



Politecnico  
di Torino



# Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2024/2025

Sessione di laurea Dicembre 2025

## **SISTEMA DI POTENZA ALTERNATIVO PER L'APPLICAZIONE A VEICOLI DA COSTRUZIONE**

Relatori:

Ezio Spessa

Candidato:

Davide Gambino

Tutor aziendali:

Ing. Valentino Rosato

Ing. Massimo Antonio Paolotti



*"Alla mia famiglia, che ha reso possibile questo  
traguardo"*

## Abstract

L'efficienza energetica e la sostenibilità dei veicoli rappresentano oggi una delle principali sfide dell'ingegneria dei trasporti. Questa tesi si concentra sullo studio di nuove soluzioni per la driveline dei veicoli da costruzione con propulsione diesel, con particolare attenzione all'ibridazione in serie, che negli ultimi anni ha mostrato risultati promettenti in termini di riduzione dei consumi e delle emissioni. L'oggetto di analisi è una macchina da costruzione denominata *Grader* (o motolivellatrice), caratterizzata da elevate potenze di picco ma basse potenze medie durante il funzionamento, una configurazione che rende l'ibridazione con architettura di tipo serie particolarmente interessante. La ricerca prevede un'analisi dettagliata delle caratteristiche del veicolo, l'esecuzione e l'elaborazione di prove sperimentali per quantificare le richieste energetiche durante le condizioni reali di utilizzo e la realizzazione di modelli di simulazione virtuale MBD (*Multi-Body Dynamics*) per valutare diverse configurazioni prototipali. L'obiettivo principale è verificare la fattibilità tecnica di un sistema ibrido serie applicato a questa tipologia di veicolo, dimostrandone il potenziale di riduzione del consumo di carburante senza comprometterne le prestazioni operative. I risultati ottenuti offrono indicazioni utili per futuri sviluppi di prototipi nel settore dei veicoli da costruzione.



# Indice

<b>Elenco delle tabelle</b>	III
<b>Elenco delle figure</b>	IV
<b>1 Caratteristiche tecniche e architettura del veicolo</b>	1
1.1 Introduzione . . . . .	1
1.1.1 Descrizione dell'azienda partner . . . . .	3
1.2 Descrizione tecnica del veicolo . . . . .	4
1.2.1 Motore termico . . . . .	6
1.2.2 Sistema di trattamento dei gas di scarico . . . . .	9
1.2.3 Trasmissione . . . . .	15
1.2.4 Assali anteriore e posteriore . . . . .	17
1.2.5 Sistema di sterzo e impianto frenante . . . . .	21
1.2.6 Sistema idraulico . . . . .	22
1.3 Applicazioni del veicolo . . . . .	26
<b>2 Analisi sperimentali dei cicli di lavoro</b>	31
2.1 Analisi dei canali provenienti dalle CAN . . . . .	35
2.2 Risultati delle analisi dei dati sperimentali . . . . .	38
2.2.1 Calcolo delle quantità energetiche erogate dal motore termico	39
2.2.2 Calcolo delle quantità energetiche assorbite dalla driveline .	40
2.2.3 Grafici e analisi dei dati provenienti dalle prove sperimentali	43
<b>3 Simulazione virtuale modello di ibridazione</b>	59
3.1 Veicoli ibridi elettrici - HEV . . . . .	60
3.1.1 Architetture dei veicoli ibridi . . . . .	61
3.1.2 Scelta dell'architettura ibrida . . . . .	65
3.2 Metodologia virtuale di simulazione e validazione del veicolo ibrido .	68
3.2.1 Metodologia Model-Based Design (MBD) . . . . .	68
3.2.2 Modello Driveline veicolo e simulazione in Simcenter AMESim	69

3.2.3	Risultati delle simulazioni eseguite attraverso il modello di Driveline del veicolo . . . . .	73
3.2.4	Modello della driveline veicolo ibrida . . . . .	87
3.2.5	Considerazioni preliminari sul dimensionamento dei componenti	88
3.2.6	Risultati delle simulazioni con l'architettura ibrida e confronto con il veicolo odierno . . . . .	95
3.2.7	Considerazioni conclusive . . . . .	109
<b>4</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>111</b>
<b>5</b>	<b>Sviluppi futuri</b>	<b>113</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>115</b>

# Elenco delle tabelle

1.1	Valori delle dimensioni veicolo . . . . .	5
1.2	Dati tecnici motore termico . . . . .	6
1.3	EU Stage I/II Standard di Emissioni . . . . .	9
1.4	EU Stage IIIA Standard di Emissioni . . . . .	10
1.5	EU Stage IIIB Standard di Emissioni . . . . .	10
1.6	EU Stage IV Standard di Emissioni . . . . .	11
1.7	EU Stage V Standard di Emissioni . . . . .	11
1.8	Rapporti di trasmissione . . . . .	16
1.9	Elenco Attuazioni idrauliche . . . . .	25
2.1	Grader Standard Test Profile . . . . .	32
2.2	Tabella riepilogativa dell'analisi energetica delle prove sperimentali .	58
3.1	Tabella riepilogativa dimensionamento energetico della batteria . . .	93
3.2	Percentuali duty cycle in una giornata lavorativa . . . . .	94

# Elenco delle figure

1.1	Grader . . . . .	4
1.2	Dimensioni veicolo . . . . .	5
1.3	motore termico . . . . .	7
1.4	Diagramma curve di coppia e potenza . . . . .	8
1.5	Flusso di potenza . . . . .	9
1.6	Grafico riepilogativo degli Standard di Emissioni nel tempo . . . . .	12
1.7	Schema del sistema di After Treatment adottato . . . . .	12
1.8	Componenti di misura del sistema di After Treatment . . . . .	14
1.9	Sistema di After Treatment del Grader . . . . .	15
1.10	Trasmissione . . . . .	15
1.11	Fasi del cambio di rapporto per una trasmissione Powershift . . . . .	17
1.12	Elementi principali Rear Axle . . . . .	18
1.13	Front Axle . . . . .	19
1.14	Blocco Pompa idrostatica a cilindrata variabile . . . . .	20
1.15	Pendulum Valve ed elettrovalvole solenoidali . . . . .	21
1.16	Schema a blocchi del circuito idraulico dello Steering System . . . . .	22
1.17	Drive Unit . . . . .	23
1.18	Lower Main Control Valve . . . . .	24
1.19	Upper Main Control Valve . . . . .	24
1.20	Attuazioni idrauliche e cinematismi del grader . . . . .	25
1.21	Percentuali di ore lavorative del grader in EU . . . . .	26
1.22	Percentuali di consumi di carburante giornalieri del grader . . . . .	27
1.23	Fasi di lavoro nella costruzione di una strada . . . . .	29
1.24	Esempio di attività operativa del grader . . . . .	30
2.1	Campo prova stabilimento Case Construction . . . . .	32
2.2	Schema split di potenza ricavabile dai canali CAN . . . . .	38
2.3	Grafici Dataset del Fine Grading . . . . .	43
2.4	Diagrammi di Consumo Energetico del Fine Grading . . . . .	44
2.5	Grafici Dataset del Rooding 1 . . . . .	45

2.6	Diagrammi di Consumo Energetico del Roding 1 . . . . .	46
2.7	Grafici Dataset del Roding 2 . . . . .	48
2.8	Diagrammi di Consumo Energetico del Roding 2 . . . . .	49
2.9	Grafici Dataset del Heavy Grading . . . . .	50
2.10	Diagrammi di Consumo Energetico del Heavy Grading . . . . .	52
2.11	Grafici Dataset del Reverse . . . . .	53
2.12	Diagrammi di Consumo Energetico del Reverse . . . . .	55
3.1	Componenti principale di un HEV . . . . .	60
3.2	Classificazione delle architetture dei sistemi di propulsione ibridi . .	62
3.3	Esempio di architettura ibrida parallela . . . . .	63
3.4	Esempio di architettura ibrida serie . . . . .	64
3.5	Esempio di architetture ibride <i>Through the Road, Power split e Combined</i> . . . . .	65
3.6	Hitachi Wheel Loader ZW220HYB-5B, John Deere Wheel Loader 644K ibrid . . . . .	67
3.7	Volvo Hybrid Wheel Loader LX1 . . . . .	68
3.8	Flusso di informazioni nel modello di driveline veicolo . . . . .	70
3.9	Modello in AMESim del powertrain veicolo . . . . .	70
3.10	Confronto tra modello e acquisizione sperimentale – Test Roding 4WD . . . . .	73
3.11	Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova Roding 4WD . . . . .	74
3.12	Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Roding AWD . .	75
3.13	Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova Roding AWD . . . . .	75
3.14	Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Fine Grading 4WD	76
3.15	Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova di Fine Grading 4WD . . . . .	76
3.16	Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Fine Grading AWD	77
3.17	Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova di Fine Grading AWD . . . . .	77
3.18	Confronto tra modello e acquisizione sperimentale – Test Roding 1	78
3.19	Confronto tra modello e dati sperimentali – Intervallo più accurato del test Roding 1 . . . . .	79
3.20	Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova Roding 1 . . . . .	80
3.21	Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Roding 2 . . . . .	81
3.22	Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova Roding 2 . . . . .	81
3.23	Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Fine Grading . . .	82

3.24	Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova di Fine Grading . . . . .	82
3.25	Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Heavy Grading . .	84
3.26	Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova di Heavy Grading . . . . .	84
3.27	Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Reverse . . . . .	85
3.28	Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova di Reverse . . . . .	86
3.29	Modello AMESim del sistema di propulsione ibrida in serie . . . . .	88
3.30	Riepilogo del procedimento di calcolo per i dati target del nuovo motore termico . . . . .	90
3.31	Performance architettura ibrida – Test Nuovo Roding 4WD . . . .	96
3.32	Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Nuovo Roding 4WD . . . . .	97
3.33	Performance architettura ibrida – Test Nuovo Roding AWD . . . .	98
3.34	Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Nuovo Roding AWD . . . . .	99
3.35	Performance architettura ibrida – Primo Test Fine Grading 4WD .	100
3.36	Performance architettura ibrida – Secondo Test Fine Grading 4WD	101
3.37	Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Fine Grading 4WD . . . . .	101
3.38	Performance architettura ibrida – Test Fine Grading AWD . . . . .	102
3.39	Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Fine Grading AWD . . . . .	102
3.40	Performance architettura ibrida – Test Roding 1 . . . . .	103
3.41	Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Roding 1 . . . . .	104
3.42	Performance architettura ibrida – Test Roding 2 . . . . .	105
3.43	Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Roding 2 . . . . .	105
3.44	Performance architettura ibrida – Test Fine Grading . . . . .	107
3.45	Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Fine Grading . . . . .	107
3.46	Performance architettura ibrida – Test Heavy Grading . . . . .	108
3.47	Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Heavy Grading . . . . .	108
3.48	Riepilogo conclusivo dei risultati delle simulazioni: Ibrido vs Baseline	109
3.49	Diagrammi a colonne dei consumi di carburante ottenuti tramite simulazioni : Ibrido vs Baseline . . . . .	109
5.1	Esempio 1 – Configurazione del veicolo con powertrain ibrido . . . .	114

5.2	Esempio 2 – Configurazione del veicolo con powertrain ibrido . . . .	114
-----	--	-----

# Capitolo 1

## Caratteristiche tecniche e architettura del veicolo

### 1.1 Introduzione

In questo lavoro di tesi si ha l'obiettivo di andare a sviluppare uno studio di fattibilità su di un nuovo sistema di potenza per un veicolo di movimento terra, più precisamente si valuterà una propulsione ibrida. La struttura del lavoro ha alla base uno studio approfondito del veicolo in questione, successivamente verranno eseguiti alcuni test della macchina in campo prova, sottoponendola a cicli tipici di lavoro. Avrà luogo da quest'ultimi un'elaborazione dei dati provenienti dalle acquisizioni dei segnali che si scambiano le diverse centraline e sensori tramite reti CAN. Dai risultati si cercherà una possibile soluzione di ibridizzazione e la definizione dei nuovi elementi per la nuova sorgente di propulsione e poi la validazione di quest'ultima tramite una modellazione MBD (Multi-Body-Dynamic) dell'intero nuovo sistema in modo tale da riuscire a generare informazioni accurate sul flusso di energia nel sistema e determinare e quantificare i vantaggi per ciò che riguarda la riduzione dei consumi e di conseguenza delle emissioni inquinanti, cercando di mantenere inalterate le prestazioni. Il sistema di propulsione ibrido elettrico è stato scelto per diverse ragioni, tra le principali: il controllo di coppia del motore che può essere effettuato in pochi millisecondi, l'alta efficienza dei motori elettrici, l'elevata semplicità meccanica rispetto ai motori endotermici, consente di diminuire l'impatto ambientale, offre libertà progettuale e si ha la conoscenza di precedenti soluzioni ibride di veicoli movimento terra e di veicoli commerciali. Lo sviluppo di un'architettura ibrida capace di ridurre le emissioni inquinanti senza comprometterne le prestazioni operative, ossia la validazione del lavoro di tesi,



rappresenterebbe un piccolo avanzamento significativo per la ricerca, che negli ultimi anni ha visto ingenti investimenti nelle tecnologie sostenibili. L'ambito di studio coinvolge i "non-road mobile machinery" (NRMM) che comprende un'ampia gamma di veicoli, che spaziano dalle attrezzature agricole fino ai mezzi minerari di grandi dimensioni. Questi macchinari sono accomunati dall'essere progettati per un utilizzo intensivo, spesso professionale, volto a svolgere compiti specifici in contesti ben definiti. Normalmente operano per diverse ore al giorno, con turni standard di otto ore, ma in ambienti particolari – come miniere o porti – i cicli di lavoro possono estendersi fino a 24 ore consecutive. Proprio per la loro diffusione e intensità d'uso, l'impatto di tali macchinari sui consumi globali di carburante e sulle emissioni risulta particolarmente rilevante. Nel settore delle costruzioni, che da solo è responsabile di circa il 23 % delle emissioni globali di carbonio, l'utilizzo di macchinari pesanti rappresenta la principale fonte di consumo energetico e inquinamento. Un singolo "Wheel Loader" di medie dimensioni può produrre fino a 500 volte più emissioni rispetto a un'auto privata. L'elevata dipendenza dai motori diesel – che rilasciano  $CO_2$ ,  $SO_2$ ,  $NO_x$  e particolato (PM) – mette a rischio la qualità della vita urbana. Per esempio, nei cantieri di Oslo il comparto delle costruzioni è responsabile del 18 % delle emissioni di gas serra e del 30% di quelle da trasporto, superando persino le auto private e i veicoli leggeri. Tradizionalmente, la progettazione di questi macchinari si è concentrata sull'efficienza operativa e sulla massimizzazione delle prestazioni, mentre l'efficienza energetica ha rivestito un ruolo secondario. Tuttavia, l'aumento dei costi dei carburanti e soprattutto il progressivo inasprimento delle normative sulle emissioni stanno imponendo un ripensamento delle priorità, rendendo cruciale la riduzione dei consumi e delle emissioni anche in questo settore. In tale scenario, elettrificazione e ibridazione dei powertrain emergono tra le soluzioni più promettenti. A livello globale, industrie e governi stanno quindi accelerando lo sviluppo di soluzioni tecnologiche e normative capaci di coniugare produttività e sostenibilità, trasformando il settore delle costruzioni in un attore centrale nella lotta al cambiamento climatico. La presente tesi di laurea magistrale è stata svolta in collaborazione con **CASE Construction Equipment**, divisione del gruppo **CNH Industrial**, leader mondiale nella produzione di macchinari per il settore delle costruzioni. Il lavoro si inserisce in un contesto industriale altamente tecnologico e dinamico, volto all'ottimizzazione dei processi produttivi e allo sviluppo di soluzioni innovative per migliorare le prestazioni e la sostenibilità delle macchine movimento terra. La collaborazione con CASE ha permesso di coniugare un approccio accademico e metodologico con la realtà operativa di un grande gruppo internazionale, fornendo un contributo concreto a un progetto di interesse tecnico-industriale.

### 1.1.1 Descrizione dell'azienda partner

**CASE Construction Equipment** è un marchio storico nel panorama delle macchine per le costruzioni, con oltre 180 anni di esperienza nel settore. Fa parte del gruppo **CNH Industrial**, una delle principali realtà globali nel campo dei beni capitali, attiva nella progettazione, produzione e commercializzazione di macchinari per l'agricoltura e le costruzioni. CNH Industrial, con sede legale a Londra e headquarter operativo ad Amsterdam, è presente in oltre 180 Paesi e conta più di 60 stabilimenti produttivi e 50 centri di ricerca e sviluppo nel mondo. Il gruppo riunisce marchi di eccellenza quali **Case IH**, **New Holland Agriculture**, **Steyr**, **CASE Construction Equipment** e **New Holland Construction**, ciascuno specializzato in specifici segmenti di mercato. In questo contesto, CASE Construction Equipment rappresenta il polo di riferimento per le macchine destinate alle costruzioni e al movimento terra. La gamma di prodotti comprende *pale gommate, escavatori cingolati e gommati, terne, minipale, dozer, sollevatori telescopici e motolivellatrici* progettati per garantire affidabilità, prestazioni elevate e facilità di utilizzo. L'azienda adotta un approccio ingegneristico orientato alla sostenibilità e all'efficienza operativa, investendo costantemente in ricerca e innovazione per ridurre l'impatto ambientale e migliorare la produttività. Tra i principali siti produttivi di CASE Construction Equipment in Europa, un ruolo strategico è ricoperto dallo **stabilimento CNH Industrial di Lecce** nel quale saranno svolti i test sperimentali. Situato nella zona industriale della città, il plant si estende su un'area complessiva di circa 200.000 metri quadrati e impiega oltre 1.000 persone. Lo stabilimento è specializzato nella produzione di macchine movimento terra destinate sia al mercato europeo sia a quello internazionale. L'intero ciclo produttivo è realizzato internamente: dalle lavorazioni meccaniche e saldature alla verniciatura e all'assemblaggio finale, fino ai collaudi funzionali dei mezzi. Lo stabilimento di Lecce rappresenta una realtà industriale d'eccellenza nel panorama manifatturiero italiano ed europeo, consolidando la presenza di CASE Construction Equipment all'interno della rete produttiva globale di CNH Industrial.

## 1.2 Descrizione tecnica del veicolo



**Figura 1.1:** Grader

Il veicolo preso in analisi è il GRADER 856D AWD della casa costruttrice “Case Construction”, facente parte del gruppo CNH. Si tratta di un veicolo da movimento terra la cui architettura è ben visibile nella figura 1.2. È una macchina la cui storia comincia in Germania nel 1934 come mezzo di automazione per livellare le strade. Si compone partendo dal lato posteriore della macchina di un ripper, considerato un accessorio non sempre presente su questo tipo di macchine, successivamente si ha una cabina per operatore ad ampia visibilità, uno dei maggiori punti di forza per il Grader di CASE, poi si ha la parte principale della macchina ossia la grande lama centrale, estensibile, inclinabile e rotante, la quale è la protagonista della maggior parte di lavorazioni a cui viene adibito il Grader. Infine, nella parte anteriore si ha un'ulteriore pala di più modeste dimensioni che principalmente alleggerisce il lavoro che la lama centrale dovrà andare a svolgere. Si tratta inoltre di un veicolo con configurazioni AWD (All Wheel Drive) ossia a tutte le sei ruote motrici, esiste la possibilità di avere la macchina anche solo con le quattro ruote posteriori motrici poiché la trazione delle ruote anteriori è gestita da una propulsione idrostatica. Questo tipo di veicolo è diffuso in maggioranza nei mercati americani e sudamericani e conta una quantità di circa 250 veicoli in tutta Europa; dunque, non viene applicata una produzione su larga scala per esso. Nelle successive

immagini vengono indicati numericamente i componenti principali e le dimensioni della macchina.

