#### POLITECNICO DI TORINO

## Dipartimento di Ingegneria Meccanica ed Aerospaziale

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

## Sviluppo di un modello di ripartizione di frenata per il design di veicoli ibridi



Relatrice		Laureando
Prof. Daniela Anna Misul		Matteo Nania
	APRILE 2019	_

## Ringraziamenti

Innanzitutto vorrei ringraziare la Prof.ssa Daniela Anna Misul, relatrice di questa laurea, oltre che per l'aiuto fornitomi ed i consigli da lei ricevuti, per la possibilità di aver lavorato ad una tesi tanto affascinante quanto pratica e rappresentativa di un problema cardine del mondo automotive, del quale sono un grande appassionato. Un caloroso ringraziamento va anche a Claudio Maino, che mi ha seguito ed indirizzato lungo questo percorso. Un ringraziamento alla mia burocrata preferita, collega, ma soprattutto amica Alessia, senza la cui collaborazione non avrei completato il lavoro di tesi. Ai miei genitori per avermi sostenuto e mai ostacolato lungo il mio percorso, perchè è grazie ai loro sacrifici che ho potuto portare a termine il conseguimento di questa laurea.

Matteo

## Sommario

Le normative attualmente vigenti riguardo i limiti imposti alle emissioni di un veicolo, hanno spinto le aziende automobilistiche a sviluppare nuovi sistemi e nuove strategie di controllo in grado di ridurre tali emissioni. Dal 2020 entrerà difatti in vigore il nuovo ciclo guida WLTP (World Harmonized Light Vehicle Test Procedure) che sostituirà l'attuale NEDC (New European Driving Cycle), ritenuto non più rappresentativo delle reali condizioni di guida. L'avvento del nuovo ciclo guida potrebbe segnare un crocevia per le aziende automotive e per il definitivo salto verso quella che è l'elettrificazione dell'autoveicolo. All'interno del settore automotive, e quindi degli studi che sostengono il passaggio all'elettrificazione, HEV (Hybrid Electric Vehicle), Plug-in hybrid electric vehicle e BEV (Battery electric vehicle) ricoprono un ruolo sempre più importante. Al momento, tra le tre categorie individuate, una risulta la più svantaggiata: il BEV, poiché concepito come veicolo puramente elettrico, non è in grado di soddisfare determinati requisiti, primo fra tutti, l'autonomia. HEV e plug-in godono, inoltre, di un enorme vantaggio: l'impatto sulle emissioni e sul risparmio di carburante rispetto ad un veicolo a combustione interna è veramente notevole (anche 40 % di consumo di carburante in meno). Il vantaggio di montare sul proprio veicolo delle macchine elettriche è quello di poter recuperare energia da fenomeni che fino a qualche anno fa erano puramente dissipativi, tramite metodi quali: frenata rigenerativa e E-boost. Il primo, più conosciuto e noto ormai da parecchio tempo, risulta già impiegato nelle competizioni sportive, mentre il secondo, meno conosciuto, si mostra già promettente.

Nei veicoli classici, la massima quantità di energia viene persa durante la frenata poiché, usufruendo di un sistema idraulico, l'energia di frenata viene convertita in calore non riutilizzabile. I cicli guida convenzionali talvolta presentano un rapporto percentuale tra il tempo di frenatura ed il tempo dell'intero ciclo di quasi il 20 %. Dall'esigenza di recuperare e riutilizzare questa energia, nasce il KERS (Kinetic Energy Recovery System) che, nello stoccaggio ed il riutilizzo dell'energia altrimenti persa, presenta una modalità differente di approccio. La tesi si occupa

di sviluppare la tematica del regenerative braking nell'ottica di definire e proporre un modello innovativo di ripartizione della frenata tra asse anteriore e posteriore, che massimizzi il recupero dell'energia, e quindi la riduzione dei consumi. In una prima parte verranno elencate le metodologie di recupero dell'energia dalla frenata e evidenziati i pregi derivanti dall'utilizzo di una macchina elettrica, in confronto al sistema flywheel, ed metodo dell'elemnto fluido in pressione. Successivamente verrà posta attenzione su quello che è stato lo sviluppo di un modello di veicolo, e le prove per il relativo controllo. Il tool di simulazione ha difatti basato le prove di controllo del veicolo su un metodo chiamato Dynamic Programming che, una volta definito l'intervallo di discretizzazione temporale, ne determina la migliore strategia di controllo step-by-step. L'individuazione di alcuni dei parametri del veicolo, la loro evoluzione lungo un determinato ciclo, e la definizione delle caratteristiche geometriche del veicolo in relazione ai carichi che agiscono sull'asse anteriore e posteriore, saranno da supporto a un'analisi dinamica da cui si otterrà una mappa di trasferimento di carico tra anteriore e posteriore, in funzione della decelerazione del veicolo. Si giungerà all'individuazione dei limiti di aderenza massima, in funzione delle condizioni del manto stradale. Successivamente, dal trasferimento di carico sarà possibile risalire alle forze frenanti realmente esercitate dal veicolo che consegue al modello ottimizzato di ripartizione di frenata, confrontandolo con quelli precedenti. L'integrazione del modello di ripartizione di frenata nel tool di simulazione, e le relative simulazioni effettuate su un determinato numero di cicli, con due design di veicolo sottoposti a differenti tipi di carico, metteranno in evidenza i risultati e i vantaggi conseguiti in termini di consumo e di energia potenzialmente ricavabile.

## Indice

$\mathbf{E}$	lenco	delle	figure	6
$\mathbf{E}$	lenco	delle	tabelle	10
1	Pro	blema	del recupero dell'energia all'interno di un veicolo	19
	1.1	Recup	pero dell'energia in frenata	20
		1.1.1	Rigenerazione elettrica	20
		1.1.2	Rigenerazione meccanica	25
		1.1.3	Rigenerazione tramite fluido	28
	1.2	Recup	pero dell'energia dai gas di scarico	30
		1.2.1	E-Boost	31
<b>2</b>	Mo	dello v	reicolo	35
	2.1	Contro	ollo dei parametri del veicolo [7]	35
		2.1.1	Griglia temporale	36
		2.1.2	Variabili in Ingresso	37
		2.1.3	Variabili di controllo	38
		2.1.4	Variabili di stato	39
		2.1.5	Configurazione delle Matrici	39
		2.1.6	Variabili obiettivo	42
		2.1.7	Variabili Intermedie	42
	2.2	Model	llo componenti [7]	44
		2.2.1	Modello macchina elettrica	47
		2.2.2	Modello Torque Coupling	52
		2.2.3	Trasmissione	54
	2.3	Config	gurazione veicolo [7]	55
		2.3.1	Configurazione Veicolo P2	55
		2.3.2	Configurazione Veicolo P2P4	58

	2.4	Contro	ollo Veicolo [7]	62
		2.4.1	Ottimizzazione con i vincoli imposti dallo stato di carica SOC	63
		2.4.2	Dynamic Programming	64
3	Ott	imizza	zione della ripartizione di frenata in un veicolo ibrido	69
	3.1	Dinan	nica della frenata	70
		3.1.1	Ripartizione del carico	70
		3.1.2	Dinamica dello pneumatico	72
		3.1.3	Modello di Coloumb	73
		3.1.4	Modello a spazzola	73
		3.1.5	Coefficiente d'attrito	78
		3.1.6	Frenata in Condizione ideali	80
		3.1.7	Sistema frenante reale	84
	3.2	Config	gurazione in fase di simulazione	86
		3.2.1	Caratteristiche Geometriche	86
		3.2.2	Baricentro	87
		3.2.3	Generazione delle Mappe di frenata	92
4	Ris	ultati		97
	4.1	Interv	alli di frenata	97
	4.2	Model	lo precedente	98
		4.2.1	SUV	99
		4.2.2	Heavy Duty	104
	4.3	Model	· · · · ·	108
		4.3.1		109
		4.3.2	Heavy Duty	114
		4.3.3	v	118
	4.4	Model		118
		4.4.1	-	119
		4.4.2	P2P4	128
$\mathbf{C}$	onclu	sions		141
Bi	ibliog	grafia		143

# Elenco delle figure

1	New European Driving Cycle
2	World Harmonized Light Vehicle Test Procedure
1.1	Circuito a frequenza trifase in un sistema di frenata rigenerativa [8] 21
1.2	Grafici di impulso e tensione del circuito [8]
1.3	Flusso di corrente in trazione [8]
1.4	Flusso di corrente in frenata [8]
1.5	Sistema a volano Libero Flywheel
1.6	Hydraulic Launch Assist progettato dalla Ford [HSE]
1.7	Tecnologia E-Boost [10]
1.8	Transitorio di Boost a confronto [10]
2.1	Griglia temporale
2.2	Mappa motore termico D1
2.3	Circuito equivalente
2.4	Dispositivo di accopiamento Torque-Coupling
2.5	Schema di un veicolo P2
2.6	Schema di un veicolo P2P4
3.1	Diagramma di Corpo Libero di veicolo in movimento [12] 71
3.2	Modello di pneumatico
3.3	Andamento delle tensioni longitudinali nel caso $f_d = f_s$
3.4	Andamento delle tensioni longitudinali nel caso $f_d < f_s$
3.5	Grafico $\mu_x$ -k
3.6	Grafico $F_x$ -k
3.7	valore di $\mu_x$ in funzione dello scorrimento
3.8	Parabola di frenatura ideale [12]
3.9	Confronto tra retta reale di frenatura e parabola ideale 85
3.10	Sport Utility Vehicle (SUV)

3.11	Variazione del baricentro in funzione del carico [SUV]	90
3.12	Euro Cargo	9
3.13	Variazione del baricentro in funzione del carico [HD]	92
3.14	Grafico delle principali proprietà di una frenata	96
4.1	Simulazione condotta per Suv privo di carico su Ciclo NEDC con	99
4.2	ripartizione 75:25	99
4.3	Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25	100
4.4	Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione 75:25	101
4.5	Simulazione condotta per Suv con carico medio su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25	102
4.6	Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione 75:25	102
4.7	Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25	104
4.8	Simulazione condotta per Heavy Duty con carico medio su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25	104
4.9	Simulazione condotta per Heavy Duty con carico massimo, su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25	105
4.10	Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico, su Ciclo WLTP con ripartizione 75:25	100
4.11	Simulazione condotta per Heavy Duty con carico medio, su Ciclo WLTP con ripartizione 75:25	107
4.12	Simulazione condotta per Heavy Duty con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione 75:25	107
4.13	Simulazione condotta per Suv privo di carico su Ciclo NEDC con ripartizione secondo dimensionamento	109
4.14	Simulazione condotta per Suv con carico medio su Ciclo NEDC con ripartizione secondo dimensionamento	110
4.15	Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo NEDC con ripartizione secondo dimensionamento	110
4.16	Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione secondo dimensionamento	112

4.17	Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo WLTP	
	con ripartizione secondo dimensionamento	112
4.18	Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo WLTP	
	con ripartizione secondo dimensionamento $\dots$	113
4.19	Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico su Ciclo NEDC	
	con ripartizione secondo dimensionamento	114
4.20	Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico su Ciclo NEDC	
	con ripartizione secondo dimensionamento $\dots \dots \dots$	115
4.21	Simulazione condotta per Heavy Duty con carico massimo, su Ciclo	
	NEDC con ripartizione secondo dimensionamento $\dots$ .	115
4.22	Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico, su Ciclo WLTP	
	con ripartizione secondo dimensionamento $\dots \dots \dots$	116
4.23	Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico, su Ciclo WLTP	
	con ripartizione secondo dimensionamento $\dots \dots \dots \dots$	117
4.24	Simulazione condotta per Heavy Duty con carico massimo, su Ciclo	
	WLTP con ripartizione secondo dimensionamento	117
4.25	Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC privo di carico	120
4.26	Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC con carico medio	120
4.27	Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC con carico massimo .	121
4.28	Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP privo di carico	121
4.29	Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP con carico medio	122
4.30	Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP con carico massimo .	122
4.31	Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC privo di carico	124
4.32	Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC con carico medio	125
4.33	Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC con carico massimo $$ .	125
4.34	Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP privo di carico	126
4.35	Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP con carico medio $$	126
4.36	Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP con carico massimo $$ .	127
4.37	Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC privo di carico	128
4.38	Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC con carico medio $$	129
4.39	Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC con carico massimo $$ .	129
4.40	Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP privo di carico	130
4.41	Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP con carico medio $$	130
4.42	Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP con carico massimo $.$	131
4.43	Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC privo di carico	132
4.44	Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC con carico medio	133
4.45	Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC con carico massimo $$ .	133

4.46	Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP privo di carico	134
4.47	Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP con carico medio $$	134
4.48	Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP con carico massimo $$ .	135
4.49	Energia recuperata SUV-P2 NEDC	136
4.50	Energia recuperata SUV-P2P4 NEDC	137
4.51	Energia recuperata SUV-P2 WLTP	137
4.52	Energia recuperata SUV-P2P4 WLTP	138
4.53	Energia recuperata HD-P2 NEDC	139
4.54	Energia recuperata HD-P2P4 NEDC	139
4.55	Energia recuperata HD-P2 WLTP	140
4.56	Energia recuperata HD-P2P4 WLTP	140

# Elenco delle tabelle

2.1	Caratteristica cella	49
2.2	Rapporti di trasmissione	54
2.3	Working Modes dell'ibrido P2	57
2.4	Working Modes dell'ibrido P2P4	60
3.1	SUV Sport Utility Vehicle	86
3.2	Heavy Duty	87
3.3	Coefficiente moltiplicativo del carico	87
4.1	Risultati per il SUV-P2 con controllo precedente ciclo NEDC	100
4.2	Risultati per il SUV-P2P4 con controllo precedente ciclo NEDC $$ . $$ .	101
4.3	Risultati per il SUV-P2 con controllo precedente ciclo WLTP	103
4.4	Risultati per il SUV-P2P4 con controllo precedente ciclo WLTP $$	103
4.5	Risultati per il HD-P2 con controllo precedente ciclo NEDC	105
4.6	Risultati per il HD-P2P4 con controllo precedente ciclo NEDC $\ ^{1}$	106
4.7	Risultati per il HD-P2 con controllo precedente ciclo WLTP	108
4.8	Risultati per il HD-P2P4 con controllo precedente ciclo WLTP $^{1}$	108
4.9	Risultati per il SUV-P2 con ripartizione dimensionata ciclo NEDC . $$	111
4.10	Risultati per il SUV-P2P4 con ripartizione dimensionata ciclo NEDC 1	111
4.11	Risultati per il SUV-P2 con ripartizione dimensionata ciclo WLTP . $$	113
4.12	Risultati per il SUV-P2P4 con ripartizione dimensionata ciclo WLTP 1	114
4.13	Risultati per il HD-P2 con ripartizione dimensionata ciclo NEDC $$ .	116
4.14	Risultati per il HD-P2P4 con ripartizione dimensionata ciclo NEDC	116
4.15	Risultati per il HD-P2 con ripartizione dimensionata ciclo WLTP $$ .	118
4.16	Risultati per il HD-P2P4 con ripartizione dimensionata ciclo WLTP	118
4.17	Risultati per il SUV-P2 ripartizione ottimizzata su ciclo NEDC 1	123
4.18	Risultati per il SUV-P2 ripartizione ottimizzata su ciclo WLTP $$	123
4.19	Risultati per HD-P2 ripartizione ottimizzata su ciclo NEDC $$	127

4.20	Risultati per HD-P2 ripartizione ottimizzata su ciclo WLTP	127
4.21	Risultati per il SUV-P2P4 ripartizione ottimizzata su ciclo NEDC $$ .	131
4.22	Risultati per il SUV-P2P4 ripartizione ottimizzata su ciclo WLTP $$ .	132
4.23	Risultati per il HD-P2P4 ripartizione ottimizzata su ciclo NEDC	135
4.24	Risultati per il HD-P2P4 ripartizione ottimizzata su ciclo WLTP	135

## Introduzione

Le normative attualmente vigenti riguardo i limiti imposti alle emissioni di un veicolo, hanno spinto le aziende automobilistiche a sviluppare nuovi sistemi e nuove strategie di controllo in grado di ridurre tali emissioni. Dal 2020 entrerà difatti in vigore il nuovo ciclo guida WLTP (World Harmonized Light Vehicle Test Procedure) che sostituirà l'attuale NEDC (New European Driving Cycle), ritenuto non più rappresentativo delle reali condizioni di guida. L'avvento del nuovo ciclo guida potrebbe segnare un crocevia per le aziende automotive e per il definitivo salto verso quella che è l'elettrificazione dell'autoveicolo.

Tali cicli guida sono utilizzati per standardizzare la valutazione di un veicolo in funzione dei consumi e dell'emissione di inquinanti. Essi rappresentano delle sequenze di velocità che deve raggiungere il veicolo nel tempo in determinate condizioni specifiche variabili a seconda del ciclo considerato.

Tali test per la maggior parte non sono effettuati su strada, ma disponendo di un banco a rulli che trasmette alle ruote motrici una resistenza in funzione del profilo missione da eseguire. Nei test in esame la prova è eseguita sul banco a rulli.

Si analizzano di seguito le caratteristiche dei due cicli:

**NEDC(New European Driving Cycle)** Il ciclo NEDC (Figura 1) è diviso in due parti: una parte urbana e una extraurbana. La parte urbana è fatta da un ciclo elementare ripetuto 4 volte, mentre la parte extraurbana è differente.

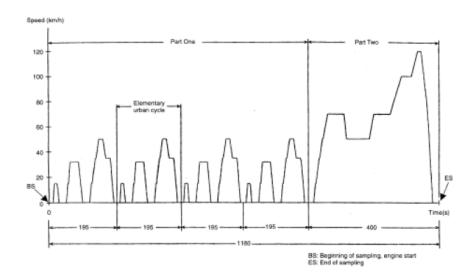


Figura 1: New European Driving Cycle

Altri test per l'omologazione del veicolo sono: la misura del CO al minimo, la misura di emissioni evaporative nei motori a benzina (la benzina tende ad evaporare anche a temperatura ambiente), e la misura dei gas del basamento per le varie tipologie di motori che devono essere evacuati non nell'ambiente.

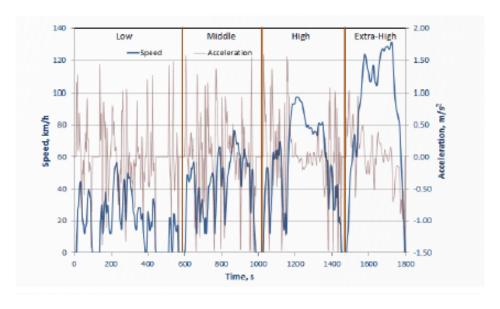


Figura 2: World Harmonized Light Vehicle Test Procedure

WLTP(World Harmonized Light Vehicle Test Procedure) (Figura 2) è diviso in 4 parti ed è decisamente più severo. La novità è la presenza di una curva d'accelerazione (curva rossa). Si tratta di un ciclo decisamente più aggressivo e si differenzia non tanto per le accelerazioni quanto per le velocità. Le quattro parti sono necessarie per stabilire che parte del ciclo bisogna effettuare. Infatti il ciclo non deve essere necessariamente completato per omologare un veicolo, ma dipende da un fattore: il PMR (Power to Mass Ratio). Questo rapporto indica la potenza per Kg e determina la classe del veicolo che si vuole omologare. Per PMR minore di 22 [W/kg] le fasi da completare sono quelle low e middle. Come si fa a decidere con quale ciclo il veicolo deve essere omologato? Il veicolo viene diviso in classi a seconda della PMR (Power to Mass ratio è la potenza espressa in W e la massa in kg). Ad esempio per un PMR minore di 22 (classe 1) le fasi sono solamente low e middle, per PMR compreso tra 22 e 34 (classe 2) Low, Middle e High, per PMR maggiori di 34 (classe 3) il ciclo deve essere completato con la parte extra High con una distanza massima di circa 23 km. In Europa le vetture sono per la maggior parte di classe 3.

Gli stop hanno stessa durata ma in un tempo prolungato quindi accorgimenti come lo start&stop sono meno efficaci. Sarà inferiore anche l'impatto della fase di riscaldamento. Un'altra differenza è che il cambio marcia non viene stabilito, ma è effettuato in funzione del punto di funzionamento del motore. Questi cambiamenti ridefiniscono significativamente le condizioni del test, limiti di velocità più elevati e un aumento sostanziale della durata del test (30 anziché 20 minuti). Per ottenere una indicazione più precisa delle emissioni di CO2, il nuovo test di omologazione prevede che il veicolo venga testato non solo come modello base (com'era previsto col NEDC), ma con tutti gli optional di equipaggiamento del veicolo. Questo genera due valori per ogni tipo di veicolo: il valore più basso e il valore più alto di consumo standard possibile.

Da settembre 2017, la procedura WLTP è obbligatoria per le nuove immatricolazioni. Tuttavia, il legislatore specifica che i valori misurati tramite WLTP vengano comunicati riportandoli ai valori NEDC. A questo scopo, la Commissione Europea ha predisposto una tabella di correlazione, che sarà vincolante al fine di esaminare in eguale misura tutti i costruttori di veicoli. Questa fase ha lo scopo di semplificare la transizione. La sua durata dipenderà dalle rispettive legislazioni nazionali e varierà quindi da un mercato all'altro. A partire da settembre 2018, tutti i produttori saranno obbligati a sottoporre alla procedura WLTP tutti i veicoli venduti in Europa. Infine, entro dicembre 2020, tutti i paesi che adottano la normativa europea per i veicoli, dovranno indicare e comunicare i valori WLTP per tutti i veicoli.

Per rispondere a queste necessità le case automobilistiche stanno affrontando un passaggio all'elettrificazione dell'autoveicolo. All'interno del settore automotive, e quindi degli studi che sostengono il passaggio all'elettrificazione, HEV (Hybrid Electric Vehicle), Plug-in hybrid electric vehicle e BEV (Battery electric vehicle) ricoprono un ruolo sempre più importante. Al momento, tra le tre categorie individuate, una risulta la più svantaggiata: il BEV, poiché concepito come veicolo puramente elettrico, non è in grado di soddisfare determinati requisiti, primo fra tutti, l'autonomia. HEV e plug-in godono, inoltre, di un enorme vantaggio: l'impatto sulle emissioni e sul risparmio di carburante rispetto ad un veicolo a combustione interna è veramente notevole (anche 40 % di consumo di carburante in meno). Il vantaggio di montare sul proprio veicolo delle macchine elettriche è quello di poter recuperare energia da fenomeni che fino a qualche anno fa erano puramente dissipativi, tramite metodi quali: frenata rigenerativa e E-boost. Il primo, più conosciuto e noto ormai da parecchio tempo, risulta già impiegato nelle competizioni sportive, mentre il secondo, meno conosciuto, si mostra già promettente. Nei veicoli classici, la massima quantità di energia viene persa durante la frenata poiché, usufruendo di un sistema idraulico, l'energia di frenata viene convertita in calore non riutilizzabile. I cicli guida convenzionali talvolta presentano un rapporto percentuale tra il tempo di frenatura ed il tempo dell'intero ciclo di quasi il 20 %. Dall'esigenza di recuperare e riutilizzare questa energia, nasce il KERS (Kinetic Energy Recovery System) che, nello stoccaggio ed il riutilizzo dell'energia altrimenti persa, presenta una modalità differente di approccio.

La tesi si occupa di sviluppare la tematica del regenerative braking nell'ottica di definire e proporre un modello innovativo di ripartizione della frenata tra asse anteriore e posteriore, che massimizzi il recupero dell'energia, e quindi la riduzione dei consumi.

In una prima parte verranno elencate le metodologie di recupero dell'energia dalla frenata e evidenziati i pregi derivanti dall'utilizzo di una macchina elettrica, in confronto al sistema flywheel, ed metodo dell'elemnto fluido in pressione. Successivamente verrà posta attenzione su quello che è stato lo sviluppo di un modello di veicolo, e le prove per il relativo controllo. Il tool di simulazione ha difatti basato le prove di controllo del veicolo su un metodo chiamato Dynamic Programming che, una volta definito l'intervallo di discretizzazione temporale, ne determina la migliore strategia di controllo step-by-step.

L'individuazione di alcuni dei parametri del veicolo, la loro evoluzione lungo un determinato ciclo, e la definizione delle caratteristiche geometriche del veicolo in relazione ai carichi che agiscono sull'asse anteriore e posteriore, saranno da supporto a un'analisi dinamica da cui si otterrà una mappa di trasferimento di carico tra anteriore e posteriore, in funzione della decelerazione del veicolo. Si giungerà all'individuazione dei limiti di aderenza massima, in funzione delle condizioni del manto stradale. Successivamente, dal trasferimento di carico sarà possibile risalire alle forze frenanti realmente esercitate dal veicolo che consegue al modello ottimizzato di ripartizione di frenata, confrontandolo con quelli precedenti. L'integrazione del modello di ripartizione di frenata nel tool di simulazione, e le relative simulazioni effettuate su determinati cicli, con due design di veicolo sottoposti a differenti tipi di carico, metteranno in evidenza i risultati e i vantaggi conseguiti in termini di consumo e di energia potenzialmente ricavabile.

## Capitolo 1

# Problema del recupero dell'energia all'interno di un veicolo

Il recupero dell'energia è ormai da anni un problema che non riguarda solo il mondo automotive, e quindi non solo l'ambiente ingegneristico attorno, bensì, in tutti i campi si cerca di raggiungere standard di ottimizzazione e di recupero dell'energia, in modo da ridurre il più possibile il ricorso alle fonti fossili.

In particolare per l'ambiente automotive è una sfida ancora più ardua, poiché solitamente tali sistemi hanno delle caratteristiche diverse da impianti statici, o domestici. L'autoveicolo di norma, lavora difficilmente in condizioni fisse, per cui necessita di considerare la dinamica del veicolo e gli effetti variabili che ne conseguono.

Un veicolo è sottoposto periodicamente ad accelerazione, frenate, variazioni di potenze causate ad esempio dalle condizioni del manto stradale.

Nell'arco degli anni, ci si è accorto però che parte dell'energia che di norma viene inutilizzata è recuperabile tramite sistemi ad hoc che possono intervenire sul fenomeno e convertirlo a favore del recupero dell'energia.

In particolare tra i fenomeni solitamente dissipativi ricordiamo: La frenata, e lo scarico dei fumi della combustione.

Riguardo questi fenomeni è possibile implementare sistemi e logiche di controllo, atte al recupero di una consistente percentuale di energia, altrimenti persa, per riconvertirla in energia sfruttabile dal sistema stesso.

#### 1.1 Recupero dell'energia in frenata

Il recupero dell'energia in frenata, anche noto come KERS (Kinetic energy recovery system) è ormai noto in ambito automotive, e sfruttato ampiamente anche nelle competizioni sportive (in formula 1 ad esempio, dove l'intero sistema prende il nome di MGU-K). I metodi utilizzati sono vari e sfruttano fenomeni fisici differenti, talvolta anche combinati.

Verranno descritti successivamente i più noti, elencandone pregi e difetti ed eventuali applicazioni già presenti nel mercato automotive. In particolare quindi ci si soffermerà su:

- Rigenerazione tramite macchina elettrica
- Rigenerazione tramite elemento meccanico
- Rigenerazione tramite elemento fluido

#### 1.1.1 Rigenerazione elettrica

Il sistema elettrico di recupero dell'energia in frenata si basa sull'utilizzo di una macchina elettrica reversibile che funziona sia come motore che come generatore elettrico. Durante la fase di frenata la macchina elettrica, lavorando come generatore, recupera parte dell'energia cinetica che altrimenti verrebbe dissipata in calore. Il sistema di frenata rigenerativa è in grado di convertire una buona parte dell'energia cinetica che deriva dalla decelerazione del veicolo, così facendo, ricarica le batterie presenti a bordo del veicolo sfruttando lo stesso principio (a grandi linee) di un alternatore.

Durante la fase di frenata, la macchina elettrica lavora come un generatore, e l'energia che la batteria riesce a recuperare dipende dall'intensità della frenata quindi dal "desiderio" di coppia frenante espresso dal guidatore. Collegati con il pedale freno ed il pedale dell'acceleratore vi sono due sensori, i quali convertono, rispettivamente, il desiderio di coppia frenante e traente in una tensione che si converte in un segnale che a sua volta, tramite differenti commutazioni della macchina elettrica viene convertita in potenza (frenante/traente).

Durante, ad esempio, la fase di accelerazione, il convertitore di potenza regola la corrente in ingresso alla macchina elettrica (che funziona come motore in questo caso), in modo da soddisfare linearmente la richiesta di coppia del guidatore. Tale richiesta di coppia è proporzionale infatti alla tensione che si registra ai capi del

sensore del pedale dell'acceleratore.

Di conseguenza, in frenata, grazie alla reversibilità di tale convertitore di potenza, è possibile invertire il flusso di potenza e recuperare quindi l'energia cinetica del veicolo durante un'operazione di frenatura rigenerativa [8].

In figura Figura 1.1 si può osservare il circuito di controllo base usato in un sistema di frenata rigenerativa, ovvero tramite un inverter a frequenza trifase.

