POLITECNICO DI TORINO

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN MATEMATICA PER L'INGEGNERIA



TESI DI LAUREA MAGISTRALE

Analisi Comparata di Differenti Algoritmi di Ottimizzazione per lo Sviluppo di Strategie di Controllo di Veicoli Ibridi

Relatori

Candidata

Prof. Federico MILLO

Francesca STRANGIO

Prof. Luciano ROLANDO

Anno Accademico 2019/2020

Indice

Introduzione

1	Rid	uzione delle emissioni CO ₂ sui veicoli a propulsione ibrida 2
	1.1	Contesto normativo ambientale: emissioni CO_2
	1.2	Procedure di omologazione: i cicli guida
	1.3	Architettura dei veicoli ibridi
	1.4	Ibridi serie
	1.5	Ibridi paralleli
	1.6	Ibridi complessi
2	Mo	dellazione veicolo ibrido 15
	2.1	Equazioni del moto
	2.2	Modellazione forward e backward 17
	2.3	Bilancio energetico del veicolo 19
3	Stra	ategie di controllo per veicoli ibridi 23
	3.1	Controllo del Powertrain
	3.2	Il problema del controllo ottimo
		3.2.1 Generalizzazione del problema
	3.3	Dynamic Programming
		3.3.1 Concetti generali
	3.4	Equivalent Consumption Minimization Strategy
		3.4.1 Concetti generali
		3.4.2 Equivalence factor e charge-sustainability
	3.5	Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy 40
	3.6	Principio dei minimi di Pontryagin
		3.6.1 Principio di minimo per problemi con vincoli di stato 42
		3.6.2 Vincoli sulla variabile di stato del sistema
		3.6.3 Dal Principio del minimo all'ECMS

1

Simulazione										47
4.1	Caso di	i studio		•			•			47
4.2	Dynam	ic Programming		•			•			51
4.3	Equiva	lent Consumption Minimization Strategy					•			57
4.4	Adapti	ve Equivalent Consumption Minimization	Strate	gy			•			62
	4.4.1	Equivalence Factor $s=3.5 \ldots \ldots \ldots$								62
	4.4.2	Equivalence Factor $s=2.5 \dots \dots \dots$					•			66
bliog	rafia									69
	Sim 4.1 4.2 4.3 4.4	Simulazion 4.1 Caso di 4.2 Dynam 4.3 Equival 4.4 Adaptir 4.4.1 4.4.2 bliografia	 Simulazione 4.1 Caso di studio	 Simulazione 4.1 Caso di studio	 Simulazione 4.1 Caso di studio	Simulazione 4.1 Caso di studio 4.2 Dynamic Programming 4.3 Equivalent Consumption Minimization Strategy 4.4 Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy 4.4.1 Equivalence Factor s=3.5 4.4.2 Equivalence Factor s=2.5 bliografia	Simulazione 4.1 Caso di studio 4.2 Dynamic Programming 4.3 Equivalent Consumption Minimization Strategy 4.4 Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy 4.4.1 Equivalence Factor s=3.5 4.4.2 Equivalence Factor s=2.5 bliografia	Simulazione 4.1 Caso di studio 4.2 Dynamic Programming 4.3 Equivalent Consumption Minimization Strategy 4.4 Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy 4.4.1 Equivalence Factor s=3.5 4.4.2 Equivalence Factor s=2.5 bliografia	Simulazione 4.1 Caso di studio 4.2 Dynamic Programming 4.3 Equivalent Consumption Minimization Strategy 4.4 Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy 4.4.1 Equivalence Factor s=3.5 4.4.2 Equivalence Factor s=2.5 bliografia	Simulazione 4.1 Caso di studio 4.2 Dynamic Programming 4.3 Equivalent Consumption Minimization Strategy 4.4 Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy 4.4.1 Equivalence Factor s=3.5 4.4.2 Equivalence Factor s=2.5 bliografia

Bibliografia

Introduzione

Sebbene l'industria automobilistica e le altre industrie correlate sono elementi cardine dell'economia mondiale, il gran numero di automobili in uso in tutto il mondo incrementa l'inquinamento atmosferico e il riscaldamento globale. Attualmente le problematiche legate ai cambiamenti climatici sono di primaria importanza e l'Unione Europea da anni impone controlli e limiti sulle emissioni di gas inquinanti sempre più stringenti. Per questo motivo il settore dell'autoveicolo sta investendo nella ricerca di fonti alternative al combustibile per l'alimentazione delle automobili. In questo elaborato verrà presa ad esempio un'autovettura ibrida che presenta la coesistenza del motore elettrico e del motore termico.

Nel seguito verranno dapprima dati alcuni cenni sul contesto normativo ambientale e sull'architettura dei veicoli ibridi, poi seguirà la presentazione di alcune strategie di controllo che hanno l'obiettivo di minimizzare il consumo in termini di carburante e di emissioni di gas inquinanti. Infine, considerando un veicolo elettrico ibrido parallelo con architettura P2, si analizzeranno i risultati ottenuti con l'implementazione di quattro strategie di controllo su quattro differenti cicli guida.

Capitolo 1

Riduzione delle emissioni CO₂ sui veicoli a propulsione ibrida

1.1 Contesto normativo ambientale: emissioni CO_2

Lo sviluppo di veicoli a motore a combustione interna, in particolare le automobili, è uno dei più importanti risultati della tecnologia moderna. Le automobili hanno contribuito notevolmente per la crescita della società moderna soddisfacendo molte delle esigenze di mobilità nella vita quotidiana. L'industria automobilistica e le altre industrie correlate costituiscono la spina dorsale dell'economia mondiale e impiegano la maggior parte della popolazione lavoratrice. Tuttavia, il gran numero di automobili in uso in tutto il mondo ha causato e continua a causare gravi problemi per l'ambiente e la vita umana. L'inquinamento atmosferico, il riscaldamento globale causato dall'effetto serra e il rapido esaurimento delle risorse petrolifere della Terra sono ora problemi di primaria importanza. L'effetto serra è un fenomeno climatico per cui l'atmosfera terrestre trattiene al suo interno parte del calore proveniente dal sole e dipende dalla schermatura operata da alcuni gas presenti in atmosfera (anidride carbonica, metano, ossido nitroso, ozono e clorofluorocarburi). Questi gas intrappolano la radiazione infrarossa del Sole riflessa dal suolo, mantenendo così l'energia nell'atmosfera e aumentando la temperatura. Un aumento della temperatura terrestre provoca gravi danni ecologici ai suoi ecosistemi e in molte catastrofi naturali che colpiscono le popolazioni umane. Tra gli effetti negativi prodotti dal riscaldamento globale si evidenzia la scomparsa di alcune specie in via di estinzione; questo desta preoccupazione poiché destabilizza le risorse naturali che

alimentano alcune popolazioni. Secondo la maggioranza della comunità scientifica le attività antropiche di produzione di gas a effetto serra e di disboscamento sono la causa principale del riscaldamento globale. Negli ultimi decenni, le attività di



Fig. 1.1: Emissioni inquinanti di differenti settori industriali

ricerca e sviluppo relative ai trasporti hanno evidenziato lo sviluppo di trasporti ad alta efficienza, puliti e sicuri. Veicoli elettrici, veicoli elettrici ibridi e veicoli a celle a combustibile sono stati in genere proposti per sostituire i veicoli convenzionali nel prossimo futuro.

Attualmente, tutti i veicoli si affidano alla combustione di idrocarburi per ricavare l'energia necessaria alla loro propulsione. La combustione è una reazione tra il combustibile e l'aria che rilascia calore e prodotti di combustione. Il calore viene convertito in potenza meccanica da un motore e i prodotti di combustione vengono rilasciati in atmosfera. Un idrocarburo è un composto chimico con molecole costituite da atomi di carbonio e idrogeno. Idealmente, la combustione di un idrocarburo produce solo anidride carbonica e acqua, che non danneggiano l'ambiente. In realtà, la combustione di idrocarburi nei motori a combustione non è mai ideale. Oltre all'anidride carbonica e all'acqua, i prodotti di combustione contengono una certa quantità di ossidi di azoto (NOx), monossidi di carbonio (CO), idrocarburi incombusti (HC), polveri sottili (PM), tutti tossici per la salute umana.

L'Agenzia Europea dell'Ambiente (European Environment Agency, EEA) ha evidenziato alcuni dei seguenti dati sui prodotti della combustione relativi al 2016 in Europa:

• *Polveri sottili*: per PM con diametro di 10 µm o inferiori (PM10), le concentrazioni superiori al valore limite giornaliero dell'UE sono state registrate al



Fig. 1.2: Emissioni di gas serra nel settore automobilistico

19% delle stazioni di reporting nei 19 su 28 Stati Membri dell'Unione Europea (EU-28) in 8 paesi partecipanti alle statistiche; per il PM2.5, le concentrazioni superiori al valore limite annuale sono state registrate al 5% delle stazioni di reporting in 4 Stati Membri e in 4 altri paesi.

Sulla base delle linee guida per la qualità dell'aria (Air Quality Guidelines, AQGs) fornite dall'organizzazione mondiale della sanità (World Health Organization, WHO), la soglia a lungo termine del PM10 è stata superata nel 48% delle stazioni e in tutti i paesi dichiaranti ad eccezione di Estonia, Islanda, Irlanda e Svizzera. Analogamente per il PM2.5 la soglia a lungo termine è stata superata nel 68% delle stazioni situate in tutti i paesi di reporting ad eccezione dell'Estonia, Finlandia, Ungheria, Norvegia e Svizzera;

- Ozono: Il 17% delle stazioni ha registrato concentrazioni superiori al valore obiettivo dell'ozono (O₃) fissato dall'UE per la protezione della salute umana. La percentuale di stazioni che hanno misurato concentrazioni superiori a questo valore target è stata notevolmente inferiore a quella del 2015 (41%) ma superiore a quella del 2014, riflettendo la variabilità interannuale dell'(O₃) concentrazioni. Queste stazioni si trovavano in 14 paesi dell'UE-28 e in altri 5 paesi europei. L'obiettivo a lungo termine è stato raggiunto solo nel 17% delle stazioni nel 2016. Il valore AQG dell'OMS per l'(O₃) è stato superato nel 96% di tutte le stazioni dichiaranti, la stessa percentuale del 2015;
- Biossido di azoto: Il valore limite annuale per il biossido di azoto (NO₂) continua ad essere ampiamente superato in tutta Europa, anche se la concentrazione e l'esposizione stanno diminuendo. Circa il 12% di tutte le stazioni di segnalazione ha registrato concentrazioni superiori a questo standard, che è lo stesso dell'AQG dell'OMS. Queste stazioni si trovavano in 19 dei paesi

dell'UE-28 e in altri 4 paesi dichiaranti, e l'88% delle concentrazioni superiori a questo valore limite sono state osservate nelle stazioni di traffico.



Fig. 1.3: Emissioni in EU-28 dal 2000 al 2016

Le autovetture e i furgoni sono responsabili rispettivamente del 12% e del 2,5% circa delle emissioni totali di anidride carbonica (CO₂). Dal 2009, la legislazione dell'UE ha fissato obiettivi di emissione obbligatori per le nuove auto e, dal 2011, per i nuovi furgoni.

Dopo una fase di rodaggio a partire dal 2012, l'obiettivo di 130 grammi di CO_2 per chilometro è stato applicato per le emissioni medie delle autovetture nuove in tutta l'UE tra il 2015 e il 2019. Le emissioni di 130 g CO_2/km corrispondono a un consumo di carburante di circa 5,6 litri per 100 km (l/100 km) di benzina o 4,9 l/100 km di gasolio. Questo obiettivo per l'intera flotta dell'UE è stato raggiunto già nel 2013, con due anni di anticipo rispetto al programma. Le emissioni medie delle nuove auto immatricolate nel 2019 nell'UE-28, in Islanda e Norvegia sono state di 122,4 g CO_2/km . Dal 2021, introdotto gradualmente a partire dal 2020, l'obiettivo medio di emissioni per le nuove auto dell'UE per l'intera flotta sarà di 95 g CO_2/km . Questo livello di emissioni corrisponde a un consumo di carburante di circa 4,1 l/100 km di benzina o 3,6 l/100 km di gasolio.

Il 17 aprile 2019 il Parlamento e il Consiglio Europeo hanno adottato il regolamento (UE) 2019/631 che stabilisce gli standard di prestazione in materia di

emissioni di CO_2 per le autovetture nuove e i furgoni nuovi nell'UE; tale regolamento ha iniziato ad essere applicato il 1° gennaio 2020 e stabilisce nuovi obiettivi di emissione di CO_2 per l'intera flotta dell'UE per gli anni 2025 e 2030, sia per le autovetture sia per i furgoni di nuova immatricolazione. Questi obiettivi sono definiti come una riduzione percentuale rispetto ai punti di partenza del 2021: per le auto riduzione del 15% a partire dal 2025 e del 37,5% a partire dal 2030, per i furgoni: riduzione del 15% a partire dal 2025 e del 31% a partire dal 2030.

Le limitazioni sulle emissioni inquinanti imposte dall'Unione Europea per gli autoveicoli sono codificate come standard "Euro" seguito da un numero che viene introdotto progressivamente nel tempo. Attualmente è in vigore l'Euro 6. Dal 1° settembre 2019 è in vigore la revisione 6d-TEMP (temporanea) per l'immatricolazione, e Euro 6d è obbligatorio per le auto omologate dal 1° gennaio 2020 e immatricolate dal 1° gennaio 2021.

Per ogni tipo di veicolo si applicano norme diverse e la conformità è determinata facendo girare il motore con un ciclo di prova standardizzato.

Tier	Date (Type Approval)	Date (First Registration)	CO	THC	NMHC	NOx	HC+NO _x	PM	PN [#/km]	
Diesel										
Euro 1†	July 1992	January 1993	2.72 (3.16)	-	_	-	0.97 (1.13)	0.14 (0.18)	-	
Euro 2	January 1996	January 1997	1.0	-	-	-	0.7	0.08	-	
Euro 3	January 2000	January 2001	0.66	-	-	0.50	0.56	0.05	-	
Euro 4	January 2005	January 2006	0.50	-	-	0.25	0.30	0.025	-	
Euro 5a	September 2009	January 2011	0.50	-	-	0.180	0.230	0.005	-	
Euro 5b	September 2011	January 2013	0.50	-	-	0.180	0.230	0.0045	6 × 10 ¹¹	
Euro 6b	September 2014	September 2015	0.50	-	-	0.080	0.170	0.0045	6 × 10 ¹¹	
Euro 6c	-	September 2018	0.50	-	-	0.080	0.170	0.0045	6 × 10 ¹¹	
Euro 6d-Temp	September 2017	September 2019	0.50	-	-	0.080	0.170	0.0045	6 × 10 ¹¹	
Euro 6d	January 2020	January 2021	0.50	-	-	0.080	0.170	0.0045	6 × 10 ¹¹	
Petrol (Gasoli	ne)									
Euro 1†	July 1992	January 1993	2.72 (3.16)	-	-	-	0.97 (1.13)	-		
Euro 2	January 1996	January 1997	2.2	-	-	-	0.5	-	-	
Euro 3	January 2000	January 2001	2.3	0.20	2	0.15	-	-	-	
Euro 4	January 2005	January 2006	1.0	0.10	2	80.0	-		-	
Euro 5a	September 2009	January 2011	1.0	0.10	0.068	0.060	-	0.005**	-	
Euro 5b	September 2011	January 2013	1.0	0.10	0.068	0.060	-	0.0045**	-	
Euro 6b	September 2014	September 2015	1.0	0.10	0.068	0.060	-	0.0045**	6 × 10 ^{11***}	
Euro 6c	-/	September 2018	1.0	0.10	0.068	0.060	-	0.0045**	6 × 10 ¹¹	
Euro 6d-Temp	September 2017	September 2019	1.0	0.10	0.068	0.060	-	0.0045**	6 × 10 ¹¹	
Euro 6d	January 2020	January 2021	1.0	0.10	0.068	0.060	-	0.0045**	6 × 10 ¹¹	
* Before Euro 5 ** Applies only *** 6 × 10 ¹² /km	5, passenger vehicles > 2 to vehicles with direct inj within first three years fr	500 kg were type approved ection engines om Euro 6b effective dates	as light com	mercia	l vehicles	N ₁ Cla	ss I			

Fig. 1.4: Classificazione standard europei

1.2 Procedure di omologazione: i cicli guida

Un ciclo di guida rappresenta sia il modo in cui il veicolo viene guidato durante un viaggio che le caratteristiche della strada. Nel caso più semplice, è definito come una cronologia della velocità del veicolo (e quindi dell'accelerazione) e della qualità della strada. Insieme con le caratteristiche del veicolo, questo definisce completamente il carico su strada, ossia la forza che il veicolo deve scambiare con la strada durante il ciclo di guida.

