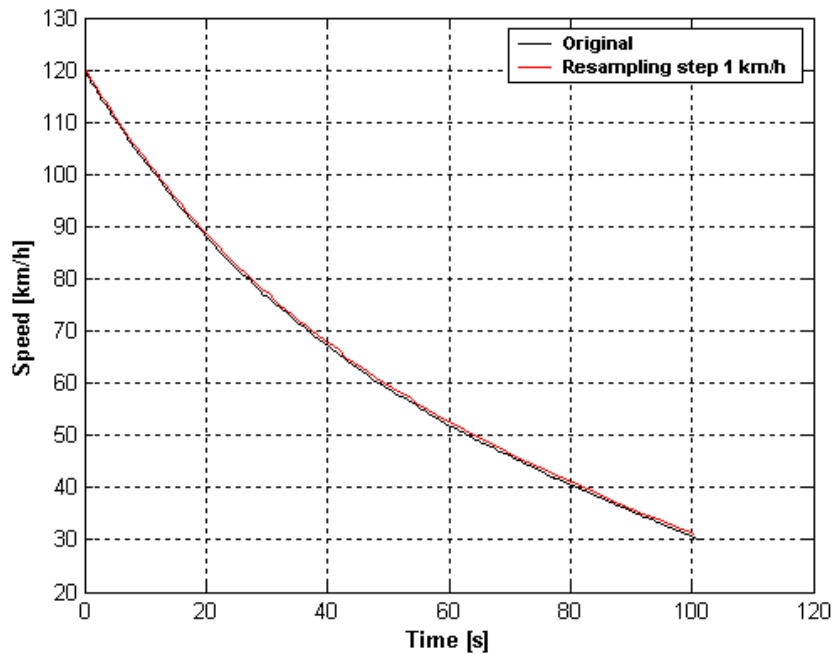


Figura 2.4 – Andamento della curva di decelerazione per un generico veicolo per passeggeri.

Partendo dal profilo di velocità v della missione (espressa in $[km/h]$) e grazie ai *coefficienti di coast down* sarà quindi possibile valutare la forza resistente al moto F_{res} grazie alla formula 2.1 [23].

$$F_{res}[N] = F_0 + F_1 v + F_2 v^2 \quad (2.1)$$

I tre coefficienti sono rappresentativi delle forze resistenti che agiscono sul modello rappresentato in Figura 2.3 e, come esso, hanno dipendenze diverse dalla velocità: F_0 è espresso in $[N]$, F_1 in $[N/(km/h)]$ e F_2 in $[N/(km/h)^2]$.

Dall'equazione (2.1) della forza resistente è poi possibile, sommando il contributo inerziale del mezzo, ottenere la potenza richiesta al veicolo P_{veh} , illustrata nell'equazione (2.2):

$$P_{veh} = \left(F_{res} + \left(M_{veh} + \frac{J_{wh}}{R_{wh}} \right) \cdot a \right) \cdot v \quad (2.2)$$

Dove M_{veh} è la massa del veicolo, J_{wh} rappresenta l'inerzia delle ruote espressa, R_{wh} è il raggio delle ruote, a è l'accelerazione del veicolo espressa e infine v è la velocità del veicolo.

Dalla potenza richiesta al veicolo, attraverso la massa equivalente traslante (equazione (2.4)) a sua volta ricavata dall'equilibrio dell'energia cinetica applicato a tutte le masse rotanti del motore (contenute nel termine di sommatoria nell'equazione (2.3)) [22], si può risalire alla potenza richiesta al motore, espressa nell'equazione (2.5) [24]:

$$\frac{1}{2} \cdot M_{trasl} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot M_{veh} \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum_i J_i \cdot \omega_i^2 \quad (2.3)$$

$$M_{trasl} = M_{veh} + \frac{J_{wh}}{R_{wh}^2} + \frac{J_{GB} \cdot \tau_{FD}}{R_{wh}^2} + \frac{J_{ENG} \cdot \tau_{GEAR} \cdot \tau_{FD}}{R_{wh}^2} \quad (2.4)$$

Le componenti dell'equazione della massa equivalente traslante sono la massa del veicolo M_{veh} , le inerzie di ruote (J_{wh}), trasmissione (J_{GB}), motore (J_{ENG}), i raggi delle ruote R_{wh} , i rapporti di trasmissione delle marce selezionate τ_{GEAR} e della final drive τ_{FD} . Dalla 2.3 alla 2.4 le velocità (veicolo v e angolari di ogni componente ω si elidono, lasciando i contributi di raggi ruota e rapporti di trasmissione nella formula finale.

$$P_{ICE} = \left(F_{res} + M_{trasl} \cdot v \cdot \frac{dv}{dt} \right) \cdot v \cdot (\eta_\tau \cdot \eta_{FD})^k \quad (2.5)$$

Dove nella formula P_{ICE} è la potenza richiesta al motore, η_τ rappresenta l'efficienza della marcia inserita, η_{FD} l'efficienza del final drive e k è un esponente che vale +1, -1 a seconda che il veicolo sia in fase di trazione (-1) o frenata (+1).

A valle della potenza richiesta al motore verrà poi stimato il consumo di combustibile.

2.4.2 Metodo *Dynamic*

Il metodo *Dynamic*, così chiamato perché a differenza del metodo *Coast Down* effettua un'analisi della dinamica del veicolo (riportata in Figura 2.3), ha come obiettivo la ricostruzione della dinamica del mezzo nell'affrontare la missione, tenendo conto oltre che della velocità (e delle forze resistenti che derivano da essa) anche della pendenza. Qui la forza resistente, e quindi la potenza richiesta al veicolo, diviene somma di più componenti:

- **Resistenza al rotolamento:** essa dipende dal fatto che gli pneumatici sono corpi molto più deformabili rispetto al manto stradale; questa deformazione coinvolge la zona dell'orma di contatto dello pneumatico stesso, spostando il baricentro della stessa che non risulterà più in asse con il centro-ruota. La forza risultante dalla pressione sull'orma di contatto creerà quindi un momento che si opporrà al rotolamento della ruota, dissipando energia per cercare di vincerlo; il contributo si può vedere in Figura 2.3: con Δx_1 e Δx_2 sono riportati gli spostamenti della forza risultante, indicata con Fz_1 e Fz_2 . Il contributo della resistenza al rotolamento è predominante alle basse velocità e si valuta come segue [24]:

$$F_{roll} = f_r \cdot M_{veh} \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad (2.6)$$

Dove M_{veh} rappresenta la massa del veicolo, g l'accelerazione di gravità terrestre, f_r il coefficiente di resistenza al rotolamento e α la pendenza della strada.

- *Resistenza alla pendenza*: questa componente non è nient'altro che la componente di peso la cui direzione è parallela alla strada; essa può opporsi al moto nel caso in cui si stia affrontando una salita, essendo la componente diretta nella direzione opposta, oppure aiutare il moto nel caso in cui si sia in discesa con la componente concorde con il moto. Essa si valuta come [24]:

$$F_{grade} = M_{veh} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (2.7)$$

- *Resistenza aerodinamica*: la resistenza aerodinamica C_x può esser considerata come somma di due termini [22]:
 - *Resistenza di profilo*: il moto del veicolo a velocità sempre più elevate trova la resistenza dell'aria che vi sta di fronte, e che aumentando la resistenza incrementa anche la pressione agente sul mezzo, in quanto essa avrà un ritardo caratteristico nello spostarsi e lasciar spazio al veicolo stesso; in aggiunta l'aria alle spalle del veicolo non riesce a riempire istantaneamente lo spazio vuoto lasciato dal movimento in avanti e si creerà quindi una zona d'aria a bassa pressione. L'aria crea quindi due componenti di forze che, grazie alla pressione elevata sulla parte anteriore e alla zona di bassa pressione agente sulla parte posteriore del veicolo, si oppongono all'avanzamento del mezzo avendo verso contrario al verso del moto.
 - *Resistenza d'attrito*: si può supporre che l'aria direttamente a contatto con la carrozzeria del veicolo si muova con la stessa velocità del veicolo stesso, mentre quella più lontana rimane ferma. La regione compresa tra queste due zone, chiamata *strato limite*, presenta un gradiente di velocità a cui è soggetta l'aria: questo crea attrito tangenziale tra le molecole d'aria a diverse velocità, che si va a sommare alla *resistenza di profilo* creando la *Resistenza aerodinamica* totale.

La componente della forza resistente imputabile alla resistenza aerodinamica si valuta come:

$$F_{drag} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A \cdot v^2 \quad (2.8)$$

Dove ρ indica la densità dell'aria, C_x la resistenza aerodinamica caratteristica del veicolo, A è la sezione frontale del mezzo e v è la velocità del veicolo.

La forza resistente totale F_{res} che agirà sul mezzo varrà quindi:

$$F_{res} = F_{roll} + F_{grade} + F_{drag} \quad (2.9)$$

$$F_{res} = M_{veh} \cdot g \cdot \sin(\alpha) + f_r \cdot M_{veh} \cdot g \cdot \cos(\alpha) + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A \cdot v^2 \quad (2.10)$$

Tramite di essa di essa, come per il *metodo Coast Down*, si potrà risalire alla potenza richiesta al veicolo (equazione (2.2)) e, tramite l'uso della *massa equivalente traslante* (equazione (2.4)), alla potenza richiesta al propulsore (equazione (2.5)).

2.4.3 Metodo Driveline

Quest'ultimo metodo presentato è stato chiamato *Driveline* in quanto esso, per valutare la potenza richiesta al motore a combustione interna, ricostruisce tutta la catena cinematica della

driveline. Esso parte sempre dalla valutazione della forza resistente F_{res} come avviene per il metodo *Dynamic*:

$$F_{res} = M_{veh} \cdot g \cdot \sin(\alpha) + f_r \cdot M_{veh} \cdot g \cdot \cos(\alpha) + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A \cdot v^2 \quad (2.11)$$

Dopodiché la richiesta di potenza al veicolo viene valutata solo come somma di contributi della forza resistente F_{res} e del termine inerziale:

$$P_{veh} = (F_{res} + M_{veh} \cdot a) \cdot v \quad (2.12)$$

Dove il termine inerziale è dato dalla massa veicolo M_{veh} moltiplicato per l'accelerazione a ; il tutto moltiplicato per la velocità v al fine di trovare la potenza. Dalla potenza richiesta al veicolo (P_{veh}) in seguito si valuta ricostruendo la fisica della driveline: facendo riferimento alla Figura 2.1 si procede risalendo tutta la linea di trasmissione di potenza dalle ruote al motore a combustione interna. Le equazioni che governano questo metodo sono qui divise per elemento della driveline:

- *Ruote*: Dai segnali di input di velocità del veicolo (V_v), da cui deriva l'accelerazione ($\dot{V}_v$), il raggio delle ruote (R_{wh}) e la potenza richiesta al veicolo che risulta dall'equazione (2.12) possiamo ricavare la potenza richiesta alle ruote P_{wh} (equazione (2.15)) come:

$$\omega_{wh} = \frac{V_v}{R_{wh}} \quad (2.13)$$

$$\dot{\omega}_{wh} = \frac{\dot{V}_v}{R_{wh}} \quad (2.14)$$

$$P_{wh} = (P_{veh} + J_{wh} \cdot \dot{\omega}_{wh} \cdot \omega_{wh}) \cdot \eta_{wh}^k \quad (2.15)$$

Dove ω_{wh} e $\dot{\omega}_{wh}$ sono rispettivamente la velocità angolare e l'accelerazione angolare delle ruote, J_{wh} è l'inerzia globale di tutte le ruote, η_{wh} è l'efficienza delle ruote e k è l'esponente che vale +1 nelle fasi di frenata e -1 in quelle di trazione.

- *Differenziale*: dai risultati delle equazioni usate per valutare le richieste alle ruote si risale poi attraverso la linea della driveline incontrando il differenziale. Il suo comportamento può esser determinato attraverso le seguenti equazioni:

$$\omega_{fd,out} = \omega_{wh} \quad (2.16)$$

$$\dot{\omega}_{fd,out} = \dot{\omega}_{wh} \quad (2.17)$$

$$P_{fd,out} = (P_{veh} + J_{wh} \cdot \dot{\omega}_{wh} \cdot \omega_{wh}) \cdot \eta_{wh}^k + J_{fd,out} \cdot \dot{\omega}_{fd,out} \cdot \omega_{fd,out} \quad (2.18)$$

$$P_{fd,in} = P_{fd,out} \cdot \eta_{FD}^k + J_{fd,in} \cdot \dot{\omega}_{fd,in} \cdot \omega_{fd,in} \quad (2.19)$$

Il pedice “out” indica le grandezze a valle del differenziale mentre il pedice “in” indica quelle a monte (lato trasmissione); J_{fd} rappresenta l'inerzia del differenziale -sia per lato a monte ($J_{fd,in}$) che per lato a valle ($J_{fd,out}$)-, η_{FD} è l'efficienza del differenziale e infine $P_{fd,in}$ e $P_{fd,out}$ rappresentano rispettivamente la richiesta di potenza al differenziale, sempre lato monte e valle.

- *Trasmissione*: continuando a ripercorrere la driveline si incontra la trasmissione. Partendo dai risultati ottenuti per il differenziale si può risalire alle grandezze caratteristiche della trasmissione come segue:

$$\omega_{gb,out} = \omega_{fd,out} \cdot \tau_{fd} \quad (2.20)$$

$$\dot{\omega}_{gb,out} = \dot{\omega}_{fd,out} \cdot \tau_{fd} \quad (2.21)$$

$$\omega_{gb,in} = \omega_{gb,out} \cdot \tau_{GEAR} \quad (2.22)$$

$$\dot{\omega}_{gb,in} = \dot{\omega}_{gb,out} \cdot \tau_{GEAR} \quad (2.23)$$

$$P_{gb,out} = P_{fd,in} + J_{gb,out} \cdot \dot{\omega}_{gb,out} \cdot \omega_{gb,out} + J_{cardan} \cdot \dot{\omega}_{gb,out} \cdot \omega_{gb,out} \quad (2.24)$$

$$P_{gb,in} = P_{gb,out} \cdot \eta_{GB}^k + J_{gb,in} \cdot \dot{\omega}_{gb,in} \cdot \omega_{gb,in} \quad (2.25)$$

Dove τ_{fd} rappresenta il rapporto di trasmissione del differenziale, τ_{GEAR} quello della marcia inserita, $\omega_{gb,in}$ la velocità angolare dell'albero di ingresso della trasmissione e $\omega_{gb,out}$ quella dell'albero di uscita, $\dot{\omega}_{gb,in}$ e $\dot{\omega}_{gb,out}$ le accelerazioni angolari di ingresso e uscita, $J_{gb,in}$ e $J_{gb,out}$ le inerzie dai due lati della trasmissione e infine $P_{gb,in}$ è la potenza richiesta in ingresso e $P_{gb,out}$ quella in uscita dalla trasmissione. Si noti come l'equazione con cui si valuta la richiesta della potenza lato valle della driveline (2.24) tenga conto anche dell'inerzia del cardano J_{cardan} .

- *Motore*: si è ora giunti in cima alla catena cinematica della driveline e quindi si possono determinare le richieste di velocità e coppia al motore a combustione interna tramite le seguenti equazioni:

$$\omega_{ice} = \max(\omega_{ice,idle}, \omega_{gb,in}) \quad (2.26)$$

$$P_{ice} = (P_{gb,in} + J_{ice} \cdot \dot{\omega}_{ice} \cdot \omega_{ice} + J_{GB-ICE} \cdot \dot{\omega}_{ice} \cdot \omega_{ice} + P_{acc}) \quad (2.27)$$

In particolare la velocità motore ω_{ice} è il massimo tra la velocità che deriva dalla richiesta veicolo e la velocità di minimo regime $\omega_{ice,idle}$ (in quanto sotto essa il motore non può girare); la potenza richiesta al motore si valuta quindi come somma del contributo derivante dalla potenza richiesta dal veicolo calcolata al livello di monte trasmissione ($P_{gb,in}$), dei termini inerziali di motore (dove J_{ice} rappresenta l'inerzia del motore più la frizione) e di albero di collegamento motore-trasmissione (J_{GB-ICE}) e della potenza richiesta dagli accessori (P_{acc}).

2.5 Gestione del sistema di Post-Trattamento

Nel modello è stato anche implementata una sezione dedicata alla gestione del sistema di post-trattamento (*after-treatment*): esso ha il compito di velocizzare la fase di riscaldamento dell'*SCR*, il cosiddetto *Selective Catalytic Reduction* atto a ridurre le emissioni di ossidi di azoto NO_x (il cui comportamento è descritto nel paragrafo 1.4.3 *Catalizzatori riducenti per gli NO_x*), al fine di incrementare l'efficienza nelle fasi di avviamento a freddo. Per far ciò è stato previsto l'inserimento di un *flap* (una sorta di valvola) a valle della turbina che, aprendosi e chiudendosi, va a modificare la contropressione dei gas di scarico spostando il punto motore ad un carico più elevato. Questo costringe il motore a fornire più potenza di quella richiesta dal veicolo: la potenza in eccesso viene quindi "buttata" allo scarico sotto forma di potenza termica. Ne risulta

un aumento di temperatura dei gas di scarico che permette di riscaldare prima la linea di scarico e tutti i suoi componenti.

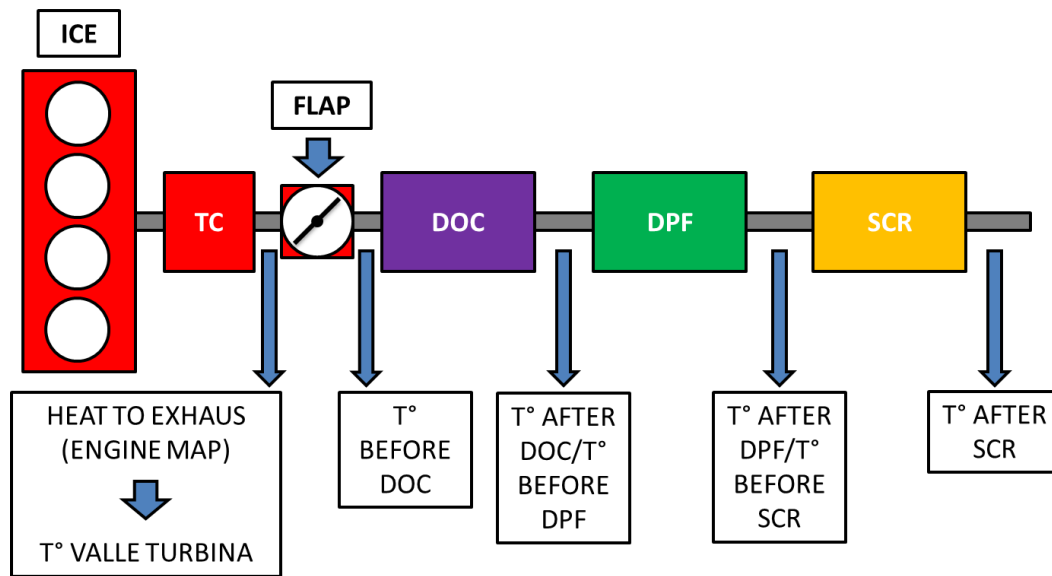


Figura 2.5 - Rappresentazione schematica di una linea di scarico provvista di flap per motore ad accensione comandata turbocompresso.

Partendo dal punto motore istantaneo si può determinare, mediante lettura in mappa motore (riportata in Figura 2.6), della potenza entalpica allo scarico *Heat to Exhaust* (H , espressa in kW) da cui è possibile determinare la *Temperatura valle turbina* dividendo la potenza entalpica per la portata e successivamente per il calore specifico a pressione costante (C_p , rappresenta la quantità di calore necessaria per innalzare la temperatura di un'unità di massa di 1 K):

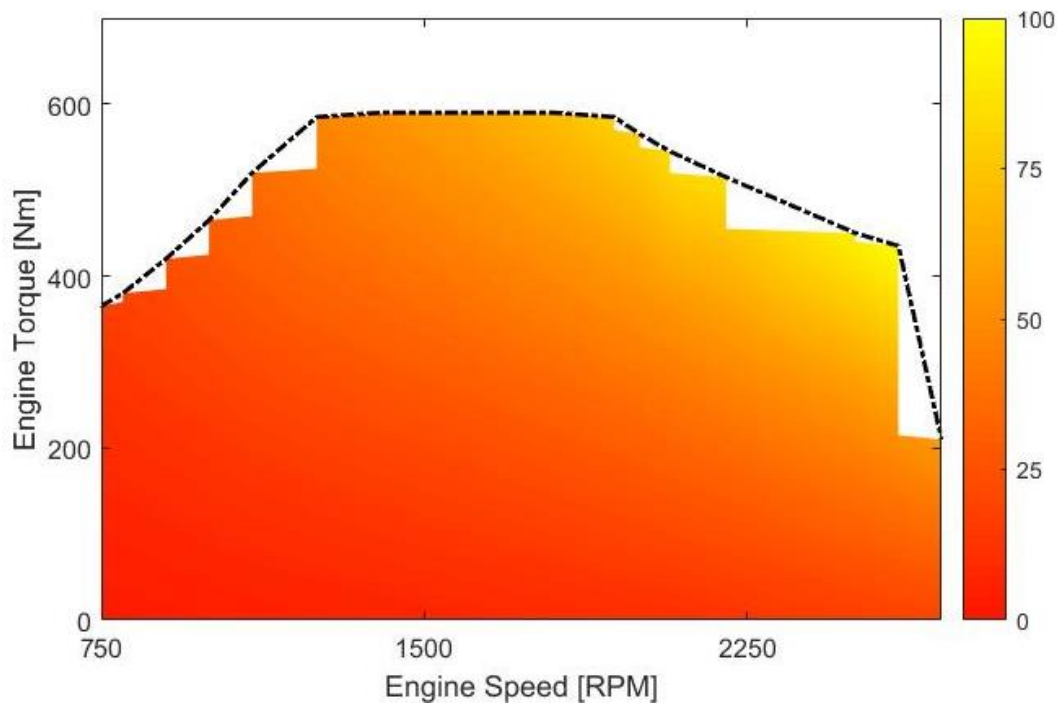


Figura 2.6- Mappa ECU della potenza entalpica allo scarico (H , [kW]). I dati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

$$h \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \frac{H [kW]}{(m_{air} + m_{fuel}) [kg/s]} \quad (2.28)$$

$$T^{\circ}_{VALLE TURBINA} [K] = \frac{h [kJ/kg]}{Cp \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]} \quad (2.29)$$

Successivamente, mediante funzioni di trasferimento, è possibile passare dalla *temperatura valle turbina* alla temperatura del DOC e, successivamente, alla temperatura dell'SCR che è il vero controllore della logica di gestione del sistema di post trattamento. Essa comanda l'apertura e la chiusura del *flap* mediante la temperatura media dell'SCR, che viene valutata a partire dalla temperatura di ingresso e di uscita dell'SCR ($T^{\circ}_{Before SCR}$, $T^{\circ}_{After SCR}$) come segue:

$$\overline{T}_{SCR} = \alpha \cdot T^{\circ}_{BEFORE SCR} + (1 - \alpha) \cdot T^{\circ}_{AFTER SCR} \quad (2.30)$$

Basandosi su questo segnale l'apertura e la chiusura del *flap* viene determinata mediante 3 fattori:

- una lettura in mappa della massima posizione di apertura, funzione del combustibile iniettato e del regime motore. Essa è riportata in Tabella 2.4; tutti i dati sono stati normalizzati al fine di mantenere la proprietà intellettuale.

Tabella 2.4 - Mappa ECU della massima posizione del flap (*Flap_max_position*).

FUEL INJ. (mg/c)	ENGINE SPEED								
	444	667	889	1111	1259	1333	1407	1778	2000
0	100	100	100	100	100	89	0	0	0
10	100	100	99	99	99	89	0	0	0
20	100	100	99	99	99	89	0	0	0
30	100	100	99	99	98	89	0	0	0
40	100	100	99	99	97	89	0	0	0
50	100	100	98	98	93	89	0	0	0
60	96	96	93	91	88	43	0	0	0
70	89	89	88	86	82	0	0	0	0
80	44	44	44	43	42	0	0	0	0
90	0	0	0	0	0	0	0	0	0

- un fattore di controllo (*CF*) che, moltiplicando la lettura della massima posizione del *flap*, ne determina la percentuale di apertura. Esso è valutato come segue basandosi sulla temperatura media istantanea dell'SCR (equazione (2.28)) ed è saturato a 0 e 1.

$$CF = \frac{T_{MAX SCR} - \overline{T}_{SCR}}{(T_{MAX SCR} - T_{MIN SCR})} \quad (2.31)$$

- Un fattore di isteresi (*hysteresis*) che vale 0 o 1 e permette di modificare il range di apertura/chiusura istantanea del *flap*.

La posizione istantanea del *flap* viene quindi determinata come segue:

$$Flap = Flap_{max\ position} \cdot CF \cdot hysteresis \quad (2.32)$$

In base alla posizione istantanea del *flap* viene quindi valutata la corrispondente caduta di pressione, che successivamente verrà sommata alla *b MEP* motore (*Brake Mean Effective Pressure*) del punto successivo al fine di ottenere il nuovo punto equivalente di mappa motore. Da esso poi verrà trovata la nuova potenza entalpica allo scarico, a cui sarà sommata la quota di *b MEP* corrispondente alla contropressione Δp che viene convertita in potenza termica buttata allo scarico.

La contropressione Δp viene valutata mediante una funzione di regressione polinomiale, valutata come espresso in equazione (2.33); i valori dei coefficienti A , x , y e z sono stati trovati basandosi sui dati sperimentali.

$$\Delta p = A \cdot RPM^x \cdot Flap_{actual\ position}^y \cdot FC^z \quad (2.33)$$

$$\overline{bmep}(i) = bmep(i) + dp(i - 1) \quad (2.34)$$

Dalla nuova *b MEP* successivamente verrà valutata la nuova potenza richiesta al motore a combustione interna come segue:

$$P_{ice} = \frac{\overline{bmep} \cdot n \cdot V}{60 \cdot m} \quad (2.35)$$

Dove n rappresenta la velocità motore in *giri/secondo*, V la cilindrata del motore in m^3 e m è un coefficiente che vale 2 per i motori a quattro tempi oppure 1 per i motori a due tempi (rappresenta il numero di rivoluzioni dell'albero motore per ciclo).

Di seguito viene riportato il flowchart con cui la logica è stata implementata nel modello.

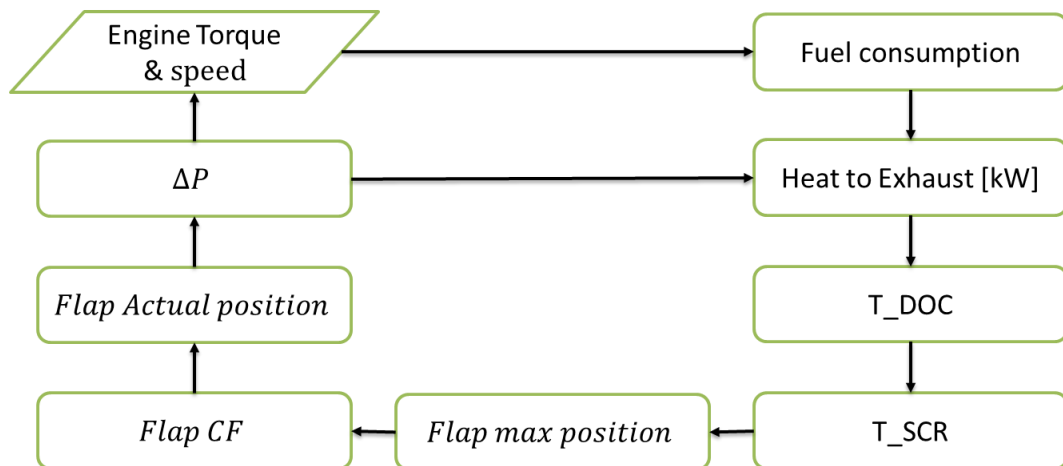


Figura 2.7 - Flowchart di funzionamento della gestione del sistema di post-trattamento.

Sulla base dei nuovi punti motore trovati mediante la logica di gestione del sistema di post-trattamento verrà poi stimato il consumo di combustibile sulla missione analizzata.

2.6 Calcolo del consumo energetico e di combustibile

Sulla base dei risultati di potenza richiesta al motore a combustione interna (equazione (2.27)), ottenuti considerando o meno la necessità di valutare anche le prestazioni riguardo alla missione compiuta tenendo conto della gestione del sistema di post-trattamento (equazione (2.35)), viene infine valutato il consumo energetico e di combustibile del veicolo.

Il consumo energetico (*EC, Energy consumption*) viene valutato come integrale della potenza sul tempo; esso può esser valutato come consumo globale sulla missione, come consumo nelle sole le fasi di trazione oppure durante fasi di frenata. Verranno esposti nei risultati le analisi di consumo energetico del veicolo (equazione (2.36)) e del motore (equazione (2.37)).

$$EC = \int_0^t P \cdot dt \quad (2.36)$$

Il consumo di combustibile viene invece valutato mediante interpolazione sulla mappa motore della velocità (*engine speed*) e della coppia (*engine torque*) istantanea del motore; da esso si ottiene la portata di combustibile istantanea da cui, mediante integrazione, sarà possibile ottenere il consumo di combustibile totale sulla missione. A partire dalla potenza, la coppia è valutata come segue:

$$C[Nm] = \frac{P_{ICE}[W]}{\omega_{ICE}[\frac{rad}{s}]} \quad (2.37)$$

$$\dot{m}_{FC} = map_{FC}(Engine Torque, Engine Speed) \quad (2.38)$$

In Figura 2.8 è riportata la mappa motore del consumo di combustibile [kg/h] in funzione della velocità e della coppia motore.

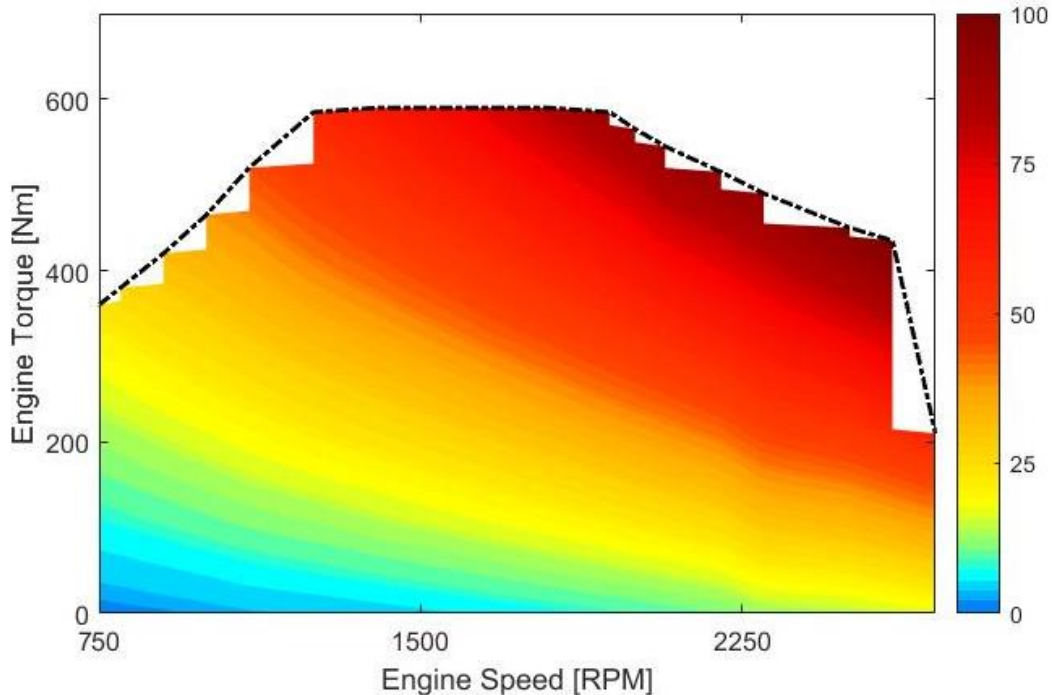


Figura 2.8 - Mappa ECU del consumo di combustibile. I dati riportati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

3 Modello Veicolo Ibrido Elettrico HEV P2

Il secondo mezzo modellizzato ed analizzato nella presente tesi è stato un veicolo di tipo ibrido elettrico (HEV) provvisto di una macchina elettrica in posizione P2 (si veda il paragrafo 1.6.5), collegata mediante *Torque-Coupling Device (TCD)*, il cui layout è esposto in Figura 3.1.

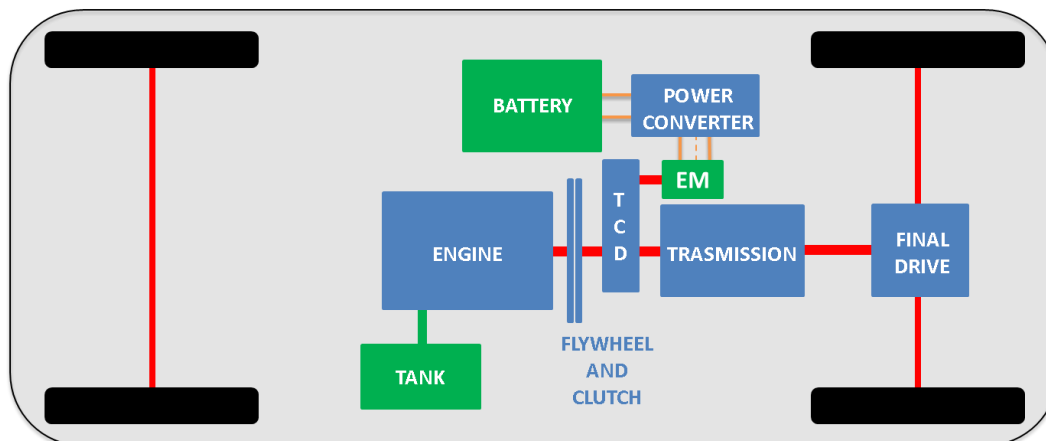


Figura 3.1 - Layout del veicolo modellizzato HEV P2

Le simulazioni sono state effettuate, come per il veicolo convenzionale, sul mezzo *Iveco Eurocargo* equipaggiato con motore ad accensione per compressione da 4,5 dm³ di cilindrata e 118 kW di potenza massima. Al motore a combustione interna è stata affiancata una macchina elettrica alimentata da un pacco batterie. Le prestazioni del veicolo ibrido saranno da valutare tra due diverse combinazioni possibili, figlie di due diversi layout ottenibili mediante combinazione di una macchina elettrica con due diversi pacchi batterie forniti dal committente.

3.1 Funzionamento veicolo HEV P2

L'inserimento della macchina elettrica al fianco del motore a combustione interna consente di ottenere su una missione, a parità di tutte le condizioni esterne, un consumo di combustibile minore rispetto a un veicolo convenzionale. Questo fa sì che si renda necessario l'utilizzo di un sistema di controllo potente e robusto, che riesca a gestire tutte le richieste che vengono fatte al veicolo e comandi tutte le fonti di potenza al fine di fornire le migliori prestazioni possibili, in termini di guidabilità, consumi e potenza.

Il sistema di controllo del veicolo ibrido è composto da due sottoinsiemi, illustrati in Figura 3.2:

1. un sistema di controllo primario a livello del veicolo (*Vehicle Controller*, è il controllore di alto livello) che valuta le richieste provenienti dal veicolo (acceleratore, freno, velocità, SOC) e le tramuta in un comando di coppia che viene mandato ai livelli inferiori;
2. un sistema di controllo secondario a livello delle componenti della powertrain (*Engine*, *Electric Motor (EM)* e *Brake controllers*, controllori di basso livello) che traduce le informazioni di richiesta di coppia dell'alto livello in segnali specifici da inviare ad ogni componente.

Il controllore di alto livello riceve le informazioni che provengono dal driver, dalla strada e dal veicolo stesso e le traduce in richieste di coppia; queste saranno inviate ad ogni controllore di secondo livello, il quale dovrà provvedere ad analizzare le condizioni operative del proprio

componente e a fornire una risposta adeguata alla richiesta proveniente dal *Vehicle Controller*. In Figura 3.2 sono anche riportati i possibili flussi di potenza (*Power Flow, PF*) che si possono avere nella powertrain ibrida.

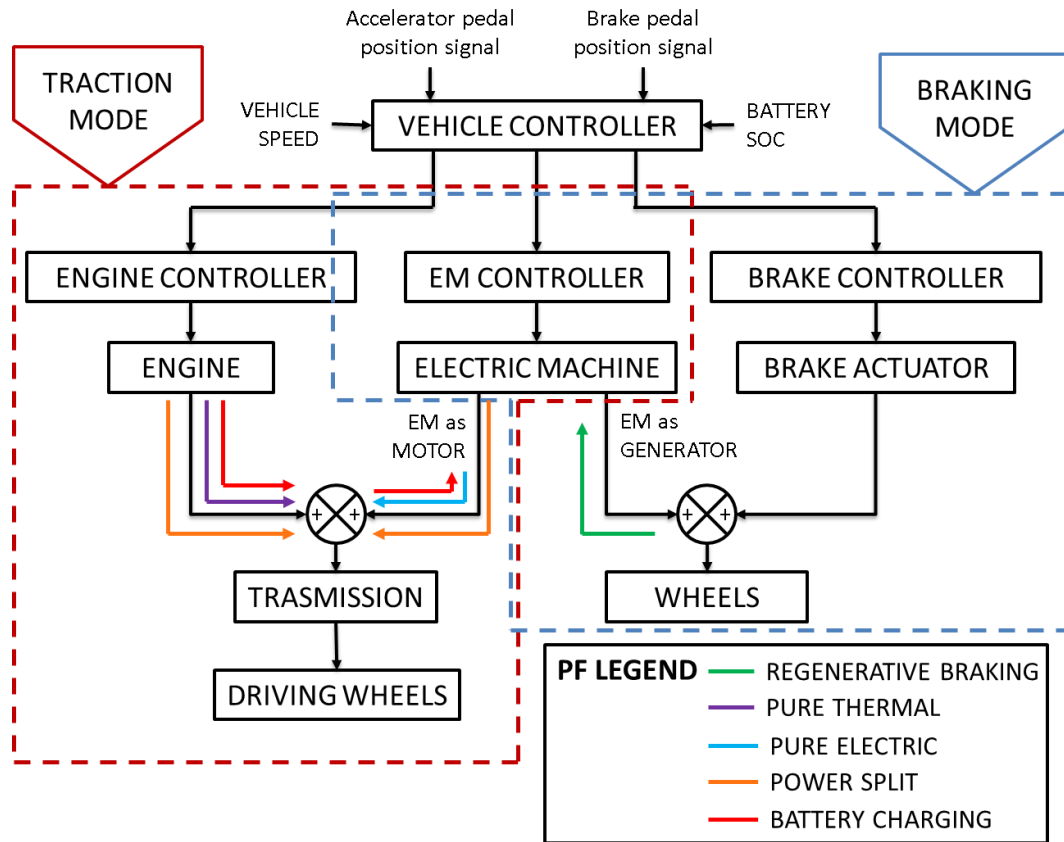


Figura 3.2- Schema di controllo del veicolo HEV P2. Sono riconoscibili il controllore primario (*Vehicle Controller*) ed i controllori secondari, i sistemi coinvolti in trazione (*Traction Mode*) ed in frenata (*Braking Mode*) ed i flussi di potenza (*PF, Power Flow*).