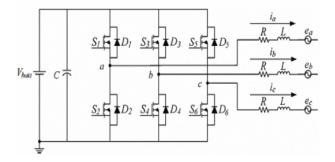


Figura 1.1: Circuito a frequenza trifase in un sistema di frenata rigenerativa [8]

Esso è costituito ai componenti elettronici di potenza come diodi, induttori, condensatori, resistori e MOSFET di potenza.

In figura infatti si può distinguere:

- $i_a$  corrente che passa attraverso l'armatura della macchina elettrica della fase 1:
- $i_b$  corrente che passa attraverso l'armatura della macchina elettrica della fase  $2^{\cdot}$
- $i_c$  corrente che passa attraverso l'armatura della macchina elettrica della fase 3;
- $e_a$  tensione causata dalla forza elettromotrice di ritorno dalle armature del motore della fase 1;
- $e_b$  tensione causata dalla forza elettromotrice di ritorno dalle armature del motore della fase 2;
- $e_c$  tensione causata dalla forza elettromotrice di ritorno dalle armature del motore della fase 3;
- R Resistenza di armatura;

- L Induttanza di armatura;
- C Condensatore;
- $S_i$  transistor bipolari a gate isolati (IGBT);
- $D_i$  Diodi.

Adesso ci si basi sulla Figura 1.2 sottostanti perché si capisca meglio cosa succede durante le due diverse modalità, in trazione ed in frenata:

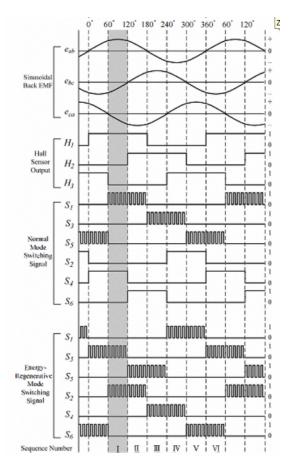


Figura 1.2: Grafici di impulso e tensione del circuito [8]

- $e_{ab}$ ,  $e_{bc}$ ,  $e_{ca}$  sono le tensioni di armatura tra le fasi;
- $H_i$  sono i segnali di commutazione ;
- $S_i$  sono i segnali di commutazione dei sei interruttori di alimentazione.

Il circuito funziona come segue:

In condizioni di funzionamento in modalità traente gli switches superiori  $S_1$ ,  $S_3$ ,  $S_5$  commutano modulando a larghezza di impulso (PWM), mentre, gli interruttori bassi,  $S_2$ ,  $S_4$ ,  $S_6$  funzionano in modalità normale alta o bassa.

Al contrario, in modalià di frenata rigenerativa, tutti gli interruttori vengono azionati in modalità di commutazione PWM.

Si consideri il veicolo durante un'accelerazione, e si consideri che tale accelerazione sia fornita dal motore elettrico. Nel grafico si può notare che nell'intervallo I sono attivati  $S_1$  ed  $S_4$ .

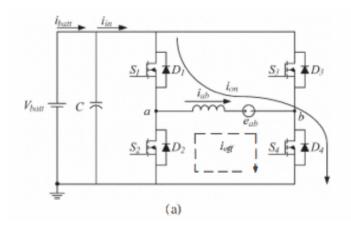


Figura 1.3: Flusso di corrente in trazione [8]

Ci si riferisca alla Figura 1.3 :questo tipo di commutazione determina una corrente  $i_{ab}$  dell'induttore maggiorata della corrente  $i_{on}$  funzione dell'eccitazione dell'avvolgimento. Si crea quindi, per la legge di Lenz, una variazione di campo magnetico che induce ai capi dell'avvolgimento una tensione di induzione inversa  $e_{ab}$  che resista a tale variazione di campo magnetico. Questa variazione di campo magnetico è associata alla forza elettromotrice di ritorno dell'armatura del motore.

A questo punto l'interrutore  $S_1$  viene disattivato ed  $S_4$  rimane attivo. In questa condizione la corrente dell'induttore passa dal diodo  $D_2$  e dall'interrutore  $S_4$  determinando una corrente di scarica  $i_{off}$ . Le successive sequenze non faranno altro che ripetersi, generando da una corrente continua  $i_{in}$  una corrente approssimativamente alternata di fase  $i_{ab}$ , atta, alla movimentazione della macchina elettrica. Lo stesso principio, ma ovviamente coinvolgendo diversi interruttori si ha per le altre due correnti di fase  $i_{bc}$  ed  $i_{ca}$ .

Analogamente, quando il guidatore richiede che il veicolo freni, il controller riceve tale segnale ed il funzionamento passa alla modalità rigenerazione dell'energia.

Per la fase di frenata rigenerativa si faccia riferimento alla Figura 1.4:

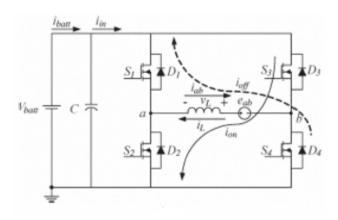


Figura 1.4: Flusso di corrente in frenata [8]

Si consideri sempre l'intervallo I: In questo caso sono attivi  $S_2$  ed  $S_3$  in modalità PWM. La corrente in questo caso ha direzione opposta nell'induttore, per cui la forza elettromotrice ha direzione opposta così come la tensione ai capi, che quindi si comporta come una sorgente di tensione. Durante tutto l'intervallo l'avvolgimento sarà energizzato, quindi la tensione  $V_L$  e la corrente  $i_{in}$ :

$$V_L = V_{batt} + e_{ab}; (1.1)$$

$$i_{in} = -i_{ab}; (1.2)$$

D'altra parte, durante il periodo di spegnimento di S2 e S3, la corrente  $i_{in}$  attuale che scorre attraverso i diodi D1 e D4, è uguale a  $i_{ab}$ . In tal modo si crea una corrente  $i_{off}$  e questa corrente andrà ad alimentare la batteria.

L'energia quindi accumulata nelle batterie, sarà successivamente sfruttata dal motore elettrico durante le accelerazioni aiutando lo stesso motore termico nell'erogazione della coppia oppure sostituendosi totalmente ad esso (dipende dalla configurazione scelta per il veicolo).

A causa dell'elevato numero di conversioni di energia, la rigenerazione elettrica ha un'efficienza di andata e ritorno relativamente bassa, causata molto dalla presenza di elementi elettronici quali transistor e diodi, che anche nei sistemi più efficienti gravano sull'efficienza complessiva. La potenza specifica (kW / kg) di tali

sistemi dipende molto dalle dimensioni e dalla chimica della batteria, ma in genere è inferiore ai sistemi idraulici e meccanici che vedremo più avanti. Di contro, lo stoccaggio di energia specifico è migliore dei sistemi idraulici, poiché più versatile nell'utilizzo di tale energia e più stabile. Il vero vantaggio di un sistema completamente elettrico è la quasi totale libertà, data al progettista, di poter scegliere dove collocare il sistema di stoccaggio (le batterie).

#### 1.1.2 Rigenerazione meccanica

La rigenerazione meccanica (nota come M-KERS o Mechanical Kinetic Energy Recovery System) si basa su un sistema a volano e frizione, collegato cinematicamente con la driveline attraverso un ulteriore volano [5]. Il volano aggiuntivo viene innestato all'inizio di un evento di frenatura. Il segnale di frenatura innesta quest'ultima, che tende ad accelerare il volano, rallentando quindi il veicolo. Tale dispositivo utilizza questo volano come dispositivo di accumulo dell'energia e per fare ciò si serve di una trasmissione a rapporto variabile per una migliore gestione del l'energia e trasferimento dell'energia dalla (e verso la) driveline. Tale scambio di energia può essere pensato come un trasferimento di quantità di moto dal veicolo al volano, che tenderà ad accelerare. Al veicolo quindi viene sottratta energia così riducendo la propria velocità, aumentando di conseguenza la velocità del volano. Il volano inoltre è posto all'interno di un ambiente a bassa pressione (quasi vuoto), in modo che durante la rotazione non subisca l'effetto aerodinamico e quindi tenda a disperdere l'energia accumulata. Si indichi con E l'energia posseduta dal veicolo in movimento e che essa sia pari a:

$$E = \frac{1}{2} \cdot Mv^2; \tag{1.3}$$

dove:

- M è la massa del veicolo;
- v è la velocità del veicolo.

Si ipotizzi che tale energia venga trasferita per intero al nostro volano (al momento non si considerino gli attriti e le perdite inerziali lungo la driveline), alla fine dell'evento di frenata il volano dovrebbe possedere un'energia pari a:

$$E = \frac{1}{2} \cdot J\omega^2; \tag{1.4}$$

dove:

- J è il momento d'inerzia;
- $\omega$  è la velocità di rotazione del volano.

Data l'evidente differenza di massa tra veicolo e volano, è evidente che affinché sia possibile il trasferimento di energia la velocità del volano debba eccedere notevolmente rispetto quella della trasmissione automobilistica (attualmente vi sono volani pensati per ruotare tra i 30 e i 40 mila rpm). Considerando le condizioni iniziali di una frenata, si può considerare che il volano utile per l'accumulo sia fermo, non sta ruotando, mentre l'albero traente possiede una certa velocità di rotazione. Alla fine dell'evento di frenata, idealmente le condizioni che si dovrebbero avere si sono invertite.

Durante la fase di accelerazione, la quantità di moto accumulata dal volano viene sfruttata per muovere il veicolo per non utilizzare il motore termico che generalmente nelle suddette condizioni ha rendimenti sfavorevoli. Questo metodo di accumulo di energia meccanica durante la fase di frenata presenta numerosi vantaggi se lo si compara ad altri tipi di rigenerazione.

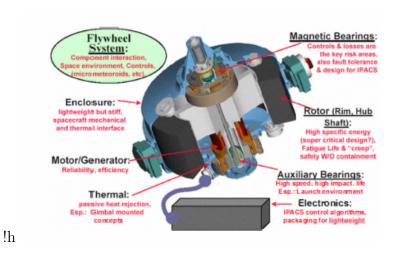


Figura 1.5: Sistema a volano Libero Flywheel

Uno dei suoi punti di forza è la mancanza di elementi di conversione dell'energia (presente ad esempio con una macchina elettrica). Il collegamento è puramente meccanico per cui non vi sono perdite di conversione. Il volano, inoltre, ha una densità energetica [kJ/kg] ed una densità di potenza [kW/kg] superiori ore rispetto agli altri sistemi rigenerativi [9].

Accanto a tutti questi vantaggi, il sistema però ha anche diversi punti deboli. Innanzitutto la collocazione di tale sistema: il sistema necessità di essere collegato alla driveline, per cui è necessario predisporre un alloggiamento per tale sistema, il che ne determina un ingombro maggiore. Problema particolarmente sentito per i veicoli più leggeri.

Altro problema è la connessione meccanica tra il volano e la trasmissione automobilistica. Come detto in precedenza, le velocità tra i due organi è molto differente e varia durante l'evento di frenatura, questo richiede l'impiego di un CVT per adattare le due velocità, ovvero una trasmissione a variazione continua. Tale architettura però, è la trasmissione meno efficiente attualmente disponibile. Altro inconveniente possono essere i materiali impiegati per la costruzione e la produzione stessa di tale volano.

Il volano, data le velocità raggiunte, è sottoposto a forze centrifughe non indifferenti, per cui i materiali devono essere abbastanza performanti e lo stesso elemento rotante necessita di essere costruito con determinate peculiarità per evitare che esso possa distruggersi. A tale scopo la forma del volano deve essere tale da distribuire lo stress in maniera eguale dappertutto. Gli ultimi volani sono pensati per avere le fibre allineate in modo tale che la forza centrifuga agisca lungo la direzione della fibra dove presenta un'elevata resistenza a trazione. Un ulteriore accorgimento da considerare è l'impiego di un materiale abbastanza rigido che non permetta allungamenti eccessivi che possono causare uno sfregamento con l'involucro con conseguente usura sai del volano che dell'involucro stesso. A tal proposito un ulteriore problema può essere il mantenimento del vuoto, per nulla facile da ottenere e mantenere, per questo, come detto in precedenza è necessario che il sistema eviti qualunque tipo di usura e venga controllato regolarmente affinché sia perfettamente a tenuta.

Nonostante i volani abbiano una densità energetica elevata e superiore agli sistemi, tutt'oggi non è il sistema preferito dai principali costruttori di autoveicoli, ma vede la sua applicazione in competizioni sportive come in Formula 1, dove dal 2009 è componente fondamentale per la Power Unit [6].

La non diffusione nei veicoli ibridi leggeri è dovuta alla complessità dell'intero sistema, del peso (anche se contenuto rispetto ad altri) e della complessità dell'hardware di controllo; il tutto si traduce in costi. Inoltre è stato dimostrato che il risparmio di carburante non è così rilevante rispetto ad altri sistemi, poiché gli altri sistemi possono godere anche del vantaggio di immagazzinare energia indefinitamente.

Un altro sistema sviluppato dalla Williams Hybrid Power Flywheel [6] prevede

che il volano sia un rotore di un motore elettrico, costruito in fibra di carbonio (affinché sia il più rigido possibile) e dopato con particelle magnetiche. La cassa del volano non è altro che lo statore della macchina elettrica. Quando il veicolo sta frenando, il motore elettrico di trazione genera elettricità che viene sfruttata per movimentare il volano, che quindi nel vuoto comincia a ruotare. In moto contrario, quando il veicolo richiede una potenza maggiore, il volano si comporta da generatore e fornisce l'energia necessaria al motore elettrico per la trazione. Questo sistema ha efficienze totali comparabili con quello puramente meccanico, non prevedendo rispetto ad un sistema puramente elettrico di ricupero, delle batterie che comporterebbero trasformazioni chimiche di energia con conseguenti perdite annesse. Non è un sistema che lavora solo in fase di frenata, ma recupera energia durante il periodo in cui la fornitura della stessa eccede a quella richiesta, mentre la rilascia quando il fabbisogno di energia è superiore. Bisogna inoltre precisare che una macchina elettrica che estrae energia dal volano, qualora sia presente, affronta condizioni critiche di lavoro, poiché deve essere in grado di reggere le alte velocità di rotazione ed inoltre il vuoto all'interno della cassa non favorisce il raffreddamento dell'avvolgimento di statore. L'avvolgimento quindi deve essere raffreddato tramite liquido circolante all'interno di conduttori cavi.

#### 1.1.3 Rigenerazione tramite fluido

Un altro sistema permette di recuperare energia dalla frenata tramite un elemento fluido. Questo può essere sia di tipo pneumatico che idraulico, dipendente dall'utilizzo. Si analizzi quello idraulico. Il sistema si serve di un serbatoio a bassa pressione, di una pompa/motore idraulico e di accumulatori ad alta pressione per immagazzinare l'energia nel fluido compresso. Quando il veicolo frena, la pompa viene alimentata dall'albero condotto, applicando quindi una coppia frenante allo stesso albero. Tale potenza viene sfruttata per pompare il fluido dal serbatoio di bassa pressione all'accumulatore ad alta pressione che quindi viene energizzato aumentando la pressione del fluido di lavoro. Il fluido pressurizzato verrà successivamente sfruttato dal veicolo in fase di trazione. Esso può essere collegato direttamente al motore, oppure alla driveline. Le soluzioni tecniche utilizzate, infatti sono due [2]:

• HES-PA(power Assisted) - Collegamento puramente meccanico con l'albero destinato alla trazione, soltanto il recupero di energia è idraulico. Essa necessita esclusivamente di due accumulatori ed una macchina idraulica ed è facile da installare (anche su veicoli già in produzione)

• (HES-HT Hydraulic Transmission)- Se il sistema di trazione è composto da una trasmissione idrostatica, al motore primo è calettata una pompa aggiuntiva che alimenta a sua volta un motore-pompa connesso all'albero di trazione, e sulle linee di alta e bassa pressione sono inseriti i due serbatoi necessari per l'accumulo dell'energia durante la fase di frenata. Le trasmissioni idrostatiche sono utili poiché sono in grado di variare continuamente coppia e velocità solamente variando la cilindrata della macchina, eliminando in questo modo il cambio di velocità meccanico. Una soluzione simile un veicolo ibrido tiene conto delle ampie e continue variazione di pressione e di flusso. Quindi anziché utilizzare un'unica pompa, si opta per l'utilizzo di una doppia pompa: una a cilindrata fissa ed una volumetrica variabile in modo da soddisfare le continue variazioni della trasmissione.

Un tale sistema però non è semplice da controllare: hanno tendenzialmente basse efficienze a causa delle notevoli perdite meccaniche fisse, basti pensare agli attriti a cui è sottoposto l'intero sistema. Inoltre bisogna anche considerare anche la progettazione di un eventuale sistema di accumulo, che dovrà rispondere a determinati requisiti quali: contenimento del peso e delle dimensioni (può risultare parecchio ingombrante). Un esempio di questa architettura è l' Hydraulic Launch Assist (HLA) proposta dalla Ford al salone di Detroit del 2002 [2] e visibile in In figura Figura 1.6.

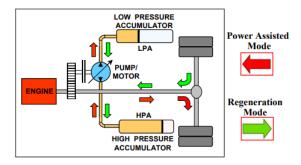


Figura 1.6: Hydraulic Launch Assist progettato dalla Ford [HSE]

Il Recupero di energia avviene tramite due accumulatori idropneumatici: uno ad alta pressione denominato HPA (High Pressure Accumulator) e l'altro a bassa pressione LPA (Low Pressure Accumulator). Quest'ultimi sono connessi ad un'unità idrostatica reversibile, quindi funzionante come pompa/motore a cilindrata variabile. La macchina idraulica è inoltre collegata meccanicamente alla trasmissione che

trasmette il moto per mezzo di una frizione controllata dall'elettronica del veicolo. Il controllo è necessario per distinguere le tre fasi:

- 1. Braking phase: fase in cui avviene l'accumulo di energia da parte del sistema che lavora come pompa trasferendo energia dal LPA all'accumulatore HPA;
- 2. Traction phase: a frizione ancora innestata, la macchina opera da motore cedendo potenza alla linea di trasmissione ed il fluido passa nuovamente da HPA a LPA.
- 3. Rest phase: frizione disinnestata, la macchina non avendo energia da restituire al veicolo viene escluso dalla catena cinematica per evitare che introduca ulteriori perdite energetiche.

Tali sistemi però hanno il vantaggio di essere piuttosto economici, anche se non particolarmente densi di energia. Soprattutto quest'ultima caratteristica li rende più adatti per i veicoli pesanti dove il peso rilevante del serbatoio di stoccaggio, che in questi casi il veicolo commerciale prevede, se relazionato a quello dell'intero veicolo non influenza gravemente le prestazioni dello stesso. Tuttavia c'è da considerare la loro manutenzione, infatti i liquidi degli accumulatori idraulici devono essere regolarmente sostituiti. Le parti mobili sono anch'esse numerose: un cambio aggiuntivo, una frizione per collegare la pompa-motore al motore termico (o elettrico) o eventualmente una pompa-motore combinata.

#### 1.2 Recupero dell'energia dai gas di scarico

Fino ad ora sono stati trattati esclusivamente i sistemi che sono in grado di recuperare parte dell'energia cinetica altrimenti perduta in calore tramite i dischi dei freni. Un altro contributo può però, derivare dai gas di scarico. La quasi totalità dei motori ad accensione per compressione odierni all'uscita del collettore di aspirazione presenta il gruppo turbo-compressore, il quale recupera parte dell'energia dei gas di scarico, che provengono dalla camera di combustione con un contributo entalpico ancora elevato. Tale contributo viene già in parte sfruttato, infatti, questi gas di scarico contribuiscono ad accelerare il compressore e causare un innalzamento della pressione lato aspirazione che permette al motore di aspirare più aria, migliorare il riempimento della camera ed aumentare la potenza prodotta, migliorando di conseguenza anche il rendimento dell'intero ICE.

Si osservi che il gruppo turbo-compressore contribuisce ad innalzare i rendimenti, solo quando è regimato. Un problema evidenziato, difatti si manifesta ai bassi

regimi, ovvero quando la turbina non è in grado di fornire una sufficiente potenza per accelerare il compressore. Altro problema si evidenzia durante i transitori, infatti il compressore necessità di un determinato lasso di tempo prima di raggiungere l'equilibro [10]. Questo fenomeno viene identificato con il nome di turbo-lag ed evidenzia il ritardo che c'è tra la richiesta di coppia da parte del guidatore e la risposta del motore.

Inoltre quando il motore fornisce una potenza elevata e quindi si innalza la pressione media effettiva in camera (pme), il gruppo, dal lato della turbina si ritrova a elaborare una elevata quantità di gas di scarico ad alta entalpia specifica.

Per gestire questi volumi di gas di scarico e non rischiare che le velocità del turbo gruppo raggiungano valori elevati, rischiando che si disintegri si adotta uno speciale dispositivo, denominato wastegate che permette che una quantità di gas, ad elevato contenuto entalpico, bypassi la turbina, affinché quest'ultima non la elabori e si garantisca il corretto funzionamento dell'intero turbo-gruppo.

#### 1.2.1 E-Boost

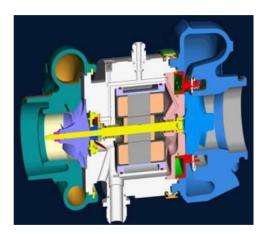


Figura 1.7: Tecnologia E-Boost [10]

Per ovviare a tali problemi, alcune case automobilistiche ed anche in F1 hanno adottato la soluzione dell' *e-turbo*.

Il turbo-gruppo viene assistito elettricamente da una macchina elettrica reversibile, ovvero in grado di funzionare anche come generatore, ad alta velocità, calettata sull'albero del turbocompressore. In particolare fin dai bassi regimi durante i transitori di accelerazione, per ottenere elevati livelli di sovralimentazione, la macchina elettrica si comporta da motore favorendo la ripresa. Diversamente, nelle fasi in cui

l'energia dei gas di scarico sarebbe troppo elevata, anziché ricorrere alla wastegate, utilizzando la macchina elettrica come generatore, è possibile realizzare anche una funzione di electrical turbocompounding, sfruttando così l'energia dei gas combusti in eccesso. rispetto a quanto richiesto dal compressore. Questo sistema assicura un maggiore sfruttamento dell'energia contenuta nei gas di scarico. Un impiego intelligente del sistema turbocomposto è la sua integrazione all'interno dello schema dei veicoli ibridi : infatti il lavoro netto derivante dal turbogruppo turbocompressore può essere convertito in energia elettrica e quindi utilizzato per la propulsione o immagazzinato in batteria [10].

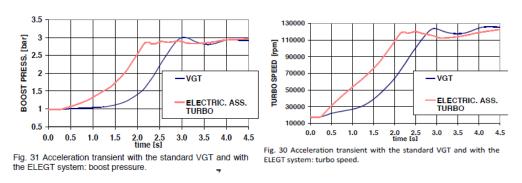


Figura 1.8: Transitorio di Boost a confronto [10]

Nella Figura 1.8 un esempio di applicazione ELEGT - ELectric Exhaust Gas Turbo per autobus urbani [10]: Nei diagrammi si vede il confronto tra l'aumento di pressione di boost nel caso di utilizzo di un sistema con turbina a geometria variabile e nel caso del trascinamento elettrico del compressore durante un transitorio di accelerazione: si osserva come si riduce sensibilmente il turbolag e si riesca a portare il turbo a velocità di regime in tempi più contenuti.

Un altro effetto derivante dall'utilizzo di questo sistema è la riduzione dei consumi, poiché diminuendo il turbo-lag, diminuiscono di conseguenza i transitori dove motore lavora con basse efficienze. Abbiamo evidenziato tutti i vantaggi, ma al momento è pensato solo per veicoli sportivi (F1) o per veicoli di grossa cilindrata ed alto pregio. Questa commercializzazione di nicchia è causata dal costo di tale sistema. Bisogna pensare che la gestione della macchina elettrica non è per niente semplice date le velocità in gioco (le velocità raggiunte dal gruppo turbo-compressore possono superare i 200000 rpm). Ulteriore problema sono le temperature che si raggiungono, difatti all'uscita del turbo i gas di scarico si possono raggiungere temperature dell'ordine dei 1000 °C. Ciò richiede l'impiego di materiali speciali anche

per la macchina elettrica, il che si traduce tutto in costi aggiuntivi.

# Capitolo 2

# Modello veicolo

L'obiettivo di questo studio è quello di analizzare le differenze in termini di consumi ed emissioni di un veicolo ibrido con varie configurazioni rispetto ad un veicolo di riferimento, che nel caso in esame è un veicolo convenzionale equipaggiato con un motore a combustione interna.

Tali differenze verranno esaminate simulando il veicolo nei cicli guida convenzionali, in particolare verranno impiegati il NEDC (New European Driving Cycle) ed il WLTP (World Harmonized Light Vehicle Test Procedure).

# 2.1 Controllo dei parametri del veicolo [7]

Utilizzando questi cicli come riferimento è possibile quindi fare un'analisi temporale nella quale il controllo è ottimizzato in funzione della configurazione del veicolo , sia che esso sia ibrido sia che esso sia puramente termico. Questo è possibile poiché avendo a disposizione i cicli è possibile discretizzare i diversi parametri nel tempo. Considerando quindi il powertrain come fosse una scatola chiusa, sia che esso sia ibrido che termico , per questa analisi è possibile sviluppare un modello cinematico su Matlab in modo da vedere come le variabili del sistema cambiano in funziona di una data strategia di controllo. Vi sono le variabili di input , le variabili di stato che tengono in considerazione la condizione di determinati componenti del veicolo, le variabili di controllo che sono gli strumenti su cui intervenire in relazione alla strategia, le variabili intermedie necessarie per determinare le score variables che traducono in valori numerici la bontà della strategia.

## 2.1.1 Griglia temporale

Il comportamento del veicolo è analizzato lungo un ciclo di riferimento, il quale è discretizzato nel tempo generando una griglia temporale di  $N_{in} + 1$  nodi. Un metodo classico di discretizzazione prevede che le variabili di sistema sono funzione delle variabili di controllo per ogni nodo della griglia temporale.

Il numero di nodi scelti dipende dall'accuratezza con cui si vuole ottenere il risultato: una discretizzazione grossolana può portare una scarsa accuratezza, mentre una griglia troppo rifinita può determinare tempi di calcolo eccessivi. Tuttavia si è scelto un metodo diverso, dove si impone che per ogni intervallo la variabile di controllo si mantenga costante, stimando i valori all'inizio ed alla fine dell'intervallo delle variabili di sistema. I valori intermedi infine sono calcolati tramite interpolazione lineare. Questo è un metodo intelligente per ridurre i tempi di calcolo, poiché anche se la griglia è grossolana i risultati sono più accurati ed inoltre evita che si creino delle discontinuità nel sistema. Questo metodo quindi genera due differenti subvariabili associate ad ogni intervallo, una per il nodo a sinistra ed una per il nodo a destra. Le variabili di stato quindi dipenderanno:

$$sv_l(i) = g(cv_1(i), ..., cv_{n_c}(i), sv_{1,l}(i), ..., sv_{n_s,l}(i));$$
 (2.1a)

$$sv_r(i) = g(cv_1(i), ..., cv_{n_c}(i), sv_{1,r}(i), ..., sv_{n_s,r}(i));$$
 (2.1b)

Tenendo a mente che le variabili di controllo sono uguali agli estremi dell'intervallo. Quindi si veda la derivata della variabile di controllo e l'integrale.

$$\frac{dsv_l(i)}{dt} = \frac{dsv_r(i)}{dt} = \frac{sv_r(i) - sv_l(i)}{\Delta t}$$
(2.2)

Quindi integrando lungo lo stesso intervallo:

$$\left(\int_{\Delta t} s v_l\right)(i) = \left(\int_{\Delta t} s v_r\right)(i) = \frac{s v_r(i) + s v_l(i)}{2} \cdot \Delta t \tag{2.3}$$

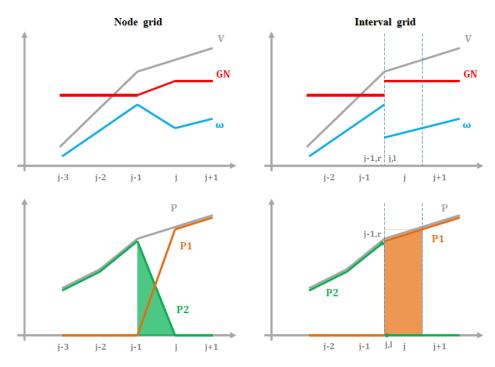


Figura 2.1: Griglia temporale

Si veda adesso con l'ausilio della Figura 2.1. sottostante le differenze che comporta l'utilizzo di questa griglia temporale rispetto al metodo classico.

Grazie a questo metodo vi sono delle discontuinità sulla potenza in uscita, mentre implementiamo quelle su GN e  $\omega$ , comunque corrette, poiché li potremmo considerare come variazioni istantane. (CITARE FONTE ED IMMAGINE).

# 2.1.2 Variabili in Ingresso

La variabile di ingresso nel caso in esame è la velocità, poiché i cicli non prevedono tratti in pendenza. Il ciclo viene testato prima di essere utilizzato per verificare che il veicolo di riferimento ed il corrispettivo HEV (Hybrid Electric Vehicle) possano effettivamente essere guidati in determinate condizioni. Se così non fosse il ciclo viene adattato alle condizioni operative del veicolo in modo da poter rispondere alle richieste di potenza. Quindi la velocità viene calcolata all'inizio ed alla fine di ogni intervallo ottenendo  $V_{v,l}$  e  $V_{v,r}$ . Questi valori vengono quindi immagazzinati in delle matrici  $R(N^{inx1})$ .