La necessità di un metodo standard per valutare le emissioni e il consumo di carburante di tutti i veicoli presenti sul mercato e di fornire una base affidabile per il loro confronto ha portato all'introduzione di un numero ridotto di cicli di guida regolamentari: tutti i vecchi veicoli devono essere sottoposti al test, secondo procedure dettagliate, utilizzando uno o più dei cicli precedenti, che sono diversi per ogni regione del mondo.

I cicli di omologazione dovrebbero essere considerati uno strumento di confronto standard e non rappresentativi delle condizioni operative effettive. Infatti, non è possibile prevedere come un veicolo sarà guidato, dal momento che ogni veicolo ha un modello di utilizzo diverso e ogni conducente il proprio stile di guida. Al fine di ottenere stime più realistiche del consumo reale di carburante di un veicolo specifico, i costruttori di veicoli possono sviluppare i propri cicli di prova.

Ci sono due tipi di cicli di guida, i cicli modali come lo standard europeo NEDC, o il Japanese 10-15 Mode e i cicli transitori come il ciclo FTP-75 o il ciclo Artemis. La differenza principale è che i cicli modali sono una compilazione di periodi di accelerazione rettilinea e di velocità costante e non sono rappresentativi di un comportamento reale del conducente, mentre i cicli transitori comportano molte variazioni di velocità, tipiche delle condizioni di guida su strada.

Il New European Driving Cycle (NEDC) viene utilizzato come ciclo di riferimento per l'omologazione dei veicoli fino alla norma Euro6 in Europa e in alcuni altri paesi. È costituito da una parte urbana che viene ripetuta quattro volte, e da una parte extraurbana. Questo ciclo è criticato dagli esperti in quanto non rappresenta le reali condizioni di guida della vita reale. Questo rende impossibile ottenere valori certificati quando si guida con il veicolo in condizioni reali. Per questi motivi, le autorità europee hanno introdotto da settembre 2017 il Worldwide Harmonised Light Vehicle Test Procedure (WLTP). Dal 2021 in poi, il WLTP sostituirà completamente il NEDC ai fini delle norme sulle emissioni di CO_2 .

Con la revisione Euro 6d, il veicolo deve essere omologato sia con il WLTP sia con il test RDE ("Real Driving Emissions") che prevede la misurazione nel traffico stradale. A livello applicativo il WLTP prevede la marcia del veicolo sul banco prova a rulli in condizioni di standard per 30 minuti, mentre la prova RDE viene effettuata su strade pubbliche. Il test RDE ha una durata compresa tra i 90 e



Fig. 1.5: Cicli guida NEDC e WLTP

120 minuti ed è caratterizzato da frenate e accelerazioni casuali; inoltre non può essere considerato come test di riferimento per l'omologazione poiché non analizza le emissioni di CO_2 , considerando solo il particolato e i gas di scarico.

1.3 Architettura dei veicoli ibridi

I veicoli ibridi sono così definiti poiché il loro sistema di propulsione è dotato di due fonti di energia complementari: una con elevata capacità di accumulazione, tipicamente un combustibile chimico in forma liquida o gassosa, e un sistema di accumulo di energia ricaricabile (Rechargeable Energy Storage System, RESS) con bassa capacità che può servire come buffer di accumulo di energia, ma anche come mezzo per il recupero dell'energia cinetica del veicolo o per supportare la fornitura di energia.

I veicoli ibridi elettrici (Hybrid electric vehicles, HEVs), che rappresentano la maggior parte dei veicoli in circolazione, usano batterie elettrochimiche come RESS, una o più macchine elettriche come convertitori secondari di energia, mentre un motore a combustione interna (Internal Combustion Engine, ICE), alimentato da combustibile a idrocarburi, rappresenta il convertitore primario di energia.

Lo scopo di un vicolo ibrido elettrico è quello di unire i vantaggi di autonomia e potenza offerti da un veicolo convenzionale con l'efficienza della propulsione elettrica, compensando i limiti di rendimento dei propulsori termici e la scarsa densità di potenza delle attuali batterie. In base al grado di ibridazione (potenza del propulsore elettrico rispetto alla potenza totale installata) e della capacità del sistema di propulsione ibrido di immagazzinare energia elettrica si definiscono informalmente alcuni livelli di ibridazione:

- Ibridazione piena (full hybrid): il veicolo procede in modalità elettrica anche a velocità sostenuta;
- ibridazione leggera (mild hybrid): modo di funzionamento puramente elettrico non è in grado di seguire per intero un ciclo di guida normalizzato, generalmente influisce dal 10% al 30% del tempo sulla trazione;
- ibridazione minima (minimal hybrid): normalmente confusa con la propulsione tradizionale munita di sistema start e stop, non permette alcuna trazione in solo modalità elettrica e generalmente non permette l'uso della frenata rigenerativa e generalmente contribuisce per meno del 10% sul tempo della trazione del mezzo.

I veicoli con funzione stop and start vengono anche impropriamente chiamati "micro hybrids", ma questa funzione, tipica anche di molti veicoli ibridi, è ottenuta con componenti tradizionali e non certo con un diverso sistema propulsivo.

Un'ulteriore distinzione tra i veicoli ibridi può essere fatta basandosi sulla tipologia di ricarica della batteria:

- *Plug-in hybrid electric vehicle*, veicoli predisposti per una ricarica esterna tramite connessione alla rete elettrica;
- Veicoli che devono sempre provvedere a ricaricare autonomamente la batteria e devono mantenere lo stato di carica in un intervallo accettabile.

Esistono tre schemi costruttivi principali per l'integrazione di un motore termico e una macchina elettrica: ibridi serie, ibridi paralleli, ibridi complessi.



Fig. 1.6: Architettura dei veicoli ibridi

1.4 Ibridi serie

L'ibrido seriale è caratterizzato dal motore elettrico come unica fonte di potenza alle ruote. Il motore riceve energia elettrica o dal pacco batterie o da un generatore azionato dal motore a combustione interna. La strategia di controllo del gruppo propulsore determina quanto della potenza proviene dalla batteria o dal motore/ gruppo elettrogeno. Mentre il motore di un veicolo convenzionale è costretto a funzionare inefficientemente al fine di soddisfare le diverse esigenze di potenza di stop-and-go di guida, gli ibridi serie si comportano al meglio in tali condizioni. Questo perché il motore termico, non essendo collegato meccanicamente alle ruote, può essere progettato appositamente per avere una fascia di funzionamento ottimizzato molto ristretta e per questo in grado di esprimere rendimenti più elevati dei motori termici classici, che al contrario devono garantire la necessaria elasticità su un ampio campo di velocità.

Poiché le trasmissioni in serie offrono le migliori prestazioni nella guida in stop-andgo, quindi quando sono richieste frequenti fermate e ripartenze, vengono considerate principalmente per gli autobus e altri veicoli che operano quasi esclusivamente in contesto urbano.

In condizioni di velocità costante ed elevata, come su strade extraurbane scorrevoli o in autostrada, questa architettura ha una notevole riduzione di efficienza rispetto ai powertrain convenzionali. La causa è da imputarsi alla doppia conversione elettromeccanica che l'energia deve subire nel flusso tra motore termico, generatore, elettronica di potenza, motore elettrico e ruote. Questo non si verifica negli ibridi paralleli. Inoltre la necessità di disporre di due macchine elettriche, di cui una dimensionata per la piena potenza di trazione, determina un incremento di peso.

Il funzionamento di un veicolo ibrido serie può essere classificato nelle seguenti

modalità:

- trazione ibrida: quando la richiesta di potenza è elevata, sia il gruppo ICEgeneratore che la sorgente di potenza di picco forniscono la potenza necessaria al motore elettrico;
- trazione elettrica: la batteria fornisce da sola tutta la potenza richiesta dal veicolo, mentre l'ICE è spento;
- trazione in puro termico: la potenza di trazione proviene solamente dall'ICE e le due macchine elettriche fungono da trasmissione elettrica;
- ricarica della batteria in movimento: la potenza erogata dal generatore è usata in parte per alimentare il motore elettrico di trazione e in parte per ricaricare la sorgente di potenza di picco;
- ricarica della batteria a veicolo fermo;
- frenata rigenerativa;
- ricarica ibrida della batteria, quando la frenata rigenerativa avviene in concomitanza con una ricarica ad opera del motore-generatore.



Fig. 1.7: Architettura dei veicoli ibridi serie

1.5 Ibridi paralleli

In un veicolo ibrido parallelo, a differenza di quanto avviene in una configurazione ibrida serie, sia il motore a combustione interna che il motore elettrico sono in grado di fornire potenza meccanica direttamente alle ruote motrici. Pertanto, la potenza derivante dalle due fonti di energia di bordo (chimica ed elettrica) è sommata meccanicamente. La posizione del nodo meccanico di accoppiamento della potenza nell'ambito del sistema di propulsione determina la configurazione di ibrido parallelo.



Fig. 1.8: Architettura dei veicoli ibridi paralleli

Queste configurazioni sono denominate P0, P1, P2, P3 e P4 e sono così caratterizzate:

- Configurazione P0: la macchina elettrica prende il posto tradizionalmente riservato all'alternatore ed è collegata al motore a combustione tramite una trasmissione a cinghia. Per questo è anche denominata belt alternator starter;
- Configurazione P1: il motore elettrico è collegato al motore termico dal lato della trasmissione ed è integrato con il volano;
- Configurazione P2: è caratterizzata dalla posizione del motore elettrico tra il termico e il cambio, ma è contraddistinta dalla presenza di una frizione che permette di disaccoppiare l'ICE durante la marcia in modalità elettrica, in modo da eliminarne le perdite di trascinamento.
- **Configurazione P3**: il propulsore elettrico è collegato sull'albero secondario del cambio e viene definito post-trasmissione;
- Configurazione P4: la macchina elettrica è collegata all'asse su cui non insiste il propulsore termico.

Poiché il motore è collegato direttamente alle ruote, questa architettura elimina l'inefficienza della conversione di potenza meccanica in elettricità e viceversa, e rende questi ibridi abbastanza efficienti in autostrada. Uno dei vantaggi dell'ibrido parallelo rispetto all'ibrido serie è che il parallelo richiede un motore termico più piccolo e un motore elettrico più piccolo per garantire le stesse prestazioni. Questa caratteristica rende l'ibrido parallelo più adatto per le autovetture, mentre la configurazione di serie è di solito utilizzato per i veicoli pesanti. Alcuni modelli ibridi utilizzano un secondo motore elettrico per guidare le ruote posteriori, fornendo la capacità di trazione integrale elettronica che può migliorare la gestione e la guida in condizioni di maltempo.

1.6 Ibridi complessi

I veicoli ibridi complessi, a differenza delle architetture precedentemente descritte, sono caratterizzati dalla coesistenza di più macchine elettriche e/o di più sistemi di accumulo. Questo tipo di architettura permette la coesistenza di un percorso parallelo e di un percorso in serie e consente di aumentare il numero di propulsori e delle fonti di energia/potenza a bordo. Si possono evidenziare due casi particolari di questa architettura: architettura **serie/parallelo** e architettura **power split**.

Nell'architettura **serie/parallelo** convivono i vantaggi e gli svantaggi delle singole architetture prima descritte. Come nella struttura in parallelo sia il motore a combustione interna che il motore elettrico sono in grado di fornire potenza meccanica direttamente alle ruote motrici oppure, come nella struttura in serie, il motore termico può essere scollegato dalle ruote in modo che solo il motore elettrico le alimenti. Grazie a questa doppia trasmissione, il motore funziona più spesso con un'efficienza quasi ottimale. A velocità più basse il sistema funziona più come un ibrido di serie, mentre ad alte velocità il motore termico prende il sopravvento e la perdita di energia è ridotta al minimo. Questo sistema comporta costi più elevati rispetto ad un ibrido parallelo puro, poiché ha bisogno di un generatore, una batteria più grande e più potenza di calcolo per controllare il sistema duale. Tuttavia, la trasmissione in serie/parallelo ha il potenziale per funzionare meglio di uno dei due sistemi da solo.



Fig. 1.9: Architettura dei veicoli ibridi serie/parallelo

L'ibrido **power split** è un ibrido complesso in cui la potenza è sempre ripartita tra un percorso parallelo e uno in serie, ma la combinazione della modalità di funzionamento si basa su un rotismo epicicloidale, *power split device*, in cui il generatore è collegato al solare, il motore termico al portaplanetari e il motore elettrico alla corona. La maggior parte degli ibridi appartenenti a queste categorie sono prodotti dalla Toyota.



Fig. 1.10: Architettura power split

Capitolo 2 Modellazione veicolo ibrido

L'obiettivo del controllo della gestione dell'energia è quello di ridurre al minimo il consumo di carburante del veicolo, mantenendo lo stato di carica della batteria intorno al valore desiderato. L'obiettivo principale della modellazione per la gestione dell'energia è quello di riprodurre i flussi di energia all'interno del gruppo propulsore e del veicolo, al fine di ottenere una stima accurata del consumo di carburante e dello stato di carica della batteria, sulla base degli input di controllo e del carico stradale.

Nei veicoli ibridi, quando quando la potenza viene trasformata in una forma diversa (ad esempio, chimica in meccanica, meccanica in elettrica, ecc.), si verificano delle perdite di conversione. Questo implica che la quantità netta di energia prodotta alle ruote è inferiore alla quantità di energia introdotta nel veicolo da fonti esterne (ad es. carburante).