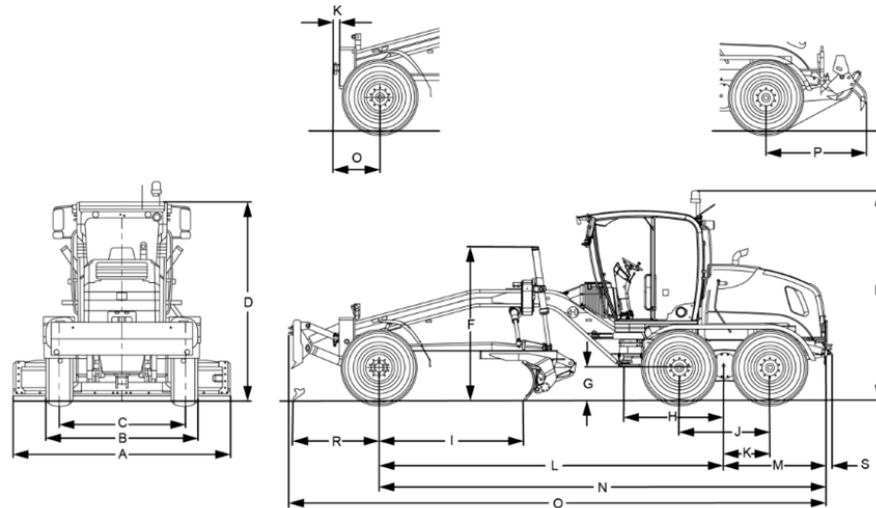


Figura 1.2: Dimensioni veicolo

LETTERA	DESCRIZIONE	VALORE	UNITA'
A	LARGHEZZA DELLA LAMA	3658	mm
B	DISTANZA TRA I BORDI ESTERNI DEGLI PNEUMATICI 856D AWD ANTERIORI/POSTERIORI	2555	mm
C	CARREGGIATA RUOTE 856D AWD ANTERIORI/POSTERIORI	2094	mm
D	ALTEZZA FINO ALLA SOMMITÀ DELLA CABINA H.P. SENZA LUCE LAMPEGGIANTE	3330	mm
E	ALTEZZA FINO ALLA SOMMITÀ DELLA CABINA H.P. CON LUCE LAMPEGGIANTE	3674	mm
F	ALTEZZA FINO ALLA SOMMITÀ DEL CILINDRO DI SOLLEVAMENTO LAMA	2691	mm
G	RAGGIO PNEUMATICO IN CONDIZIONE STATICA (17.5-25EM SGL2A GOODYEAR)	584	mm
H	DISTANZA TRA L'ASSALE TANDEM E IL PERNO ARTICOLATO DEL TELAIO	1730	mm
I	BASE DELLA LAMA	2504	mm
J	DISTANZA TRA I CENTRI DELLE RUOTE POSTERIORI	1573	mm
K	DISTANZA TRA IL CENTRO DEL TANDEM E LA RUOTA	786,5	mm
L	INTERASSE	6023	mm
M	DISTANZA TRA IL CENTRO DEL TANDEM E IL RETRO DELLA MACCHINA	1785	mm
N	DISTANZA TRA L'ASSALE ANTERIORE E IL RETRO DELLA MACCHINA	7808	mm
O	LUNGHEZZA TOTALE	9371	mm
P	DISTANZA TRA GLI PNEUMATICI POSTERIORI E IL RIPPER POSTERIORE	1754,5	mm
Q	DISTANZA TRA GLI PNEUMATICI ANTERIORI E IL CONTRAPPESO ANTERIORE	804	mm
R	DISTANZA TRA GLI PNEUMATICI ANTERIORI E LA LAMA DOZER ANTERIORE	1532	mm
S	LUNGHEZZA DEL GANCIO DI TRAINO	110	mm

Tabella 1.1: Valori delle dimensioni veicolo

Nei prossimi sottocapitoli verrà proposta un'analisi tecnica e concisa dei principali componenti meccanici coinvolti nello studio concettuale sviluppato in questa tesi e successivamente utilizzati per raggiungere l'obiettivo preposto.

### 1.2.1 Motore termico

Questo veicolo è dotato di un sistema di propulsione VHP (Variable Horse Power), il che significa che il motore termico è in grado di lavorare su due diverse curve di coppia, selezionate autonomamente in accordo con la trasmissione, e permettendo di evitare la perdita di aderenza delle ruote durante le operazioni lavorative, poiché si raggiunge una migliore gestione della potenza necessaria istante per istante. Le informazioni chiave sui motori montati sulle quattro diverse varianti a catalogo del Grader sono contenute nella tabella 1.2

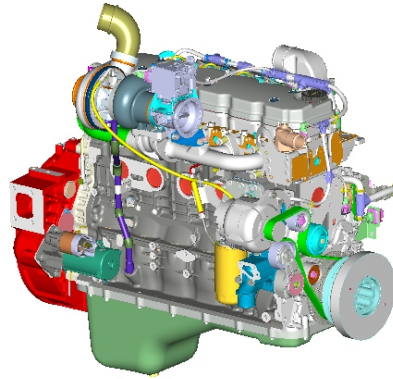
**Engine**

Type	836D	836D AWD	856D	856D AWD
Name	NEF 6Cyl 115 kW 4Valve TAA	NEF 6Cyl 115 kW 4Valve TAA	NEF 6Cyl 142 kW 4Valve TAA	NEF 6Cyl 142 kW 4Valve TAA
Model/Code	F4HGE614M*V003	F4HGE614M*V003	F4HGE614L*V003	F4HGE614L*V003
Turbo-charging	yes	yes	yes	yes
Cooling	Charge air/water	Charge air/water	Charge air/water	Charge air/water
Charge air cooling	Turbocharged	Turbocharged	Turbocharged	Turbocharged
Injection	Common rail	Common rail	Common rail	Common rail
Cylinder	6	6	6	6
Displacement	6700 cm <sup>3</sup> (409 in <sup>3</sup> )	6700 cm <sup>3</sup> (409 in <sup>3</sup> )	6700 cm <sup>3</sup> (409 in <sup>3</sup> )	6700 cm <sup>3</sup> (409 in <sup>3</sup> )
Power output	115 kW (156 Hp)	115 kW (156 Hp)	142 kW (193 Hp)	142 kW (193 Hp)
Torque	725 N·m (535 lb ft) / 1400 RPM	725 N·m (535 lb ft) / 1400 RPM	850 N·m (627 lb ft) / 1400 RPM	850 N·m (627 lb ft) / 1400 RPM
Nominal speed	2100 RPM	2100 RPM	2100 RPM	2100 RPM

**Tabella 1.2:** Dati tecnici motore termico

Il motore in analisi è il **NEF 6Cyl 142 kW 4Valve TCA**.

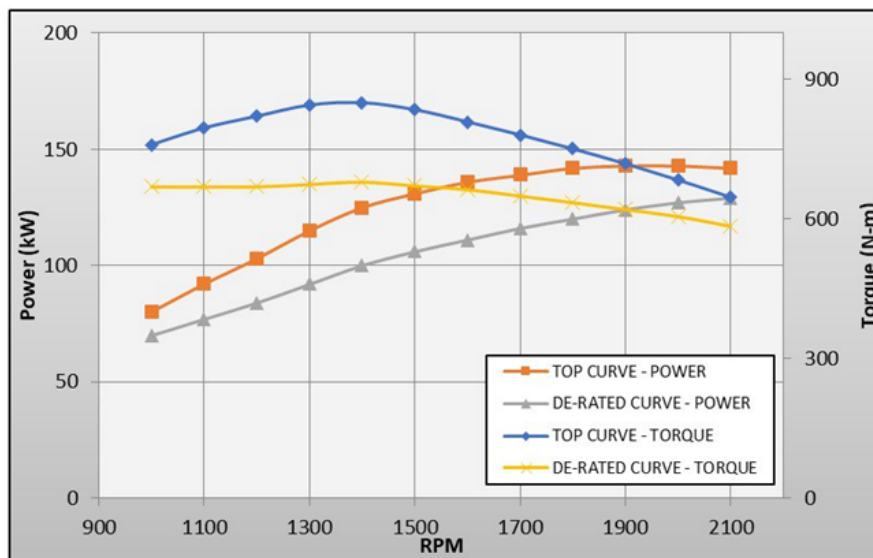
Il motore sviluppato da FPT Industrial, che si può osservare nell'immagine 1.3, utilizza la tecnologia HI-eSCR2 (High Efficiency Selective Catalytic Reduction), un sistema avanzato di post-trattamento dei gas di scarico pensato per i motori diesel destinati a macchine da costruzione. Questa tecnologia si basa sull'iniezione di una soluzione a base di urea, comunemente nota come AdBlue, all'interno del flusso dei gas di scarico. A contatto con un apposito catalizzatore, gli ossidi di azoto (NO<sub>x</sub>), tra i principali responsabili dell'inquinamento atmosferico, vengono trasformati in azoto, un gas inerte che costituisce già la maggior parte dell'aria che respiriamo, e in vapore acqueo. La caratteristica che rende l'HI-eSCR2 particolarmente innovativo rispetto ai sistemi convenzionali è l'assenza del ricircolo dei gas di scarico (EGR). Nei motori diesel tradizionali, l'EGR viene impiegato per ridurre le emissioni di NO<sub>x</sub>, ma a scapito della semplicità costruttiva e dell'efficienza. L'eliminazione di questo sistema consente invece al motore FPT di ottenere numerosi vantaggi: una riduzione della complessità meccanica, un incremento dell'affidabilità operativa, una maggiore efficienza termodinamica e, soprattutto, un abbattimento delle emissioni di ossidi di azoto fino al 95%. Il percorso dell'aria che alimenta il motore è anch'esso ottimizzato per garantire efficienza e prestazioni elevate. L'aria aspirata viene inizialmente riscaldata da un dispositivo chiamato grid heater, particolarmente utile durante gli avviamenti a freddo, in modo da migliorare la combustione fin



**Figura 1.3:** motore termico

dalle prime fasi. Successivamente, l'aria compressa dal turbocompressore viene convogliata nel collettore di aspirazione e quindi nella camera di combustione. A questo sistema sono collegati dispositivi di filtraggio e ventilazione secondaria, come il blow-by filter, che trattiene i gas che fuoriescono dal basamento, e il breather pipe, che consente lo sfiato dei vapori d'olio in eccesso. Questi componenti, spesso trascurati nella descrizione generale di un motore, sono in realtà fondamentali per preservare l'affidabilità e la durata dell'intero sistema. Il circuito del carburante parte invece dal serbatoio del gasolio e attraversa una serie di componenti deputati a filtrarlo e a garantirne la qualità. Il carburante viene dapprima trattato da un pre-filtro con riscaldatore, che ne elimina le impurità più grossolane e ne assicura la fluidità anche a basse temperature. In seguito, un sensore chiamato fuel filter clogging switch monitora l'eventuale intasamento del filtro principale, segnalando quando sia necessario un intervento di manutenzione. Dopo aver attraversato il filtro principale, il gasolio raggiunge il sistema a common rail, dove una pompa ad alta pressione lo invia agli iniettori, che lo immettono con estrema precisione nella camera di combustione. Questo sistema di iniezione, oggi ampiamente diffuso, consente un controllo ottimale del processo combustivo, con effetti positivi sia sulle prestazioni che sull'efficienza e le emissioni. Infine, i gas prodotti dalla combustione

entrano nel circuito di scarico, dove la tecnologia HI-eSCR2 rappresenta il cuore del sistema. È in questa fase che si realizza la trasformazione degli inquinanti, rendendo possibile una propulsione termica non solo performante e affidabile, ma anche capace di rispettare i più severi standard ambientali. Come già anticipato, questo motore viene fatto lavorare arbitrariamente su due diverse curve di coppia o potenza in funzione delle necessità, la maggiore in termini di potenza e coppia raggiunta viene definita "Top curve" mentre quella a valori raggiunti inferiori è chiamata De-rated curve. Sono rappresentate nell'immagine 1.4 .



**Figura 1.4:** Diagramma curve di coppia e potenza

Per capire meglio la distribuzione di potenza generata dal motore è stato costruito uno schema a blocchi che rappresenta in maniera schematica e generale i principali componenti che assorbono questa potenza.



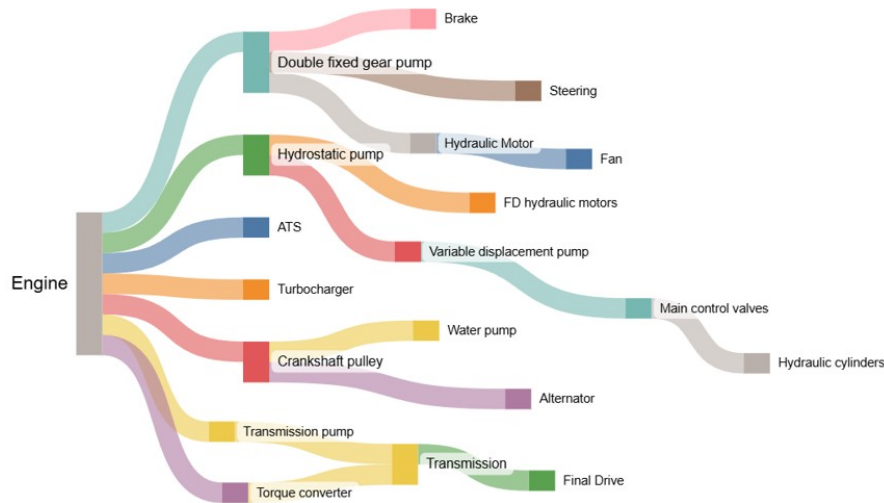


Figura 1.5: Flusso di potenza

## 1.2.2 Sistema di trattamento dei gas di scarico

Le legislazioni degli standard sulle emissioni stabiliti dalla commissione europea per i veicoli Diesel non transiti sulle strade, o meglio per i veicoli come il Grader, sono definite Stage, promulgate la prima volta il 16 Dicembre 1997 con lo Stage I. Le regole sono specificate dalla Direttiva 97/68/EC e dai numerosi successivi emendamenti e le emissioni sono misurate seguendo la normativa ISO 8178. Andando in ordine cronologico, la prime due legislazioni, gli Stage I/II imponevano, a seguito di precise procedure di test definite NRSC (Non-Road Steady Cycle), eseguite con carburanti con al massimo concentrazioni di zolfo tra lo 0.1 – 0.2 %, i seguenti limiti:

EU Stage I/II Emission Standards for Nonroad Diesel Engines						
Cat.	Net Power	Date*	CO	HC	NO <sub>x</sub>	PM
	<i>kW</i>		<i>g/kWh</i>			
Stage I						
A	130 ≤ P ≤ 560	1999.01	5.0	1.3	9.2	0.54
B	75 ≤ P < 130	1999.01	5.0	1.3	9.2	0.70
C	37 ≤ P < 75	1999.04	6.5	1.3	9.2	0.85
Stage II						
E	130 ≤ P ≤ 560	2002.01	3.5	1.0	6.0	0.2
F	75 ≤ P < 130	2003.01	5.0	1.0	6.0	0.3
G	37 ≤ P < 75	2004.01	5.0	1.3	7.0	0.4
D	18 ≤ P < 37	2001.01	5.5	1.5	8.0	0.8

Tabella 1.3: EU Stage I/II Standard di Emissioni



La successiva legislazione che è lo Stage III, adottata nell'Aprile 2004, venne poi divisa in IIIA e IIIB, quest'ultima introdusse limiti più stringenti e una diversa procedura di test definita NRTC ( Non-Road Transient Cycle) e sviluppata dalla US EPA in collaborazione all'Unione Europea. A causa di ciò, si introdusse l'equipaggiamento da parte dei nuovi motori di specifici filtri antiparticolato. I Limiti sono i successivi:

Stage III A Standards for Nonroad Engines					
Cat.	Net Power	Date†	CO	NO <sub>x</sub> +HC	PM
	<i>kW</i>				
H	130 ≤ P ≤ 560	2006.01	3.5	4.0	0.2
I	75 ≤ P < 130	2007.01	5.0	4.0	0.3
J	37 ≤ P < 75	2008.01	5.0	4.7	0.4
K	19 ≤ P < 37	2007.01	5.5	7.5	0.6

† dates for constant speed engines are: 2011.01 for categories H, I and K; 2012.01 for category J.

**Tabella 1.4:** EU Stage IIIA Standard di Emissioni

Stage III B Standards for Nonroad Engines						
Cat.	Net Power	Date	CO	HC	NO <sub>x</sub>	PM
	<i>kW</i>					
L	130 ≤ P ≤ 560	2011.01	3.5	0.19	2.0	0.025
M	75 ≤ P < 130	2012.01	5.0	0.19	3.3	0.025
N	56 ≤ P < 75	2012.01	5.0	0.19	3.3	0.025
P	37 ≤ P < 56	2013.01	5.0	4.7†		0.025

† NO<sub>x</sub>+HC

**Tabella 1.5:** EU Stage IIIB Standard di Emissioni

È evidente una riduzione del 90% dei limiti di emissione del particolato nello Stage IIIB. Consecutivamente, entrò in vigore lo Stage IV nel 2014, che ridusse i limiti di Nox a un limite di 0.4 g/kWh e obbligò le case produttrici a progettare sistemi di after treatment per l'*No<sub>x</sub>*, attraverso l'uso di reagenti come l'urea. Oltre a ciò, il carburante che doveva essere utilizzato da suddetti veicoli non doveva contenere una quantità di zolfo superiore ai 10 ppm, e le ore di lavoro utili a mantenere gli standard di emissione di un motore con una potenza superiore ai 37 kW furono circoscritte a 8000.