Il veicolo HEV P2 in esame permette il funzionamento nelle modalità:

- *PT, Puro Termico*: questa modalità entra in funzionamento per richieste di potenza medio-alte, cioè quando il motore a combustione interna lavora in una zona caratterizzata da un rendimento vicino al rendimento massimo; il sistema elettrico è disconnesso dal motore termico e quest'ultimo fornisce tutta la potenza richiesta dal veicolo. La potenza delle fonti di energia, e cioè del motore termico (P_{ICE}), della macchina elettrica (P_{EM}) e della batteria (P_{BATT}) possono esser descritte come segue:

$$P_{ICE} = \frac{P_{GB,in}}{\eta_{ICE}} \quad (3.1)$$

$$P_{EM} = 0 \quad (3.2)$$

$$P_{BATT} = 0 \quad (3.3)$$

Dove $P_{GB,in}$ è la potenza veicolo riportata fino all'ingresso della trasmissione, vista nell'equazione (2.25).

- *PE, Puro Elettrico*: questa modalità di funzionamento si usa quando le potenze richieste dal veicolo e la velocità sono basse, ossia dove il motore a combustione interna lavorerebbe in una zona di basso rendimento. La potenza fornita dalle fonti di energia diviene:

$$P_{ICE} = 0 \quad (3.4)$$

$$P_{EM} = \frac{P_{GB,in}}{\eta_{EM,t}} \quad (3.5)$$

$$P_{BATT} = \frac{P_{EM}}{\eta_{EM,e}} \quad (3.6)$$

Dove $\eta_{EM,t}$ ed $\eta_{EM,e}$ sono rispettivamente il rendimento meccanico ed il rendimento elettrico della macchina elettrica in funzionamento come motore.

- *PS, Power Split*: questo è il funzionamento nella vera modalità ibrida: le caratteristiche di motore a combustione interna e macchina elettrica si sommano e la potenza richiesta dal veicolo viene divisa tra motore e macchina elettrica a seconda del power flow α disponibile. Le potenze erogate dalle fonti di energia sono:

$$P_{ICE} = (1 - \alpha_{PS}) \cdot \frac{P_{GB,in}}{\eta_{ICE}} \quad (3.7)$$

$$P_{EM} = \alpha_{PS} \cdot \frac{P_{GB,in}}{\eta_{EM,t}} \quad (3.8)$$

$$P_{BATT} = \frac{P_{EM}}{\eta_{EM,e}} \quad (3.9)$$

Dove α_{PS} è il power flow in modalità *power split*.

- *BC, Battery charging*: quando lo stato di carica SOC è al minimo si sceglie di caricare la batteria tramite il motore a combustione: esso dovrà fornire una potenza maggiore di quella richiesta del veicolo in quanto una quota viene assorbita dalla macchina elettrica che funziona come generatore. Le potenze in gioco sono le seguenti; si noti che α_{BC} (il power flow della modalità *Battery Charging*) è un numero negativo (<0).

$$P_{ICE} = (1 - \alpha_{BC}) \cdot \frac{P_{GB,in}}{\eta_{ICE}} \quad (3.10)$$

$$P_{EM} = \alpha_{BC} \cdot \frac{P_{GB,in}}{\eta_{EM,t}} \quad (3.11)$$

$$P_{BATT} = \frac{P_{EM}}{\eta_{EM,e}} \quad (3.12)$$

- *RB, Regenerative Braking*: è questa la modalità di funzionamento in cui, quando la potenza richiesta della frenata è minore o uguale della massima potenza della macchina elettrica come generatore, essa viene fatta funzionare come generatore, controllando che

produca una potenza di frenata uguale a quella richiesta dal driver. Il motore a combustione interna viene fatto funzionare al minimo oppure rimane spento (ad esempio nel funzionamento in puro elettrico).

$$P_{ICE} = 0 \quad (3.13)$$

$$P_{EM} = P_{GB,in} \cdot \eta_{EM,t} \quad (3.14)$$

$$P_{BATT} = P_{GB,in} \cdot \eta_{EM,e} \quad (3.15)$$

La strategia di controllo considera anche lo stato di carica istantaneo (*SOC, State Of Charge*) del pacco batterie. Esso, nel funzionamento di un veicolo HEV, viene gestito in modalità *charge sustaining*, cioè il SOC viene mantenuto (da sustaining, appunto) entro un certo limite, nell'ottica di poter prolungare al massimo la vita della batteria. In Figura 3.3 è mostrato un tipico andamento del SOC in modalità *charge sustaining* funzionante entro i due limiti di SOC_{MAX} e SOC_{MIN} ; ad esso è associato anche un grafico in cui è possibile vedere quando il motore a combustione interna è acceso e quando è spento nelle diverse fasi di gestione del SOC.

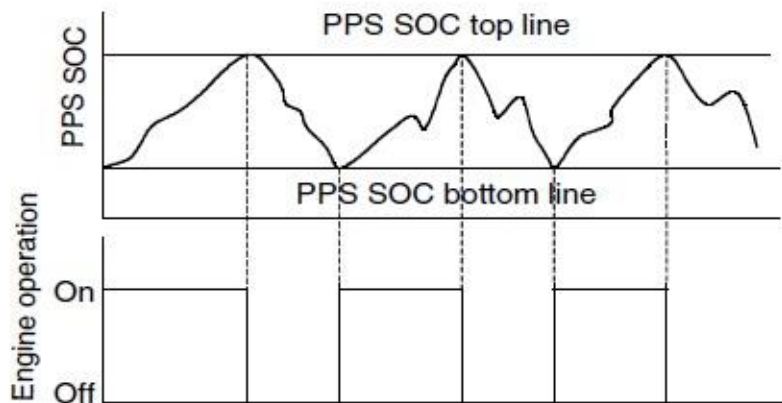


Figura 3.3- Andamento tipico del SOC in modalità Charge Sustaining e illustrazione della strategia di controllo On-Off del motore a combustione interna [21].

3.2 Caratteristica della macchina elettrica

La parte elettrica della powertrain è composta dalla macchina elettrica, dal convertitore di potenza e dall'elettronica di controllo. La macchina elettrica ha il compito, a seconda della modalità di funzionamento, di convertire l'energia elettrica in meccanica nel caso della propulsione o, in caso di frenata, di assorbire energia meccanica (funzionando da generatore) e convertirla in energia elettrica destinata a ricaricare il pacco batterie. Il convertitore di potenza provvede a convertire la corrente elettrica nella giusta tensione e corrente atte ad alimentare la macchina elettrica. In questa tesi la macchina elettrica utilizzata è una macchina brushless. Questa classe di macchine è caratterizzata da un'elevata efficienza, ridotte dimensioni e semplicità costruttiva, doti che permettono di ottenere ottime prestazioni nel loro impiego su vetture ibrido elettriche; per contro hanno però un costo elevato.

Questa macchina elettrica è dotata di una caratteristica molto ampia, con velocità massima di 16000 giri/minuto. In Figura 3.4 e in Figura 3.5 sono illustrate le caratteristiche della presente macchina elettrica, sia in funzionamento come motore che in funzionamento come generatore; entrambe sono state normalizzate sui valori di picco del funzionamento come motore.

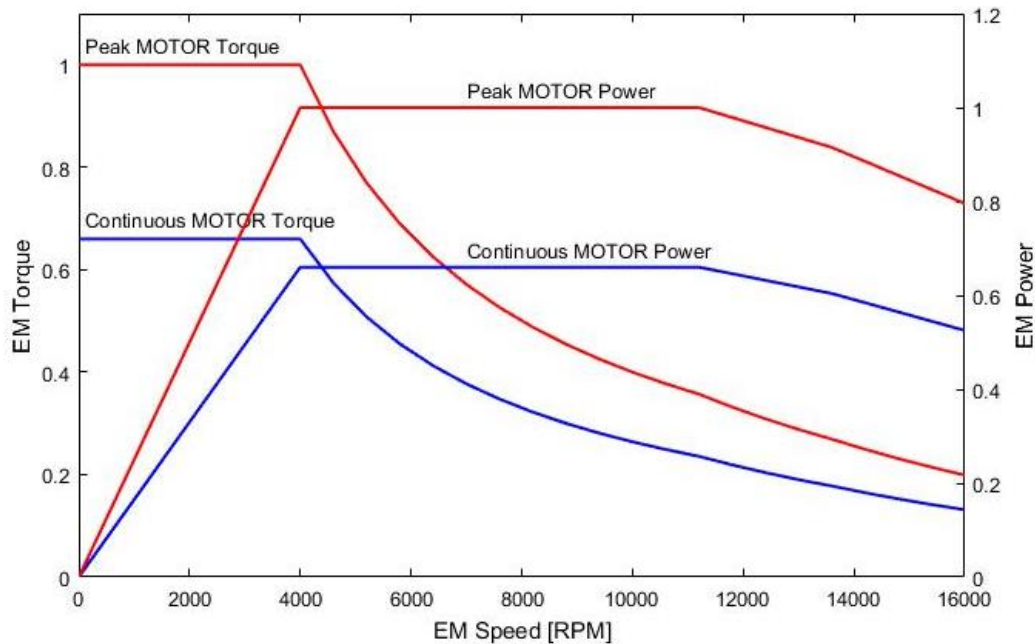


Figura 3.4 -Caratteristica della macchina elettrica in funzionamento come motore; i dati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

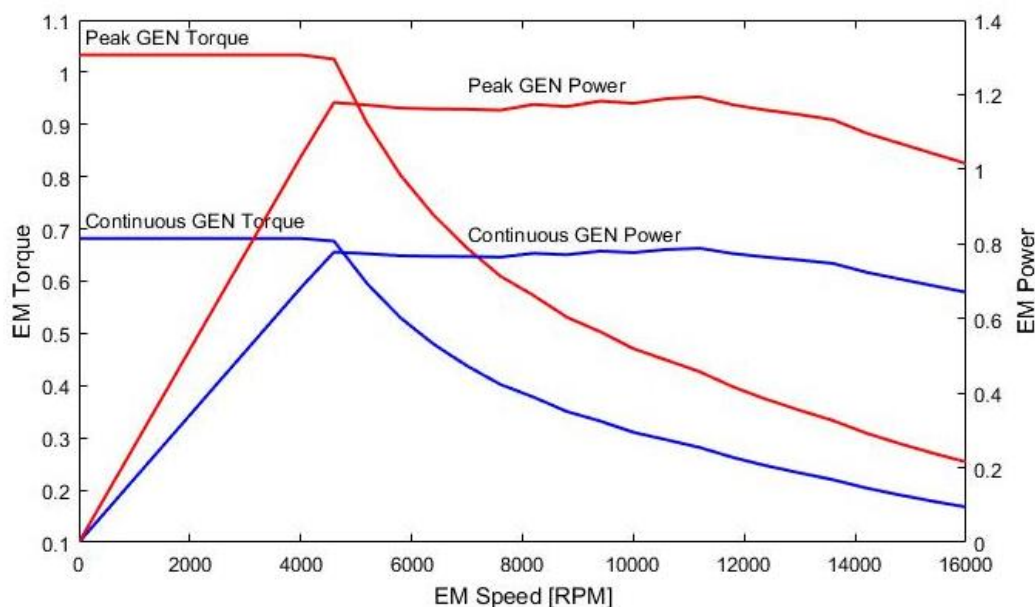


Figura 3.5 - Caratteristica della macchina elettrica in funzionamento come generatore; i dati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

In Figura 3.6 è riportata la mappa di efficienza della macchina elettrica in esame, fornita sia per la parte di funzionamento come motore (coppia maggiore di zero, conversione da energia elettrica a meccanica) sia per quella in funzionamento come generatore (coppia minore di zero,

conversione da energia meccanica ad elettrica). Come si può notare, a parte le zone a bassi numeri di giri e a basse velocità, la mappa è caratterizzata da efficienze molto alte. In figura

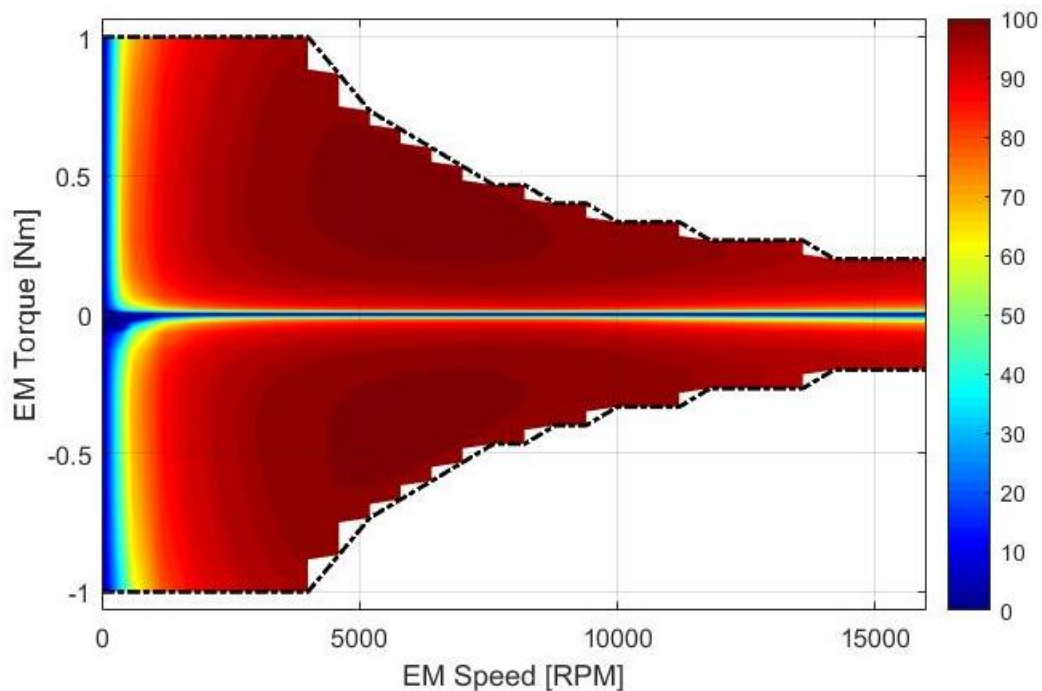


Figura 3.6 - Mappa di efficienza di conversione meccanico-elettrica della macchina elettrica. I dati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

3.3 Caratteristiche degli Energy Storage System

Due diversi *Energy Storage System* (ESS, sistemi di stoccaggio dell'energia) sono stati forniti (dal committente del progetto) e presi in considerazione nelle simulazioni effettuate con il modello oggetto della presente tesi. Entrambi gli ESS sono composti batterie agli ioni di Litio: questa tecnologia, che impiega la transizione degli ioni di Litio (*Li-Ion*) tra l'anodo e il catodo della cella e attraverso l'elettrolita, è attualmente la più impiegata nell'equipaggiamento dei veicoli ibridi elettrici o totalmente elettrici, e vanta un alto rapporto peso/potenza, nessun effetto memoria e una maggiore leggerezza rispetto ad altri tipi di accumulatori grazie all'elevata densità di carica degli ioni di Litio. D'altro canto però essi necessitano di un sistema di monitoraggio della temperatura poiché, se sottoposti ad elevate temperature, la loro capacità diminuisce sensibilmente. La tecnologia impiegata è quella degli accumulatori Litio-Nichel-Cobalto-Alluminio (*LiNiCoAlO₂*), tecnologia che prevede nelle fasi di carica di rilasciare gli ioni dall'elettrodo positivo (catodo) e, tramite la migrazione che avviene attraverso l'elettrolita, depositarsi sull'elettrodo negativo (anodo), mentre delle fasi di scarica il processo inverso.

I due ESS presi in considerazione nelle analisi effettuate sono formati da pacchi contenenti 14 moduli collegati in serie; ogni modulo è a sua volta composto da 20 unità in parallelo, contenente 6 celle l'una.

Il primo ESS (a cui ci si riferirà come *ESS1*) è composto da un solo pacco mentre il secondo (*ESS2*) affianca due pacchi in serie. Nella seguente tabella sono riportate le principali caratteristiche di essi.

Tabella 3.1 - Riassunto dei dati caratteristici dei due differenti ESS.

	ESS1	ESS2
PESO ESS	180 [kg]	360 [kg]
MAX POTENZA DI PICCO IN SCARICA	78 [kW]	145 [kW]
MAX POTENZA NOMINALE IN SCARICA	22 [kW]	36 [kW]
MAX POTENZA DI PICCO IN CARICA	72 [kW]	144 [kW]
MAX POTENZA NOMINALE IN CARICA	21 [kW]	41 [kW]
TENSIONE NOMINALE (MIN-MAX)	210-300 [V]	420-600 [V]

In ultimo, nelle seguenti figure sono riportate le caratteristiche che rappresentano la massima potenza di carica (Figura 3.7) e di scarica (Figura 3.8) per entrambi gli ESS.

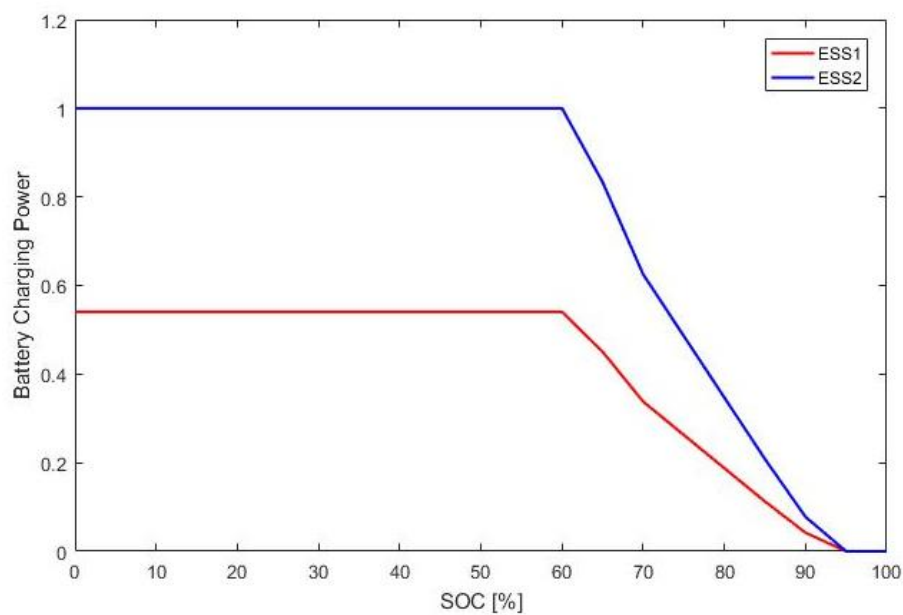


Figura 3.7 - Caratteristiche di Carica degli ESS; i dati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

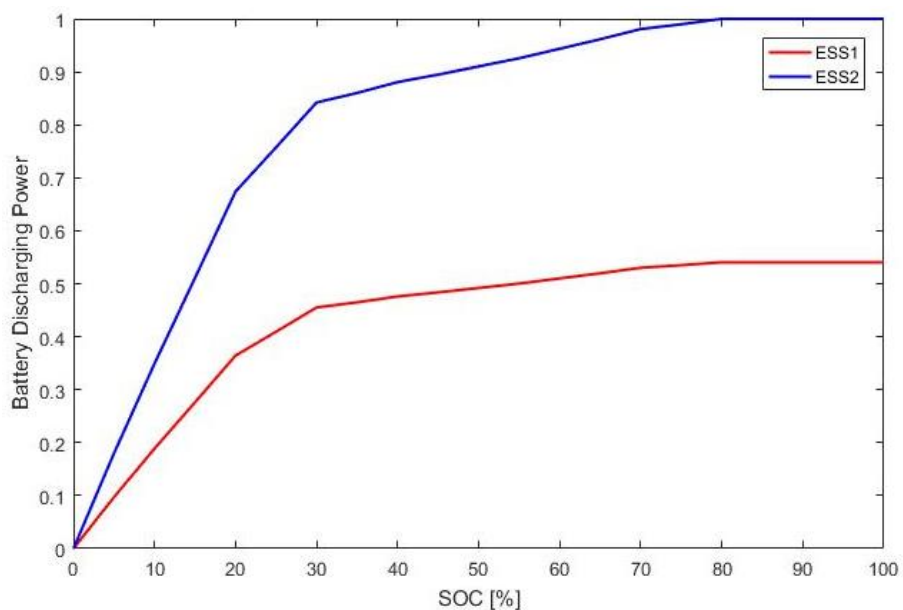


Figura 3.8 - Caratteristiche di scarica degli ESS; i dati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

3.4 Torque Coupling Device

Il *Torque Coupling Device* (*TCD*) è un meccanismo che permette di sommare le coppie provenienti dalla macchina elettrica e dal motore a combustione interna, che naturalmente giacciono su due alberi differenti, in un'unica coppia sull'albero di uscita, costituente l'ingresso della trasmissione. In particolari modalità, come durante il funzionamento in modalità *Battery Charging*, può inoltre dividere la coppia del motore termico in due parti: una quota andrà alla trasmissione per la propulsione e la rimanente verrà usata dalla macchina elettrica per generare energia elettrica.

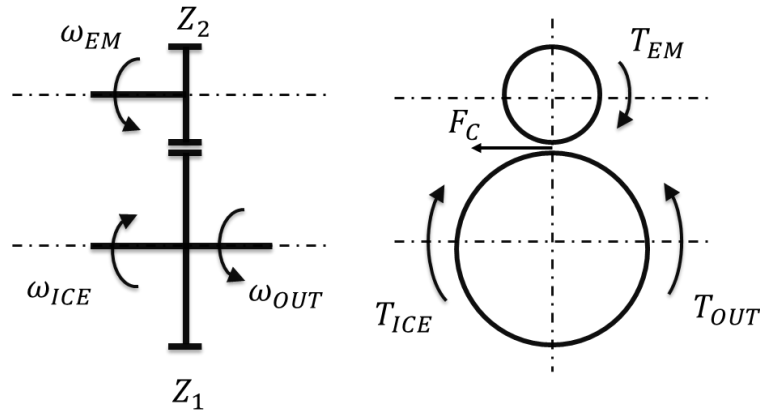


Figura 3.9 – Schema di funzionamento e diagramma di corpo libero del TCD

In Figura 3.9 sono riportati lo schema di funzionamento (a sinistra) e il diagramma di corpo libero (a destra) del *TCD*, con layout a doppio albero, utilizzato nella presente tesi: con ω sono indicate le velocità e con T le coppie dei componenti (*EM* è la macchina elettrica, *ICE* il motore a combustione e *OUT* rappresenta l'uscita del *TCD* verso la trasmissione), mentre Z_1 e Z_2 indicano il numero di denti delle due ruote dentate che compongono il rotismo e F_C è la forza nel punto di contatto dei denti. Si precisa che il rapporto di trasmissione τ usato nel modello proviene da procedure di *DoE* (*Design of Experiment*) effettuate presso il Dipartimento di Energetica nel Politecnico di Torino.

La fisica del *TCD* può esser ricostruita, nonché simulata, mediante le seguenti equazioni: basandosi sul diagramma di corpo libero riportato in Figura 3.9 e riferendosi al punto di contatto delle due ruote si può scrivere che:

$$\omega_{ICE} \cdot Z_1 = \omega_{OUT} \cdot Z_1 = \omega_{EM1} \cdot Z_2 \quad (3.16)$$

$$\tau = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (3.17)$$

$$F_C = \frac{T_{EM1}}{R_2} \quad (3.18)$$

Dove R_2 è il raggio primitivo della ruota dentata 2. Dall'equazione (3.16), imponendo che il rapporto di trasmissione viene scritto come in equazione (3.17), si può descrivere la relazione di velocità dei diversi alberi come:

$$\omega_{OUT} = \omega_{ICE} = \frac{\omega_{EM1}}{\tau} \quad (3.19)$$

Ricostruendo l'equilibrio attorno all'asse della ruota 1, si ottiene la relazione che lega le coppie degli alberi:

$$T_{OUT} = T_{ICE} + F_C \cdot R_1 = T_{ICE} + \frac{T_{EM1}}{R_2} \cdot R_1 = T_{ICE} + T_{EM1} \cdot \tau \quad (3.20)$$

Volendo scrivere le relazioni di velocità e coppia in modo generico, valevoli per tutti i TCD, è possibile riassumere le equazioni (3.19) e (3.20) come:

$$\omega_{OUT} = \frac{\omega_{ICE}}{k_1} = \frac{\omega_{EM1}}{k_2} \quad (3.21)$$

$$T_{OUT} = T_{ICE} \cdot k_1 + T_{EM1} \cdot k_2 \quad (3.22)$$

Si noti che nel nostro caso, k_1 vale 1 e k_2 è uguale al rapporto di trasmissione τ .

3.5 Modellizzazione powertrain HEV P2

La modellizzazione del veicolo HEV avviene mediante la valutazione della potenza richiesta al veicolo e alla powertrain effettuata con il metodo *Driveline* (si veda il paragrafo 2.4.3): a partire dal profilo del ciclo guida, mediante l'equazione (2.12, si valuta la potenza richiesta al veicolo e da lì si risale fino alla potenza all'ingresso della trasmissione (equazione (2.25): da essa è dunque possibile risalire alla potenza richiesta alla powertrain, che è determinata come segue.

$$P_{pt} = P_{gb,in} + P_{TCD,inertial} + P_{ICE,inertial} + P_{EM1,inertial} \quad (3.23)$$

$$P_{TCD,inertial} = J_{TCD} \cdot \dot{\omega}_{TCD} \cdot \omega_{TCD} \quad (3.24)$$

$$P_{ICE,inertial} = J_{ICE} \cdot \dot{\omega}_{ICE} \cdot \omega_{ICE} + J_{GB-ICE} \cdot \dot{\omega}_{ice} \cdot \omega_{ice} + P_{acc} \quad (3.25)$$

$$P_{EM1,inertial} = J_{EM1} \cdot \dot{\omega}_{EM1} \cdot \omega_{EM1} \quad (3.26)$$

Dove P_{pt} è la potenza richiesta dalla powertrain e $P_{TCD,inertial}$, $P_{ICE,inertial}$, $P_{EM1,inertial}$ sono rispettivamente le potenze inerziali del *Torque Coupling Device*, del motore a combustione interna e della macchina elettrica.

3.5.1 Modalità di funzionamento

Nella seguente tabella sono riportati tutti i possibili *Power Flow (PF)* che possono essere imposti alla powertrain ibrido elettrica. Si ricorda che **PT** indica la modalità *Puro Termico*, **PE** quella in *Puro Elettrico*, **PS** in *Power Split* e **BC** in *Battery Charging*. Come si può dedurre dalla tabella, essendo la powertrain dotata di una sola macchina elettrica, è possibile implementare una sola modalità di funzionamento in *Puro Elettrico*. Per la modalità *Power Split*, invece, sono previsti tre differenti *Power Flow*: questo è stato effettuato per tener conto dell'erogazione di potenza nominale o di picco della macchina elettrica, che inevitabilmente costringe il motore a combustione interna a dover fornire più potenza (meno) se la potenza erogata dalla macchina elettrica è quella nominale (di picco).

Tabella 3.2 - Modalità di funzionamento del veicolo HEV

PF	α	ω_{ICE}	ω_{EM1}	P_{ICE}	P_{EM1}
PT	0	$\omega_{gb,in}$	0	P_{pt}	0
PE	1	0	$\tau \cdot \omega_{gb,in}$	0	P_{pt}
PS	[0,4; 0.5; 0.75]	$\omega_{gb,in}$	$\tau \cdot \omega_{gb,in}$	$(1 - \alpha) \cdot P_{pt}$	$\alpha \cdot P_{pt}$
BC	-0.25	$\omega_{gb,in}$	$\tau \cdot \omega_{gb,in}$	$(1 - \alpha) \cdot P_{pt}$	$\alpha \cdot P_{pt}$

Essendo la logica che gestisce la powertrain una *Rules Based Control*, è necessaria l'implementazione di un controllo che in ogni istante gestisca il *Power Flow* in modo da massimizzare le prestazioni desiderate. È stato quindi creato uno schema di gestione (Figura 3.10) che, in funzione della potenza richiesta (P_{DEM}) e dello *State Of Charge* (SOC), istante per istante restituisce il Power Flow ottimale: il sistema di controllo primario (*Vehicle Controller*) che riceve i segnali di potenza richiesta e SOC, mediante la lettura in mappa ricava il miglior Power Flow per le condizioni in oggetto, ed invia ai controllori di secondo livello i segnali di potenza richiesta alle singole macchine.

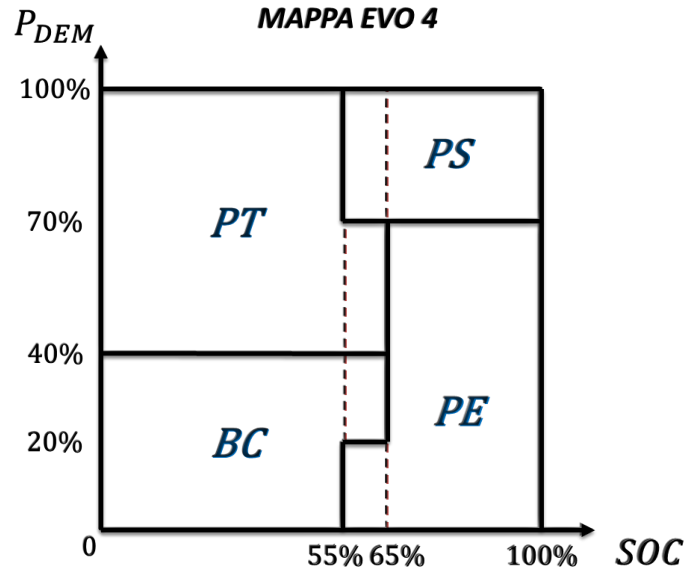


Figura 3.10 - Schema di funzionamento della strategia RBC per il veicolo HEV.

A monte della lettura in mappa ci sono però delle regole di backup, che servono ad identificare le condizioni limite su cui la mappa, che tiene conto solo della potenza richiesta e del SOC, non può intervenire. Esse sono la frenata rigenerativa e lo Start & Stop. La logica è riportata in Figura 3.11.

L'input primario è la potenza richiesta al veicolo P_{VEH} : da essa è possibile riconoscere le condizioni di trazione o frenata. Se si è in frenata ($P_{VEH} < 0$) si usa quindi la modalità di frenata rigenerativa (**RB**): essa può essere pura frenata rigenerativa se la potenza richiesta dalla frenata è minore della massima potenza della macchina elettrica nel funzionamento come generatore oppure, nel caso contrario, una combinazione di frenata rigenerativa effettuata dalla macchina elettrica e di azione dei freni (**Hybrid RB**). Nel caso in cui invece si è in trazione ($P_{VEH} > 0$) si effettua prima un check sulla velocità del veicolo V_{VEH} : se il veicolo risulta fermo si spegne quindi il motore a combustione interna in ottica di miglioramento del consumo di combustibile, mentre i servizi sono mantenuti attivi dalla powertrain elettrica; risulta quindi come modalità

di funzionamento quella in puro elettrico (**PE**). Al contrario se V_{VEH} è maggiore di tale limite si procede con la lettura effettuata sulla mappa che determina i Power Flow (**PF MAP**) dati la potenza richiesta e lo stato di carica dell'ESS.

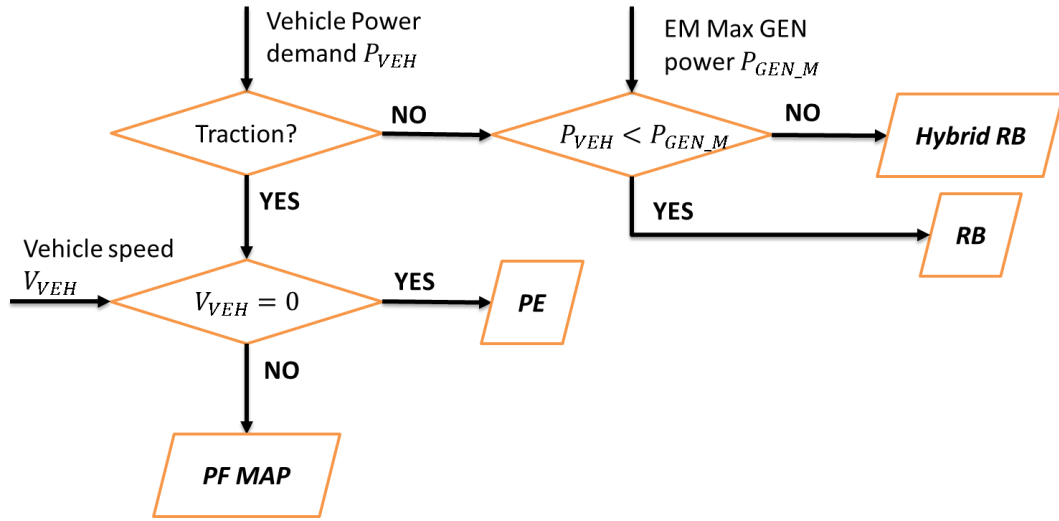


Figura 3.11 - Logica di gestione della vettura HEV; sono riconoscibili le regole di backup processate prima di effettuare il controllo della strategia RBC (PF MAP).

3.5.2 Richieste di potenze meccaniche ed elettriche alla powertrain

A partire dalla potenza richiesta alla powertrain (3.23) e attraverso il segnale di Power Flow indicato dal sistema di controllo primario, è possibile valutare la potenza erogata dalle singole fonti (motore a combustione interna, macchina elettrica e batteria) come:

$$P_{ICE} = (1 - \alpha) \cdot P_{pt} \quad (3.27)$$

$$\omega_{ICE} = \omega_{gb,in} \quad (3.28)$$

$$P_{EM1,mech} = \alpha \cdot P_{pt} \quad (3.29)$$

$$\omega_{EM1} = \tau \cdot \omega_{gb,in} \quad (3.30)$$

Dove $P_{EM1,mech}$ è la richiesta di potenza meccanica effettuata alla macchina elettrica, τ è il rapporto di trasmissione del TCD (equazione (3.17)), $\omega_{gb,in}$ è la velocità dell'albero di ingresso della trasmissione (equazione (2.22)) e α è il power flow della modalità utilizzata. Dalla potenza richiesta alla macchina elettrica $P_{EM1,mech}$ è possibile risalire al rendimento di conversione dell'energia elettrica in energia meccanica (o viceversa) interpolando sulla mappa delle efficienze (Figura 3.6).

$$\eta_{EM1} = \text{map}_{\eta_{EM1}}(\omega_{EM1}; P_{EM1,mech}) \quad (3.31)$$

È ora possibile risalire alle potenze elettriche in gioco sulla missione. Partendo dalla potenza meccanica richiesta alla macchina elettrica $P_{EM1,mech}$ si può risalire, mediante il rendimento di conversione di energia meccanica-elettrica η_{EM1} , a quella elettrica $P_{EM1,el}$ e in seguito alla potenza elettrica richiesta alla batteria $P_{BATT,el}$. Basandosi sulla richiesta di potenza del veicolo la logica di controllo, che comanda l'erogazione di potenza meccanica $P_{EM1,mech}$, ha la capacità

di fornire la potenza nominale o quella di picco della macchina elettrica, tenendo anche conto del massimo periodo (espresso in secondi) in cui è possibile erogare la potenza di picco.

$$P_{EM1,el} = P_{EM1,mech} \cdot \eta_{EM1}^{k_{EL}} \quad (3.32)$$

$$P_{BATT,el} = P_{EM1,el} \cdot \eta_{inv}^{k_{EL}} \quad (3.33)$$

Dove η_{inv} è l'efficienza dell'inverter e k_{EL} è l'esponente che determina, in base alla direzione del flusso di potenza, se il rendimento nell'equazione è un moltiplicatore o un divisore: nel caso di flusso di scarica k_{EL} vale -1 mentre nel caso di flusso di carica vale +1.

3.5.3 Valutazione dello Stato di Carica SOC

In ultimo, dopo aver determinato le potenze elettriche, è possibile risalire allo stato di carica dell'ESS mediante il *modello di resistenza equivalente* (illustrato in Figura 3.12), valutato come segue [24].

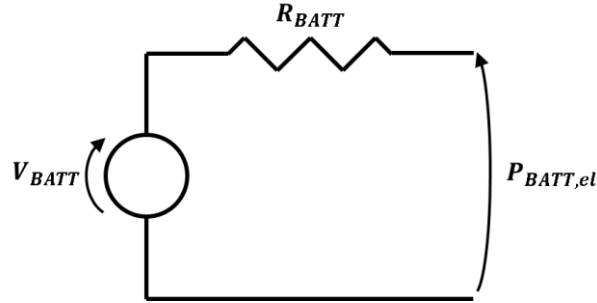


Figura 3.12 - Modello di resistenza equivalente usato per la valutazione dello stato di carica dell'ESS.