### 2.1.3 Variabili di controllo

Le variabili di controllo sono GN (Gear Number), ovvero la marcia inserita e PF (PowerFlow) ovvero come si distribuisce il flusso di potenza lungo la connessione del powertrain con il final drive. Tali variabili di controllo però non sono ovviamente valori unici, ma possono anche dipendere da delle sotto-variabili. Ogni sotto-variabile è poi discretizzata. La prima variabile di controllo è GN che indica il rapporto di trasmissione. Esso è costituito da un'unica sotto-variabile:

•  $scv_{1,1} = \tau$ , ovvero il rapporto di trasmissione.

La seconda variabile di controllo è invece il powerflow, flusso di potenza lungo le componenti del powertrain, in relazione a come la potenza deve essere gestita dal motore termico, e dalla macchina elettrica nei due assi (anteriore e posteriore). Tale variabile di controllo è costituita quindi da 4 sottovariabili:

- $scv_{2,1} = \delta$ , parte di potenza richiesta fornita dal motore elettrico sull'asse posteriore
- $scv_{2,2} = \alpha$ , parte di potenza fornita dalle batterie rispetto a quella totale richiesta
- $scv_{2,3} = \gamma$ , velocità del motore termico se esso è disaccoppiato meccanicamente dalle ruote anteriori
- $scv_{2,4} = \beta$ , parte di potenza fornita dal motore elettrico sull'asse anteriore rispetto alla potenza totale fornita dalla batteria.

Questa definizione delle sotto-variabili porta alla formazione del set di tali variabili che includono. Ogni sotto variabile è discretizzata in funzione dell'architettura del veicolo. Si ottiene quindi che per la trasmissione:  $S_{gn} = \{1, \ldots, N_{gn}\}$ ; ne consegue un  $R_{\tau} = \{\tau(1), \ldots, \tau(N_{gn})\}$ ; dove sono inclusi tutti i rapporti di trasmissione. Mentre per il Powerflow:  $S_{gn} = \{1, \ldots, N_{pf}\}$ ; quindi

- $R_{\delta} = \{\delta(1), \ldots, \delta(N_{pf})\};$
- $R_{\alpha} = \{\alpha(1), \ldots, \alpha(N_{pf})\};$
- $R_{\gamma} = \{\gamma(1), \ldots, \gamma(N_{pf})\};$
- $R_{\beta} = \{\beta(1), \ldots, \beta(N_{pf})\};$

Mentre il set di sottovariabili della trasmissione è definito, per il powerflow importante sarà la scelta dell'architettura del veicolo che verrà riportata successivamente. Avendo definito il set di sottovariabili per ogni variabile di controllo, è possibile quindi calcolare il numero dei working mode, ovvero tutti le possibili combinazioni delle variabili di controllo

$$S_{cv} = S_{gn} \cdot S_P p f; (2.4)$$

Ogni Working Mode è composta da una coppia di valori  $(u_1, u_2)$  dove  $u_1$  definisce il gear number, mentre il secondo  $u_2$  le caratterische del powerflow. A titolo di esempio, si consideri un veicolo dotato di una trasmissione che preveda 6 rapporti ed 4 possibili powerflow. Ne consegue che il veicolo ha 24 possibili modi di funzionare.

### 2.1.4 Variabili di stato

Le variabili di stato sono lo stato del motore termico (ES) e lo stato di carica della batteria (SOC). Per quanto riguarda lo stato del motore termico (ES), i possibili valori sono 0 nel caso in cui il motore termico fosse spento, 1 altrimenti.  $S_{es} = \{1,2\}$  ovvero  $R_{es} = \{0,1\}$ 

Lo stato di carica della batteria (SOC) può variare in un range entro il quale deve mantenersi per il corretto deterioramento della batteria. Definito quindi il  $\Delta$ SOC della batteria, e definiti i limiti massimo e minimo di stato di carica:  $S_{soc} = \{1, \ldots, N_{soc}\}$ ; dove:

$$N_{SOC} = \frac{SOC_{max} - SOC_{min}}{\Delta SOC} + 1; (2.5)$$

# 2.1.5 Configurazione delle Matrici

La configurazione delle matrici si differenzia in quella unica per il powertrain, e quella relativa alla strategia di controllo. In un primo momento si definisca quella unica per il powertrain: essa racchiude in se tutte le possibili combinazioni tra  $S_{wm}$ (state working mode),  $S_{es}$ (state engine) e  $S_{soc}$ ( state of charge), quest'ultima dipendente dalla discretizzazione dello stato della batteria. Questa, rinominata  $C_{pt}$  è quindi una matrice  $4 \cdot S_{c,pt}$ , composta dalle singole  $C_{pt}(j)$ :

$$C_{pt} = (u_1, u_2, v_1, v_2), \quad dove \quad u_1 \in S_{qn}, u_2 \in S_{pf}, v_1 \in S_{es}, v_2 \in S_{soc} \quad (2.6)$$

Le cui dimensioni sono pari a:

$$S_{c,pt} = S_{qn} \cdot S_{pf} \cdot S_{es} \cdot S_{soc} \tag{2.7}$$

Questa configurazione quindi è valida solo per una singola e predeterminata strategia. Per ridurre i tempi di calcolo degli ottimizzatori, si fa una scelta strategica: ovvero non si tiene conto nel calcolo della funzione obiettivo lo stato della batteria SOC. In questo modo si può definire la  $C_{pt/bat}$  ed il relativo set associato:

$$C_{pt/bat} = (u_1, u_2, v_1), \quad dove \quad u_1 \in S_{gn}, u_2 \in S_{pf}, v_1 \in S_{es}$$
 (2.8)

Questa scelta è particolarmente astuta, poiché riduce sensibilmente i tempi di calcolo. L'unica accortezza che verrà introdotta sono i limiti sul SOC tali da non avere grosse inefficienze da parte della batteria. Quindi il set associato  $S_{C,pt/bat}$ :

$$S_{C.nt/bat} = S_{an} \cdot S_{nf} \cdot S_{es}; \tag{2.9}$$

dove l'insieme  $S_{C,pt/bat}$  verrà d'ora in poi rinominato come  $S_{conf}$  d'ora in poi. Ulteriore vantaggio è l'indipendenza di questa pre- elaborazione dalla strategia di controllo. Questa configurazione del veicolo è indipendente dalla strategia di controllo e può essere determinata durante la fase di pre-elaborazione. Per ogni variabile di modello, ovvero del sistema, e per ogni istante di tempo, viene elaborata la propria configurazione, che quindi sono per ogni intervallo pari a  $N_{conf}$ , nient'altro che la dimensione di  $S_{conf}$ : Per quanto riguarda le sottovariabili di controllo invece si ottengono come segue: sia  $S_{conf}(j)$  una riga  $S^{Nconf}$ , il quale ha in se  $j^{th}$  elementi per ogni t-upla del set  $S_{conf}$ . Avremo quindi per GN ad esempio:

$$\vec{\tau} = R_{\tau}(S_{conf}(1)); \tag{2.10}$$

per PF:

$$\vec{k} = R_k(S_{conf}(2)); \quad dove \quad k = [\delta, \alpha, \beta, \gamma]$$
 (2.11)

ed infine per ES:

$$\vec{ES} = R_{es}(S_{conf}(3)); \tag{2.12}$$

Ogni variabile quindi viene associata ad una matrice  $M_v$  di configurazione.  $M_v$  è una matrice  $N_{in}xN_{conf}$ , dove  $N_{in}$  è il numero di intervalli della griglia temporale  $eN_{conf}$  rappresenta il numero di configurazioni del veicolo. La dimensione dipende dal prodotto cartesiano tra il vettore  $V_v$  di variabili di input e ogni sottovariabile di controllo. Ad esempio per GN, si determini  $M_\tau$ :

$$M_{tau} = \begin{pmatrix} 1_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 1_{N_{in}} \end{pmatrix} \cdot \vec{\tau} \tag{2.13}$$

Analogamente per le matrici di configurazione delle altre sottovariabili assosciate. La matrice di configurazione  $M_{Vv}$  associata alla variabile di input  $V_v$  viene invece calcolata come segue:

$$M_{V_v} = \vec{V_v} \cdot (1_1, \dots, 1_{N_{conf}});$$
 (2.14)

**Pre-processing** Per ogni variabile quindi si definiscono due matrici  $M_{v,l}$  e  $M_{v,r}$  (nei due nodi), di dimensioni  $N_{in} \cdot N_{conf}$ . Il tool sviluppato applica una volta al nodo di destra, ed una volta a quello di sinistra le equazioni sopracitate. L'ottimizzatore quindi, genera le migliori combinazioni di variabili di controllo per ciascun intervallo per poi calcolare la configurazione di indice j che indica la colonna:

$$jconf = GN + Ngn(PF - 1) + N_{cv}(ES - 1)$$
 (2.15)

Per estrarre i valori effettivi di ogni variabile di sistema per il nodo a destra e per quello a sinistra per ogni intervallo di tempo, tramite le matrici sopracitate. Inoltre anche per ogni variabile del sistema vengono calcolate le matrici di configurazioni in modo da avere anche prova delle efficienze dei componenti interni (gruppo propulsore, v in ingresso, v in uscita, potenza in ingresso, potenza in uscita, FC) tranne che per lo stato di carica che invece è stimata dall'equazione descritta nel paragrafo precedente.

### 2.1.6 Variabili obiettivo

IL modello quindi sviluppato, procede verso il calcolo delle variabili dell'intero sistema. In particolare ci sono delle quantità più importanti, denominate variabili obiettivo, che ci permettono di qualificare la nostra strategia di controllo. Le variabili da revisionare possono essere: la vita della batteria  $\lambda_r$  (il deterioramento), il consumo di carburante FC o le emissioni di monossido d'azoto NOx.

Queste variabili sono fondamentali poiché vengono inserite all'interno di quelle che vengono definite "funzioni obiettivo". Per funzione obiettivo, si intende una formulazione matematica atta alla scelta del migliore working mode che minimizzi intervallo per intervallo una delle score variables.

Come si vedrà più avanti, ad ogni modo le altre due variabili sono comunque considerate all'interno di questa formulazione per non trascurarle definitivamente.

### 2.1.7 Variabili Intermedie

Come accennato in precedenza, il calcolo delle variabili obiettivo passano necessariamente per quelle che vengono definite "variabili intermedi". Queste sono necessarie al fine di poter stabilire come la macchina elettrica ed il motore a combustione interna stanno lavorando, quantificandone i risultati. A Tal proposito è necessario risalire alle velocità dei diversi componenti del powertrain, calcolando dapprima la potenza totale richiesta per il moto la quale dipende da diversi contributi:

Resistenza al rotolamento La resistenza al rotolamento dei pneumatici su una superficie dura è principalmente causata dall'isteresi intrinseca agli pneumatici. Questo è dovuto alla deformazione dello pneumatico durante il rotolamento, infatti l'isteresi del materiale causa una distribuzione asimmetrica delle pressioni a terra. Infatti , considerando l'orma di contatto, l'area della parte anteriore è maggiore rispetto a quella posteriore. Questo genera una forza reazione che è spostata in

avanti rispetto alla forza trasmessa dal carico normale sulla ruota, quindi essendovi un "braccio" tra le due forze, causa un momento che si oppone al rotolamento dello pneumatico. Questo contributo è dominante a bassa velocità del veicolo ed è espresso come segue:

$$P_{v.roll} = (m_v \cdot g \cdot rv \cdot cos(\alpha_r)) \cdot V_v \tag{2.16}$$

dove  $m_v$  è la massa del veicolo, g è l'accelerazione gravitazionale,  $r_v$  è il coefficiente di resistenza al rotolamento del veicolo, r è la pendenza della strada e  $V_v$  è la velocità del veicolo.

Resistenza causata dalla pendenza Se il veicolo si trova in pendenza, la forza peso è costituita da una componente parallela al terreno che si oppone al movimento in avanti nel caso di pendenza positiva (veicolo in salita) o aiuta il movimento in avanti nel caso di pendenza negativa (veicolo in discesa).

$$P_{v,grado} = (m_v \cdot g \cdot rv \cdot sin(r)) \cdot V_v \tag{2.17}$$

Resistenza aerodinamica La resistenza aerodinamica è causa di due fattori principali. La prima causa che potremmo definire rilevante, deriva dalla creazione, durante il moto, di una zona di alta pressione dinanzi al veicolo nella direzione del moto, e di una di bassa pressione che si crea dietro al veicolo. Questa differenza di pressione tende a trascinare il veicolo nella direzione opposta ed aumenta proporzionalmente al quadrato della velocità (Bernoulli).

Un'altra componente, meno rilevante, deriva dalla differenza di velocità dell'aria tra le zone vicino al telaio e quelle lontane, causando una sorta di attrito dinamico. In generale è possibile esprimere la potenza totale spesa per vincere la resistenza aerodinamica pari a:

$$P_{v,aero} = \left(\frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot c_x \cdot A_v \cdot V_v^2\right) \cdot V_v; \tag{2.18}$$

La resistenza aerodinamica è una funzione della velocità del veicolo  $V_v$ , dell'area frontale del veicolo  $A_v$ , della forma del veicolo sintetizzato in un coefficiente  $c_x$  e della densità dell'aria  $\rho_{air}$ .

Inerzia Una componente aggiuntiva di potenza dipende dalle inerzie del Il potere inerziale rappresenta la resistenza del corpo al variare del suo stato cinematico. È legato alla massa del veicolo  $m_v$  e all'inerzia della ruota  $I_{wh}$ :

$$P_{v,inerzia} = \left(m_v + \frac{I_{wh}}{R_{wh}}\right) \cdot \dot{V}_v \cdot V_v; \tag{2.19}$$

dove  $R_{wh}$  è il raggio della ruota dinamica. La potenza totale richiesta quindi per l'avanzamento vale: begincenter

$$P_v = P_{v,rotolamemto} + P_{v,grado} + P_{v,aerodinamica} + P_{v,inerzia};$$
 (2.20)

La potenza richiesta quindi sarà ripartita tra i due assi, sia in trazione che in frenata

# 2.2 Modello componenti [7]

#### Modello Motore termico

Ancora oggi il motore a combustione interna è quello più diffuso per i veicoli su strada. Stesso dicasi per la fonte primaria di motori ibridi. La differenza è che un veicolo ibrido, il motore termico funziona prevalentemente in condizioni di pieno carico, in modo da massimizzare il rendimento. Purtroppo la progettazione di ICE e HEV sono indipendenti, per cui non è prevista una progettazione ad hoc per questi veicoli. A tal proposito i veicoli scelti per questo studio sono equipaggiati con ICE a quattro tempi turbocompressi. Si è scelto per quelli ad accensione per compressione poiché dalla letteratura sarà quella ad aver maggior successo. Rispetto ai motori con accensione a scintilla, un motore ad accensione per compressione può sfruttate rapporti di compressione maggiori puntando ad efficienze più alte. Dal punto di vista delle emissioni presenta vantaggi e svantaggi. Il rapporto stechiometrico è generalmente molto povero, questo fa si che la CO prodotta sia inferiore. Tuttavia a causa delle temperature più basse rispetto ad un motore ad accensione comandata, è preoccupante la produzione di HC, mentre l'alta percentuale di aria porta alla formazione degli ossidi di azoto (NOX). Per i primi la formazione avviene principalmente per la presenza di zone localmente più ricche e per il gocciolamento, ovvero quel fenomeno che porta a conservare nelle sacche dell'iniettore parte del combustibile e che lentamente arriva in camera di combustione quando le pressioni diminuiscono. La produzione di ossidi d'azoto è favorita dal tempo, dalla temperatura e dalla presenza di ossigeno. Generalmente si forma in una parte del getto dove la combustione è definita "diffusiva". Per ridurre la produzione di NOX è necessario quindi ridurre la durata della combustione ed aumentare la velocità di iniezione, in modo che il cilindro abbia il tempo di raffreddarsi prima del ciclo successivo. Allo stesso tempo però, un'iniezione rapida diminuisce l'efficienza del carburante. La formazione di fumo nero (carbonio) avviene quando la fiamma è diffusiva, infatti le reazioni "crackizzano" le catene idrocarburiche e rilasciano C. L'ossidazione di queste molecole di carbonio può avvenire sia durante la corsa di espansione che durante il tratto percorso verso l'esterno. Per ridurre la formazione di queste particelle di carbonio è necessario ridurre il tempo necessario per la combustione diffusiva, questo è possibile aumentando il vortice del getto, in modo da polverizzarlo il più possibile.

### Design Motore Termico

In questo lavoro i motori per i due differenti veicoli sono:

Motore D1 II primo motore, denominato motore D1, è un motore diesel da 1.6 litri EURO V, che è in grado di fornire la potenza massima di 92,5 kW alla velocità di 3750 rpm. Motore D2 II secondo motore, denominato motore D2, è un motore diesel da 3.0 L EURO V, in grado di fornire la potenza massima di 101 kW alla velocità di 3100 rpm. Necessitiamo di due motori termici, per indagare tramite il grado di ibridizzazione. Mentre per i motori elettrici è possibile scalare le mappe di efficienza e di potenza sia delle macchine che della batterie, per i motori termici questo risulterebbe incoerente, e non otterremmo risultati veritieri.

Assieme alle caratteristiche principali è necessario avere le mappe di consumo carburante in relazione alla potenza richiesta e numero di giri del motore. Tali mappe presentano sull'asse delle ascisse la velocità  $(\omega)$ , mentre sull'asse delle ordinate la potenza. Le mappe sono divisa per zone a pari consumo di carburante, normalizzato in funzione della mappa di potenza di quel determinato veicolo. Stesso dicasi per i NOx e le rispettive mappe. Si mostra a titolo di esempio di seguito la mappa per il primo motore .

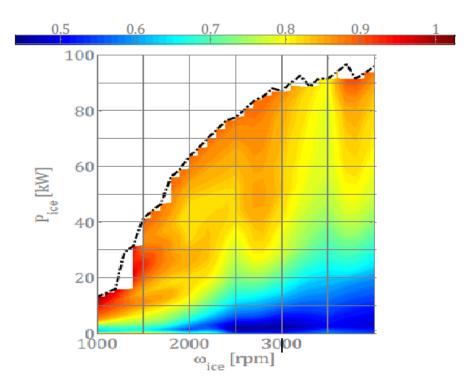


Figura 2.2: Mappa motore termico D1

### Modello di calcolo

Per il calcolo delle prestazioni del motore termico ci si serve delle mappe discusse in precedenza. Tramite queste look-up tables è possibile quindi risalire sia alla portata massica del carburante che alla portata massica dei NOx. Questo è possibile semplicemente interpolando il valore di potenza richiesta al motore termico con la velocità di rotazione. Questo è possibile avendo già a disposizione delle mappe pre - calcolate. Inoltre, la potenza è limitata in funzione della velocità di rotazione, per cui se eccede tale valore il punto in questione p considerato infattibile.

$$\dot{m}_{FC} = map_{fc}(P_{e,mech}, \omega_{eng});$$
 (2.21)

$$\dot{m_{nox}} = map_{NOx}(P_{e,mech}, \omega_{eng});$$
 (2.22)

Le emissioni di CO2 si ottengono semplicemente moltiplicando per 2.65 la portata di carburante.

$$m_{CO_2} = 2.65 \cdot \frac{m_{FC}}{\rho};$$
 (2.23)

dove  $\rho$  è la densità del carburante e 2.65 rappresenta un fattore di conversione. Quest'ultimo è stato ottenuto considerando una reazione di combustione del gasolio con aria.

# 2.2.1 Modello macchina elettrica

Il sistema di propulsione elettrica è costituito da macchine elettriche, convertitori di potenza e controllori elettronici. La macchina elettrica converte l'energia elettrica in energia meccanica per spingere il veicolo o, viceversa, in energia meccanica per ricaricare l'accumulo di energia. Il convertitore di potenza fornisce alla macchina elettrica i livelli di tensione e corrente corretti.

I veicoli ibridi spesso utilizzano delle macchine trifase. La maggior parte di queste macchine sono o Asincroni (ASM) o Sincroni a Magneti permanenti. La differenza sta che per il primo vi è uno scorrimento diverso da zero, ovvero una differenza di velocità di rotazione tra lo statore ed il rotore, mentre per il secondo lo scorrimento è zero, per cui il campo magnetico è sincrono col rotore. Per questa ragione il rendimento di quest'ultimo è più alto ai carichi parziali ed a pieno carico, mentre la macchina asincrona ha una migliore capacità di sovraccarico e quindi rispondere ad eventuali coppie più elevate. In questo studio sono stati utilizzati motori a magneti permanenti privi di spazzole della UQM Technologies [?].

La scelta è ricaduta su questo tipo poiché essendo privi di spazzole e quindi privi di perdite di attrito, hanno un'alta densità energetica, alta velocità operativa e sono molto efficienti. Inoltre l'introduzione delle terre rare come elementi costruttivi li ha resi ad alta densità. Un altro vantaggio è la semplicità del controllo e del raffreddamento, quest'ultimo praticamente inesistente data la non circolazione di corrente nel rotore. Tutto questo unito alla poca manutenzione necessaria. Ovviamente presenta anche dei difetti, prima di tutto il costo, molto elevato. Questa macchina paga anche il fatto che non riesce ad ottenere un intervallo di potenza costante abbastanza ampio ed inoltre la velocità massima è parecchio limitativa. Semplicità Semplice controllo e raffreddamento (nessuna circolazione di corrente nel rotore), poca manutenzione e grande affidabilità (senza spazzole e commutatori meccanici). Per quanto concerne il design, nella fase di preprocessing vi è un tool di ottimizzazione che seleziona la potenza massima della macchina per ridurre il costo dell'intero powertrain, garantendo allo stesso modo determinate prestazione.

In base poi al tipo di veicolo e della potenza massima dello stesso, vengono ridimensionate le mappe di efficienza e di potenza tramite dei fattori di scala. Durante la simulazione il modello di macchina elettrica riproduce la conversione della potenza da elettrica a meccanica e viceversa in caso di frenata. I valori sono ricavati da mappe potenza-velocità di rotazione dove è possibile ricavare anche la percentuale di energia persa dal valore di efficienza.

Tali mappe vengono pre-calcolate in modo da effettuare solo l'interpolazione. Tali curve sono limitate in potenza in funzione della velocità, limiti necessari per verificare la fattibilità della richiesta da parte della macchina.

### Modello Batteria

La batteria solitamente è a ioni di litio ed utilizza un materiale di intercalazione litiato, come il carbonio, ovvero  $Li_xC$ , per l'elettrodo negativo, mentre per l'elettrodo positivo un'ossido metallico, sempre litiato  $Li_1 - xMyOz$  (FONTE). Come elettrolita una soluzione organica liquida, più raramente un polimero solido.

Alla scarica, gli ioni di litio vengono rilasciati dall'elettrodo negativo, migrano attraverso l'elettrolita e vengono prelevati dall'elettrodo positivo. A pagamento, il processo è invertito. Vi sono altri materiali possibili per la realizzazione di elettrodi positivi, sempre Litiati, quali: Cobalto, Nichel, Manganese. Questi elementi hanno densità energetiche più elevate ed inoltre sono anche più compatibili con l'ambiente (soprattutto il manganese).

#### Design

Il tool è in grado di calcolare il layout ottimale del pacco batterie in funzione della potenza massima delle macchine elettriche e dell'architettura di veicolo. Partendo dai parametri della singola cella le cui specifiche sono riportate di seguito.

Nota quindi la potenza massima della macchina elettrica, si calcola la  $P_max$  della batteria, quindi si passa a determinare il numero totale di celle.

$$N_{cell,tot} = N_{cell,p} \cdot N_{cell,s} = \frac{P_{max}}{V_c \cdot I_c c, max - R_c \cdot I_{c,max}^2};$$
(2.24)

dove  $N_{cell,p}$  e  $N_{cell,s}$  sono rispettivamente il numero di celle in parallelo e in serie,mentre  $V_c$ ,  $R_c$  e  $I_{c,max}$ sono rispettivamente la tensione, la resistenza e la corrente

Tabella 2.1: Caratteristica cella

	Caratteristica cella [-]
$m_c$ [kg]	0.19
$V_c$	3.6
Ic, max[Ah]	120
$SOC_{max}[-]$	0.8
$SOC_0[-]$	0.6
$SOC_{min}[-]$	0.4

massima della cella. Quindi il numero di celle in parallelo è calcolato nella maniera seguente:

$$N_{cell,p} = \frac{V_c \cdot N_{cell,tot}}{500} + 1; \tag{2.25}$$

Dove 500 V è la tensione massima ammissibile della batteria. Quind per formula inversa il numero di celle in serie:

$$N_{cell,s} = \frac{N_{cell,tot}}{N_{cell,p}}; (2.26)$$

La massa totale è determinata utilizzando la correlazione semi-empirica:

$$N_{cell.s} = 1.7 \cdot m_c \cdot N_{cell.tot}; \tag{2.27}$$

dove  $m_c$  è la massa della singola cella, mentre 1.7 è un fattore moltiplicativo che tiene conto del peso del sistema di raffreddamento. Noti i parametri di cella ed il numero si passa al calcolo dei parametri della batteria: quindi la tensione  $V_{bat}$ , la resistenza  $R_{bat}$ , la capacità  $C_{bat}$  quindi il contenuto energetico  $E_{bat}$  della batteria:

$$V_{bat} = V_c \cdot N_{cell,s} \tag{2.28a}$$

$$R_{bat} = R_c \cdot N_{cell,s} \tag{2.28b}$$

$$C_{bat} = C_c \cdot N_{cell,p} \tag{2.28c}$$

$$E_{bat} = C_{bat} \cdot V_{bat} = C_c \cdot V_c \cdot N_{cell,s} \tag{2.28d}$$

L'energia della batteria come detto in precedenza è limitato in un determinato intervallo [0.4-0.8]. Inoltre la corrente massima è limitata a 120 A.

### Modello di calcolo

Si veda adesso come agisce il tool di simulazione. Si parte dalla potenza richiesta/in entrata alla batteria che quindi deriva dalla somma delle potenze per i rispettivi motori elettrici:

$$P_{bat,el} = (P_{1,el} + P_{2,el}) \cdot \eta_{inv_{k}}(2.29)$$

dove  $P_{1,el}$  e  $P_{2,el}$  sono la potenza elettrica delle due macchine elettriche (il valore dipenderà dal tipo di configurazione). Il coefficiente  $\eta_{inv}$  è l'efficienza dell'inverter, mentre k dipende dal flusso di potenza:

- -1 quando dalla batteria in direzione del powertrain
- +1 quando dal powertrain fluisce verso la batteria

Il modello batteria, visibile in Figura ?? è un circuito resistivo aperto equivalente, in cui la resistenza e la Tensione della batteria dipendono dallo stato di carica della batteria (SOC). Si sono trascurati gli effetti della temperatura. Per il calcolo della resistenza e della tensione ci si serve quindi di una mappa monodimensionale, in cui interpolando lo stato della batteria (SOC) è possibile ricavarne la tensione e la resistenza stessa.

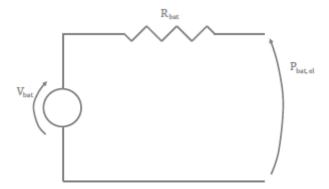


Figura 2.3: Circuito equivalente

Si bilanci la potenza del circuito come di seguito riportato:

$$P_{bat.chem} = V_{bat} \cdot I_{bat} = P_{bat.el} + R_{bat} \cdot I_{bat}^2; \tag{2.30}$$

Risolvendo l'equazione rispetto ad  $I_{bat}$  si ottiene quindi:

$$I_{bat} = \frac{V_{bat} - \sqrt{V_{bat}^2 - 4 \cdot R_{bat} \cdot P_{bat,el}}}{2 \cdot R_{bat}}; \tag{2.31}$$

La potenza massima della batteria si ottiene quando la corrente è massimam, ovvero quando il radicando ell'equazione (2.31) è nullo. LA potenza massima quindi vale:

$$P_{bat,el,max} = \frac{V_{bat}^2}{4 \cdot R_{bat}} \tag{2.32}$$

La corrente quindi che fluisce nella batteria influisce sullo stato di carica (SOC) della batteria il quale dipende dipende dalla capacità della stessa batteria:

$$SOC = SOC_0 - \int \frac{I_{bat}}{C_{bat}} \cdot dt \tag{2.33}$$

La richiesta di carica è limitata in funzione dei limiti di potenza derivanti dal SOC. Se la domanda supera il limite di potenza della batteria  $P_{bat,el,max}$  la combinazione di valori viene considerata non ammissibile. Questo succede in fase di trazione, in fase di frenata diversamente, la batteria recupera il massimo, ipotizzando che la quantità rimanente venga smaltita dal sistema frenante tradizionale, quindi in calore. Un altro effetto considerato nel modello è l'invecchiamento della batteria. Qualunque batteria sottoposta a cicli di carica e di scarica, inevitabilmente si deteriora e gli effetti sono: la diminuzione di capacità massima, quindi la quantità massima di potenza erogabile causa anche dell'aumento della resistenza interna. Questo tipo di deterioramento dipende dall'ampiezza dei cicli di carico. Per stimare questo fenomeno, si sfrutta un modello di accumulazione secondo cui si somma la quantità totale di carica fluita da e verso la batteria. Questo concetto, denominato Ah-throughput, è utile poiché noto il valore accumulato è possibile rapportarlo ad un limite massimo che potremmo definire di vita della batteria. In particolare questo valore viene stimato in 150.000 Ah, superata questa soglia la batteria è da considerarsi a fine vita. Oltre la quantità di carica però, è rilevante anche l'entità della carica e della scarica rispetto alle dimensioni della stessa cella e l'effetto della temperatura.