Infine, venne adottato gradualmente nel 2018 lo Stage V, questo aveva diversi scopi principali: il primo era incrementare un'omogeneizzazione del mercato europeo e internazionale sottoponendo alle proprie regole un range di motori più vasto, includendo motori al di sotto dei 19 kW e al di sopra dei 560 kW, treni e mezzi da neve. Il secondo era l'introduzione di nuovi limiti per le emissioni in virtù dei nuovi progressi tecnologici. Il nuovo limite per i PM diventava il 97% più basso degli

Stage IV Standards for Nonroad Engines						
Cat.	Net Power	Date	CO	HC	NO <sub>x</sub>	PM
	<i>kW</i>		<i>g/kWh</i>			
Q	130 ≤ P ≤ 560	2014.01	3.5	0.19	0.4	0.025
R	56 ≤ P < 130	2014.10	5.0	0.19	0.4	0.025

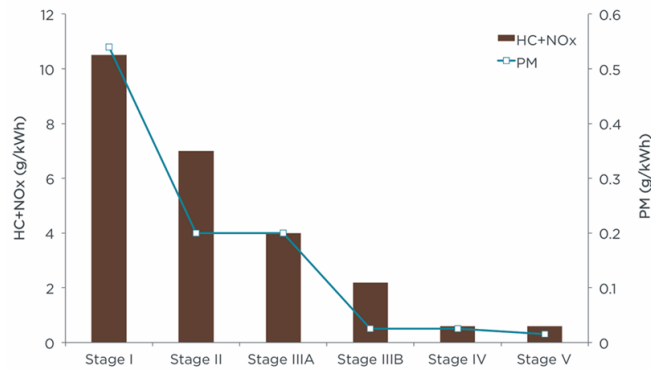
**Tabella 1.6:** EU Stage IV Standard di Emissioni

standard visti nello Stage I, venne inoltre aggiunto un limite numerico di particelle emesse PN, pari a  $1 \cdot 10^{12}$  /kWh. Per ultimo, questa legislatura inserì metodi di misura che semplificassero le procedure amministrative.

Engine Category	Equipment Type	Power Range (KW)	Engine Type	CO (G/KWH)	HC (G/KWH)	NOx (G/KWH)	PM (G/KWH)	PN (#/KWH)	A <sup>#</sup>
NRE-v-1 NRE-c-1	Other non-road mobile machinery	0<P<8	CI	8.00	HC + NOx ≤ 7.50		0.40	-	1.1
NRE-v-2 NRE-c-2		8≤P<19	CI	6.60	HC + NOx ≤ 7.50		0.4	-	1.1
NRE-v-3 NRE-c-3		19≤P<37	CI	5.00	HC + NOx ≤ 4.70		0.015	1×10 <sup>12</sup>	1.1
NRE-v-4 NRE-c-4		37≤P<56	CI	5.00	HC + NOx ≤ 4.70		0.015	1×10 <sup>12</sup>	1.1
NRE-v-5 NRE-c-5		56≤P<130	All	5.00	0.19	0.40	0.015	1×10 <sup>12</sup>	1.1
NRE-v-6 NRE-c-6		130≤P≤560	All	3.50	0.19	0.40	0.015	1×10 <sup>12</sup>	1.1
NRE-v-7 NRE-c-7		P>560	All	3.50	0.19	3.50	0.045	-	6.0

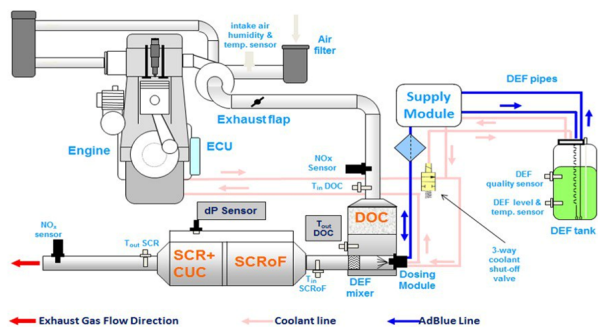
**Tabella 1.7:** EU Stage V Standard di Emissioni

Per riepilogare e mettere in evidenza i cambiamenti avvenuti tra le diverse legislature citate, si può osservare il grafico in figura 1.6.



**Figura 1.6:** Grafico riepilogativo degli Standard di Emissioni nel tempo

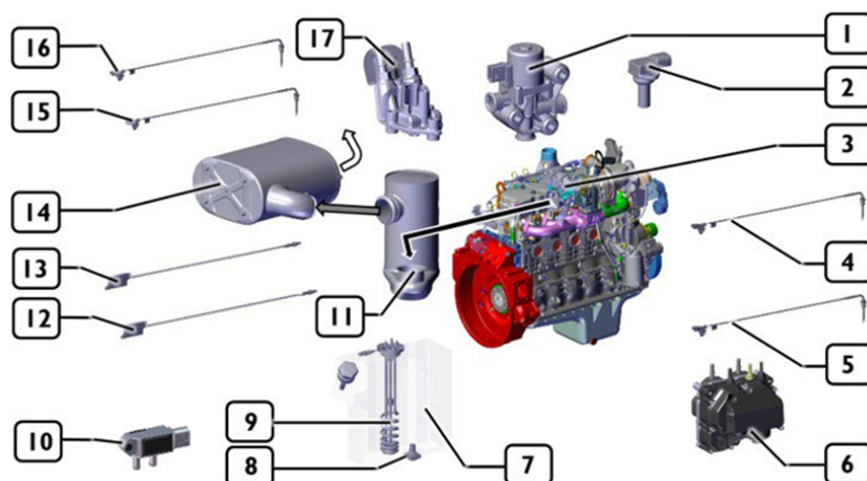
La conseguenza dello Stage V fu l'adozione di un elaborato sistema di After Treatment per i gas di scarico, rappresentato nella figura 1.7.



**Figura 1.7:** Schema del sistema di After Treatment adottato

Il flusso dei gas di scarico all'uscita del collettore incontra in primo luogo un flap strozzatore comandato da un attuatore elettrico, il cui compito è l'aumento di temperatura dei gas e fa ciò, riducendo la sezione di passaggio. Questo serve a migliorare le condizioni di rigenerazione poiché si avvicina la temperatura dei gas di scarico alla temperatura di lavoro del sistema. Questo componente diventa molto efficace quando la macchina lavora a bassi giri motore. Subito dopo il flap, i gas incontrano due sensori che misurano l'NOx e la temperatura prima dell'ingresso nel DOC (Diesel Oxidation Catalyst), entrando in quest'ultimo, costituito da un circuito aperto, subiscono un ulteriore aumento di temperatura che porta all'ossidazione dei gas incombusti. Il risultato di questa, non essendo sufficiente per restare nei limiti di emissioni viene miscelato all'AdBlue. Quest'ultimo è una soluzione al 32,5% di urea e 67,5% di acqua demineralizzata, proviene da un circuito parallelo (indicato nell'immagine come AdBlue line) e attraverso un modulo di

alimentazione (Supply Module) viene prelevato da un serbatoio per poi essere pressurizzato, filtrato e nebulizzato tramite una valvola di dosaggio prima di un miscelatore. Sono presenti sensori di qualità, di livello e temperatura nel serbatoio dell'AdBlue e sensori che misurano la temperatura prima della miscelazione e dopo di essa. Accanto al circuito dell'AdBlue è presente un circuito del liquido refrigerante motore (Coolant Line), utilizzato come sistema di riscaldamento per mantenere l'AdBlue allo stato liquido e a temperature tra lo  $0^{\circ}\text{C}$  e i  $30^{\circ}\text{C}$  in modo tale da evitare il congelamento e il deterioramento. Il composto di gas di scarico e AdBlue poi entra in un filtro antiparticolato a circuito chiuso definito SCRoF (Selective Catalytic Recuction on Filter), che cattura le particelle solide e porta la temperatura dei gas a un valore ideale per le successive reazioni di catalisi. All'uscita da questo si passa per un catalizzatore denominato SCR (Selective Catalytic Reduction), dedicato esclusivamente alla riduzione degli NOx. In questo componente, l'ammoniaca ottenuta dalla decomposizione dell'urea reagisce con gli ossidi di azoto trasformandoli in azoto ( $\text{N}_2$ ) e acqua ( $\text{H}_2\text{O}$ ). Per funzionare correttamente, questo catalizzatore deve ricevere gas di scarico a temperature sufficientemente elevate. Infine, per ultimo si ha il passaggio per un catalizzatore chiamato CUC (Clean Up Catalyst) che decompone le ultime tracce di ammoniaca rimaste, assicurando che la quantità di questa emessa nell'ambiente sia minima. Lungo questi ultimi tre catalizzatori è posizionato un sensore differenziale di pressione, che avvisa se la quantità di particolato è eccessiva e comanda in tal caso la chiusura del flap iniziale in modo da aumentare la temperatura del flusso dei gas di scarico. Prima di essere emessi nell'ambiente i gas di scarico rigenerati vengono per ultimo, controllati da due sensori, uno che misura la temperatura e un secondo la quantità di NOx. Nella figura 1.8 è proposto un esempio dei componenti di misura usati all'interno del sistema di after treatment descritto:

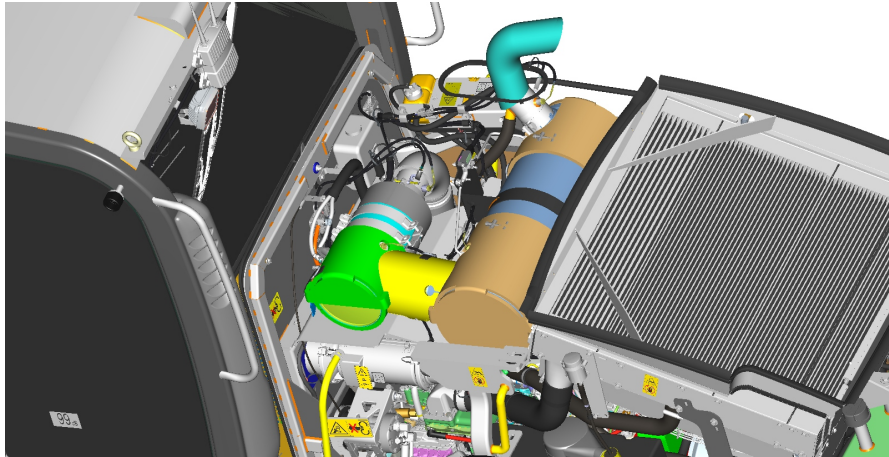


**Figura 1.8:** Componenti di misura del sistema di After Treatment

Elenco dei componenti numerati:

1. Valvola a 3 vie del liquido di raffreddamento motore
2. Sensore di umidità e temperatura aria aspirata
3. Modulo flap (o valvola a farfalla dei gas di scarico)
4. Sensore temperatura gas di scarico a monte del DOC
5. Sensore temperatura gas di scarico a valle del DOC
6. Modulo di alimentazione (supply module)
7. Serbatoio AdBlue
8. Sensore qualità urea
9. Sensore livello serbatoio AdBlue
10. Sensore di pressione differenziale
11. DOC
12. Sensore NOx a valle SCR con centralina
13. Sensore NOx a monte DOC con centralina
14. SCRoF
15. Sensore temperatura gas di scarico a valle SCR
16. Sensore temperatura gas di scarico a monte SCRoF
17. Modulo di dosaggio

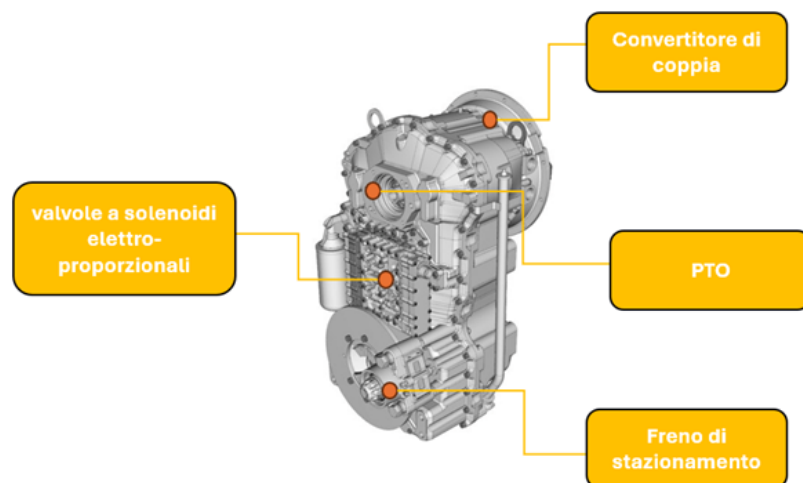
Nella figura 1.9 si può invece osservare la versione CAD dell'attuale sistema montato sul veicolo in studio.



**Figura 1.9:** Sistema di After Treatment del Grader

### 1.2.3 Trasmissione

La trasmissione montata sul veicolo è la ZF-Ergopower 6WG-160. Nella figura 1.10 sottostante, si può osservare la vista 3D di essa e nella tabella 1.8 sono specificati i relativi rapporti di trasmissione.



**Figura 1.10:** Trasmissione

		1ST	2ND	3RD	4TH	5TH	6TH
<b>GEAR RATIO</b>	<b>Forward</b>	5.202	3.367	2.191	1.418	0.944	0.611
	<b>Reverse</b>	4.939	2.078	0.895			

**Tabella 1.8:** Rapporti di trasmissione

Questa trasmissione è di tipo powershift con sei rapporti per la trazione in avanti e tre rapporti per la marcia all'indietro. Si compone di un convertitore di coppia, direttamente a contatto con il volante e l'albero motore, possiede nel lato posteriore il freno di stazionamento e una presa di forza (PTO: Power Take Off), a cui vengono agganciate le pompe idrauliche mediante flange. È dotata inoltre di un modulo di controllo EST-37 che permette di avere un controllo automatico o manuale della trasmissione. Il convertitore di coppia è un componente idraulico la cui funzione principale è trasmettere la coppia dal motore all'albero di ingresso del cambio senza un collegamento meccanico diretto, utilizzando invece il movimento dell'olio. È composto da tre elementi principali: una turbopompa (solidale al motore), una turbina centripeta (solidale al cambio) e uno statore (che gestisce i flussi di olio per migliorare l'efficienza). Ha la funzione di eliminare i vuoti di coppia durante i cambi di marcia e di assorbire i picchi eccessivi di coppia causati dal terreno di lavoro non gestibili dal motore, grazie al fluido che trasmette il moto. Il passaggio di potenza dal motore al cambio avviene in maniera progressiva e continua, senza gli strappi o le perdite di spinta che si potrebbero avere con una frizione tradizionale. In questo modo il veicolo accelera in maniera più fluida, e il guidatore non percepisce interruzioni nette. Il convertitore impiegato possiede il principio di funzionamento soprannominato Trilok-system, ossia ha tre modalità operative che il sistema può assumere a seconda delle condizioni di guida:

1. **Moltiplicazione di coppia** – quando il veicolo parte da fermo o sotto forte carico, il convertitore non si limita a trasmettere la coppia ma la amplifica, grazie all'azione dello statore che ridirige il flusso dell'olio.
2. **Trasmissione diretta del flusso** – a velocità intermedie il convertitore funziona in modo più fluido, trasferendo la coppia dal motore al cambio con una perdita minore di energia.
3. **Lock-up** – a velocità di crociera o quando non serve moltiplicazione, si ha la possibilità di un collegamento diretto tra la pompa e la turbina, eliminando lo slittamento e migliorando il rendimento.

Questa trasmissione presenta ruote a denti elicoidali ed è equipaggiata da sei frizioni multidisco azionate idraulicamente da un'unità di controllo elettro-idraulica, che permette attraverso specifiche combinazioni l'innesto delle singole marce. L'olio

viene mandato in pressione da una pompa alimentata dal motore e il suo flusso è poi gestito da sei valvole a solenoidi elettro-proporzionali. La particolarità di una trasmissione Powershift risiede in tre fasi che avvengono quando si passa da una marcia ad una successiva:

1. **Clutch filling:** Il controllore inizia a far diminuire la pressione dell'olio al pistone che comprime i dischi della frizione in uso e ad aumentare la pressione dell'olio nella frizione della marcia che si intende inserire.
2. **Force transfer:** continua il processo precedente e quindi si ha un aumento di pressione nella nuova frizione.
3. **Slipping time:** viene completamente disinnestata la precedente frizione poiché tutta la pressione dell'olio è stata trasferita e si ha la sincronizzazione della nuova frizione fino ad essere completamente innestata con il nuovo rapporto trasmissione stabilito dalla nuova marcia.

Nel diagramma seguente viene rappresentato l'andamento della pressione nel tempo per le tre fasi descritte.

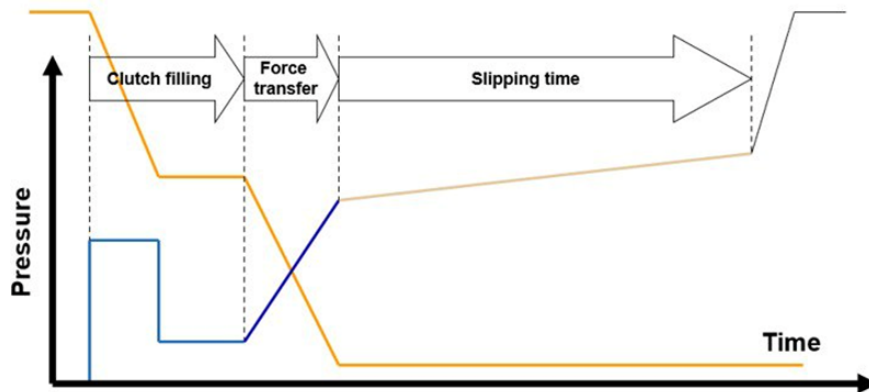


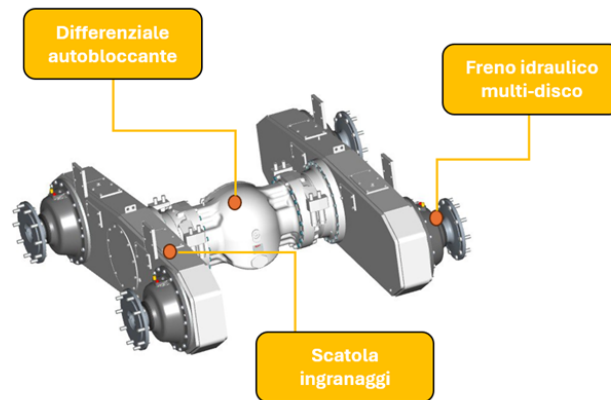
Figura 1.11: Fasi del cambio di rapporto per una trasmissione Powershift

#### 1.2.4 Assali anteriore e posteriore

All'uscita della trasmissione è presente un albero cardanico che la connette a un gruppo differenziale autobloccante, che costituisce il primo elemento dell'assale posteriore del veicolo e a cui sono connessi i successivi elementi facenti parte di questo. L'albero cardanico è un albero rotante dotato di giunti cardanici, che consentono di trasmettere il moto anche se le parti collegate non sono perfettamente allineate. Questo è utile perché, ad esempio, la trasmissione e il differenziale

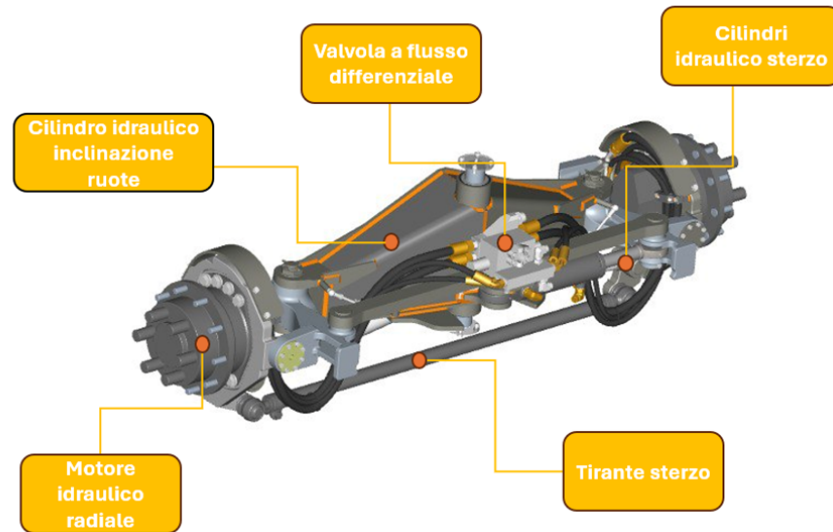


non si trovano sullo stesso asse e possono muoversi leggermente. Il differenziale autobloccante riceve quindi la coppia dall'albero cardanico e la divide tra le due ruote, permettendo loro di girare a velocità diverse in condizioni di scarsa aderenza. Inoltre, riesce a trasferire più coppia alla ruota che ha grip, evitando che tutta la potenza si disperda su quella che slitta. Dal differenziale la coppia è poi trasmessa a due scatole di ingranaggi, ciascuna contenente due catene di trasmissione e due riduttori finali con freni idraulici a bagno d'olio. Nell'immagine 1.12 è possibile vedere gli elementi appena descritti.