Applicando l'equilibrio al circuito rappresentato è possibile determinare tutte le grandezze caratteristiche che portano alla valutazione del SOC: la potenza chimica richiesta alla batteria si valuta come:

$$P_{BATT,chim} = V_{BATT} \cdot I_{BATT} = P_{BATT,el} + R_{BATT} \cdot I_{BATT}^2 \quad (3.34)$$

Dove V_{BATT} è la tensione, I_{BATT} è la corrente e R_{BATT} è la resistenza equivalente della batteria. Da questa relazione è possibile risalire alla corrente istantanea, valutata come:

$$I_{BATT} = \frac{V_{BATT} - \sqrt{V_{BATT}^2 - 4 \cdot R_{BATT} \cdot P_{BATT,el}}}{2 \cdot R_{BATT}} \quad (3.35)$$

È ora possibile determinare lo stato di carica SOC, che definisce la quantità di capacità rimanente della batteria rispetto alla capacità a batteria totalmente carica, come segue:

$$SOC = SOC_0 - \int_0^t \frac{\eta_{BATT} \cdot I_{BATT}}{C_{BATT}} \cdot dt \quad (3.36)$$

Dove η_{BATT} rappresenta l'efficienza di Coulomb della batteria: essa vale 1 nel caso di scarica della batteria ed ha un valore ≤ 1 in caso di carica [25].

Infine è importante segnalare che la batteria è caratterizzata da una potenza elettrica limite, che si ottiene quando la radice dell'equazione (3.35) diventa nulla:

$$P_{BATT,el MAX} = \frac{V_{BATT}^2}{4 \cdot R_{BATT}} \quad (3.37)$$

Nel caso in cui la domanda di potenza elettrica alla batteria $P_{BATT,el}$ fosse maggiore del limite superiore $P_{BATT,el MAX}$, il sistema di controllo fa sì che sia erogata la potenza limite, andando di fatto a limitare l'erogazione di potenza.

4 Modello Veicolo Ibrido Elettrico Plug-In PHEV P2

Il terzo e ultimo layout preso in considerazione e analizzato nella presente tesi è un veicolo ibrido elettrico *Plug-In (PHEV)*, con il medesimo layout del veicolo *HEV* preso in considerazione nel capitolo 3, cioè un veicolo ibrido con macchina elettrica in posizione P2 collegata mediante *Torque Coupling Device* alla linea di trasmissione.

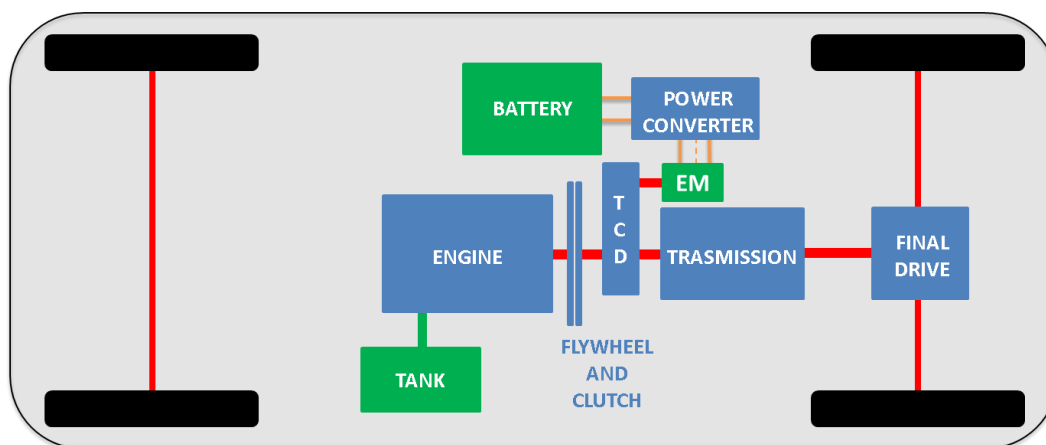


Figura 4.1 - Layout del veicolo modellizzato PHEV P2

Come per le analisi precedenti, il modello è stato redatto partendo dal veicolo convenzionale *Iveco Eurocargo* con motore 4,5 dm3 di cilindrata e 118 kW di potenza massima. Al fine di ottenere i miglior risultati anche qui le analisi saranno fatte prendendo la macchina elettrica e i due diversi pacchi batteria rispettivamente illustrati nei paragrafi 3.2 e 3.3.

4.1 Funzionamento veicolo PHEV P2

Grazie alla macchina elettrica, inserita per assistere la propulsione del veicolo, è possibile ridurre il consumo di combustibile e le emissioni dello stesso veicolo. Il veicolo ibrido elettrico *Plug-In* è però caratterizzato dalla possibilità di esser ricaricato mediante collegamento alla rete elettrica: questo ne determina la possibilità di avere un range di funzionamento in *Puro Elettrico* (*AER, All Electric Range*) molto più ampio del veicolo ibrido elettrico convenzionale, e che può esser nell'ordine delle decine di chilometri. Inoltre, se si è scelto di far funzionare il veicolo in modalità puro elettrico, una volta esaurito il range *AER* il motore a combustione interna può essere avviato, andando a funzionare in modalità *Puro Termico* o *Power Split* a seconda delle condizioni; questo permette di eliminare inoltre la *Electric Range Anxiety* (l'ansia dettata dal range di percorrenza ridotto che caratterizza i veicoli elettrici, seppur molte volte la percorrenza media degli automobilisti è inferiore al range di funzionamento del veicolo elettrico) dell'utente che caratterizza i veicoli puramente elettrici. La gestione del veicolo PHEV risulta quindi più complessa di quella del veicolo HEV, ma l'architettura del sistema di controllo rimane quella a due livelli illustrato in Figura 3.2: essa è sempre composta da un sistema di controllo primario (*Vehicle Controller*) che riceve gli input dal veicolo e li trasforma in richieste di coppia alle singole componenti del mezzo, inviate ai sistemi di controllo secondari (*Engine, Electric Motor (EM)* e *Brake controllers*) che provvederanno a comandare le diverse componenti al fine di soddisfare le richieste.

Le modalità di funzionamento di questo veicolo rimangono, come per il veicolo HEV, le seguenti:

- *PT, Puro Termico*: solo il motore a combustione interna fornisce energia per la trazione; questa modalità è usata quando il motore termico lavora in una zona ad alto rendimento. Le potenze di motore a combustione interna, macchina elettrica e batteria sono:

$$P_{ICE} = \frac{P_{GB,in}}{\eta_{ICE}} \quad (4.1)$$

$$P_{EM} = 0 \quad (4.2)$$

$$P_{BATT} = 0 \quad (4.3)$$

- *PE, Puro Elettrico*: quando è possibile, cioè quando lo stato di carica e la richiesta di potenza sono tali da poter fornire la trazione solo mediante la powertrain elettrica, la macchina elettrica provvede a fornire l'energia necessaria alla propulsione. Le potenze in gioco sono:

$$P_{ICE} = 0 \quad (4.4)$$

$$P_{EM} = \frac{P_{GB,in}}{\eta_{EM,t}} \quad (4.5)$$

$$P_{BATT} = \frac{P_{EM}}{\eta_{EM,e}} \quad (4.6)$$

- *PS, Power Split*: è questa la modalità in cui sia la powertrain elettrica che la termica vengono utilizzate, combinandone l'erogazione di potenza, al fine di fornire l'energia necessaria alla propulsione. Le richieste di potenza alle singole fonti sono:

$$P_{ICE} = (1 - \alpha_{PS}) \cdot \frac{P_{GB,in}}{\eta_{ICE}} \quad (4.7)$$

$$P_{EM} = \alpha_{PS} \cdot \frac{P_{GB,in}}{\eta_{EM,t}} \quad (4.8)$$

$$P_{BATT} = \frac{P_{EM}}{\eta_{EM,e}} \quad (4.9)$$

- *BC, Battery Charging*: Qui il motore elettrico provvede a fornire l'energia necessaria alla trazione più una quota che viene "assorbita" dalla macchina elettrica che in questo caso funziona da generatore e provvede a ricaricare la batteria. Le potenze caratteristiche sono le seguenti:

$$P_{ICE} = (1 - \alpha_{BC}) \cdot \frac{P_{GB,in}}{\eta_{ICE}} \quad (4.10)$$

$$P_{EM} = \alpha_{BC} \cdot \frac{P_{GB,in}}{\eta_{EM,t}} \quad (4.11)$$

$$P_{BATT} = \frac{P_{EM}}{\eta_{EM,e}} \quad (4.12)$$

- **RB Regenerative Braking:** in questa modalità, che si usa ogni qual volta sia necessario rallentare il veicolo, la macchina elettrica provvede, nel funzionamento come generatore, ad assorbire la potenza necessaria alla frenata andando di fatti a rallentare il veicolo senza utilizzare i freni. La massima potenza frenante della macchina elettrica sarà la potenza massima della stessa nel funzionamento da generatore: nel caso in cui la potenza frenante richiesta superi quest'ultima i freni verranno azionati per sopperire alla mancanza. Di seguito sono riportate le potenze caratteristiche di questa modalità.

$$P_{ICE} = 0 \quad (4.13)$$

$$P_{EM} = P_{GB,in} \cdot \eta_{EM,t} \quad (4.14)$$

$$P_{BATT} = P_{GB,in} \cdot \eta_{EM,e} \quad (4.15)$$

La strategia di controllo del veicolo *PHEV* ragiona in modalità *Charge Depleting* che, a differenza del veicolo *HEV* (funzionante in *Charge Sustaining*), prevede che la batteria venga caricata fino ad un elevato stato di carica e successivamente venga scaricata, usando di fatti buona parte dello stato di carica disponibile e non limitando il SOC in un intervallo ristretto come succedeva per l'*HEV*. In Figura 4.2 è riportato ad esempio un tipico andamento dello stato di carica con funzione di *Charge Depleting*.

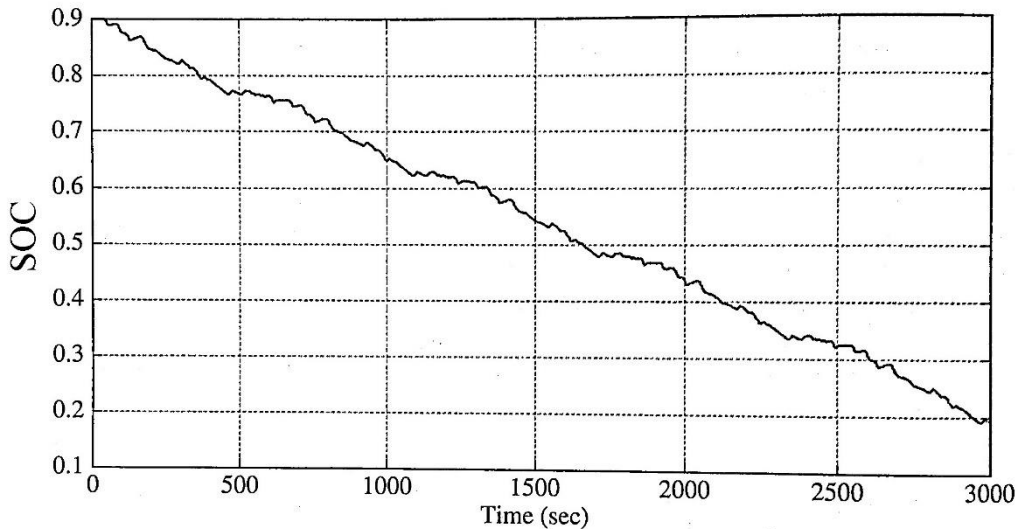


Figura 4.2 - Andamento tipico del SOC in modalità *Charge Depleting* [26].

4.2 Caratteristiche della powertrain elettrica

Come per il veicolo HEV, la parte elettrica della powertrain è composta dalla macchina elettrica, dal convertitore di potenza, dalla batteria e dall'elettronica di controllo. La macchina elettrica, funzionando da motore o da generatore grazie alla propria reversibilità, è atta a provvedere all'energia necessaria alla trazione o a frenare il veicolo, convertendo l'energia necessaria alla frenata, normalmente dissipata, in energia elettrica usata per ricaricare il pacco batteria.

La macchina elettrica collocata in posizione P2 è quindi la stessa utilizzata per il veicolo *HEV*, illustrata nel paragrafo 3.2, la cui caratteristica è richiamata nella seguente figura.

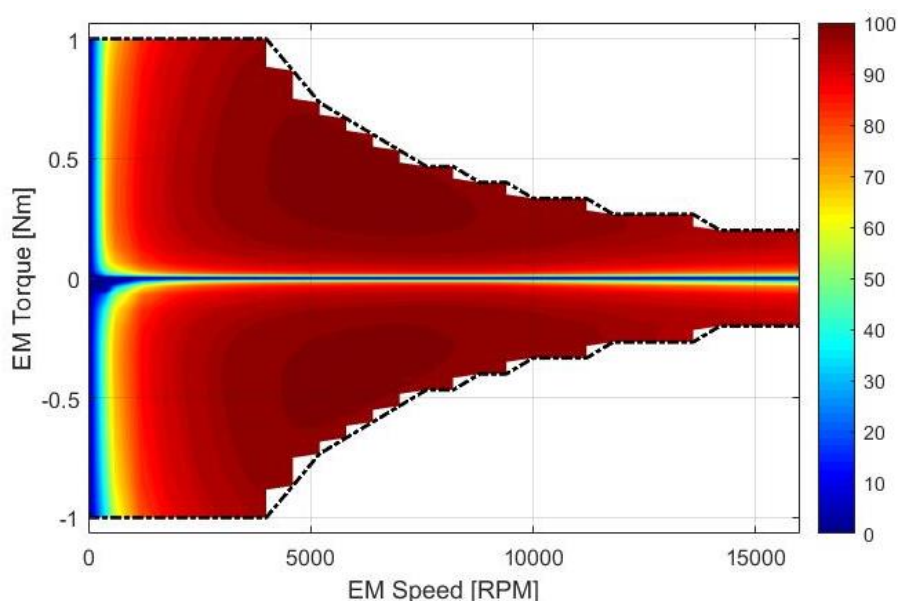


Figura 4.3 – Mapa di efficienza di conversione meccanico-elettrica della macchina elettrica. I dati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Come per la macchina elettrica, anche gli Energy Storage System sono gli stessi modellati per l'utilizzo nel veicolo HEV e introdotti nel paragrafo 3.3. Saranno quindi due i veicoli PHEV analizzati, ognuno con un diverso ESS, i cui risultati saranno illustrati nel Capitolo 8. Di seguito si riportano le principali caratteristiche degli ESS.

Tabella 4.1 -Riassunto dei dati caratteristici dei due differenti ESS.

	ESS1	ESS2
PESO ESS	180 [kg]	360 [kg]
MAX POTENZA DI PICCO IN SCARICA	78 [kW]	145 [kW]
MAX POTENZA NOMINALE IN SCARICA	22 [kW]	36 [kW]
MAX POTENZA DI PICCO IN CARICA	72 [kW]	144 [kW]
MAX POTENZA NOMINALE IN CARICA	21 [kW]	41 [kW]
TENSIONE NOMINALE (MIN-MAX)	210-300 [V]	420-600 [V]

In ultimo, per quanto riguarda il *Torque Coupling Device (TCD)*, anche questo rimane il medesimo usato per il veicolo HEV, con lo stesso rapporto di trasmissione, illustrato nel paragrafo 3.4.

4.3 Modellizzazione powertrain PHEV P2

Come effettuato per il veicolo HEV (ed illustrato nel paragrafo 3.5) la richiesta di potenza alla powertrain avviene mediante il metodo *Driveline* (paragrafo 2.4.3): partendo dalla potenza richiesta al veicolo, calcolata secondo il profilo del ciclo e valutata con l'equazione (2.12), si risale alla potenza a livello di ingresso della trasmissione $P_{gb,in}$ (equazione (2.25)). Da essa, sommando le potenze inerziali delle componenti della powertrain, è possibile risalire alla potenza richiesta alla powertrain, calcolata come:

$$P_{pt} = P_{gb,in} + P_{TCD,inertial} + P_{ICE,inertial} + P_{EM1,inertial} \quad (4.16)$$

Dove $P_{TCD,inertial}$, $P_{ICE,inertial}$ e $P_{EM1,inertial}$ rappresentano rispettivamente le potenze inerziali del Torque Coupling Device, del motore a combustione interna e della macchina elettrica. Valutata la richiesta di potenza è quindi possibile risalire alla modalità di funzionamento più adatta in base alle condizioni del veicolo.

4.3.1 Modalità di funzionamento

La logica del veicolo PHEV è una *Rules Based Control (RBC)*, come avveniva nel veicolo HEV, ma differisce da quella di quest'ultimo in quanto qui l'*Energy Storage System* viene gestito in *Charge Depleting*, diversamente da quanto avveniva per il veicolo HEV. Le modalità di funzionamento, con i relativi *Power Flow (PF)*, rimangono però le stesse e sono riportate nella seguente tabella:

Tabella 4.2 - Modalità di funzionamento del veicolo PHEV.

PF	α	ω_{ICE}	ω_{EM1}	P_{ICE}	P_{EM1}
PT	0	$\omega_{gb,in}$	0	P_{pt}	0
PE	1	0	$\tau \cdot \omega_{gb,in}$	0	P_{pt}
PS	[0,4; 0.5; 0.75]	$\omega_{gb,in}$	$\tau \cdot \omega_{gb,in}$	$(1 - \alpha) \cdot P_{pt}$	$\alpha \cdot P_{pt}$
BC	-0.25	$\omega_{gb,in}$	$\tau \cdot \omega_{gb,in}$	$(1 - \alpha) \cdot P_{pt}$	$\alpha \cdot P_{pt}$

Dove **PT** indica la modalità *Puro Termico*, **PE** quella in *Puro Elettrico*, **PS** in *Power Split* e **BC** la modalità *Battery Charging*.

Lo schema di gestione anche in questo layout è funzione dello *State of Charge (SOC)* e della potenza richiesta alla powertrain, ma differisce da quello utilizzato dal veicolo HEV: il controllore primario (*Vehicle Controller*, Figura 3.2) riceve come input la potenza richiesta, lo stato di carica *SOC* e, mediante interpolazione nella mappa *RBC* da cui ricava il *Power Flow* ottimale, trasforma la potenza richiesta alla powertrain in richieste di potenza da inviare ai controllori secondari che gestiscono la macchina elettrica e il motore a combustione interna.

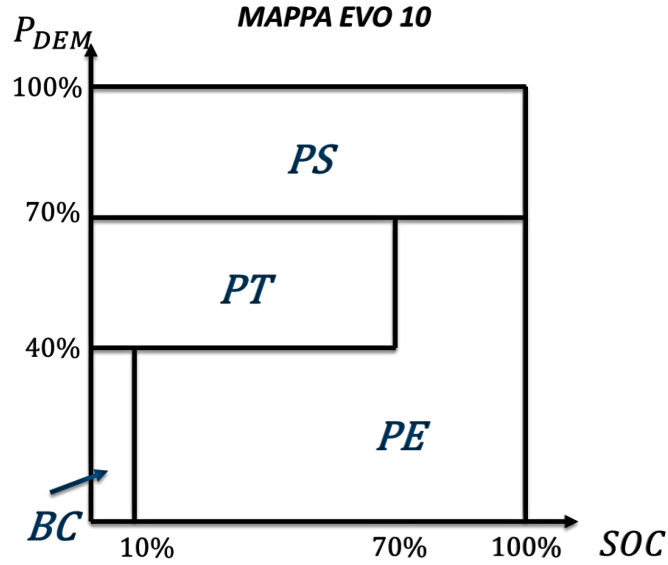


Figura 4.4 - Schema di funzionamento della strategia RBC per il veicolo PHEV.

Anche qui, come avveniva per il veicolo HEV, sono presenti delle regole di backup che agiscono a monte della lettura in mappa dei Power Flow per sopperire alle condizioni limite. Esse sono la frenata rigenerativa (RB e Hybrid RB) e lo Start & Stop, entrambe illustrate nel paragrafo 3.5.1 e riportate in Figura 4.5.

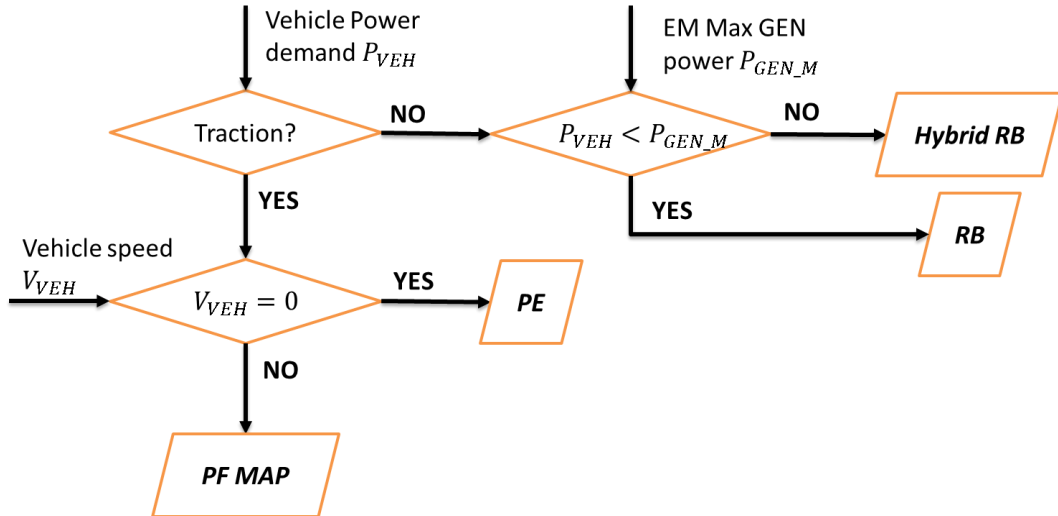


Figura 4.5 - Logica di gestione della vettura PHEV.

4.3.2 Richieste di potenze alla powertrain

Una volta noto il *Power Flow* che deriva dal controllore di livello primario, le richieste di potenze meccaniche ed elettriche vengono valutate come avveniva per il veicolo HEV. Di seguito sono riportate le equazioni caratteristiche, che sono già state illustrate nel paragrafo 3.5.2 a cui si rimanda per la spiegazione delle stesse.

$$P_{ICE} = (1 - \alpha) \cdot P_{pt} \quad (4.17)$$

$$P_{EM1,mech} = \alpha \cdot P_{pt} \quad (4.18)$$

$$P_{EM1,el} = P_{EM1,mech} \cdot \eta_{EM1}^{k_{EL}} \quad (4.19)$$

$$P_{BATT,el} = P_{EM1,el} \cdot \eta_{inv}^{k_{EL}} \quad (4.20)$$

4.3.3 Valutazione dello Stato di Carica SOC

Come per il veicolo HEV, la valutazione dello stato di carica dell'ESS avviene per mezzo del *modello della resistenza equivalente* [24], illustrato in Figura 4.6. Per la spiegazione del modello ci si riferisce al paragrafo 3.5.3.

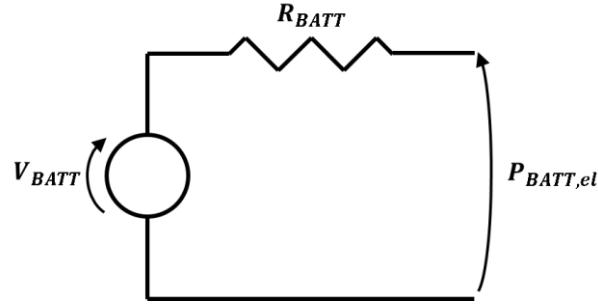


Figura 4.6 - Modello di resistenza equivalente usato per la valutazione dello stato di carica dell'ESS.

Attraverso di esso, e partendo dall'equilibrio al circuito riportato in equazione(4.21), è possibile risalire alle grandezze di tensione, corrente e resistenza dell'ESS che permettono di valutare lo stato di carica ad ogni istante della missione.

$$P_{BATT,chim} = V_{BATT} \cdot I_{BATT} = P_{BATT,el} + R_{BATT} \cdot I_{BATT}^2 \quad (4.21)$$

$$I_{BATT} = \frac{V_{BATT} - \sqrt{V_{BATT}^2 - 4 \cdot R_{BATT} \cdot P_{BATT,el}}}{2 \cdot R_{BATT}} \quad (4.22)$$

$$SOC = SOC_0 - \int_0^t \frac{\eta_{BATT} \cdot I_{BATT}}{C_{BATT}} \cdot dt \quad (4.23)$$

5 Risultati Veicolo Convenzionale CV

Il modello redatto nella presente tesi è stato settato basandosi su una missione rappresentante un ciclo guida reale di cui si conosceva il consumo di combustibile, simulando sulla stessa un veicolo convenzionale e cercando di ottenere un risultato il più vicino possibile al risultato fornito, in modo da avere una base di partenza solida per le successive analisi. Il valore di errore massimo accettabile sul consumo di combustibile è stato valutato tenendo anche in considerazione il fatto che il modello redatto utilizza un approccio cinematico.

5.1 Cicli guida analizzati

I cicli guida su cui sono state effettuate le analisi del veicolo convenzionale sono stati quattro: due cicli guida reali, personalizzati e forniti dal committente del progetto, e due cicli normati. Tutte le missioni sono fornite come profili di velocità nel tempo, a cui è associata un profilo di cambiata prefissato in quanto, allo stato attuale, il modello non ha la capacità di valutare la cambiata ottimale. I cicli guida utilizzati sono:

Ciclo Guida Reale: questo ciclo, che prevede una percorrenza di 50 km su strada, ha l'obiettivo di rappresentare la guida urbana considerando, oltre a frequenti fasi di fermata/ripartenza, sia il traffico presente sulle strade che l'inclinazione della stessa. Esso è caratterizzato da una partenza a freddo, una durata di circa 200 minuti e da velocità di punta di circa 55 km/h. In Figura 5.1 sono riportati gli andamenti caratteristici del ciclo.

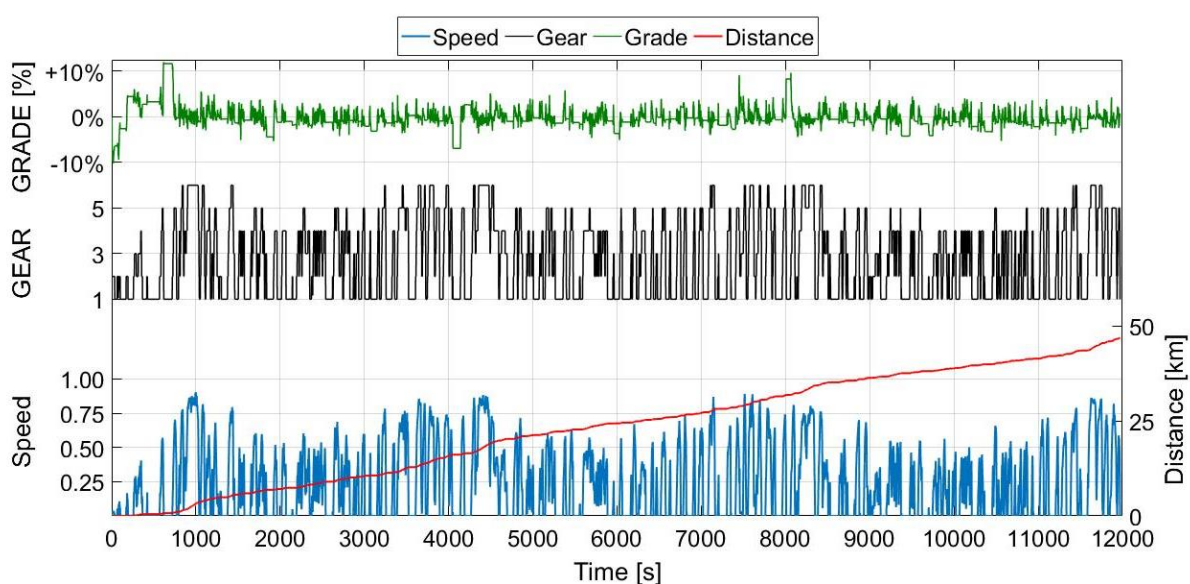


Figura 5.1 - Andamenti dei profili di velocità (SPEED), cambio marcia (GEAR), pendenza (GRADE) e distanza percorsa (DISTANCE) per il Ciclo Guida Reale. I dati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Test di Accelerazione: questo secondo ciclo è stato utilizzato per valutare la richiesta di potenza -da quella del veicolo a quella effettuata al motore a combustione interna- nel caso di massime prestazioni e confrontare il relativo consumo di combustibile. In Figura 5.2 si possono osservare gli andamenti del profilo di velocità e del cambio marcia.

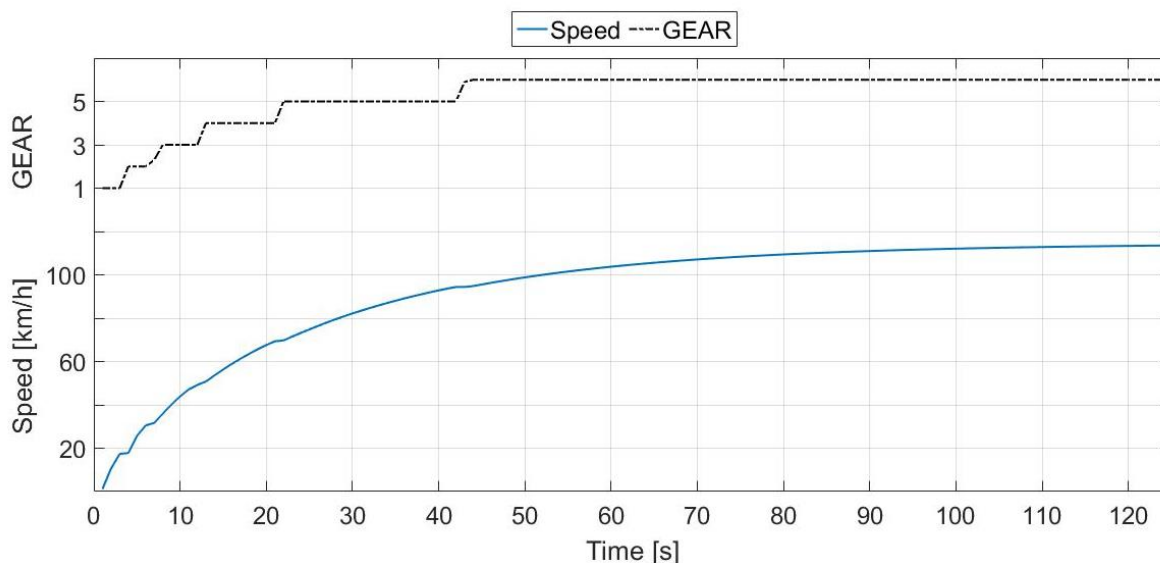


Figura 5.2 - Andamenti dei profili di velocità (SPEED), cambio marcia (GEAR) per il Test di Accelerazione.

Ciclo Normato WHVC: questo primo ciclo normato (World Harmonized Vehicle Cycle), della durata di 1800 secondi e con velocità di punta di circa 90 km/h, ha l'obiettivo di unificare i cicli guida di Unione Europea, Giappone e USA e di rappresentare la guida di un mezzo pesante attraverso diversi percorsi. Esso è così diviso [27]:

- I primi 900 secondi rappresentano un tratto di guida urbana, caratterizzato da frequenti condizioni di ripartenza da fermo e da diversi tratti in cui il motore è al regime minimo; ha una velocità di pico di 66 km/h e una velocità media di 21,3 km/h.
- Dopo la parte urbana viene la sezione di guida rurale, che dura 481 secondi ed ha una velocità massima di 76 km/h e una media di 43,6 km/h.
- In ultimo c'è il tratto di guida autostradale, che dura in totale 419 secondi, caratterizzato da una velocità di punta di 88 km/h e una media di 76,7 km/h.

In Figura 5.3 sono riportati gli andamenti di velocità per il ciclo WHVC e il profilo di cambiata di quest'ultimo. Il profilo di cambiata, che non è normato, è stato valutato con l'ausilio del codice madre in adozione al DENERG del Politecnico di Torino.

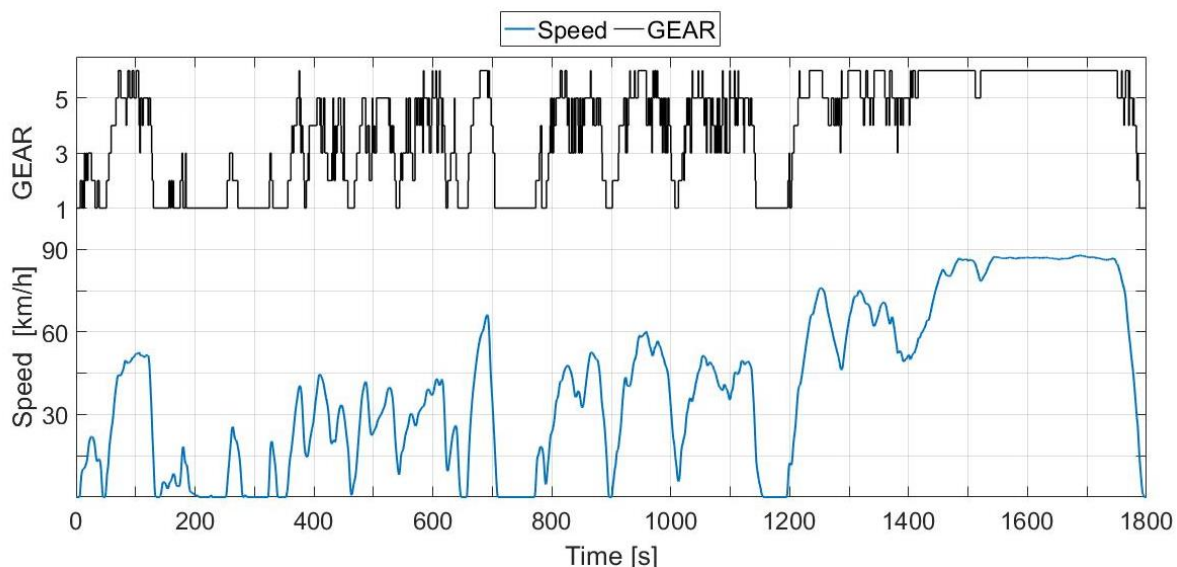


Figura 5.3 - Andamenti dei profili di velocità (SPEED), cambio marcia (GEAR) per il ciclo WHVC

Ciclo Normato FTP: questo ciclo normato (Federal Test Procedure, normativa USA) prevede diverse fasi di guida urbana ed extraurbana, con la presenza di frequenti stop e ripartenze. Ha una durata di circa 12 km ed è caratterizzato da una velocità massima di 91 km/h e una media di 31.5km/h. Esso è riportato in Figura 5.4, dove è anche riportato il profilo di cambiata che, come sopra non essendo normato è stato normato tramite il codice madre in adozione al DENERG del Politecnico di Torino.

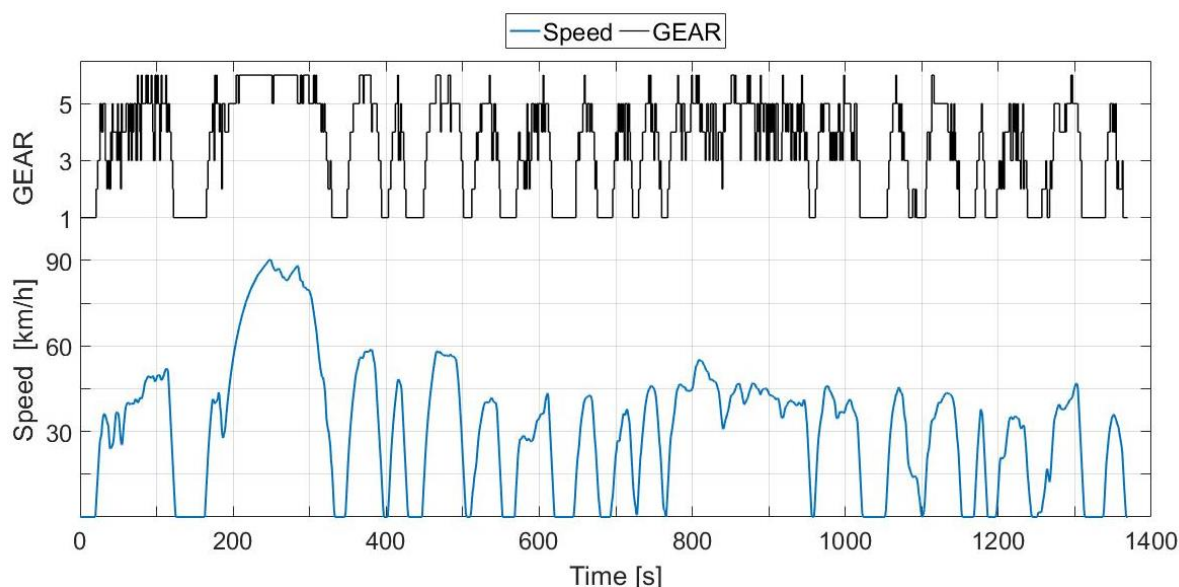


Figura 5.4 - Andamenti dei profili di velocità (SPEED), cambio marcia (GEAR) per il ciclo FTP.