A tal proposito si introduce un coefficiente, C-rate, definito come il rapporto tra la

corrente e la capacità di carica nominale. Nei veicoli elettrici e ibridi, la quantità che è considerata l'indicazione principale dell'età della batteria è la sua capacità di carica e la definizione generalmente accettata di fine vita corrisponde alla capacità che raggiunge l'80% del valore iniziale. Di solito, i produttori di batterie definiscono la durata della batteria rispetto a un ciclo nominale con una frequenza C pari a 1, la profondità di scarica pari al 100% e la temperatura operativa a 25 ° C. La durata della batteria, definita come il throughput totale di Ah quando la batteria è soggetta a questo ciclo di carico nominale, dipende quindi da questo fattore C, poichè ne conseguirà una diversa vita della batteria.

# 2.2.2 Modello Torque Coupling

I due motori, termico ed elettrico, possono contribuire o meno al flusso di potenza. Essi sono collegati al flusso di potenza tramite due frizioni che si innestano nel momento in cui sono chiamati in causa. I possibili working mode (WM) sono:

- Puro termico, il contributo arriva solo dal motore termico;
- Puro elettrico, il contributo arriva solo dal motore elettrico;
- Power-split, il contributo arriva da entrambi collegati da un dispositivo;
- Battery-charging, il contributo arriva dal motore termico e tramite accoppiamento ricarica le batterie;
- Regenerative braking, la macchina elettrica è innestata e funziona da generatore ricaricando le batterie.

Nulla però, è stato ancora accennato riguardo l'accoppiamento motore elettrico, motore termico. Nei casi in esame, e configurazioni scelte, il dispositivo è un TC ovvero Torque-Coupling. Le due fonti di energia utilizzano due alberi diversi per fornire la coppia necessaria all'albero in uscita. I due alberi sono connessi tramite due ruote dentate, per cui vi è un rapporto di trasmissione tra i due. L'accoppiamento è visibile in Figura 2.4:

Con riferimento alla Figura 2.4 la velocità nel punto di contatto dell'ingranaggio, la correlazione di velocità tra gli alberi viene quindi ottenuta come segue:

$$\omega_{out} \cdot z_1 = \omega_{in,1} \cdot z_1 = \omega_{in,2} \cdot z_2; \tag{2.34}$$

dove le varie  $\omega$  rappresentano le velocità in uscita, ed in ingresso mentre  $z_1$  e  $z_2$  sono il numero di denti dell'ingranaggio corrispondente. Se viene introdotta la

### Gearbox

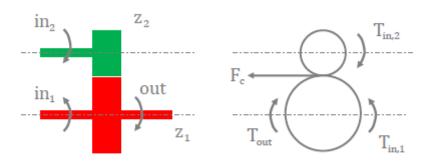


Figura 2.4: Dispositivo di accopiamento Torque-Coupling

definizione del rapporto di velocità  $\tau=\frac{z_1}{z_2}=\frac{R_1}{R_2}$ , la correlazione di velocità viene trasformata in:

$$\omega_{out} = \omega_{in,1} = \frac{\omega_{in,2}}{\tau}; \tag{2.35}$$

Per l'equilibrio dello schema di corpo libero del rotismo, è possibile calcolare la forza  $F_c$  nel punto di contatto dell'ingranaggio, che vale:

$$F_c = T_{in,2} \cdot R_2; (2.36)$$

in cui  $R_2$  è il raggio dell'ingranaggio dell'albero  $in_2$ . Si esegua adesso l'equilibrio al diagramma di corpo libero all'ingranaggio dell'albero  $in_1$ , e si ottiene:

$$T_{out} = T_{in,1} + F_c \cdot R_1 = T_{in,1} + \frac{T_{in,2}}{R_2} \cdot R_1 = T_{in,2} \cdot \tau;$$
 (2.37)

Che quindi rappresenta la coppia in uscita dall'albero.

Tale dispositivo può prevedere anche diversi rapporti di velocità, in modo da ottimizzare la trazione e risparmiare in carburante.

### 2.2.3 Trasmissione

La trasmissione utilizzata è a 6 velocità, ed i rapporti sono di seguito riportati....

Tabella 2.2: Rapporti di trasmissione

GN	au [-]
1	4.17
<b>2</b>	2.13
3	1.32
4	0.95
5	0.75
6	0.62

Per i rapporti di riduzione è stata stimata una mappa di efficienza funzione della velocità e della coppia in ingresso all'albero. Nello studio anche l'inerzia della trasmissione è considerata. Per i rapporti finali, dove la trasmissione si trasforma in un moltiplicatore di coppia, l'inerzia è trascurabile. La trasmissione finale può essere progettata con un diverso rapporto di velocità rispetto al veicolo convenzionale, al fine di ottimizzare le caratteristiche di trazione e il risparmio di carburante. Un design ottimale dipenderà in gran parte dai requisiti di prestazione e dalle dimensioni e caratteristiche di ogni fonte di energia del veicolo.

# 2.3 Configurazione veicolo [7]

## 2.3.1 Configurazione Veicolo P2

### Design

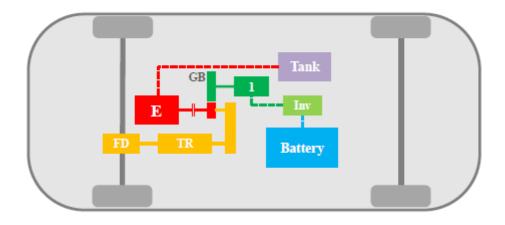


Figura 2.5: Schema di un veicolo P2

Il veicolo ibrido, il cui layout è riportato in Figura 2.5., viene indicato come P2. Il Gearbox (GB) è stato installato come dispositivo di accoppiamento TC della coppia. Il motore termico E e la trasmissione sono collegati al primo albero del GB, mentre la macchina elettrica EM1 al secondo albero. La trasmissione (TR), che è raffigurata in giallo è collegata all'albero del GB, ed infine vi è il Final drive (FD) direttamente collegata alla TR. La batteria è collegata alla macchina elettrica tramite l'inverter (Inv) di cui si considera a calcolo l'efficienza.

La macchine elettriche impiegate sono:

- 30 kW per il SUV
- 125 kW per l'Heavy Duty

#### Modello di calcolo

La potenza richiesta in questo caso è espressa in funzione di un coefficiente relativo allo split di potenza . La formulazione finale che permette di calcolare la potenza che si ottiene dal motore termico e da quello elettrico è:

$$P_e = (1 - \alpha) \cdot P_f; \tag{2.38}$$

Che rappresenta il contributo del motore termico alla potenza richiesta.

$$P_1 = \alpha \cdot P_f; \tag{2.39}$$

Che rappresenta il contributo del motore elettrico alla potenza richiesta. Dove  $P_f$  è la potenza al powertrain anteriore. Per quanto riguarda invece la velocità finale:

$$\omega_{eng} = \omega_f; \tag{2.40}$$

che rappresenta la velocità del motore termico che data la configurazione del dispositivo sono uguali.

$$\omega_1 = \tau_1 \cdot \omega_f; \tag{2.41}$$

che invece è la velocità di rotazione del motore elettrico.  $\tau_1$  è il rapporto al GearBox.

#### Modalità di lavoro

Con questa configurazione è possibile eseguire tutte e quattro, più la frenata rigenerativa. In tabella si mostrano i valori relativi dei coefficienti in funzione che sia: pe (puro elettrico), pt (puro termico), ps (power split), bc (battery charging). Ovviamente data la presenza di un unico motore elettrico è possibile avere solo una modalità di puro elettrico, quindi si disinnesta il motore termico e l'unico a girare è quello elettrico. Allo stesso modo solo una modalità in puro termico è previsto, disinnestando in questo caso la macchina elettrica dal flusso di potenza. Come è possibile notare invece, in power split sono possibili 3 diverse percentuali di ripartizione della potenza, e due diverse percentuali di ricarica della batteria (bc). La velocità del motore e dell' $EM_1$  è ottenuta tramite (2.40) e (2.41), rispettivamente.

	$\mathbf{PF}$	$\alpha$	$\omega_e$	$\omega_1$	$P_e$	$P_1$
1	pe	1	0	$\omega_1$	0	$P_f$
2	$\operatorname{pt}$	0	$\omega_e$	0	$P_f$	0
3	ps	0.25	$\omega_e$	$\omega_1$	$P_e$	$P_1$
4	ps	0.5	$\omega_e$	$\omega_1$	$P_e$	$P_1$
5	ps	0.75	$\omega_e$	$\omega_1$	$P_e$	$P_1$
6	bc	-0.5	$\omega_e$	$\omega_1$	$P_e$	$P_1$
7	bc	-1	$\omega_e$	$\omega_1$	$P_e$	$P_1$

Tabella 2.3: Working Modes dell'ibrido P2

### Prestazioni

Modalità ibrida In modalità ibrida power split, la massima curva di potenza del veicolo è definita come funzione della velocità. Ovvero nota la velocità, il rapporto di trasmissione (GN) viene scelto in modo da massimizzare la potenza del veicolo. Quindi dato il coefficiente di ps, ad una data velocità, la potenza massima sarà uguale a:

$$P_{pt} = P_{1,max}(\omega_1) + P_{e,max}(\omega_{eng}); \qquad (2.42)$$

dove la velocità  $EM_1$  è:

$$\omega_1 = \tau_1 \tau \tau_{fd} \frac{V_v}{R_{wh}}; \tag{2.43}$$

e la velocità del motore è:

$$\omega_{eng} = \tau \tau_{fd} \frac{V_v}{R_{wh}}; \tag{2.44}$$

selezionando la GN corretta. In questo modo è possibile calcolare per ogni configurazione a quella data velocità, la Ppt ottenibile.

Modalità motore termico Allo stesso modo, nella modalità puramente termico la potenza massima è funzione della velocità del veicolo e del rapporto di trasmissione inserito. Quindi il ragionamento è identico:nota la velocità si sceglie il GN tale per cui la potenza è massima.

$$P_{pt} = max(P_e, max(\omega_{eng})); (2.45)$$

dove la velocità del motore è:

$$\omega_{eng} = \tau \tau_{fd} \frac{V_v}{R_{wh}}; \tag{2.46}$$

# 2.3.2 Configurazione Veicolo P2P4

### Design

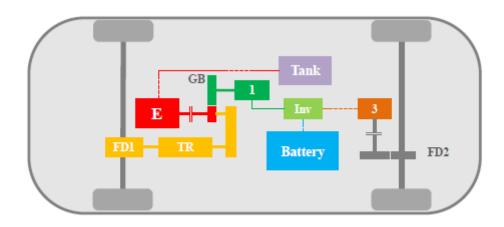


Figura 2.6: Schema di un veicolo P2P4

Il veicolo ibrido, il cui layout è riportato in Figura 2.6., viene indicato come P2P4. Il Gearbox (GB) è stato installato come dispositivo di accoppiamento TC della coppia. Il motore termico E e la trasmissione sono collegati al primo albero del GB, mentre la macchina elettrica EM1 al secondo albero. La trasmissione (TR), che è raffigurata in giallo è calettata sull'albero GB in ingresso, ed infine vi è il Final drive anteriore (FD) calettata in uscita alla TR. All'asse posteriore, una seconda macchina elettrica EM2 è collegata meccanicamente alle ruote posteriori mediante una trasmissione. Inoltre è dotata di una frizione per disinnestarla se necessario. La potenza del veicolo quindi può derivare in questo caso da entrambi gli assi. Ovviamente non solamente la potenza in uscita, ma anche quella in ingresso, sfruttando quello che è il carico al posteriore. La batteria è collegata ad entrambe le

macchine elettriche tramite l'inverter (Inv) di cui si considera a calcolo l'efficienza. La macchine elettriche impiegate sono:

- per il SUV una da 25 kW per EM3 ed una da 15 kW per EM1
- per L'Heavy Duty una da 90 kW per EM3 ed una da 40 kW per EM1 .

### Modello di calcolo

La potenza richiesta in questo caso è espressa in funzione di un coefficiente relativo allo split di potenza tra EM1 e termico, ed un ulteriore coefficiente che determina invece la ripartizione di potenza tra anteriore e posteriore. La formulazione quindi è leggermente diversa poiché tiene conto del contributo all'asse posteriore:

$$P_{eng} = (1 - \alpha) \cdot P_f; \tag{2.47}$$

Ovvero il contributo al powertrain anteriore del motore termico.

$$P_1 = \alpha \cdot P_f; \tag{2.48}$$

Ovvero il contributo al powertrain anteriore del motore elettrico  $EM_1$ 

$$P_e = P_r; (2.49)$$

Che è la potenza del motore elettrico EM3 al posteriore. Per quanto riguarda la formulazione della velocità finale, poiché il motore è montato sullo stesso albero della trasmissione, la sua velocità  $\omega_{eng}$  è la seguente:

$$\omega_{eng} = \omega_{front}; \tag{2.50}$$

dove  $\omega_{front}$  è la velocità del powertrain anteriore. La velocità di EM1 può essere definita come segue:

$$\omega_1 = \tau_1 \omega_{front}; \tag{2.51}$$

dove  $\tau_1$  è il rapporto di velocità GB. La velocità EM3 è semplicemente:

$$\omega_3 = \omega_{rear}; \tag{2.52}$$

dove  $\omega_{rear}$  è la velocità al livello del gruppo propulsore posteriore.

### Modalità di lavoro

Tutti i diversi PF sono elencati nella 2.4, dove pe sta per puro elettrico, pt per puro termico, ps per power split e bc per la carica della batteria. f sta per anteriore e r per posteriore.

	$\mathbf{PF}$	$\delta$	$\alpha$	$\omega_{eng}$	$\omega_1$	$\omega_3$	$P_{eng}$	$P_1$	$P_3$
1	pe.tc.f	0	1	0	$\omega_f$	0	0	$P_f$	0
<b>2</b>	pe.r	1	1	0	0	$\omega_f$	0	0	$P_f$
3	pe.tc.f-pe.r	0.5	1	0	$\omega_1$	$\omega_3$	0	$P_1$	$P_3$
4	pt.tc.f	0	0	$\omega_{eng}$	0	0	$P_f$	0	0
5	pt.tc.f-pe.r	0.25	0	$\omega_{eng}$	0	$\omega_3$	$P_{eng}$	0	$P_r$
6	ps.tc.f	0	0.25	$\omega_{eng}$	$\omega_1$	0	$P_{eng}$	$P_1$	0
7	ps.tc.f	0	0.5	$\omega_{eng}$	$\omega_1$	0	$P_{eng}$	$P_1$	0
8	bc.tc.f	0	-0.5	$\omega_{eng}$	$\omega_1$	0	$P_{eng}$	$P_1$	0
9	ps.tc.f-pe.r	0.25	0.25	$\omega_{eng}$	$\omega_1$	$\omega_3$	$P_{eng}$	$P_1$	$P_3$
10	ps.tc.f-pe.r	0.25	0.50	$\omega_{eng}$	$\omega_1$	$\omega_3$	$P_{eng}$	$P_1$	$P_3$
11	bc.tc.f-pe.r	0.25	-0.50	$\omega_{eng}$	$\omega_1$	$\omega_3$	$P_{eng}$	$P_1$	$P_3$

Tabella 2.4: Working Modes dell'ibrido P2P4

**Elettrico puro** Per questa configurazione le possibili configurazioni puramente elettriche sono quindi tre:

- pe.tc.front, il veicolo è trainato dal solo motore elettrico all'anteriore EM1
- pe.rear il veicolo è trainato dal solo motore elettrico all'asse psoteriore EM2
- pe.tc.front pe.rear il veicolo è trainato da entrambi i motori elettrici EM1 ed EM3.

La velocità del motore termico  $\omega_{eng}$  è nullo. In questa configurazione, le potenze totali richieste  $P_f$  e  $P_r$  ai livelli del powertrain anteriore e posteriore variano rispettivamente in base al valore specifico della variabile di controllo  $\delta$  che regola la ripartizione tra i due assi.

**Puro termico** Il motore termico è presente solo all'anteriore per cui può essere solo una (p.pt.tc), ed avviene quando i motori elettrici sono entrambi disinnestati.

Power split e carica della batteria I due motori elettrici non lavorano allo stesso modo. Il motore EM1 può funzionare sia per assistere il motore, sia per ricaricare la batteria. Il motore elettrico al posteriore allo stesso modo, può ricaricare la batteria ed inoltre garantisce una migliore continuità di coppia all'asse posteriore. La potenza di ciascun componente è identificata in base ai valori delle variabili di controllo  $\alpha$  e  $\delta$ .

### Prestazioni

Modalità ibrida In modalità ibrida power split, la massima curva di potenza del veicolo è definita come funzione della velocità. Ovvero nota la velocità, il rapporto di trasmissione (GN) viene scelto in modo da massimizzare la potenza del veicolo. Quindi dato il coefficiente di ps, ad una data velocità, la potenza massima sarà uguale a:

$$P_{pt,r} = P_{3,max}(\omega_3); \tag{2.53}$$

dove è definita la velocità EM3:

$$\omega_3 = \tau_{fd2} \frac{V_v}{R_{wh}}; \tag{2.54}$$

Il contributo dal motore anteriore è:

$$P_{pt,f} = P_{1,max}(\omega_1) + P_{e,max}(\omega_{eng}); \qquad (2.55)$$

dove la velocità EM1 è:

$$\omega_1 = \tau_2 \tau \tau_{fd1} \frac{V_v}{R_{vvb}}; \tag{2.56}$$

mentre la velocità del motore è:

$$\omega_{eng} = \tau \tau_{fd1} \frac{V_v}{R_{wh}}; \tag{2.57}$$

Quindi la massima potenza ad una data velocità:

$$P_{pt} = max(P_{pt,front} + P_{pt,rear}) (2.58)$$

selezionando la GN corretta.

Modalità motore In modalità ibrida power split, la massima curva di potenza del veicolo è definita come funzione della velocità. Ovvero nota la velocità, il rapporto di trasmissione (GN) viene scelto in modo da massimizzare la potenza del veicolo. Quindi dato il coefficiente di ps, ad una data velocità, la potenza massima sarà uguale a:

$$P_{pt} = max(P_{e.max}(\omega_{eng})) \tag{2.59}$$

dove la velocità del motore è:

$$\omega_{eng} = \tau \tau_{fd1} \frac{V_v}{R_{wh}}; \tag{2.60}$$

selezionando la GN corretta.

# 2.4 Controllo Veicolo [7]

La simulazione si sviluppa attraverso un controllo che mira alla diminuzione di quella che si definisce funzione obiettivo. La funzione obiettivo dipenderà comunque da dei limiti su SOC e produzione degli NOx.

$$u^*(t) = min(J(u(t))) \qquad dove \qquad u(t) \in S_{cv}^*(t)$$
(2.61)

$$SOC_{end} \ge SOC_0$$
 (2.62)

$$NO_x \le NO_{x,ds} \tag{2.63}$$

Dove con u(t) si indica la strategia, o politica adottata per il controllo, mentre  $S_{cv}^*$  indica il set di variabili di controllo ammissibili, sottoinsieme di  $S_{cv}$ . Inoltre il vincolo sul SOC, impone che per ogni istante esso sia maggiore o uguale di quello finale. Ed infine il vincolo sul  $NO_x$  che devono essere inferiori ai  $NO_{x,ds}$  accumulati col veicolo di riferimento. Gli NOx infatti diventano un limite dal momento che il sistema di Post-trattamento non riesce a rispettare i limiti di emissioni e necessita di un controllo tale da poterli ridurre anche tramite una strategia. Al momento però questo strumento di controllo non prevede l'ottimizzazione dei NOx, infatti non verranno analizzati in questa trattazione. Per tenere in considerazione anche questa eventualità ogni ottimizzazione è dunque limitata. Allo stesso modo, il deterioramento della batteria potrebbe diventare estremamente significativo se l'ottimizzazione della strategia di controllo è completamente orientata alla riduzione del consumo di carburante. A tal proposito nella funzione obiettivo si è inserito un termino che tiene conto degli effetti della gestione della batteria.

# 2.4.1 Ottimizzazione con i vincoli imposti dallo stato di carica SOC

In questa sezione si analizzeranno ora le tre diverse ottimizzazioni, che tengono conto dei limiti imposti dallo stato di carica della batteria.

Ottimizzazione orientata verso FC In questo studio è stato analizzato a cosa porta l'ottimizzazione orientata verso FC tenendo conto dei limiti imposti dalla batteria e dallo stato di carica. La funzione obiettivo si presenta matematicamente così:

$$J_{fc} = \frac{FC}{FC_{rv}} \tag{2.64}$$

Dove  $FC_{rv}$  è il consumo di carburante del veicolo di riferimento (con il solo motore termico).

$$SOC_{end} = SOC_0 \pm \epsilon \tag{2.65}$$

Ovvero lo stato di carica finale deve essere almeno uguale a quello iniziale.

## 2.4.2 Dynamic Programming

Si entri adesso nel cuore del controllo e nella scelta step-by-step dei parametri di funzionamento. È stato definito un ottimizzatore di programmazione dinamico deterministico, denominato DDPO, per ottimizzare la strategia di controllo. Si basa sulla programmazione dinamica, una tecnica di ottimizzazione ben nota che è stata ampiamente utilizzata in molte applicazioni, compresa l'identificazione della strategia di controllo ottimale nei veicoli ibridi. L'algoritmo di programmazione dinamica è uno strumento potente che può essere utilizzato per trovare soluzioni ottimali di problemi discretizzati definiti su N stadi. Questa metodologia è stata introdotta per la prima volta da Bellman [40]. Fondamentalmente, si tratta di un processo decisionale in più fasi, basato sul principio di ottimalità, che implica ad un sistema dinamico, una funzione obiettivo e griglie di controllo / stato. Una politica ottimale ha la proprietà che qualunque sia lo stato iniziale e le decisioni iniziali, le decisioni rimanenti devono costituire una politica ottimale per quanto riguarda lo stato risultante dalle prime decisioni [40].

### Definizione di spazio variabile

Si definiscono quindi le griglie delle due variabili di controllo:

$$\widetilde{GN} = S_{cv}(1)\widetilde{PF} = S_{cv}(2) \tag{2.66a}$$

dove  $\widetilde{GN}$  e  $\widetilde{PF}$  sono dei vettori colonna. Analogamente si fa lo stesso per le variabili di stato:

$$\widetilde{ES} = S_{sv}(1) \tag{2.67a}$$

$$\widetilde{SOC} = S_{sv}(2) \tag{2.67b}$$

dove  $\widetilde{ES}$  e  $\widetilde{SOC}$  sono anch'essi vettori colonna. Si completano quindi le griglie nella matrice di configurazione di tutte e quattro le variaibili.

$$\vec{GN} = S_{conf}(1) \tag{2.68a}$$

$$\vec{PF} = S_{conf}(2) \tag{2.68b}$$

$$\vec{ES} = S_{conf}(3) \tag{2.68c}$$

$$S\vec{O}C = S_{conf}(4) \tag{2.68d}$$

In questo modo si è ottenuta la matrice di configurazione, di cui ogni riga ha in se ogni combinazione possibile di queste 4 variabili.

#### Procedimento Backward

Lo strumento di controllo, come ben noto, è finalizzato al calcolo della funzione obiettivo in modo da minimizzarla. L'ottimizzazione parte dall'ultimo intervallo del ciclo e si muove iterativamente all'indietro, e ricorda per ogni intervallo la combinazione migliore (PF,GN), scegliendola accuratamente tra tutti gli stati del sistema (NSV). Questo lo fa per ogni intervallo di tempo.

Il sistema viene inizializzato come segue:

$$\phi_{j} = \begin{cases} \infty & if \quad \widetilde{SOC}_{j} < SOC_{in} \quad \widetilde{ES}_{j} \neq 0 \\ 0 & altrimenti \end{cases}$$

Si veda adesso come la procedura stabilisca l'andamento della funzione obiettivo. Si suppone che per l'intervallo t-1 le variabili di stato siano conosciute alla fine dello stesso (al nodo destro). Variabili quali:

$$ES_{t-1,r} = R_{es}(\vec{ES}) \tag{2.69a}$$

$$SOC_{t-1,r} = R_{soc}(S\vec{O}C) \tag{2.69b}$$

$$FC_{t-1,r} = 0 \cdot (S\vec{O}C) \tag{2.69c}$$

$$\lambda_{t-1,r} = 0 \cdot (S\vec{O}C) \tag{2.69d}$$

Inoltre è anche noto  $j_{conf}$ , ovvero il vettore che memorizza gli indici delle righe da cui successivamente estrarre i valori delle variabili di stato dalla matrice di configurazione corrispondente:

$$j_{conf} = \vec{GN} + N_{gn}(\vec{PF} - 1) + N_{cv}(\vec{ES} - 1)$$
(2.70)

Ognuna di queste sv è determinata dalla matrice di configurazione associata, in modo da ottenerne i valori all'inizio ed alla fine dell'intervallo t:

$$sv_{t,l} = M_{sv,l}(t, j_{conf})$$

$$(2.71a)$$

$$sv_{t,r} = M_{sv,r}(t, j_{conf})$$
(2.71b)

(2.71c)

Lo stato di carica (SOC) ed il consumo di batteria è definita mediante i modelli discretizzati visti in precedenza. Stesso dicasi per FC, il quale è calcolato tramite interpolazione sulla mappa motore. Note quindi le variabili di stato alla fine ed all'inizio di ogni intervallo è possibile estrarre le griglie allo step successivo:

$$X = R_{SOC}^{-1}(SOC_{t,r}) + N_{SOC} \cdot R_{es}^{-1}(ES_{t,r})$$
(2.72)

La funzione obiettivo  $\phi$  quindi è stata aggiornata al punto successivo. Se l'intero processo è fattibile in termini di SOC e PF viene deciso come segue:

$$\phi_{j}' = \begin{cases} \phi(X_{j}) + \epsilon_{j} & if \quad SOC_{min} < SOC_{t,r,j} < SOC_{max} & \phi_{j} = 1\\ \infty & altrimenti \end{cases}$$

Per ogni Sv, e per ogni Cv abbiamo quindi un valore definito di  $\phi$ . La funzione valore vengono ridimensionate come segue:

$$\phi'' = reshape(\phi', N_{cv}, N_{sv}) \tag{2.73}$$

dove la funzione reshape trasforma il vettore colonna  $R^{1 \cdot Ncv \cdot Nsv}$  in una matrice la cui dimensione è  $R^{Ncv \cdot Nsv}$ . È necessario fare ciò in modo tale da poter poi visualizzare sia il SOC che il PF migliore tramite due indici. Ottenuta la matrice, per ogni  $S_v$  e per ogni  $C_v$ , si calcolala la funzione phi per ogni punto. Si procede come segue:

$$(\phi, \theta) = \min(\phi'') \tag{2.74}$$

Ovvero, per ogni colonna ( che equivale allo stato di carica SOC) si individua il valore minimo. Grazie al reshape precedente, è possibile sapere a che PF, GN e e intervallo SOC ci riferiamo. Si ottiene quindi un valore per ogni colonna, che individua la combinazione di un solo PF ed un solo GN. Tali valori vengono quindi memorizzati come segue:

$$\Phi_{j,t} = \theta_j \qquad j = 1, ...., N_{sv}$$
 (2.75)

### **Procedimento Forward**

Nel paragrafo precedente sono stati definiti per ogni SOC la migliore combinazione possibile, per cui adesso in questo step, sarà necessario solo selezionare la colonna corrispondente alle  $S_v$  (ES, SOC). Il sistema necessità però di essere inizializzato e procedere in maniera iterativa. Il processo è decisamente più rapido poiché per ogni elemento i calcoli sono già stati eseguiti ed abbiamo ottenuto la matrice  $\Phi$  Sia t-1 l'intervallo precedente. Ogni variabile di stato ora è nota alla fine di tale intervallo (nodo destro). Poiché la migliore combinazione di variabili di controllo è stata memorizzata per ogni stato del veicolo e ogni intervallo di tempo, è necessario ottenere l'indice X dello stato del veicolo, combinazione di SOC e ES:

$$X = R_{soc}^{-1}(SOC_{t-1,r}) + N_{soc} \cdot R_{es}^{-1}(ES_{t-1,r})$$
(2.76)

Dove X è un valore compreso tra 1 ed  $N_{sv}$ , mentre  $N_{soc}$ :

$$N_{soc} = \frac{N_{sv}}{N_{es}}; (2.77)$$

Noto X, sappiamo già che per quello stato la configurazione migliore è  $\Phi$ , quindi le variabili di controllo sono funzione proprio di  $\Phi$ :

$$GN = \widetilde{GN}(\Phi_{X,t}) \tag{2.78a}$$

$$PF = \widetilde{PF}(\Phi_{X,t}) \tag{2.78b}$$

Quindi nota la X e la configurazione migliore si possono estrarre i valori corrispondenti a  $J_{conf}$ :

$$J_{conf} = GN + N_{qn}(PF - 1) + N_{cv}(R_{es}^{-1}(ES_{t-1,r}) - 1)$$
(2.79)

I valori delle variabili di sistema dipenderanno quindi dalla  $j_conf$ , la quale poi entrando nelle matrici di configurazione  $M_{v,l}$  ed  $M_{v,r}$  ne ricavano i valori di: FC,SOC e  $\lambda_r$  della batteria.