2.1 Equazioni del moto

Considerando il veicolo come punto di massa, l'equazione del moto può essere scritta come equilibrio delle forze

$$M_{veh}\frac{dV_{veh}}{dt} = F_{inertia} = F_{trac} - F_{roll} - F_{aero} - F_{grade}$$
(2.1)

dove

- M_{veh} è la massa effettiva del veicolo;
- V_{veh} è la velocità longitudinale del veicolo;
- $F_{inertia}$ è la forza di inerzia;
- $F_{trac} = F_{pwt} F_{brake}$ è la forza di trazione generata dal gruppo propulsore e dai freni alle ruote;

- F_{roll} è la resistenza al rotolamento (attrito dovuto alla deformazione e alle perdite dei pneumatici);
- F_{aero} è la resistenza aerodinamica;
- F_{arade} è la forza dovuta alla pendenza della strada.



Fig. 2.1: Forze che agiscono sul veicolo

La resistenza aerodinamica è così espressa

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho_{air} A_f C_d v_{veh}^2 \tag{2.2}$$

dove ρ_{air} è la densità (1.25 kg/m³ in condizioni normali), A_f è l'area frontale del veicolo e C_d è il coefficiente di resistenza aerodinamica. La resistenza al rotolamento è definita come

$$F_{roll} = c_{roll}(v_{veh}, p_{tire}, \dots) M_{veh} g cos \delta$$
(2.3)

dove g è l'accelerazione di gravità, δ è l'angolo di inclinazione della strada (quindi $M_{veh}gcos\delta$ è la componente verticale della forza peso del veicolo), e c_{roll} è il coefficiente di resistenza al rotolamento che è funzione della velocità del veicolo, pressione dei pneumatici, temperatura esterna, ecc. Per semplicità c_{roll} spesso è assunta come costante, oppure come funzione della velocità del veicolo

$$c_{roll} = c_{r0} + c_{r1} v_{veh} (2.4)$$

La forza dovuta alla pendenza della strada è la componente verticale della forza peso, che ostacola/agevola il moto del veicolo se quest'ultimo si muove in salita/discesa

$$F_{qrade} = M_{veh}gsin\delta \tag{2.5}$$

Le equazioni appena descritte rappresentano il punto di partenza per la modellazione del veicolo.

2.2 Modellazione forward e backward

La forza di trazione, generata dal gruppo propulsore e dai freni alle ruote, può essere espressa riformulando l'equazione (2.1)

$$F_{trac} = F_{pwt} - F_{brake} = F_{inertia} + F_{roll} - F_{aero} - F_{grade}$$
(2.6)

La diversa formulazione delle equazioni (2.1) e (2.6) evidenzia la differenza nell'approccio alla modellazione *forward* e *backward*:

• forward: questo approccio segue la causalità fisica del sistema ed è espresso dall'equazione (2.1). L'accelerazione del veicolo è calcolata come conseguenza della forza di trazione generata dal propulsore (e ovviamente i termini di resistenza esterna), e la velocità è poi ottenuta dall'integrazione dell'accelerazione. E' l'opzione tipicamente scelta nella maggior parte dei simulatori. Ad esempio, nel caso di un simulatore di avanzamento di un veicolo ibrido, la velocità desiderata (in base agli input del ciclo) è confrontata con la velocità effettiva del veicolo e i comandi di frenata o acceleratore sono generati utilizzando un modello di conducente al fine di mantenere il profilo del veicolo imposto. Questo comando del conducente è un ingresso al blocco supervisore che è responsabile del rilascio degli attuatori (motore, macchine elettriche e coppie di frenatura) al resto dei componenti del gruppo propulsore, che in ultima analisi producono una forza di trazione Infine, la forza è applicata al modello dinamico del veicolo, in cui l'accelerazione è determinata con (2.1), tenendo conto delle informazioni sul carico su strada;



Fig. 2.2: Flusso di informazioni per simulazione forward

• *backward*: si assume che il veicolo stia seguendo un profilo di velocità (e accelerazione) prescritto e questo approccio è espresso nell'equazione (2.6). La forza è conseguenza della velocità e la forza di trazione è calcolata partendo

dalla forza d'inerzia. F_{trac} rappresenta la forza corrispondente che il propulsore deve fornire. In una simulazione con questa modellazione non è necessario alcun modello di pilota, poiché la velocità desiderata è un input, mentre la coppia del motore e il consumo di carburante sono output. Il simulatore determina la forza di trazione netta da applicare in base ai profili di velocità, di carico utile e di pendenza, insieme alle caratteristiche del veicolo. Sulla base di queste informazioni, si calcola la coppia che il gruppo propulsore deve applicare e quindi si tiene conto delle caratteristiche di coppia/regime dei vari componenti del gruppo propulsore per determinare le condizioni di funzionamento del motore e, infine, il consumo di carburante.



Fig. 2.3: Flusso di informazioni per simulazione backward

Entrambi i metodi sono più o meno indicati in base all'obiettivo dell'indagine che si conduce. Le simulazioni che hanno come obiettivo il risparmio di carburante sono in genere condotte su cicli di guida predeterminati, e quindi l'utilizzo di un modello *backward* garantisce che ogni simulazione segua esattamente questo profilo, garantendo la coerenza dei risultati di simulazione. Al contrario, una simulazione *forward* potrebbe non seguire esattamente la traccia, in quanto introduce un piccolo errore tra il segnale reale e quello desiderato. Una corretta messa a punto del blocco driver può ridurre le differenze, mentre la versione *backward* mantiene l'errore a zero senza alcuno sforzo.

D'altra parte, una simulazione *backward* presuppone che il veicolo e il powertrain siano in grado di seguire il profilo di velocità e non tenga conto delle limitazioni degli attuatori del powertrain nel calcolo della velocità del veicolo, che è predeterminato. Ciò pone il problema di valutare cicli impegnativi che possono richiedere più potenza di quella che il gruppo propulsore può fornire. Una simulazione *forward* non ha questo problema, perché la velocità viene calcolata dalla coppia/forza in uscita, che può essere saturata in base alle limitazioni del powertrain.

2.3 Bilancio energetico del veicolo

La valutazione del consumo di carburante viene effettuata analizzando i flussi di energia nel powertrain e individuando le aree in cui può essere introdotto il risparmio. Dall'equazione (2.6) la forza inerziale $F_{inertia}$ è positiva quando il veicolo sta accelerando e negativa durante la decelerazione; la forza dovuta alla pendenza della strada F_{arade} è positiva quando il veicolo è guidato in salita e negativa quando è in discesa; le resistenze di rotolamento F_{roll} e aerodinamiche F_{aero} sono sempre positive (per un veicolo che si muove in direzione di marcia). Queste forze sono dissipative in quanto si oppongono sempre al moto del veicolo, mentre le forze inerziali e dovute alla pendenza della strada sono conservative, essendo dipendenti solo dallo stato del veicolo (rispettivamente velocità e altitudine). In questo modo parte della forza di trazione generata dal propulsore aumenta l'energia cinetica e potenziale del veicolo (accelerandolo e spostandolo in salita), e parte viene dissipata nelle resistenze di rotolamento e aerodinamiche. Quando il veicolo decelera, o si muove in discesa, il suo potenziale e l'energia cinetica devono essere dissipati: le resistenze al rotolamento e aerodinamiche contribuiscono a dissipare parte dell'energia del veicolo, ma per una decelerazione più rapida devono essere utilizzati i freni meccanici. In definitiva, tutta l'energia che il powertrain produce viene dissipata in queste tre forme: resistenza al rotolamento, resistenza aerodinamica e freni meccanici. La variazione netta dell'energia cinetica è sempre pari a zero tra due fermate (poiché la velocità iniziale e la velocità finale sono entrambe pari a zero), e la variazione dell'energia potenziale dipende solo dalla differenza di altitudine tra il punto iniziale e quello finale del viaggio considerato.

Moltiplicando tutti i termini di (2.6) per la velocità del veicolo v_{veh} si ottiene il seguente equilibrio di potenza:

$$P_{trac} = P_{inertia} + P_{grade} + P_{roll} + P_{aero} \tag{2.7}$$

dove

- P_{trac} rappresenta la potenza di trazione alle ruote. E' positiva quando è generata dal powertrain per spingere il veicolo, ed è negativa (corrispondente alla decelerazione) quando si usa il powertrain, i freni o entrambi. Nei veicoli convenzionali, la quantità di potenza negativa che il gruppo propulsore può assorbire è piuttosto limitata: consiste in perdite di attrito nei vari componenti e perdite di pompaggio nel motore. Nei veicoli ibridi elettrici la quantità di potenza negativa è molto superiore, dal momento che le macchine di trazione elettrica sono reversibili e possono essere utilizzate per la decelerazione e l'accelerazione;
- $P_{inertia} = M_{veh} \dot{v}_{veh} v_{veh}$ rappresenta la quantità di potenza necessaria esclusivamente per accelerare il veicolo, senza considerare le perdite;

- $P_{roll} = F_{roll}v_{veh}$ e $P_{aero} = F_{aero}v_{veh}$ sono la quantità di potenza necessaria per superare rispettivamente le resistenze al rotolamento e aerodinamiche;
- $P_{grade} = F_{grade}v_{veh}$ è la potenza che va a superare una pendenza (o, se la pendenza è negativa e il veicolo è in discesa, è la potenza che accelera il veicolo e, quando eccessiva, deve essere dissipata per evitare un'accelerazione indesiderata).

Se i termini presenti nell'equazione (2.7) fossero integrati per tutta la durata del viaggio, quindi nell'intervallo $[t_0, t_f]$, si otterrebbe il seguente bilancio energetico:

$$E_{trac} = \int_{t_0}^{t_f} P_{trac} dt = E_{kin} + E_{pot} + E_{roll} + E_{aero}$$
(2.8)

dove i singoli termini sono:

$$E_{kin} = \int_{t_0}^{t_f} P_{inertia} dt = M_{veh} \int_{t_0}^{t_f} v_{veh}(t) \dot{v}_{veh} dt;$$
(2.9a)

$$E_{pot} = \int_{t_0}^{t_f} P_{grade} dt = M_{veh} g \int_{t_0}^{t_f} v_{veh}(t) sin\delta dt; \qquad (2.9b)$$

$$E_{roll} = \int_{t_0}^{t_f} P_{roll} dt = M_{veh} g \int_{t_0}^{t_f} c_{roll} v_{veh}(t) cos \delta dt; \qquad (2.9c)$$

$$E_{aero} = \int_{t_0}^{t_f} P_{aero} dt = \frac{1}{2} \rho_{air} A_f C_d \int_{t_0}^{t_f} v_{veh}(t)^3 dt.$$
(2.9d)

Si noti che l'integrale della potenza inerziale $P_{inertia}$ è la variazione dell'energia cinetica E_{kin} , e l'integrale della potenza relativa alla pendenza P_{grade} è la variazione dell'energia potenziale E_{pot} . Ogni termine energetico è il prodotto di due termini: uno che rappresenta i parametri del veicolo (massa, coefficienti di resistenza), che sono indipendenti dal ciclo di guida, e l'altro che rappresenta le informazioni sul ciclo di guida, indipendentemente dalle caratteristiche del veicolo e solo funzione del profilo di velocità $v_{veh}(t)$.

La quantità relativa alla resistenza al rotolamento, resistenza aerodinamica ed energia frenante definisce le caratteristiche di un ciclo di guida. In particolare, il potenziale di recupero di energia utilizzando la frenata rigenerativa è uguale alla quantità di energia cinetica e potenziale che deve essere dissipata, meno la quantità che viene dissipata a causa del rotolamento e della resistenza aerodinamica. Pertanto, un ciclo di guida urbano con frequenti accelerazioni e decelerazioni a bassa velocità (dove le resistenze sono inferiori) presenta più potenziale di recupero energetico rispetto a un ciclo autostradale in cui la velocità è approssimativamente costante e le perdite dovute alla resistenza aerodinamica rappresentano la componente principale di la potenza richiesta dal veicolo. Per comprendere meglio questo concetto, è utile esaminare separatamente il bilancio energetico durante l'accelerazione ($\dot{v}_{veh} \geq 0$) e la decelerazione ($\dot{v}_{veh} < 0$), ovvero calcolare gli integrali sommando le diverse sezioni del ciclo di guida. Indichiamo con l'apice ⁺ i valori di energia calcolati considerando solo gli istanti in cui $\dot{v}_{veh} \geq 0$, e con l'apice ⁻ quelli relativi agli istanti in cui $\dot{v}_{veh} < 0$ (cioè gli integrali (2.9a), (2.9b), (2.9c), (2.9d) sono suddivisi in due domini, secondo il segno di \dot{v}_{veh}). L'energia cinetica è uguale in entrambi i casi, ma con segno opposto:

$$E_{kin}^- = -E_{kin}^+ \tag{2.10}$$

perché la variazione netta dell'energia cinetica è nulla durante l'intero ciclo, e la sua variazione è positiva ogni volta che $\dot{v}_{veh} > 0$ e negativa ogni volta che $\dot{v}_{veh} < 0$. La quantità di energia che il powertrain deve fornire durante l'accelerazione è quindi:

$$E_{pwt}^{+} = E_{roll}^{+} + E_{aero}^{+} + E_{pot}^{+} + E_{kin}^{+}$$
(2.11)

ovvero l'energia fornita dal propulsore viene spesa per: accelerare il veicolo (aumenta la sua energia cinetica di E_{kin}^+ ; spostarlo a un livello più alto (E_{pot}^+) ; e superare resistenze dissipative $(E_{roll}^+ \in E_{aero}^+)$. Tuttavia, nel corso di un viaggio completo (veicolo che parte da fermo e si ferma alla fine), la variazione netta di energia cinetica è nulla. Pertanto, la stessa quantità di energia cinetica prodotta durante l'accelerazione (E_{kin}^+) deve essere rimossa dal veicolo durante la decelerazione. Quando il veicolo decelera, deve dissipare l'intera quantità di energia cinetica accumulata durante l'accelerazione. A ciò contribuiscono le resistenze dissipative, poiché tendono a rallentare il veicolo. Tuttavia, la quantità di energia cinetica da dissipare durante la decelerazione può essere maggiore della somma della resistenza al rotolamento e aerodinamica; in questo caso, il veicolo deve essere decelerato utilizzando attuatori aggiuntivi, ad esempio utilizzando freni meccanici o, in un veicolo ibrido, producendo coppia negativa con motori elettrici di trazione, recuperando così (parte) l'energia. La quantità di energia disponibile per la rigenerazione, $E_{regen, pot}$, è l'energia totale (cinetica e potenziale) del veicolo accumulata durante l'accelerazione meno le perdite che si verificano durante la fase di decelerazione, dovute alle perdite dissipative (resistenza al rotolamento e resistenza aerodinamica) e all'aumentare dell'energia potenziale (E_{pot}^{-}) :

$$E^{-}_{tegen,pot} = E^{+}_{kin} + E^{+}_{pot} - E^{-}_{roll} - E^{-}_{aero} - E^{-}_{pot}$$
(2.12)

L'immagine 2.4 mostra graficamente questo concetto: partendo da sinistra le perdite sono sottratte per calcolare l'energia disponibile ad ogni fase.