**Figura 1.12:** Elementi principali Rear Axle

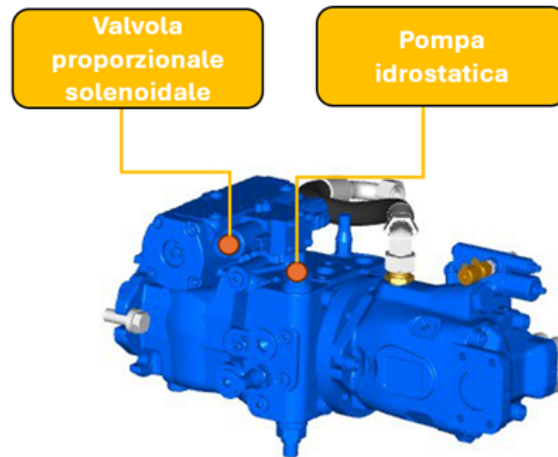
L'assale anteriore è invece composto dal gruppo di componenti che compongono lo sterzo del veicolo e quindi ciò che permette di cambiare la direzione di marcia del veicolo. La macchina, predisposta per la trazione integrale, è inoltre equipaggiata con due motori idraulici a pistoni radiali. Lo sterzo è formato principalmente da cilindri idraulici che guidano la rotazione delle ruote e da una barra tirante che accoppia i movimenti di entrambe. A questi, sono integrati due cilindri idraulici che permettono l'inclinazione assiale delle ruote portando la macchina ad essere in grado di svolgere al meglio la propria funzione anche su superfici inclinate.



**Figura 1.13:** Front Axle

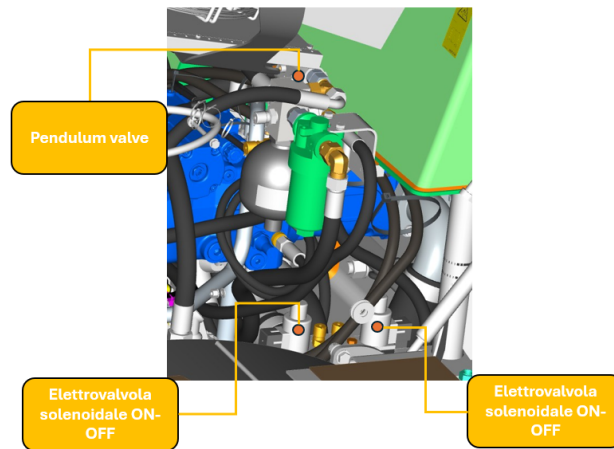
I due motori idraulici radiali sono connessi ad una pompa idrostatica volumetrica a pistoncini assiali. Questa pompa al suo interno è costituita da un piatto oscillante, messo in rotazione dall'albero motore e grazie al suo movimento, i pistoncini compiono continui cicli di aspirazione e mandata, generando così un flusso di olio in pressione, la cui portata trattandosi di una pompa a cilindrata variabile, può essere regolata in funzione delle necessità del circuito. Il flusso di olio raggiunge pressioni che variano tra i 210 e i 280 bar. Questa portata in pressione viene utilizzata per spingere contro un eccentrico i pistoncini disposti radialmente all'albero del motore idraulico, generando coppia. Questo principio costruttivo consente di ottenere coppie elevate anche a bassi regimi di rotazione, caratteristica molto utile nelle macchine che richiedono forza e precisione di movimento. Il collegamento tra pompa e motore avviene a circuito chiuso quindi con ricircolo diretto del fluido. Il flusso di olio e la pressione non sono però lasciati liberi, ma vengono modulati da valvole proporzionali a comando elettromagnetico. Queste valvole, azionate da magneti elettro-proporzionali, regolano in modo continuo e preciso quanta portata raggiunge il motore e a quale pressione. Possono inoltre stabilire la direzione del flusso, determinando il senso di rotazione del motore radiale. Il comando elettrico che pilota i magneti è generalmente proporzionale (200 – 600 mA) e viene gestito da un'unità di controllo definita UCM (Universal Control Module). Quest'ultima è proprio colei che si occupa di sincronizzare le ruote anteriori con le ruote posteriori, utilizzando le informazioni provenienti dai sensori posti per esempio sulla trasmissione, come la marcia selezionata e la direzione del moto. Il comando, che è un segnale di corrente che viene inviato alle valvole solenoidali della pompa, ha l'obiettivo di mandare ai motori idraulici la corretta portata di olio in

funzione dell'attuale condizione di guida.



**Figura 1.14:** Blocco Pompa idrostatica a cilindrata variabile

Entrando maggiormente nel dettaglio nel collegamento tra la pompa e i motori idraulici è presente una valvola a 6 vie e 2 posizioni anche detta valvola di intercettazione che chiude il passaggio dell'olio quando si ha la trazione anteriore non attiva. Oltre a ciò, si ha una valvola di controllo della pressione differenziale, attiva solo in caso di marcia in avanti e di trazione anteriore inserita, che svolge il ruolo di distribuire la portata di olio tra i due motori idraulici in funzione dell'aderenza delle singole ruote, in similitudine con la funzione svolta da un differenziale. Nell'ambito del ricircolo e filtraggio, in un circuito chiuso, parte dell'olio viene prelevato per essere filtrato, raffreddato e reimpresso nel circuito. Questo processo avviene lungo il ramo di bassa pressione e grazie a una pompa di alimentazione (feed pump), che si occupa di riportare l'olio nel circuito e ad una valvola a pendolo (pendulum valve) che regola quanto olio viene prelevato. Connesse alla pompa di alimentazione ci sono per giunta, due elettrovalvole solenoidali di tipo ON/OFF, in cui la prima, quando riceve corrente lascia passare olio in pressione diretto alla valvola di intercettazione mentre la seconda, eccitata, lascia passare un flusso d'olio diretto a un pistone di controllo dei motori idraulici che è in grado di disinnestare parte dei pistoni radiali dei motori.

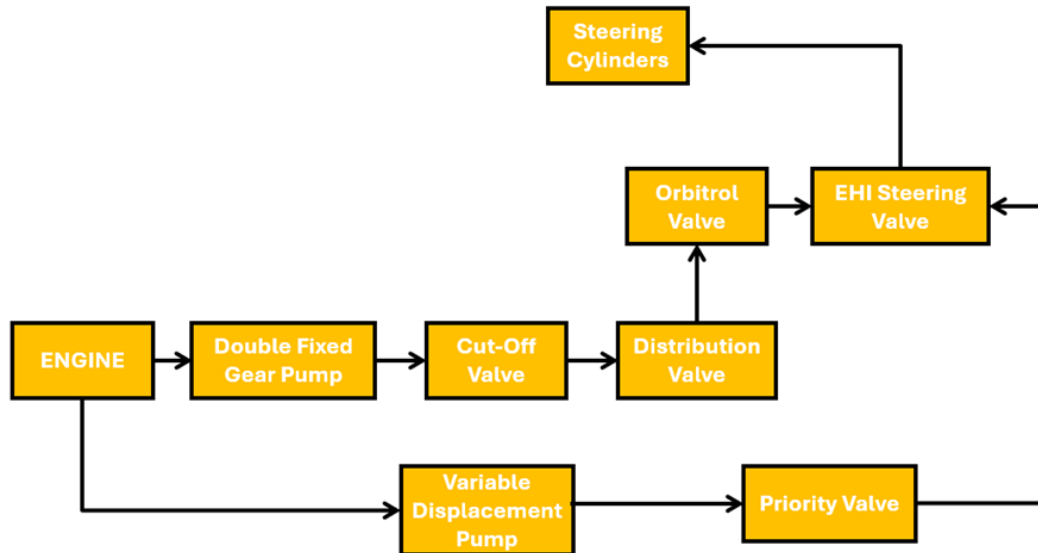


**Figura 1.15:** Pendulum Valve ed elettrovalvole solenoidali

### 1.2.5 Sistema di sterzo e impianto frenante

- **Impianto frenante** : Il sistema frenante del veicolo è di tipo idraulico a doppio circuito, dotato di freni multidisco a bagno d'olio, installati su ciascuna delle quattro ruote posteriori. Il funzionamento del sistema si basa su di una pompa ad ingranaggi (gear pump) direttamente connessa al motore termico, che si occupa di prelevare l'olio dal serbatoio e mandarlo in pressione all'interno del circuito. Questo flusso passa poi attraverso una valvola di cut-off che ne mantiene la pressione di esercizio e controlla un accumulatore precaricato a 50 bar che serve in caso di emergenza se la pompa interrompesse la propria attività. Dopo il passaggio per questa valvola, l'olio entra nella valvola freno (braking valve), comandata direttamente dal pedale del freno, con la funzione di trasformare la forza impressa dall'operatore in una pressione proporzionale che rende la frenata progressiva e modulare. Quest'ultimo flusso viene diretto a freni attraverso due circuiti separati. Il freno di stazionamento, invece, è installato in corrispondenza dell'uscita della trasmissione ed è costituito da un freno a disco singolo. Il circuito idraulico che lo alimenta è servito dalla pompa ad ingranaggi vista in precedenza. Il flusso di olio attraversa una valvola cut-off prima di raggiungere un accumulatore dedicato al freno di stazionamento. Il controllo dell'attivazione/disattivazione del freno è affidato a un'elettrovalvola ON/OFF, azionata da un solenoide. In presenza di corrente elettrica, l'olio viene convogliato nel cilindro del freno, comprimendo una molla e disinnescando il freno. In condizioni di assenza di corrente, la molla si espande, provocando la chiusura del freno e la sua attivazione automatica.

- **Sistema di sterzo** : Lo schema riportato nella figura 1.16 illustra la direzione del flusso d'olio nel percorso di mandata verso il circuito idraulico dello sterzo.



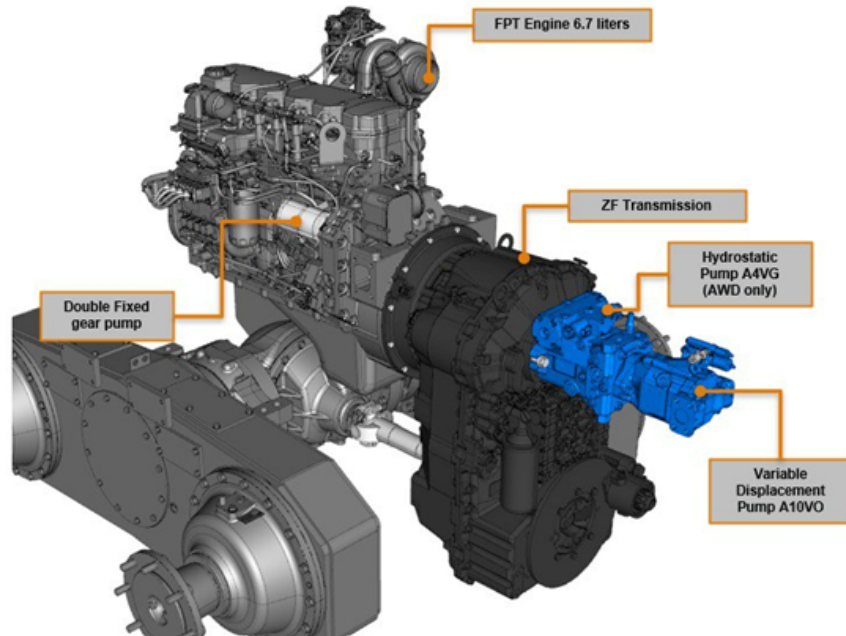
**Figura 1.16:** Schema a blocchi del circuito idraulico dello Steering System

Il sistema è alimentato dal motore che fornisce potenza simultaneamente a una pompa a ingranaggi fissa e a una pompa a cilindrata variabile, entrambe prelevano una portata d'olio dal serbatoio. La pompa a ingranaggi invia olio alla valvola di cut-off, che gestisce la portata verso la successiva valvola di distribuzione. Quest'ultima ripartisce il flusso in base alle esigenze operative, alimentando la valvola orbitale, elemento chiave per la conversione dei movimenti meccanici in azione idraulica di sterzata. La valvola orbitale è interconnessa con la "EHI Steering Valve", che consente il comando elettronico-idraulico tramite joystick o altri dispositivi. Il flusso proveniente dalla pompa variabile invece, viene gestito da una "Priority Valve", la quale assicura che funzioni vitali come la sterzata siano sempre prioritarie rispetto ad altri utilizzi idraulici del veicolo. L'azione combinata della valvola orbitale e dell'EHI Steering Valve comanda gli attuatori idraulici responsabili della rotazione delle ruote direzionali.

## 1.2.6 Sistema idraulico

Oltre ai sottosistemi idraulici visti nei capitoli precedenti con lo scopo di essere funzionali ai sistemi principali come potevano essere quelli riguardanti lo sterzo

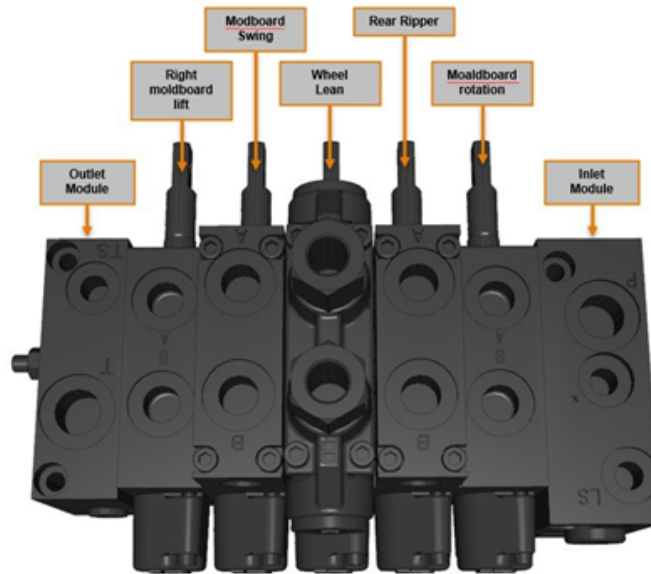
o l'arresto del veicolo, consecutivamente si vedrà il sistema idraulico autore del movimento dei numerosi cilindri idraulici protagonisti delle capacità del Grader come macchina da costruzione.



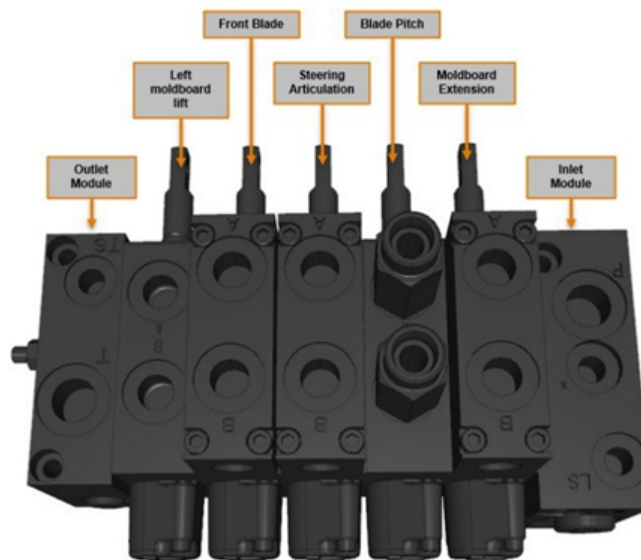
**Figura 1.17:** Drive Unit

Nell'immagine 1.17, è rappresentata la "Drive Unit" e oltre agli elementi noti e descritti precedentemente, ci si deve concentrare sulla pompa a cilindrata variabile (Variable Displacement Pump A10VO), questa è colei che si occupa in maniera maggioritaria del sistema idraulico. Sul veicolo è installato un sistema di tipo "Load Sensing", che è una tecnica usata negli impianti oleodinamici per regolare la portata e la pressione della pompa in base al carico richiesto dagli attuatori. Ogni utilizzatore invia alla linea un segnale LS di pressione proporzionale al carico che sta alimentando. Un blocco valvola riceve questi segnali LS, li separa e seleziona il maggiore di questi in modo da regolare automaticamente la pressione di mandata che dovrà fornire la pompa. In questo modo la pompa fornisce solo la portata e la pressione necessaria, riducendo perdite e consumi rispetto a un sistema tradizionale con pompa a portata fissa. Prima del passaggio alle valvole dei rispettivi cilindri idraulici, l'olio passa attraverso una valvola di controllo principale definita "Main Control Valve", azionata direttamente dall'operatore attraverso joystick, in questo caso la valvola sarebbe di tipo elettro-proporzionale, o attraverso leveraggi meccanici che comandano il cassetto della valvola. Questa valvola è a sua volta divisa in due parti chiamate "lower" e "upper", visibili nelle figure 1.18 e 1.19 . Si suddividono

la gestione degli attuatori e ciascuna parte è composta da singoli blocchi dedicati al controllo funzionale dei rispettivi attuatori e da blocchi per l'alimentazione, la mandata e il pilotaggio dell'olio.

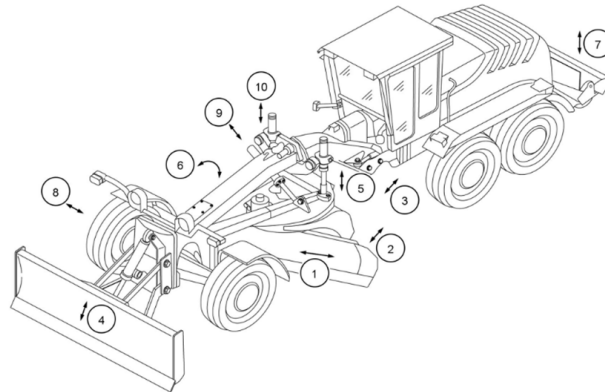


**Figura 1.18:** Lower Main Control Valve



**Figura 1.19:** Upper Main Control Valve

I principali movimenti consentiti dal sistema idraulico che è stato sinteticamente appena descritto sono mostrati nell'immagine 1.20 ed elencati nella tabella 1.9.