### Errori DDPO

Il DDPO è uno strumento in grado di individuare a livello universale la configurazione migliore. È uno strumento che però si basa sulla discretizzazione, per cui introduce un errore inevitabilmente. Questo errore dipende quindi da quanto è raffinata la griglia non solo le variabili di controllo, ma anche le variabili di stato: in particolare il SOC.

Lo stato di carica della batteria è discretizzato in 4000 intervalli (tra 0.40 e 0.80) . È possibile stimare tale errore ricavando il  $\Delta_{Pbat,el}$  della batteria del sistema puntuale, con quello discretizzato.

$$I_{bat} = \frac{V_{bat} - \sqrt{V_{bat}^2 - 4 \cdot R_{bat} \cdot \Delta_{Pbat,el}}}{2 \cdot R_{bat}} = \frac{1}{2} C_{bat} \cdot \frac{\Delta SOC}{\Delta t}$$
 (2.80)

Risolvendo e trascurando il termine  $\Delta SOC^2$ , si ottiene che per uno step di di 2 secondi, 4000 intervalli ed una potenza massima della batteria di 40 kW l'errore tra la potenza della batteria discretizzata e quella puntuale vale:

$$\Delta P_{bat,el} = \frac{1}{2} E_{bat} \cdot \frac{\Delta SOC}{\Delta t} = \frac{(1.96kWh)(0.8 - 0.4)/4000}{2 \cdot 2s} = 172.50W$$
 (2.81)

Su una potenza massima della batteria di 40 kW, è pari quindi ad un errore meno dello 0.5 %

# Capitolo 3

# Ottimizzazione della ripartizione di frenata in un veicolo ibrido

I veicoli convenzionali, dotati di powertrain composto dal solo motore termico non prevedono un sistema di recupero dell'energia in frenata. Questo poiché ususfruendo di un sistema idraulico, tale energia accumulabile durante la frenata viene convertita in calore non riutilizzabile. I cicli guida convenzionali talvolta presentano un rapporto percentuale tra il tempo di frenatura ed il tempo dell'intero ciclo di quasi il 20 %.

I veicoli ibridi, contrariamente a quelli convenzionali sono in grado di stoccare tale energia all'interno di un pacco batterie e riutilizzarla all'occorrenza. Il sistema in grado di recuperare tale energia è il KERS (Kinetic Energy Recovery System).

Questo sistema sfrutta una macchina elettrica, in grado quindi di funzionare oltre che come motore anche come generatore, i cui parametri necessitano di un'ottimizzazione che prenda in considerazione l'effetto della dinamica del veicolo. L'effetto della dinamica del veicolo è rilevante poiché determina, in funzione della configurazione del veicolo, l'effettiva energia recuperabile.

Prima di procedere con il calcolo è necessario chiarire dei concetti fondamentali per la comprensione del fenomeno, che in sintesi sono:

- La dinamica della frenata
- I limiti di aderenza e la loro dipendenza
- Parabola di frenatura ideale
- Retta di frenatura reale

Una volta definita quella che potremmo rinominare come *mappa di frenata*, verranno illustrati dei metodi che hanno l'obiettivo di recuperare più energia possibile. Questo modello è funzione della configurazione del powertrain e delle caratteristiche geometriche per cui è stato previsto un modello che si adatti alle condizioni di carico.

## 3.1 Dinamica della frenata

Per lo studio della dinamica, il veicolo verrà trattato come un corpo rigido. In particolare per semplificare il calcolo verrà trascurata innanzitutto la dinamica delle sospensioni ipotizzate come rigide ed ininfluenti nella trasmissione delle forze. Il veicolo è considerato simmetrico rispetto all'asse longitudinale, ipotesi abbastanza veritiera se si pensa ad un veicolo. Inoltre si tratterà solo la dinamica longitudinale e non quella laterale. Quest'ultima ipotesi è avvalorata dall'utilizzo nel tool di simulazione di cicli guida che non prevedono curve e trasferimenti di carico laterali. Assunto quindi x come asse longitudinale, si procede quindi alla definizione di un'equazione di equilibrio longitudinale [11]:

$$m\ddot{x} = \sum_{i} F_{x_i}; \tag{3.1}$$

dove  $F_{x_i}$  sono le diverse forze che agiscono sul veicolo in direzione longitudinale (resistenza aerodinamica, resistenza al rotolamento, trazione, forze frenanti, ecc.). Il modello come detto è approssimativo, poiché non tiene conto delle masse rotanti che accelerano ed inoltre anche considerando un veicolo simmetrico non si tiene conto del fatto che l'angolo di slittamento  $\beta$  è in generale diverso da zero.

# 3.1.1 Ripartizione del carico

La dinamica del veicolo longitudinale è influenzata dalla distribuzione del carico che ne determina le forze normali al contatto ruota-terreno utili quindi alla trasmissione

delle forze sia frenanti che traenti. Tuttavia avendo ipotizzato il veicolo simmetrico rispetto al piano xz, i carichi sono ugualmente simmetrici nelle due ruote facenti parte dello stesso asse. In questo caso è possibile quindi pensare piuttosto che in termini di ruote, in termini di assi.

Si risolva adesso il problema staticamente modellandolo come corpo rigido. Le forze normali  $F_{z_1}$  e  $F_{z_2}$  agenti sui due assi possono essere calcolate facilmente come segue. Si considero il veicolo fermo a livello strada, le forze normali varranno:

$$F_{z1} = mg\frac{b}{I} \tag{3.2a}$$

$$F_{z1} = mg\frac{b}{l}$$

$$F_{z1} = mg\frac{a}{l}$$
(3.2a)
(3.2b)

Dove mg è la forza peso del veicolo, li passo del veicolo, mentre a e b i semipassi anteriori e posteriori rispettivamente.

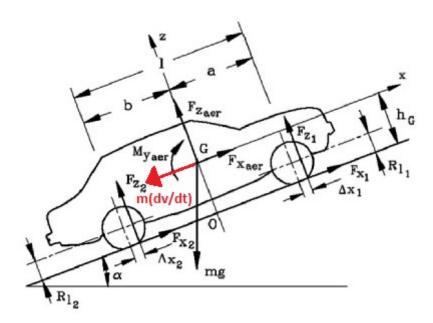


Figura 3.1: Diagramma di Corpo Libero di veicolo in movimento [12]

Ci si riferisca alla Figura 3.1 e si consideri quindi un veicolo in movimento lungo un rettilineo con un angolo  $\alpha$  considerato positivo se in salita, negativo viceversa. Inoltre si presume l'asse x parallelo alla superficie stradale.

Esplicitando quindi le equazioni di equilibrio alla rispetto all'asse longitudinale, verticale ed il momento rispetto al punto O si otterrà:

$$F_{x_1} + F_{x_2} + F_{x_{aer}} - mgsin(\alpha) = m\dot{V}$$
 (3.3a)

$$F_{z_1} + F_{z_2} + F_{z_{aer}} - mgcos(\alpha) = 0$$
 (3.3b)

$$F_{z_1}(a + \Delta_{x_1}) - F_{z_2}(b - \Delta_{x_2}) - M_{aer} + F_{x_{aer}}h_G = mh_G\dot{V};$$
 (3.3c)

Dove  $F_{z_1}$  e  $F_{z_2}$  sono le forze normali,  $F_{x_1}$  e  $F_{x_2}$  le forze Tangenziali responsabili del moto, mg la forza peso del veicolo,  $F_{x_{aer}}$  e  $F_{z_{aer}}$  le componenti della forza aerodinamica,  $h_G$  l'altezza del baricentro del veicolo rispetto al suolo,  $M_{aer}$  il momento dovuto alla resistenza aerodinamica, infatti dal momento che la componente longitudinale della resistenza aerodinamica non è parallela all'asse x determina un braccio tra le rette d'azione, quindi un momento. Infine  $\dot{V}$  è l'accelerazione/decelerazione del veicolo responsabile della forza d'inerzia del veicolo.

Come anticipato in precedenza nel 2.1.7 a causa della resistenza a rotolamento, il punto di contatto pneumatico-strada non è al centro dello pneumatico, ma distante da esso  $\Delta_{x_i}$ . È concesso considerare che per le quattro ruote sia uguale e pari a:

$$\Delta_{x_i} = R_{l_i}(f_0 + KV^2) \tag{3.4}$$

I valori di  $\Delta_{x_i}$  sono in genere piuttosto piccoli tant'è che spesso il contributo al rotolamento può essere trascurato. Se considerati i  $\Delta_{x_i}$ , introducono un'ulteriore debole dipendenza dei carichi verticali rispetto al quadrato della velocità.

Nota quindi la ripartizione di carico è possibile passare al calcolo delle forze trasmesse al suolo, funzione del carico che del coefficiente di attrito. Ovvero:

$$F_{x_{front}} = \mu_{x_{front}} F_{z_{front}} F_{x_{rear}} = \mu_{x_{rear}} F_{z_{rear}}$$
(3.5a)

Adesso è utile determinare quello che è il coefficiente di attrito  $\mu_{x_i}$ , ed il valore con l'aumentare della decelerazione del veicolo. A tale scopo è utile chiarire come varia il coefficiente di attrito in funzione delle condizioni del suolo e quando si innescano quelle che sono le condizioni di instabilità.

# 3.1.2 Dinamica dello pneumatico

Per quanto concerne il coefficiente di attrito è necessario fare chiarezza inizialmente, ed introdurre dei concetti riguardanti il modello di pneumatico ed il suo comportamento, poiché elemento influente delle forze tramesse tra suolo e ruota.

Tale elemento sotto l'effetto di un carico verticale si deforma, generando quella che possiamo definire come *impronta* che si presenta con conformazione ellittica [3], tendente a quella rettangolare.

Di modelli di contatto ruota-suolo se ne citano tre che sono tra i più importanti ed utilizzati per lo studio del problema:

- Modello di Coulomb
- Modello a spazzola
- Magic Formula di Pacejka

#### 3.1.3 Modello di Coloumb

In questo modello si pensa come rigido e si asserisce che il contatto avvenga in un solo punto, e che non avvenga strisciamento tra le due parti a contatto, se la forza scambiata sta entro i limiti di aderenza.

L'equazione che determina tale comportamento vale:

$$T < f_s \cdot N; \tag{3.6}$$

Dove T ed N sono rispettivamente la componente tangenziale e normale della forza di contatto risultante tra i due corpi, mentre  $f_s$  è il coefficiente di attrito statico tra i due corpi (strada-pneumatico), nota la loro composizione. Tale analisi, però non è sufficiente, poichè le ipotesi necessarie sono troppo forti, e non tengono conto di effetti quali scorrimento longitudinale e deriva dello pneumatico. Inoltre con questo modello non si tiene conto della deformabilità dello pneumatico, quindi, per avere una modellazione più raffinata è necessario introdurre un modello più performante.

# 3.1.4 Modello a spazzola

Le ruote di qualsiasi autoveicolo sono dotate di pneumatici che lo sostengono e scambiano,nel contatto ruota-suolo, la forza necessaria per il trasferimento della potenza e il controllo della traiettoria.

Non si può quindi pensare ad un modello *cinematico*, bensì *dinamico*. Questo modello tiene conto della deformabilità dello pneumatico. La deformazione avviene a causa del carico esercitato, il quale, determina una pressione e forma un'impronta

di tipo ellittica.

Tale modello è monodimensionale e affinché funzioni è necessario introdurre alcune ipotesi fondamentali per il calcolo delle forze in gioco:

- Strada indeformabile;
- Pneumatico cedevole;
- Modello unidimensionale, ovvero si ritiene che tutte le sezioni si comportano allo stesso modo , e si attribuisce la deformazione verticale al solo battistrada, considerando la spalla rigida  $\epsilon_z=0$ ;
- Velocità costante;
- Impronta simmetrica rispetto al semiasse longitudinale.

Introdotte quindi quelle che sono le ipotesi,si definiscono i vari parametri utili allo studio della deformazione.

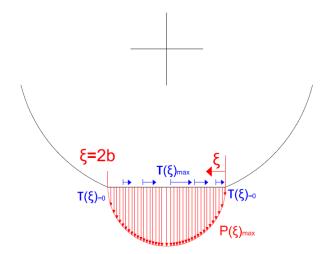


Figura 3.2: Modello di pneumatico

Con l'aiuto dello schema in Figura 3.2 è quindi possibile distinguere i diversi parametri:

- $\xi$  definisce quella che è la coordinata dell'impronta a terra, compresa tra 0 e 2b;
- $\xi = 0$  rappresenta il bordo d'attacco dello pneumatico;

- $\xi = 2$ b rappresenta il bordo d'uscita;
- b invece è il semiasse principale avendo pensato l'impronta di forma ellittica;
- $p(\xi)$  è la distribuzione di pressioni sull'impronta;
- $\tau(\xi)$  è la distribuzione di tensioni tangenziali funzione del carico verticale.

La distribuzione delle pressioni presenta quindi un massimo al centro dell'impronta, mentre è nulla in prossimità del bordo d'attacco e d'uscita.

Per effetto di tali forze, e delle ipotesi fatte, si consideri lo spostamento longitudinale per ogni punto del battistrada  $u(\xi)$ . La velocità del tassello di battistrada è pari a:

$$v(\xi) = V_x - \omega R + \frac{du}{dt} = V_x - \omega R + \frac{du \, d\xi}{d\xi \, dt}; \tag{3.7}$$

Dove:

- $v(\xi)$  è la velocità della punta della setola, a contatto con la strada;
- $V_x$  è la velocità del veicolo in direzione longitudinale;
- $\omega$  velocità di rotazione dell'asse di trazione;
- $u(\xi)$  e  $\xi$  il significato già visto in precedenza.

La derivata della coordinata  $\xi$  rispetto al tempo non è altro che la velocità  $V_x$ , per cui si deduce facilmente:

$$v(\xi) = V_x - \omega R + V_x \frac{du}{d\xi}; \tag{3.8}$$

Si introduca l'ipotesi dove si afferma che per singola setola  $(u(\xi))$  di battistrada la tensione tangenziale è lineare poiché proporzionale alla deformazione  $\tau_x(\xi)$ del battistrada [4]. Per cui introducendo la costante  $C_k$ , che si identifica come coefficiente di rigidezza per unità di lunghezza del battistrada, si arriva a scrivere:

$$\tau_x = C_k \cdot u_\xi; \qquad \longrightarrow \qquad u_\xi = \frac{\tau_x}{C_k};$$
(3.9)

Quindi sostituendo nell'equazione (3.8) si ottiene:

$$v(\xi) = V_x - \omega R + V_x \cdot \frac{d(\frac{\tau_x}{C_k})}{d(\xi)}; \tag{3.10}$$

Si assuma  $C_k$  costante, e quindi si tiri fuori dal simbolo della derivata:

$$v(\xi) = V_x \left(1 + \frac{1}{C_k} \frac{d\tau_x}{d\xi}\right) - \omega R; \tag{3.11}$$

Si ricordi che  $v(\xi)$  è la velocità della spazzola trascinata, per cui se la si considera la ruota in aderenza, allora suddetta quantità sarà nulla, quindi sostituendo ne la (3.11), dopo vari passaggi si otterrà:

$$\frac{d\tau_x}{d\xi} = -C_k(\frac{V_x - \omega R}{V_x}); \tag{3.12}$$

Quindi:

$$\frac{V_x - \omega R}{V_x} = K; \tag{3.13a}$$

$$\frac{d\tau_x}{d\xi} = -C_k \cdot K; \tag{3.13b}$$

Dove con K si indica lo *scorrimento*, ovvero la differenza di velocità imposta dall'asse di trazione (quella che avrebbe l'auto se fosse un corpo rigido), e la velocità reale. In particolare si distinguono le due condizioni:

$$\begin{cases} K > 0 & Veicolo & in trazione \\ \omega \cdot R > V & \end{cases}$$

$$\begin{cases} K < 0 \\ \omega \cdot R < V \end{cases} Veicolo in frenata$$

Si prosegua integrando la (3.13b) da 0 a  $\tau_x$  e da 0 a  $\xi$ :

$$\int_0^{\tau_x} d\tau_x = -C_k \cdot K \int_0^{\xi} d\xi; \tag{3.14}$$

Quindi si ottiene

$$\tau_x(\xi) = -C_k \cdot K \cdot \xi; \tag{3.15}$$

Si dimostra quindi la diretta proporzionalità tra la tensione tangenziale e la coordinata  $\xi$ . Tale tensione tangenziale aumenta fino ad un massimo individuato dall' aderenza limite dello pneumatico, calcolata tramite la relazione di Coulomb (3.1.3).

Oltre il valore limite lo pneumatico si trova in condizioni di slittamento [4], e non vale più la relazione lineare. Riassumendo:

$$\tau_x(\xi) < f_s \cdot P(\xi)$$
 Battistrada in aderenza (3.16a)

$$\tau_x(\xi) > f_s \cdot P(\xi)$$
 Battistrada in slittamento (3.16b)

Si osservi la Figura 3.3 per averne prova visiva. In ordinata è riportata la tensione tangenziale, mentre in ascissa la coordinata  $\xi$  Tale tensione tangenziale aumenta

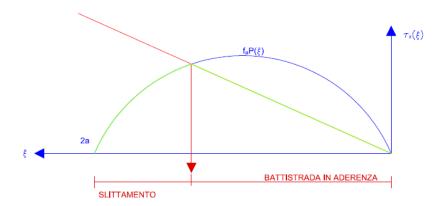


Figura 3.3: Andamento delle tensioni longitudinali nel caso  $f_d=f_s$ 

fino ad un massimo individuato dall' aderenza limite dello pneumatico, calcolata tramite la relazione di Coulomb (3.1.3).

Oltre il valore limite lo pneumatico si trova in condizioni di slittamento, e non vale più la relazione lineare. In realtà sarebbe più corretto alla Figura 3.4, dove è possibile vedere il gradino, poiché per il bloccaggio si fa riferimento al coefficiente d'attrito statico, successsivamente a quello dinamico. E solitamente quest'ultimo è inferiore.

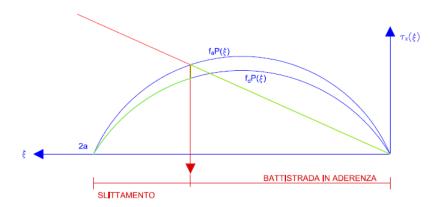


Figura 3.4: Andamento delle tensioni longitudinali nel caso  $f_d < f_s$ 

Come ampiamente illustrato nell'equazione (3.13b) la tensione longitudinale dipende anche da un altro parametro, ovvero lo scorrimento K che ricordiamo è uguale a:

$$K = \frac{V_x - \omega R}{V_x};\tag{3.17}$$

La suddetta tensione tangenziale dipende quindi anche da questo parametro, fondamentale per la trasmissione del moto, infatti senza scorrimento non vi è forza trasmessa, quindi non vi è moto.

Si suole utilizzare un modello in cui l'aderenza (quindi la forza longitudinale trasmessa) è definità in funzione dello scorrimento K.

#### 3.1.5 Coefficiente d'attrito

Riguardo la forza tangenziale, come detto in precedenza, dipende dal coefficiente di attrito. Come è possibile notare dalla Figura 3.5, in cui è mostrato l'andamento del coefficiente di attrito in funzione dello scorrimento, in frenata l'aumento delle forze trasmesse è circa lineare fino al raggiungimento di un massimo in corrispondenza di uno scorrimento pari a |K|=0.15-0.30 [3] per poi diminuire fino ad un valore compreso tra l'80 ed il 90 % del valore massimo (suolo asciutto). L'andamento è simmetrico anche nel caso di pneumatico in trazione.

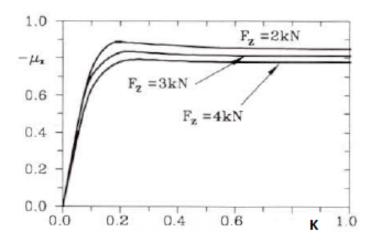


Figura 3.5: Grafico  $\mu_x$ -k

In prima approssimazione si può ritenere che la forza  $F_x$  sia proporzionale al carico verticale  $F_z$  (figura da mettere), e quindi si nota in Figura 3.6 l'andamento, così come per il coefficiente di aderenza longitudinale  $\mu_x$ , è lineare fino ad un massimo, dipendente dal coefficiente di scorrimento. Si nota inoltre come il picco di Forza dipenda dalla ripartizione di carico e dalla  $F_z$ .

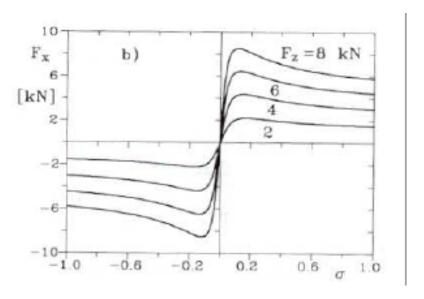


Figura 3.6: Grafico  $F_x$ -k

Per il coefficiente di attrito si può quindi definire un'intervallo tra due picchi della curva  $\mu_x - k$ . Si osservare in Figura 3.7: tale intervallo corrisponde alla stabilità dinamica della ruota su cui è applicato un momento, sia esso frenante che traente,

oltre tale intervallo la ruota tende al bloccaggio in frenata o allo slittamento in accelerazione.

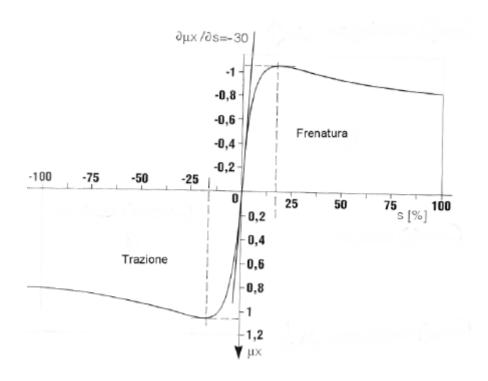


Figura 3.7: valore di  $\mu_x$  in funzione dello scorrimento

In funzione di questo modello è quindi possibile pensare ad un coefficiente di attrito variabile in funzione dello scorrimento. A tal proposito le forze trasmesse dipendono non più da un coefficiente che è costante ma, dal coefficiente di attrito impegnato.

Quindi all'aumentare dello scorrimento aumenta la forza trasmessa quasi linearmente, fino ad un massimo, dipendente sia dal manto stradale (ovvero dal suo coefficiente d'attrito  $\mu_x$ ) sia dal carico che è esercitato sugli pneumatici. A tale scorrimento limite subentra lo slittamento, e quindi il bloccaggio della ruota, dove la forza trasmessa al suolo diminuisce e quindi non tutta la potenza richiesta (in frenata o in trazione, il discorso è analogo) viene trasmessa al suolo.

#### 3.1.6 Frenata in Condizione ideali

Per frenatura ideale si intende la condizione in cui tutte le ruote frenano con lo stesso coefficiente attrito longitudinale  $mu_x$ , e che permette al veicolo di arrestarsi

sfruttando la migliore combinazione di forze tra gli assali, quindi sfruttando tutta la forza disponibile a terra.

Ricordando le equazioni ricavate dallo studio dell'equilibrio dinamico del veicolo [12]:

$$F_{z_1} = \frac{m}{l}(gbcos(\alpha) - gh_gsen(\alpha) - \frac{h_g \cdot \dot{V}}{dt}) - \frac{F_{aer}h_g}{l};$$
(3.18)

$$F_{z_2} = \frac{m}{l}(gbcos(\alpha) + gh_gsen(\alpha) + \frac{h_g \cdot \dot{V}}{dt}) + \frac{F_{aer}h_g}{l};$$
(3.19)

Quindi le forza frenante ottimali  $F_{x_i}$  lungo i due assi a pari coefficiente di attrito impegnato saranno:

$$F_{x_1} = \mu_x \left(\frac{m}{l} (gbcos(\alpha) - gh_g sen(\alpha) - \frac{h_g \cdot \dot{V}}{dt}) - \frac{F_{aer} h_g}{l}\right); \tag{3.20}$$

$$F_{x_2} = \mu_x \left(\frac{m}{l} (gbcos(\alpha) + gh_g sen(\alpha) + \frac{h_g \cdot \dot{V}}{dt}) + \frac{F_{aer} h_g}{l}\right); \tag{3.21}$$

Come definito in precedenza nel 3.1.5 questo coefficiente di attrito  $\mu_x$ , rappresenta l'attrito impegnabile e non necessariamente corrisponde al coefficiente di attrito tra pneumatico e terreno; anzi i due valori si uguagliano solo quando si ha il bloccaggio della ruota. Infatti quando ciò avviene vuol dire che il veicolo frenando sta sfruttando tutta la forza disponibile a terra. Tale limite è dettato dal limite coulombiano, oltre si va in bloccaggio.

Si può quindi trovare un legame tra attrito impegnato e decelerazione nel caso di parabola di frenatura ideale. Eguagliamo il valore di forza massima disponibile a terra con la forza che bisogna esercitare per frenare il veicolo.

$$F_{x_1} + F_{x_2} = -m \cdot \dot{V}; \tag{3.22}$$

Ma la somma delle forze longitudinali, considerando coefficiente d'attrito uguale per tutte e 4 le ruote, vale:

$$F_{x_1} + F_{x_2} = \mu_x (F_{z_1} + F_{z_2}) = \mu_x \cdot m \cdot \dot{V}; \tag{3.23}$$

Quindi:

$$\mu_x = -\frac{\dot{V}}{q};\tag{3.24}$$

Il coefficiente  $\mu_x$  dipende dall'intensità di decelerazione ; inoltre la forza che sarà in grado di trasmettere a terra dipenderà dalla ripartizione del carico verticale per ogni asse, poichè l'ipotesi di frenata ideale implica che le coppie di frenatura applicate sulle varie ruote siano proporzionali alle forze Fz, se i raggi delle ruote sono tutti uguali.

La decelerazione massima in condizioni ideali si raggiunge sostituendo il valore negativo massimo di  $mu_x$  in (3.24).

Si considerino adesso le equazioni (3.20) e (3.21) e si sottragga la prima alla seconda [12]. Sostituendo al coefficiente d'attrito il valore calcolato in (3.24) si ottiene una relazione tra  $F_{x_1}$  ed  $F_{x_2}$ :

$$(F_{x_1} + F_{x_2})^2 + mg\cos(\alpha)(F_{x_1}\frac{a}{h_G} - F_{x_2}\frac{b}{h_G}) = 0;$$
(3.25)

Tale correlazione non è altro che una parabola il cui asse è dipendente dai semipassi del veicolo a e b, e rappresentata in Figura 3.8.

La parabola visibile in Figura 3.8 è il luogo dei punti delle coppie di valori possibili di  $F_{x_1}$  ed  $F_{x_2}$  tali per cui si avrebbe la frenata ideale. Relativamente all'analisi è interessante solo una parte di questo grafico, ovvero quella con valori negativi i quali si intendono come i valori ottenibili in caso di frenata classica in avanti.

Sullo stesso grafico è inoltre possibile notare le rette rappresentanti i limiti di aderenza. Tali rette, fondamentali per il nostro studio, individuano i limiti di aderenza effettivi delle forze applicabili in funzione del coefficiente d'attrito pneumatico-strada. Le due rette, funzione di  $\mu_{x_{front}}$  e di  $\mu_{x_{rear}}$  individuano rispettivamente le forze di aderenza massima per l'asse anteriore e posteriore. Esercitare delle forze superiori può (non necessariamente) indurre il bloccaggio dello pneumatico.

Inoltre è possibile individuare anche le rette per decelerazione costante. Quest'ultime sono delle rette parallele alla bisettrice del secondo e quarto quadrante, e non

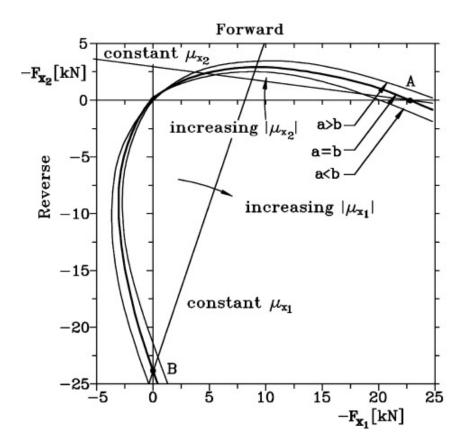


Figura 3.8: Parabola di frenatura ideale [12]

sono altro il luogo di punti dove la combinazione delle forze induce una uguale decelerazione.