Fig. 2.4: Bilancio energetico del veicolo

Capitolo 3 Strategie di controllo per veicoli ibridi

In un veicolo convenzionale, e analogamente per un veicolo full hybrid, l'erogazione istantanea della potenza viene definita dal guidatore tramite i pedali dell'acceleratore e del freno. Le azioni del conducente vengono tradotte in richiesta di coppia che viene elaborata dalla centralina (Engine Control Unit, ECU) e viene inviata ai controller di basso livello che producono la coppia richiesta. In un veicolo ibrido, poiché ci sono più fonti di potenza disponibili, è necessario introdurre un ulteriore livello di controllo che decide la ripartizione della potenza tra i diversi attuatori, (cioè tra il motore endotermico ed i motori elettrici). Questo livello intermedio di controllo è composto da due parti (Fig. 3.1): dall'energy managment system che viene utilizzato per suddividere la richiesta di potenza tra i diversi attuatori di potenza, e dal supervisory controller che decide quando applicare il suddetto algoritmo di ripartizione della potenza e quando, invece, forzare un comportamento particolare (es. trazione elettrica pura) a causa di situazioni specifiche. Nella maggior parte dei casi le strategie di controllo tendono a minimizzare il consumo di carburante, ma l'obiettivo potrebbe includere anche la minimizzazione delle emissioni inquinanti. la massimizzazione dell'erogazione di potenza o, più spesso, un compromesso tra tutti questi obiettivi senza trascurare le esigenze di guidabilità.[[1]][[2]] [[3]]

3.1 Controllo del Powertrain

La potenza erogata dai moderni propulsori è controllata elettronicamente per soddisfare la richiesta del guidatore. Nei propulsori convenzionali basati su ICE, quando il guidatore agisce sul pedale dell'acceleratore, la posizione del pedale viene convertita in una richiesta di coppia. Questa coppia viene infine fornita dal motore,



Fig. 3.1: Diagramma di flusso del Powertrain Controller

che viene regolato di conseguenza dalla sua centralina. Quando il pedale del freno viene premuto dal conducente, il circuito del freno viene attivato meccanicamente (frenata accoppiata), oppure un controller intermedio converte la posizione del pedale in una richiesta di coppia frenante che viene suddivisa tra i circuiti frenanti anteriore e posteriore (frenata disaccoppiata, ABS o simili). Considerazioni simili si applicano ai propulsori puramente elettrici, con il motore di trazione che svolge il ruolo del motore termico.

Anche i veicoli ibridi sono controllati in termini di coppia e in figura (3.2) è rappresentata la sua struttura del controllo.

Quando si preme il pedale dell'acceleratore, il primo passo nella struttura di controllo della coppia è la funzione di interpretazione del driver che fornisce la coppia totale richiesta alle ruote, $T_t(t)$, come una richiesta di coppia. La richiesta di potenza è definita come $P_t(t) = T_t(t) \cdot \omega_w(t)$. La richiesta di coppia viene tipicamente valutata sulla base di una tabella di ricerca in funzione della posizione del pedale e della velocità della ruota o del veicolo. Il principio guida è che la depressione del pedale del 100% dovrebbe corrispondere alla coppia massima fornita



Fig. 3.2: Diagramma di flusso del supervisory controller in un veicolo ibrido

dal gruppo propulsore alla velocità attuale, mentre la depressione del pedale dello 0% (inerzia) dovrebbe fornire al guidatore una sensazione simile al "freno motore" nei veicoli convenzionali. I valori intermedi vengono interpolati linearmente o, più spesso, non linearmente.

A differenza dei propulsori ICE o elettrici, negli HEV la richiesta di potenza di trazione può essere fornita in molti modi diversi. Come accennato in precedenza, le variabili di output di un energy-management controller sono i setpoint per le unità di controllo di basso livello dei vari componenti (es. coppia gruppo propulsore, coppia motore elettrico, ecc.). Questi setpoint devono essere raggiunti in condizioni che variano lentamente senza alcuna modifica della modalità operativa. Quando le manovre transitorie che implicano cambi di modalità (come cambi di marcia, apertura e chiusura della frizione, avviamento e arresto del motore) sono prescritte dall' energy-management controller, i setpoint dei componenti vengono ulteriormente coordinati prima di essere inviati alle centraline di basso livello. In un blocco di coordinamento dinamico, vengono generati anche setpoint aggiuntivi per l'attuatore della frizione, il motore di arresto e avviamento, il cambio automatizzato, ecc. per realizzare fisicamente il cambio di modalità. Inoltre, in questo blocco possono essere implementate funzioni ad alta priorità che non si basano su considerazioni energetiche. Quando il driver agisce sul pedale del freno, viene attivato il controllo della frenata rigenerativa. Per beneficiare della frenata rigenerativa, l'attivazione dei freni a frizione deve essere disaccoppiata dalla depressione del pedale. La posizione del pedale del freno viene prima convertita in una richiesta di coppia frenante, che viene successivamente suddivisa tra richieste di frenata rigenerativa e di attrito. La prima è trattata come una richiesta di coppia negativa $T_t(t)$ che viene infine attribuita alla macchina elettrica. Quando si divide la coppia frenante tra i freni ad attrito e la macchina elettrica, il principio guida è che l'energia rigenerata deve essere massimizzata. Ovviamente la quantità di energia recuperabile è limitata dalla coppia e dalla potenza massima della macchina elettrica e dalla potenza massima e dallo stato di carica (State of Charge, SOC)

della batteria.[[4]]



Fig. 3.3: Diagramma di coppia e potenza in relazione alla velocità angolare

3.2 Il problema del controllo ottimo

L'ottimizzazione della gestione energetica di un powertrain ibrido consiste in un'analisi a due livelli. Ad un livello più astratto, la strategia di gestione dell'energia può essere progettata per un dato ciclo di test drive, attraverso l'ottimizzazione dei flussi di potenza tra i componenti del sistema. Tale procedura è chiamata *ottimizzazione offline*, poiché il ciclo di azionamento deve essere noto a priori. Ciò ovviamente non è possibile durante il reale funzionamento del sistema, salvo alcuni scenari particolari. Pertanto, per un'implementazione pratica, è necessario un controller *online*. Tuttavia, un'ottimizzazione offline è uno strumento molto utile in quanto può essere utilizzata per fornire un benchmark di prestazioni ottimali, che può quindi essere utilizzato per valutare la qualità di qualsiasi controller online causale ma non ottimale. Inoltre, la soluzione teorica ottimale potrebbe fornire informazioni su come dovrebbe essere progettato un sistema di controllo realizzabile.

In questo paragrafo si formula il problema del supervisory controller quando la massa totale di carburante, m_f , espressa in [g], viene ridotta al minimo durante una missione di guida. Il problema della gestione ottimale dell'energia in un veicolo ibrido elettrico consiste nel trovare la variabile di controllo u(t) che porta alla minimizzazione del carburante consumato, m_f , su un viaggio di lunghezza t_f (a partire da $t_0 = 0$). Ciò equivale a ridurre al minimo la funzione obiettivo J:

$$J = \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_f(u(t), t) dt$$
 (3.1)

dove $\dot{m}_f[g/sec]$ è la portata massica del carburante utilizzato. La minimizzazione di J è soggetta a vincoli legati ai limiti fisici degli attuatori, alla limitazione dell'energia immagazzinata nel RESS e all'obbligo di mantenere il SOC della batteria entro i limiti prescritti. Ciò rende il problema della gestione energetica ottimale un problema di controllo ottimale limitato, a tempo finito, in cui la funzione obiettivo (3.1) è ridotta al minimo sotto una serie di vincoli sia locali che globali sulle variabili di stato e di controllo.

Il SOC è definito come la quantità di carica elettrica immagazzinata nella batteria, in relazione alla capacità di carica totale:

$$SOC(t) = \frac{Q(t)}{Q_{nom}}$$
(3.2)

dove Q_{nom} è la capacità di carica nominale, e Q(t) è la quantità della carica attualmente immagazzinata. Le dinamiche SOC sono date da:

$$S\dot{O}C(t) = \begin{cases} -\frac{1}{\eta_{coul}} \frac{I(t)}{Q_{nom}} & se \quad I(t) > 0\\ -\eta_{coul} \frac{I(t)}{Q_{nom}} & se \quad I(t) < 0 \end{cases}$$
(3.3)

dove I è la corrente della batteria (positiva durante la scarica), η_{coul} è l'efficienza coulombica o efficienza di carica, che tiene conto delle perdite di carica e dipende dalle condizioni operative correnti (principalmente intensità e temperatura della corrente). Ponendo $x(t) = SOC \ e \ u(t) = P_{batt}$, il sistema dinamico è dato da:

$$\dot{x}(t) = -\frac{1}{\eta_{coul}^{sign(I(t))}} \frac{I(t)}{Q_{nom}}$$
(3.4)

Per la progettazione del controllo, viene utilizzato un modello orientato al controllo della batteria basato su un modello di circuito equivalente di ordine zero i cui parametri sono: la resistenza equivalente, $R_0(SOC)$ e la tensione a circuito aperto, $V_{oc}(SOC)$. La variazione del SOC può essere espressa in funzione della potenza della batteria:

$$V_L(t)I(t) = P_{batt} = u(t) = V_{oc}I(t) - R_0 I^2(x)$$
(3.5)

Risolvendo l'equazione (3.5) rispetto alla corrente della batteria I(t) e sostituendo nell'equazione (3.4) si ottiene:

$$\dot{x} = -\frac{1}{\eta_{coul}^{sign(I(t))}Q_{nom}} \left[\frac{V_{oc}(x)}{2R_0(x)} - \sqrt{\left(\frac{V_{oc}(x)}{2R_0(x)}\right)^2 - \frac{u(t)}{R_0(x)}} \right]$$
(3.6)

che può essere generalizzata con l'equazione:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t)).$$
 (3.7)

Il problema di ottimizzazione è soggetto a diversi vincoli. Alcuni di essi sono di natura integrale (ad esempio, l'obiettivo SOC finale); alcuni sono locali (limiti di potenza istantanea, limiti dello stato di carica). Vengono quindi divisi in vincoli globali e vincoli locali.

Vincoli Globali

Il valore SOC finale $x(t_f)$ dovrebbe raggiungere un valore predefinito x_{target} :

$$x(t_f) = x_{target} \tag{3.8}$$

ossia è necessario che

$$x(t_f) - x_{target} = \Delta x = 0. \tag{3.9}$$

In un ibrido charge-sustaining, l'energia netta della batteria dovrebbe essere zero su una data missione di guida, il che significa che il SOC alla fine del ciclo di guida, $x(t_f)$, dovrebbe essere lo stesso di quello all'inizio del ciclo di guida, cioè $x_{target} = x(t_0)$. L'equazione (3.9) definisce i vincoli di stato globali del problema di controllo ed è giustificata principalmente come un modo per confrontare i risultati di diverse soluzioni garantendo che inizino e raggiungano lo stesso livello di energia della batteria. Nelle applicazioni pratiche del veicolo, è sufficiente mantenere il SOC tra due valori limite, in quanto una certa differenza tra il SOC desiderato e quello effettivo alla fine di un ciclo è accettabile e non influisce sulla funzionalità del veicolo.

Vincoli Locali I vincoli locali sono imposti alla variabile di stato e alle variabili di controllo. I vincoli locali (o istantanei) sulla variabile di stato riguardano il fatto che lo stato di carica deve rimanere compreso tra un valore massimo ed un valore minimo (per far funzionare la batteria ad alta efficienza e preservarne la vita di ciclo), mentre i vincoli locali sulle variabili di controllo sono imposti per garantire i limiti fisici di funzionamento (motore termico massimo e minimo, coppia e velocità del motore elettrico e del generatore e alimentazione della batteria). Nel complesso, i vincoli locali sono:

$$SOC_{min} \leq SOC(t) \leq SOC_{max},$$

$$P_{batt,min} \leq P_{batt}(t) \leq P_{batt,max},$$

$$T_{x,min} \leq T_x(t) \leq T_{x,max},$$

$$\omega_{x,min} \leq \omega_x(t) \leq \omega_{x,max}.$$
(3.10)

dove x è motore elettrico, motore termico, generatore le ultime due disuguaglianze rappresentano le limitazioni istantanee per motore termino e elettrico rispettivamente sulla coppia e velocità; $(.)_{min}$, $(.)_{max}$ sono il valore minimo e massimo di SOC/potenza/coppia/velocità ad ogni istante.



Fig. 3.4: Traiettorie tipiche del *SOC* x(t) e della massa di carburante consumata $m_f(t)$ lungo una missione di guida

3.2.1 Generalizzazione del problema

Il problema di gestione dell'energia come definito nell'equazione (3.1) è un caso particolare di un problema di controllo ottimale più generale, nel caso in cui il consumo di carburante sia l'obiettivo da ridurre al minimo e il charge-sustaining sia applicato attraverso vincoli rigidi (3.9). Tuttavia, i problemi di gestione dell'energia per diverse applicazioni possono essere formulati dalla formulazione generale riportata di seguito.

Si consideri un sistema dinamico generico con equazione di stato

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t), \qquad (3.11)$$

dove $\mathbf{x}(t) \in \mathbb{R}^n$ indica il vettore della variabili di stato e $\mathbf{u}(t) \in \mathbb{R}^m$ è il vettore di controllo. Il vincolo di charge-sustaining è stato preso in considerazione come un vincolo rigido in (3.9) richiedendo che l'energia immagazzinata alla fine della missione sia uguale al valore iniziale della missione. In alternativa, questo vincolo può essere applicato come vincolo meno restrittivo, ossia penalizzando gli scostamenti dal valore iniziale dell'energia immagazzinata al termine della missione. Ciò avviene mediante una funzione di penalità $\phi(\mathbf{x}(t_f))$ (funzione dello stato del sistema al momento finale della differenza $\mathbf{x}(t_f) - \mathbf{x}(t_0)$) da sommare alla funzione obiettivo (3.1) per ottenere una funzione obiettivo di charge-sustaining della forma seguente:

$$J = \phi(\mathbf{x}(t_f)) + \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_f(\mathbf{u}(t), t) dt.$$
 (3.12)

I vincoli deboli modificano la funzione di costo con il termine $\phi(\mathbf{x}(t_f))$ in modo da indurre il valore finale della variabile vincolata ad essere vicino, ma non necessariamente identico, al target desiderato. Ad esempio, in [19] il vincolo debole è rappresentato da una funzione quadratica della differenza $\mathbf{x}(t_f) - \mathbf{x}(t_0)$, cioè $\phi = \alpha \|\mathbf{x}(t_f) - \mathbf{x}(t_0)\|_2^2$ dove α è un coefficiente positivo.