**Figura 1.20:** Attuazioni idrauliche e cinematismi del grader

Pos.	Designazione
1	Spostamento laterale del vomere (estensione)
2	Inclinazione del vomere
3	Sterzo del telaio articolato
4	Sollevamento lama dozer
5	Sollevamento vomere lato sinistro
6	Rotazione del cerchio del vomere
7	Sollevamento ripper posteriore
8	Inclinazione ruote
9	Oscillazione del vomere
10	Sollevamento vomere lato destro

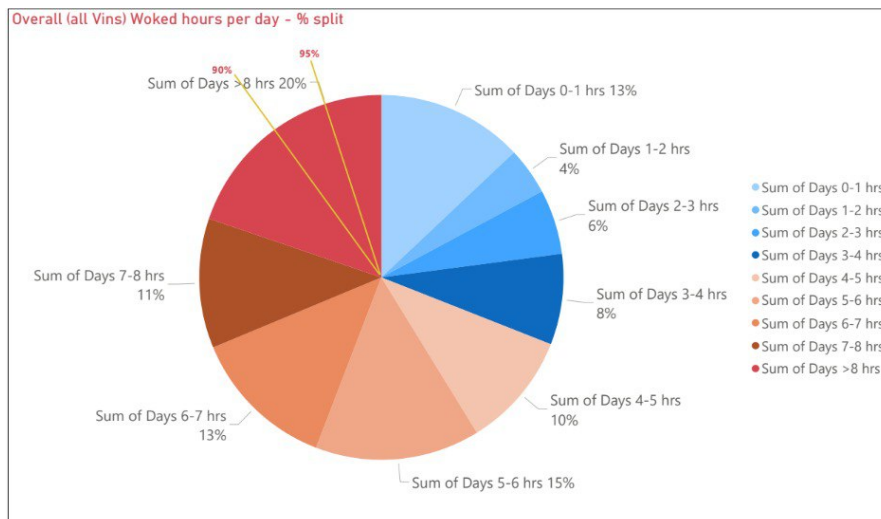
**Tabella 1.9:** Elenco Attuazioni idrauliche

I movimenti operativi appena elencati sono coloro che definiscono le applicazioni del Grader in ambito industriale e il tipo di lavorazioni che è in grado di svolgere.



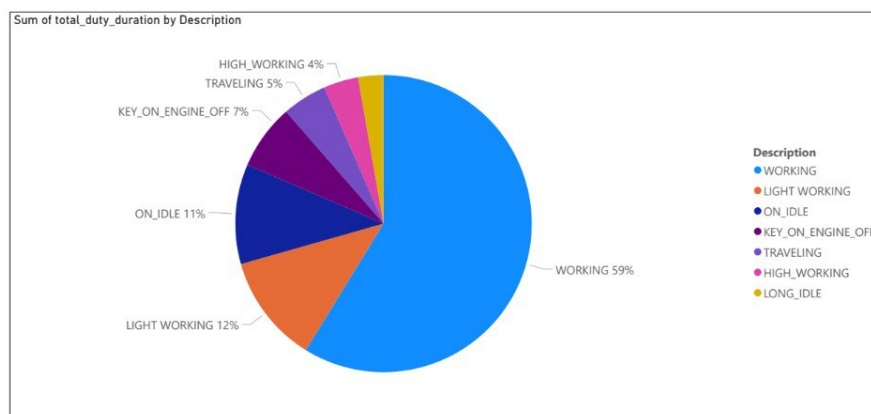
## 1.3 Applicazioni del veicolo

Questa tipologia di veicolo ha un utilizzo in media annua che si aggira attorno alle 1000-1100 ore e una media di utilizzo giornaliero che varia in funzione dell'area geografica. Concentrandosi sulla zona europea, sono stati analizzati i dati provenienti dalla telematica di undici veicoli registrati e da questi è stata ricavata la percentuale di ore giornaliere operative.



**Figura 1.21:** Percentuali di ore lavorative del grader in EU

Si può osservare che le percentuali più elevate sono quelle che si riferiscono a un utilizzo giornaliero superiore alle cinque ore e ciò permette di capire che questa tipologia di macchina ha una necessità di carburante elevata e consumi altrettanto alti poichè una volta azionata, rimane in moto per un' elevata quantità di tempo.



**Figura 1.22:** Percentuali di consumi di carburante giornalieri del grader

Nella figura 1.22 si ha una prova di quanto affermato grazie all'analisi dei dati di telematica. Queste sue necessità derivano dall'impiego per cui è stata progettata, ossia in termini generici la costruzione di strade. Entrando maggiormente nel dettaglio, quali sono gli step di costruzione di una strada e quando entra in gioco il grader?

#### **Step 1 – Analisi preliminare e raccolta dati**

La prima fase prevede l'identificazione della classe funzionale della strada da realizzare e comprende un insieme di indagini geologiche, geotecniche e topografiche finalizzate alla definizione delle risorse, dei tempi e delle modalità costruttive. In questa fase vengono inoltre raccolte tutte le informazioni necessarie alla progettazione, tra cui il tracciato planimetrico dell'opera, il calcolo dei volumi di materiale da movimentare, il profilo longitudinale e il numero di sezioni trasversali da sviluppare.

#### **Step 2 – Definizione del profilo longitudinale e modellazione dei movimenti di terra**

La seconda fase è dedicata all'analisi del profilo altimetrico del tracciato, con particolare attenzione alla determinazione delle quote e alla pianificazione dei movimenti di terra. In questa fase vengono individuate le aree di scavo e di riporto, al fine di ottimizzare il bilancio dei materiali e garantire la regolarità del piano viabile lungo l'intero sviluppo della strada.

#### **Step 3 – Esecuzione delle opere di sbancamento e preparazione del sottofondo**

La terza fase ha carattere operativo e riguarda la modellazione del terreno e la preparazione del sottofondo stradale. Le operazioni vengono eseguite mediante l'impiego di escavatori, utilizzati per la rimozione e lo spostamento dei volumi di materiale necessari alla conformazione del piano di posa, e di dozer, impiegati per la livellazione e la distribuzione uniforme del materiale di riporto. Queste lavorazioni consentono la realizzazione della struttura portante di base e la formazione del

piano iniziale della carreggiata.

#### **Step 4 - Fase di livellamento e stabilizzazione del sottostrato**

In questa fase si procede al livellamento della porzione superficiale del sottostrato realizzato nella fase precedente, con contestuale stabilizzazione del mix di materiali che lo compongono. Le operazioni vengono eseguite mediante l'impiego del **Grader**, macchina fondamentale per la regolarizzazione e la profilatura dei piani di posa. È opportuno distinguere tra **Subgrade** e **Subbase**, poiché presentano differenti funzioni strutturali e modalità operative:

- **Subgrade:** rappresenta il piano di posa o la fondazione geotecnica della sovrastruttura stradale, sulla quale si imposta l'intero pacchetto costruttivo. È costituito da materiale naturale o di riporto, movimentato e modellato da escavatori e dozer nelle fasi precedenti.
- **Subbase:** è lo strato granulare disposto al di sopra del subgrade, realizzato con materiali frantumati e granulati stabilizzati. La sua funzione principale è quella di migliorare la capacità drenante e incrementare la portanza complessiva del sistema stradale.

L'intervento del Grader varia in funzione del tipo di strato su cui opera, in relazione alla profondità di taglio e alla configurazione del vomere centrale:

- **Lavorazione del Subgrade:** il vomere viene impostato con un angolo di rotazione elevato (circa 40°) e un basso angolo di taglio, consentendo una maggiore penetrazione nel materiale. Questa configurazione determina un'area di lavoro ristretta, un ridotto effetto di mescolamento e un significativo convogliamento di materiale.
- **Lavorazione del Subbase:** in questo caso il vomere viene regolato con angoli di rotazione e di taglio ridotti, favorendo una minore profondità d'azione e un'area di lavoro più ampia. Tale impostazione consente una migliore distribuzione e livellamento del materiale, con un elevato rendimento di spostamento superficiale.



**Figura 1.23:** Fasi di lavoro nella costruzione di una strada

Le principali caratteristiche prestazionali che un **Grader** deve possedere per garantire elevata efficienza operativa e qualità del lavoro appena descritto sono le seguenti:

- **Affidabilità**, intesa come capacità della macchina di mantenere prestazioni costanti nel tempo anche in condizioni di lavoro gravose.
- **Durabilità dei componenti operativi**, in particolare del vomere centrale, sottoposto quotidianamente a prolungate sollecitazioni meccaniche.
- **Ottimale distribuzione dei pesi**, al fine di ridurre la potenza necessaria all'avanzamento e migliorare la stabilità durante le operazioni di livellamento.
- **Basso consumo di carburante**, quale indicatore di efficienza energetica e sostenibilità operativa.
- **Alta produttività** in rapporto alla **qualità del lavoro** eseguito, con riduzione dei tempi di lavorazione e mantenimento di elevata precisione superficiale.
- **Costi operativi contenuti**, derivanti da una manutenzione semplificata e da un'elevata efficienza meccanica complessiva.
- **Elevati standard di comfort e sicurezza per l'operatore**, grazie a cabine

ergonomiche, sistemi di controllo intuitivi e vibrazioni ridotte.

- **Ampia visibilità del piano di lavoro e del terreno**, elemento essenziale per garantire precisione nelle operazioni di livellamento e sicurezza durante la conduzione del mezzo.

In conclusione, le attività svolte dal grader generalmente sono associate alla costruzione del profilo superficiale di diversi tipi di strade e alla preparazione del piano di base. Nella figura 1.24 è ben visibile la macchina in attività. Ognuna delle attuazioni idrauliche che sono allestite sul grader sono tutte indispensabili al tipo di situazione operativa in cui si trova e servono a garantire la migliore prestazione della macchina.



**Figura 1.24:** Esempio di attività operativa del grader

## Capitolo 2

# Analisi sperimentali dei cicli di lavoro

In questo capitolo viene illustrata l'attività sperimentale condotta con l'obiettivo di valutare le prestazioni del grader e di poter andare a individuare attraverso opportune valutazioni una proposta fattibile di ibridizzazione del veicolo. In termini energetici, si vuole andare a quantificare su precisi cicli di test, le potenze erogate dall'attuale motore termico e come queste vengano splittate tra i vari macro blocchi connessi ad esso, come la driveline o l'idraulica. Questa analisi è stata sviluppata proprio grazie alla conoscenza pregressa della macchina nei suoi elementi principali, descritti nel precedente capitolo. Le prove sperimentali sono state effettuate presso il campo prova esterno dello stabilimento CNH, situato in Viale Francia, 11, Lecce.





**Figura 2.1:** Campo prova stabilimento Case Construction

Le prove sperimentali sono state pianificate basandosi su direttive emesse da CNH riguardo a **standard test profile**, visionabili nella tabella 2.1, nella quale sono sottolineate le attività operative che deve seguire una procedura di test di un grader. In termini di procedure aziendali, la validazione di prodotto fa seguito a questo profilo di test.

Reference	Operations
7.1	Heavy Grading
7.2	Fine Grading
7.3	Rear Ripping
7.4	Earth Moving
7.5	Road Maintenance
7.6	Roading
7.7	Front Grading
7.8	Idle Speed Resonance
7.9	Bump Test
7.10	Low Idle

**Tabella 2.1:** Grader Standard Test Profile

Le procedure per le operazioni citate nel profilo di test sono le seguenti:

- 7.1) **Heavy Grading:** durante l'esecuzione, il mezzo viene impostato in modo da poter caricare e spostare il massimo volume di materiale possibile, con continuità, distribuendolo uniformemente lungo la superficie. Quando disponibile, l'attrezzatura posteriore viene utilizzata in combinazione con la lama anteriore, al fine di ottenere un'azione di lavorazione coordinata che consenta un migliore controllo del terreno e una maggiore efficienza operativa. L'orientamento del vomere centrale viene regolato opportunamente per migliorare la direzione del flusso del materiale e ridurre le perdite durante la fase di spianamento. La macchina opera in modalità di trazione integrale, consentendo di valutare le prestazioni in condizioni di aderenza variabili e di verificare la capacità del sistema di trazione nel mantenere la stabilità e la continuità della lavorazione. La velocità di avanzamento è mantenuta entro un intervallo coerente con le caratteristiche del suolo e del materiale trattato, fino al raggiungimento di condizioni di slittamento controllato delle ruote. Si cerca di garantire la ripetibilità e la simmetria della prova.
- 7.2) **Fine Grading:** il ciclo operativo previsto in questa fase di test prevede la configurazione del grader in modo tale da garantire un'adeguata capacità di taglio e movimentazione del materiale, senza la necessità di mantenere costantemente il vomere carico su entrambi i lati. L'obiettivo della prova è valutare le prestazioni della macchina in condizioni di lavoro standard, assicurando un equilibrio tra efficienza di taglio, stabilità e continuità di avanzamento. La scelta dei rapporti di trasmissione è funzione delle caratteristiche del terreno e delle condizioni operative, al fine di mantenere una marcia regolare e ottimizzare il comportamento dinamico del veicolo. Durante una parte significativa del test, vengono mantenute attive l'articolazione centrale e la trazione integrale, con lo scopo di analizzare la risposta del grader in condizioni di lavoro realistiche e variabili. L'avanzamento lungo il tratto di prova avviene in modo regolare e costante, senza la necessità di raggiungere condizioni di slittamento. Al termine del percorso, le attrezzature vengono sollevate e la macchina inverte la direzione di marcia, ripetendo la procedura sul tratto di ritorno.
- 7.3) **Rear Ripping:** in questa fase del test, il grader viene configurato per operare in condizioni di elevato impegno del sistema di trazione e del motore. Durante la prova, l'attrezzatura posteriore viene mantenuta in contatto con il terreno per l'intera durata possibile dell'operazione, in modo da assicurare una lavorazione continua e stabile. La macchina procede a bassa velocità e con un regime di avanzamento costante, garantendo al tempo stesso la piena operatività dei motori idraulici anteriori.
- 7.4) **Earth Moving:** il grader impostato nelle condizioni di lavoro di heavy grading deve operare la costruzione di un fossato.



- 7.5) **Road Maintenance:** questa prova operativa prevede che il grader venga impostato su rapporti di trasmissione che consentano un'andatura sostenuta e costante del veicolo in modo tale da garantire una regolare rifinitura della superficie del terreno.
- 7.6) **Roading:** questa prova è finalizzata a simulare le condizioni operative tipiche degli spostamenti del grader tra differenti aree di lavoro. Tutte le attrezzature, comprese le lame e il ripper posteriore, vengono mantenute sollevate per evitare interferenze con il suolo e garantire la sicurezza durante il movimento. Il grader si muove alla massima velocità compatibile con le condizioni operative e di sicurezza, effettuando variazioni di velocità che comprendono fasi di accelerazione e frenata, utili per analizzare la risposta dinamica del veicolo e la stabilità del sistema di trasmissione.
- 7.7) **Front Grading:** in questa prova, il grader viene configurato in modo da ottimizzare la movimentazione del materiale con la pala anteriore, con l'attivazione dei motori idraulici anteriori e l'impostazione di un rapporto di trasmissione adeguato. Il grader procede per un tratto definito, durante il quale la pala anteriore solleva il materiale lentamente, in modo da distribuirlo omogeneamente sul piano di lavoro. Particolare attenzione è rivolta alla minimizzazione dello slittamento delle ruote posteriori, al fine di preservare l'efficienza della trasmissione e assicurare una lavorazione regolare e controllata.
- 7.8) **Idle Speed Resonance:** questa prova ha l'obiettivo di identificare eventuali condizioni di risonanza del motore a regime minimo e massimo. Per eseguire la prova, i comandi di trazione vengono posti in posizione neutra, mantenendo la macchina in condizione statica. Si ha il fine di individuare la velocità alla quale si manifesta la risonanza più significativa. Una volta identificata tale velocità critica, la macchina viene mantenuta in tale condizione per un periodo di tempo definito, in modo da osservare il comportamento dinamico e raccogliere dati utili all'analisi delle vibrazioni.
- 7.9) **Bump Test:** il grader viene messo in movimento ad una specifica velocità di traslazione lineare su di un tracciato con gobbe e avvallamenti, mantenendo ogni attrezzatura sollevata per evitare interferenze con il suolo.
- 7.10) **Low Idle:** in questa prova la macchina viene mantenuta in una specifica condizione a regime minimo per un periodo di tempo definito, al fine di osservare il comportamento del sistema in situazione di minimo funzionamento e raccogliere dati utili per l'analisi delle prestazioni a basso regime.

Le percentuali di tempo riferite ad ogni operazione di test variano in funzione delle regioni di mercato per cui si deve effettuare la validazione del prodotto. L'attività

sperimentale è stata svolta da tecnici esperti e abilitati alla mansione della guida del veicolo sulle operazioni di Heavy Grading, Fine Grading e Rading. Sono state scelte queste attività lavorative poiché preponderanti nel lavoro su campo della macchina e poiché sono le più onerose in termini energetici.

## **2.1 Analisi dei canali provenienti dalla CAN**

La prima operazione è stata lo studio dei segnali registrati durante le prove e quindi l'individuazione dei canali che forniscano i dati necessari a sviluppare l'obiettivo di quantizzare i dispendi energetici del grader.

La comunicazione tra l'Engine Control Module (ECM) e il Vehicle Control Module (VCM) avviene tipicamente tramite una rete CAN (Controller Area Network) conforme allo standard SAE J1939, ampiamente adottato in ambito veicolare pesante e industriale per garantire interoperabilità, robustezza e diagnostica avanzata. All'interno della famiglia J1939, il documento SAE J1939/71 – Vehicle Application Layer definisce i messaggi applicativi (PGN, Parameter Group Numbers) e i relativi parametri (SPN, Suspect Parameter Numbers) utilizzati per lo scambio di dati tra le varie ECU. In particolare, la comunicazione ECM–VCM riguarda la trasmissione di informazioni fondamentali per il controllo dinamico del veicolo, come:

- Dati motore: regime motore (Engine Speed), coppia disponibile (Actual Engine Torque), temperatura liquido refrigerante, pressione olio motore, consumo carburante, ecc.
- Comandi di controllo veicolo: richieste di coppia o potenza (Engine Torque/Speed Control), gestione del freno motore (Retarder Control), modalità operative del motore (Engine Demand Mode).
- Stati e diagnostica: codici di errore, modalità di limitazione potenza, segnalazioni di emergenza e richieste di protezione motore.

Nel caso ECM–VCM, la comunicazione è bidirezionale, l'ECM trasmette periodicamente segnali contenenti lo stato operativo del motore e parametri misurati mentre il VCM invia comandi o richieste, ad esempio richieste di coppia o le modalità operative del propulsore.