5.2 Risultati veicolo convenzionale senza gestione del sistema di Post-Trattamento

In questa sezione verranno presentati i risultati in termini di consumo di combustibile (*Fuel Consumption*) ottenuti con il modello del veicolo convenzionale, illustrato nel Capitolo 2. Dapprima verranno mostrati i risultati della validazione del modello per quel che riguarda il motore a combustione interna, effettuata sul *Ciclo Guida Reale* (Figura 5.1 - Andamenti dei profili di velocità (SPEED), cambio marcia (GEAR), pendenza (GRADE) e distanza percorsa (DISTANCE) per il Ciclo Guida Reale. I dati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.) e sul *Test di Accelerazione* (Figura 5.2), ed in seguito saranno riportati i risultati ottenuti sugli altri cicli. Essi verranno utilizzati come base per il confronto delle prestazioni dei veicoli ibridi *HEV* e *PHEV*.

5.2.1 Validazione del veicolo convenzionale

Il primo step per valutare le competenze del modello e le sue potenzialità è stato quello di confrontare i risultati ottenuti simulando il veicolo convenzionale con i tre metodi cinematici illustrati nel paragrafo 2.4 -*Coast-Down*, *Dynamic* e *Driveline*- con i risultati forniti riguardo alle missioni *Ciclo Guida Reale* e al Test di Accelerazione, rispettivamente riportati in Figura 5.1 ed in Figura 5.2.

5.2.1.1 Risultati sul Ciclo Guida Reale

Metodo Coast-Down: in Figura 5.5 sono mostrati i risultati ottenuti con la simulazione effettuata mediante il questo metodo. Come si può notare esso gode di un'ottima stima del consumo di combustibile, che a fine missione presenta un errore relativo minore dello 0,05%,

ma nei primi 4000 secondi di missione, escludendo la fase di transitorio termico (circa i primi 500 secondi) in cui il modello non ha ancora la possibilità di valutare le prestazioni, si noti come l'errore presenti valori nell'ordine del 5-15%. Inoltre, bisogna segnalare che, nonostante l'ottima stima del metodo, esso non ha la possibilità di valutare le prestazioni su un percorso in cui è presente la pendenza della strada.

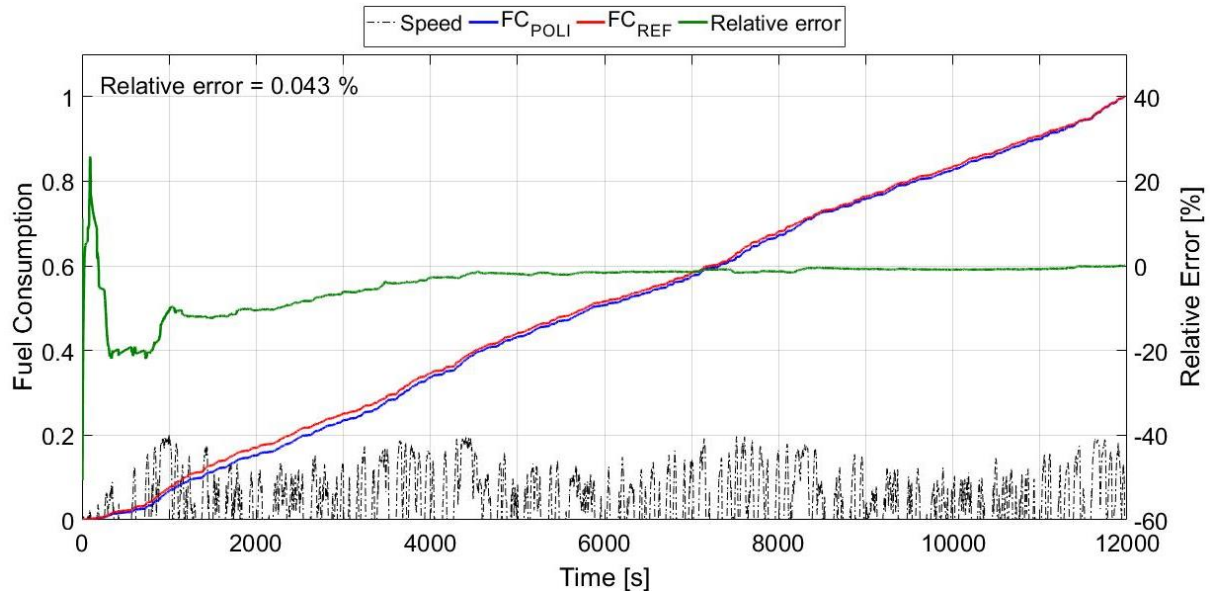


Figura 5.5 - Risultati in termini di consumo di combustibile ottenuti sul Ciclo Guida Reale utilizzando il metodo Coast-Down. Sono mostrati il profilo di velocità della missione (Speed), il consumo di combustibile ottenuto dalla simulazione (FC_{POLI}), il consumo di combustibile a cui ci si riferisce (FC_{REF}) e l'errore relativo (Relative Error). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

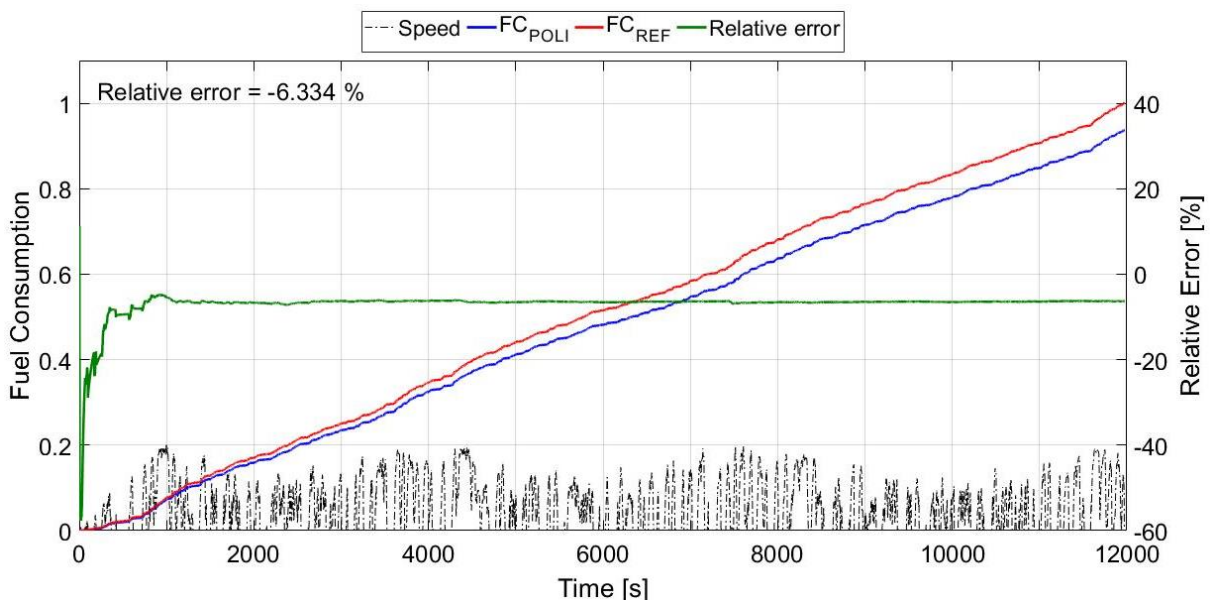


Figura 5.6 - Risultati in termini di consumo di combustibile ottenuti sul Ciclo Guida Reale utilizzando il metodo Dynamic. Sono mostrati il profilo di velocità della missione (Speed), il consumo di combustibile ottenuto dalla simulazione (FC_{POLI}), il consumo di combustibile a cui ci si riferisce (FC_{REF}) e l'errore relativo (Relative Error). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Metodo Dynamic: con questa metodologia di calcolo, che a differenza del metodo *Coast-Down* valuta la forza resistente che il veicolo deve vincere per poter risalire alla potenza richiesta ma

riassume l'inerzia della linea di trasmissione nel termine della massa equivalente traslante, si ottiene una pronunciata sottostima del consumo di combustibile sulla missione: come si può vedere in Figura 5.6 l'errore finale commesso sul calcolo del consumo di combustibile si attesta intorno al 6,3%. Si noti però come, a differenza di quanto ottenuto con il metodo precedente, dopo la prima fase di riscaldamento motore l'errore rimanga pressoché costante e uguale al valore finale.

Metodo Driveline: con quest'ultimo metodo, che rappresenta il più completo dei tre metodi illustrati sia per quanto concerne il calcolo della forza resistente sia per la valutazione dell'inerzia della linea di trasmissione, si noti come lungo tutta la missione il risultato di consumo di combustibile ottenuto ricalchi sostanzialmente il consumo di combustibile a cui ci si riferisce. L'errore commesso, come si può vedere in Figura 5.7, è minore dell'1% e, come avveniva per il metodo precedente, dopo la prima fase di transitorio termico si stabilizza ad un valore nell'intorno dell'errore finale.

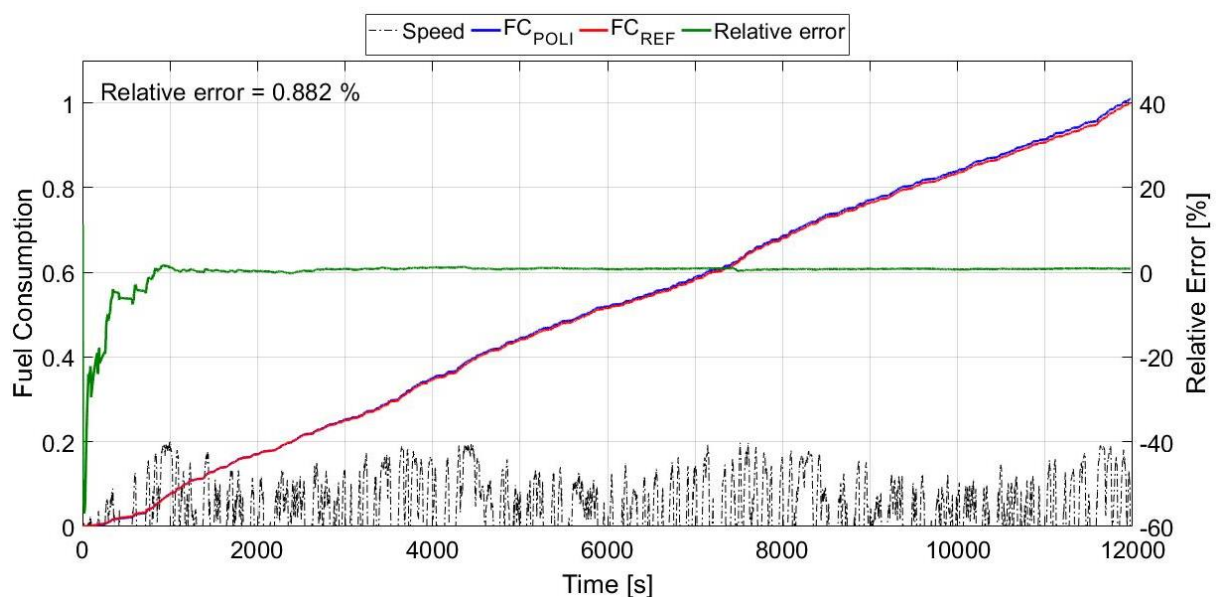


Figura 5.7 - Risultati in termini di consumo di combustibile ottenuti sul Ciclo Guida Reale utilizzando il metodo Driveline. Sono mostrati il profilo di velocità della missione (Speed), il consumo di combustibile ottenuto dalla simulazione (FC_{POLI}), il consumo di combustibile a cui ci si riferisce (FC_{REF}) e l'errore relativo (Relative Error). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

5.2.1.2 Risultati sul Test di Accelerazione

Metodo Coast-Down: come si può vedere in Figura 5.8 con questo metodo, a dispetto del risultato riportato sulla missione precedente, sul *Test di Accelerazione* si ottiene una sottostima maggiore del 32%. Questo alto errore è dovuto al fatto che la stima dei coefficienti di coast down è stata effettuata basandosi sul *Ciclo Guida Reale*: usando gli stessi su altre missioni essi forniscono risultati completamente diversi.

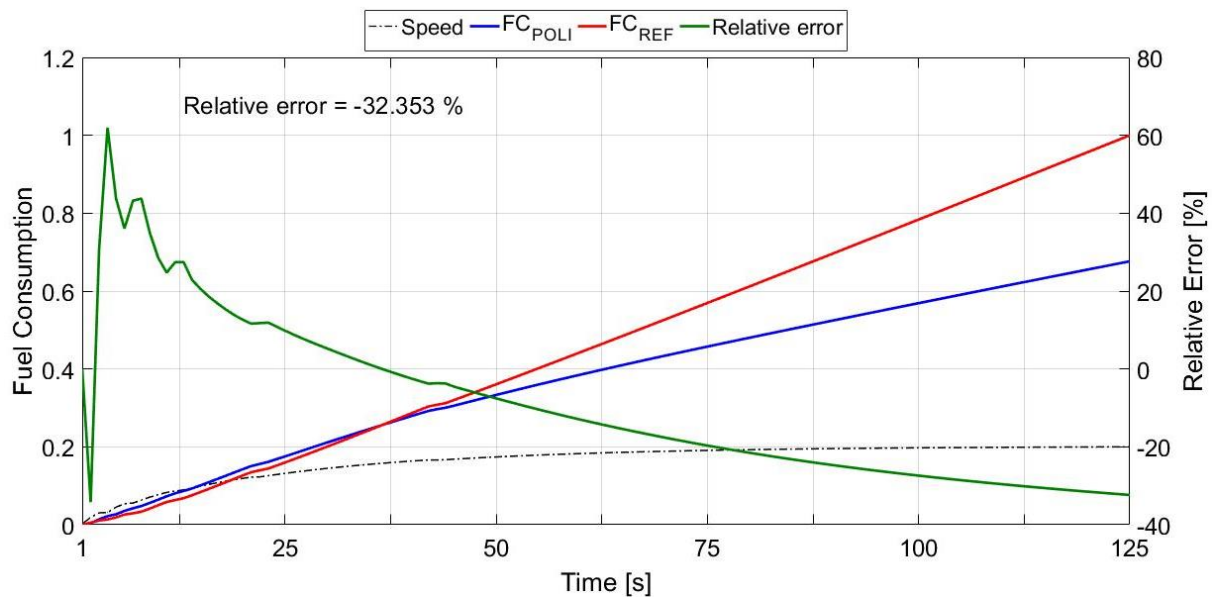


Figura 5.8 - Risultati in termini di consumo di combustibile ottenuti sul Test di Accelerazione utilizzando il metodo Coast-Down. Sono mostrati il profilo di velocità della missione (Speed), il consumo di combustibile ottenuto dalla simulazione (FC_{POLI}), il consumo di combustibile a cui ci si riferisce (FC_{REF}) e l'errore relativo (Relative Error). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Metodo Dynamic: con il secondo metodo in esame la stima effettuata sul Test di Accelerazione gode di una buona approssimazione, che presenta una sottostima poco maggiore dell'1%. I picchi ottenuti sono figli della simulazione cinematica della cambiata che non riesce a riprodurre il comportamento reale.

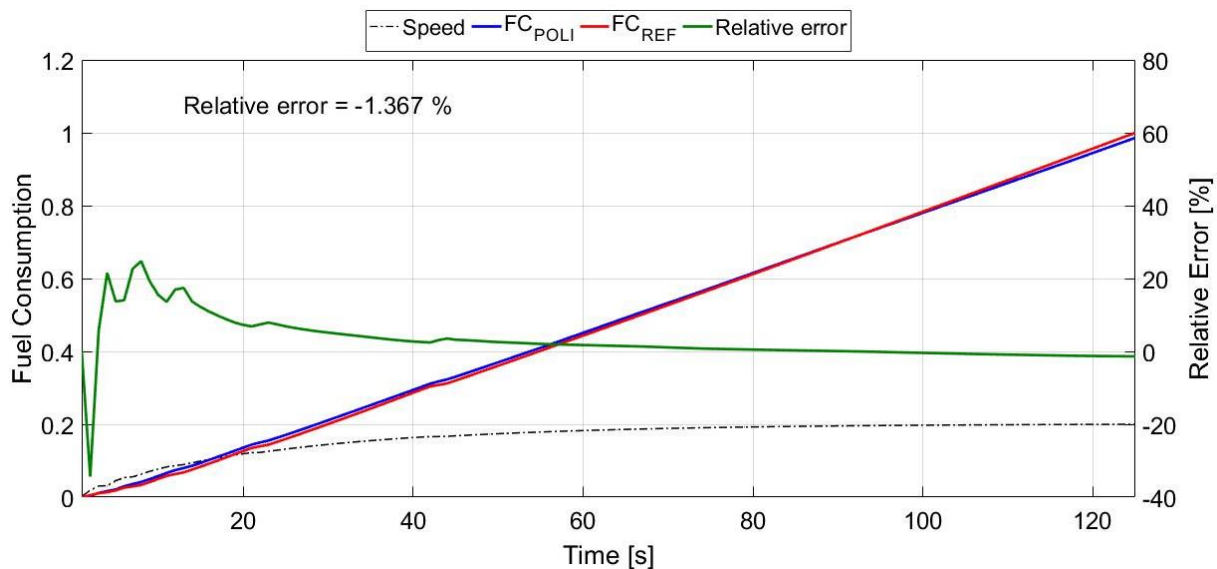


Figura 5.9 - Risultati in termini di consumo di combustibile ottenuti sul Test di Accelerazione utilizzando il metodo Dynamic. Sono mostrati il profilo di velocità della missione (Speed), il consumo di combustibile ottenuto dalla simulazione (FC_{POLI}), il consumo di combustibile a cui ci si riferisce (FC_{REF}) e l'errore relativo (Relative Error). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Metodo Driveline: come per il modello precedente anche in questo caso, come riportato in Figura 5.10, la stima del consumo di combustibile durante la cambiata è di bassa qualità ma l'errore commesso sulla missione è di una sovrastima di circa 0,1%, risultato molto soddisfacente per un modello cinematico.

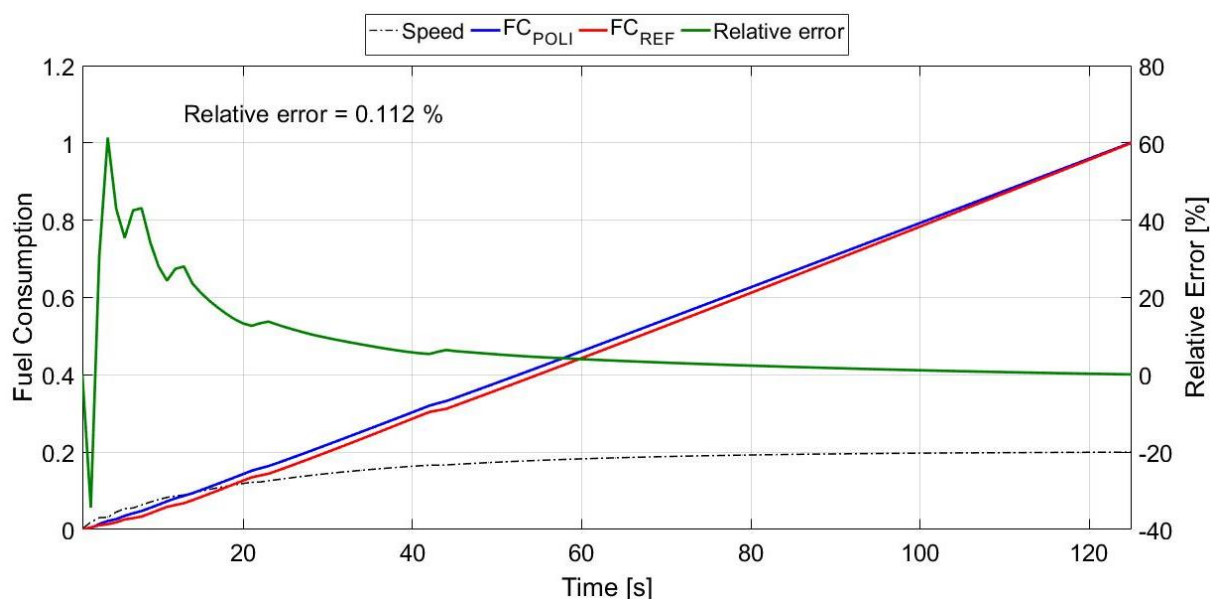


Figura 5.10 - Risultati in termini di consumo di combustibile ottenuti sul Test di Accelerazione utilizzando il metodo Driveline. Sono mostrati il profilo di velocità della missione (Speed), il consumo di combustibile ottenuto dalla simulazione (FC_{POLI}), il consumo di combustibile a cui ci si riferisce (FC_{REF}) e l'errore relativo (Relative Error). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

5.2.1.3 Modello Validato

Visti i risultati ottenuti nella fase di validazione del modello, riportati in Tabella 5.1, si è scelto di utilizzare per tutte le simulazioni effettuate nel seguito di questa tesi il Metodo di calcolo della richiesta di potenza alla powertrain denominato *Driveline*, il quale è illustrato nel paragrafo 2.4.3.

Tabella 5.1 - Riassunto degli errori relativi commessi in fase di validazione modello per i tre metodi presi in considerazione.

Metodo	Ciclo Guida Reale	Test di Accelerazione
<i>Coast-Down</i>	0,043 %	-32.353 %
<i>Dynamic</i>	-6,334 %	-1.367 %
<i>Driveline</i>	0,882 %	0,112 %

5.2.2 Risultati CV su altri cicli

Nella seguente tabella sono riportati i consumi di combustibile effettuati sui cicli riportati in Figura 5.3 e Figura 5.4. Essi sono stati ottenuti utilizzando il Metodo Driveline come metodo per la valutazione della potenza richiesta.

Tabella 5.2 - Risultati delle missioni analizzate.

MISSIONE	Fuel Consumption
Ciclo Normato WHVC	2,396 kg
Ciclo Normato FTP	1,274 kg

5.3 Risultati veicolo convenzionale con gestione del sistema di Post-Trattamento

Dopo aver validato il modello di calcolo della potenza richiesta riferendosi al solo motore a combustione interna si è passati alla validazione della parte che modella la gestione sistema di post-trattamento. Essa è effettuata solo sulla missione chiamata *Ciclo Guida Reale*, usando il metodo di valutazione della potenza richiesta dal ciclo chiamato *Driveline*, che è stato validato precedentemente.

5.3.1 Risultati della validazione del veicolo convenzionale con la gestione del sistema di post trattamento

La validazione del modello si è ottenuta a valle delle analisi, che sono riportate nel paragrafo 5.3.1.2, eseguite nel tentativo di avvicinarsi il più possibile al risultato di una sovrastima dell'1% a cui si ambiva (si noti che la sovrastima dell'1% era il risultato del veicolo convenzionale validato con il metodo driveline, riportato in Tabella 5.1). Purtroppo, a questo non si è arrivato: come si può vedere nella Figura 5.11 ci si è fermati a una sovrastima del 4,2%. A seguito delle analisi effettuate si è capito che questo errore è dettato dalla funzione di trasferimento che, a partire dalla temperatura di valle turbina, valuta la temperatura dell'SCR (il cui procedimento è illustrato nel paragrafo 2.5): nonostante essa sia predetta con una correlazione dell'88%, essa non è sufficiente a prevedere completamente il comportamento dell'SCR in termini di temperatura. L'andamento della temperatura dell'SCR valutata con il modello e confrontato con il profilo di riferimento è riportato in Figura 5.12; in Figura 5.13 è invece riportato il confronto tra gli andamenti della temperatura dell'SCR valutati con e senza gestione del sistema di post-trattamento.

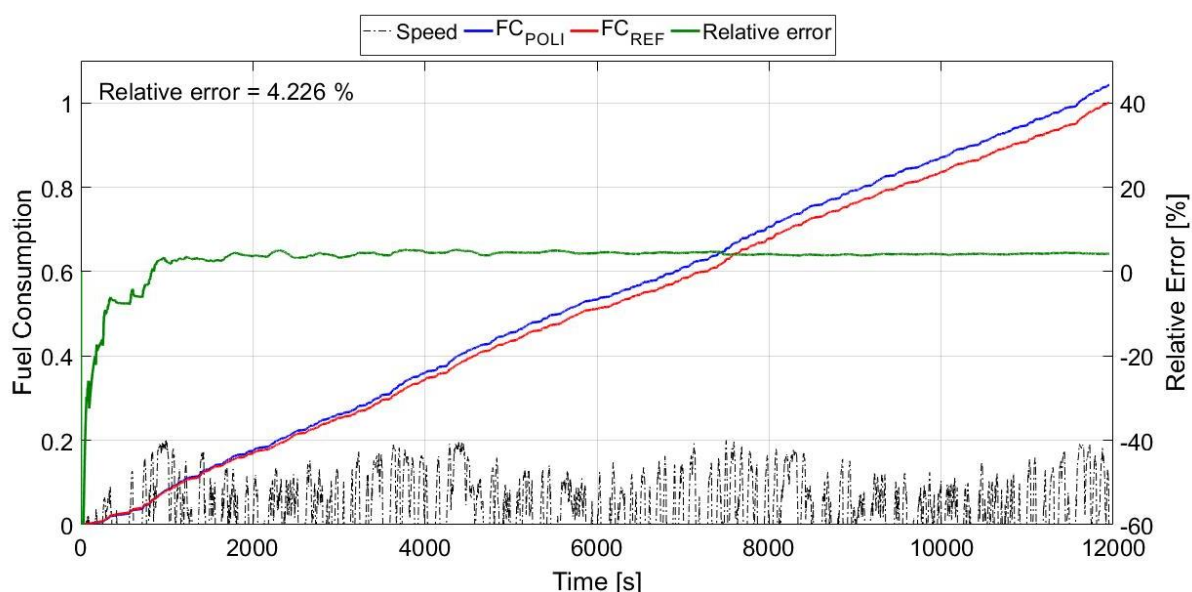


Figura 5.11 - Risultati in termini di consumo di combustibile ottenuti sul Ciclo Guida Reale utilizzando il metodo Driveline ed implementando la gestione del sistema di post-trattamento. Sono mostrati il profilo di velocità della missione (Speed), il consumo di combustibile ottenuto dalla simulazione (FC_{POLI}), il consumo di combustibile a cui ci si riferisce (FC_{REF}) e l'errore relativo (Relative Error). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

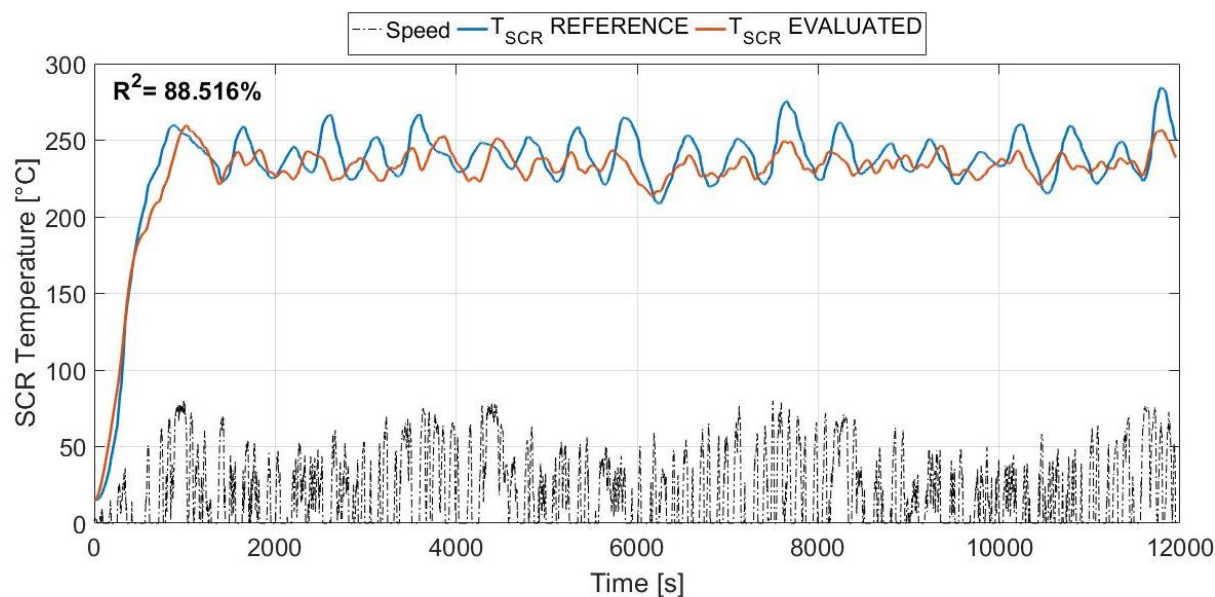


Figura 5.12 – Andamenti della temperatura dell'SCR ottenuti sul Ciclo Guida Reale utilizzando il metodo Driveline ed implementando la gestione del sistema di post-trattamento. Sono mostrati il profilo di velocità della missione (Speed), il profilo di temperatura dell'SCR a cui ci si riferisce (T_{SCR} REFERENCE) ed il profilo di temperatura dell'SCR valutata dal modello (T_{SCR} EVALUATED); è inoltre riportato l' R^2 calcolato tra i due profili di velocità.

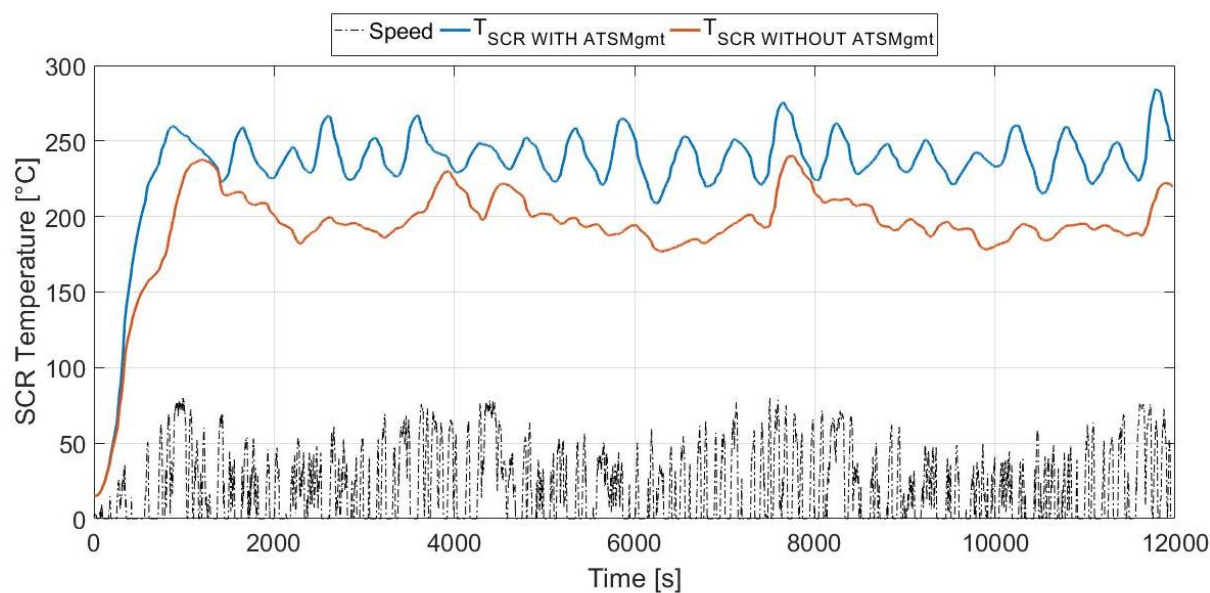


Figura 5.13 – Andamenti della temperatura dell'SCR ottenuti sul Ciclo Guida Reale con e senza gestione del sistema di post-trattamento. Sono mostrati il profilo di velocità della missione (Speed), il profilo di temperatura dell'SCR valutato con gestione del sistema di post-trattamento (T_{SCR} WITH ATSMgmt) ed il profilo di temperatura dell'SCR valutata senza gestione del sistema di post-trattamento (T_{SCR} WITHOUT ATSMgmt).

5.3.1.1 Problemi riscontrati in fase di validazione del modello

I problemi riscontrati sono stati:

Valutazione del C_p : il calore specifico a pressione costante C_p della miscela utilizzata dal motore a combustione interna è stato ricavato mediante l'analisi dei dati forniti riguardo alla missione *Ciclo Guida Reale* in esame. Dall'analisi è risultato un valore di C_p troppo altalenante,

non utilizzabile specificatamente sulla missione; non si è nemmeno riusciti a trovare come il C_p varia funzione della temperatura. Questo ha reso necessario l'utilizzo di un C_p medio lungo la missione.

Funzioni di trasferimento: analizzando entrambe le funzioni di trasferimento, cioè quella che valuta la temperatura del DOC e quella che prevede la temperatura dell'SCR, inserendo come input i dati di partenza della missione a cui ci si riferisce, ne risultano in output dei profili di temperatura molto simili ai profili di riferimento (riportati in Figura 5.14), che presentano R^2 dell'85% per la funzione che valuta la temperatura del DOC e del 97% per la funzione che valuta la temperatura dell'SCR

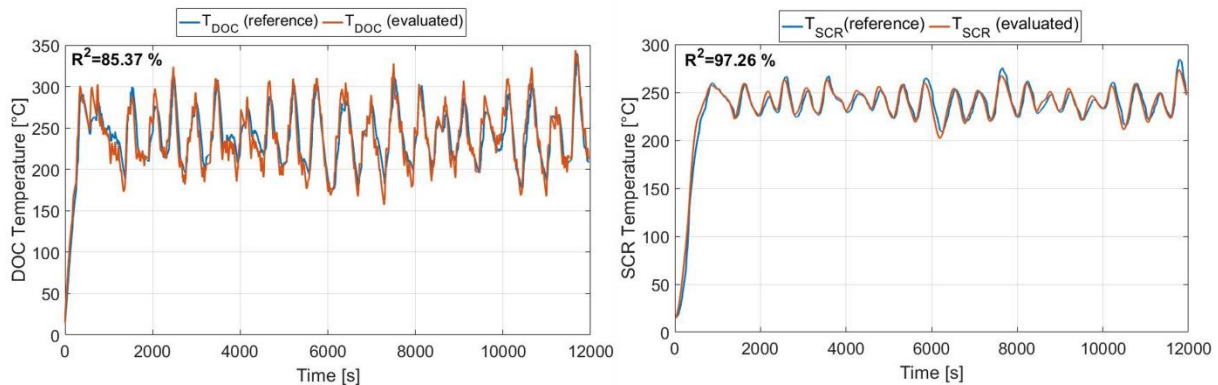


Figura 5.14 - Andamento degli output delle funzioni di trasferimento (evaluated) dando come input di dati di riferimento.

Si è però notato che quando i dati di input diventano i dati valutati dal modello l'accuratezza scende particolarmente (si noti la Figura 5.12): si passa da un R^2 del 97 % per quanto concerne la temperatura di SCR a un 88% di quello valutato dal modello; a dispetto dell'accuratezza, che sembra comunque elevata si noti come il profilo valutato mostri un andamento molto diverso da quello a cui ci si riferisce. Una soluzione per risolvere questo problema potrebbe essere l'adozione di un algoritmo di Machine Learning per valutare la temperatura delle componenti della linea di scarico.

5.3.1.2 Analisi effettuate al fine della validazione

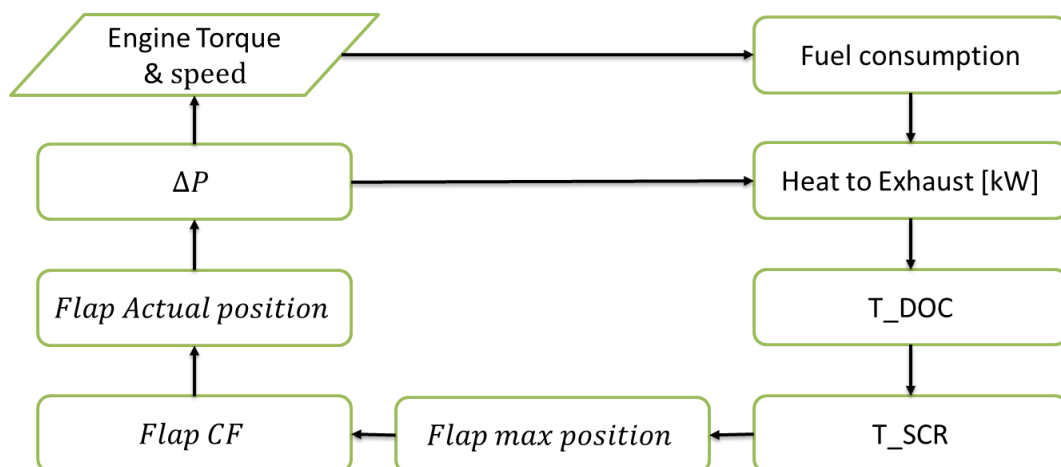


Figura 5.15 - Flowchart di funzionamento della gestione del sistema di post-trattamento.

Al fine di ottenere un errore relativo inferiore all'1% sono state fatte diverse analisi per risalire all'errore e trovare una possibile soluzione. Le analisi, effettuate sulla missione denominata *Ciclo Guida Reale* di cui si conoscevano i risultati, sono state:

1. **Valutazione della contropressione ΔP mediante l'intera logica di controllo senza conversione della ΔP in potenza termica allo scarico:** questa analisi ha previsto la gestione dell'intera linea di controllo del sistema di post-trattamento senza la conversione del surplus di potenza fornito dalla ΔP (riferendosi alla Figura 5.15 manca il collegamento tra il ΔP e l'*Heat to Exhaust*). Vista la mancanza del collegamento sopracitato, come si può vedere in Figura 5.16 la temperatura dell'SCR non raggiunge mai i valori di target ed il flap rimane sempre chiuso, fornendo continuamente una contropressione che dà come risultato un forte aumento del consumo di combustibile: ne risulta una sovrastima del 10,4%.