L'utilizzo di una funzione quadratica tende a penalizzare in egual modo deviazioni positive e negative dal SOC obiettivo, x_{target} , indipendentemente dal segno della deviazione. In [2], è proposta una funzione di penalità lineare del tipo

$$\phi(\mathbf{x}(t_f)) = w(\mathbf{x}(t_0) - \mathbf{x}(t_f)) \tag{3.13}$$

dove w è una costante positiva. Con (3.13) l'utilizzo della batteria è penalizzato favorendo l'energia immagazzinata. I vincoli deboli (3.13) sono in effetti un termine di penalità che può essere espresso come

$$\phi(\mathbf{x}(t_f)) = w \int_0^{t_f} \dot{\mathbf{x}}(t) dt$$
(3.14)

Le emissioni di gas di scarico del motore [19-22], l'invecchiamento della batteria [23], la guidabilità [24, 25], la dinamica termica [26] possono essere incluse nella funzione obiettivo, J, considerando un'espressione più generale

$$J = \phi(\mathbf{x}(t_f)) + \int_{t_0}^{t_f} L(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) dt.$$
 (3.15)

dove $L(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) \in \mathbb{R}$ è la funzione di costo istantanea. Il problema del controllo ottimo nell'intervallo di tempo $t \in [t_0, t_f]$ corrisponde alla scelta della legge \mathbf{u} : $[t_0, t_f] \in \mathbb{R}^p$ che porta alla minimizzazione della funzione di costo 3.12 sotto vincoli dinamici, locali e globali. In generale, i vincoli sugli stati possono essere espressi definendo l'insieme degli stati ammissibili come quelli per i quali sono soddisfatte le condizioni $\mathbf{G}(\mathbf{x}, t) \leq 0$, cioè

$$\Omega_{\mathbf{x}}(t) = \{ \mathbf{x} \in \mathbb{R}^n | \mathbf{G}(\mathbf{x}, t) \le 0 \}$$

dove la funzione $\mathbf{G}(\mathbf{x}, t) : \mathbb{R}^n \to \mathbb{R}^m$ rappresenta un insieme di *m* disuguaglianze che i componenti del vettore di stato devono soddisfare. Ad esempio, se $\mathbf{x}(t)$ deve rimanere tra \mathbf{x}_{min} e \mathbf{x}_{max} , è possibile scrivere due disuguaglianze, (cioè m = 2):

$$G_1(\mathbf{x}(\mathbf{t})) = \mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_{max} \le 0 \tag{3.16}$$

$$G_2(\mathbf{x}(\mathbf{t})) = \mathbf{x}_{min} - \mathbf{x}(t) \le 0 \tag{3.17}$$

Generalmente, l'insieme di stati e controlli ammissibili è definito come:

$$\begin{cases} \mathbf{G}(\mathbf{x},t) \le 0\\ \mathbf{u}(t) \in U(t) \end{cases} \quad \forall t \in [t_0, t_f]$$
(3.18)

dove U(t) indica l'insieme dei valori di controllo ammissibili al tempo t. I vincoli locali 3.18 sono condizioni istantanee che devono essere soddisfatte in ogni istante di tempo. La notazione $\mathbf{G}(\mathbf{x},t) \leq 0$ è generica e la funzione $\mathbf{G}(\cdot)$ è, in generale, vettoriale. Nella maggior parte dei casi, ha due componenti che rappresentano le due disuguaglianze $\mathbf{x}_{min}(t) \leq \mathbf{x}(t) \leq \mathbf{x}_{max}(t)$.

Per le simulazioni numeriche volte a risolvere il problema di ottimizzazione appena descritto si analizzeranno tre algoritmi:

- Dynamic Programming: fornisce la soluzione globalmente ottima ma necessita di conoscere la missione di guida a priori;
- ECMS: fornisce una soluzione riconducendo il problema di ottimo globale a un problema di minimo istantaneo senza la necessità di conoscere la missione di guida;
- **Rule Based**: un insieme di regole che definiscono la ripartizione di potenza tra il motore termico e motore elettrico.

3.3 Dynamic Programming

3.3.1 Concetti generali

La Dynamic Programming [] è un metodo numerico per risolvere problemi decisionali in più fasi. È l'unica tecnica di controllo ottimale in grado di fornire la soluzione ottimale a problemi di qualsiasi livello di complessità (nei limiti delle capacità computazionali); sfortunatamente, non è causale (poiché richiede che l'intero ciclo di guida sia noto in anticipo) e quindi è implementabile solo in ambiente di simulazione. La programmazione dinamica si basa sul principio di ottimalità di Bellman, che può essere espresso a parole come segue:

Se la soluzione ottima per un problema passa per uno stato intermedio (x_1, t_1) , allora la soluzione ottima per lo stesso problema a partire da (x_1, t_1) deve essere la continuazione dello stesso percorso[].

Ciò significa che il percorso ottimale da uno qualsiasi dei suoi passaggi intermedi alla fine corrisponde alla parte terminale dell'intera soluzione ottima. Per descrivere questo principio nelle formule, si consideri un sistema a tempo discreto:

$$x_{k+1} = f_k(x_k, u_k)$$

con k = 0, 1, ..., N - 1 e $u_k \in U(x_k)$ è il controllo attuato all'istante k-esimo. Data una strategia di controllo per il problema che parte dallo stato iniziale x_0 ,

$$\pi = \{u_0, u_1, \dots, u_{N-1}\},\$$
il funzionale di costo associato è

$$J_{\pi}(x_0) = L_N(x_N) + \sum_{k=0}^{N-1} L_k(x_k, u_k)$$

dove L_k è la funzione di costo istantanea (la stessa funzione della formulazione a tempo continuo (3.15)); la funzione di costo ottimale è quella che minimizza il costo totale

$$J^*(x_0) = \min_{\pi} J_{\pi}(x_0)$$

e la strategia ottima $\pi^* = \{u_0^*, u_1^*, \dots, u_{N-1}^*\}$ è tale che

$$J_{\pi*}(x_0) = J^*(x_0)$$

L'algoritmo di dynamic programming si basa sul principio di ottimalità di Bellman. Partendo dal passaggio finale N, l'algoritmo procede a ritroso utilizzando la sequenza delle strategie

$$\mu *_{k} = \arg \min_{u_{k} \in U_{k}} (L_{k}(x_{k}, u_{k}) + J_{k+1}(f_{k}(x_{k}, u_{k}))) \quad k = N - 1, N - 2, \dots, 1, 0$$

 $J_0(x_0)$ generato nell'ultimo step, è uguale al costo ottimale (minimo) $J_*(x_0)$. In altre parole, è possibile determinare la sequenza ottimale delle azioni di controllo procedendo a ritroso dallo stato finale, scegliendo ad ogni passo il percorso che minimizza il costo residuo (costo integrale da quel passo temporale fino allo stato finale).

In un veicolo elettrico ibrido la dynamic programming può rappresentare una soluzione efficace per il controllo di supervisione come mostrato per primo in []. La sequenza di scelte rappresenta la ripartizione della potenza tra il motore a combustione interna (ICE) e il sistema di accumulo di energia ricaricabile (RESS, ovvero pacco batterie, supercondensatori o altro dispositivo di accumulo di energia) in fasi temporali successive.

Il costo corrisponde al consumo di carburante, al consumo di energia, alle emissioni o a qualsiasi altro obiettivo di progettazione. L'insieme di scelte in ogni istante è determinato considerando lo stato di ogni componente del gruppo propulsore e la potenza totale richiesta dal guidatore. Data l'attuale velocità del veicolo e la richiesta del conducente (posizione dell'acceleratore), il controller determina la potenza totale che dovrebbe essere fornita alle ruote. Quindi, utilizzando le mappe dei componenti e il feedback sul loro stato attuale, determina anche la potenza massima e minima che ciascuna fonte di energia può erogare.

Se la potenza richiesta è pari o superiore alla potenza totale disponibile da entrambe le sorgenti, non c'è scelta da fare: ciascuna di esse dovrebbe essere utilizzata al massimo delle proprie capacità. Altrimenti, ci sono infinite combinazioni tali che la somma della potenza di ICE e RESS è uguale alla richiesta di potenza. Nella maggior parte degli algoritmi, inclusa la dynamic programming, invece di considerare questo continuum di soluzioni, viene selezionato e valutato un numero discreto di esse. Il numero di soluzioni candidate che si possono considerare è un compromesso tra le capacità computazionali e l'accuratezza del risultato: infatti, il costo minimo può non coincidere esattamente con uno dei punti selezionati, ma più sono vicini tra loro, migliore sarà l'approssimazione della soluzione ottima.



Fig. 3.5: Dynamic programming in HEV: sequenza di ripartizioni di potenza ammissibili

Una volta creata la griglia delle possibili ripartizioni di potenza, o dei candidati alla soluzione (rif. Fig. 3.5), è possibile utilizzare la procedura delineata in precedenza, associando un costo a ciascuno dei candidati alla soluzione. Procedendo a ritroso (ovvero, dalla fine del ciclo di guida), il cost-to-go ottimale viene calcolato per ogni punto della griglia e memorizzato in una matrice di costi. Quando l'intero ciclo è stato esaminato, il percorso con il costo totale più basso rappresenta la soluzione ottimale.

La procedura può essere spiegata con l'esempio mostrato in Figura 3.6, che fa riferimento a una configurazione HEV generica con un solo grado di libertà. La variabile decisionale è lo stato della batteria dell'energia SOE, che può assumere un numero finito di valori (nell'esempio, solo tre: 0,6, 0,65 o 0,7). L'obiettivo dell'algoritmo di dynamic programming è selezionare la sequenza ottimale di SOE in modo tale da ridurre al minimo il costo totale. La selezione di una sequenza di SOE equivale a decidere una sequenza di valori di potenza della batteria, poiché la variazione di SOE tra le fasi temporali è proporzionale all'integrale della potenza della batteria tra quelle fasi. Come variabile decisionale si sceglie il SOE (e non la



Fig. 3.6: Esempio di applicazione della dynamic programming ad un veicolo elettrico ibrido

potenza) perché ciò consente di soddisfare molto facilmente i vincoli sullo stato di massima e minima energia, poiché vengono considerati solo i valori ammissibili; inoltre, i valori iniziale e finale di SOE vengono impostati senza alcuno sforzo. I vincoli sulla potenza della batteria sono espressi in termini di variazione massima e minima di SOE tra due fasi temporali successive. Il primo passo per applicare l'algoritmo è calcolare tutti i costi degli archi. Questi sono i costi di spostamento da tutti i nodi ammissibili al tempo k a tutti i nodi ammissibili al tempo k + 1. La figura 3.6.a mostra tutti i costi degli archi ammissibili in questo caso: ad esempio, al tempo k = N - 1 = 4, tutti e tre i valori di SOE sono ammissibili (nodi H, I, K), ma solo uno è accettato al tempo finale (nodo L); quindi, devono essere definiti tre costi di arco (H \rightarrow L, I \rightarrow L e K \rightarrow L).

Al tempo k = 3, invece, ci sono nove possibili combinazioni (da uno qualsiasi dei nodi E, F, G a uno qualsiasi dei nodi H, I, K). Considerazioni simili possono essere fatte per tutte le altre fasi temporali. Una volta determinati tutti i costi degli archi, si può calcolare il cost-to-go partendo dal punto finale e andando a ritroso (Figura 3.6.b).

All'istante k = 4, il cost-to-go di ciascun nodo H, I, K corrisponde al costo dell'arco perché l'istante di tempo successivo è la fine dell'orizzonte di ottimizzazione. All'istante k = 3, il costo residuo di ciascun nodo corrisponde al costo minimo associato allo spostamento da quel nodo alla fine. Quindi, per il nodo E, il costo residuo è quello corrispondente al percorso con costo minimo tra le possibili alternative: $E \rightarrow H \rightarrow L$, $E \rightarrow I \rightarrow L$ ed $E \rightarrow K \rightarrow L$. I rispettivi costo sono (dalla figura 3.6.a): 2 + 1.4 = 3.4, 2.3 + 1.9 = 4.2, e 1.8 + 0.7 = 2.5; questi valori sono mostrati nella figura 3.6.b in corrispondenza del rispettivo percorso. Pertanto, il percorso migliore da E a L passa per K e ha un costo di 2.5; il percorso migliore da F a L passa per K e ha un costo di 1.6, e il percorso migliore da G a L passa per K e ha un costo di 2.4. Queste sono tutte le informazioni necessarie prima che l'algoritmo passi alla fase temporale precedente (k = 2) e calcoli i costi dell'arco per i punti B, C e D. A causa del principio di ottimalità di Bellman, il percorso ottimale da E, F o Da G a L non è influenzato dalla scelta nella fase temporale precedente, quindi il costo per andare da B a L è dato dalla somma del costo dell'arco da B a E, F, G e del costo ottimale da lì a L: per esempio, andare da B a L passando per E costa 1.9 (costo di $B \rightarrow E$) più 2.5 (costo più basso di $E \rightarrow L$). Con un ragionamento simile, l'intero grafico della Figura 3.6.b viene completato con i costi dell'arco, e a quel punto è possibile scegliere il percorso ottimale come quello che dà il costo più basso da A a L. Questo è 4.9 e si ottiene passando per B, F e K. La dynamic programming offre la soluzione matematicamente ottimale, entro i limiti di accuratezza dovuti alla discretizzazione delle soluzioni candidate. Tuttavia, non è applicabile in un veicolo reale, per due importanti motivi:

- 1. la soluzione deve essere calcolata a ritroso, quindi l'intero ciclo di guida deve essere conosciuto a priori, e
- 2. è una procedura computazionalmente pesante, che richiede la soluzione a ritroso dell'intero problema prima di poter determinare la prima azione di controllo.

Nonostante queste importanti carenze, la dynamic programming fornisce l'approssimazione più vicina alla soluzione ottimale ed è spesso utilizzata per determinare la massima potenzialità di una data architettura, fungendo così da punto di riferimento per altre strategie di controllo [26, 27, 28, 18, 29, 30, 31, 19, 20]. In questo lavoro è stato utilizzato un codice Matlab open source sviluppato all'ETH-Zurigo [32] che risolve i problemi di controllo ottimale a tempo discreto utilizzando l'algoritmo di programmazione dinamica di Bellman.

3.4 Equivalent Consumption Minimization Strategy

3.4.1 Concetti generali

La strategia di minimizzazione del consumo equivalente (*equivalent consumption minimization strategy*, ECMS) è stata introdotta da Paganelli et al. [5, 33] come metodo per ridurre il problema di minimizzazione globale definito nella Sezione 3.2.1 a un problema di minimizzazione istantanea da risolvere in ogni istante, senza l'uso di informazioni riguardanti il futuro. La descrizione qui riportata è tratta da [5]. Questa strategia si basa sul concetto che, nei veicoli charge-sustaining, la differenza tra lo stato di carica iniziale e finale della batteria è molto piccola, trascurabile rispetto all'energia totale utilizzata. Ciò significa che l'accumulo di energia elettrica viene utilizzato solo come buffer di energia. Poiché tutta l'energia alla fine proviene dal carburante, la batteria può essere vista come un serbatoio del carburante ausiliario e reversibile. L'elettricità utilizzata durante una fase di scarica della batteria deve essere reintegrata in una fase successiva utilizzando il carburante del motore (direttamente o indirettamente attraverso un percorso rigenerativo). Sono possibili due casi in un dato punto operativo:

- 1. la potenza della batteria è positiva (caso di scarica): una ricarica con il motore richiederà un consumo di carburante aggiuntivo in futuro;
- 2. la potenza della batteria è negativa (caso di carica): l'energia elettrica immagazzinata sarà utilizzata per ridurre il carico del motore, il che implica un risparmio di carburante.

In entrambi i casi, un consumo di carburante equivalente può essere associato all'uso di energia elettrica; il consumo di carburante futuro equivalente può essere sommato al consumo di carburante reale attuale per ottenere il consumo di carburante equivalente istantaneo

$$\dot{m}_{eqv} = \dot{m}_f + \dot{m}_{batt,eqv} = \dot{m}_f + \frac{s}{Q_{lhv}} P_{elec}$$
(3.19)

dove

• \dot{m}_f è il consumo istantaneo di carburante del motore (portata massica del carburante);

- $\dot{m}_{batt,eqv}$ è il consumo di carburante virtuale associato all'uso del sistema di accumulo elettrico ricaricabile;
- Q_{lhv} è il potere calorifico inferiore del carburante;
- P_{elec} è la potenza fornito dagli attuatori elettrici;
- s è chiamato *equivalence factor* e viene utilizzato per convertire l'energia elettrica in un consumo di carburante equivalente; svolge un ruolo importante nell'ECMS, come verrà mostrato in seguito.