Perciò, per svolgere l'attività di andare ad avere dei segnali che permettessero di avere ben chiari i consumi, le potenze utilizzate e i carichi che hanno coinvolto la macchina durante l'operazione di test, sono state attentamente consultate le specifiche CAN e sono state attuate una serie di ricerche dei canali utili allo scopo.

Con il successivo supporto e collaborazione di **FPT Industrial**<sup>1</sup>, azienda fornitrice del motore montato sul veicolo in analisi, è stato possibile andare a stilare e individuare una lista dei canali indispensabili al fine previsto.

Entrando nello specifico, in questa sezione vengono analizzati i canali individuati e il modo in cui sono stati utilizzati. Nei paragrafi che seguono vengono presentati i canali principali, riportandone per ragioni confidenziali solo i titoli, descrivendone le principali caratteristiche funzionali e il ruolo che ciascuno svolge all'interno dell'architettura complessiva. I canali selezionati sono i seguenti:

- **Actual engine percentage torque:** questo canale fornisce una stima percentuale in numeri interi della coppia erogata in un dato istante dal motore termico. Questa coppia viene espressa come percentuale della coppia massima di riferimento. Considera sia le limitazioni della coppia inviate da veicolo via CAN che le limitazioni calcolate in centralina controllo motore, ciò significa che non è subordinato al cambio di curva motore selezionata dalla centralina.
- **Engine speed:** è il canale di acquisizione relativo al numero di giri dell'albero motore. Il segnale, ottenuto tramite sensore di posizione, è elaborato dalla centralina per la gestione dei principali parametri di controllo del propulsore e viene fornito come giri al minuto.
- **Wheel based vehicle speed:** canale di acquisizione derivato dai sensori di velocità ruota. Il segnale fornisce la stima della velocità longitudinale del veicolo in unità di Km/h.
- **Nominal friction percentage torque:** si tratta del canale che fornisce stima della percentuale di coppia assorbita dagli attriti interni del motore o per meglio dire le quantità di energia assorbite dagli ausiliari. Vengono inclusi in questo calcolo la pompa dell'acqua, gli attriti interni e il sistema di after treatment dei gas di scarico, mentre è escluso l'alternatore, che viene trascurato poichè in sala prova non viene collegato e perciò non assorbe energia. Il segnale è impiegato per la compensazione delle perdite e la valutazione della coppia effettiva erogata.
- **Actual engine percentage torque fraction:** è il canale che fornisce la

---

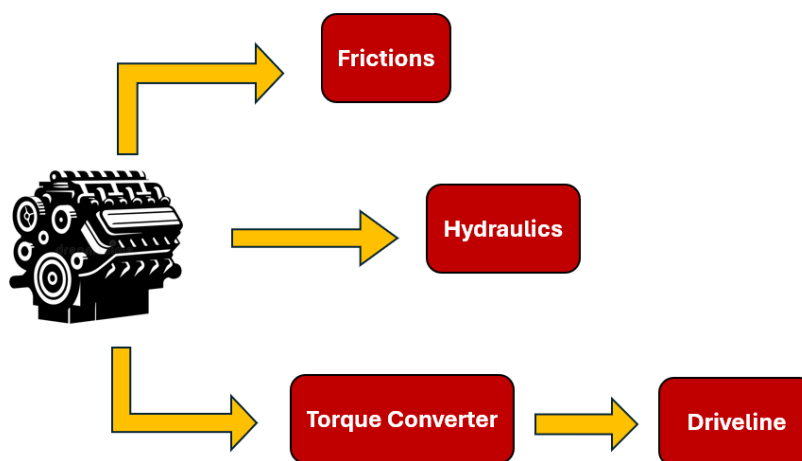
<sup>1</sup>L'azienda FPT Industrial, fa parte del gruppo Iveco ed è specializzata nella progettazione e produzione di motori, trasmissioni, sistemi di propulsione per veicoli su strada, macchine agricole, mezzi da costruzione, applicazioni marine e generatori di energia. Con oltre ottomila dipendenti è una presenza commerciale in circa cento paesi, rappresenta uno dei principali attori mondiali nel settore dei powertrain industriali. L'azienda propone una vasta gamma di motori, includendo anche soluzioni a gas naturale e, più recentemente, sistemi elettrici sviluppati dalla divisione ePowertrain. FPT Industrial è nata nel 2011 come evoluzione delle attività motoristiche di Fiat e Iveco, oggi unisce tradizione meccanica e attenzione alla transizione energetica, posizionandosi come leader globale nel campo delle propulsioni industriali.

parte frazionaria del valore di "actual percentage torque".

- **Engine reference torque:** questo canale fornisce la coppia massima di riferimento in unità di misura di Nm e si tratta di un valore univoco fondamentale per i calcoli di coppia effettiva erogata.
- **Engine fuel rate:** rappresenta la portata istantanea di carburante iniettata nel motore, espressa in litri all'ora. Questo parametro fornisce una misura diretta del consumo di carburante e, di conseguenza, del carico energetico a cui è sottoposto il propulsore. In applicazioni di monitoraggio o calibrazione, la fuel rate proveniente da misure sperimentali viene spesso usata al fine di validare i modelli di consumo e rendimento. Tale grandezza è fondamentale per la stima della coppia indicata, per l'ottimizzazione delle strategie di iniezione e per l'analisi complessiva dell'efficienza energetica del motore, costituendo un indicatore chiave nelle valutazioni di prestazioni e consumi.
- **Transmission input shaft speed:** rappresenta la velocità in giri al minuto di rotazione dell'albero di ingresso della trasmissione e di conseguenza, della turbina del convertitore. Questo segnale viene generalmente acquisito tramite un sensore induttivo o Hall. La misura fornisce un'informazione diretta sulla velocità con cui la coppia motrice viene trasferita dal motore al cambio. Tale grandezza è fondamentale per il calcolo del rapporto di trasmissione istantaneo, per la gestione delle strategie di cambiata automatica e per la diagnosi di eventuali slittamenti della frizione o del convertitore di coppia.
- **Transmission output shaft speed:** rappresenta la velocità in giri al minuto di rotazione dell'albero di uscita della trasmissione e viene misurato generalmente con un sensore induttivo. Se confrontato con il segnale di velocità in ingresso alla trasmissione si può ottenere il rapporto di trasmissione effettivo di un dato istante.
- **Transmission actual gear ratio:** rappresenta il valore numerico del rapporto di trasmissione in un dato istante dell'acquisizione.
- **Transmission current gear:** rappresenta il valore numerico della marcia assunta dalla trasmissione in un dato istante dell'acquisizione. Questo segnale viene generalmente confrontato con il valore fornito sull'attuale rapporto di trasmissione.
- **Transmission torque converter ratio:** questo canale rappresenta il rapporto di moltiplicazione di coppia che avviene all'interno del convertitore di coppia. Il valore fornito deriva dal rapporto tra la coppia misurata all'uscita dalla turbina e la coppia misurata all'ingresso della turbopompa. In condizioni di elevato slittamento, il rapporto assume valori maggiori di uno, indicando una fase di moltiplicazione della coppia; al contrario, quando il convertitore opera in regime di lock-up, il rapporto tende a uno, segnalando un accoppiamento

quasi rigido tra motore e trasmissione.

Uno schema semplificativo ed esplicativo dello split di potenza generata dal motore termico del veicolo è osservabile nella figura 2.2. A questo punto si giunge nella successiva sottosezione ai calcoli che descrivono in termini quantitativi la missione svolta dal veicolo nei test.



**Figura 2.2:** Schema split di potenza ricavabile dai canali CAN

## 2.2 Risultati delle analisi dei dati sperimentali

Dopo un'analisi preliminare dei canali di misura necessari al conseguimento dell'obiettivo precedentemente definito, come primo passo, è stata uniformata la discretizzazione temporale dei dati sperimentali. Per un medesimo istante temporale, infatti, alcuni canali presentavano valori acquisiti, mentre altri risultavano privi di campioni, a causa di differenti frequenze di acquisizione o di irregolarità nel processo di registrazione. Inoltre, la linea temporale associata a ciascun test non risultava uniformemente campionata: l'intervallo di tempo tra due acquisizioni consecutive variava in modo non costante, con un passo minimo di circa 0.001 s e un passo massimo di circa 0.01 s, ovvero con una differenza di un ordine di grandezza. Questa non uniformità avrebbe potuto compromettere la coerenza delle successive elaborazioni numeriche e le analisi di correlazione tra i segnali. Pertanto, in una fase iniziale, tutti i canali sono stati opportunamente ripuliti, interpolati e ricampionati su una griglia temporale comune e regolarmente discretizzata, in modo da garantire che, per ogni istante di tempo, fosse disponibile un valore per ciascun segnale e che l'intervallo temporale tra due campioni successivi fosse costante.

### 2.2.1 Calcolo delle quantità energetiche erogate dal motore termico

Una volta ottenuto un dataset coerente e opportunamente filtrato, è stata calcolata la *coppia netta al volano* (*Engine Net Torque*) erogata in uscita dal motore termico. Questa grandezza riveste un ruolo di particolare rilievo poiché rappresenta una misura diretta del carico energetico istantaneo richiesto al motore nelle diverse condizioni operative. La conoscenza della coppia netta costituisce, pertanto, la base per le analisi successive in termini di efficienza globale, prestazioni del sistema propulsivo e bilancio energetico complessivo del veicolo.

Il calcolo della coppia netta è stato effettuato a partire dai segnali provenienti dai canali della rete CAN, utilizzando la seguente relazione fornita dal costruttore:

$$T_{\text{net}} = (T_{\text{act,perc}} + T_{\text{act,frac}} - T_{\text{fric,nom}}) \cdot \frac{T_{\text{ref}}}{100} \quad (2.1)$$

dove:

- $T_{\text{act,perc}}$  è la *Actual Engine Percentage Torque*, ossia la percentuale di coppia effettiva erogata dal motore rispetto al valore nominale;
- $T_{\text{act,frac}}$  è la *Actual Engine Percentage Torque Fraction*, che tiene conto delle correzioni di frazionamento della coppia in condizioni transitorie;
- $T_{\text{fric,nom}}$  è la *Nominal Friction Percentage Torque*, corrispondente alla quota percentuale di coppia persa per attriti interni e ausiliari;
- $T_{\text{ref}}$  è la *Reference Torque* [Nm], ovvero la coppia massima di riferimento dichiarata dal costruttore.

L'equazione 2.1 consente di determinare, per ogni istante di campionamento, la coppia meccanica effettiva disponibile all'albero motore. Tale valore è stato successivamente utilizzato per il calcolo della potenza netta richiesta al motore secondo la relazione:

$$P_{\text{net}} = \frac{T_{\text{net}} \cdot n_{\text{mot}} \cdot 2\pi}{60 \cdot 1000} \quad (2.2)$$

dove  $n_{\text{mot}}$  rappresenta la velocità di rotazione del motore [rpm]. L'equazione 2.2 fornisce la potenza meccanica netta erogata dal motore termico, espressa in [kW]. La procedura descritta è stata applicata sistematicamente a tutti i test sperimentali eseguiti nel campo prova, al fine di ricostruire l'andamento temporale della richiesta energetica del motore. Dai risultati ottenuti è stato quindi possibile derivare le quantità energetiche totali assorbite dal motore termico durante ciascuna prova, nonché analizzare il comportamento dinamico del propulsore in funzione di:

- velocità di rotazione del motore ( $n_{\text{mot}}$ ),

- velocità di traslazione del veicolo ( $v_{\text{veh}}$ ),
- potenza istantanea richiesta ( $P_{\text{net}}$ ).

Nei paragrafi successivi verranno presentati i grafici temporali che mostrano la variazione simultanea di tali grandezze, consentendo di valutare l'effettivo bilanciamento energetico del sistema motore–trasmissione nelle diverse condizioni operative sperimentate.

### 2.2.2 Calcolo delle quantità energetiche assorbite dalla driveline

Una volta definite le condizioni di prova e richiamato lo schema funzionale dello *split di potenza* illustrato nel capitolo precedente, è stato svolto il calcolo delle grandezze energetiche assorbite dalla driveline. A tal fine, è stato sviluppato un modello matematico rappresentativo della trasmissione installata sul veicolo, che tiene conto dei principali componenti di conversione e trasmissione della potenza meccanica, con particolare attenzione al comportamento del convertitore di coppia. I dati di ingresso necessari al modello sono stati acquisiti dai canali precedentemente selezionati della rete CAN. Conoscendo la velocità della turbina del convertitore e avendo ricavato tramite il modello matematico la coppia trasmessa al convertitore, è stato possibile calcolare la potenza meccanica assorbita secondo la relazione:

$$P_{\text{driveline}} = T_{\text{conv}} \cdot \omega_{\text{turb}} \quad (2.3)$$

dove:

- $T_{\text{conv}}$  rappresenta la coppia assorbita dal convertitore [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ];
- $\omega_{\text{turb}} = \frac{2\pi n_{\text{turb}}}{60}$  è la velocità angolare della turbina in [ $\text{rad/s}$ ]

La potenza così ottenuta rappresenta l'energia meccanica istantanea assorbita dall'intera driveline e costituisce la base per la successiva analisi energetica lato motore e lato idraulica. Successivamente, è stato analizzato il comportamento del convertitore di coppia mediante i dati caratteristici forniti dal costruttore. Tali dati riportano il rendimento del convertitore, indicato come  $\eta$ , e il rapporto di velocità tra turbina e pompa, definito come:

$$\nu = \frac{n_{\text{turb}}}{n_{\text{pump}}} \quad (2.4)$$

A partire da questi parametri, è stata costruita una curva interpolante  $\eta(\nu)$ , atta a descrivere in maniera continua il legame tra il rendimento del convertitore e il rapporto di velocità. L'interpolazione è stata effettuata mediante un fitting polinomiale di ordine opportuno, scelto in modo da minimizzare l'errore quadratico

medio e garantire una buona aderenza ai punti sperimentali forniti. La relazione finale può essere quindi espressa in forma analitica come:

$$\eta = f(\nu) \quad (2.5)$$

dove la funzione  $f(\nu)$  rappresenta il comportamento caratteristico del convertitore di coppia. Questa equazione risulta di fondamentale importanza per stimare le perdite interne e per calcolare la potenza effettivamente trasmessa dal motore alla driveline nelle diverse condizioni operative analizzate. La relazione ottenuta è stata impiegata per determinare, per ciascun campione temporale, il rendimento istantaneo del convertitore di coppia. Attraverso tale parametro è stato possibile stimare la potenza assorbita complessivamente dalla driveline e separare la quota di potenza imputabile al solo convertitore da quella trasmessa al resto della catena cinematica. In particolare, la potenza assorbita dalla driveline al netto del convertitore è stata calcolata come:

$$P_{\text{driveline, no conv}} = P_{\text{driveline}} \cdot \eta_{\text{conv}} \quad (2.6)$$

mentre la potenza assorbita dal convertitore di coppia è stata ottenuta per differenza:

$$P_{\text{conv}} = P_{\text{driveline}} - P_{\text{driveline, no conv}} \quad (2.7)$$

dove:

- $P_{\text{driveline}}$  è la potenza meccanica totale assorbita dalla trasmissione, come definita in precedenza;
- $\eta_{\text{conv}}$  è il rendimento istantaneo del convertitore di coppia, funzione del rapporto di velocità  $\nu$  secondo la relazione  $\eta = f(\nu)$ ;
- $P_{\text{conv}}$  rappresenta la potenza dissipata o convertita all'interno del convertitore di coppia, principalmente per effetto delle perdite viscose e dei fenomeni di scorrimento idrodinamico.

I risultati ottenuti consentono di quantificare la potenza assorbita dalla trasmissione in assenza del convertitore, condizione di particolare interesse in un'ottica di futura ibridizzazione del sistema. In tale scenario, infatti, il convertitore di coppia verrebbe presumibilmente eliminato o sostituito da un dispositivo di accoppiamento elettrificato, rendendo nota la potenza che la nuova architettura dovrà garantire per mantenere le stesse prestazioni dinamiche.



Successivamente, è stata stimata la potenza assorbita dal sistema idraulico dell'intero veicolo, definita come differenza tra la potenza netta richiesta al motore termico e quella trasmessa alla driveline:

$$P_{\text{hyd}} = P_{\text{net}} - P_{\text{driveline}} \quad (2.8)$$

dove  $P_{\text{hyd}}$  rappresenta la potenza istantanea dedicata ai circuiti idraulici, quali servocomandi, pompe ausiliarie, attuatori e motori idraulici.

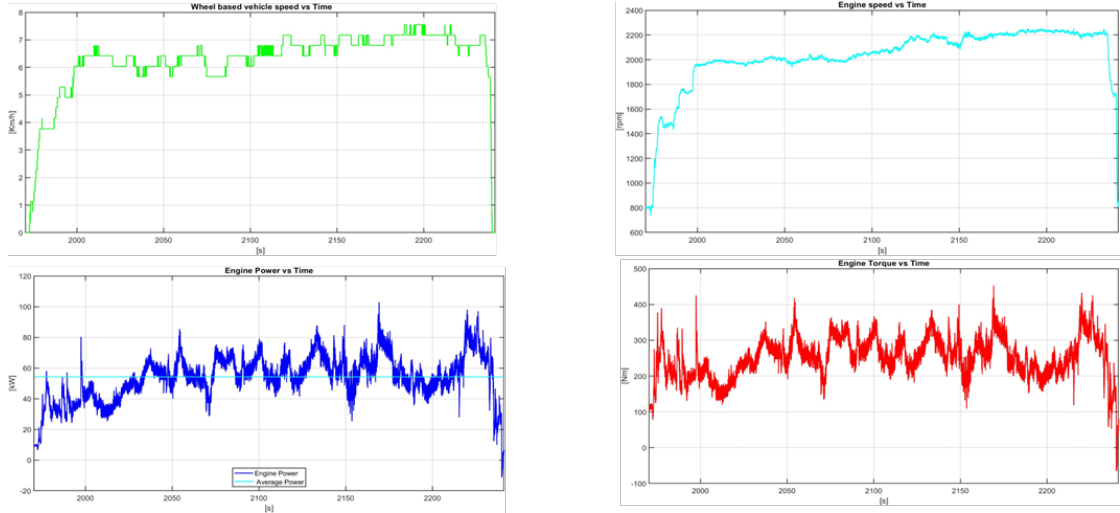
A partire dalle potenze istantanee calcolate per i tre macro-sistemi principali dello *split di potenza* — motore termico, driveline e sistema idraulico — è stato possibile determinare le energie totali assorbite nel corso delle prove. Per tale scopo, è stato applicato il metodo numerico di integrazione dei trapezi all'andamento temporale di ciascuna potenza:

$$E = \int_{t_0}^{t_f} P(t) dt \approx \sum_{i=1}^{N-1} \frac{P_i + P_{i+1}}{2} \Delta t \quad (2.9)$$

dove  $\Delta t$  è l'intervallo di campionamento e  $N$  il numero totale di campioni acquisiti. Le energie così ottenute, espresse in kilowattora [kWh], rappresentano il consumo energetico totale di ciascun sottosistema durante le diverse prove sperimentali. Tali risultati permettono di delineare con precisione il bilancio energetico del veicolo e costituiscono un riferimento fondamentale per la progettazione di eventuali architetture ibride o completamente elettriche.