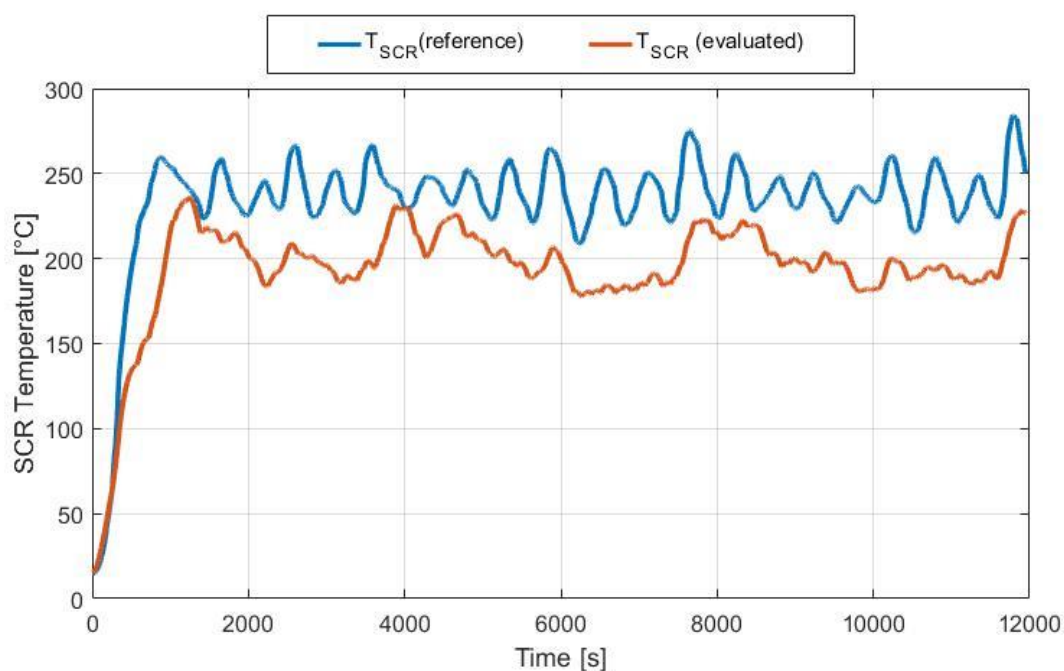


Figura 5.16 - Andamento della temperatura dell'SCR ottenuta nell'analisi 2 (evaluated) paragonato all'andamento di riferimento (reference)

2. **Valutazione della contropressione ΔP mediante l'intera logica di controllo con conversione della ΔP in potenza termica allo scarico:** è questa l'analisi che fa riferimento alla logica di gestione del sistema di post-trattamento riportata in Figura 5.15 e i cui risultati sono riportati nel paragrafo 5.3.1. Si ha qui una sovrastima del consumo di combustibile pari al 4,10%.
3. **Sostituzione della contropressione ΔP con quella fornita dal committente:** in primis si è sostituita la valutazione della contropressione, effettuata mediante la formula di regressione polinomiale riportata nell'equazione (2.7), con il valore fornito dal committente del progetto (si è forzato il valore ΔP riportato in Figura 5.15). Questa procedura permette di bypassare la logica di chiusura del flap e di valutare la sola differenza di potenza erogata e il consumo di combustibile. Da questa simulazione ne risulta una sovrastima del consumo di combustibile dello 0,8%, in linea con la sovrastima del modello cinematico senza gestione del sistema di post-trattamento.
4. **Sostituzione dell'*Heat to Exhaust* con quella fornita dal committente:** con questa analisi si è bypassato il calcolo della potenza entalpica allo scarico (sostituendo il segnale *Heat to Exhaust* in Figura 5.15), effettuato mediante lettura della mappa

riportata in Figura 2.6- Mappa ECU della potenza entalpica allo scarico (H , [kW]). I dati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale., e si è valutata l'accuratezza delle funzioni di trasferimento che valutano le temperature del DOC e dell'SCR. È risultata una sovrastima del consumo di combustibile del 5,20% ed un andamento della temperatura dell'SCR simile ma traslata in basso rispetto al riferimento, come osservabile in Figura 5.17. Si segnala che, a seguito di un'analisi effettuata prendendo i dati di coppia e velocità motore forniti dal committente ed interpolandoli sulla mappa riportata in Figura 2.6- Mappa ECU della potenza entalpica allo scarico (H , [kW]). I dati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale., i risultati del segnale *Heat to Exhaust* forniti dal committente però non coincidono in tutti i punti con il valore letto in mappa ed hanno un andamento che non sembra avere una logica in quanto molte volte il valore letto in mappa è sovrastimato di poco, alcune volte è sovrastimato di molto (anche il doppio/triplo di quanto ottenuto tramite la lettura in mappa) e alle volte esso è sottostimato. Non si è riuscito a trovare una correlazione tra queste discrepanze nella lettura ed altri dati.

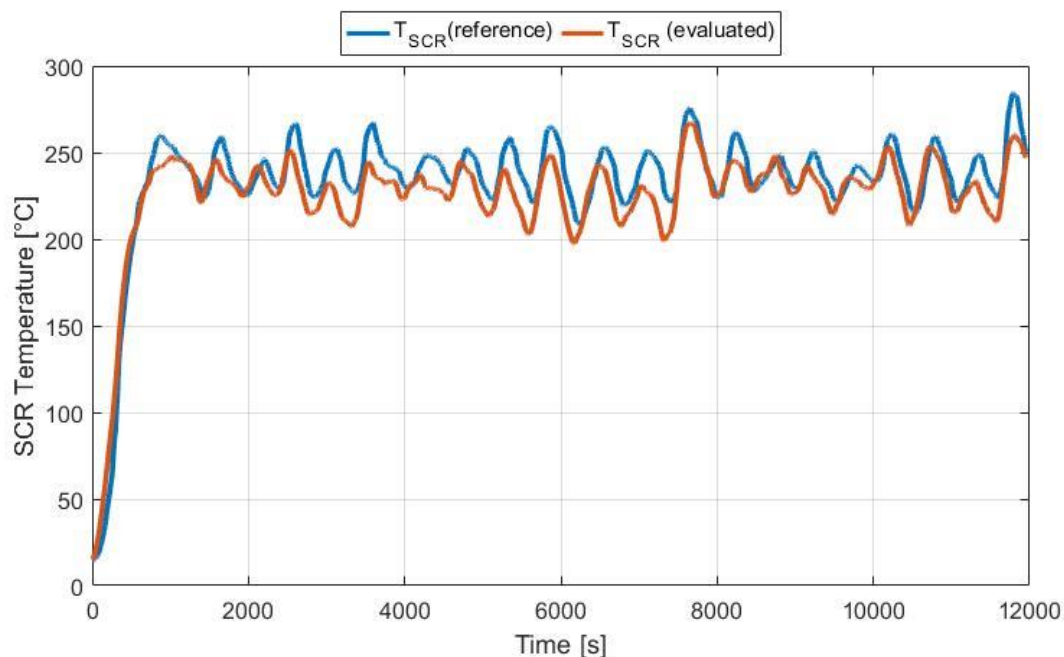


Figura 5.17 - Andamento della temperatura dell'SCR ottenuta nell'analisi 4 (evaluated) paragonato all'andamento di riferimento (reference)

5. **Sostituzione della Temperatura dell'SCR con quella fornita dal committente:** visti i risultati delle precedenti analisi è stato successivamente scelto di bypassare la valutazione della temperatura dell'SCR (sostituendone il segnale nella Figura 5.15), sostituendovi il segnale di temperatura fornito dal committente, al fine di valutare la bontà della logica. Da questa analisi è risultata una sovrastima dello 0,29% del consumo di combustibile, risultato rappresentativo della bontà della logica implementata. Nel particolare è risultata una predizione della posizione istantanea del flap dell'88%, valore che, vista l'imposizione del segnale di temperatura, dovrebbe essere invece del 100%. Andando a scorporare i segnali si è notato che, con riferimento all'equazione (2.32), il fattore di controllo (CF) ed il segnale di isteresi (*Hysteresis*) venivano predetti con accuratezza del 100% mentre la massima posizione del flap, letta da interpolazione

effettuata sulla mappa riportata in Tabella 2.4 - Mappa ECU della massima posizione del flap (Flap_max_position)., è predetta con un'accuratezza del 62% circa. Questo errore è frutto di un'errata lettura in mappa, che può essere causata da un diverso segnale di coppia e velocità motore, dovuti al modello cinematico che le valuta a partire dal segnale di velocità della missione o da un'errata valutazione della contropressione data dal flap a causa di una non sufficiente accuratezza della formula di regressione polinomiale riportata nell'equazione (2.7). Vi è da segnalare però che esaminando i dati forniti dal committente in certi punti vi è anche una discrepanza tra quanto fornito da esso e quanto riportato in mappa: andando ad analizzare nei singoli punti di missione forniti l'iniezione di combustibile e la velocità motore e, tramite esse, interpolando sulla mappa riportata in Tabella 2.4 - Mappa ECU della massima posizione del flap (Flap_max_position)., si ottengono in certi punti dei valori differenti rispetto a quanto riportato dai risultati del committente sulla missione *Ciclo Guida Reale*. Il problema della lettura in mappa dei valori di massima apertura del flap verrà analizzato nell'analisi riportata al punto 7.

6. **Analisi di sensibilità della strategia al variare del segnale della temperatura dell'SCR:** in seguito sono state quindi effettuate delle analisi di sensibilità alla variazione della temperatura dell'SCR. Utilizzando il segnale di temperatura dell'SCR fornito dal committente, esso in una prima analisi è stato traslato nel tempo (avanti e indietro di diversi intervalli di tempo: 10, 20 e 50 secondi rispettivamente) e successivamente è stato traslato nella temperatura sommandovi prima e sottraendovi poi 10°C. Come risultato della prima analisi (traslazione nel tempo) si è notato che il consumo di combustibile non risentiva particolarmente di questa variazione, con valori di scostamento rispetto al risultato dell'analisi riportata al punto 5 (+0,21%) di circa $\pm 0,1\%$: questo poiché spostando il segnale nel tempo la temperatura rimane nello stesso range ed il flap, la cui posizione dipende dalla sola temperatura dell'SCR, non si scosta molto dai valori originali. Al contrario, dalla seconda analisi (traslazione in temperatura) sono risultate una sovrastima del +4,8% nel caso il profilo sia traslato in basso (-10°C) ed una sottostima del -4,5% nel caso il profilo venga traslato in alto (+10°C). Si può quindi vedere come portando il segnale a valori più bassi rispetto all'originale (-10°C) il flap stia chiuso per più tempo (poiché cerca di innalzare la temperatura) e quindi, fornendo una contropressione maggiore del caso originale, il consumo di combustibile si innalzi; nel caso in cui invece il segnale venga traslato verso l'alto (+10°C) il flap non necessita di essere chiuso; esso rimane aperto per un tempo maggiore e, come risultato, restituisce una contropressione minore che si traduce in una diminuzione del consumo di combustibile.
7. **Analisi del segnale di Flap fornito dal committente:** viste le discrepanze riguardo al segnale di massima apertura del flap rilevate al punto 5, è stata effettuata un'analisi che correlasse alla differenza di lettura effettuata sulla mappa riportata in Tabella 2.4 - Mappa ECU della massima posizione del flap (Flap_max_position). la differenza di consumo di combustibile derivante. Come osservabile in Figura 5.18 sono stati sostituiti con i segnali forniti da FTP la temperatura dell'SCR (T_{SCR}) ed il fattore di controllo e di isteresi che agiscono sul flap ($Flap_{CF}$, *Hysteresis*); inoltre la posizione massima di apertura del flap ($Flap_{max\ position}$) è ricavata mediante lettura in mappa effettuata attraverso il consumo di combustibile ed il numero di giri forniti dal committente. Successivamente la massima posizione del flap valutata da mappa viene confrontata con il segnale fornito dal committente; viene altresì confrontata la differenza in termini di consumo di combustibile che deriva da un'errata lettura di mappa. Al fine di trovare solo gli errori consistenti sono stati analizzati i soli punti il cui modulo dell'errore

relativo (tra massima posizione del flap letta in mappa motore e segnale fornito dal committente) sia maggiore del 10%.

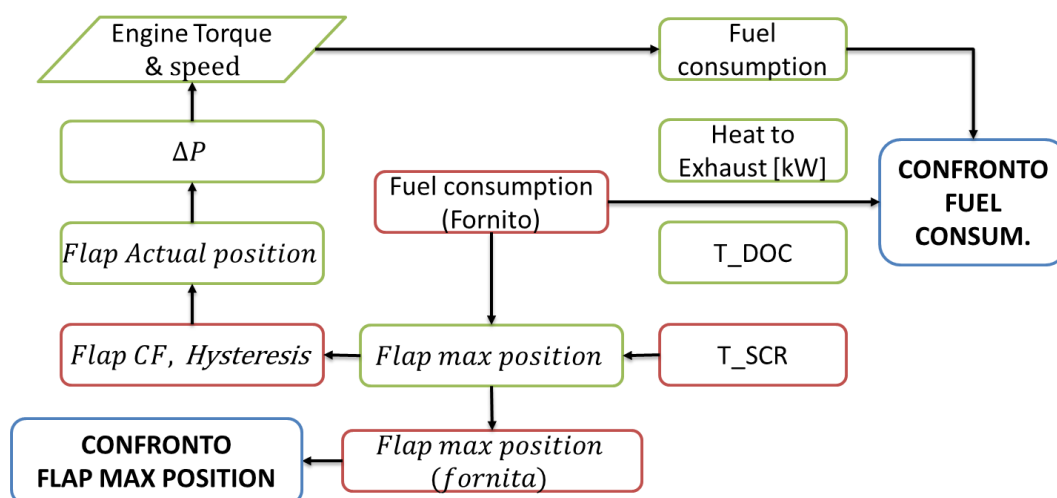


Figura 5.18 – Flowchart di funzionamento dell'analisi 7. In verde sono riportate le variabili valutate dal modello, in rosso quelle sostituite con il segnale fornito dal committente ed in blu i risultati confrontati.

Come risultato di tale analisi si è riscontrato che vi è una sovrastima di lettura della massima posizione del flap nel 6,5% dei punti della missione *Ciclo Guida Reale*, che provocano una differenza di consumo di combustibile del +0,5%, mentre in un altro 6,5% di punti vi è una sottostima della lettura della massima posizione del flap, che si traduce in questo caso in una differenza di consumo di combustibile pari al +1,4%. In totale l'errata lettura nella mappa di massima posizione del flap comporta una sovrastima dell'1,9%.

Al fine di ricapitolare i risultati sulle analisi effettuate vengono riproporti in tabella i risultati in termini di differenza di consumo di combustibile delle singole analisi effettuate.

Tabella 5.3 - Risultati ottenuti sulle analisi effettuate riguardo alla gestione del sistema di post-trattamento.

#	Analisi	$\delta FC [\%]$
1	Modello senza ΔP in potenza termica allo scarico	+ 10,4 %
2	Modello con ΔP in potenza termica allo scarico	+ 4,1 %
3	Analisi sostituendo ΔP	+ 0,8 %
4	Analisi sostituendo Heat to Exhaust	+ 5,2 %
5	Analisi sostituendo Temp. SCR	+ 0,29%
6.a	Analisi sensibilità Temp. SCR, Δ nel tempo	< 0,3%
6.b	Analisi sensibilità Temp. SCR +10°C	- 4,5 %
6.c	Analisi sensibilità Temp. SCR -10°C	+ 4,8 %
7	Analisi segnale Flap	+ 1,9 %

5.3.2 Risultati CV su altri cicli

Sono infine riportati in tabella i consumi di combustibile ottenuti sui cicli riportati in Figura 5.3 e Figura 5.4, confrontati con il risultato ottenuto senza la gestione del sistema di post-

trattamento (paragrafo 5.2.2). Essi sono stati valutati utilizzando il Metodo Driveline come metodo per la valutazione della potenza richiesta. Per effettuare un paragone si consideri che la differenza nel consumo di combustibile sulla missione *Ciclo Guida Reale* con e senza gestione del sistema di post-trattamento è del 12,06%. La differenza di consumo di combustibile δ è valutata come:

$$\delta = \frac{FC_{WITH} - FC_{WITHOUT}}{FC_{WITH}} \cdot 100 \quad (5.1)$$

Dove FC_{WITH} è il consumo di combustibile con gestione del sistema di post-trattamento ed $FC_{WITHOUT}$ è quello ottenuto senza gestione del sistema di post-trattamento.

Tabella 5.4 - Risultati delle missioni analizzate.

MISSIONE	Fuel Consumption WITH ATSMgmt	Fuel Consumption WITHOUT ATSMgmt	δ
Ciclo Guida Reale	1,1206 [-]	1	+ 12,06 %
Ciclo Normato WHVC	2,562 kg	2,396 kg	+ 6,47 %
Ciclo Normato FTP	1,464 kg	1,274 kg	+ 12,97 %

Confrontando i risultati riportati in tabella con gli andamenti della temperatura dell'SCR riportati in Figura 5.19 si può vedere come per il ciclo FTP, dove la temperatura dell'SCR riesce ad arrivare a regime (>220 °C) e a rimanervi, tra il veicolo dotato di gestione del sistema di post-trattamento e quello che ne è sprovvisto vi è una differenza di consumo di combustibile confrontabile con quello della missione *Ciclo Guida Reale* su cui il sistema è stato validato. Per la missione WHVC invece, dove la temperatura sale molto sopra il range a fine ciclo (dovuto alla parte ad alto carico che vi è alla fine del ciclo stesso), la differenza di consumo è più basso, nell'ordine del 6,5% in quanto nell'ultimo quarto di ciclo la temperatura è sempre alta e il flap non chiuderà più.

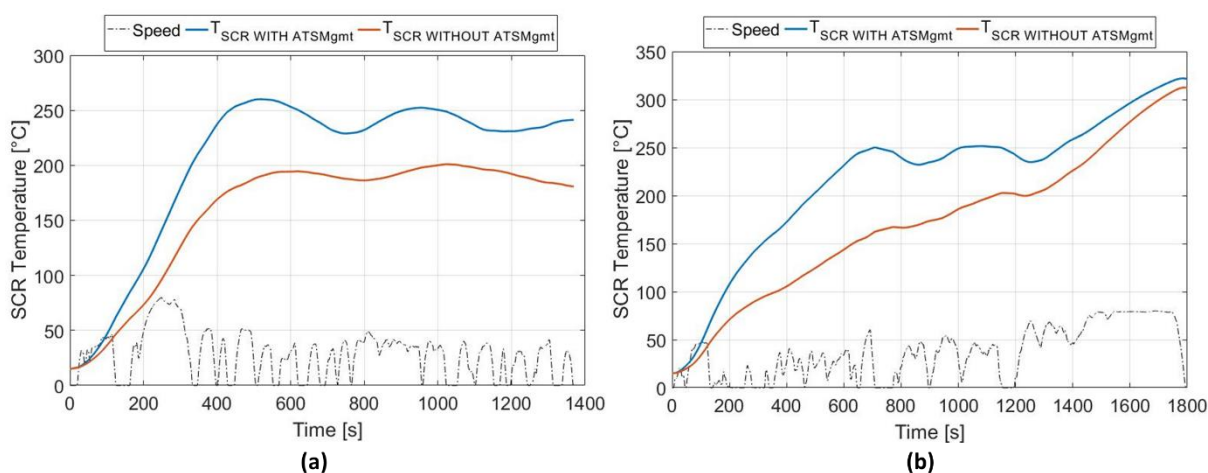


Figura 5.19 - Andamento delle temperature dell'SCR con gestione del sistema di post-trattamento ($T_{SCR WITH ATSMgmt}$) e senza ($T_{SCR WITHOUT ATSMgmt}$) per la missione FTP (a) e WHVC (b).

6 Risultato Veicolo Ibrido Elettrico HEV

Il presente capitolo vuole illustrare i risultati ottenuti nelle simulazioni del veicolo ibrido elettrico HEV, redatto a partire dal modello sviluppato partendo veicolo convenzionale e validato nel Capitolo 5.

6.1 Analisi effettuate

Riguardo al veicolo ibrido elettrico HEV sono stati analizzati diversi scenari di gestione della powertrain ibrida, in ottica di miglioramento di consumo di combustibile. Partendo da una strategia di gestione RBC definita a priori (come quella riportata in Figura 3.10) si sono dapprima valutate le prestazioni dello Start & Stop ed in seguito la mappa che identifica la strategia di controllo verrà elaborata al fine di ottenere i risultati migliori. Sono inoltre stati analizzati tre differenti tipi di gestione degli Energy Storage System ed è stato valutato l'impatto dell'implementazione della gestione del sistema di post-trattamento.

6.1.1 Analisi riguardo le prestazioni del sistema Start & Stop

Nell'ambito dello Start & Stop sono state valutate con e senza implementazione della partenza assistita. La funzione di partenza assistita è quella funzione che permette di funzionare in puro elettrico sotto un certo limite di velocità dopo che il veicolo è stato fermo, o nelle situazioni in cui si è in procinto di fermarsi, eliminando le zone di lavoro del motore termico a bassi regimi (intorno a quella di minimo) e con una potenza richiesta bassa in cui è presente un transitorio di avviamento. La velocità di limite è stata determinata convertendo la velocità di minimo del motore a combustione interna, con la marcia più bassa inserita, in velocità veicolo; essa è determinata come segue:

$$V_{VEH-MIN} = \frac{\omega_{IDLE}}{\tau_{GEAR 1} \cdot \tau_{FD}} \cdot R_{WH} \quad (6.1)$$

Dove $V_{VEH-MIN}$ è la minima velocità veicolo in cui il motore a combustione interna può dare trazione, ω_{IDLE} è il regime di minimo del motore a combustione interna, $\tau_{GEAR 1}$ e τ_{FD} sono i rapporti di trasmissione della prima marcia e del differenziale e R_{WH} è il raggio ruota. Per il veicolo in esame ne risulta una velocità di circa 5 km/h.

A livello di gestione RBC, con riferimento alla Figura 3.11, si effettua prima un check sulla velocità del veicolo V_{VEH} : se essa è minore di $V_{VEH-MIN}$ (e non uguale a 0 come indicato nel flowchart in quanto con $V_{VEH} = 0$ si identifica la strategia di solo Start & Stop) si procede con la modalità in puro elettrico (**PE**) al fine migliorare il consumo di combustibile, che a queste velocità sarebbe dettato dal basso rendimento del motore termico; al contrario se V_{VEH} è maggiore di tale limite si procede con la lettura effettuata sulla mappa che determina i Power Flow (**PF MAP**) dati la potenza richiesta e lo stato di carica dell'ESS.

Le analisi di questo sistema, i cui risultati sono riportati nel seguito, saranno dunque 3:

1. Analisi della funzione Start & Stop con funzione di partenza assistita e $V_{VEH-MIN} = 5 \text{ km/h}$
2. Analisi della funzione Start & Stop con funzione di partenza assistita a bassa aggressività, con $V_{VEH-MIN} = 2 \text{ km/h}$
3. Analisi della sola funzione di Start & Stop.

6.1.2 Analisi riguardo le diverse strategie RBC esaminate

Un importante variabile oggetto di studio del funzionamento del veicolo ibrido elettrico HEV è stata la strategia di controllo, modellizzata in una mappa che viene letta a seguito delle regole di backup (riportate in Figura 3.11): essa restituisce il Power Flow desiderato in funzione della potenza richiesta alla powertrain P_{DEM} e dello stato di carica della batteria SOC ; tale Power Flow andrà a determinare la richiesta di coppia da inviare alle varie componenti della powertrain. In Figura 6.1 sono riportate le mappe studiate nelle analisi effettuate; i Power Flow riportati fanno riferimento alla Tabella 3.2.

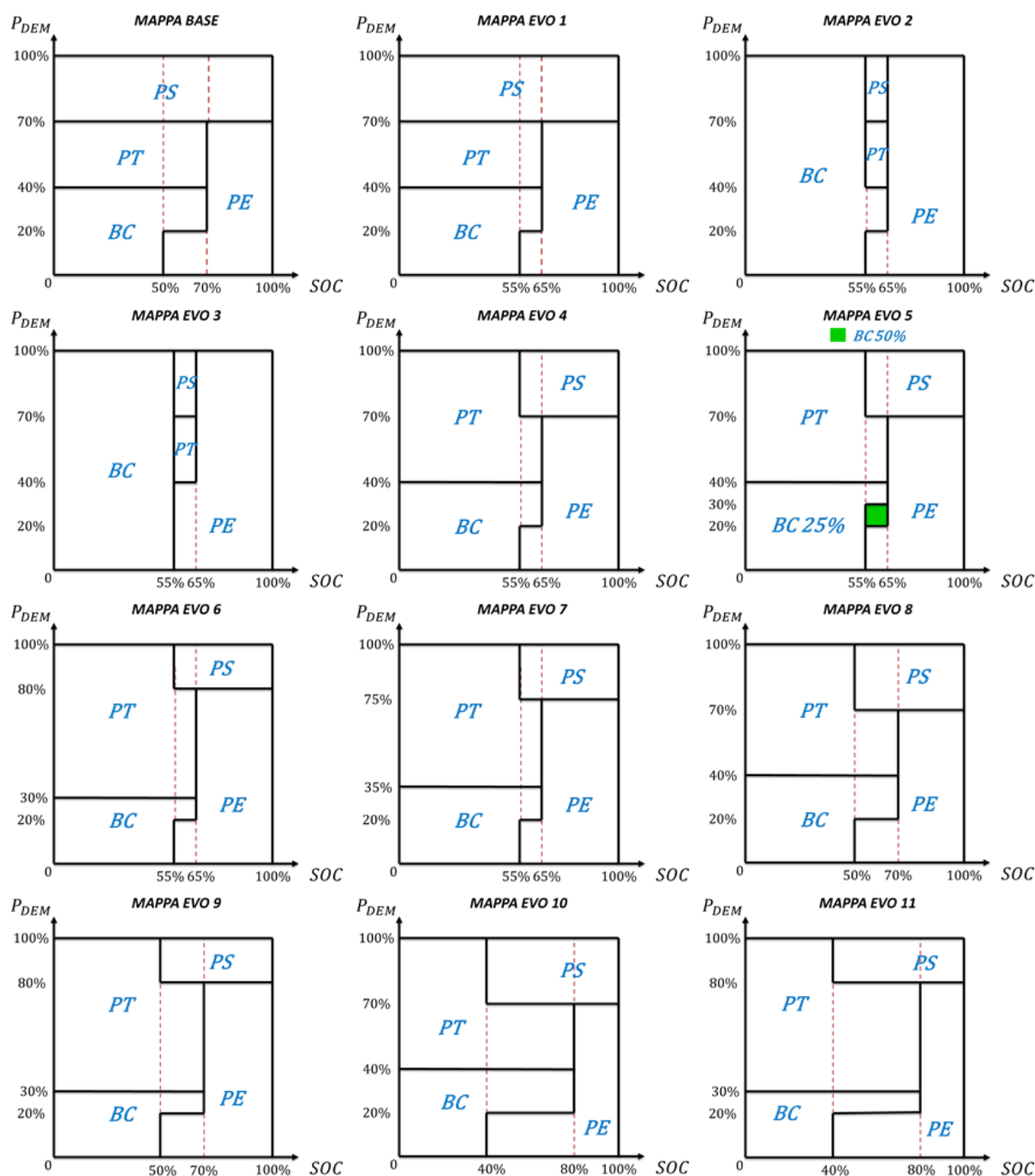


Figura 6.1 - Strategie di funzionamento studiate per il veicolo ibrido elettrico HEV. In ascissa è presente lo stato di carica della batteria SOC ed in ordinata la potenza richiesta alla powertrain P_{DEM} . All'interno della mappa sono discretizzate diverse aree che identificano il Power Flow PF da utilizzare in base alle condizioni del SOC e delle richieste: PT indica la modalità in Puro Termico, PE quella Puro Elettrico, PS in Power Split e BC quella di Battery Charging.

Si è partiti dalla *Mappa Base*, oggetto di un precedente studio, e si è proseguito con la messa a punto di essa in base allo stato di carica (SOC) limite per sostenere il funzionamento in *Charge Sustaining* della batteria (Figura 3.3) e, per quanto riguarda la potenza richiesta alla powertrain P_{DEM} , studiando le zone di rendimento del motore a combustione interna. Nelle mappe comprese tra la *Mappa EVO 1* e la *Mappa EVO 7* lo studio si è focalizzato nella ricerca della ripartizione ottimale dei diversi Power Flow all'interno dell'area di mappa e nella giusta discretizzazione della potenza richiesta alla powertrain. Per quanto riguarda invece le mappe comprese tra la *Mappa EVO 8* e la *Mappa EVO 11* si sono scelte le due configurazioni di mappa che davano i migliori risultati (rispettivamente la *Mappa EVO 4* e *Mappa EVO 6*) e si sono valutate le prestazioni in base al range di stato di carica (SOC) utilizzabile in Charge Sustaining. Tre sono state le discretizzazioni di SOC analizzate:

1. $55\% < SOC < 65\%$;
2. $50\% < SOC < 70\%$;
3. $40\% < SOC < 80\%$.

6.1.3 Analisi riguardo alla gestione della potenza erogabile dall'ESS

Riguardo alla gestione dei due ESS forniti dal committente del progetto al fine dello studio tre sono state le logiche implementate nel modello. È stato necessario ipotizzare tali logiche in quanto il committente non ha specificato come dovevano essere gestiti i diversi ESS forniti. Esse coinvolgono sia le potenze di carica che quelle di scarica e vengono riportate di seguito:

1. **PEAK:** Erogazione della sola potenza di picco dell'ESS, ricavata in funzione del SOC mediante lettura in mappa motore delle caratteristiche riportate in Figura 3.7 e Figura 3.8;
2. **CONT:** Erogazione della sola potenza nominale dell'ESS, ottenuta, come nel caso precedente, dalle caratteristiche delle batterie;
3. **P/C:** Erogazione della potenza nominale/di picco dell'ESS a seconda della potenza erogata dalla macchina elettrica: in questa particolare logica all'erogazione della potenza di picco (nominale) della macchina elettrica la batteria risponderà con l'erogazione della potenza di picco (nominale).

6.1.4 Analisi del veicolo HEV P2 con gestione del sistema di Post-trattamento

Infine, lo studio si è concentrato sulla gestione in prima approssimazione del sistema di Post-trattamento anche per il veicolo ibrido elettrico HEV.

Si è innanzitutto ipotizzata come regola di backup una partenza del veicolo in modalità Puro Termico (PT) fino al raggiungimento dell'effettivo riscaldamento dell'SCR al fine di portare l'efficienza della linea di scarico ad un buon livello. Successivamente si sono ipotizzate diverse inerzie termiche delle componenti della linea di scarico per poter modellizzare la perdita di temperatura (delle componenti stesse) dovuti al funzionamento in modalità Puro Elettrico (PE), cioè quando il motore a combustione interna rimane spento e quindi, senza il passaggio dei gas di scarico caldi, la linea tende a raffreddarsi. Come sarà possibile vedere nei risultati la semplice logica di gestione del sistema di Post-trattamento prevista per il veicolo convenzionale non è sufficiente a mantenere la temperatura dell'SCR in un range ottimale; sarà quindi necessario, in un futuro sviluppo del progetto, provvedere allo studio di una logica che restituisca le giuste prestazioni del sistema.

6.2 Risultati veicolo HEV P2

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti sui quattro cicli guida analizzati (i primi tre -Ciclo Guida Reale, Ciclo WHVC e FTP- senza gestione del sistema di post-trattamento, l'ultimo -Ciclo Guida Reale indicato in giallo- con la gestione del sistema di post-trattamento), in termini di riduzione di consumo di combustibile (*FC -Fuel Consumption- Reduction*) utilizzando le diverse strategie di controllo illustrate nel paragrafo 6.1.2 ed i diversi ESS, con le relative strategie di controllo del paragrafo 6.1.3. Si noti che le mappe *EVO 8*, *EVO 9*, *EVO 10* ed *EVO 11*, visto il range più elevato di SOC utilizzato in modalità Charge Sustaining, sono state analizzate in doppia prova: la prova denominata con il solo nome della mappa (es. *EVO 8*) indica la prova eseguita partendo con SOC iniziale (SOC_0) uguale al limite superiore dello Stato di Carica (rispettivamente SOC_0 uguale al 70% per *EVO 8* ed *EVO 9*, 80% per *EVO 10* ed *EVO 11*); le prove contrassegnate da un asterisco (es. *EVO 8 (*)*) indicano le prove eseguite con SOC_0 leggermente più basso (ESS non completamente carico) ed impostato al 65%.