A seconda del segno di P_{elec} (cioè se la batteria è carica o scarica), la portata del carburante virtuale può essere positiva o negativa, quindi il consumo di carburante equivalente può essere superiore o inferiore al consumo di carburante effettivo. Questa definizione è piuttosto generica e può rappresentare il flusso di energia di base in qualsiasi tipo di propulsione elettrica ibrida; tuttavia, per l'implementazione della strategia, P_{elec} , \dot{m}_f dovrebbero essere espressi in funzione del carico di strada (potenza richiesta per soddisfare la richiesta del conducente). Ciò richiede la conoscenza della topologia del powertrain e delle caratteristiche di efficienza dei componenti del powertrain. In particolare, il percorso seguito dal flusso di potenza in ciascuna modalità di funzionamento del gruppo propulsore influenza l'efficienza complessiva e quindi il rapporto tra potenza netta (carico di strada) e consumo totale di carburante e potenza elettrica. Il concetto di consumo di carburante



Fig. 3.7: Percorso dell'energia durante la carica e la scarica in un ibrido elettrico parallelo []

equivalente è illustrato nella Figura 3.8, che si riferisce a un HEV parallelo (per un HEV in serie l'unica differenza è la posizione del nodo di somma della potenza). Nel caso di scarica (Figura 3.8.a), il motore elettrico fornisce potenza meccanica. Il

percorso tratteggiato è relativo al futuro ritorno dell'energia elettrica istantanea utilizzata. Naturalmente, il punto di funzionamento di questa ricarica non può essere conosciuto a priori, e quindi dovrebbe essere impostato un rendimento medio approssimativo.

$$s_{dis} = \frac{1}{\eta_{ICE}\eta_{batt,chq}\eta_{EM,chq}\eta_{trasm}}$$
(3.20)

Nel caso di carica (Figura 3.8.b), il motore elettrico riceve energia meccanica e la converte in energia elettrica immagazzinata nella batteria. Il percorso tratteggiato è relativo all'uso futuro di questa energia elettrica per produrre energia meccanica. Questa quantità di energia meccanica non dovrà essere prodotta dal motore ed è considerata come un risparmio di carburante. In questo caso il flusso di carburante equivalente del motore elettrico è negativo.

$$s_{chg} = \frac{\eta_{batt,dis}\eta_{EM,dis}\eta_{trasm}}{\eta_{ICE}}$$
(3.21)

Si nota che in entrambi i casi s è inversamente proporzionale a η_{ICE} e le equazioni possono essere così semplificate

$$s_{dis} = \frac{1}{\eta_{ICE}\eta_{elec}} \tag{3.22a}$$

$$s_{chg} = \frac{\eta_{elec}}{\eta_{ICE}} \tag{3.22b}$$

(3.22c)

Nel caso in cui non ci fossero perdite di tipo elettrico si avrebbe un equivalenza tra l'equivalence factor di carica e di scarica.

L'equivalence factor è strettamente legato al ciclo guida e si dovrebbe conoscere a monte, quindi dovrebbe essere ottimizzato off-line attraverso simulazioni. Per poter calcolare l'equivalence factor ottimo si è utilizzato il *metodo di bisezione* che può essere così definito:

- 1. si parte da un intervallo di valori ammissibili $[s_{eq,min}, s_{eq,max}]$
- 2. alla prima iterazione si ipotizza $s_{eq} = s_{eq,max}$ e alla seconda iterazione si ipotizza $s_{eq} = s_{eq,min}$ iniziando così a creare un vettore di valori ammissibili di s_{eq}
- 3. di definisce $s_{eq,avq}$ come media dei valori estremi dell'intervallo
- 4. dalla terza iterazione in poi si confronta il valore del SOC attuale con il SOC_{target} : se il valore SOC attuale è maggiore del SOC_{target} , allora il nuovo estremo superiore dell'intervallo sarà s_{eq} attuale, ossia $s_{eq,max} = s_{eq}$ e per l'iterazione successiva si andrà ad utilizzare $s_{eq,avg}$ calcolato sul nuovo intervallo;

analogamente se il valore SOC attuale è minore del SOC_{target} , allora il nuovo estremo inferiore dell'intervallo sarà s_{eq} attuale, ossia $s_{eq,min} = s_{eq}$ e per l'iterazione successiva si andrà ad utilizzare $s_{eq,avq}$ calcolato sul nuovo intervallo.

5. si definisce una soglia limite di accettabilità per raggiungere la convergenza del metodo sulla base della differenza del valore del SOC calcolato e il SOC_{target}

Il problema globale di minimizzare il costo totale J può quindi essere ridotto al problema locale (istantaneo) di minimizzare \dot{m}_{eqv} . Il problema della minimizzazione istantanea è computazionalmente meno impegnativo rispetto al problema globale risolto con la dynamic programming e applicabile a situazioni del mondo reale poiché non si basa (esplicitamente) su informazioni sulle condizioni di guida future. Per qualsiasi punto di funzionamento del veicolo (velocità, potenza richiesta dal gruppo propulsore) viene esaminata l'intera gamma di possibili ripartizioni di potenza e vengono determinati i flussi di carburante equivalenti per ogni combinazione. Viene selezionata la combinazione con il minor costo istantaneo del carburante. Ciò può essere ottenuto utilizzando le mappe di efficienza effettiva del motore e delle macchine elettriche.

3.4.2 Equivalence factor e charge-sustainability

Il concetto di consumo di carburante equivalente è legato alla necessità di attribuire un valore significativo al parametro di equivalenza s. Questo parametro è rappresentativo dell'efficienza futura del motore e dell'accumulatore di energia, e il suo valore incide sia sulla sostenibilità della carica che sull'efficacia della strategia: se è troppo alto, si attribuisce un costo eccessivo all'utilizzo dell'energia elettrica e quindi al il pieno potenziale di ibridazione non è realizzato; se è troppo basso, accade il contrario e il RESS si esaurisce troppo presto (perdita di sostenibilità della carica). Nelle implementazioni pratiche, per una maggiore robustezza in termini di sostenibilità della carica, l'uso dell'accumulo di energia elettrica è ulteriormente penalizzato quando il SOC è basso, e incoraggiato quando il SOC è alto moltiplicando il fattore di equivalenza per un termine di correzione [34]. Inoltre il fattore di equivalenza dipende strettamente dal profilo di missione del veicolo e deve essere ottenuto con una procedura di ottimizzazione numerica, possibile se il ciclo di guida è noto a priori. Pertanto, nonostante la sua formulazione "istantanea", anche l'ECMS si basa ancora implicitamente su alcune informazioni sul futuro: se questa informazione è sbagliata, il controllo funziona ancora, ma i risultati non sono così buoni come potrebbero essere potenzialmente. Tuttavia è possibile rendere l'ECMS indipendente dal ciclo attraverso un algoritmo di adattamento, come dimostrato in [35, 36, 37, 38]

3.5 Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy

Il fatto che i risultati dell'ECMS siano piuttosto sensibili ai valori di equivalence factor significa che esiste un valore ottimale di s per ogni particolare ciclo di guida, o almeno per un dato modello di guida (es. Autostrada, città, strade suburbane ecc ...). L'ECMS adattivo, o A-ECMS, è uno sviluppo dell'ECMS in cui gli equivalence factor non sono pre-calcolati, ma sono calcolati online e aggiornati a intervalli regolari. Si ottiene una gestione energetica in tempo reale per HEV aggiungendo al framework ECMS un dispositivo in grado di mettere in relazione i parametri di controllo con il profilo di velocità corrente. L'idea principale è aggiornare periodicamente i parametri di controllo in base al carico stradale corrente, in modo che il SOC sia mantenuto entro i confini e il consumo di carburante sia ridotto al minimo. In particolare, l'algoritmo identifica la missione che il veicolo sta seguendo e determina i fattori di equivalenza ottimali per la missione in corso. La missione è costruita combinando i dati passati e previsti, in modo da ottenere un compromesso tra adattabilità e accuratezza nella stima dei fattori di equivalenza. I possibili approcci per procedere alla stima dell'equivalence factor s online sono i seguenti:

- 1. Adattamento basato sulla previsione del ciclo di guida: in presenza di variazioni di altitudine, la previsione della velocità del veicolo non è sufficiente per identificare il carico stradale. In questo caso, l'uso di informazioni esterne, come il GPS, è necessario per fornire dati accurati sull'elevazione. Il focus dell'A-ECMS è l'algoritmo on-the-fly per la stima degli equivalence factor in base alle condizioni di guida. I parametri di controllo per la missione corrente possono essere determinati utilizzando un'ottimizzazione sistematica. Questo approccio porta a una stima esatta del costo equivalente, ma richiede la risoluzione di un problema di minimizzazione bidimensionale. Per missioni di durata di circa 100 secondi, il carico di calcolo è ancora pesante per un'implementazione in tempo reale;
- 2. Adattamento basato sul riconoscimento di schemi di guida: un algoritmo di riconoscimento del modello viene utilizzato per identificare prima il tipo di condizioni di guida a cui è sottoposto il veicolo, così da selezionare gli equivalence factor più appropriati da un insieme predefinito. I valori ottimali di *s* per diverse tipologie di ciclo (città, autostrada, ecc.) sono precalcolati e memorizzati (nel database degli equivalence factor); durante il funzionamento del veicolo, l'algoritmo di adattamento utilizza le condizioni di guida passate e presenti per determinare il tipo di ciclo corrente, dal quale seleziona il fattore di equivalenza appropriato. Questo approcciò è più veloce rispetto alla soluzione precedente;

3. Adattamento basato esclusivamente sul feedback del SOC: gli approcci sviluppati per progettare metodi di controllo di supervisione ottimali adattivi basati sul feedback SOC [15-17] si basano sull'idea di cambiare dinamicamente il valore dell'equivalence factor al momento attuale (senza utilizzare informazioni di guida passate o tentare di prevedere il comportamento di guida futuro), al fine di contrastare la variazione del SOC e quindi mantenere il suo valore intorno al valore target. In tutti questi metodi, il riferimento SOC è considerato costante. L'esecuzione dell'adattamento utilizzando un singolo parametro anziché due ha un vantaggio significativo in quanto riduce la complessità di progettazione e calibrazione. Se da un lato questi metodi sono facili da implementare, robusti (poiché tutti si basano sul feedback del SOC) e computazionalmente economici, dall'altro le loro prestazioni si basano su un'adeguata messa a punto dei parametri utilizzati nella legge di adattamento.

Per l'indagine svolta in questo elaborato è stato usato quest'ultimo metodo per l'implementazione dell' A-ECMS. L'adattamento online dell'equivalence factor tramite il feedback SOC utilizza la differenza tra lo stato di carica target, SOC_{target} , e il suo valore istantaneo, SOC(t). Una legge di adattamento [15] basata su un controllore proporzionale-integrale (PI) è

$$s(t) = s_0 + k_P(SOC_{target} - SOC(t)) + k_I \int_0^t (SOC_{target} - SOC(\tau)) d\tau \quad (3.23)$$

dove s_0 è il valore inizale dell'equivance factor, $k_P e k_I$ sono rispettivamente il guadagno proporzionale e integrale della legge di adattamento. La scelta di s_0 è arbitraria e può essere fatta mediando diversi valori iniziali ottimali ottenuti offline. L'equazione (3.23) è stata concepita per essere eseguita online. Tuttavia l'adattamento dell'equivalence factor in ogni fase temporale in base alla divergenza del *SOC* dal suo valore target, potrebbe non essere sempre auspicabile. Infatti, questo adattamento continuo del tempo in linea di principio impedirebbe di utilizzare la batteria per l'intero intervallo di funzionamento del *SOC*, poiché anche una piccola deviazione del *SOC* effettivo dal valore di riferimento costante verrà corretta l'istante successivo. Per consentire alla batteria di estendersi su una gamma più ampia di *SOC*, in [17], è stata proposta la seguente legge di adattamento discretizzata:

$$s_j = \frac{s_{j-1} + s_{j-2}}{2} + k_S(SOC_{target} - SOC(j))$$
(3.24)

dove j è un numero intero che indica j-esimo intervallo di tempo fisso di lunghezza T secondi, s_j è il valore dell'equivalence factor nell'intervallo [(j-1)T, jT] e SOC(j) è il valore di SOC all'inizio di questo intervallo. Il concetto alla base (3.24) è che il charge-sustainability dovrebbe essere applicato su intervalli di lunghezza significativa (da alcuni secondi a minuti, in base alla capacità della batteria e alle dinamiche del ciclo di guida), quindi la correzione del fattore di equivalenza

dovrebbe essere eseguita solo a intervalli discreti e non continuamente. Il fattore k_S deve essere regolato per garantire la convergenza del SOC al valore di riferimento.



Fig. 3.8: Schema di strategia di controllo ottimale adattivo basato sul feedback del SOC

3.6 Principio dei minimi di Pontryagin

La strategia ECMS precedentemente descritta trova fondamento matematico nella teoria di controllo ottimo elaborata dal matematico russo Lev Pontryagin negli anni '50. Il Pincipio dei minimi di Pontryagin verrà prima analizzato da un punto di vista strettamente matematico, in seguito verrà analizzato l'approccio all'ottimizzazione per i veicoli ibridi.

Il principio di minimo di Pontryagin [32, 33, 34] è un teorema matematico che fornisce un insieme di condizioni di ottimalità istantanee necessarie. Ciò significa che la soluzione ottimale al problema globale deve soddisfare queste condizioni (che non sono, di per sé, garanzia di ottimalità). Esistono diverse formulazioni del principio, a seconda del modo in cui viene specificato il problema del controllo ottimale [34]. Il più rilevante per il problema della gestione dell'energia HEV è discusso in questo paragrafo.

3.6.1 Principio di minimo per problemi con vincoli di stato

Le variabili di stato sono vincolate a rimanere all'interno di alcuni limiti, che possono variare nel tempo: $\mathbf{x}(t) \in \Omega_{\mathbf{x}}(t) \subset \mathbb{R}^n \quad \forall t \in [t_0, t_f]$. Le condizioni al contorno per la variabile di stato possono essere espresse definendo l'insieme degli stati ammissibili come quelli per i quali sono soddisfatte le condizioni $\mathbf{G}(\mathbf{x}, \mathbf{t}) \leq \mathbf{0}$, ovvero:

$$\Omega_{\mathbf{x}}(t) = \{ \mathbf{x} \in \mathbb{R}^n | G(\mathbf{x}, t) \le 0 \},\$$

dove la funzione $\mathbf{G}(\mathbf{x}(\mathbf{t})) : \mathbb{R}^n \mapsto \mathbb{R}^m$ rappresenta un insieme di *m* disuguaglianze che le componenti del vettore delle variabili di stato deve soddisfare.