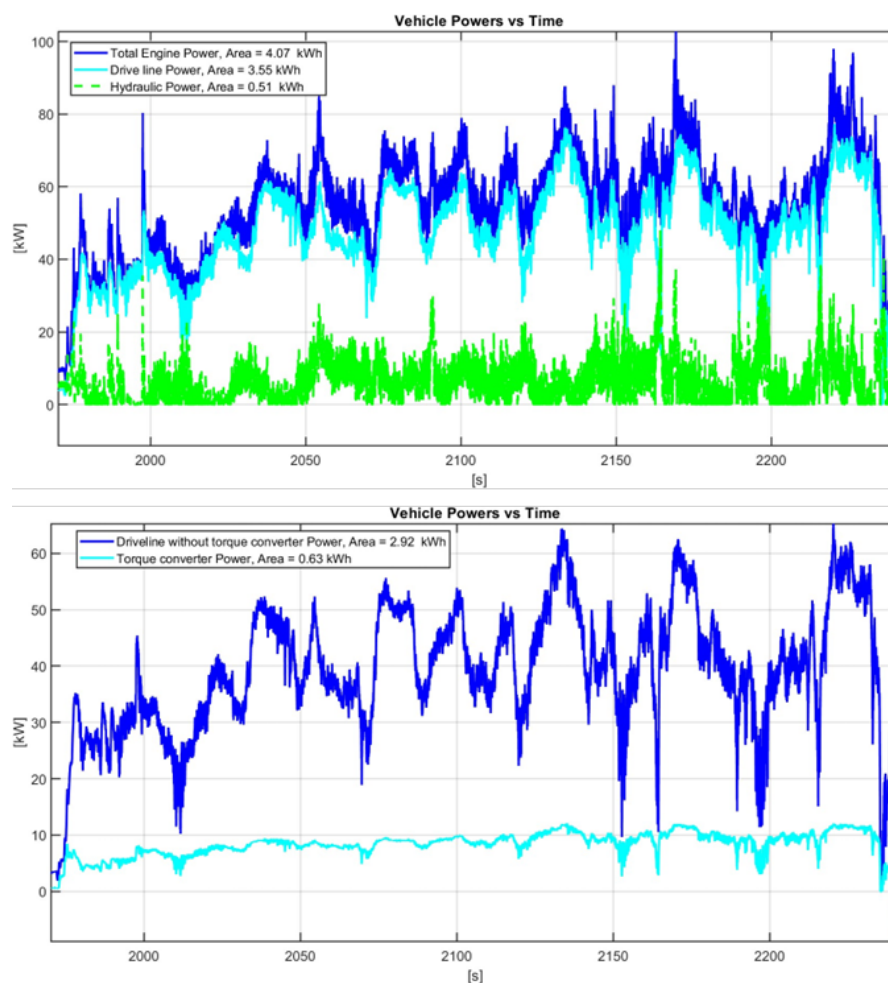
### 2.2.3 Grafici e analisi dei dati provenienti dalle prove sperimentali

#### Fine Grading



**Figura 2.3:** Grafici Dataset del Fine Grading

Dall'analisi dei dati sperimentali, della durata complessiva di 4.5 min, si può osservare che, durante questa specifica operazione, la macchina trasla a velocità piuttosto ridotte e con un'andatura pressoché costante. Un comportamento analogo si riscontra nel regime di rotazione del motore, che, una volta raggiunto un intervallo compreso tra circa 2000 e 2200 [rpm], tende a stabilizzarsi mostrando solo lievi oscillazioni. L'andamento della coppia e della potenza risulta coerente con le variazioni di velocità lineare e di numero di giri, evidenziando una relazione diretta tra la richiesta di carico meccanico e le condizioni operative del motore. Si osservano numerosi picchi di coppia nell'intorno di 400 e 450 [Nm], sebbene la maggior parte del tempo il valore si mantenga pressoché costante attorno a circa 250 [Nm]. Per quanto riguarda la potenza, si registrano picchi massimi compresi tra 80 kW e 100 kW, tuttavia tali eventi risultano sporadici. Nel complesso, la potenza erogata mostra un andamento stabile e regolare, con un valore medio di circa 54 kW, indice di una condizione di funzionamento stazionaria e di un carico relativamente costante applicato al motore.

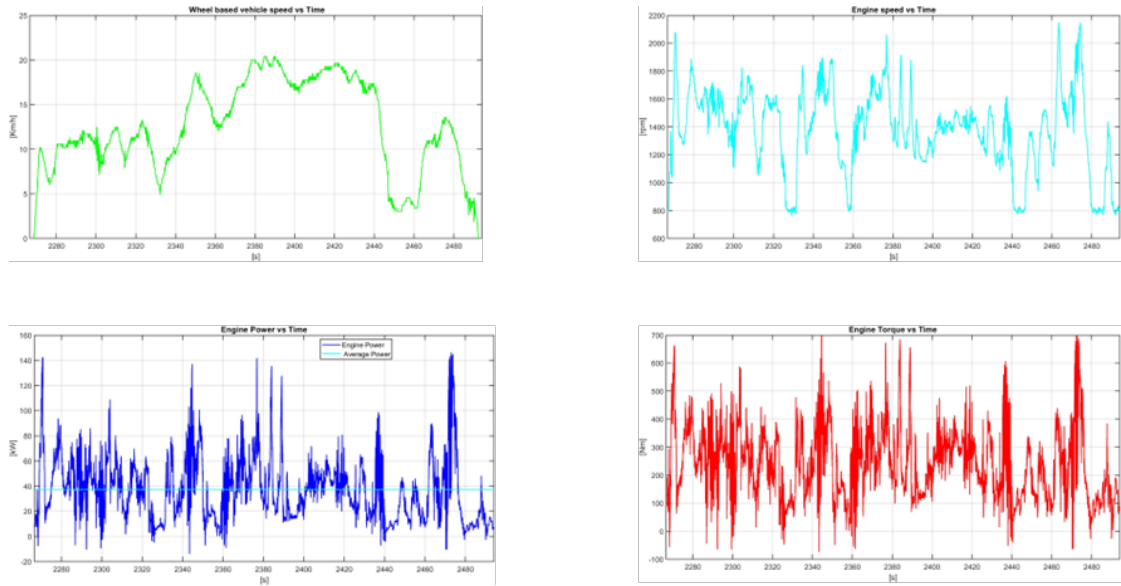


**Figura 2.4:** Diagrammi di Consumo Energetico del Fine Grading

Dall'analisi dei dati energetici relativi alle prove effettuate sul grader, è possibile osservare che i consumi associati alla driveline seguono in maniera pressoché fedele l'andamento della curva di potenza totale richiesta al motore termico, risultando tuttavia di entità leggermente inferiore. Questo comportamento indica che, nelle condizioni operative analizzate, la principale richiesta di energia al motore proveniva dal lato meccanico della trasmissione, che ha rappresentato la componente dominante nel bilancio di potenza complessivo del veicolo. In altri termini, la quasi totalità della potenza erogata dal motore è stata destinata alla trazione, in particolare alle quattro ruote posteriori del grader, le quali costituiscono l'elemento primario di avanzamento del mezzo durante le prove. Tale evidenza risulta coerente con la tipologia di missione eseguita, caratterizzata da fasi di spinta e livellamento del terreno, nelle quali il contributo della trazione è prevalente rispetto agli altri

sistemi. Per quanto riguarda invece il sistema idraulico, i consumi energetici risultano decisamente inferiori e mostrano un andamento regolare con piccole oscillazioni. I tratti della curva in cui la potenza idraulica presenta un andamento simile a quello della driveline possono essere attribuiti alla trazione delle ruote anteriori, realizzata mediante motori idraulici. I picchi di potenza osservabili in specifici istanti, invece, sono riconducibili con buona probabilità all'azionamento dei cilindri idraulici preposti al sollevamento e alla regolazione della lama di livellamento o di altri attuatori secondari. In sintesi, l'analisi energetica evidenzia come, per il grader in questa prova, la driveline rappresenti la principale fonte di assorbimento di potenza, mentre il sistema idraulico contribuisce in misura minore e con un andamento fortemente dipendente dalle manovre operative svolte durante la prova. Osservando il diagramma che mostra la potenza assorbita dal convertitore di coppia è possibile affermare che questa abbia un carattere quasi costante e lineare ma di entità non trascurabile, il che significa che si hanno perdite dovute a un rendimento non elevato. Si evidenzia però una buona trasmissione della coppia attraverso una ridotta sensibilità alle oscillazioni di potenza assorbita dalla driveline.

### Roding 1



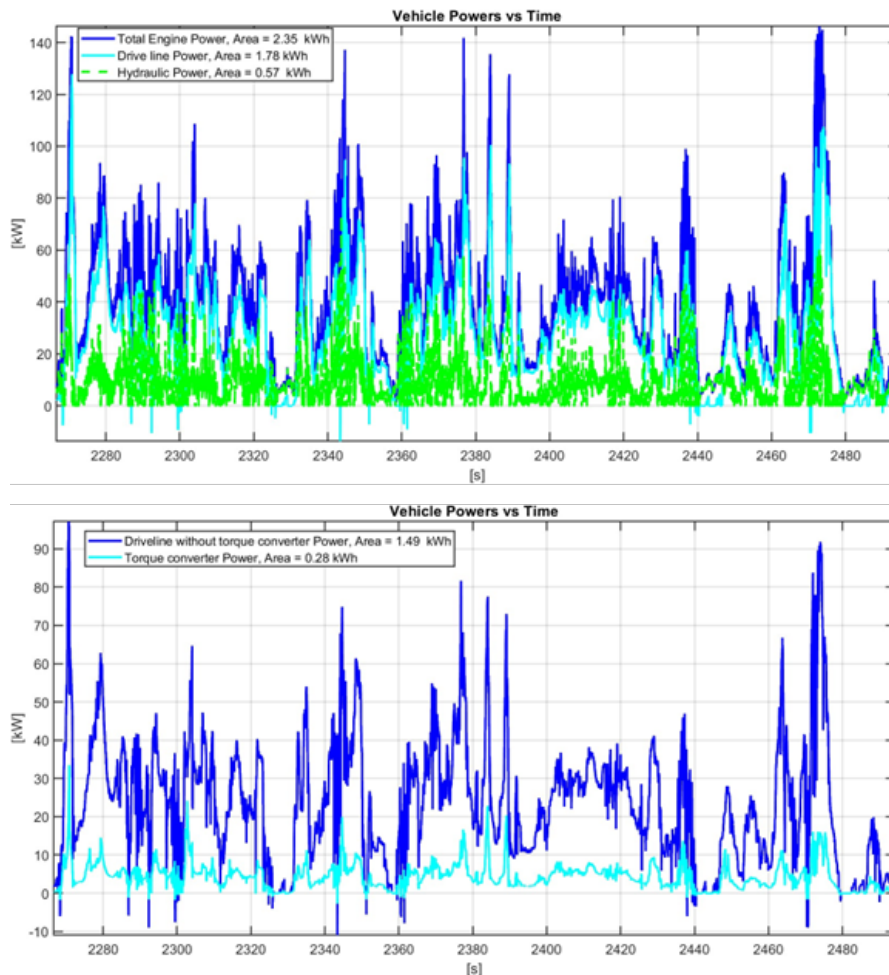
**Figura 2.5:** Grafici Dataset del Roding 1

Dall'analisi di questa seconda prova, della durata complessiva di circa 3.8 min, si può osservare che il veicolo trasla a velocità significativamente più elevate rispetto a quelle registrate nella precedente operazione. In questo caso, l'andatura non

risulta costante, come prevedibile, poiché tale attività rappresenta la simulazione degli spostamenti tra differenti siti di lavoro.

Il regime di rotazione del motore mostra un andamento piuttosto irregolare, verosimilmente correlato alle variazioni di velocità imposte dal conducente tramite l'azionamento del pedale dell'acceleratore. In modo coerente, anche l'andamento della coppia risulta disomogeneo, caratterizzato da richieste istantanee di elevata coppia seguite da rapide riduzioni, presumibilmente dovute a un utilizzo discontinuo dell'acceleratore o a variazioni repentine della velocità del veicolo. Il valore medio della coppia durante l'intervallo analizzato risulta pari a 240.6 N m.

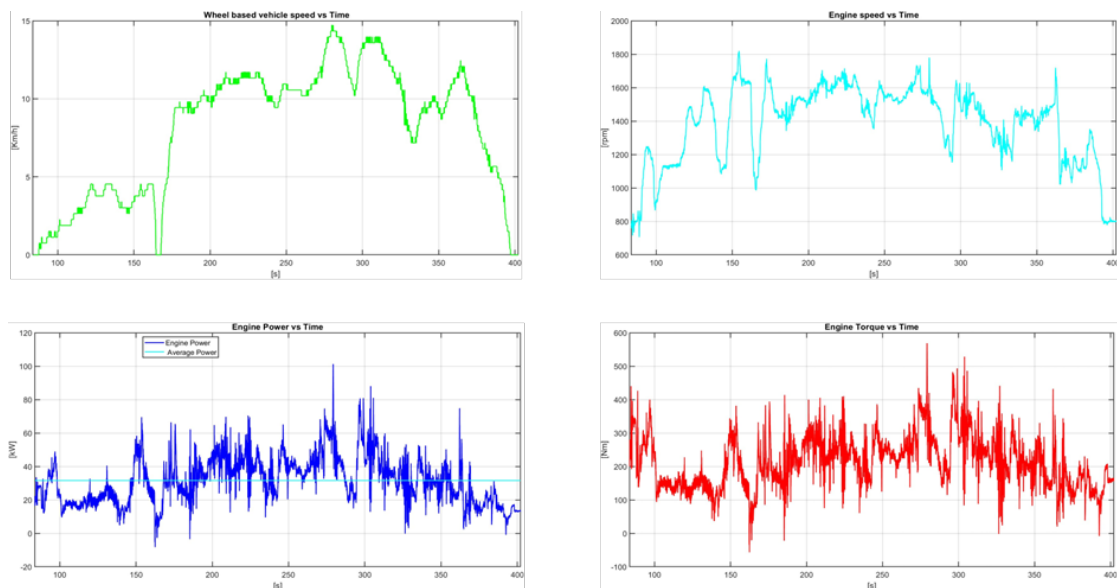
Analogamente, l'andamento della potenza evidenzia oscillazioni marcate, con picchi istantanei di potenza elevata seguiti da rapide discese. Il valore medio della potenza risulta pari a circa 37.4 kW, in linea con le dinamiche operative e con la natura transitoria della manovra analizzata.



**Figura 2.6:** Diagrammi di Consumo Energetico del Roding 1

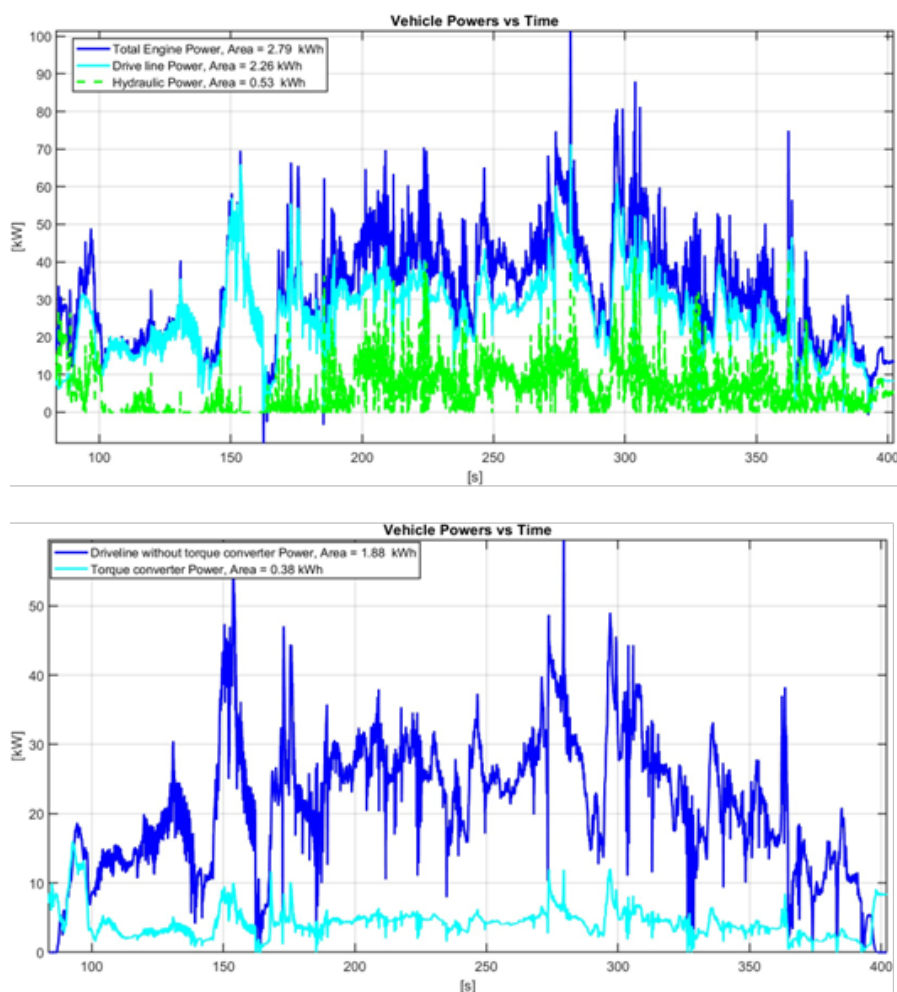
Dall'osservazione dei diagrammi di potenza relativi alle prove sperimentali, si nota che la curva di potenza associata alla *driveline* segue fedelmente l'andamento della potenza totale erogata dal motore termico, risultando però leggermente inferiore in valore assoluto. Questa differenza è attesa e coerente con il tipo di test eseguito, che simula la fase di trasferimento del grader tra differenti siti di lavoro, durante la quale l'energia richiesta al motore è destinata principalmente alla trazione. Nel corso della prova, le frequenti variazioni di velocità imposte al veicolo generano rapidi transitori di accelerazione e decelerazione. Tali fenomeni si riflettono nei diagrammi come picchi e fluttuazioni della potenza assorbita, dovuti alla variazione del carico dinamico sulla trasmissione. In particolare, i picchi di potenza idraulica sono riconducibili all'intervento dei motori idraulici di trazione anteriore e del sistema frenante, che durante le fasi di rallentamento o ripartenza richiedono energia supplementare al motore termico. Analizzando congiuntamente la potenza assorbita dal *torque converter* e quella riferita alla driveline meccanica (trasmissione e *final drive*), è possibile individuare le fasi in cui si verificano le maggiori perdite per scorrimento interno del fluido nel convertitore. Durante le accelerazioni e decelerazioni più brusche, infatti, lo scorrimento tra turbina e pompa aumenta, causando un peggioramento del rendimento e quindi un incremento della potenza assorbita dal convertitore. Viceversa, nelle fasi di regime costante, lo scorrimento si riduce e il rendimento cresce, garantendo una trasmissione della coppia più diretta ed efficiente verso la driveline. In sintesi, i diagrammi di potenza mostrano chiaramente come, in questa tipologia di prova, la driveline rappresenti il principale canale di assorbimento energetico, con un andamento strettamente correlato a quello della potenza totale del motore. Il convertitore di coppia, invece, evidenzia una sensibilità più marcata alle variazioni dinamiche, fungendo da punto critico per l'efficienza complessiva del sistema durante i transitori di accelerazione e frenata.