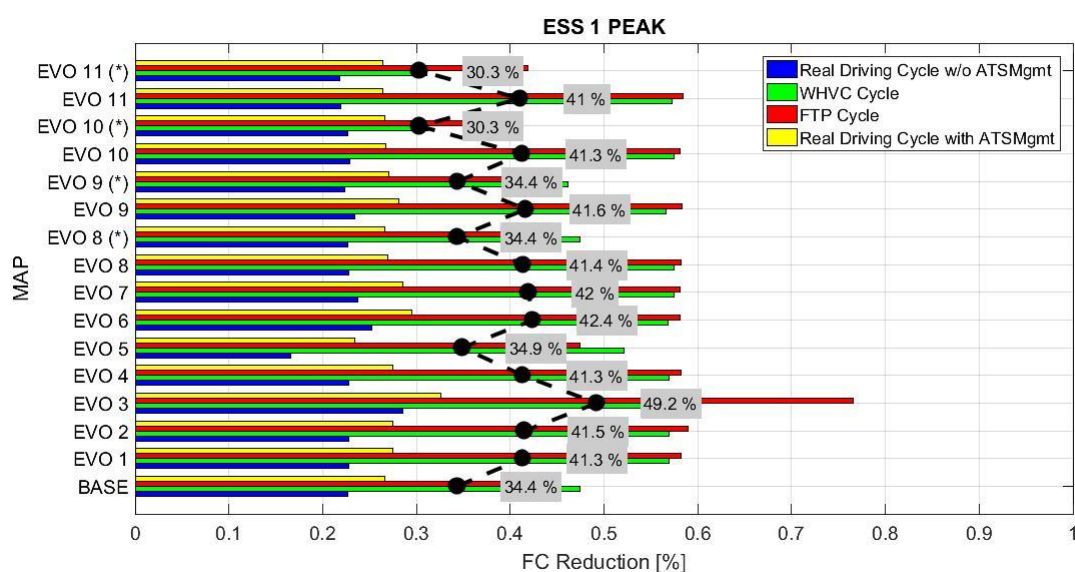


Figura 6.2 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 1 e gestione PEAK. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

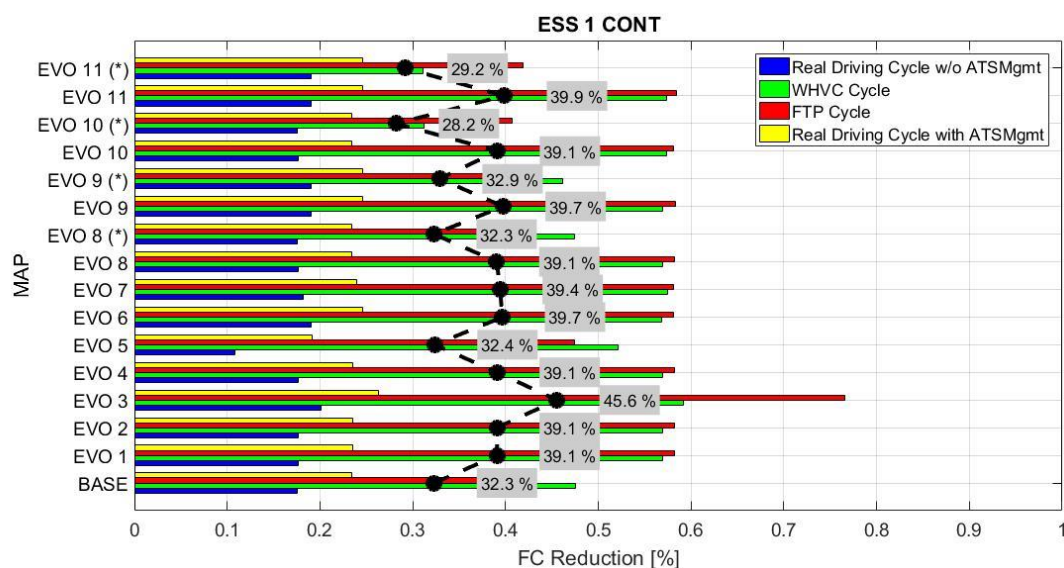


Figura 6.3 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 1 e gestione CONT. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

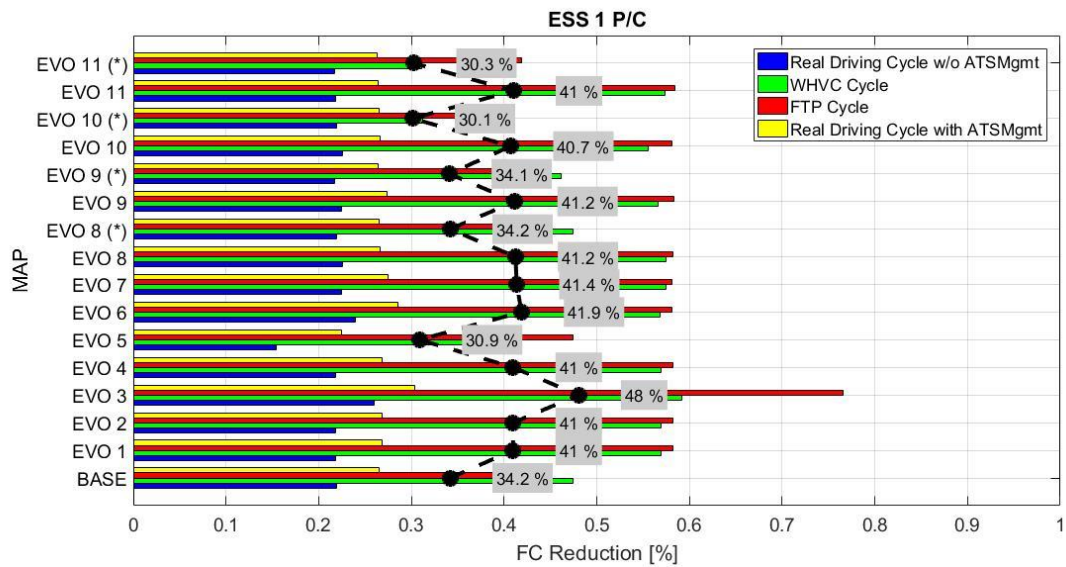


Figura 6.4 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 1 e gestione P/C. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

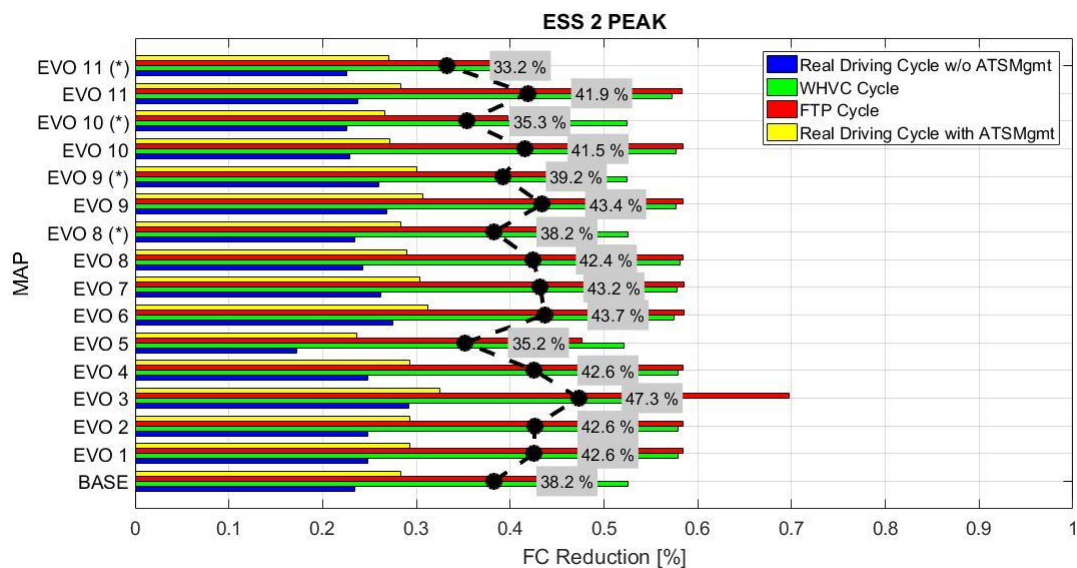


Figura 6.5 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 2 e gestione PEAK. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

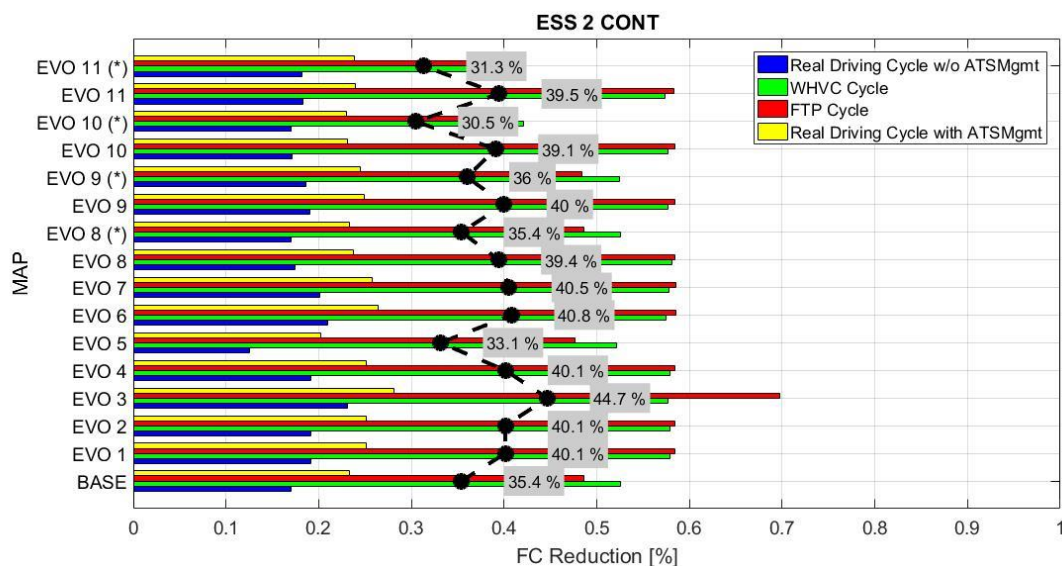


Figura 6.6 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 2 e gestione CONT. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

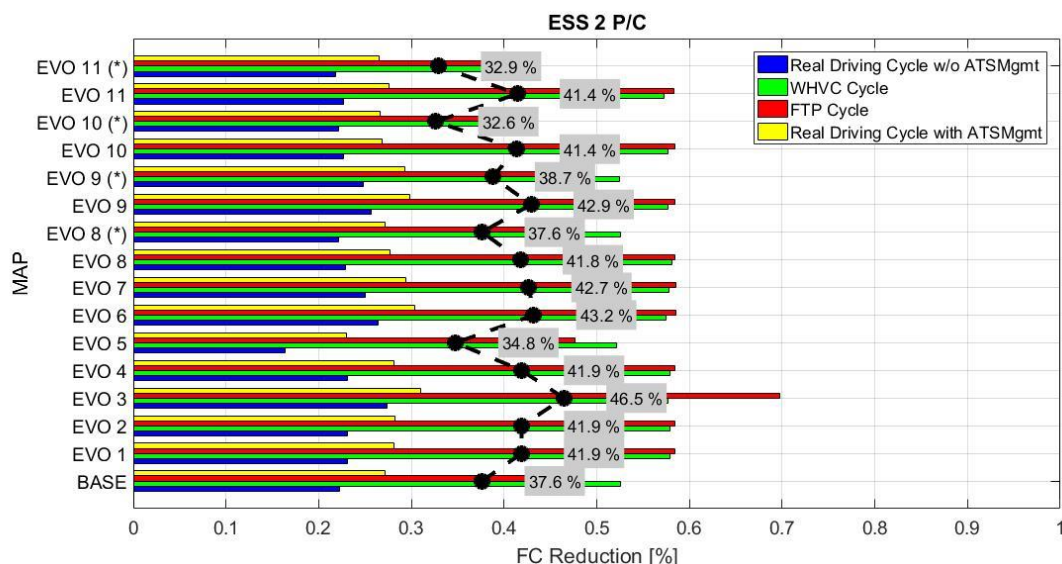


Figura 6.7 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 2 e gestione P/C. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Nei grafici esposti sono inoltre riportate le riduzioni del consumo di combustibile medie ottenute per ogni differente mappa: esse sono ricavate come media dei risultati ottenuti sui quattro cicli analizzati. Come si vede dalle analisi effettuate la gestione della potenza erogata dall'ESS determina sostanziali differenze solo nel caso in cui esso sia gestito in potenza nominale (CONT), come la logica suggerisce: permettendo all'ESS di erogare la sola potenza nominale, decisamente più bassa di quella di picco, essa diventa il *collo di bottiglia* di tutto il sistema HEV in quanto andrà a limitare anche la potenza erogabile dalla macchina elettrica. Al contrario non vi sono grandi discrepanze tra la gestione *PEAK* e la *P/C*: nella gestione *PEAK*, che eroga la sola potenza di picco, il *collo di bottiglia* diventa la potenza erogabile dalla macchina elettrica, sia essa di picco o nominale (soprattutto nel caso della nominale); nel caso di gestione *P/C* non vi sono sostanziali differenze in quanto sia l'ESS che la macchina elettrica

erogano di pari passo la potenza di picco e la nominale e conseguentemente il *collo di bottiglia* è la potenza minore erogabile dalle due.

In base alla riduzione di FC e di andamento dello stato di carica: sono state scelte le mappe migliori per poter valutare le prestazioni. Sono state prese in considerazione entrambe le variabili in quanto in un veicolo HEV è molto importante tenere lo stato di carica in un certo range (il range in cui si fa *Charge Sustaining*) e quindi non è possibile scegliere la giusta logica solo in base alla riduzione di consumo di combustibile: lo dimostra la Mappa EVO 3: dagli andamenti della riduzione di FC essa sembra essere la più performante ma, come dimostra la Figura 6.8, gli andamenti del SOC indicano che essa non riesce ad effettuare *Charge Sustaining*. Come risultato di tale analisi sono state scelte i due layout di mappe migliori che risultano, come precedentemente detto, la Mappa EVO 4 e la Mappa EVO 6; esse sono state utilizzate per lo studio delle mappe con ampio range di *Charge Sustaining* EVO 8, EVO 9, EVO 10 ed EVO 11.

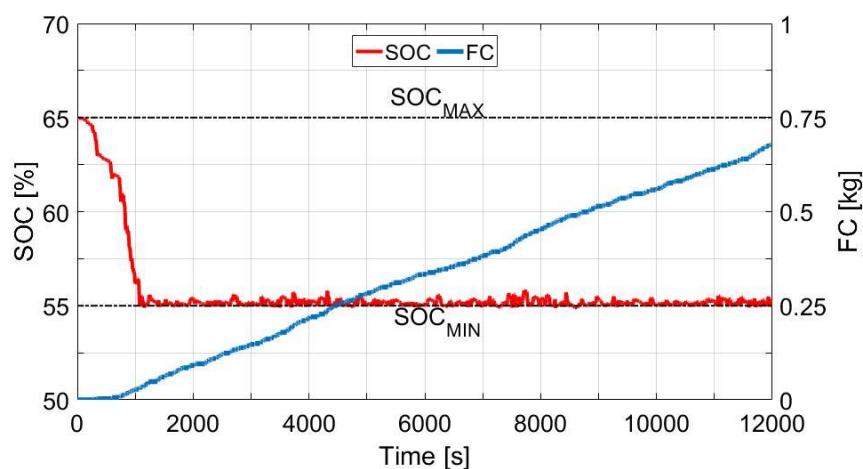


Figura 6.8 - Risultati in termini di FC e SOC per la Mappa EVO 3: come si vede dall'andamento del SOC non si riesce ad andare in modalità *charge sustaining*. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Le analisi effettuate sono state tutte eseguite con il solo sistema di Start & Stop in quanto dai risultati delle simulazioni si è visto che implementando la funzione di partenza assistita il consumo di combustibile aumentava in maniera critica a causa delle frequenti ripartenze che scaricavano completamente la batteria. I risultati delle prove con Start & Stop e con funzione di partenza assistita con Mappa EVO 4 e ESS 2 dotato di gestione PEAK sul Ciclo Guida Reale sono:

1. Start & Stop e partenza assistita con $V_{VEH-MIN} = 5 \text{ km/h}$: riduzione del consumo di combustibile pari al 17% circa;
2. Start & Stop e partenza assistita con $V_{VEH-MIN} = 2 \text{ km/h}$: riduzione del consumo di combustibile pari al 16% circa;
3. Start & Stop senza funzione di partenza assistita: riduzione del consumo di combustibile pari al 23 % circa.

Visti i risultati ottenuti viene implementata nella logica del modello la sola funzione di Start & Stop. La riduzione minore in termini di consumo di combustibile per i sistemi con funzione di partenza assistita rispetto al solo Start & Stop è imputabile al fatto che, a causa delle frequenti partenze da fermo, lo Stato di Carica di batteria tende ad abbassarsi verso il limite inferiore in maniera maggiore, portando come conseguenza una più frequente adozione della modalità *Battery Charging*.

Di seguito sono riportati gli andamenti caratterizzanti dei migliori risultati di FC e di SOC ottenuti con la relativa configurazione tra Mappa, ESS e gestione di esso: si tratta della configurazione dotata dell'ESS 2 con gestione *PEAK* e strategia RBC indicata dalla *Mappa EVO 4*. Essi sono confrontati con i risultati di FC del veicolo convenzionale sulle quattro missioni analizzate.

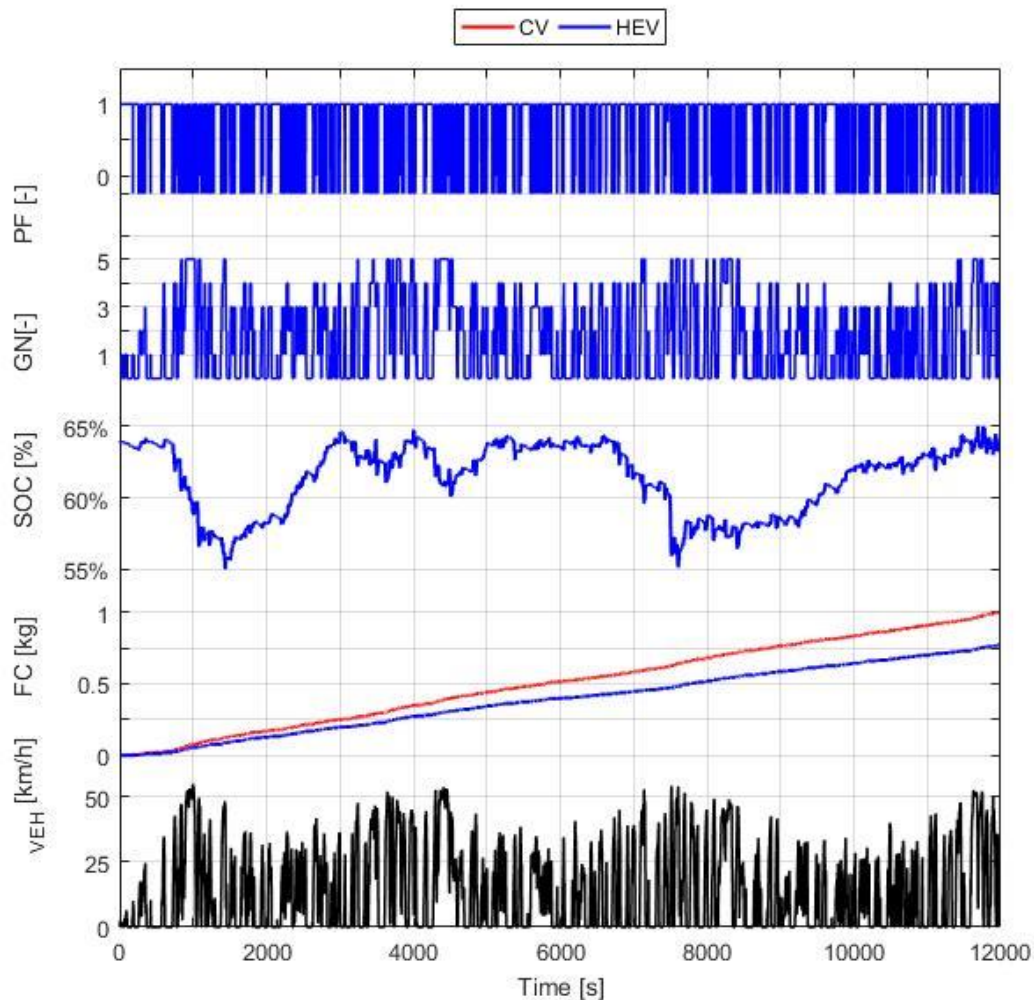


Figura 6.9 - Risultati del veicolo HEV equipaggiato con ESS 2, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO4" sul Ciclo Guida Reale. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che HEV) ed i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Nella Figura 6.9 sono riportati i risultati ottenuti sulla missione Ciclo Guida Reale per il veicolo HEV equipaggiato con ESS 2, dotato di strategia di controllo *Mappa EVO 4* senza gestione del sistema di post-trattamento. La **riduzione di consumo di combustibile** ottenuta si assesta al **23%** nonostante la mancanza di ottimizzazione della cambiata, *tool* assente in questo modello. Si noti come l'andamento dello Stato di Carica, compreso tra il 55% ed il 65%, rispecchi perfettamente l'andamento tipico della modalità Charge Sustaining (illustrata in Figura 3.3)

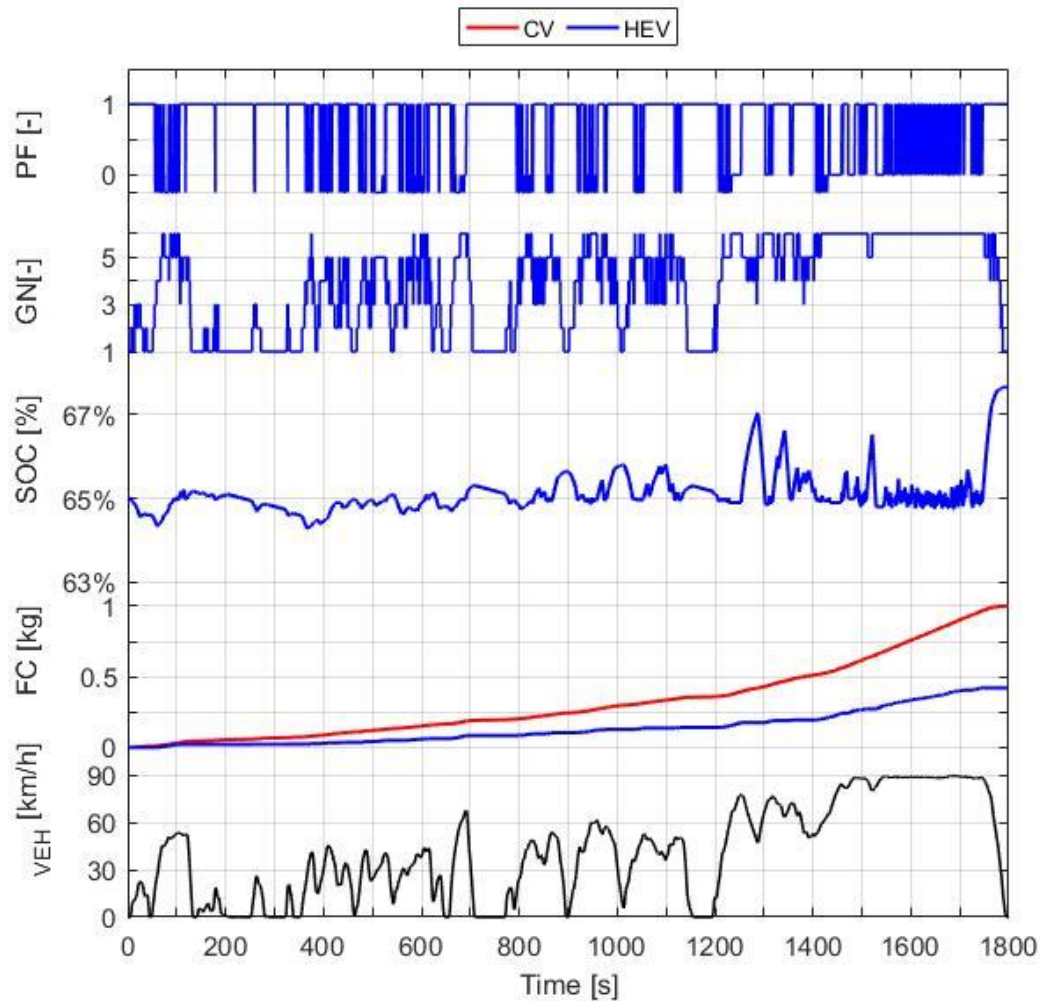


Figura 6.10 - Risultati del veicolo HEV equipaggiato con ESS 2, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO4" sul Ciclo WHVC. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che HEV) ed i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

In Figura 6.10 sono illustrati i risultati ottenuti sulla missione *WHVC* con il veicolo HEV equipaggiato con *ESS 2* e con strategia di controllo denominata *Mappa EVO 4*, senza gestione del sistema di post-trattamento. Si noti la potenzialità della **riduzione di consumo di combustibile**: si ottiene per questa missione una diminuzione del **57%** a fronte di un basso utilizzo dell'energia stoccata nel pacco batterie (ESS). Vista le frequenti fasi di frenata (identificabili nelle riduzioni di velocità) si possono apprezzare, durante queste fasi, come la frenata rigenerativa agisca sul SOC: in particolare negli intervalli di tempo che vanno tra $T \approx 1250s$ e $T \approx 1300s$ si ha una frenata che porta il SOC a quasi il 67%; a fine ciclo invece, la frenata che porta la velocità da 90km/h a veicolo fermo provoca una vistosa impennata del SOC:

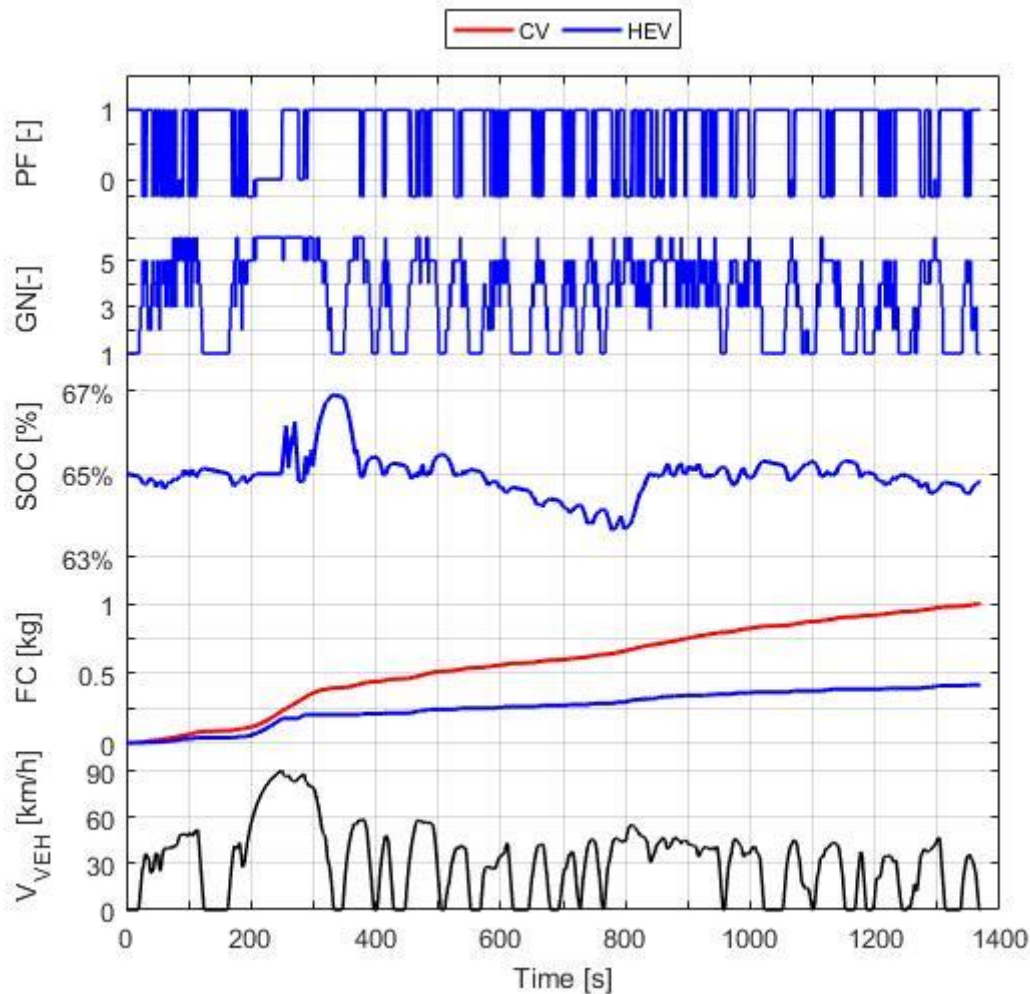


Figura 6.11 - Risultati del veicolo HEV equipaggiato con ESS 2, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO4" sul ciclo FTP. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che HEV) ed i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

In Figura 6.11 sono riportati i risultati del veicolo HEV dotato di ESS 2 ottenuti con la Mappa EVO 4 senza gestione del sistema di post-trattamento sul ciclo FTP. A fronte della brevità del ciclo è risultata una **riduzione del consumo di combustibile** pari al **55%** seppur la scarsa richiesta di energia all'ESS, come si può dedurre dalla bassa variazione dello Stato di Carica (si noti che l'intervallo rappresentato è del 4%). Come per l'analisi precedente anche qui si può apprezzare una fase di frenata rigenerativa: a partire da $T \approx 300s$ si ha una frenata che porta da una velocità di circa 80 km/h a 0 km/h da cui ne consegue un aumento del SOC di poco inferiore al 2%; si noti come in tale intervallo il Power Flow (PF) valga sempre 1, valore che indica la modalità di frenata rigenerativa (indica anche la modalità Puro Elettrico se si è in trazione, in questo caso però si è in frenata).

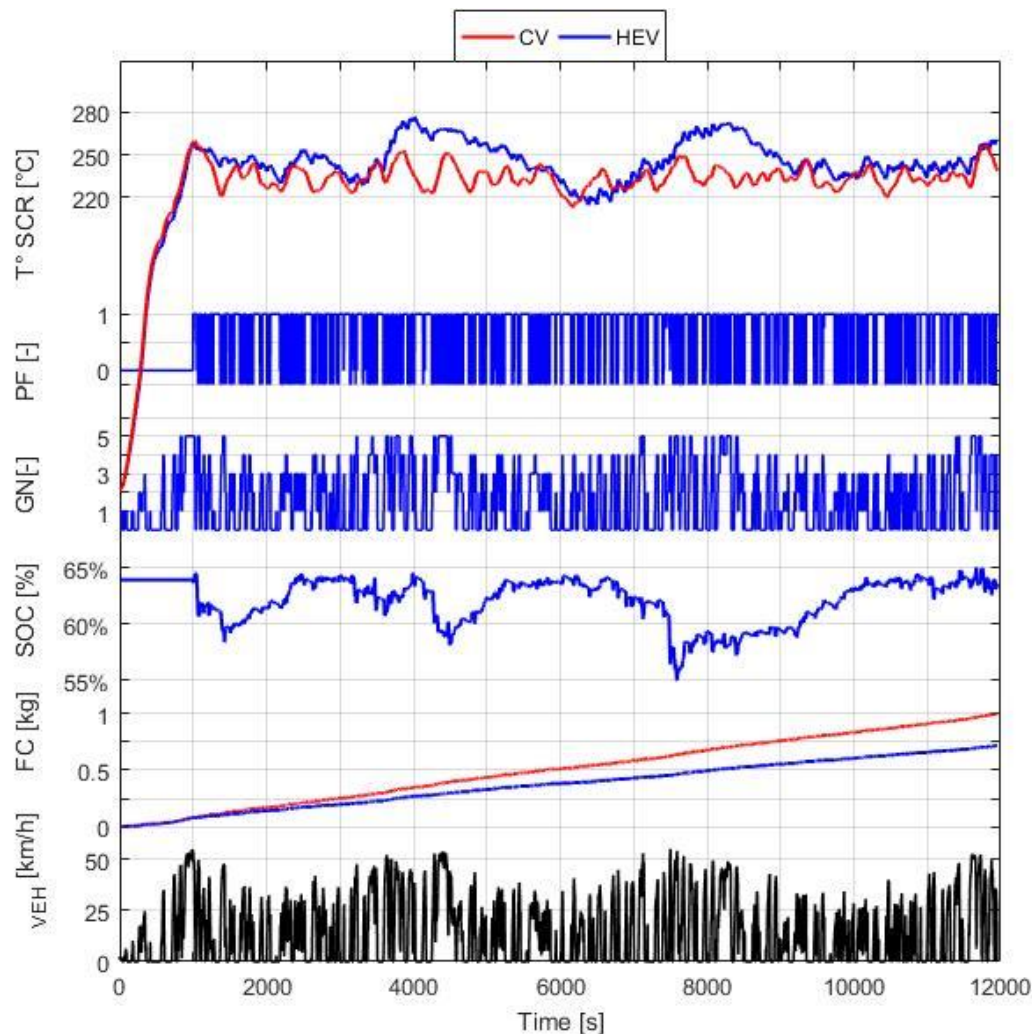


Figura 6.12 - Risultati del veicolo HEV equipaggiato con ESS 2, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO4" sul Ciclo Guida Reale con gestione del sistema di post-trattamento. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che HEV), i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF) e l'andamento della Temperatura dell'SCR (T° SCR). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

In ultimo, in Figura 6.12 sono riportati i risultati ottenuti sulla missione Ciclo Guida Reale per il veicolo HEV, equipaggiato con ESS 2, strategia di controllo Mappa EVO 4 e con gestione del sistema di post-trattamento: è qui rappresentato infatti anche l'andamento della temperatura dell'SCR. La **riduzione di consumo di combustibile** è qui del **26,8%**, un buon risultato considerando anche il fatto che per i primi 1000 secondi circa il veicolo funziona in modalità Puro Termico (PT) al fine di riscaldare velocemente la linea di scarico e ottenere una buona efficienza, come si può notare dal Power Flow (PF) sempre a 0 (valore che identifica la modalità Puro Termico) e dal SOC costante al 65%. Anche qua, come in Figura 6.9, è apprezzabile l'andamento dello Stato di Carica che identifica la modalità Charge Sustaining. Per quanto riguarda l'andamento della temperatura dell'SCR è però presente una nota negativa: si noti come esso non rimanga nella finestra ottimale di temperatura come succede per quello del veicolo convenzionale (CV) ma abbia dei picchi che sfiorano i 270/280 °C. Questo suggerisce che la gestione del sistema di post-trattamento sviluppata per il veicolo convenzionale, unita alla strategia di controllo del veicolo HEV identificata dalle mappe Potenza richiesta vs SOC (Figura 6.1), non riescono a soddisfare le richieste della linea di scarico. Sarà quindi necessario sviluppare una gestione ottimale per il veicolo HEV in un'analisi successiva a questa tesi.

6.2.1 Valutazione della perdita di temperatura della linea di scarico nel funzionamento in modalità Puro Elettrico PE

A causa della mancanza di dati riguardo all'inerzia termica delle componenti di scarico sono state arbitrariamente scelte tre differenti perdite di temperatura delle componenti di scarico, più o meno aggressive. Esse sono rispettivamente pari a $-0,1^{\circ}\text{C/s}$, $-0,2^{\circ}\text{C/s}$ e $-0,3^{\circ}\text{C/s}$. I risultati, in termini di andamento della temperatura dell'SCR, sono riportati nelle figure qui di seguito. Come risultato di tale analisi è stato scelto di utilizzare in tutte le analisi i cui risultati sono stati precedentemente proposti dotate di gestione del sistema di post-trattamento una perdita di temperatura di $-0,1^{\circ}\text{C/s}$.

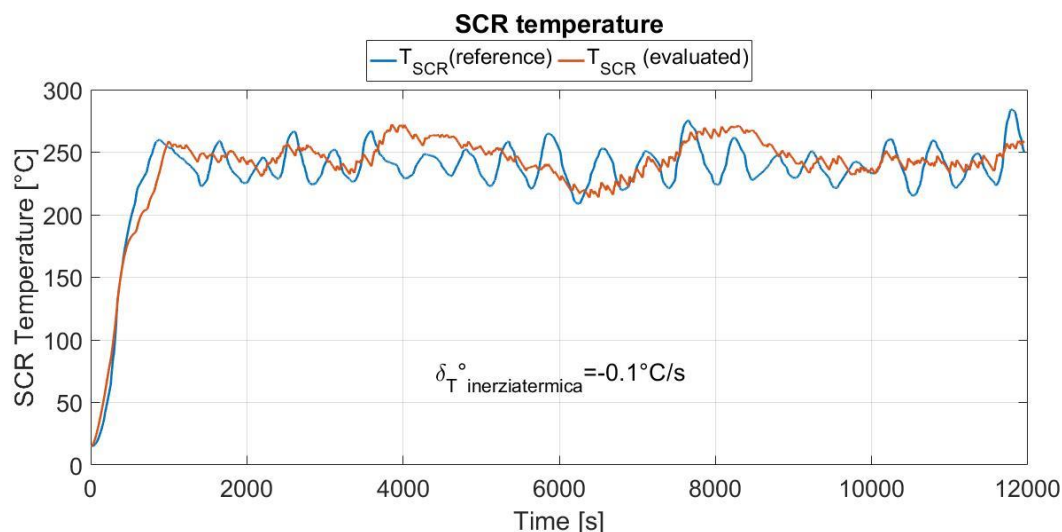


Figura 6.13 - Andamento di temperatura dell'SCR per il veicolo HEV analizzato sulla missione Ciclo Guida Reale (evaluated) confrontato con il profilo a cui ci si riferisce (reference) per una perdita di temperatura pari a $-0,1^{\circ}\text{C/s}$.

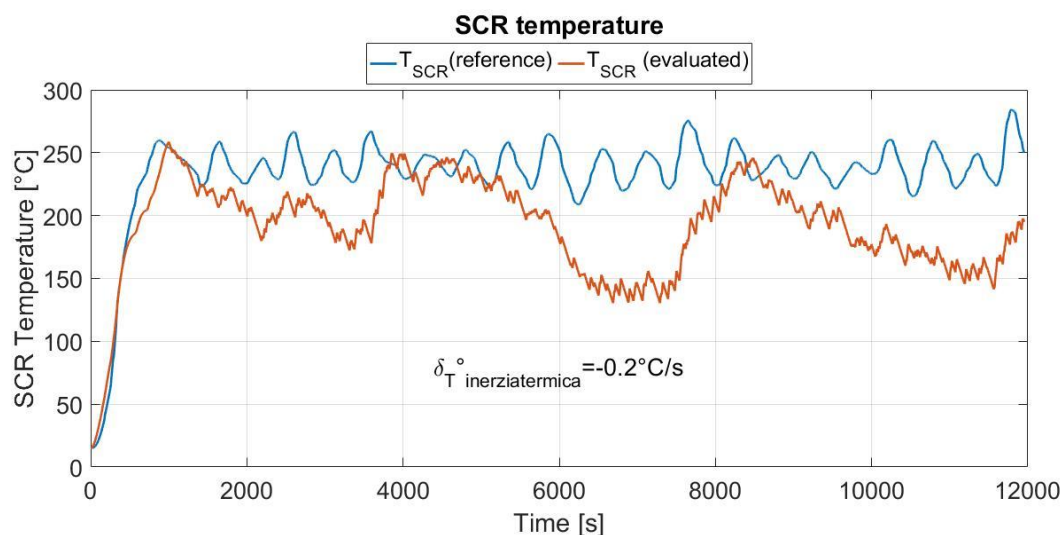


Figura 6.14 - Andamento di temperatura dell'SCR per il veicolo HEV analizzato sulla missione Ciclo Guida Reale (evaluated) confrontato con il profilo a cui ci si riferisce (reference) per una perdita di temperatura pari a $-0,2^{\circ}\text{C/s}$.

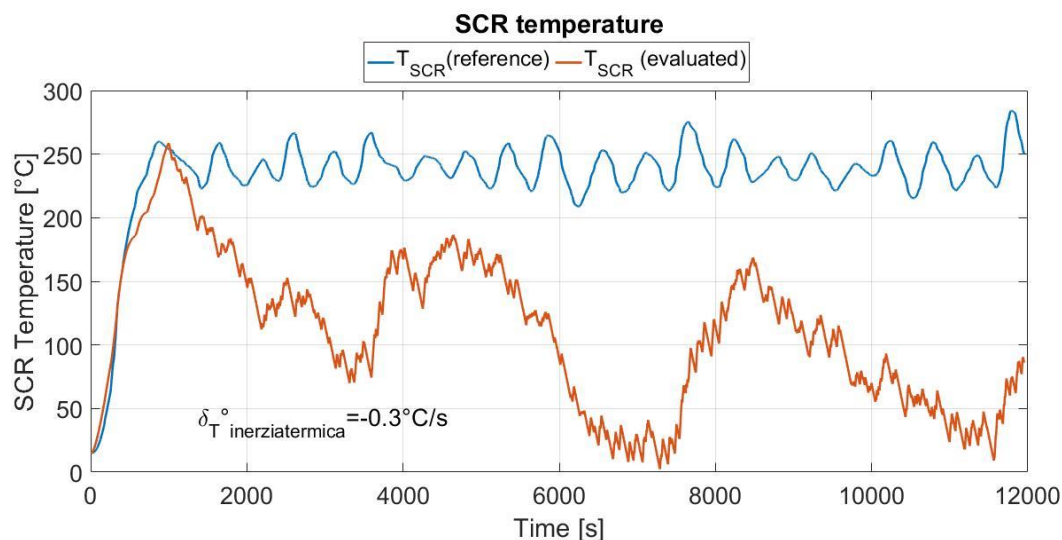


Figura 6.15 - Andamento di temperatura dell'SCR per il veicolo HEV analizzato sulla missione Ciclo Guida Reale (evaluated) confrontato con il profilo a cui ci si riferisce (reference) per una perdita di temperatura pari a -0.3°C/s .