Il problema di controllo ottimale con orizzonte temporale limitato-finito consiste nel trovare il vettore di controllo \mathbf{u}^* che minimizza la funzione di costo (3.15) rispettando i vincoli di stato dinamico (3.11), e lo stato locale e i vincoli di controllo. Per questo problema la funzione Hamiltoniana è definita come

$$H(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \lambda(t), t) = L(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) + \lambda^{T}(t) \cdot f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t)$$
(3.25)

dove $f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t)$ è il lato destro dell'equazione dinamica del sistema (3.11), $L(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t)$ è il costo istantaneo (3.15) e $\lambda(t)$ è un vettore di variabili di ottimizzazione, noto anche come moltiplicatore di Lagrange (o covariabile di stato). Il vettore $\lambda(t)$ ha le stesse dimensioni del vettore delle variabili di stato $\mathbf{x}(t)$.

Il principio del minimo di Pontryagin afferma che se $\mathbf{u}^*(t)$ è la legge di controllo ottimale per il problema appena esposto, allora sono soddisfatte le seguenti condizioni [5]:

1. le variabili e le covariabili di stato devono soddisfare le seguenti condizioni:

$$\dot{\mathbf{x}^{*}(t)} = \frac{\partial H}{\partial \lambda}\Big|_{\mathbf{u}^{*}} = f(\mathbf{x}^{*}(t), \mathbf{u}^{*}(t), t)$$
(3.26)

$$\begin{aligned} \dot{\lambda^*(t)} &= -\frac{\partial H}{\partial \mathbf{x}} \Big|_{\mathbf{u}^*} = h(\mathbf{x}^*(t), \mathbf{u}^*(t), \lambda^*(t), t) \\ &= -\frac{\partial L}{\partial \mathbf{x}} (\mathbf{x}^*(t), \mathbf{u}^*(t), t) - \lambda^*(t) \cdot \left[\frac{\partial f}{\partial x} \mathbf{x}^*(t), \mathbf{u}^*(t), t\right]^T \end{aligned} (3.27)$$

$$\mathbf{x}^*(t_0) = x_0 \tag{3.28}$$

$$\mathbf{x}^*(t_f) = x_{target} \tag{3.29}$$

2. $\forall t \in [t_0, t_f], \mathbf{u}^*(t)$ minimizza globalmente l'Hamiltoniana:

$$H(\mathbf{u}(t), \mathbf{x}^{*}(t), \lambda^{*}(t), t) \ge H(\mathbf{u}^{*}(t), \mathbf{x}^{*}(t), \lambda^{*}(t), t), \forall \mathbf{u}(t) \in U(t), \forall t \in [t_{0}, t_{f}]$$
(3.30)

cioè la soluzione ottima $\mathbf{u}^*(t)$ è tale che

$$\mathbf{u}^{*}(t) = \arg\min_{\mathbf{u}(t)\in U(t)} (H(\mathbf{u}(t), \mathbf{x}(t), \lambda(t), t))$$
(3.31)

dove U(t) indica l'insieme di valori di controllo ammissibili al tempo t.

3.6.2 Vincoli sulla variabile di stato del sistema

Per il problema in esame, i vincoli sullo stato del sistema sono sia locali che globali. I vincoli globali sono garantiti assicurando che sia (3.28) che (3.29) siano soddisfatti. I vincoli locali sugli stati del sistema, per garantire che gli stati del sistema siano nella regione $\Omega_{\mathbf{x}}(t)$ in ogni istante di tempo, possono essere applicati introducendo un costo aggiuntivo nell'Hamiltoniano che si attiva ogni volta che i vincoli sullo stato vengono raggiunti o violati.

A causa dei vincoli sulla variabile di stato, la formulazione del principio dipende dal fatto che i vincoli di stato siano attivi (cioè, lo stato assume un valore limite) o meno. In particolare, i vincoli sugli stati vengono violati quando (da (3.16) e (3.17)):

1. lo stato assume valori al di sopra dei suoi limiti massimi ammissibili:

$$G_1(\mathbf{x}(t)) = \mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_{max} > 0 \tag{3.32}$$

2. oppure, lo stato assume valori al di sotto dei suoi limiti inferiori ammissibili:

$$G_2(\mathbf{x}(t)) = \mathbf{x}_{min} - \mathbf{x}(t) > 0 \tag{3.33}$$

Per introdurre formalmente questi vincoli nella formulazione del principio, si utilizzano le derivate temporali totali $G^{(r)}$ di G_1 e G_2 , fino all'ordine r in cui $\mathbf{u}(t)$ appare esplicitamente per la prima volta. Per il problema qui analizzato, il controllo $\mathbf{u}(t)$ appare nella derivata prima di G_1 e G_2 , cioè r = 1.

$$G^{(1)}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) = \begin{cases} G_1^{(1)}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) = \frac{dG_1}{dt} = \dot{\mathbf{x}}(t) = f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) \\ G_2^{(1)}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) = \frac{dG_2}{dt} = -\dot{\mathbf{x}}(t) = -f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) \end{cases}$$
(3.34)

Usando (3.34), la nuova funzione hamiltoniana che impone i vincoli dello stato locale è definita come [5]:

$$H = L(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) + \lambda(t)^T \cdot f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) + w(\mathbf{x}(t))^T \cdot f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t)$$
(3.35)

dove

$$w(\mathbf{x}) = \begin{cases} 0 & \text{se } G(\mathbf{x}(t)) < 0 \quad \text{vincoli non attivi} \\ -K & \text{se } G_1(\mathbf{x}(t)) \ge 0 \quad \text{vincoli superiori attivi} \\ K & \text{se } G_2(\mathbf{x}(t)) \ge 0 \quad \text{vincoli inferiori attivi} \end{cases}$$
(3.36)

 $w(\mathbf{x})$ ha lo stesso numero di elementi di $G(\mathbf{x}(t))$ e ogni elemento è definito sulla base del corrispondente componente di $G(\mathbf{x}(t))$. Il valore della costante K è arbitrario. La regola generale è di rendere K abbastanza alto da garantire che il costo aggiuntivo dovuto al soddisfacimento (o al superamento) di un vincolo di stato renda inaccettabile la soluzione corrispondente.

La funzione hamiltoniana (3.35) può essere così riscritta:

$$H = L(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) + (\lambda(t)^T + w(\mathbf{x}(t))^T) \cdot f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t)$$
(3.37)

In pratica, la funzione hamiltoniana durante gli intervalli in cui i vincoli sono attivi è aumentata dal termine $w(\mathbf{x}(t))$, chiamata *funzione di penalità additiva* che dipende dalla derivata della funzione di vincolo. Per i vincoli della forma (3.32) o (3.33), l'effetto di ciò è che i candidati al controllo che tendono a superare i confini di stato vengono penalizzati, mentre vengono favoriti quelli di segno opposto. Alla luce della nuova hamiltoniana (3.37), l'equazione dei moltiplicatori di Lagrange (3.27) è modificata come segue:

$$\dot{\lambda^{*}(t)} = -\frac{\partial L}{\partial \mathbf{x}}(\mathbf{x}^{*}(t), \mathbf{u}^{*}(t), t) - (\lambda^{*}(t) + w(\mathbf{x})) \cdot \left[\frac{\partial f}{\partial x}\mathbf{x}^{*}(t), \mathbf{u}^{*}(t), t\right]^{T}$$
(3.38)

L'inclusione della funzione di penalità additiva introduce discontinuità nella funzione hamiltoniana negli istanti di tempo in cui vengono raggiunti i confini di stato.

3.6.3 Dal Principio del minimo all'ECMS

I concetti alla base dell'ECMS (ovvero l'equivalenza, in termini energetici, del consumo di carburante e dell'energia elettrica) sono originati da intuizioni ingegneristiche. Tuttavia, una derivazione analitica del consumo di carburante equivalente può essere ottenuta utilizzando il principio del minimo di Pontryagin. Infatti, l'ECMS e il principio del minimo condividono la stessa idea di fondo di ridurre il problema dell'ottimizzazione globale a uno locale: l'ECMS definendo un consumo di carburante equivalente, il principio del minimo minimizzando l'Hamiltoniana H in ogni istante di tempo t. Considera il propulsore elettrico ibrido come un sistema descritto dall'equazione dinamica

$$\dot{z}(z, P_{ress}) = -\epsilon_{ress}(z, P_{ress}) \frac{P_{ress}(t)}{E_{ress}}$$
(3.39)

dove z è lo stato di energia del RESS, E_{ress} è la sua capacità energetica totale, e la variabile di controllo è la potenza del RESS, ovvero $u = P_{ress}$. Questa equazione di stato è tipica di qualsiasi veicolo in cui lo stato di energia del RESS rappresenta la variabile dinamica più rilevante. Il termine $\epsilon_{ress}(z, P_{ress})$ rappresenta l'efficienza di carica o scarica che tiene conto delle perdite nel sistema di accumulo di energia e nella sua elettronica di potenza, e in generale può dipendere sia dallo stato di energia z che dalla potenza del RESS P_{ress} . $\epsilon_{ress}(z, P_{ress})$ è correlato all'efficienza come segue:

$$\epsilon_{ress} = \begin{cases} \frac{1}{\eta_{ress}} & \text{se} \quad P_{ress} > 0\\ 1 & \text{se} \quad P_{ress} = 0\\ \eta_{ress} & \text{se} \quad P_{ress} < 0 \end{cases}$$
(3.40)

Se l'obiettivo di minimizzazione è il consumo di carburante e il veicolo è chargesustaining, ovvero il SOE iniziale e finale sono uguali, la funzione di costo da minimizzare è espressa come

$$J = \int_{t_0}^{t_f} Ldt = \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_f(P_{ress})dt$$
 (3.41)

Secondo il Principio dei minimi di Pontryagin, l'hamiltoniana per questo problema è data da

$$H = \lambda \dot{z} + L = -\lambda(t)\epsilon_{ress}(z, P_{ress})\frac{P_{ress}(t)}{E_{ress}} + \dot{m}_f(P_{ress})$$
(3.42)

dove la covariabile di stato λ deve soddisfare l'equazione dinamica

$$\dot{\lambda}(t) = -\frac{\partial H}{\partial z} = \lambda(t) \frac{P_{ress}(t)}{E_{ress}} \frac{\partial \epsilon_{ress}(z, P_{ress})}{\partial z}$$
(3.43)

Si nota che questa espressione dell'hamiltoniana ha la stessa struttura del consumo di carburante equivalente per l'ECMS

$$\dot{m}_{eqv} = \dot{m}_{ress} = \dot{m}_f + \frac{s}{Q_{lhv}} P_{ress} \tag{3.44}$$

perché entrambi sono la somma del consumo effettivo di carburante \dot{m}_f e di un termine proporzionale alla potenza del RESS. Le espressioni (3.42) e (3.44) sono identiche se

$$s(t, z, P_{ress}) = -\lambda(t)\epsilon(z, P_{ress})\frac{Q_{lhv}}{E_{ress}}$$
(3.45)

Ciò dimostra che l'ECMS è un'implementazione del principio del minimo se l'equivalence factor varia nel tempo a seconda del co-stato $\lambda(t)$, dell'effettiva efficienza della batteria in un dato istante (che può essere facilmente modellato utilizzando una mappa di $\epsilon(z, P_{ress})$) e del rapporto tra contenuto energetico del carburante e capacità energetica del RESS. Gli ultimi due sono parametri costanti del veicolo, mentre il co-stato è una funzione sia del veicolo che del ciclo di guida. La formulazione standard ECMS in cui il fattore di equivalenza è solo una funzione del segno di , P_{ress} può essere vista come un'approssimazione della soluzione del principio minimo.

Tuttavia, l'ipotesi di equivalence factor costanti è valida nel caso in cui l'efficienza η_{ress} è costante e non dipende da z né da P_{ress} , perché questo implica $\dot{\lambda} = 0$ (da (3.43)) e quindi $\lambda(t) = \lambda_0 \quad \forall t$; inoltre, il termine ϵ_{ress} in (3.45) dipende solo dal segno di P_{ress} . In questo caso di efficienza costante, sostituire la definizione (3.40) di ϵ_{ress} con (3.45) permette di ricavare una relazione interessante tra i fattori di equivalenza di carica e scarica

$$\begin{cases} s_{dis} = s(P_{ress} > 0) = -\lambda_0 \frac{1}{\eta_{ress}} \frac{Q_{lhv}}{E_{ress}} \\ s_{chg} = s(P_{ress} < 0) = -\lambda_0 \eta_{ress} \frac{Q_{lhv}}{E_{ress}} \end{cases} \Longrightarrow \frac{s_{chg}}{s_{dis}} = \eta_{ress}^2 \tag{3.46}$$

Capitolo 4 Simulazione

4.1 Caso di studio

In questo capitolo verranno presentati i risultati delle simulazioni numeriche effettuate su un powertrain con architettura P2.

Gli ibridi paralleli sono in grado di eseguire una propulsione multipla poiché



Fig. 4.1: Architettura veicolo ibrido P2

sia il motore endotermico che il motore elettrico possono essere collegati direttamente alla trasmissione e possono quindi fornire entrambi la potenza meccanica per azionare le ruote. La potenza derivante dalle due fonti energetiche di bordo (chimica ed elettrica) viene sommata meccanicamente. Poiché il motore è collegato direttamente alle ruote, questa architettura elimina l'inefficienza di convertire la potenza meccanica in elettricità e viceversa, il che rende questi ibridi abbastanza efficienti in autostrada. Richiede un motore endotermico più piccolo e un motore elettrico più piccolo per garantire le stesse prestazioni del motore di serie.

Un veicolo elettrico ibrido può operare con diverse funzionalità:

• **Convenzionale**: la fonte energetica proviene dal carburante e viene trasferita alle ruote. L'efficienza energetica è data dal rapporto

$$\eta_{conv} = \frac{E_{wheels}}{E_{tank,out}}$$



Fig. 4.2: Funzionalità P2 convenzionale

• Load Point Shift: un regolatore di distribuzione della potenza o della coppia definisce le coppie fornite dal motore a combustione e dal motore elettrico per mantenere un valore teorico predeterminato dello stato di carica dell'unità di accumulo di carica. La fonte energetica proviene dal carburante e viene trasferita sia alle ruote sia alla batteria. L'efficienza energetica è data dal rapporto

$$\eta_{lps} = \frac{E_{wheels} + E_{battery,in}}{E_{tank,out}}$$

• **E-Boost**: l'energia trasmessa alle ruote proviene sia dal serbatoio che dalla batteria. L'efficienza energetica è data dal rapporto

$$\eta_{e-boost} = \frac{E_{wheels}}{E_{tank,out} + E_{battery,out}}$$



Fig. 4.3: Funzionalità P2 Load Point Shift



Fig. 4.4: Funzionalità P2 E-Boost

• **E-Traction**: funzionamento in puro elettrico. L'energia trasmessa alle ruote proviene esclusivamente dalla batteria. L'efficienza energetica è data dal rapporto

$$\eta_{e-trac} = \frac{E_{wheels}}{E_{battery,out}}$$

• **Regenerative Braking**: l'energia proveniente dalle ruote in fase di frenata viene immagazzinata nella batteria. L'efficienza energetica è data dal rapporto

$$\eta_{reg} = \frac{E_{battery,in}}{E_{wheels}}$$

I dati principali del veicolo preso in esame sono definiti nelle tabelle in (Fig. 4.7). Nel dettaglio verranno analizzati e confrontati i risultati ottenuti implementando Simulazione



Fig. 4.5: Funzionalità P2 E-Traction



Fig. 4.6: Funzionalità P2 Regenerative Braking

48 Volt Li-lons Battery		FAS		
Configuration	14 Cell in Series		Peak Power	16 kW (Gen. Mode)
Capacity	14 Ah			12 kW (BoostMode)
Peak Current	500 A		Peak Torque	112 Nm (Gen. Mode)
Max Power)	23.1 kW			100 Nm(Boost Mode)
Energy	650 Wh		Max Speed	8000 RPM

Fig. 4.7: Dati principali del veicolo

le strategie di controllo ottimo e sub-ottimo presentate nel capitolo precedente, considerando quattro differenti cicli guida: NEDC, WLTC, Artemis Urban e Artemis Road.