Si definisce quindi un coefficiente di ripartizione di frenata ideale, dipendente dalla ripartizione ideale delle forze longitudinali applicate:

$$K_{id} = \frac{F_{x,front}}{F_{x,rear}} \tag{3.26}$$

ovvero:

$$K_{id} = \frac{gbcos(\alpha) - gh_G sin(\alpha) - h_G \ddot{x} - \frac{F_{x,aero}h_G}{m}}{gacos(\alpha) + gh_G sin(\alpha) + h_G \ddot{x} + \frac{F_{x,aero}h_G}{m}};$$
(3.27)

Il coefficiente di ripartizione ideale di frenata quindi dipende quindi principalmente da:

- posizione del baricentro (altezza  $h_G$ , a e b distanza dagli assi anteriore e posteriore)
- massa del veicolo m
- passo del veicolo l
- decelerazione  $\ddot{x}$
- pendenza  $\alpha$  della strada.

#### 3.1.7 Sistema frenante reale

Si consideri adesso la retta di frenatura reale, ovvero la reale ripartizione di forze tra avantreno e retrotreno per un veicolo convenzionale.

Si definisce una retta reale, poiché effettuare un controllo di tipo ideale con un sistema idraulico è molto complesso, poichè implica una variazione di forze continua, ovvero una variazione continua della pressione dell'olio all'interno dei pistoncini delle pinze freno. Come si può ben ipotizzare, è praticamente impossibile, per cui un dimensionamento classico prevede un coefficiente di ripartizione costante tra avantreno e retrotreno, dimensionato rispetto a delle condizioni di comune utilizzo del veicolo.

La parabola di frenatura ideale infatti varia, come è stato descritto, in funzione del carico e della posizione del baricentro, ma è indipendente dalle condizioni del sistema frenante montato. Anche la retta di frenatura reale è unica, ma cambia a seconda delle caratteristiche del sistema frenante. Solitamente il sistema frenante, viene inoltre dimensionato in modo tale che, nella maggior parte delle condizioni di utilizzo, avvenga prima il bloccaggio dell'avantreno rispetto al retrotreno. In questo modo anche in bloccaggio il veicolo tende ad avere uno slittamento controllato, ovvero si perde il controllo di direzionalità del veicolo, ma le forze che sono esercitate sugli pneumatici tendono a farla andare dritto. Tale valore di decelerazione alla quale la frenata diventa potenzialmente instabile prende il nome di decelerazione critica. Per le moderne automobili tale valore dovrebbe essere vicino a 1g.

Il coefficiente di ripartizione di frenata in questo caso viene scelto imponendo costante il coefficiente di aderenza [3]. Si riconsideri coefficiente  $K_{b_{ideal}}$ , ed in particolare si consideri il termine della decelerazione:

$$\ddot{x} = -\mu_x g \tag{3.28}$$

Si assumino quindi oltre che  $\mu_x$  costante, anche:

- $\alpha$ , la pendenza del manto stradale (pari a 0°);
- la posizione del baricentro  $(a, beh_G)$  costanti, e rappresentativi di una configurazione comune per il veicolo
- trascurabila la forza aerodinamica (nei veicoli passeggeri è plausibile come ipotesi).

Sotto queste ipotesi quindi, il  $K_{ideal}$  risulterà:

$$K_{reale} = \frac{b - h_G \mu_x}{a + h_G \mu_x};\tag{3.29}$$

Il coefficiente di ripartizione costante implica una ripartizione costante della coppia frenante. La retta che ne consegue interseca la parabola di frenatura ideale nel punto in cui la decelerazione raggiunge un valore pari a  $\mu_x \cdot g$ , come è possibile vedere nella Figura 3.9.

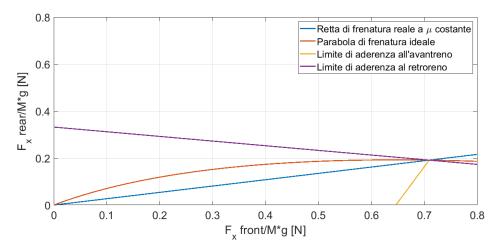


Figura 3.9: Confronto tra retta reale di frenatura e parabola ideale

# 3.2 Configurazione in fase di simulazione

Finora è stata vista quella che è tutta la teoria. Nei paragrafi successivi verrà spiegato come tale modello è stato riportato su *Matlab* e come sono state svolte le simulazioni ed i criteri su cui si basano le ipotesi.

#### 3.2.1 Caratteristiche Geometriche

È necessario quindi definire le caratteristiche geometriche dei veicoli che sono stati impiegati per le simulazioni . Il lavoro di tesi ha previsto lo studio su più modelli di veicoli, ma nel presente lavoro si pone l'attenzione in particolare su due classi di veicolo: SUV(Sport Utility Vehicle) ed un Euro Cargo . Per quanto concerne il SUV si è cercato di definire le caratteristiche di un veicolo che potesse approssimare la caratteristiche della classe. Si sono analizzati diversi veicoli e si è giunto alla scelta dei seguenti parametri espressi nella tabella sottostante:

Tabella 3.1: SUV Sport Utility Vehicle

Caratteristiche principali		
Massa a vuoto [kg]	1770	
Carico massimo trasportabile [kg]	650	
Passo [m]	2.76	
Altezza massima a vuoto [m]	1.70	

Un ulteriore parametro utile all'analisi, ovvero la posizione del baricentro del veicolo, non è stato possibile da reperire poiché dati sensibili e non facilmente divulgati dalle compagnie automobilistiche.

A tal proposito per poter procedere nella simulazione si sono adottate alcune ipotesi utili a poter approssimare il comportamento per diverse intensità di carico che si vedranno successivamente.

Per quanto riguarda invece, le caratteristiche del modello Heavy Duty sono riferite ad uno in particolare, per cui e è stato possibile reperire le caratteristiche su una scheda tecnica Iveco. Il veicolo in questione è un Heavy Duty della IVECO. Le informazioni ottenute sono:

Grazie a queste informazioni aggiuntive sarà possibile collocare la posizione del baricentro considerando il veicolo privo di carico aggiuntivo.

Tabella 3.2: Heavy Duty

Caratteristiche principali		
Massa a vuoto [kg]	4400	
Carico massimo trasportabile [kg]	4125	
Passo [m]	4.8150	
Altezza massima a vuoto [m]	2.585	
Tara asse posteriore [kg]	1550	
tara asse anteriore [kg]	2850	

Carico Il carico viene scelto all'inizio della simulazione. Il tool prevede che in base alla scelta si moltiplichi il carico massimo trasportabile per un coefficiente.

$$load = k \cdot load_{max} \tag{3.30}$$

Il coefficiente k dipende dalla configurazione voluta. I coefficienti sono riportati nella TABELLA:

Tabella 3.3: Coefficiente moltiplicativo del carico

Configurazione		k
Veicolo privo di carico $\mathit{VL}$	0	
Carico lieve $L$	0.25	
Carico medio ${\it M}$	0.5	
Carico massimo $H$	1	
Carico extra $\it VH$	1.25	

## 3.2.2 Baricentro

Per il calcolo della posizione del baricentro è necessario introdurre alcune ipotesi che permettano di semplificare i calcoli nella simulazione. La posizione del baricentro è definita nello spazio, per cui sono necessarie tre coordinate:

- $x_G$ , ovvero la posizione rispetto all'asse anteriore e posteriore;
- $y_G$ , ovvero la posizione rispetto agli pneumatici dx e sx;

#### • $z_G$ l'altezza rispetto al terreno.

Innanzitutto è possibile affermare con sufficiente sicurezza che la il veicolo rispetto all'asse longitudinale, ovvero quello parallelo alla strada, è simmetrico, per cui  $y_G$  giace proprio su questo asse e si trova esattamente a metà tra gli pneumatici ambo i lati. Una seconda ipotesi viene suggerita direttamente da considerazioni empiriche [13], secondo cui, nota l'altezza massima del baricentro considerato il veicolo privo di carico aggiuntivo, è possibile stimare l'altezza del baricentro in prima approssimazione come:

$$h_G = (0.30 - 0.38) \cdot h_{v,empty}; \tag{3.31}$$

dove per l'appunto  $h_{v,empty}$  è l'altezza massima del veicolo privo di carico, $h_g$  è l'altezza del baricentro, mentre il coefficiente che va da 0.30 a 0.38 dipende dal tipo di veicolo: ad esempio nel caso di un SUV è possibile considerare 0.38 avendo solitamente un assetto più rialzato. L'altezza del baricentro nello studio la si riterrà costante, poiché si ritiene trascurabile e meno influente rispetto alla variazione della cordinata assiale della posizione del baricentro, per cui invece verrà calcolata in funzione del carico.

Il modello di calcolo stima solo la posizione assiale del baricentro al variare del carico per i due modelli di veicolo. Il modello utilizzato tiene conto delle diverse condizioni di carico possibile.

SUV Per quanto riguarda il SUV il modello prevede di ipotizzare un baricentro più vicino all'avantreno nel caso di veicolo scarico. Tale considerazione è di solito accettabile, poiché considerando un veicolo a trazione anteriore oltre il gruppo motore, anche la trasmissione e la scatola del differenziale sono posizionati anteriormente.

Si faccia riferimento alla Figura  $\ref{eq:condition}$ ; sia  $a_{G,empty}$  la coordinata assiale del veicolo privo di carico ,  $a_{G,load}$  quella del carico. Si impongano due condizioni al contorno sulla distanza dall'asse anteriore del baricentro dell'intero veicolo. Si ritiene il carico come un'entità fisica che varia da 0 a  $Load_{max}$  (funzione del veicolo), ed a questi due carichi corrispondo già posizioni definite del baricentro equivalente.

In particolare per carico nullo il baricentro del carico, ovviamente, coincide con quello del veicolo vuoto, mentre in condizioni di carico massimo la distanza dall'asse

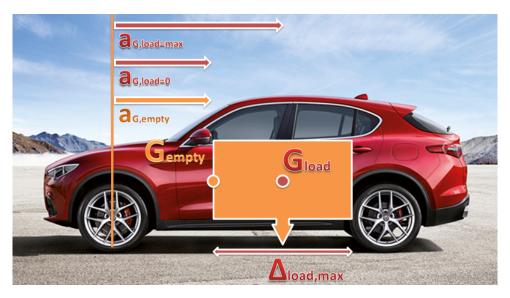


Figura 3.10: Sport Utility Vehicle (SUV)

anteriore del baricentro del carico è massima.

$$a_{G,load=0} = a_{G,empty} (3.32)$$

$$a_{G,load=max} = a_{G,empty} + \frac{\Delta_{load,max}}{2}; (3.33)$$

dove  $\Delta_{load,max}$  è la lunghezza massima dell'ipotetico carico massimo pensato come un parallelepipedo. Essendo un'ipotesi non supportata da dati empirici, si effettuerà un'analisi sensitiva sui due valori considerando la variazione di  $x_{G,empty}$  ed anche di  $\Delta_{load,max}$  (successivamente si vedrà come). Fatta questa ipotesi, per diverse condizioni di carico è sufficiente interpolare in funzione di quest'ultimo per ricavare la posizione del baricentro. Note quindi la posizione esatta del baricentro del veicolo vuoto  $x_{G,empty}$  che è costante, che del baricentro del carico, si calcola l'equilibrio del veicolo rispetto ad un asse preferenziale e risalendo alla distribuzione di forze tra i due assi è possibile calcolare un baricentro equivalente  $X_G^*$  necessario per lo sviluppo delle equazioni della dinamica del veicolo. Facendo nuovamente riferimento alla FIGURA si riscrivono le equazioni per il calcolo delle coordinate del baricentro equivalente, ovvero le distanze dagli assi anteriore e posteriore:

$$b^* = \frac{m_{empty} \cdot b_{empty} + load \cdot b_{load}}{m_{empty} + load}$$
(3.17a)

$$b^* = \frac{m_{empty} \cdot b_{empty} + load \cdot b_{load}}{m_{empty} + load}$$

$$a^* = \frac{m_{empty} \cdot a_{empty} + load \cdot a_{load}}{m_{empty} + load}$$
(3.17a)
$$(3.17b)$$

(3.17c)

Infine si noti nelle Figura 3.11 come varia la posizione del baricentro rispetto alla variazione del carico, e di conseguenza la distribuzione del carico.

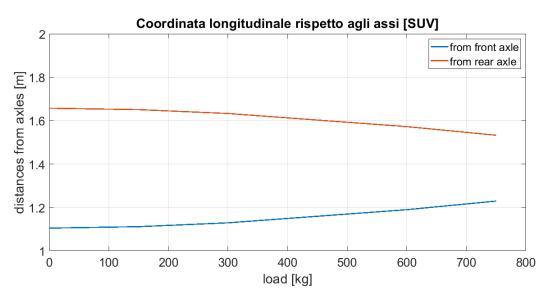


Figura 3.11: Variazione del baricentro in funzione del carico [SUV]

Heavy Duty Per quanto riguarda l'Heavy Duty è stato possibile recepire maggiori informazioni dalle schede tecniche ufficiali da IVECO. Come è possibile notare in FIGURA, del veicolo sono definite diverse distanze, è possibile calcolare il baricentro a veicolo scarico poiché IVECO fornisce nei dati la distribuzione del peso tra asse anteriore e posteriore. Grazie a queste informazioni è possibile conoscere tramite la risoluzione dell'equilibrio statico la posizione del baricentro a veicolo vuoto.

Per modellare l'effetto della variazione del carico in questo caso si sceglie come distanza dall'asse W, nota dalle schede, che indica la distanza asse anteriore-filo

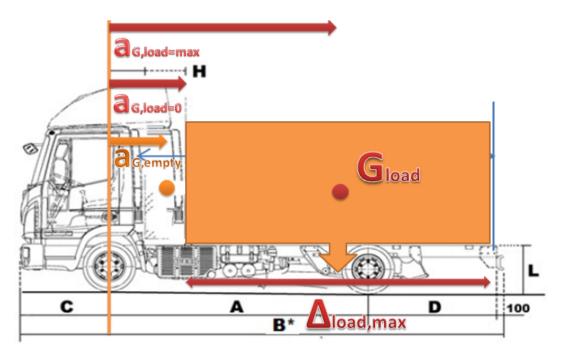


Figura 3.12: Euro Cargo

carrozzeria. In questo caso quindi le condizioni al contorno imposte sono:

$$x_{G,load=0} = W; (3.18a)$$

$$x_{G,load=max} = W + \Delta_{load,max}/2; \tag{3.18b}$$

Dove  $\Delta_{load,max}$  è invece la lunghezza massima carrozzabile. Fatta questa ipotesi, per diverse condizioni di carico è sufficiente interpolare in funzione di quest'ultimo per ricavare la posizione del baricentro. Note quindi la posizione esatta del baricentro del veicolo vuoto che del baricentro del carico, si calcola l'equilibrio del veicolo e risalendo alla distribuzione di forze tra i due assi è possibile calcolare un baricentro equivalente necessario per lo sviluppo delle equazioni della dinamica successivamente. Facendo nuovamente riferimento alla si riscrivono le equazioni per il calcolo delle coordinate del baricentro equivalente, ovvero le distanze dagli assi anteriore e posteriore:

$$b^* = \frac{m_{empty} \cdot b_{empty} + load \cdot b_{load}}{m_{empty} + load}$$
(3.19a)

$$b^* = \frac{m_{empty} \cdot b_{empty} + load \cdot b_{load}}{m_{empty} + load}$$

$$a^* = \frac{m_{empty} \cdot a_{empty} + load \cdot a_{load}}{m_{empty} + load}$$
(3.19a)
$$(3.19b)$$

(3.19c)

Infine si noti nella come sia rilevante nel caso di un veicolo pesante la variazione della posizione del baricentro rispetto alla variazione del carico, e di conseguenza la distribuzione dello stesso.

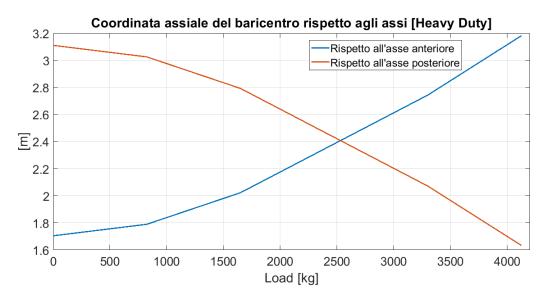


Figura 3.13: Variazione del baricentro in funzione del carico [HD]

# 3.2.3 Generazione delle Mappe di frenata

Per rendere più rapido il calcolo è possibile quindi definire direttamente una mappa in modo da poter successivamente pensare un controllo ideale arbitrario e vederne quelli che sono gli effetti sul recupero dell'energia, e sul risparmio di carburante.

#### Parabola di frenatura ideale

La parabola di frenatura ideale è stata calcolata tenendo conto delle condizioni reali del veicolo. Noto quindi dal modello precedente la posizione del baricentro, la massa del veicolo, l'altezza del baricentro si passa alla definizione introducendo un intervallo di decelerazioni. L'intervallo di decelerazioni va da 1 a 1.2g. La scelta è dettata dal tipo di veicoli che stiamo considerando: I veicoli per la simulazione infatti sono veicoli passeggeri, e commerciali, per cui non sono in rado di raggiungere decelerazioni eccessive. Solitamente non raggiungono neanche decelerazioni pari ad 1g. Il coefficiente di attrito è stato quindi considerato come il rapporto tra la decelerazione e l'accelerazione di gravità:

$$\mu_x = -\frac{\ddot{x}}{q} \tag{3.20}$$

Per l'intervallo di decelerazione sono stati presi 121 punti nell'intervallo considerato, ad una distanza di  $0.01 \frac{m}{e^2}$ .

Il coefficiente di attrito pneumatico-suolo è stato scelto pari a 0.9 . Tale coefficiente è rappresentativo di un pneumatico classico, e con asfalto asciutto. Questa scelta è stata fatta poiché lo studio si prefissa di calcolare le massima energia ottenibile da un veicolo ibrido, quindi considerare il veicolo su un manto stradale bagnato non sarebbe in linea con il pretesto iniziale.

Per ogni valore di decelerazione quindi viene calcolata la distribuzione di carico. È ovvio che all'aumentare della decelerazione il carico si sposta prevalentemente all'avantreno. Per ogni valore della decelerazione quindi è possibile calcolare il coefficiente di attrito e ricavare quelle che sono le Forze Longitudinali in caso di frenata ideale.

Inoltre nelle equazioni è considerato anche la possibile pendenza della strada quindi è stato inserito un intervallo di pendenza da 0 a 30°, diviso in intervalli di discretizzazione. L'introduzione di un intervallo di pendenza è utile solo ai fini del modello finale, ma i cicli utilizzati non prevedono pendenza per cui, a livello di calcolo è ininfluente. Tuttavia è utile anche definirlo per ottenere i punti a decelerazione costante, dai quali descrivere le rispettive rette utili a comprendere anche visivamente sul grafico, in funzione della ripartizione tra avantreno e retrotreno, l'intensità di decelerazione.

#### Limiti di aderenza

Inoltre è stato possibile introdurre i limiti di aderenza all'asse anteriore ed all'asse posteriore [12]. Infatti si consideri l'equazione di equilibrio longitudinale all'avantreno per un veicolo in movimento su strada piana:

$$F_{x,front} = \left(1 - \frac{F_{z,rear_{stat}}}{mg} + \frac{h_G}{l}a\right) \cdot mg \cdot \mu_{T,front}; \tag{3.21}$$

dove con a si intende un coefficiente adimensionale rappresentativo di quanto vale l'accelerazione rispetto a g:

$$a = \frac{F_{x,front} + F_{x,rear}}{mg}[g]; \tag{3.22}$$

Si imponga quindi il coefficiente d'attrito  $\mu_{T,front}$  costante e pari a k Per formula inversa si trovi a:

$$a = \frac{\frac{F_{x,front}}{Mgk} + \frac{F_{z,rear_{stat}}}{mg} - 1}{\frac{h_G}{I}};$$
 (3.23)

si sostituisca ad a l'(3.22), si ottiene:

$$\frac{F_{x,rear}}{mg} = \frac{\frac{F_{x,front}}{Mgk} + \frac{F_{z,rear_{stat}}}{mg} - 1}{\frac{h_G}{I}} - \frac{F_{x,front}}{mg}; \tag{3.24}$$

imponendo  $F_{x,front} = 0$ , e sostituendo ad  $F_{z,rear_{stat}}$  il valore che si ottiene dall'equilibrio statico del veicolo, si ottiene:

$$F_{x,rear_{F_{x,front}}=0} = -mg\frac{b}{h_G}; (3.25)$$

Determinato quindi il coefficiente d'attrito costante, questa corrisponde alla forza longitudinale che dovrebbe applicare il retrotreno affinché si abbia il *sollevamento* dell'avantreno. Si può osservare infatti che essa è negativa (quindi opposta alla decelerazione).

Allo stesso modo è possibile definire all'avantreno, la forza longitudinale da applicare affinchè si abbia il *sollevamento* del retrotreno.

$$F_{x,front_{F_x,rear}=0} = mg\frac{a}{h_G}; (3.26)$$

Congiungendo questi due punti con un rispettivo punto (quindi a pari coefficiente d'attrito impegnato) nella parabola di frenatura ideale, si traccia la retta del limite di aderenza [12] (sia all'anteriore che al posteriore). Nello studio effettuato il limite di aderenza è stato calcolato considerando il coefficiente d'attrito pari a 0.9 per entrambi gli assi.

In questo modo, è stato quindi possibile definire, quello che possiamo rinominare un campo entro il quale la decelerazione avviene in modo stabile, qualunque sia la ripartizione delle forze frenanti tra anteriore e posteriore, senza che subentri il fenomeno dello slittamento.

#### Rette a decelerazione costante

Le rette a decelerazione costante come detto in precedenza sono state implementate sfruttando i valori ottenuti per la parabola di frenatura ideale a diversa pendenza. Definite le decelerazioni, si definisce un vettore all'interno del quale sono raccolte tutti i valori di forza longitudinale (sia anteriore che posteriore), per distinti valori di pendenza stradale e a pari decelerazione. Una volta ottenuto questo luogo di punti, è stato possibile ricavare il valore dell'intercetta nei rispettivi assi (anteriore e posteriore), e quindi definire le rette per tutte le decelerazioni. Si ricordi infatti:

$$m\ddot{x} = F_{x,front} + F_{x,rear} \tag{3.27}$$

Si può quindi osservare che nell'equazione non rientra il valore della pendenza.

#### Retta di frenatura reale

Il coefficiente di ripartizione di frenata in questo caso viene scelto imponendo determinate condizioni per un dimensionamento che possa coprire la maggior parte delle situazioni.

Si riconsideri l'equazione vista per il coefficiente  $K_{b_{reale}}$ :

$$K_{reale} = \frac{b - h_G \mu_x}{a + h_G \mu_x}; \tag{3.28}$$

Le ipotesi che vengono fatte per un dimensionamento di massima di entrambe le tipologie di veicolo sono:

- 1.  $\mu_x$  costante e pari a 0.9;
- 2.  $\alpha$ , la pendenza del manto stradale (pari a 0°);
- 3. la posizione del baricentro  $(a, b \in h_G)$  costanti, considerando il veicolo con carico medio  $(0.5load_{max})$
- 4. trascurabila la forza aerodinamica (nei veicoli passeggeri è plausibile come ipotesi).

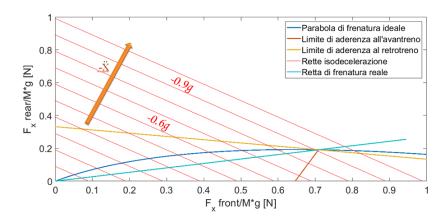


Figura 3.14: Grafico delle principali proprietà di una frenata

In funzione di queste ipotesi le parabole di frenata ideale, rette di frenata reale, relativi limiti d'aderenza e rette di isodecelerazione risulteranno come segue:

Come è possibile notare Figura 3.14, sono state riportate le parabole di frenatura in funzione del carico peri due tipi di veicoli, e come esse vengano influenzate. La retta di frenatura ideale, invece, determina una ripartizione costante, per cui per alcune decelerazioni è possibile che il veicolo si trovi in condizioni di instabilità. Il controllo che è stato implementato e verrà definito successivamente, terrà conto delle variazioni dovute alla variazione del carico e la politica attuata per il controllo sarà influenzato. I grafici, così come quello qui mostrato, saranno adimensionalizzati rispetto al peso del veicolo in modo da rendere l'analisi più generale possibile.

# Capitolo 4

# Risultati

Il modello sviluppato ha portato a risultati interessanti, e soprattutto lo stesso può figurarsi come uno strumento con cui è possibile gestire *arbitrariamente* la scelta della riprartizione.

Prima di andare ad analizzare quelli che sono i risultati rilevanti, e la differenza con i modelli precedenti, si ricordi che le simulazioni vengono effettuate su un ciclo e che quest'ultimo è composto da diversi tratti, in particolare per ogni ciclo vi sono: intervalli in cui il veicolo accelera, intervalli in cui il veicolo frena, ed intervalli in cui il veicolo viaggia a velocità costante. Per rendere il controllo universale si è scelto di applicare un criterio di scelta per fare una selezione dei punti di frenata. Successivamente verrnno introdotti e confrontati: il modello precedentemente utilizzato dal tool, un modello classico di dimensionamento ed infine un modello volto al recupero dell'energia massimo in funzione della configurazione. Per entrambi i veicoli (SUV e Euro Cargo) sono stati confrontati le seguenti configurazioni:

- P2, macchina elettrica in parallelo posto all'asse anteriore
- P2P4, due macchine elettriche, una all'anteriore (disposta come nella configurazione P2) ed una all'asse posteriore.

# 4.1 Intervalli di frenata

I fattori che possono influire su una possibile decelerazione del veicolo possono essere molteplici. Ipotizzando di rilasciare il pedale dell'acceleratore e non applicando un momento frenante il veicolo può frenare per altre cause:

• Forza aerodinamica

- Inerzie rotanti dei componenti
- Attrito radente

Tenendo a mente questi fattori, è stato implementato un criterio di scelta, nello strumento di controllo, per l'individuazione dei punti in cui il veicolo sta frenando, basato sulla variazione della ripartizione del carico tra anteriore e posteriore.

Per ogni intervallo del ciclo, si analizza la distribuzione del carico, se tale distribuzione verte verso uno spostamento del carico all'avantreno possiamo affermare con buona approssimazione che il veicolo sta frenando.

In questo modo non vi è il rischio che il modello prenda in considerazione i punti in cui il veicolo riduce la prropria velocità per effetti terzi alla frenata. In sintesi:

$$\Delta F_{z,front} = F_{z_{front,static}} - F_{z_{front,din}} \tag{4.1a}$$

$$\Delta F_{z,rear} = F_{z_{rear,static}} - F_{z_{rear,din}}$$
 (4.1b)

$$br_{index} = find(\Delta F_{z,front} < 0 \quad \land \quad \Delta F_{z,rear} > 0)$$
 (4.1c)

Dove  $\Delta F_{z,i}$  è la variazione del carico nei rispettivi assi,  $F_{z_{i,static}}$  rappresenta la ripartizione statica del carico, e  $F_{z_{i,din}}$  è la ripartizione dinamica del carico lungo l'intero ciclo guida.

 $br_{index}$  è un vettore che raccoglie tutti gli indici dei rispettivi intervalli in cui si prova che il veicolo sta effettuando una frenata.

# 4.2 Modello precedente

La ripartizione di carico precedentemente utilizzata prevedeva un valore costante di ripartizione. La ripartizione della frenata avveniva in questo modo:

- 75% all'asse anteriore
- 25% all'asse posteriore;

La ripartizione però fissa non tiene conto delle condizioni di utilizzo comune del veicolo, ne dei limiti di aderenza. In questo modo non si ha una percezione del fenomeno fisico, e si considera quindi la ripartizione della forza tra i due assi sempre possibile. Si sono analizzati quindi gli intervalli di frenata per le due configurazioni di veicolo per tre diverse condizioni di carico, sia per SUV che per Heavy Duty. Si riporta, per le configurazioni P2 e P2P4, la ripartizione di forze, la quale essendo fissa è uguale, per cui è sufficiente un solo grafico. Si riportano i grafici delle ripartizioni con questo modello validi, per i due cicli (NEDC e WLTP) e, per i carichi VL(privo di carico), M (carico medio) e VH (carico massimo).