6.2.2 Risultati veicolo HEV P2 con ESS non completamente carico

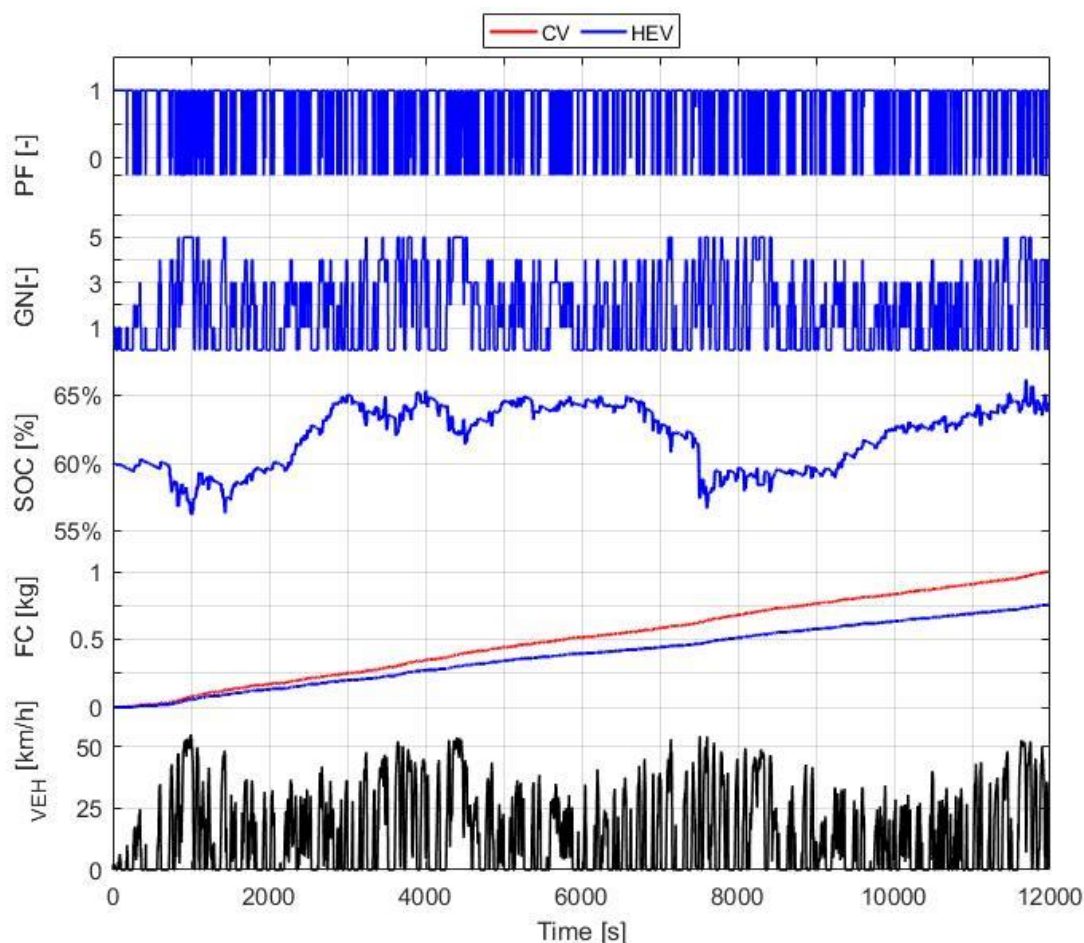


Figura 6.16 - Risultati del veicolo HEV con SOC iniziale pari al 60%, equipaggiato con ESS 2, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO4" sul Ciclo Guida Reale. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che HEV) ed i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

In ultimo vengono riportati i risultati delle analisi effettuate al fine di valutare le prestazioni del veicolo ibrido HEV -sempre equipaggiato con *ESS 2* gestito con logica *PEAK* e strategia RBC denominata *Mappa EVO 4*- che parte con uno Stato di Carica iniziale (SOC_0) non completamente carico. Sono stati analizzati due scenari: il primo prevede la partenza del veicolo HEV con un ESS parzialmente scarico ($SOC_0 = 60\%$); il secondo invece prevede una partenza Stato di Carica al limite inferiore consentito (per la mappa in esame $SOC_0 = 55\%$).

In Figura 6.16 sono riportati i risultati della prima analisi, caratterizzata dallo Stato di carica iniziale pari al 60%. Come si può rilevare la **riduzione di consumo di combustibile** ottenuta è pari al **24,4%**.

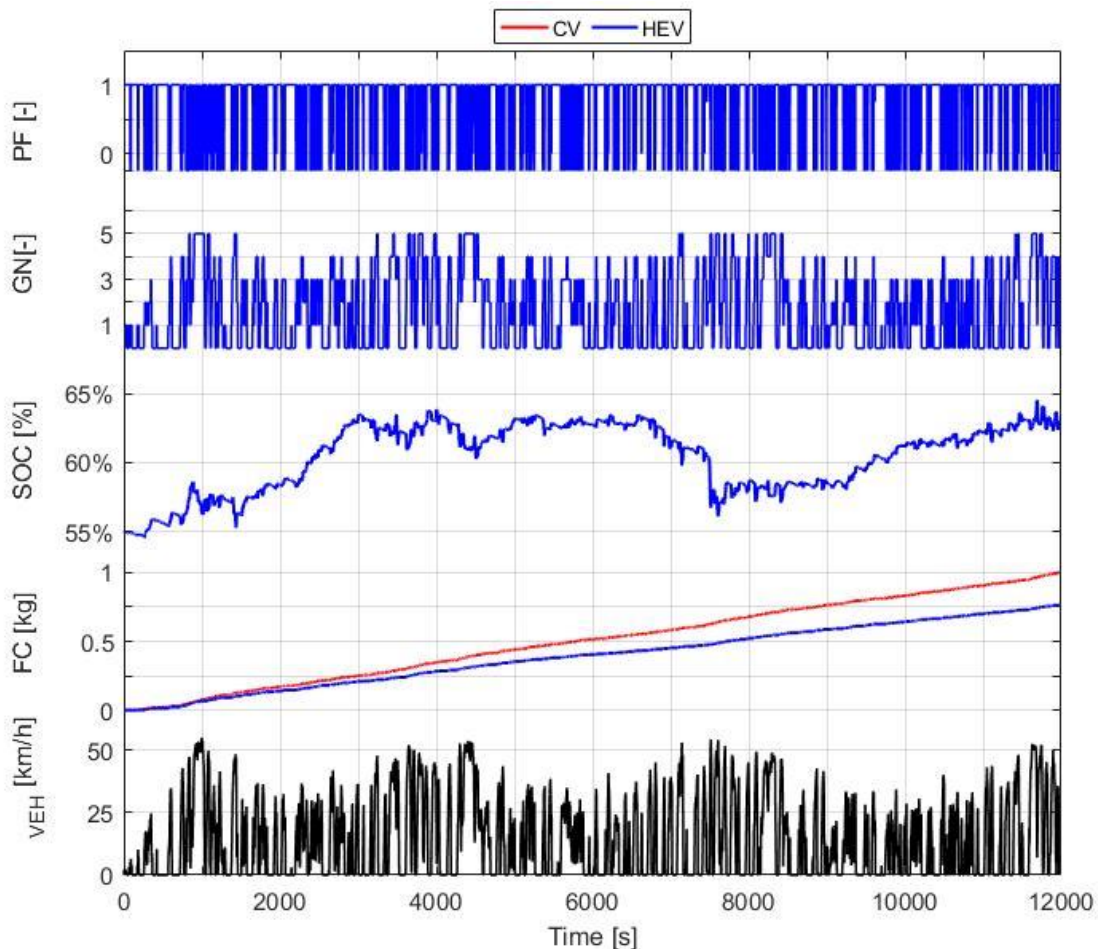


Figura 6.17 - Risultati del veicolo HEV con SOC iniziale pari al 55%, equipaggiato con ESS 2, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO4" sul Ciclo Guida Reale. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che HEV) ed i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

In Figura 6.17 sono infine riportati i risultati ottenuti per il veicolo HEV partendo con Stato di carica iniziale pari al 55%, cioè pari al limite inferiore di SOC utilizzabile dalla powertrain. Ne è risultata una **riduzione di consumo di combustibile** pari al **23,4%**. Si precisa che per entrambe le analisi qui effettuate il consumo di combustibile ottenuto è inferiore alla missione effettuato con Stato di Carica iniziale del 65%, riportata in Figura 6.9, la cui riduzione di consumo di combustibile del 23%. Si evidenzia infine il fatto che per entrambe le analisi la modalità con cui l'ESS viene sottoposto ai cicli di carica/scarica continua a rispecchiare il *Charge Sustaining*.

7 Risultati Veicolo Ibrido Elettrico Plug-In PHEV

Il presente capitolo viene redatto al fine di presentare i risultati ottenuti nelle simulazioni del veicolo ibrido elettrico Plug-In PHEV, effettuate con il presente modello che è stato validato nel capitolo 5.

7.1 Analisi effettuate

Come effettuato per il veicolo HEV, i cui risultati sono illustrati nel Capitolo 6, anche per il veicolo PHEV sono diverse le variabili prese in considerazione: a partire dalle mappe che identificano la strategia di controllo RBC, si sono dapprima valutate le prestazioni del sistema Start & Stop; in seguito si sono valutate le differenti prestazioni ottenute in base alla gestione della logica di controllo degli ESS e, visto che il veicolo PHEV gestisce lo Stato di Carica in modalità *Charge Depleting*, si sono analizzati degli scenari in cui a inizio missione il SOC non sia uguale al 100%, cioè delle partenze della missione con batteria non completamente carica.

7.1.1 Analisi riguardo alle prestazioni del sistema di Start & Stop

Come per il veicolo HEV, anche in questo caso si sono valutate le prestazioni del veicolo dotato di sistema Start & Stop con e senza implementazione della partenza assistita. La funzione di partenza assistita è quella funzione che permette al veicolo di funzionare, al di sotto di una determinata velocità, in modalità Puro Elettrico (*PE*). Tale velocità è determinata dalla velocità del minimo regime del motore a combustione interna: essa è rapportata, mediante la marcia più bassa, alla velocità delle ruote e convertita in velocità veicolo mediante la seguente formula:

$$V_{VEH-MIN} = \frac{\omega_{IDLE}}{\tau_{GEAR\ 1} \cdot \tau_{FD}} \cdot R_{WH} \quad (7.1)$$

Dove $V_{VEH-MIN}$ è la minima velocità veicolo in cui il motore a combustione interna può fornire potenza necessaria alla trazione, ω_{IDLE} è il regime di minimo del motore a combustione interna, $\tau_{GEAR\ 1}$ e τ_{FD} sono i rapporti di trasmissione della prima marcia e del differenziale e R_{WH} è il raggio ruota. Per il veicolo in esame ne risulta una velocità di circa 5 km/h.

Anche nel caso del veicolo PHEV sono stati analizzati tre scenari al fine di valutarne le prestazioni:

1. Analisi della funzione Start & Stop con funzione di partenza assistita e $V_{VEH-MIN} = 5\ km/h$
2. Analisi della funzione Start & Stop con funzione di partenza assistita a bassa aggressività, con $V_{VEH-MIN} = 2\ km/h$
3. Analisi della sola funzione di Start & Stop.

I risultati di tali analisi saranno riportati nel paragrafo 7.2.

7.1.2 Analisi riguardo le diverse strategie RBC esaminate

La strategia di controllo RBC rappresenta, come per il veicolo HEV, il fulcro della gestione della powertrain ibrida del veicolo PHEV. Essa è modellizzata in una mappa discretizzata in funzione dello stato di carica SOC e della potenza richiesta alla powertrain P_{DEM} , come riportato in figura: interpolando su questa essa restituisce il Power Flow ottimale in base alle condizioni istantanee della powertrain. In base a tale Power Flow verranno determinate le richieste di coppia alle singole componenti (motore a combustione interna e motore elettrico) secondo le regole riportate nel paragrafo 4.3.2.

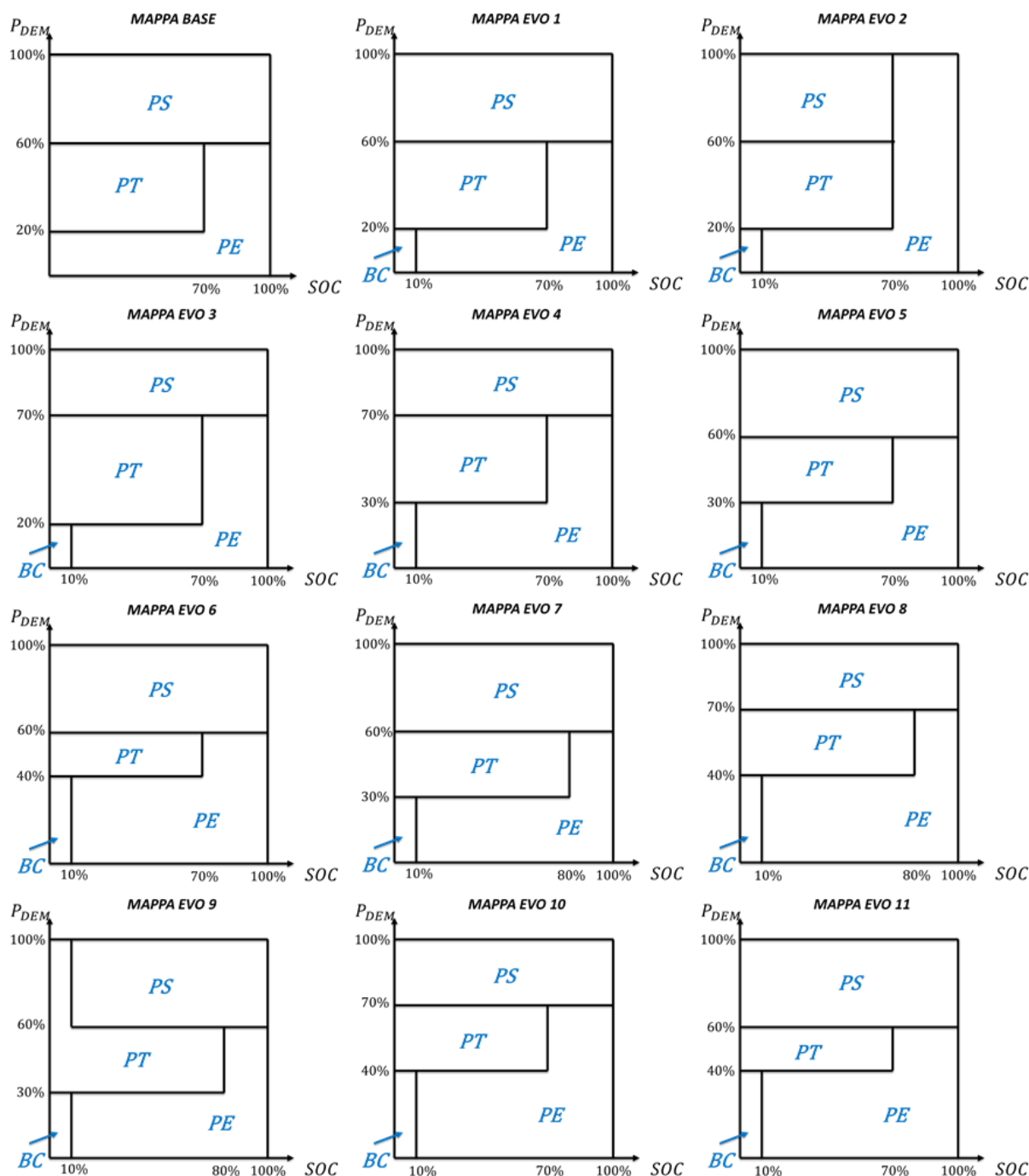


Figura 7.1 - Strategie di funzionamento studiate per il veicolo ibrido elettrico PHEV. In ascissa è presente lo stato di carica della batteria SOC ed in ordinata la potenza richiesta alla powertrain P_{DEM} . All'interno della mappa sono discretizzate diverse aree che identificano il Power Flow PF da utilizzare in base alle condizioni del SOC e delle richieste: PT indica la modalità in Puro Termico, PE quella Puro Elettrico, PS in Power Split e BC quella di Battery Charging.

La base di partenza è stata la *Mappa Base*, studiata in un precedente progetto, da cui si è partiti con lo studio di diverse evoluzioni al fine di trovare dei buoni compromessi in termini di riduzione del consumo di combustibile e di utilizzo dell'energia stoccata nella batteria. Si è tenuto conto nella discretizzazione dell'ascissa, che rappresenta il *SOC*, della modalità di scarica dell'*ESS* con funzione in *Charge Depleting* mentre, per quanto riguarda l'ordinata, si sono studiate zone di rendimento del motore a combustione interna in modo da farlo lavorare al meglio, cioè nelle zone di alto rendimento. Si sono ricavate undici mappe figlie dell'evoluzione della *Mappa Base* e, scelta la migliore tra esse, si sono scelti poi tre differenti Stati di Carica della batteria al momento della partenza (SOC_0) al fine di valutare le prestazioni ottenute in caso di batteria non completamente carica alla partenza della missione. Essi sono:

1. *ESS* completamente carico: $SOC_0 = 100 \%$
2. *ESS* leggermente scarico: $SOC_0 = 80 \%$
3. *ESS* mediamente scarico: $SOC_0 = 60 \%$

7.1.3 Analisi riguardo alla gestione della potenza erogabile dall'*ESS*

Come per il veicolo HEV, anche per il veicolo ibrido elettrico Plug-In PHEV sono state studiate tre differenti logiche di controllo della potenza erogabile (sia in carica che in scarica) dall'*ESS*. Si è reso necessario lo studio di tutte e tre le configurazioni in quanto il committente del progetto, che ha fornito anche i dati dei due diversi *ESS*, non ha specificato le logiche di gestione. Esse sono:

1. **PEAK:** l'*ESS* viene gestito in modo da erogare continuamente, sia nelle fasi di carica che in quelle di scarica, la potenza di picco. Essa è ricavata mediante interpolazione in funzione del *SOC* dalle caratteristiche riportate in Figura 3.7 e Figura 3.8;
2. **CONT:** la gestione dell'*ESS* gli consente di erogare la sola potenza nominale, ricavata in funzione del *SOC* dalle caratteristiche sopra menzionate;
3. **P/C:** viene erogata dall'*ESS* sia la potenza nominale che la potenza di picco a seconda della potenza erogata dalla macchina elettrica: in questa particolare se la macchina elettrica eroga la potenza di picco (nominale) la batteria sarà in grado per tutta risposta di erogare la potenza di picco (nominale).

7.1.4 Analisi del veicolo PHEV P2 con gestione del sistema di Post-trattamento

L'ultima variabile oggetto di analisi è stata la presenza, o l'assenza, della gestione del sistema di post-trattamento anche nel veicolo ibrido elettrico Plug-In PHEV.

Come per il veicolo ibrido HEV si è ipotizzata una partenza del veicolo in modalità Puro Termico (*PT*) fino al raggiungimento dell'effettivo riscaldamento dell'*SCR* al fine di portare l'efficienza della linea di scarico ad un buon livello; questo è possibile grazie all'implementazione di una regola di backup. Come scelto per il veicolo ibrido HEV si è scelta di utilizzare una perdita di temperatura delle componenti della linea di scarico (rappresentativa della loro inerzia termica), nel caso di motore a combustione spento, di $-0.1 \text{ }^\circ\text{C/s}$, al fine di simulare la perdita di temperatura dovuta alla mancanza di gas di scarico caldi emessi dal motore. Come sarà possibile vedere nei risultati la semplice logica di gestione del sistema di Post-trattamento prevista per il veicolo convenzionale non è sufficiente a mantenere la temperatura dell'*SCR* in un range ottimale; sarà quindi necessario in un futuro sviluppo del progetto provvedere allo studio di una logica che restituisca le giuste prestazioni del sistema.

7.2 Risultati veicolo PHEV P2

Sono riportati di seguito i risultati ottenuti sui quattro cicli analizzati (i primi tre -Ciclo Guida Reale, Ciclo WHVC e Ciclo FTP- senza gestione del sistema di post-trattamento seguiti poi da un Ciclo Guida Reale con gestione del sistema di post-trattamento) in termini di riduzione del consumo di combustibile (FC -Fuel Consumption- Reduction) per il veicolo PHEV usando le diverse strategie di controllo dell'ESS illustrate nel paragrafo 7.1.3. Si noti come rispetto a veicolo ibrido elettrico HEV, le cui riduzioni di consumo medio si attestavano intorno al 35/40% grazie al layout Plug-In ed alla modalità di utilizzo dell'energia stoccata in batteria (Charge Depleting) qui si riescano ad ottenere riduzioni di consumo medie nell'intorno del 60/70%, con picchi che raggiungono ed oltrepassano il 75%.

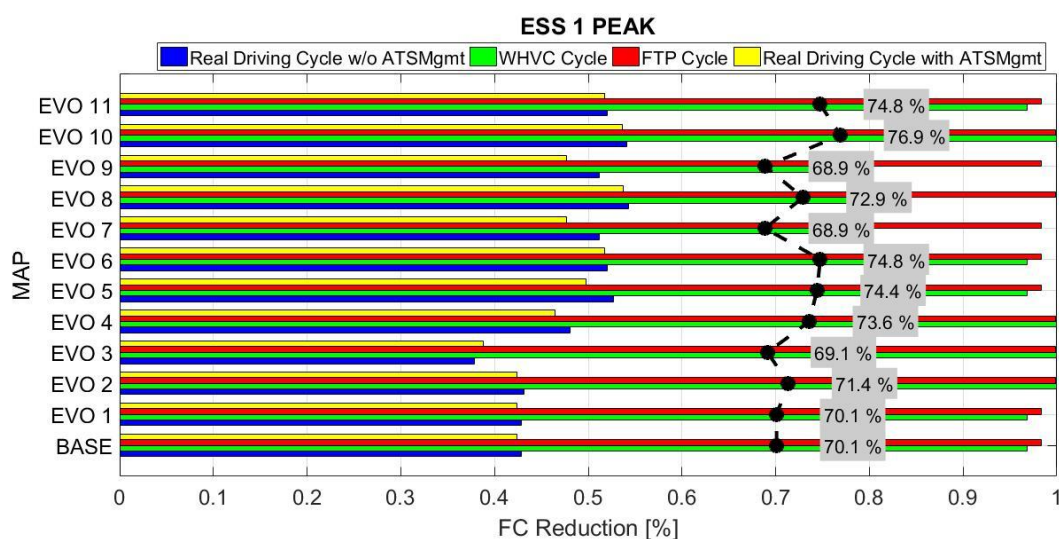


Figura 7.2 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 1 e gestione PEAK. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

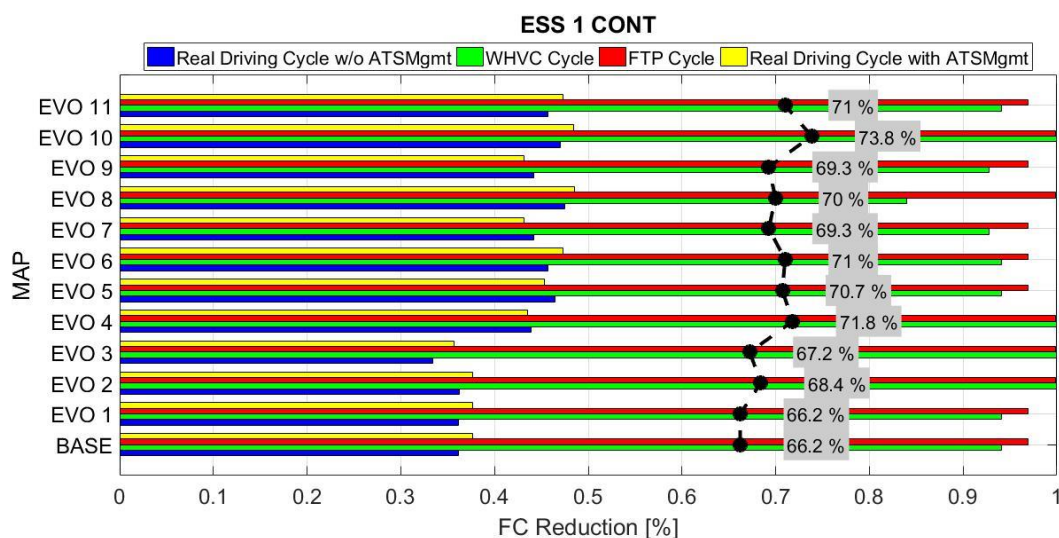


Figura 7.3 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 1 e gestione CONT. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

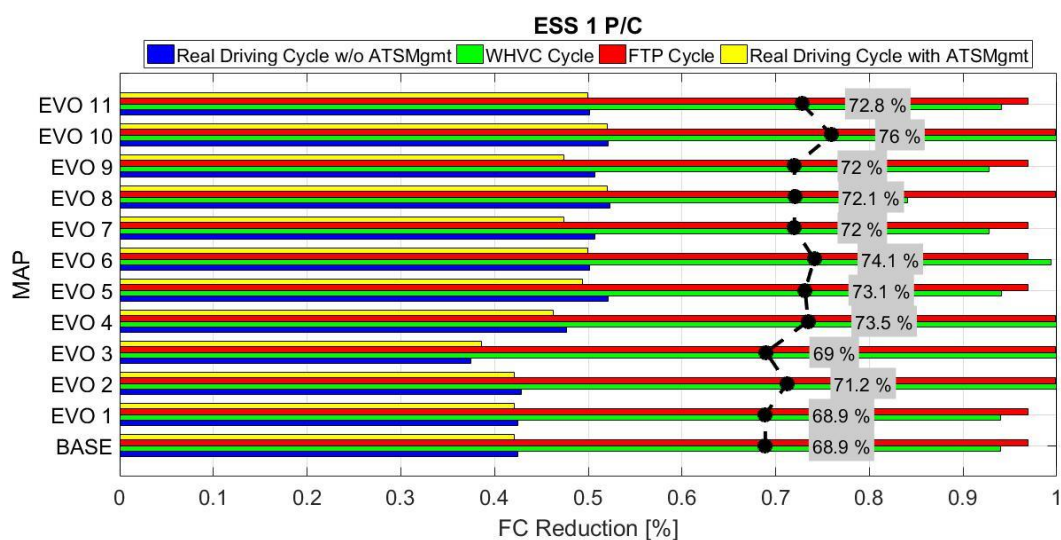


Figura 7.4 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 1 e gestione P/C. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

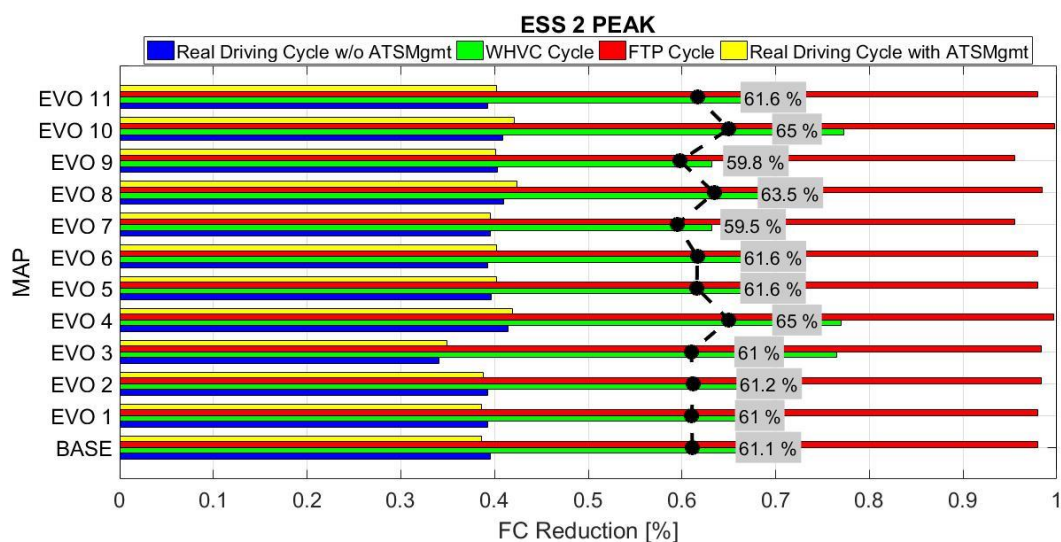


Figura 7.5 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 2 e gestione PEAK. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

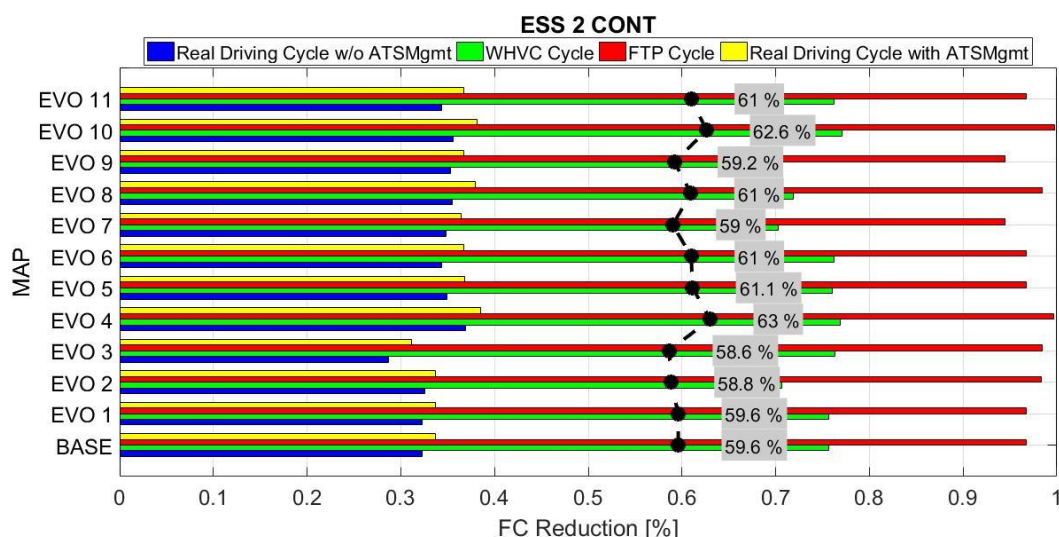


Figura 7.6 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 2 e gestione CONT. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

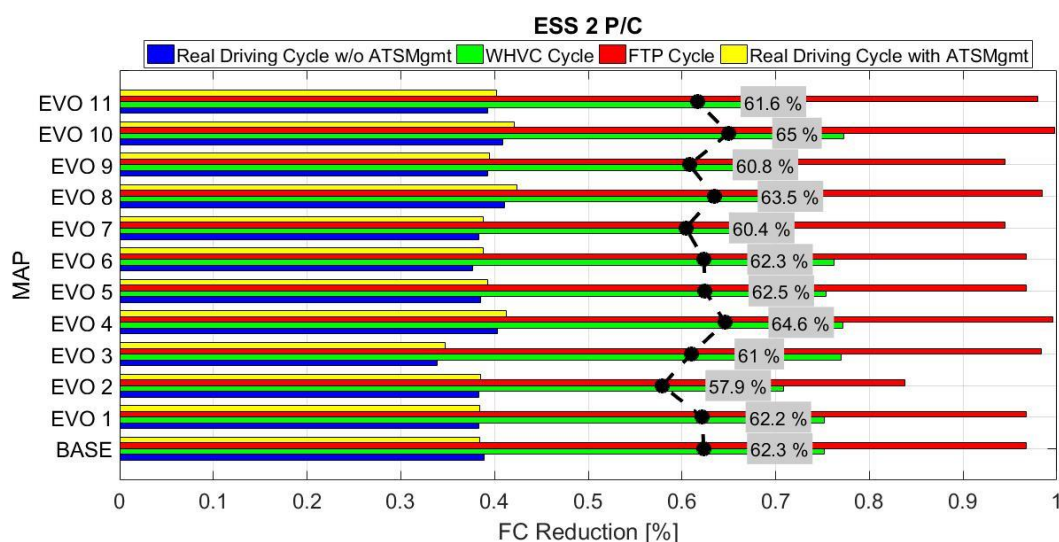


Figura 7.7 - Risultati in termini di riduzione di FC ottenuti con ESS 2 e gestione P/C. I risultati sono normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Come si può dedurre dai risultati ottenuti nel caso di veicolo PHEV il pacco batterie migliore si identifica nell'ESS 1: a causa della potenza inferiore all'ESS 2 esso diventa il *collo di bottiglia* della parte elettrica della powertrain, limitando la potenza erogabile dalla macchina elettrica. Il pregio di questo per sta nel richiedere meno energia all'ESS che, di fatto, scarica meno la batteria e permette di avere un range più elevato di funzionamento in modalità ibrida. Si può inoltre dedurre che le prestazioni della riduzione di consumi sono strettamente correlate alla gestione dell'erogazione di potenza del pacco batteria. Al fine quindi di trovare la logica migliore si è reso necessario analizzare l'andamento dello Stato di Carica SOC. Come osservabile in Figura 7.8 – Andamento dello Stato di Carica SOC ottenuto sulla missione Ciclo Guida Reale senza gestione del sistema di post-trattamento per i due ESS in esame gestiti con le logiche PEAK, CONT e P/N., ove sono riportati gli andamenti dello Stato di Carica ottenuti simulando il veicolo PHEV dotato della strategia identificata come *Mappa EVO 10* sulla missione *Ciclo Guida Reale*, i risultati migliori sono ottenuti con il pacco batteria ESS 1: si noti come, per ogni gestione della potenza erogata (sia essa PEAK, CONT e P/C), la durata della

batteria sia maggiore di 8500 secondi, durata notevolmente migliore di quella dell'ESS 2 che si ferma intorno ai 5000 secondi. Traducendo le durate in termini di tempo ottenute in distanze si ottiene che la durata dell'ESS 1, nell'intorno degli 8500 secondi, corrisponde a circa 35 km mentre quella dell'ESS 2, che si ferma ai 5000 secondi circa, corrisponde a una distanza percorsa che si attesta intorno ai 20 km.

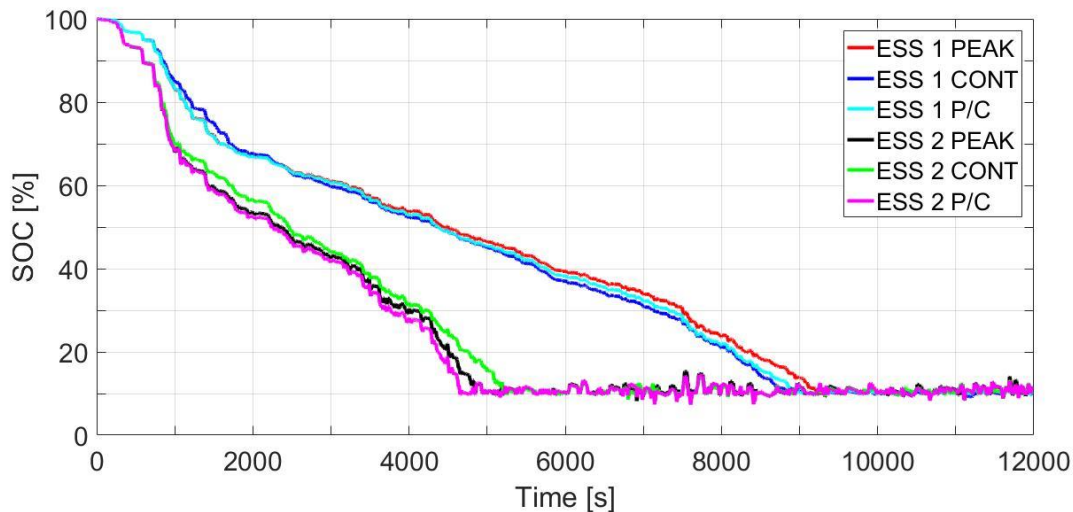


Figura 7.8 – Andamento dello Stato di Carica SOC ottenuto sulla missione Ciclo Guida Reale senza gestione del sistema di post-trattamento per i due ESS in esame gestiti con le logiche PEAK, CONT e P/N.

Visti i risultati ottenuti nelle analisi finora illustrate si è scelta, ai fini di poter confrontare le potenzialità del veicolo ibrido elettrico Plug-In PHEV con i risultati ottenuti per il veicolo convenzionale, l'adozione dell'ESS 1 controllato con strategia PEAK e la strategia di controllo RBC denominata *Mappa Evo 10*. Per quanto riguarda i risultati ottenuti nell'analisi dell'implementazione della strategia Start & Stop con e senza funzione di partenza assistita, con la presente configurazione si sono trovate delle riduzioni di combustibile sulla missione *Ciclo Guida Reale* pari a:

1. Start & Stop e partenza assistita con $V_{VEH-MIN} = 5 \text{ km/h}$: riduzione del consumo di combustibile pari al 54 % circa;
2. Start & Stop e partenza assistita con $V_{VEH-MIN} = 2 \text{ km/h}$: riduzione del consumo di combustibile pari al 54% circa;
3. Start & Stop senza funzione di partenza assistita: riduzione del consumo di combustibile pari al 54 % circa.