4.2 Dynamic Programming

In questo lavoro è stato utilizzato un codice Matlab open source sviluppato all'ETH-Zurigo [32] che risolve problemi di controllo ottimale a tempo discreto utilizzando l'algoritmo di programmazione dinamica di Bellman. Prima di passare all'analisi dei risultati si fornisce una breve spiegazione della formulazione di questa funzione.

Il problema analizzato ha tempo finale fisso e stato finale parzialmente vincolato e include vincoli di stato e vincoli di input. Inoltre, il sistema dinamico includono solo una singola variabile di stato e i disturbi sono perfettamente noti. In sintesi, questo problema può essere scritto come un problema di controllo ottimale

$$\min_{u(t)} \quad J(u(t)) \tag{4.1}$$

tale che

$$\dot{x}(t) = F(x(t), u(t), t)$$
(4.2)

$$x(0) = x_0 \tag{4.3}$$

$$x(t_f) \in [x_{f_m in}, x_{f_m in}]$$

$$(4.4)$$

$$x(t) \in X(t) \tag{4.5}$$

$$u(t) \in U(t) \tag{4.6}$$

dove la funzione di costo J è

$$J(u(t)) = G(x(t_f)) + \int_{t_0}^{t_f} H(x(t), u(t), t)$$
(4.7)

Poiché la dynamic programming è un algoritmo numerico utilizzato qui per risolvere un problema di controllo continuo, il modello a tempo continuo (4.2) deve essere discretizzato. Il modello a tempo discreto è dato da

$$x_{k+1} = F_k(x_k, u_k), \qquad k = 0, 1, \dots, N-1$$
(4.8)

con la variabile di stato $x_k \in X(k)$ e la variabile di controllo $u_k \in U(k)$. Inoltre, supponiamo che il disturbo sia perfettamente noto in anticipo e in ogni istante di tempo k.

La funzione Matlab è chiamata Dynamic Programming Matrix (DPM) e risolve il problema di controllo ottimo nella formulazione (4.1)-(4.6). Quando si risolvono problemi di controllo ottimale a tempo discreto, la funzione dpm [57] viene normalmente chiamata usando

dove

- fun è il modello della funzione che si vuole analizzare (in questo caso si analizza il funzionamento di un veicolo ibrido),
- par è una qualsiasi struttura di parametri definita dall'utente che viene inoltrata al modello (parametri specifici del motore elettrico e termico, parametri della struttura fisica del veicolo, ecc...),
- grd è la struttura della griglia, che contiene tutte le informazioni sullo stato e le griglie di input e i vincoli ed è composta da array di celle, dove c'è una cella per ogni variabile di stato e per ogni variabile di input (nel caso specifico è stato settato grd.Xn{1} griglia degli stati possibili del SOC, grd.Un{1} griglia dei possibili valori di potenza del motore elettrico, grd.Un{2} griglia per lo stato di accensione/spegnimento del motore termico),
- prb è la struttura del problema, dove sono definiti tutti i parametri necessari (i parametri importanti sono il passo temporale Ts della descrizione del modello, la lunghezza del problema N e array di celle dipendenti dal tempo con N elementi: W{1} profilo di velocità, W{2} relativa accelerazione, W{3} marcia, W{4} tempo complessivo della simulazione, W{5} pendenza della strada)
- options è una struttura di opzioni.

Gli output della funzione dpm sono due strutture, vale a dire **res** e dyn. La struttura **res** contiene i risultati della simulazione forward del modello quando si applica la mappa di input di controllo ottimale. La struttura dyn è associata all'algoritmo di dynamic programming, al obiettivo ottimale e alla mappa di input di controllo ottimale.

Per ogni fase temporale del ciclo, l'algoritmo genera una griglia di valori di stato possibili per il SOC applicando l'input di controllo al modello del veicolo e il valore del consumo di carburante viene calcolato per ogni combinazione di controllo/stato e salvato in una matrice. La scelta tra i valori possibili per il SOC viene effettuata in modo da minimizzare la funzione obiettivo e, allo stesso tempo, per soddisfare tutti i vincoli fisici.

Si analizzano ora i risultati ottenuti con le simulazioni numeriche: nella figura (Fig. 4.8) sono riportati gli andamenti del SOC per ogni ciclo guida. Si nota un andamento comune nella prima parte, che si riferisce a un tratto tipicamente urbano, in cui si assiste a una scarica. Successivamente, dove il motore è più performante, si assiste a ricarica per avvicinarsi all'obbiettivo di charge sustaining. Inoltre si nota anche, ad eccezione del ciclo NEDC, una limitata oscillazione dello stato di carica rispetto al valore iniziale, settato per tutti a 0.7. La Dynamic Programming



tenta di mantenere il motore nelle zone ad elevata efficienza come si vede nella figura (Fig. 4.9).

Fig. 4.8: Andamento del SOC per i quattro cicli guida

La DP tende ad utilizzare la modalità puro elettrico negli stazionamenti a velocità costante e nelle accelerazioni più blande (Fig. 4.11). L'utilizzo della marcia in puro elettrico è più marcata in condizioni di guida urbana e lo si nota in particolare nel il ciclo giuda NEDC (nel tratto 50 - 200s, Fig.4.11a) nel ciclo Artemis Urban (nel tratto 800 - 900s, Fig.4.11b). Per il ciclo guida WLTC il motore viene spento in fase di decelerazione e nelle accelerazioni a bassa velocità. Una volta acceso il motore elettrico (Fig. 4.12) viene utilizzato sia per ricaricare la batteria tramite load point moving (nel tratto 1050 - 2000s per NEDC (Fig. 4.13a) e nel tratto 1500 - 1600s per WLTC (Fig. 4.13b)) sia per realizzare l'electric boosting (nel tratto 550 - 700s per WLTC (Fig. 4.14a)e nel tratto 600 - 700s per Artemis Road (Fig. 4.14b)).



Fig. 4.9: Mappa di efficienza per i quattro cicli guida



Fig. 4.10: Accensione e spegnimento del motore elettrico per i quattro cicli guida



Fig. 4.11: Dettaglio di accensione/spegnimento motore termico



Fig. 4.12: Potenza del motore elettrico per i quattro cicli guida



Fig. 4.13: Dettaglio di load point moving



Fig. 4.14: Dettaglio di e-boost

4.3 Equivalent Consumption Minimization Strategy

Dal capitolo precedente, nel paragrafo (3.4), si è evidenziato come un problema di ottimizzazione globale

$$\min_{u} J = \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_{fuel}(u(t), t) dt$$

può essere tradotto in problema di ottimizzazione locale

$$J = \int_{t_0}^{t_f} \min_u \dot{m}_{eqv}(u(t), t) dt$$

minimizzando il consumo istantaneo (3.19) invece che l'integrale del consumo, ottenendo così una soluzione sub-ottima che può essere implementata online.

Per l'implementazione su Matlab si è deciso di formulare una funzione analoga a dpm e gli step concettuali del codice sono i seguenti:

- 1. Analogamente alla DP, si parte con delle informazioni note a priori sullo stato del sistema e sulla potenza richiesta dal guidatore;
- 2. si identifica un insieme di valori ammissibili per le variabili di controllo $[u_{min}, u_{max}]$ che soddisfano i vincoli istantanei di coppia, potenza, ecc ...;
- 3. si discretizza l'intervallo $[u_{min}, u_{max}]$ in un numero finito di possibili variabili di controllo (si sceglie la stessa dimensione del vettore della variabile di stato);
- 4. si calcola il consumo equivalente \dot{m}_{eqv} per ogni possibile variabile di controllo;
- 5. si sceglie la variabile di controllo che minimizza il consumo equivalente \dot{m}_{eqv}

Per quest'analisi si è definito come intervallo di valori accettabili per l'equivalence factor [2,5]. Andando ad analizzare i risultati ottenuti e confrontandoli con i risultati della dynamic programming, si nota che per il profilo di stato di carica non ci sono sostanziali differenze tra le due metodologie(Fig. 4.15). Anche i profili di accensione/spegnimento del motore non mostrano sostanziali differenze tra i due algoritmi di ottimizzazione (Fig. 4.16). Per ciò che riguarda la ripartizione di coppia tra motore termico ed elettrico si notano delle piccole discrepanze tra i due algoritmi solo sul ciclo NEDC (Fig. 4.18). La quasi totale sovrapposizione dei risultati si evince anche dalle mappe di efficienza Fig. 4.19).

I valori di equivalence factor ottimali per i cicli guida presi in esame sono riportanti in tabella (4.1).

La procedura appena descritta può diventare computazionalmente troppo pesante quando si considera un numero elevato di variabili di controllo (es. architettura



Fig. 4.15: Andamento del SOC per i quattro cicli guida

Ciclo guida	s_{opt}
NEDC	3.7
WLTC	2.45
ArtemisUrban	2.48
ArtemisRoad	2.63

Tab. 4.1: Valori ottimi dell'equivalence factor per i quattro cicli guida

ibrida complessa), quindi non è possibile l'implementazione in centralina, come per la dynamic programmig.

Il punto operativo del motore termico all'istante futuro di ricarica non può essere noto a priori e quindi l'efficacia della strategia è legata alla capacità dell'equivalence factor di stimare correttamente l'efficienza futura del motore termico e del sistema di accumulo, in relazione alla missione considerata. Inoltre il valore di *s* influenza la capacità della strategia di mantenere lo stato di carica della batteria in un intervallo adeguato. In particolare, per *s* troppo alti una sopravvalutazione dell'energia immagazzinata nell'accumulatore porta a ricariche eccessive, mentre valori troppo bassi causano una scarica precoce. Il perfetto tuning del fattore di equivalenza è possibile solo conoscendo a priori il ciclo guida. Per questo motivo si è passati all'implementazione dell'Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy Simulazione



Fig. 4.16: Accensione e spegnimento del motore elettrico per i quattro cicli guida (A-ECMS).



Fig. 4.17: Potenza del motore elettrico per i quattro cicli guida



Fig. 4.18: Potenza del motore elettrico nel dettaglio per il ciclo guida NEDC



Fig. 4.19: Mappa di efficienza per i quattro cicli guida

4.4 Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy

Per l'implementazione dell'A-ECMS in Matlab si è sfruttata l'equazione (3.24) e, analogamente a quanto fatto per l'ECMS, si è mantenuto costante l'intervallo di valori ammissibili per l'equivalence factor.

4.4.1 Equivalence Factor s=3.5

sono stati introdotti, in prima analisi, i parametri $s_0 = 3.5$ come valore iniziale di equivalence factor per l'avvio della simulazione, T = 50 intervallo di tempo per la verifica di adattamento e come coefficiente di guadagno $k_S = \frac{T}{20}$.

Utilizzando l'Adaptive ECMS si osservano discrepanze significativamente maggiori sui punti operativi del motore (Fig. 4.25) e sull'andamento dello stato di carica (Fig. 4.20). Nonostante ciò, per tutti i profili a fine ciclo viene sempre garantito uno stato di carica maggiore o uguale di quello iniziale. Sullo stato di carico finale si osservano maggiori differenze su NEDC (Fig. 4.21a) e Artemis Road (Fig. 4.21b).

La ragione della discrepanza dello stato di carica è legata principalmente a differenti strategie di load point moving effettuate dall'A-ECMS (Fig. 4.23). Nel ciclo guida NEDC, dove i profili SOC sono praticamente sovrapposti nella fase urbana, i profili di coppia EM sono sovrapposti (Fig. 4.24); discrepanze maggiori si hanno nella fase extra urbana.

Con il valore iniziale di equivalence factor $s_0 = 3.5$ si osservano deviazioni marcate dall'andamento del SOC ottimale nelle fasi iniziali del ciclo. Sucessimavemente gli andamenti sono più simili agli algoritmi precedenti. Tale differenza non si osserva sul ciclo guida NEDC in quanto l'equivalence factor iniziale è simile a quello ottimo (Tab. 4.1).

Per ciò che riguarda la logica di accensione spegnimento, l'A-ECMS non si discosta molto da quanto scelto con gli altri due algoritmi ottimali (Fig. 4.22).



Fig. 4.20: Andamento del SOC per i quattro cicli guida



Fig. 4.21: Dettaglio finale del profilo SOC

Simulazione



Fig. 4.22: Accensione e spegnimento del motore elettrico per i quattro cicli guida



Fig. 4.23: Potenza del motore elettrico per i quattro cicli guida



Fig. 4.24: Dettaglio della corrispondenza tra profilo di stato di carica e profilo di coppia del motore elettrico nel ciclo guida NEDC



Fig. 4.25: Mappa di efficienza per i quattro cicli guida

4.4.2 Equivalence Factor s=2.5

Visti i precedenti risultati si è deciso di testare l'andamento dell'algoritmo inserendo un equivalence factor s = 2.5 mediamente più vicino a tre dei quattro cicli guida presi in esame. Sono rimasti invariati i parametri $T e k_S$. Come si può vedere dalla figura (4.26), i profili dello stato di carica si discostano meno dal profilo ideale ottenuto con l'ECMS. Analogamente per i punti operativi del motore si ha una discrepanza inferiore.



Fig. 4.26: Andamento del SOC per i quattro cicli guida



Fig. 4.27: Accensione e spegnimento del motore elettrico per i quattro cicli guida

(d) ArtemisRoad

(c) ArtemisUrban



Fig. 4.28: Potenza del motore elettrico per i quattro cicli guida


Fig. 4.29: Mappa di efficienza per i quattro cicli guida

Bibliografia

- [1] Rolando Luciano. «AN INNOVATIVE METHODOLOGY FOR THE DEVEL-OPMENT OF HEVS ENERGY MANAGEMENT SYSTEMS». MA thesis. Torino: Politecnico di Torino, 2012 (cit. on p. 23).
- [2] Barbero Luca. «OTTIMIZZAZIONE DELLA STRATEGIA DI CONTROLLO E VALUTAZIONE DELLE POTENZIALITÀ DI UN SISTEMA DI PROPUL-SIONE IBRIDO A 48 VOLT PER AUTOVETTURE». MA thesis. Torino: Politecnico di Torino (cit. on p. 23).
- [3] Domenico Bianchi, Luciano Rolando, Lorenzo Serrao, Simona Onori, Giorgio Rizzoni, Nazar Al-Khayat, Tung-Ming Hsieh, Pengju Kang. «Layered control strategies for hybrid electric vehicles based on optimal control». In: (). URL: https://www.researchgate.net/publication/260286820_Layered_con trol_strategies_for_hybrid_electric_vehicles_based_on_optimal_ control (cit. on p. 23).
- [4] Lino Guzzella Antonio Sciarretta. Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization. Springer, 2007 (cit. on p. 26).