## 4.2.1 SUV

#### **NEDC**

Si rappresentano i punti di frenata ottenuti dall'interpolazione per il ciclo NEDC

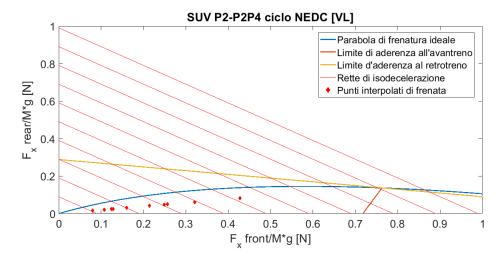


Figura 4.1: Simulazione condotta per Suv privo di carico su Ciclo NEDC con ripartizione  $75{:}25$ 

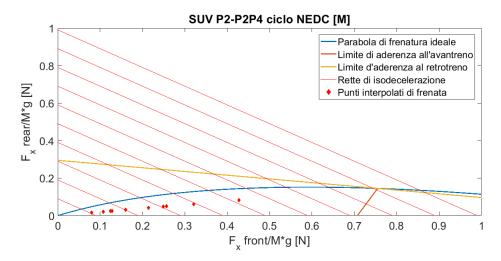


Figura 4.2: Simulazione condotta per Suv con carico medio su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25

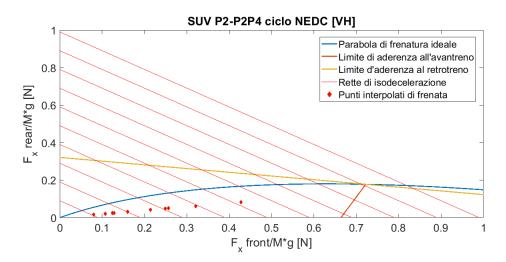


Figura 4.3: Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25

#### Risultati NEDC

Nelle tabelle 4.1 e 4.2 sono scritti i valori principali che si ottengono dalle due configurazioni, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE/TBE. Si noti come i risultati migliori si ottengano con la seconda configurazione dove, avendo previsto due macchine elettriche, vi è la possibilità di recuperare maggiormente. Di conseguenza per il P2P4 il consumo è più basso.

Tabella 4.1: Risultati per il SUV-P2 con controllo precedente ciclo NEDC

	$\mathbf{VL}$	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	0.28	0.31	0.35
${ m BE} \; [kWh]$	0.26	0.32	0.39
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.47	0.56	0.70
BE/TBE %	56.56	56.73	55.73

Tabella 4.2: Risultati per il SUV-P2P4 con controllo precedente ciclo NEDC

	VL	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	0.26	0.28	0.32
${ m BE} \; [kWh]$	0.36	0.42	0.51
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.48	0.57	0.70
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	75.70	74.60	72.33

# WLTP

Si rappresentano i punti di frenata ottenuti dall'interpolazione per il ciclo WLTP. Da subito si nota come i punti sono decisamenti più numerosi rispetto al ciclo NEDC, e con intensità maggiore.

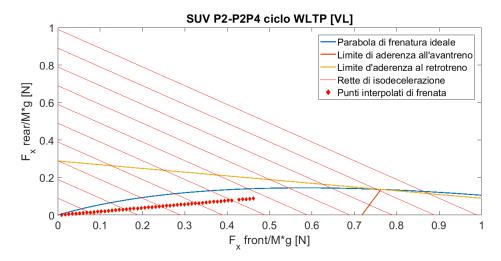


Figura 4.4: Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione 75:25

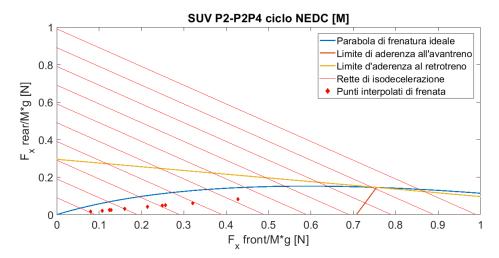


Figura 4.5: Simulazione condotta per Suv con carico medio su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25

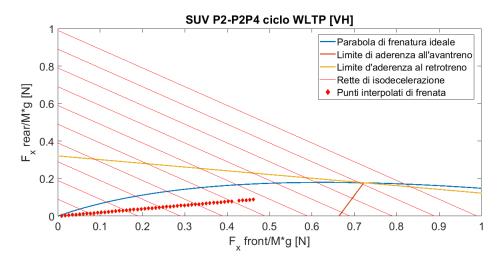


Figura 4.6: Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione 75:25

#### Risultati WLTP

In tabella 4.3 e 4.4 sono riportati i valori principali che si ottengono dalle due configurazioni, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE/TBE. Lo stesso andamento per il NEDC, semmai più accentuato, è stato ottenuto come prevedibile, per il ciclo WLTP. Essendo il ciclo più severo, e le frenate più brusche

la maggiore energia recuperata si è tramutata in un minore consumo.

Tabella 4.3: Risultati per il SUV-P2 con controllo precedente ciclo WLTP

	VL	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	0.6850	0.75	0.84
${ m BE} \; [{ m kWh}]$	0.65	0.78	0.96
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	1.10	1.32	1.66
BE/TBE $\%$	59.55	59.39	58.22

Tabella 4.4: Risultati per il SUV-P2P4 con controllo precedente ciclo WLTP

	$\mathbf{VL}$	M	VH
FC [kg/km]	0.63	0.69	0.77
$\mathrm{BE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.89	1.05	1.27
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	1.12	1.34	1.68
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	80.00	78.51	76.02

## 4.2.2 Heavy Duty

#### **NEDC**

Si rappresentano i punti di frenata ottenuti dall'interpolazione per il ciclo NEDC.

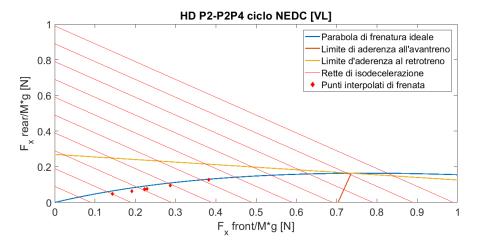


Figura 4.7: Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25

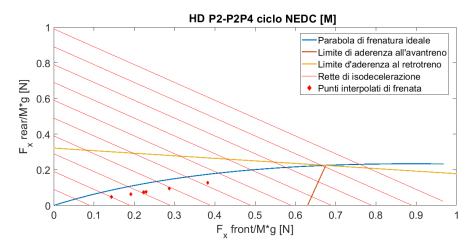


Figura 4.8: Simulazione condotta per Heavy Duty con carico medio su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25

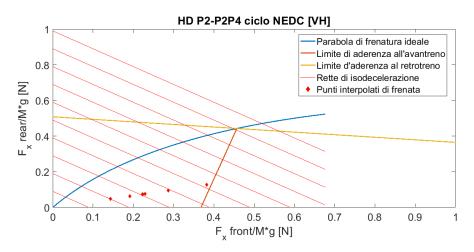


Figura 4.9: Simulazione condotta per Heavy Duty con carico massimo, su Ciclo NEDC con ripartizione 75:25

#### Risultati NEDC

In tabella 4.5 e 4.6 sono riportati i valori principali che si ottengono dalle due configurazioni, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE./ TBE. Nel caso di un veicolo Heavy Duty i risultati per configurazione P2 sono più efficienti, ma la P2P4 rimane quella ppreferibile.

Tabella 4.5: Risultati per il HD-P2 con controllo precedente ciclo NEDC

	$\overline{ m VL}$	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	0.86	1.00	1.17
${ m BE} \; [kWh]$	0.64	0.87	1.28
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.90	1.31	1.92
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	71.90	66.98	66.70

Tabella 4.6: Risultati per il HD-P2P4 con controllo precedente ciclo NEDC

	VL	M	VH
FC [kg/km]	0.84	0.96	1.15
${ m BE} \; [kWh]$	0.75	1.02	1.37
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.90	1.31	1.92
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	83.83	78.13	71.16

### WLTP

Si rappresentano i punti di frenata ottenuti dall'interpolazione per il ciclo WLTP.

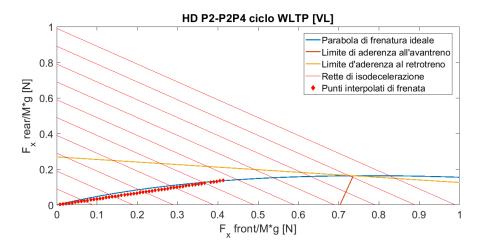


Figura 4.10: Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico, su Ciclo WLTP con ripartizione 75:25

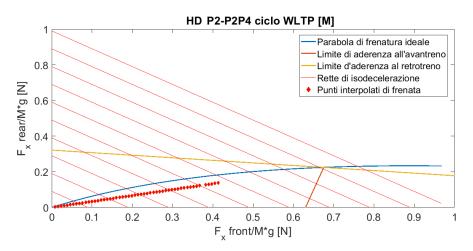


Figura 4.11: Simulazione condotta per Heavy Duty con carico medio, su Ciclo WLTP con ripartizione 75:25

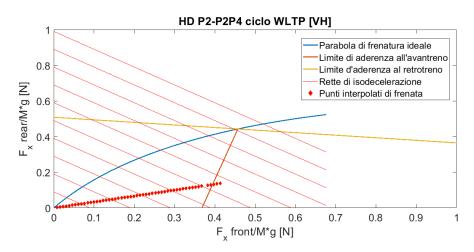


Figura 4.12: Simulazione condotta per Heavy Duty con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione 75:25

### Risultati WLTP

In tabella 4.7 e 4.8 sono riportati i valori principali che si ottengono dalle due configurazioni, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE./ TBE. Nel caso di un veicolo Heavy Duty i risultati per configurazione P2 sono più efficienti, ma la P2P4 rimane quella ppreferibile.

Tabella 4.7: Risultati per il HD-P2 con controllo precedente ciclo WLTP

	VL	M	VH
FC [kg/km]	2.30	2.57	3.00
${ m BE} \; [{ m kWh}]$	1.47	2.04	2.97
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	2.14	3.15	4.71
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	68.65	64.75	63.20

Tabella 4.8: Risultati per il HD-P2P4 con controllo precedente ciclo WLTP

	VL	M	VH
FC [kg/km]	2.24	2.52	2.96
${ m BE} \ [{ m kWh}]$	1.77	2.42	3.26
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	2.16	4.07	4.46
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	82.48	76.61	68.99

### 4.3 Modello basato sul dimensionamento

La ripartizione di carico dipende dal dimensionamento del sistema frenante. Si seguiranno quindi le condizioni precedentemente esposte nel Riferimenti bibliograficiRetta di frenatura reale. Tramite tali supposizioni si ottiene un valore dipendente dall'equazione che ricordiamo:

$$K_{reale} = \frac{b - h_G \mu_x}{a + h_G \mu_x};\tag{4.2}$$

Per i rispettivi veicoli questo coefficiente vale:

- $K_{SUV} = 4.88$
- $K_{HeavyDuty} = 3.01$

La ripartizione fissa tiene conto delle condizioni di utilizzo comune del veicolo, ma non tiene conto dei limiti di aderenza. Nei sistemi odierni la logica di frenata prevede che una volta raggiunto il limite di aderenza, entra in funzione l'ABS (Anti-Block System) il quale permette al sistema di non perdere il controllo dell'autovettura. In questo modo si ha una limitata percezione del fenomeno fisico, considerando quindi la ripartizione della forza tra i due assi sempre possibile. Si sono analizzati quindi gli intervalli di frenata per le due configurazioni di veicolo per due diverse condizioni di carico, confrontandoli con la mappa di frenatura. Si analizza adesso, per le configurazioni P2 e P2P4, come si distribuicono le forze con questa ripartizione, la quale essendo fissa è uguale, per cui è sufficiente un solo grafico. Si riportano i grafici delle ripartizioni con questo modello validi sia per la prima che la seconda configurazione (P2 e P2P4), per i carichi VL, M e VH.

### 4.3.1 SUV

### **NEDC**

Si rappresentano i punti di frenata ottenuti dall'interpolazione per il ciclo NEDC.

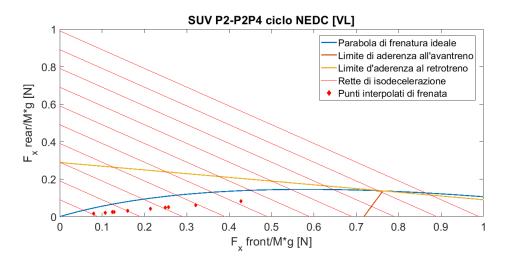


Figura 4.13: Simulazione condotta per Suv privo di carico su Ciclo NEDC con ripartizione secondo dimensionamento

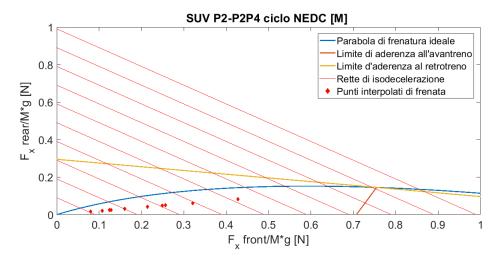


Figura 4.14: Simulazione condotta per Suv con carico medio su Ciclo NEDC con ripartizione secondo dimensionamento

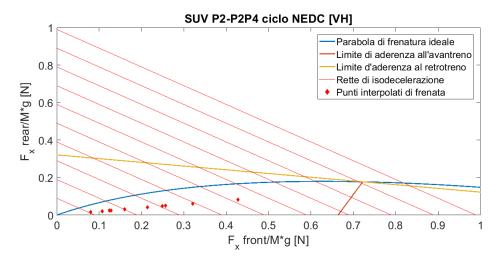


Figura 4.15: Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo NEDC con ripartizione secondo dimensionamento

### Risultati NEDC

In tabella 4.9 e 4.10 sono riportati i valori principali che si ottengono dalle due configurazioni, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE./TBE. L'andamento è simile in questo caso a quello avuto con il modello precedente, non riporta variazioni eccessive. Il P2 presenta valori di energia recuperata più alti di

qualche punto percentuale, ma questo non ha effetti rilevanti sul consumo. Anche qui la configurazione migliore è la P2P4.

Tabella 4.9: Risultati per il SUV-P2 con ripartizione dimensionata ciclo NEDC

	$\mathbf{VL}$	${f M}$	VH
FC [kg/km]	0.28	0.30	0.34
${ m BE} \; [{ m kWh}]$	0.30	0.35	0.42
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.47	0.56	0.70
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	62.61	63.00	61.53

Tabella 4.10: Risultati per il SUV-P2P4 con ripartizione dimensionata ciclo NEDC

	$\overline{ m VL}$	M	VH
FC [kg/km]	0.26	0.28	0.32
BE [kWh]	0.36	0.42	0.50
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.48	0.58	0.70
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	75.69	74.35	71.05

### WLTP

Si rappresentano i punti di frenata ottenuti dall'interpolazione per il ciclo WLTP.

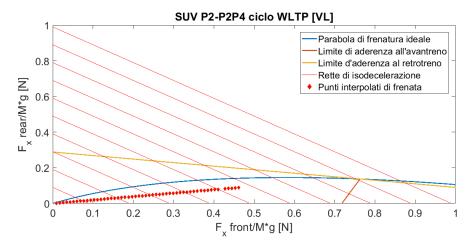


Figura 4.16: Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione secondo dimensionamento

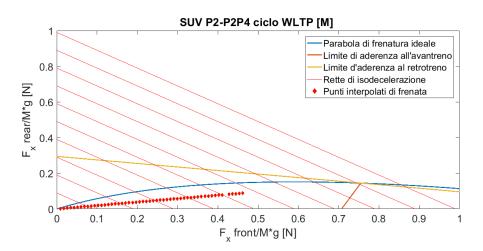


Figura 4.17: Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione secondo dimensionamento

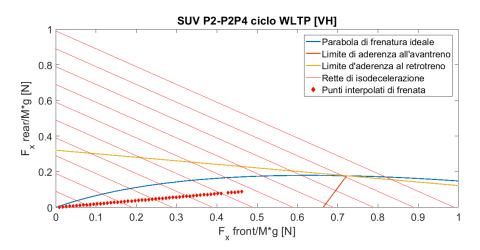


Figura 4.18: Simulazione condotta per SUV con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione secondo dimensionamento

### Risultati WLTP

In tabella 4.12 e 4.11 sono riportati i valori principali che si ottengono dalle due configurazioni, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE. Anche qui l'andamento è molto simile al caso precedente, ma si noti l'aumento di energia recuperata, del 5-6 % in media, nel caso P2. Infatti avendo dimensionato il sistema frenante con un coefficiente K maggiore rispetto al precedente, la ripartizione è più spinta all'avantreno.

Tabella 4.11: Risultati per il SUV-P2 con ripartizione dimensionata ciclo WLTP

	VL	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	0.67	0.73	0.81
${ m BE} \; [kWh]$	0.72	0.86	1.06
TBE [kWh]	1.10	1.32	1.66
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	65.67	65.63	64.11

Tabella 4.12: Risultati per il SUV-P2P4 con ripartizione dimensionata ciclo WLTP

	VL	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	0.64	0.69	0.78
${ m BE} \; [kWh]$	0.89	1.04	1.27
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	1.12	1.34	1.68
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	79.92	78.22	75.39

### 4.3.2 Heavy Duty

### **NEDC**

Si rappresentano i punti di frenata ottenuti dall'interpolazione per il ciclo NEDC.

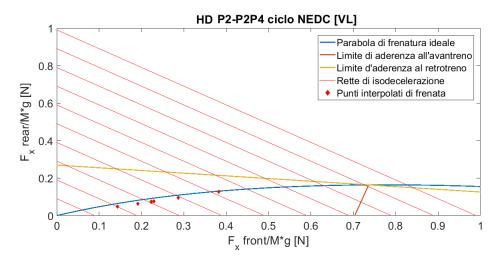


Figura 4.19: Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico su Ciclo NEDC con ripartizione secondo dimensionamento

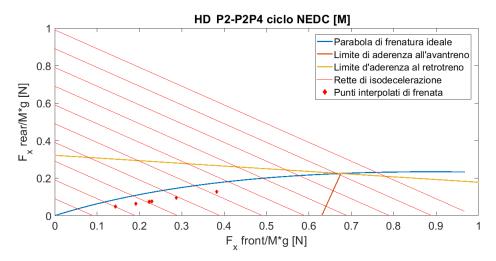


Figura 4.20: Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico su Ciclo NEDC con ripartizione secondo dimensionamento

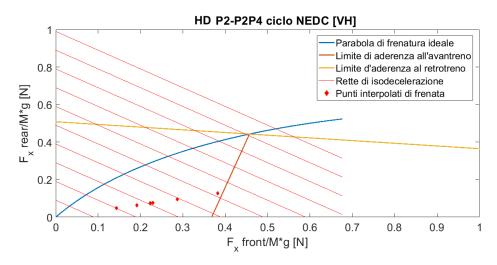


Figura 4.21: Simulazione condotta per Heavy Duty con carico massimo, su Ciclo NEDC con ripartizione secondo dimensionamento

### Risultati NEDC

In tabella 4.12 e 4.11 sono riportati i valori principali che si ottengono dalle due configurazioni, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE./ TBE. I risultati sono quasi identici, infatti si ricordi che il coefficiente da dimensionamento è uguale (3.01 contro 3.00).

Tabella 4.13: Risultati per il HD-P2 con ripartizione dimensionata ciclo NEDC

	m VL	M	VH
FC [kg/km]	0.86	1.00	1.18
${ m BE} \; [kWh]$	0.65	0.87	1.23
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.90	1.31	1.92
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	71.93	67.00	64.15

Tabella 4.14: Risultati per il HD-P2P4 con ripartizione dimensionata ciclo NEDC

	$\mathbf{VL}$	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	0.84	0.96	1.15
BE [kWh]	0.75	1.02	1.36
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.90	1.31	1.92
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	83.85	78.13	71.16

### WLTP

Si rappresentano i punti di frenata ottenuti dall'interpolazione per il ciclo NEDC.

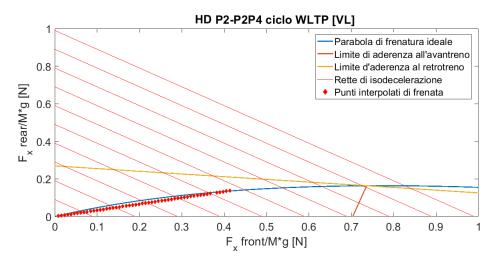


Figura 4.22: Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico, su Ciclo WLTP con ripartizione secondo dimensionamento

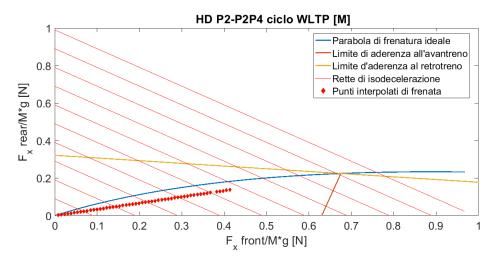


Figura 4.23: Simulazione condotta per Heavy Duty privo di carico, su Ciclo WLTP con ripartizione secondo dimensionamento

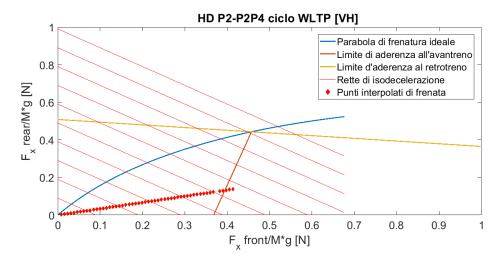


Figura 4.24: Simulazione condotta per Heavy Duty con carico massimo, su Ciclo WLTP con ripartizione secondo dimensionamento

#### Risultati WLTP

In tabella 4.12 e 4.11 sono riportati i valori principali che si ottengono dalle due configurazioni, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE./ TBE.Lo stesso quindi si nota per WLTP, risultati praticamente simili.

Tabella 4.15: Risultati per il HD-P2 con ripartizione dimensionata ciclo WLTP

	VL	M	VH
FC [kg/km]	2.30	2.57	3.01
${ m BE} \; [kWh]$	1.47	2.04	2.91
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	2.14	3.15	4.71
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	68.68	64.78	61.94

Tabella 4.16: Risultati per il HD-P2P4 con ripartizione dimensionata ciclo WLTP

	$\mathbf{VL}$	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	2.24	2.51	2.95
${ m BE} \; [{ m kWh}]$	1.77	2.42	3.25
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	2.16	4.07	4.46
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	82.48	76.62	69.00

### 4.3.3 Considerazioni

Le ripartizioni fin'ora considerate ed analizzate sono costanti, per cui la linearità è ovvia. Ma si considerino in particolare i punti di frenata di un veicolo con carico massimo per ciclo WLTP. Per decelerazioni elevate, si hanno tratti in cui la frenata può risultare instabile. Essendo vicino ai limiti di aderenza, non vengono esclusi e considerati nel calcolo dell'energia recuperata.

### 4.4 Modello di ripartizione ottimizzata

La ripartizione di frenata dipende dalla configurazione e fissa l'obiettivo nel recupero massimo, e quindi nello sfruttare a pieno le/le macchine elettriche presenti. Il modello è di tipo ideale, e da un'idea della potenziale energia disponibile.

Le configurazioni di macchine elettriche trattate sono la P2 e la P2P4, e rimandiamo il lettore al 2.3.1 e 2.3.2 per il design.

Il criterio di controllo è differente per i due tipi di design, per i quali sono state anche motivate le scelte.

#### 4.4.1 P2

Nel caso di un veicolo con configurazione P2 è stato pensato di ripartire la frenata completamente all'anteriore in modo da recuperare quanta più energia possibile tramite la macchina elettrica. Il modello tiene conto dei limiti fisici del fenomeno, infatti la logica di frenata, prevede che nel momento in cui la forza all'avantreno superi il limite d'aderenza, allora parte della potenza di frenata viene eseguita dal posteriore. La potenza di frenata può provenire direttamente dall'asse anteriore: non è assurdo pensarlo, ne è la prova la ripartizione di frenata che viene applicata in alcune competizioni sportive motociclistiche (es. Moto-GP), dove buona parte delle frenate avvengono con la ruota anteriore. Ovviamente questo tipo di controllo induce uno sforzo maggiore agli pneumatici anteriori, che quindi tendono ad usurarsi con maggiore frequenza. In sintesi:

$$\begin{cases} F_{x,front} = m\ddot{x} \\ F_{x,rear} = 0 \end{cases} conF_{x,front} \le F_{x,front,max_{Fx,rear}=0}$$

$$\begin{cases} F_{x,front} = m\ddot{x} \\ F_{x,rear} = 0 \end{cases} con F_{x,front} \leq F_{x,front,max_{Fx,rear}=0}$$
 
$$\begin{cases} F_{x,front} = F_{x,front,max}(\ddot{x}) \\ F_{x,rear} = m\ddot{x} - F_{x,front} \end{cases} con F_{x,front} > F_{x,front,max_{Fx,rear}=0}$$

Dove  $F_{x,front,max_{Fx,rear=0}}$  è la forza massima applicabile all'anteriore senza contributo frenante dell'asse posteriore, mentre  $F_{x,front,max}(\ddot{x})$  è la forza massima applicabile dall'asse anteriore lungo la retta limite di aderenza. Un controllo di questo tipo permette di sfruttare quanto più possibile la potenza di frenata all'anteriore.

### SUV

Per il SUV ricordiamo che è stata ipotizzata la posizione sia del baricentro a veicolo privo di carico che del carico stesso. Si rimanda al paragrafo 3.2.2 per il modello utilizzato per il baricentro.

**NEDC** Si veda come è stata ripartita la frenata lungo i due cicli. Si osservino i risultati per il ciclo NEDC per carichi: VL,M,VH;

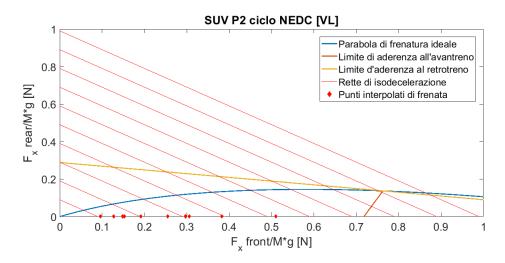


Figura 4.25: Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC privo di carico

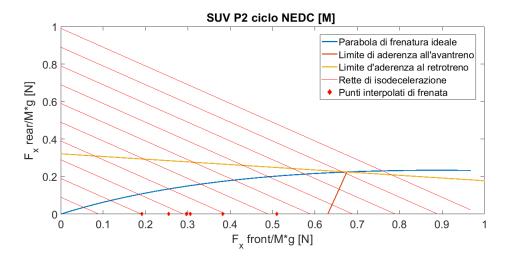


Figura 4.26: Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC con carico medio

Dalle Figura 4.25, Figura 4.26 e Figura 4.27 è possibile notare come con un'ottimizzazione tale non si raggiunga mai il limite di aderenza all'anteriore per cui è sempre possibile sfruttare a pieno l'asse anteriore e recuperare quanta più energia possibile, anche ad alti carichi nonostante il trasferimento di carico.

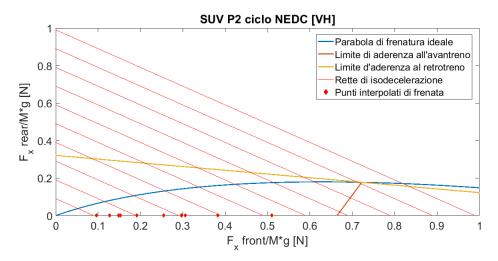


Figura 4.27: Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC con carico massimo

WLTP Si osservino anche i risultati per il ciclo WLTP per carichi: VL,M,VH;

Dalle Figura 4.28, Figura 4.29 e Figura 4.30 è possibile notare come con un'ottimizzazione tale, per un ciclo più severo quale è appunto il WLTP, si raggiungano, a carichi elevati il limite di aderenza all'anteriore perdendo in tal modo, una percentuale, seppur piccola, di energia in frenata, poiché interviene l'asse anteriore dove non vi è una macchina elettrica, per cui verrà smaltita in calore.

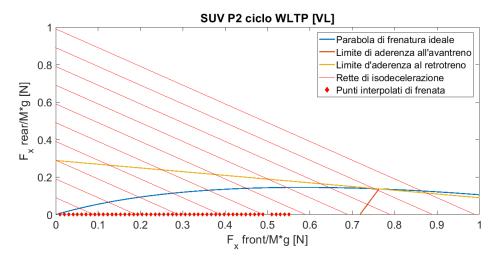


Figura 4.28: Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP privo di carico

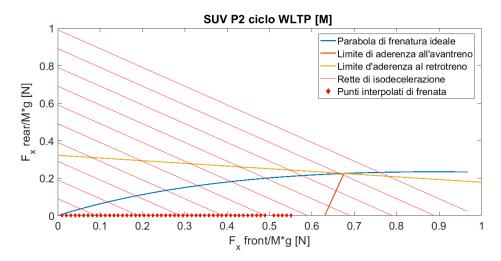


Figura 4.29: Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP con carico medio

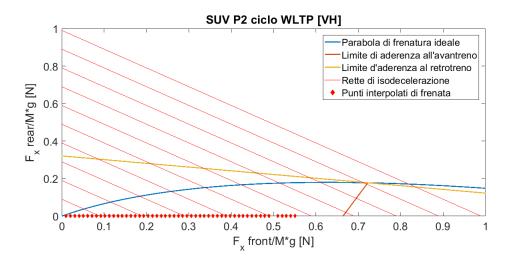


Figura 4.30: Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP con carico massimo

### Risultati SUV-P2

Nella tabella 4.17 e 4.18 sono riportati i valori principali che si ottengono da questa analisi, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE/TBE. Quello che si nota è che rispetto alla ripartizione fissa il reucpero d'energia è notevole. Confrontando i risultati infatti è ovvio come si ottengano risultati paragonaibili all'utilizzo di due macchine elettriche, una per asse. È quindi più conveniente montare un'unica macchina elettrica e frenare unicamente sfruttando l'asse anteriore.