Come si può notare l'implementazione della funzione di partenza assistita non ha praticamente influenza sulle prestazioni del veicolo ibrido elettrico Plug-In PHEV. Al fine di una comparazione dei risultati il più omogenea possibile tra i veicoli HEV e PHEV si è quindi scelto di utilizzare la sola funzione di Start & Stop (come adottato per il veicolo HEV ed illustrato nel paragrafo 6.2)

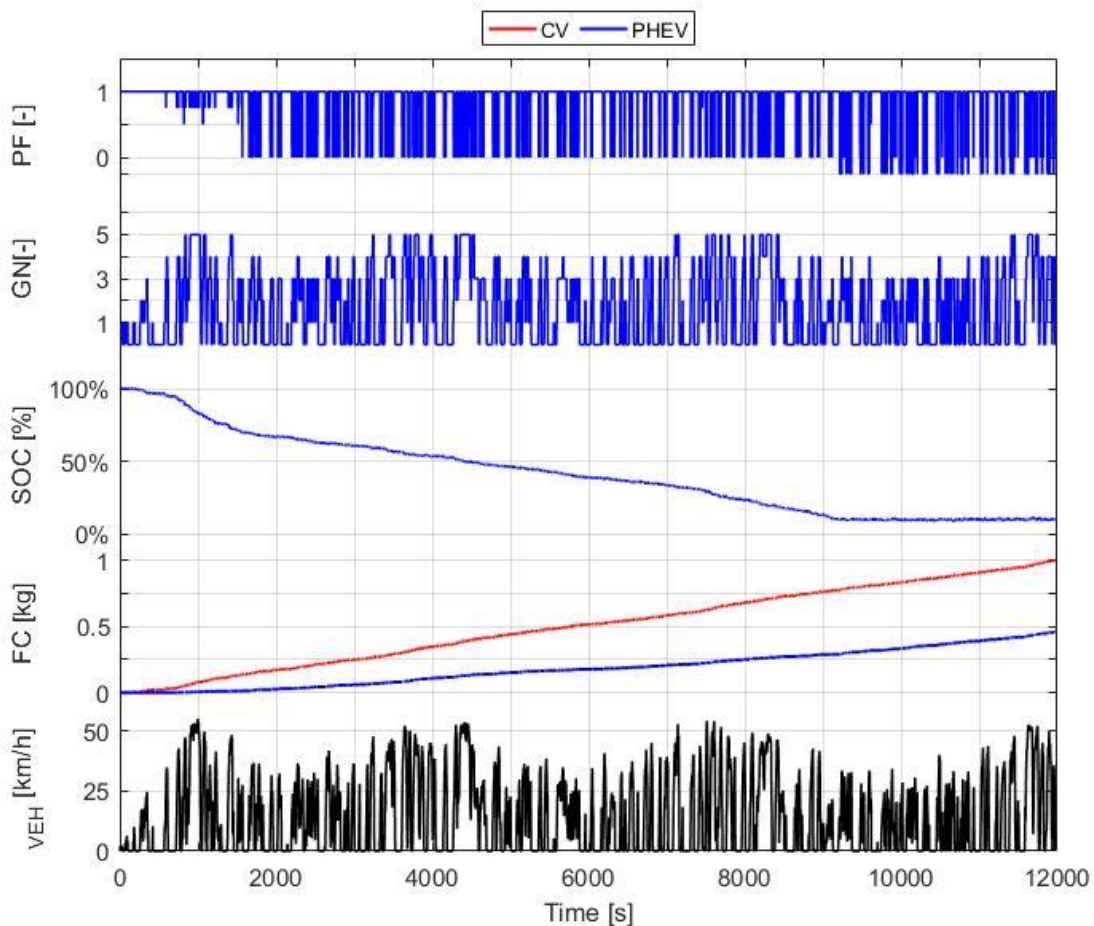


Figura 7.9 - Risultati del veicolo PHEV equipaggiato con ESS 1, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO 10" sul Ciclo Guida Reale. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che PHEV) ed i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

In Figura 7.9 sono riportati i principali risultati ottenuti nel simulare il veicolo ibrido elettrico Plug-In PHEV, equipaggiato con ESS 1 gestito con logica *PEAK* e strategia di controllo RBC denominata *Mappa EVO 10*, sulla missione *Ciclo Guida Reale*. Come si può osservare la **riduzione del consumo di combustibile** rispetto a quanto ottenuto con il veicolo convenzionale sia del **54,1 %**, risultato degno di nota considerando la lunghezza della missione. Si noti inoltre come lo Stato di Carica *SOC* riproduca perfettamente l'andamento in *Charge Depleting*, con una durata dell'ESS che supera i 9000 secondi che, tradotti in distanza chilometrica, corrispondono a più di 35 km. È di fatti la durata così estesa che permette una riduzione del consumo di combustibile così alta. Si ricorda inoltre che, come avveniva per il veicolo HEV a causa della mancanza di un *tool* focalizzato sull'ottimizzazione del cambio marcia, queste prestazioni possono essere ulteriormente migliorate implementando una strategia di cambiata che valuti il miglior profilo ottenibile sulla missione.

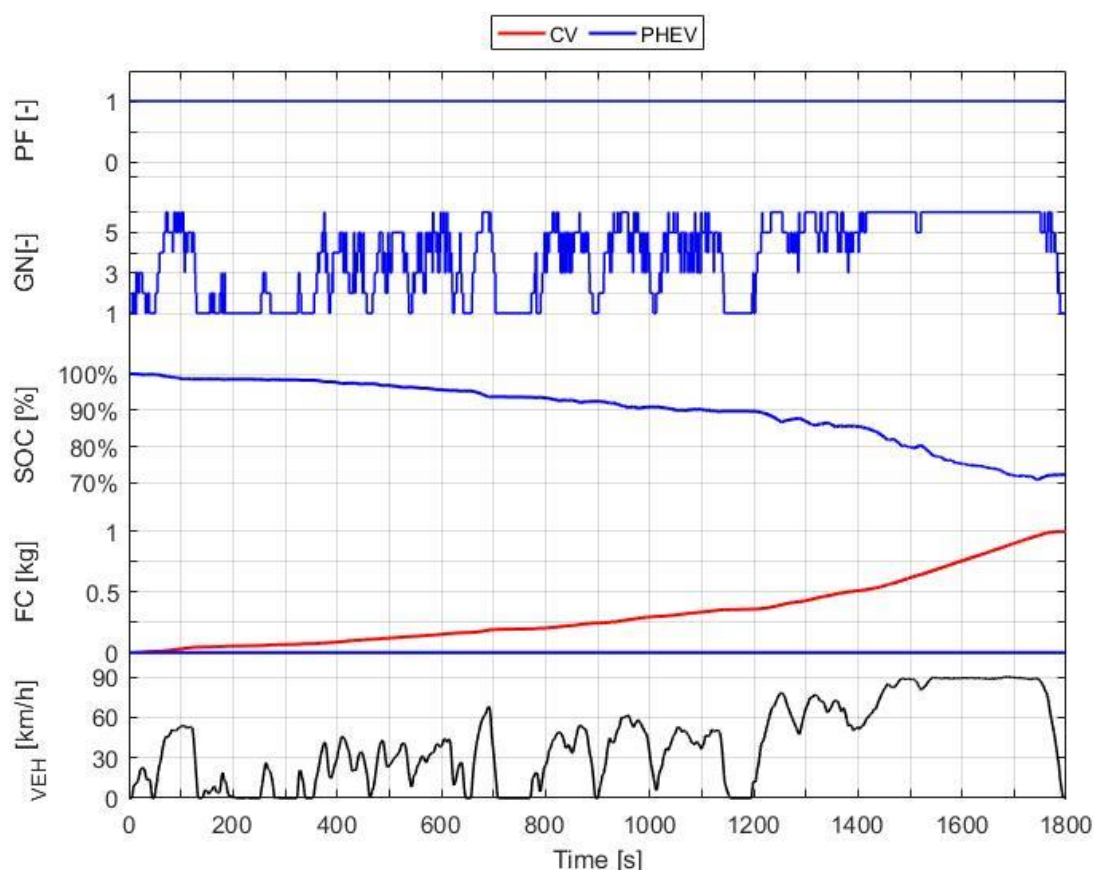


Figura 7.10 - Risultati del veicolo PHEV equipaggiato con ESS 1, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO 10" sul CicloWHVC. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che PHEV) ed i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Nel caso della simulazione del veicolo PHEV sul ciclo normato WHVC, i cui risultati sono riportati in Figura 7.10, si può notare come la **riduzione del consumo di combustibile** sia del **100%**: grazie all'ESS pienamente carico all'inizio della missione il veicolo riesce ad affrontare il ciclo nella sola modalità di Puro Elettrico *PE*, come si può osservare dal Power Flow *PF* che ha valore costante a 1 (il valore che indica la modalità *PE*, si veda la Tabella 4.2 per i valori di riferimento dei diversi *PF*). Si noti inoltre come a fine missione il *SOC* sia ancora maggiore del 70%, indice del fatto che il veicolo poteva proseguire in modalità Puro Elettrico.

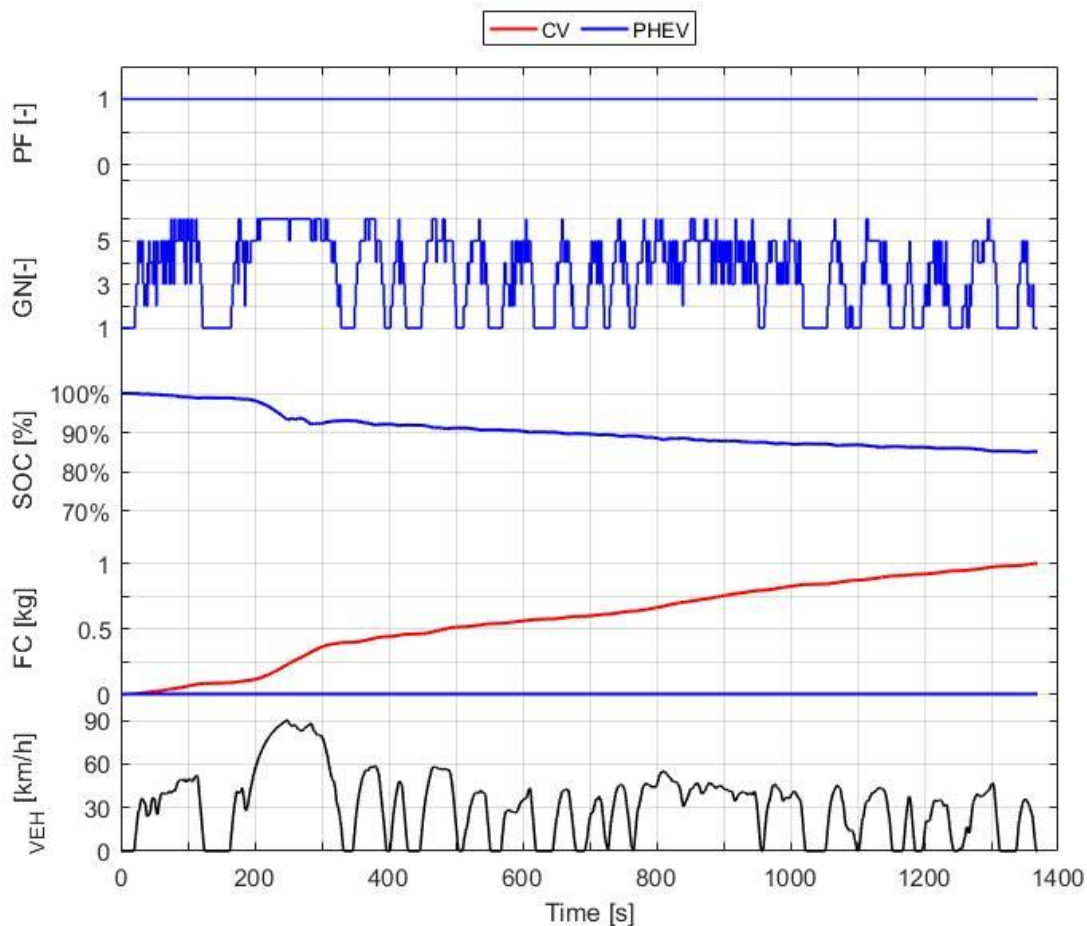


Figura 7.11 - Risultati del veicolo PHEV equipaggiato con ESS 1, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO 10" sul Ciclo FTP. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che PHEV) ed i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Nella Figura 7.11 sono riportati i risultati ottenuti sul Ciclo Normato FTP dal veicolo PHEV. Come per il Ciclo WHVC, anche in questo caso si può notare dal valore del Power Flow PF (il cui valore è sempre 1) come il veicolo PHEV riesca a completare tutto il ciclo in modalità Puro Elettrico PE , ottenendo una **riduzione del consumo di combustibile** rispetto al veicolo convenzionale del **100%**. Si noti inoltre come qui lo Stato di Carica a fine missione sia maggiore dell'85%.

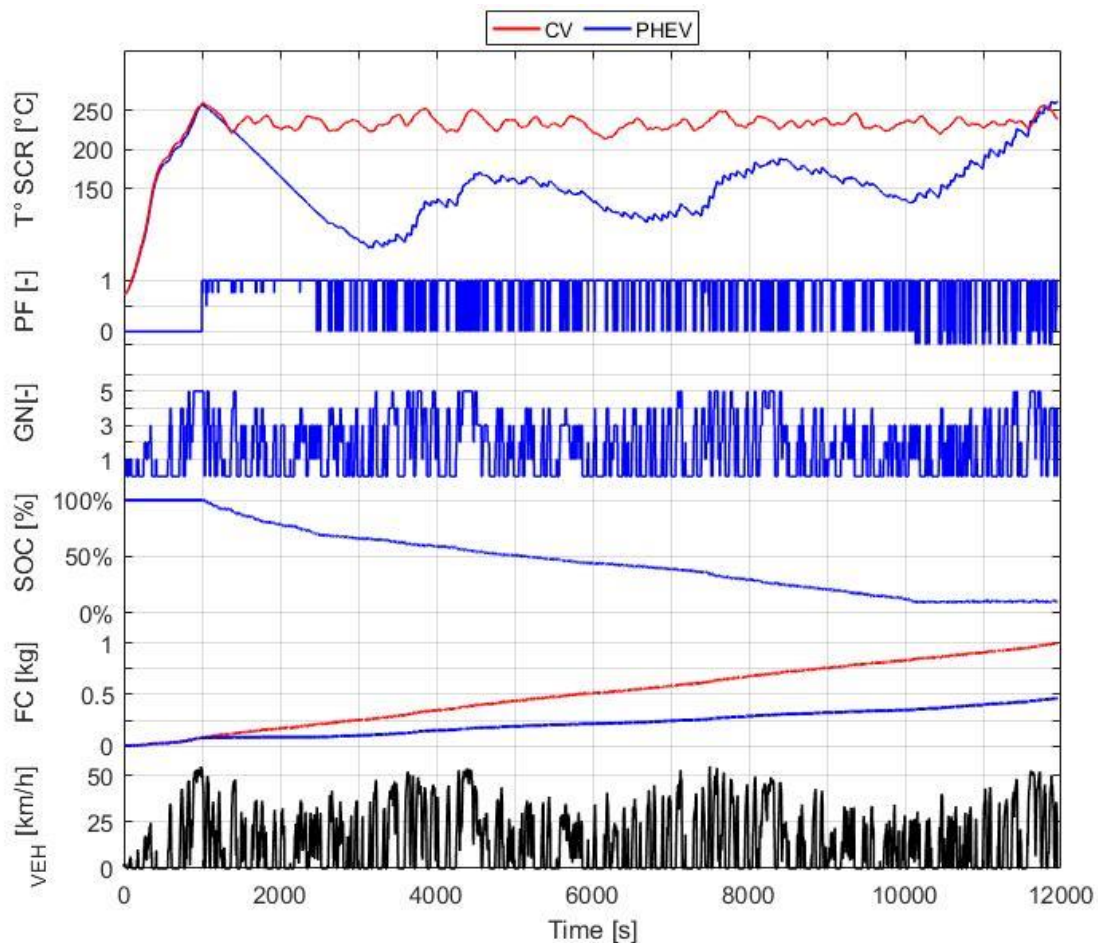


Figura 7.12 - Risultati del veicolo PHEV equipaggiato con ESS 1, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO 10" sul Ciclo Guida Reale con gestione del sistema di post-trattamento. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che PHEV), i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF) e l'andamento della Temperatura dell'SCR ($T^{\circ} SCR$). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

In Figura 7.12 sono infine riportati i risultati ottenuti sulla missione Ciclo Guida Reale con il veicolo PHEV dotato di gestione del sistema di post-trattamento. La **riduzione del consumo di combustibile** è del **53,7%** (un caso che sia circa uguale in percentuale a quella ottenuta per la missione Ciclo Guida Reale effettuata senza gestione del sistema di post-trattamento: si ricorda infatti che per le due missioni compiute con il veicolo convenzionale il consumo del veicolo dotato di gestione del sistema di post-trattamento sia maggiore del 12% rispetto a quello che ne è sprovvisto). Osservando però il profilo di andamento della temperatura dell'SCR si noti come la logica di gestione del sistema di post-trattamento prevista non sia adatta al funzionamento del veicolo PHEV. Infatti, a seguito del riscaldamento iniziale dell'SCR la logica prevede che grazie all'alto SOC il veicolo possa funzionare in Puro Elettrico *PE* per più di 1000 secondi (dal secondo 1000 a oltre i 2000, come osservabile dal valore del Power Flow PF -quasi sempre 1-): questo implica il fatto che il motore a combustione interna sia spento e di conseguenza un raffreddamento della linea di scarico e dell'SCR, che tocca un minimo minore di $100^{\circ}C$. Come per il veicolo HEV, sarà quindi necessario a valle di questa tesi effettuare lo studio di una nuova logica di gestione del sistema di post-trattamento adatta al veicolo PHEV.

7.2.1 Risultati veicolo PHEV P2 con ESS non completamente carico

Vengono infine analizzate anche per il veicolo ibrido elettrico Plug-In PHEV due scenari in cui alla partenza della missione lo Stato di Carica iniziale è parzialmente ridotto: nella prima analisi si ha $SOC_0 = 80\%$ mentre nella seconda $SOC_0 = 60\%$.

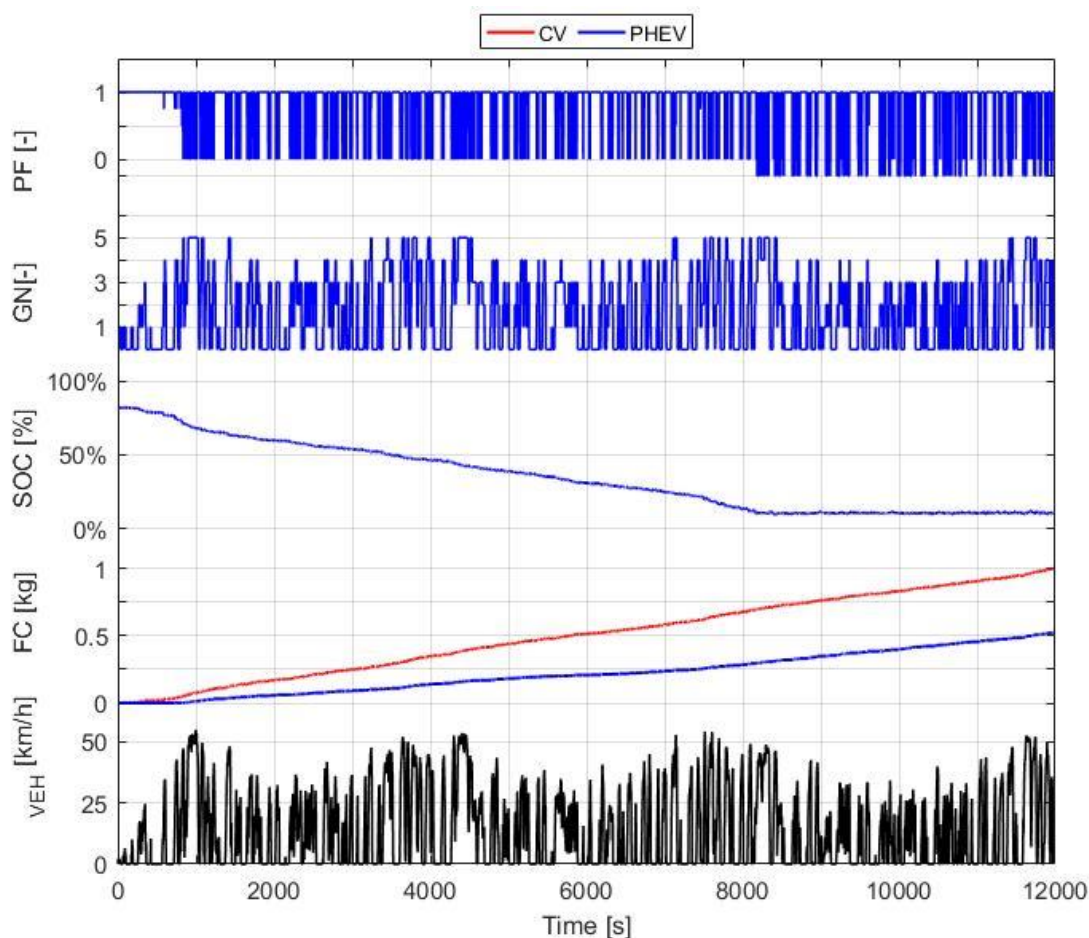


Figura 7.13 - Risultati del veicolo PHEV con SOC iniziale pari all'80%, equipaggiato con ESS 1, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO 10" sul Ciclo Guida Reale. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che HEV) ed i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

Nella prima analisi, riportata in Figura 7.13, viene analizzato uno scenario che prevede una partenza con ESS leggermente scarico, caratterizzato da uno Stato di Carica iniziale pari all'80%: come si vede dall'andamento del SOC, l'ESS continua a scaricarsi in modalità *Charge Depleting*. Ne risulta da questa analisi una **riduzione del consumo di combustibile del 47,5%**.

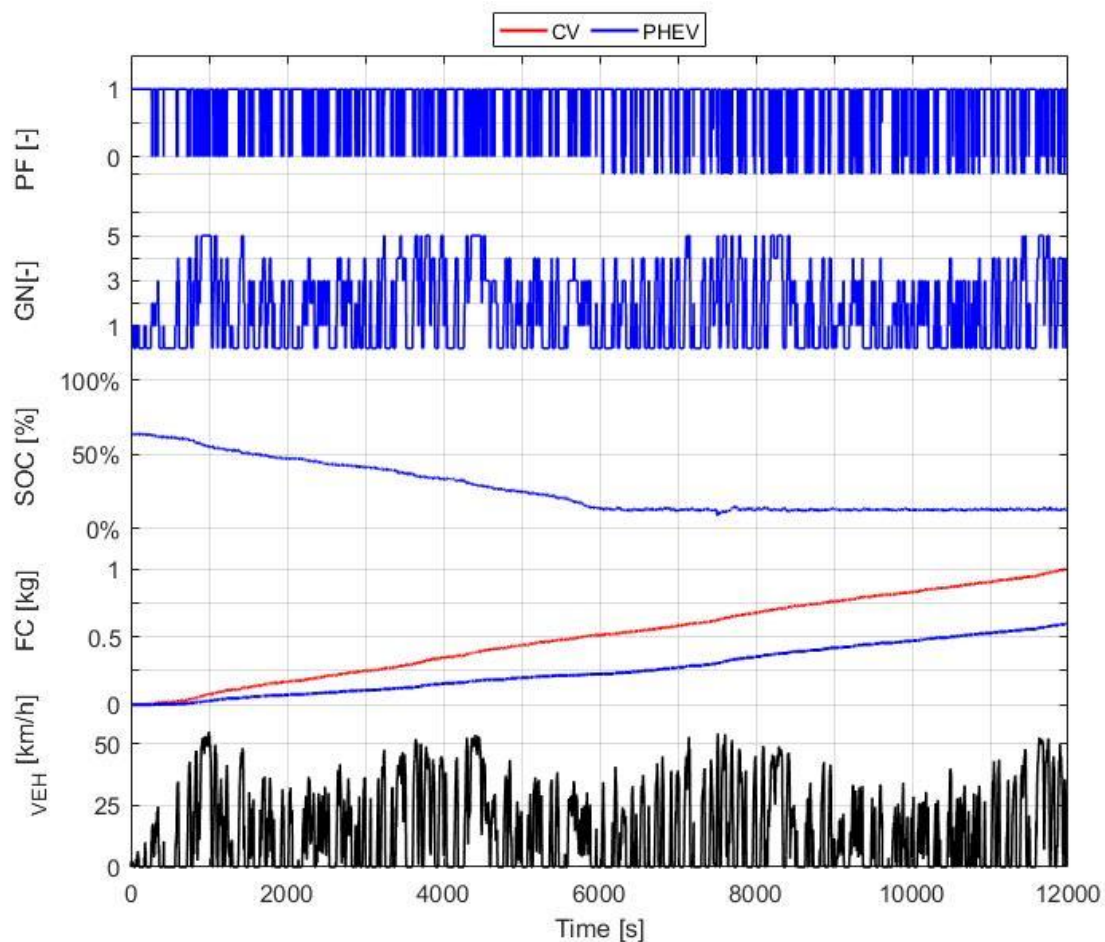


Figura 7.14 - Risultati del veicolo PHEV con SOC iniziale pari al 60%, equipaggiato con ESS 1, logica di controllo dell'ESS "PEAK" e strategia di controllo RBC "Mappa EVO 10" sul Ciclo Guida Reale. Sono rappresentate le velocità del ciclo (V_{VEH}), il consumo di combustibile (FC) l'andamento dello stato di carica (SOC), il profilo di cambiata (GN, unico ed uguale sia per veicolo CV che HEV) ed i Power Flow utilizzati sul ciclo (PF). I risultati sono stati normalizzati per ragioni di proprietà intellettuale.

In Figura 7.14 è riportata l'analisi in cui lo Stato di Carica iniziale è del 60%, l'ultimo scenario analizzato che è fortemente peggiorativo. Ne risulta da questa analisi una **riduzione del consumo di combustibile** pari al **40,3%** e, come l'andamento dello Stato di Carica evidenzia, l'ESS viene scaricato in modalità *Charge Depleting*.

8 Conclusioni e futuri sviluppi

La presente tesi è stata redatta con l'obiettivo di spiegare la composizione del modello cinematico costruito al fine di effettuare una veloce validazione dati per veicoli convenzionali dotati -o meno- della gestione del sistema di post-trattamento. Con esso è inoltre possibile valutare le prestazioni (che potranno essere una base di partenza per un futuro sviluppo) di un veicolo ibrido elettrico HEV o di un veicolo ibrido elettrico Plug-In PHEV gestiti mediante strategia *Rule-Based* (RBC) e mostrarne i risultati in termini di riduzione del consumo di combustibile. Sono state analizzate le prestazioni del mezzo pesante Iveco Eurocargo, dotato di motore ad accensione per compressione e, per le versioni ibride, di una macchina elettrica in posizione P2, alternativamente alimentata da due diversi Energy Storage System (ESS).

Per quanto riguarda il **veicolo convenzionale CV**, le analisi di validazione del motore termico sono state effettuate basandosi sul consumo di combustibile lungo una missione. Dei tre metodi di valutazione della potenza richiesta al veicolo ed alla powertrain previsti (*Coast-Down*, *Dynamic* e *Driveline*) si è appurato come il metodo *Driveline* sia il più preciso nella risoluzione del problema. Dalla validazione, effettuata senza la gestione del sistema di post-trattamento risulta una sovrastima del consumo di combustibile calcolata con un errore inferiore all'1%; se invece si procede con la validazione del modello che prevede la gestione del sistema di post-trattamento l'errore sale al 4%: è stato appurato come il problema stia nelle funzioni di trasferimento che valutano la temperatura de DOC e dell'SCR.

Riguardo al **veicolo ibrido elettrico HEV** si è visto come la miglior logica di gestione stia nella strategia di controllo RBC denominata *Mappa EVO 4*, con veicolo equipaggiato con l'ESS 2 gestito mediante la logica denominata *PEAK*. Da tali analisi risulta una riduzione dei consumi di combustibile media del 42% circa, ottenuta mediando i risultati sui quattro diversi cicli analizzati. Si è osservato come l'applicazione del sistema di *Start & Stop* sia favorevole alla riduzione del consumo del combustibile, mentre non lo siano le altre due applicazioni analizzate che prevedono il sistema di *Start & Stop* affiancato dalla funzione di *partenza assistita*. In ultimo si segnala che tra i diversi scenari analizzati riguardo allo Stato di Carica iniziale, in cui vi sono tre differenti livelli di *SOC* di partenza (*SOC₀* uguale a 65%, 60% e 55%), il miglior risultato si sia ottenuto per lo Stato di Carica mediano, cioè quello che prevede la partenza della missione con *SOC₀* pari al 60%: esso realizza una riduzione del consumo di combustibile del 24,5% circa, mentre partendo con *SOC₀* = 65% la riduzione del consumo di combustibile si ferma al 23%.

L'ultimo layout analizzato è stato il **veicolo ibrido elettrico Plug-In PHEV**: qui la miglior configurazione prevede l'utilizzo dell'ESS 1 gestito con logica *PEAK* e strategia RBC denominata *Mappa EVO 10*. Con questa configurazione si ottiene una riduzione del consumo di combustibile media (mediata sui quattro cicli analizzati) del 77% circa. Nelle analisi effettuate riguardo all'implementazione del sistema di *Start & Stop* si è visto come in questo caso l'adozione della funzione di *partenza assistita* non abbia alcun effetto (né positivo, né negativo) sulla riduzione del consumo di combustibile; si è quindi proceduto con l'adozione del solo *Start & Stop* al fine di poter effettuare dei paragoni il più omogenei possibile con i risultati del veicolo HEV. Infine, si sono analizzati anche per questo layout degli scenari con tre differenti Stati di Carica iniziali (100%, 80% e 60%) in modo da valutare come le prestazioni, in termini di consumo di combustibile, varino al variare del *SOC* di partenza. Si è visto come la riduzione del consumo di combustibile sia direttamente collegata allo Stato di Carica iniziale:

come la logica suggerisce, vista la modalità di utilizzo dell'energia della batteria in *Charge Depleting* più l'ESS a inizio missione è carico maggiore sarà la riduzione del consumo di combustibile. Sulla missione *Ciclo Guida Reale* si passa da una riduzione del consumo di combustibile del 54% circa con $SOC_0 = 100\%$ ad una riduzione del 40% circa se si parte con $SOC_0 = 60\%$; nel mezzo vi è una riduzione del 47,5% con $SOC_0 = 80\%$.

Dalle analisi effettuate spicca come i veicoli HEV e PHEV, seppur usando lo stesso motore a combustione interna e la stessa macchina elettrica, raggiungano le loro migliori prestazioni con due diversi ESS: il veicolo HEV, che utilizza l'energia stoccata in batteria in modalità *Charge Sustaining*, predilige l'ESS 2, cioè quello più potente; il veicolo PHEV, che utilizza l'energia stoccata in batteria in modalità *Charge Depleting*, al contrario fornisce le migliori prestazioni se dotato dell'ESS 1, cioè quello meno potente. Si noti inoltre come la partenza a diversi livelli di SOC influisca diversamente sui due layout: sul veicolo HEV partendo con un ESS non carico fino al limite superiore si raggiungono risultati migliori rispetto alla partenza con SOC_0 corrispondente a tale limite (65%); sul veicolo PHEV invece i migliori risultati si ottengono per batterie completamente cariche. Si segnala infine come sia per il veicolo HEV che per il veicolo PHEV la logica di gestione del sistema di post-trattamento non garantisca il rispetto della banda di tolleranza voluta per la temperatura dell'SCR.

In futuro il modello potrà ottenere risultati migliori andando a lavorare in particolare su due aree. La prima, come sopra accennato, sta nell'ottimizzare la gestione del sistema di post-trattamento per i due layout di veicolo ibrido elettrico analizzati: si potranno prevedere funzioni di trasferimento per il calcolo della temperatura del DOC e dell'SCR più complesse, basate sul Machine Learning, al fine di migliorare l'accuratezza della previsione delle due temperature. Questo potrà fornire una previsione delle temperature più accurata e, di conseguenza, restituire una migliore stima del consumo di combustibile per missioni dotate del sistema di post-trattamento. In secondo luogo, si potrà dotare il modello di un *tool* per la valutazione del profilo di cambiata ottimale, in modo da approntare due miglioramenti: il primo riguarda la possibilità di analizzare percorsi la cui cambiata non sia determinata a priori, come i più recenti cicli di omologazione; il secondo vantaggio sarebbe di poter valutare diversi profili di cambiata per i diversi layout analizzati (CV, HEV, PHEV) in modo da raggiungere risultati ancora migliori.

9 Bibliografia

- [1] A. Reig and L. Del Re, *Evaluation of impact on pollution of a linear HEV optimal control strategy by engine-in-the-loop simulation*, vol. 7, no. PART 1. IFAC, 2013.
- [2] European Commission, “Commission plans legislative framework to ensure the EU meets its target for cutting CO₂ emissions from cars,” no. February 2007, pp. 2004–2006, 2012.
- [3] European Commission, “Results of the review of the Community Strategy to reduce CO₂ emissions from passenger cars and light commercial vehicles,” *Commun. from Commision to Counc. Eur. Parlam.*, no. May, 2013.
- [4] U. Nations, “Kyoto Protocol To the United Nations Framework Kyoto Protocol To the United Nations Framework,” *Rev. Eur. Community Int. Environ. Law*, vol. 7, pp. 214–217, 1998.
- [5] I. E. A. I. A. on Advanced Motor Fuels. Automotive Fuels Information Service, *Automotive Fuels for the Future: The Search for Alternatives*. OECD/IEA, 1999.
- [6] M. A. Weiss, J. B. Heywood, E. M. Drake, A. Schafer, and F. F. AuYeung, “ON THE ROAD IN 2020 - A life-cycle analysis of new automobile technologies,” *Energy Lab. Rep.*, vol. EL 00-003, no. October, pp. 3-6-14, 2000.
- [7] E. A. Nanaki and C. J. Koroneos, “Comparative economic and environmental analysis of conventional, hybrid and electric vehicles - The case study of Greece,” *J. Clean. Prod.*, vol. 53, pp. 261–266, 2013.
- [8] M. Granovskii, I. Dincer, and M. A. Rosen, “Economic and environmental comparison of conventional, hybrid, electric and hydrogen fuel cell vehicles,” *J. Power Sources*, vol. 159, no. 2, pp. 1186–1193, 2006.
- [9] ICCT, “2017 Global update: Light-duty vehicle greenhouse gas and fuel economy standards,” p. 36, 2017.
- [10] J. Demuynck, D. Bosteels, M. De Paepe, C. Favre, J. May, and S. Verhelst, “Recommendations for the new WLTP cycle based on an analysis of vehicle emission measurements on NEDC and CADC,” *Energy Policy*, vol. 49, pp. 234–242, 2012.
- [11] T. Barlow, S. Latham, I. Mccrae, and P. Boulter, “A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions,” *TRL Publ. Proj. Rep.*, p. 280, 2009.
- [12] “Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle (WLTC),” 2017. [Online]. Available: <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php>.
- [13] G. Myhre *et al.*, “Anthropogenic and Natural Radiative Forcing,” *Clim. Chang. 2013 Phys. Sci. Basis. Contrib. Work. Gr. I to Fifth Assess. Rep. Intergov. Panel Clim. Chang.*, pp. 659–740, 2013.
- [14] G. Ferrari, “Motori a combustione interna,” 2016.
- [15] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, vol. 21. 1988.
- [16] P. F. Flynn *et al.*, “Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, And Empirical Validation,” 1999.
- [17] J. Gieshoff, A. Schäfer-Sindlinger, P. C. Spurk, J. A. A. van den Tillaart, and G. Garr, “Improved SCR Systems for Heavy Duty Applications,” in *SAE Technical Paper*, 2000.
- [18] S. A. Rahman, N. Zhang, and J. Zhu, “A comparison on fuel economy and emissions for conventional hybrid electric vehicles and the UTS plug-in hybrid electric vehicle,” *2010 2nd Int. Conf. Comput. Autom. Eng. ICCAE 2010*, vol. 5, pp. 20–25, 2010.
- [19] A. Al-Samari, “Study of emissions and fuel economy for parallel hybrid versus conventional vehicles on real world and standard driving cycles,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 56, no. 4, pp. 721–726, 2017.

- [20] W. Enang and C. Bannister, “Modelling and control of hybrid electric vehicles (A comprehensive review),” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 74, no. December 2016, pp. 1210–1239, 2017.
- [21] M. Eshani, Y. Gao, S. Gay, and A. Emadi, *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles 2nd. Edition.* 2010.
- [22] G. Genta and L. Morello, *The Automotive Chassis - Vol. 2.* 2009.
- [23] J. G. Hayes and K. Davis, “Simplified electric vehicle powertrain model for range and energy consumption based on EPA coast-down parameters and test validation by Argonne National Lab data on the Nissan Leaf,” *2014 IEEE Transp. Electrification Conf. Expo*, pp. 1–6, 2014.
- [24] M. Venditti, “Innovative Models and Algorithms for the Optimization of Layout and Control Strategy of Complex Diesel HEVs,” no. May, 2015.
- [25] G. L. Plett, *Battery Management Systems, Vol. 1: Battery Modeling*, vol. 1. 2015.
- [26] W. Liu, *Hybrid Electric Vehicle System Modeling and Control.* 2017.
- [27] P. Ahlqvist, “Well to wheel efficiency for heavy duty vehicles,” 2009.

Ringraziamenti

In primo luogo vorrei ringraziare la Prof.ssa Daniela Misul per la completa disponibilità dimostrata e per gli innumerevoli consigli.

Un ringraziamento speciale va a Claudio Maino per aver portato pazienza durante tutto il mio percorso in qualità di tesista, per le revisioni del lavoro sempre critiche e per gli spunti, impliciti o espliciti, che mi ha continuamente fornito.

Desidero ringraziare moltissimo la mia Famiglia che, grazie al continuo incoraggiamento e alla forza trasmessami, ha reso possibile questo mio percorso. Grazie a *Papà* che mi ha fatto ben capire che volere è potere; grazie a *Mamma* che con il suo amore è sempre riuscita a pronunciare la parola giusta al momento giusto; grazie anche alle mie sorelle Valentina e Maria, che mi sono sempre state vicine e continuano ad allietare la mia vita. Questo lavoro lo dedico a voi.

Grazie a Paola per la complicità di ogni giorno, per la comprensione e per avermi sostenuto nei momenti felici ma ancor di più negli attimi di smarrimento. Grazie inoltre per essermi stata vicino anche quando la distanza era impraticabile.

Un grazie alla *Palude*, luogo mistico che, in qualsiasi momento, riesce a rimettermi in pace con l'universo, anche nei momenti più bui.

Ringrazio profondamente Cristina, Vanes e tutta la famiglia Gnemmi per il sostegno morale che mi hanno fornito durante tutto il mio percorso di studi e per avermi accolto in casa loro, dandomi fiducia e restandomi vicino incondizionatamente.

Un ringraziamento doveroso va a tutti i compagni del *Progetto Lancia 037 4WD-H* con cui ho condiviso weekend, freddi inverni e torride estati tra incazzature e infinite risate. Porterò sempre con me un bellissimo ricordo di quanto abbiamo fatto e spero che il lavoro svolto insieme sia solo l'inizio di numerose amicizie.

Un grazie inoltre a tutti i miei amici, della valle e di Torino, che hanno reso questo percorso più leggero e divertente.

Infine, vorrei poter ringraziare mio Zio Felice: grazie per gli insegnamenti e le passioni che mi hai trasmesso, grazie per avermi sempre spinto a fare meglio e a tenere duro. Vorrei farti sapere quanto sia incolmabile il vuoto lasciato dentro di me. Spero tu sia fiero di tutto questo, se sono arrivato fin qui è anche merito tuo.