Di conseguenza rispetto al P2 si denota anche una riduzione dei consumi.

Tabella 4.17: Risultati per il SUV-P2 ripartizione ottimizzata su ciclo NEDC

	VL	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	0.26	0.28	0.32
${ m BE} \; [{ m kWh}]$	0.35	0.42	0.50
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.47	0.56	0.70
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	73.56	74.21	70.67

Tabella 4.18: Risultati per il SUV-P2 ripartizione ottimizzata su ciclo WLTP

	$\overline{ m VL}$	M	VH
FC [kg/km]	0.64	0.69	0.78
${ m BE} \; [{ m kWh}]$	0.85	1.01	1.23
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	1.10	1.32	1.66
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	76.49	76.40	73.78

La ripartizione di frenata come proposta tiene conto delle condizioni di utilizzo comune del veicolo, e tiene conto dei limiti di aderenza funzione della ripartizione di carico.

### **Heavy Duty**

Per l'Heavy Duty la posizione sia del baricentro a veicolo privo di carico che del carico stesso sono note. Si rimanda al paragrafo 3.13 per il modello utilizzato per il baricentro.

**NEDC** Si osservino i risultati per il ciclo NEDC per carichi: VL,M,VH; Dalle Figura 4.31,Figura 4.32 e Figura 4.33 è possibile notare come con un'ottimizzazione tale si raggiunga il limite di aderenza all'anteriore per cui oltre sfruttare a pieno l'asse anteriore, ad alti carichi a causa del trasferimento di carico, è necessario coinvolgere anche l'asse posteriore.

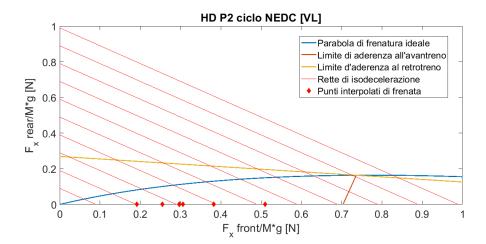


Figura 4.31: Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC privo di carico

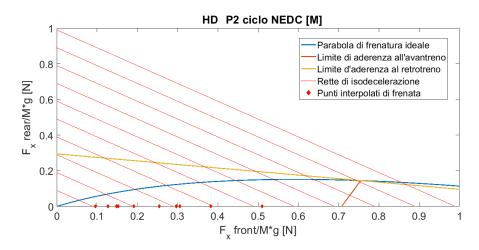


Figura 4.32: Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC con carico medio

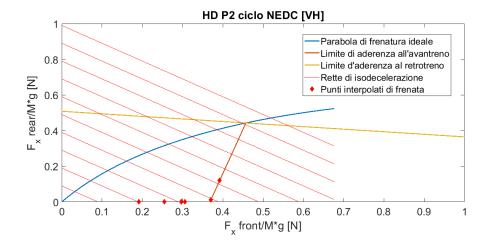


Figura 4.33: Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC con carico massimo

WLTP Si osservino i risultati per il ciclo WLTP per carichi: VL,M,VH;

Dalle Figura 4.34, Figura 4.35 e Figura 4.36 allo stesso modo, un ciclo più severo quale è appunto il WLTP, quando il veicolo sorregge carichi elevati, il veicolo può trovarsi in condizioni al limite dell'aderenza all'avantreno. L'asse posteriore quindi assiste la frenata, per cui una percentuale di energia, seppur piccola, viene persa in calore.

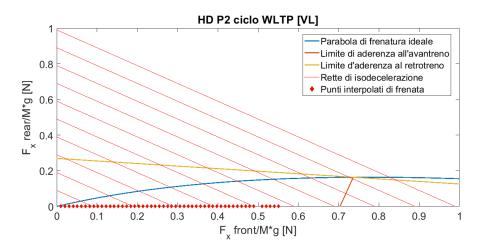


Figura 4.34: Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP privo di carico

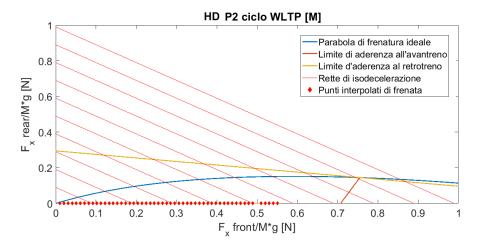


Figura 4.35: Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP con carico medio

### Risultati HD-P2

Nella tabella 4.19 e 4.20 sono riportati i valori principali che si ottengono da questa ottimizzazione, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE/TBE. Risulta notevole il recupero di energia ai bassi carichi, che si attesta ad una media del 80-85 %.

Un risultato così positivo è funzione sia dell'ottimizzazione che sfrutta i limiti d'aderenza, sia della macchina elettrica utilizzata. Infatti si ricordi che la potenza di quest'ultima è pari a 125 kW, per cui riesce a recuperare elevati carichi di energia

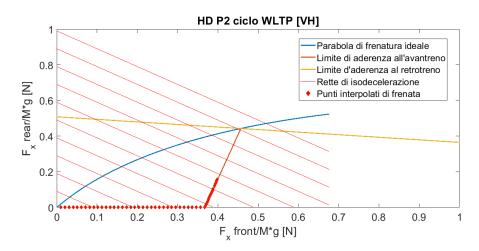


Figura 4.36: Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP con carico massimo

senza saturare.

Tabella 4.19: Risultati per HD-P2 ripartizione ottimizzata su ciclo NEDC

	VL	M	VH
FC [kg/km]	0.83	0.95	1.13
$\mathrm{BE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.81	1.11	1.55
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.90	1.31	1.92
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	90.34	85.24	80.58

Tabella 4.20: Risultati per HD-P2 ripartizione ottimizzata su ciclo WLTP

	$\mathbf{VL}$	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	2.23	2.47	2.91
${ m BE} \; [{ m kWh}]$	1.50	2.61	3.46
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	2.14	3.15	4.71
BE/TBE $\%$	86.47	82.88	73.65

La ripartizione di frenata come proposta tiene conto delle condizioni di utilizzo comune del veicolo, e tiene conto dei limiti di aderenza funzione della ripartizione di carico.

### 4.4.2 P2P4

Nel caso di un veicolo con configurazione P2P4 la ripartizione di frenata segue la parabola di frenatura ideale. Con questa configurazione, potendo usufruire di due macchine elettriche, è conveniente sfruttarle entrambe.

Tale ipotesi viene dettata dal fatto che, anche per frenate di elevate intensità, la macchina elettrica possa raggiungere difficilmente la potenza massima, e quindi non indurre l'intero sistema a convertire tale energia in calore, quindi persa. La parabola di frenatura ideale infatti, è per definizione il luogo dei punti dove la combinazione delle forze frenanti è la migliore, ed inoltre quella da cui ottenere la decelerazione massima senza incorrere nello slittamento di uno dei due assi.

In sintesi:

$$\begin{cases} F_{x,front} = F_{x,front,ideal} \\ F_{x,rear} = F_{x,rear,ideal} \end{cases}$$

Dove  $F_{x,front,ideal}$  e  $F_{x,rear,ideal}$  sono le forze applicate seguendo la parabola di frenatura ideale. In questo modo è possibile raggiungere la massima decelerazione applicabile all'intero veicolo. Un controllo di questo tipo permette di sfruttare quanto più possibile la potenza di frenata tra anteriore e posteriore. Il controllo è idealizzato e difficilmente applicabile.

### SUV

**NEDC** Si osservino i risultati per il ciclo NEDC per carichi: VL,M,VH;

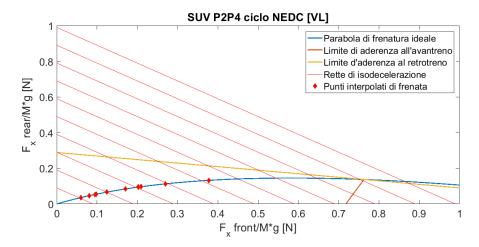


Figura 4.37: Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC privo di carico

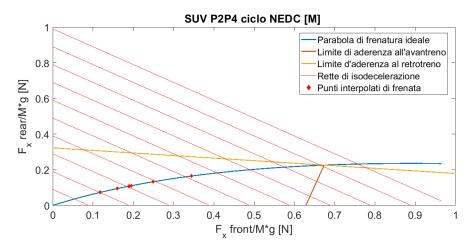


Figura 4.38: Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC con carico medio

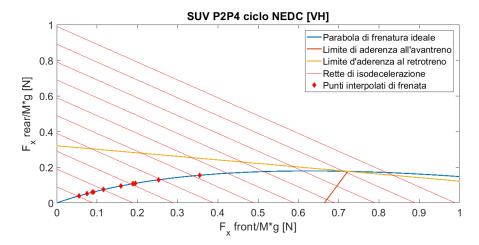


Figura 4.39: Simulazione condotta per Suv su Ciclo NEDC con carico massimo

Dalle Figura 4.37, Figura 4.38 e Figura 4.39 si nota quale sia lo scopo di questa strategia: ovvero il reucpero massimo in qualunque condizione. La condizione di instabilità si raggiunge solo per massima decelerazione.

WLTP Si osservino i risultati per il ciclo WLTP per carichi: VL,M,VH;

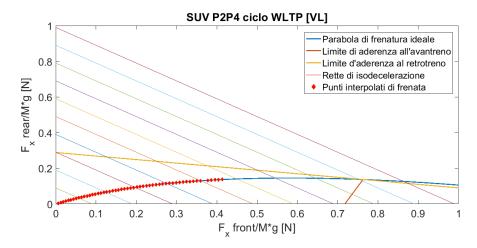


Figura 4.40: Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP privo di carico

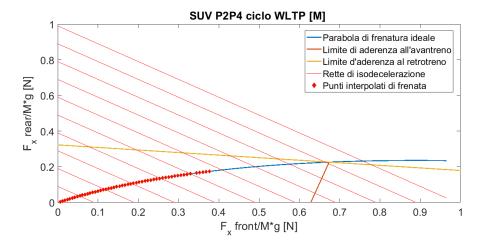


Figura 4.41: Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP con carico medio

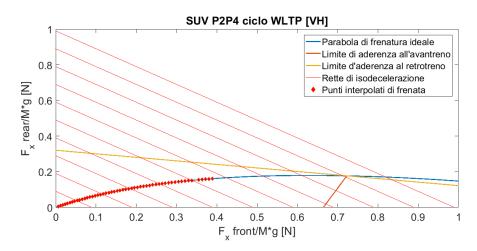


Figura 4.42: Simulazione condotta per Suv su Ciclo WLTP con carico massimo

### Risultati SUV-P2P4

Si osservino le tabelle 4.21 e 4.22 scritti i valori principali che si ottengono da questa analisi, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE/TBE. I risultati sono comparabili con quelli a ripartizione fissa, per cui non risulta necessario adottare una politica di questo tipo, di difficile attuazione. Risulta anche vero che per grossi carichi e frenate ad alta intensità, tale strategia sfrutta a pieno gli assi.

Tabella 4.21: Risultati per il SUV-P2P4 ripartizione ottimizzata su ciclo NEDC

	VL	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	0.26	0.28	0.32
${ m BE} \; [kWh]$	0.36	0.42	0.51
TBE [kWh]	0.48	0.58	0.70
BE/TBE $\%$	75.60	74.35	71.61

Tabella 4.22: Risultati per il SUV-P2P4 ripartizione ottimizzata su ciclo WLTP

	VL	M	VH
FC [kg/km]	0.63	0.69	0.77
${ m BE} \; [kWh]$	0.90	1.05	1.27
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	1.12	1.34	1.68
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	80.01	78.41	75.24

### **Heavy Duty**

Per Heavy Duty la posizione sia del baricentro a veicolo privo di carico che del carico stesso sono note. Si rimanda al paragrafo 3.13 per il modello utilizzato per il baricentro. Si veda come è stata ripartita la frenata lungo i due cicli.

**NEDC** Si osservino i risultati per il ciclo **NEDC** per carichi: VL,M,VH; Dalle Figura 4.43,Figura 4.44 e Figura 4.45 si nota quale sia lo scopo di questa strategia: ovvero il reucpero massimo in qualunque condizione. La condizione di instabilità si raggiunge solo per massima decelerazione.

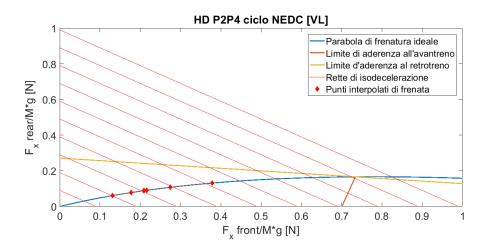


Figura 4.43: Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC privo di carico

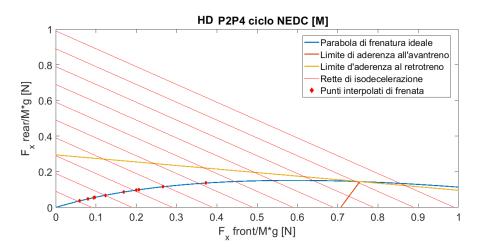


Figura 4.44: Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC con carico medio

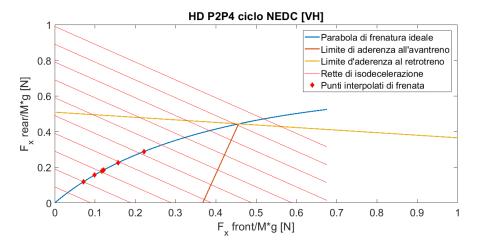


Figura 4.45: Simulazione condotta per HD su Ciclo NEDC con carico massimo

WLTP Si osservino i risultati per il ciclo WLTP per carichi: VL,M,VH; Dalle Figura 4.46,Figura 4.47 e Figura 4.48 allo stesso modo, si può osservare in che punto del grafico ci si troverebbe se solo si riuscissero a sfruttare entrambi gli assi senza oltrepassare i limiti di aderenza.

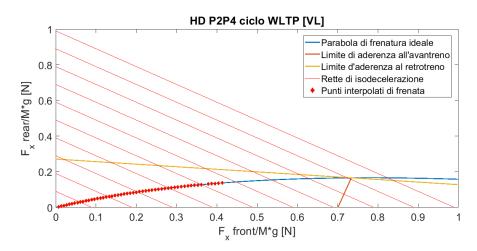


Figura 4.46: Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP privo di carico

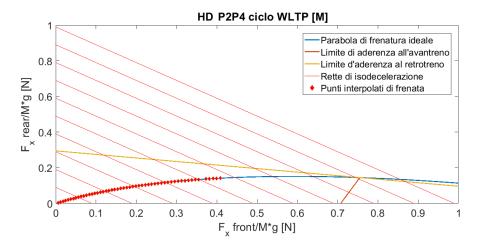


Figura 4.47: Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP con carico medio

### Risultati HD-P2P4

Le tabelle 4.23 e 4.24 riportano i valori principali che si ottengono da questa analisi, in particolare è importante notare: il consumo di carburante FC, l'energia recuperata dalla frenata BE, l'energia totale potenzialmente disponibile dalla riduzione di velocità TBE, il rapporto in percentuale tra le due BE/TBE. Questa strategia non si presenta molto più efficiente rispetto a quella a ripartizione fissa. In generale i valori ottenuti sono più alti, ma allo stesso modo è anche vero che un controllo simile richiede un calcolo puntuale, quasi impossibile da realizzare. Risulta però utile anche sottolineare che ad alti carichi le efficienze aumentano, probabilmente perché una ripartizione fissa prevede un maggiore contributo dall'asse anteriore,

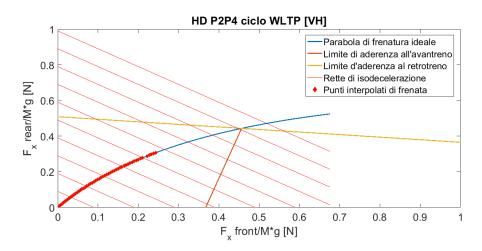


Figura 4.48: Simulazione condotta per HD su Ciclo WLTP con carico massimo

il quale però, ricordiamo, ha un motore con potenza inferiore (40 kW) rispetto al posteriore (90 kW), per cui satura e perde parte dell'energia dalle pinze anteriori sottoforma di calore.

Tabella 4.23: Risultati per il HD-P2P4 ripartizione ottimizzata su ciclo NEDC

	VL	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	0.84	0.95	1.12
${ m BE} \; [kWh]$	0.76	1.05	1.50
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	0.90	1.31	1.92
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	84.50	80.37	77.83

Tabella 4.24: Risultati per il HD-P2P4 ripartizione ottimizzata su ciclo WLTP

	$\mathbf{VL}$	$\mathbf{M}$	VH
FC [kg/km]	2.24	2.49	2.90
${ m BE} \; [{ m kWh}]$	1.79	2.50	3.49
$\mathrm{TBE}\;[\mathrm{kWh}]$	2.16	4.07	4.46
$\mathrm{BE}/\mathrm{TBE}~\%$	82.83	79.16	74.13

### Considerazioni

evidente.

I risultati più soddisfacenti sono arrivati dalla ripartizione ottimizzata all'avantreno, ed in particolare per il veicolo HD. Come detto in precedenza i motivi sono diversi, ma uno di questi è di sicuro la macchina elettrica impiegata e la relativa potenza massima. I carichi da gestire nel caso di un veicolo pesante sono elevati , di conseguenza lo saranno anche le potenze, tensioni e correnti del circuito. È altresì importante notare come, in alcuni tratti, tramite un processo di ottimizzazione dell'intero impianto frenante sia possibile ottenere picchi d'energia più elevati. Si riportano quindi i grafici per i due tipi di veicolo, a carico massimo, per i diversi

cicli e configurazione. Si riportano a carico massimo, poiché la differenza è più

SUV Si riportano i grafici dell'energia recuperata per ogni intervallo per i due diversi cicli mettendo a confronto la configurazione P2 e la P2P4 con i metodi precedenti. Si nota chiaramente dalle figure come le maggiori differenze siano nelle configurazioni P2, dove grazie alla ripartizione ottimizzata si riescono a toccare picchi più elevati di energia. Questo si intravede già con il ciclo NEDC (che non ha frenate intense), ed in forma maggiore con il ciclo WLTP. Si noti altresì come, con configurazione P2P4, le vette, in alcuni tratti per entrambi i modelli di ripartizione, siano più alte. Ovviamente ciò è dovuto all'utilizzo di due macchine elettriche

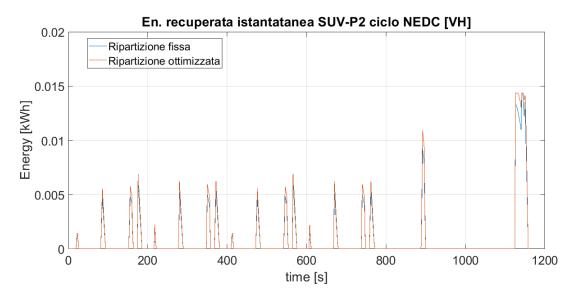


Figura 4.49: Energia recuperata SUV-P2 NEDC

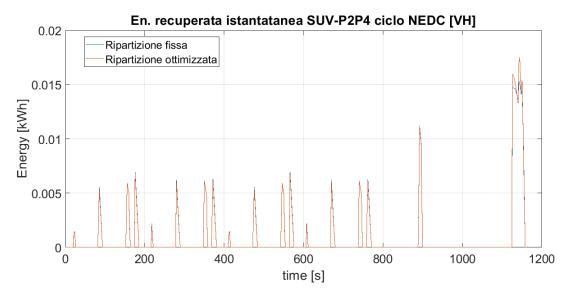


Figura 4.50: Energia recuperata SUV-P2P4 NEDC

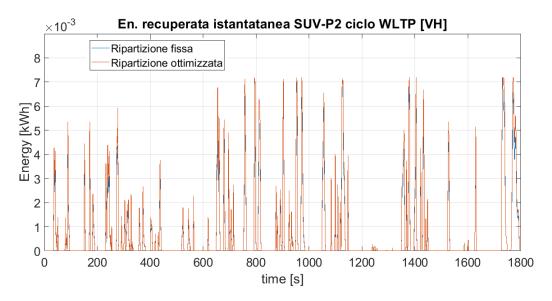


Figura 4.51: Energia recuperata SUV-P2 WLTP

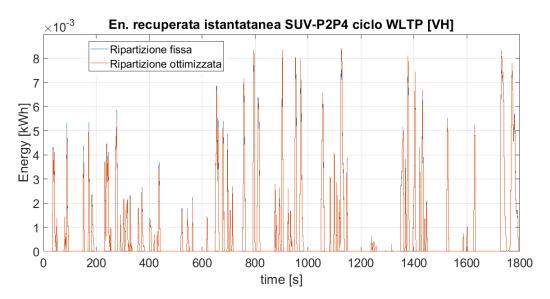


Figura 4.52: Energia recuperata SUV-P2P4 WLTP

Heavy Duty Si riportano i grafici dell'energia recuperata per ogni intervallo per i due diversi cicli mettendo a confronto la configurazione P2 e la P2P4 con i metodi precedenti. Allo stesso modo, per un veicolo Heavy Duty valgono le considerazioni fatte in precedenza per il SUV. Le uniche reali differenze si possono intravedere sul ciclo NEDC, dove già è particolarmente accentuata la differenza, grazie alla presenza di macchine elettriche a potenza maggiore, per le quali piccole differenze nella ripartizione inducono variazioni di energia consistenti.

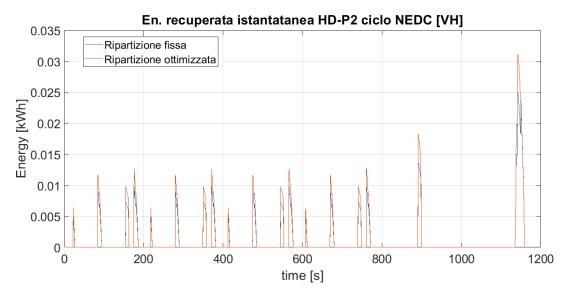


Figura 4.53: Energia recuperata HD-P2 NEDC

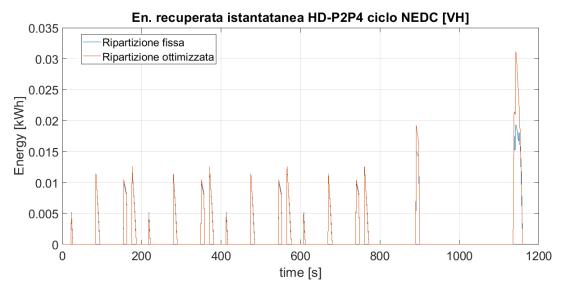


Figura 4.54: Energia recuperata HD-P2P4 NEDC

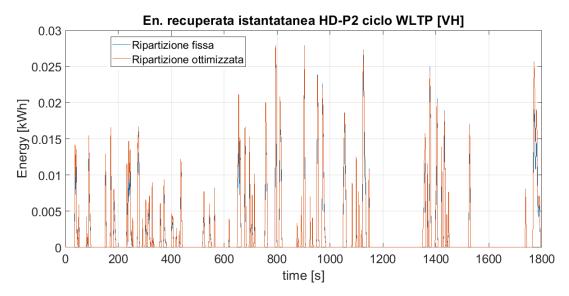


Figura 4.55: Energia recuperata HD-P2 WLTP

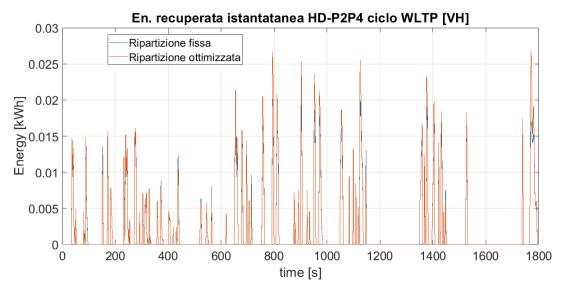


Figura 4.56: Energia recuperata HD-P2P4 WLTP

## Conclusioni

Le normative sempre più stringenti sulle emissioni inquinanti hanno spinto le case automobilistiche a migliorarsi per ottenere standard di efficienza sempre più elevati, senza trascurare i vincoli sui sistemi di sicurezza e di comfort dei veicoli. Tuttavia il motore termico ha dei limiti termodinamici e, nonostante l'introduzione di migliorie e dei sistemi di post-trattamento sempre più efficienti, in futuro difficilmente sarà in grado di rispondere a questi vincoli imposti.

In particolare i motori convenzionali termici in alcuni frangenti (carichi parziali, veicolo freddo, partenza ecc) rivelano bassi rendimenti ed una spiccata tendenza alla produzione di emissioni inquinanti. Per assistere o sostituire il motore termico in queste situazioni, è stata necessaria l'introduzione di macchine elettriche che lavorano col motore termico.

I veicoli ibridi possono essere classificati in diversi modi, ma in questo lavoro è stato trattato un veicolo Plug-in charge sustaining, che prevede che la carica della batteria fluttui attorno ad un valore medio.

Questa modalità non prevede la ricarica della batteria dall'esterno, ma direttamente dall'interno. La batteria viene ricaricata direttamente dal motore termico e/o da fenomeni dissipativi come la frenata rigenerativa. Inizialmente è stato descritto il modello veicolo che ha coinvolto nello studio un veicolo passeggeri (SUV) ed un veicolo pesante (Heavy Duty) sfruttato come esempio di veicolo commerciale. Descritto quindi i relativi modelli ed introdotte alcune semplificazioni. Il tool di simulazione e le prove di controllo del veicolo basano i loro fondamenti sulla Dynamic Programming, un metodo che, una volta definito l'intervallo di discretizzazione temporale, ne determina la migliore strategia di controllo step-by-step, minimizzando la funzione obiettivo. È stato necessario analizzare il fenomeno della frenata, in maniera da poterlo gestire per ottenere il massimo in fase recupero per diversi carichi. Si è quindi provato che a seconda delle diverse configurazioni è più conveniente sfruttare determinate ripartizioni, come nel caso di un ibrido P2 dove sfruttare l'asse anteriore si è rivelato proficuo in termini di risultati e consumi. Allo

stesso modo, per la configurazione P2P4, non prevale nessuna ripartizione rispetto ad un'altra, quindi una ripartizione fissa in termini di complessità risulta anch'essa efficiente. Più in generale i risultati P2 invitano a preferirla in entrambi i casi. Tuttavia nel caso di un veicolo pesante, l'ingombro della macchina elettrica può essere rilevante, quindi può avere senso ragionare su una configurazione P2P4 con la macchina elettrica a maggior potenza al retrotreno. Le strategie di ripartizione, una volta determinate le condizioni geometriche sono varie, quindi è possibile, grazie a questo strumento integrato, di variare arbitrariamente le configurazioni e suoi componenti per vederne gli effetti e la reale fattibilità del sistema. Ad ogni modo questo deve essere fatto perseguendo un obiettivo, ovvero la riduzione degli inquinanti.

# Bibliografia

- [1] Jacopo Dellachà, Lorenzo Damiani, Matteo Repetto, Alessandro Pini Prato. Dynamic Model for the Energetic Optimization of Turbocompound Hybrid Powertrains.68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, 2013
- [2] M. Paderi, P. Puddu, Il recupero rigenerativo dell'energia cinetica dei veicoli:un banco prva per la determinazione sperimentale delle prestazioni di un sistema di accumulo idropneumatico HES. Università degli Studi di Cagliari, Dipartimento di Ingegneria Meccanica.
- [3] M. Velardocchia, A. Vigliani *Introduzione allo studio della frenatura degli autoveicoli*, Politecnico di Torino, Torino.
- [4] M. Velardocchia, A. Vigliani *Dinamica dello Pneumatico*, Politecnico di Torino, Torino.
- [5] P.Tawadros, N. Zhang Integration and performance of regenerative braking and energy recovery technologies in vehicles. University of Technology, Sydney, Australia.
- [6] A.Boretti, Integration and performance of regenerative braking and energy recovery technologies in vehicles. RMIT University, Australia.
- [7] Mattia Venditti Innovative Models and Algorithms for the Optimization of Layout and Control Strategy of Complex Diesel HEVs. Politecnico di Torino, Dipartimento di Energia, 2015, Torino.
- [8] M.K Yoong, Y.H Gan, G.D Gan, C.K Leong, Z.Y Phuan, B.K Cheah. *Studies of Regenerative Braking in Electric Vehicle*. Faculty of Engineering and Science, University Tunku Abdul Rahman, Kuala Lumpur, Malaysia.
- [9] Dr. S J Clegg A Review of regenerative braking systems. University of Leeds, Institute for Transport Studies, April 1996.
- [10] F. Millo, A. Viscio , "Sovralimentazione" in *Appunti Propulsori Termici*, Politecnico di Torino, Torino.

- [11] G. Genta, L. Morello, "Driving Dynamic Performance" in *The Automotive Chassis, Volume 2:System Design*. Springer, Torino.
- [12] G. Genta, L. Morello, "Braking Dynamic Performance" in *The Automotive Chassis, Volume 2:System Design*. Springer, Torino
- [13] Jörnsen Reimpell, Helmut Stoll, Ing. Jürgen W. Betzler, "Chassis and vehicle overall" in *The Automotive Chassis: Engineering Principles*.Butterworth Heinemann, Oxford.