## Roading 2



**Figura 2.7:** Grafici Dataset del Roding 2

La presente operazione, analoga a quella precedentemente descritta, è stata ripetuta in quanto rappresenta una prova caratterizzata da una forte variabilità in funzione dell'area di lavoro e da un grado di standardizzazione inferiore rispetto agli altri test eseguiti. Lo scopo di questa prova è stato quello di individuare eventuali similitudini con l'operazione analizzata in precedenza, così da poter attribuire all'attività di *Roding* alcune caratteristiche comuni, pur considerando l'inevitabile variabilità derivante dalle differenti condizioni operative e ambientali dei siti di lavoro. Analizzando la velocità di traslazione, si osservano due fasi distinte: una iniziale, corrispondente a un breve spostamento seguito da una sosta, e una seconda fase durante la quale il veicolo raggiunge velocità piuttosto elevate, analoghe a quelle riscontrate nella prova precedente, mantenendole fino al termine del test, dove si registra un rallentamento progressivo fino all'arresto. Il valore relativamente alto della velocità di traslazione può essere considerato una delle caratteristiche principali di questa tipologia di operazione. Per quanto riguarda la velocità di rotazione dell'albero motore, essa risulta mediamente inferiore e meno oscillante rispetto al caso precedente, mantenendo un andamento più regolare con fluttuazioni contenute entro un intervallo di valori ristretto, ma comunque corrispondente a un regime di rotazione piuttosto elevato. La coppia e la potenza, che presentano un andamento tra loro coerente, mostrano oscillazioni di ampiezza ridotta. Il valore medio della coppia risulta pari a 212.6 N m, mentre la potenza media erogata è di circa 31.6 kW. La durata complessiva della prova è stata di circa 5.31 min.



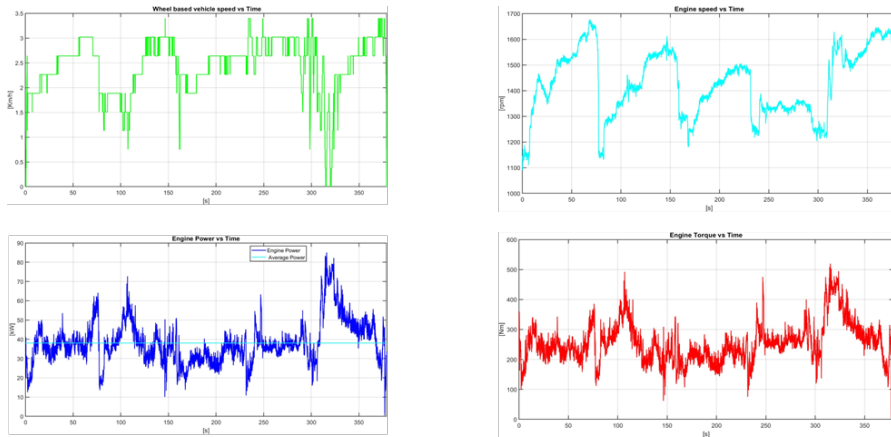
**Figura 2.8:** Diagrammi di Consumo Energetico del Roding 2

Nel primo diagramma, relativo alla distribuzione di potenza durante il test, si osserva una fase iniziale in cui l'energia erogata dal motore termico viene quasi interamente assorbita dalla *driveline*. In questa porzione del test, l'attività del sistema idraulico è minima e la potenza idraulica risulta trascurabile, a conferma del fatto che la richiesta energetica è principalmente destinata alla trazione del veicolo. Nella seconda parte dell'acquisizione, la potenza assorbita dalla driveline mantiene valori elevati e segue con buona fedeltà l'andamento della potenza totale erogata dal motore, risultando tuttavia traslata verso valori leggermente inferiori. In questa fase, si registra anche un contributo più significativo da parte del sistema idraulico, che manifesta un comportamento analogo a quello osservato nel primo test di *roading*. I numerosi picchi di potenza evidenziati nei diagrammi indicano infatti che le rapide accelerazioni e frenate imposte durante la prova sollecitano



energeticamente il circuito idraulico, generando richieste istantanee di potenza non trascurabili. Tali richieste sono presumibilmente imputabili all'azione della pompa idrostatica che alimenta i motori idraulici anteriori e, in misura minore, all'impianto frenante. Dall'analisi integrata delle energie assorbite nel tempo, emerge che in questo tipo di prova la quasi totalità dell'energia prodotta dal motore è assorbita dalla driveline, confermando che la trazione rappresenta il principale canale di dissipazione energetica del sistema. Nel secondo diagramma, relativo al comportamento del *torque converter*, si osserva un andamento coerente con quanto riscontrato nel test di *roading* precedente. Il convertitore presenta piccole oscillazioni di potenza e momentanei incrementi di assorbimento energetico, associati alle fasi di rapida accelerazione, quando lo scorrimento interno tra turbina e turbopompa aumenta e il rendimento peggiora. Come previsto, la potenza assorbita dal convertitore tende però a mantenersi su valori mediamente bassi, poiché durante la maggior parte del trasferimento il sistema dovrebbe raggiungere una costanza operativa in grado di ridurre lo scorrimento interno e migliorando l'efficienza complessiva della trasmissione.

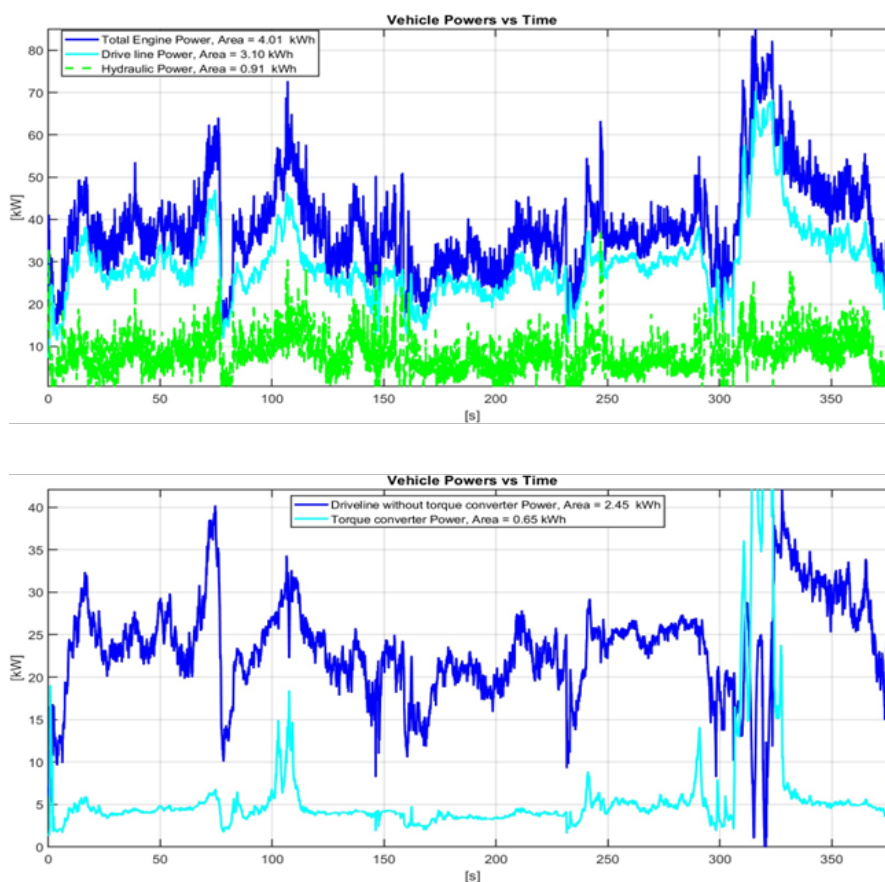
### Heavy Grading



**Figura 2.9:** Grafici Dataset del Heavy Grading

Partendo dall'analisi della velocità di traslazione, si può osservare come essa risulti significativamente ridotta, in linea con la tipologia di attività svolta. Durante le operazioni di livellamento del terreno, infatti, il veicolo deve procedere a bassa velocità per garantire un'azione precisa e controllata, in quanto coinvolge la movimentazione di una notevole quantità di materiale. Una velocità di traslazione contenuta consente di mantenere la stabilità del mezzo, migliorare la qualità del livellamento e ridurre le sollecitazioni dinamiche sulle parti meccaniche. Dal grafico della velocità di rotazione del motore si osserva che il regime massimo raggiunto

durante l'operazione è inferiore rispetto a quello registrato nelle prove precedenti. L'andamento mostra una leggera crescita iniziale, probabilmente dovuta all'aumento progressivo della quantità di materiale movimentato: man mano che la lama del grader inizia a spostare volumi maggiori di terreno, il carico sul motore cresce e di conseguenza aumenta anche il regime di rotazione. Successivamente, il numero di giri tende a stabilizzarsi, indicando che il sistema ha raggiunto una condizione di equilibrio operativo, in cui la quantità di materiale movimentato e la forza di reazione del terreno si mantengono pressoché costanti. I cali di regime, prossimi alla velocità di minimo (*idle speed*), sono verosimilmente associati ai momenti di arresto del veicolo al termine di un ciclo di livellamento e alla successiva ripartenza per un nuovo tratto di lavoro. Per quanto riguarda la coppia motore, si osserva un andamento quasi costante, con oscillazioni di lieve entità e incrementi di coppia non istantanei ma distribuiti nel tempo. Tale comportamento è coerente con la natura dell'operazione: il grader incontra zone del terreno con diversa resistenza alla penetrazione e quantità di materiale variabile, che possono essere influenzate da fattori come la composizione del suolo, il grado di umidità o la presenza di asperità che incrementano l'attrito di avanzamento. In questi casi, la richiesta di coppia aumenta gradualmente per compensare l'aumento di carico meccanico sul motore. Durante la prova si raggiunge un valore massimo di circa 500 N m, mentre la coppia media si attesta attorno a 253.5 N m. L'andamento della potenza risulta strettamente correlato a quello della coppia, mostrando una richiesta pressoché costante e prolungata nel tempo. I valori massimi di potenza si aggirano intorno a 80 kW, mentre il valore medio risulta pari a circa 38.1 kW. Tale profilo energetico è indicativo di un'attività a regime quasi stazionario, con un carico meccanico costante e privo di brusche variazioni, tipico delle operazioni di livellamento controllato. La durata complessiva della prova è stata di circa 6.3 min. Nel complesso, l'analisi evidenzia un comportamento del sistema propulsivo stabile ed efficiente, con una richiesta di potenza continua ma moderata, coerente con la natura dell'operazione di grading e con l'esigenza di precisione e controllo del movimento.

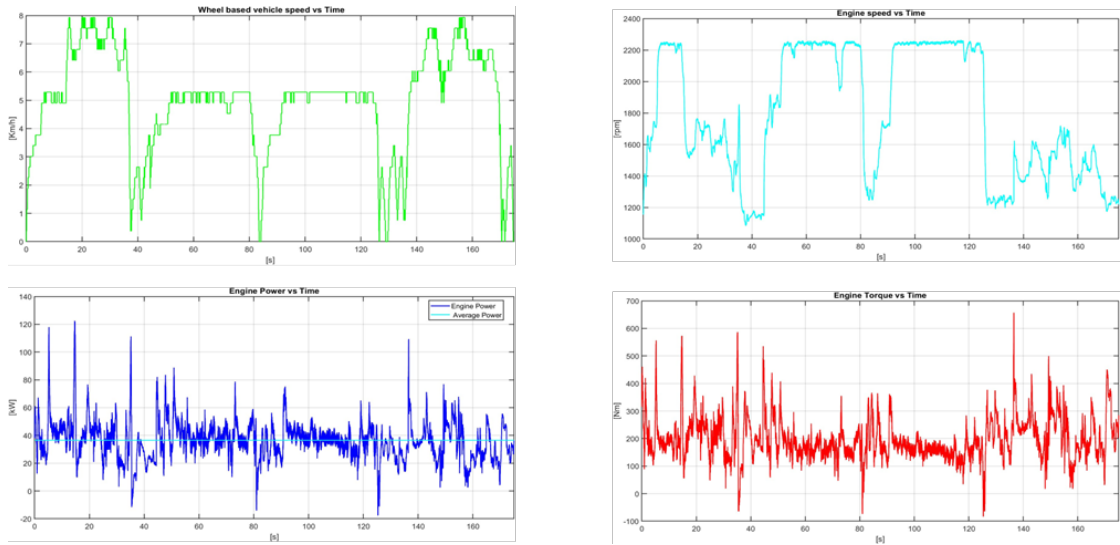


**Figura 2.10:** Diagrammi di Consumo Energetico del Heavy Grading

Dall'analisi dei diagrammi di potenza relativi a questa prova, si osserva una significativa variazione nella distribuzione dei consumi energetici rispetto ai test di *roading* precedentemente analizzati. In particolare, emerge una quota di energia assorbita dal sistema idraulico decisamente più elevata, a testimonianza del diverso regime operativo del grader. Il test, infatti, riproduce una condizione di lavoro più gravosa, tipica delle fasi di livellamento e movimentazione di materiale, in cui il carico di potenza non è più concentrato esclusivamente sulla *driveline*, ma coinvolge in modo sostanziale anche il circuito idraulico. Il comportamento osservato è coerente con le caratteristiche funzionali del veicolo: durante le operazioni di livellamento, è richiesta una trazione costante e regolare, responsabile della spinta e del controllo del movimento del materiale e una parte dell'energia erogata viene parzialmente destinata all'azionamento degli attuatori idraulici, utilizzati a seconda della manovra necessaria. L'andamento della potenza idraulica, che segue fedelmente le curve di potenza del motore termico e della driveline, conferma questa correlazione diretta tra attività di spinta e sforzo trasmesso ai sistemi idraulici. I picchi sporadici di

potenza idraulica rilevati nei diagrammi sono attribuibili agli attuatori che governano i movimenti del vomere centrale, componente principale nelle operazioni di livellamento. Passando all'analisi del comportamento del *torque converter*, si rileva che, per la maggior parte del periodo di acquisizione, la potenza da esso assorbita rimane su valori bassi e costanti. Ciò indica un elevato rendimento del convertitore e una trasmissione della coppia verso la driveline stabile e regolare, coerente con il tipo di operazione svolta. Le fasi in cui si registrano aumenti improvvisi della potenza assorbita corrispondono invece a richieste transitorie di coppia più elevate, che riducono temporaneamente il rendimento del sistema a causa dell'aumento dello scorrimento interno tra turbina e turbopompa. Nell'ultima parte dell'acquisizione si osserva un picco anomalo della potenza assorbita dal convertitore, probabilmente dovuto a un'inefficienza localizzata. Questo comportamento può essere associato a fenomeni di surriscaldamento dell'olio o ad un eccessivo slittamento interno, conseguenti a una rapida e intensa richiesta di energia meccanica. Tale condizione rappresenta un limite operativo tipico nelle fasi più gravose di utilizzo, in cui il sistema idraulico e la trasmissione vengono sollecitati simultaneamente al massimo delle proprie capacità.

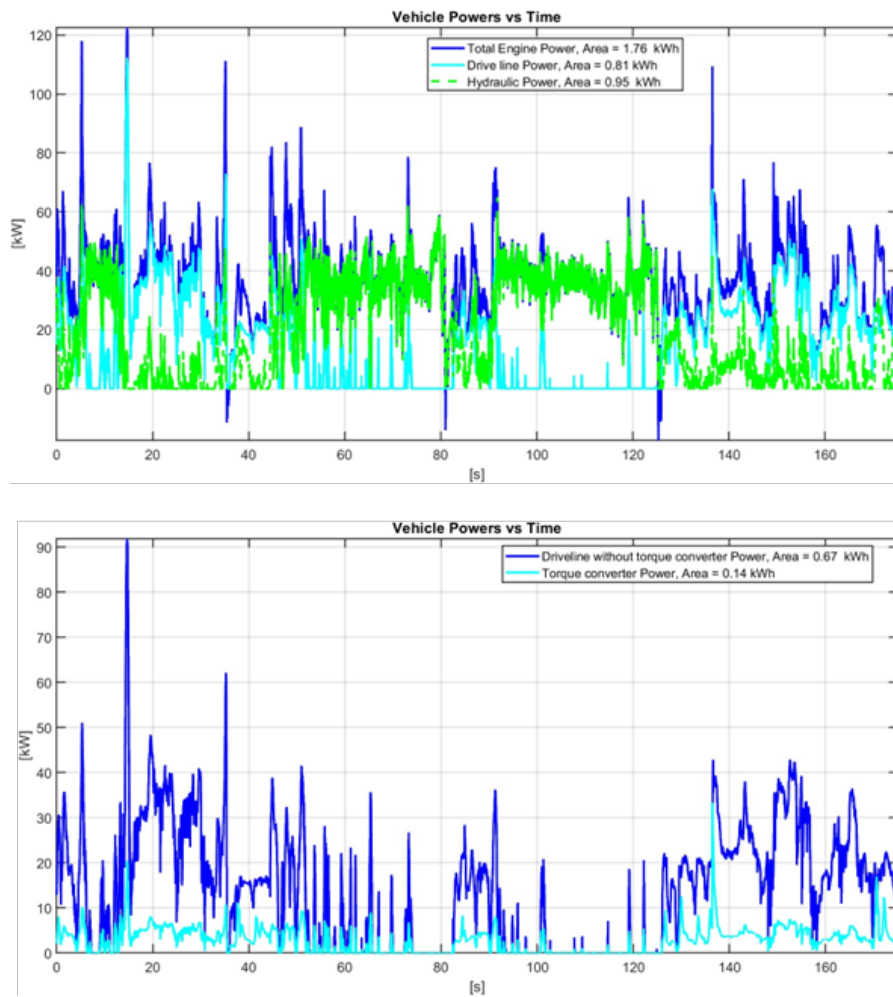
## Reverse



**Figura 2.11:** Grafici Dataset del Reverse

L'analisi di questa operazione riguarda le manovre di retromarcia abitualmente eseguite dal veicolo, frequentemente presenti in una giornata lavorativa della macchina. Tali manovre si rendono necessarie al termine di ciascun tratto di lavoro, quando la macchina deve riposizionarsi per effettuare un secondo o terzo

passaggio di livellamento. L'acquisizione in esame deriva dalla combinazione di quattro diverse sequenze di retromarcia eseguite dal veicolo al termine di operazioni di grading, così da ottenere una rappresentazione complessiva e più significativa del comportamento dinamico del sistema in tale fase operativa. Dal punto di vista cinematico, si osservano velocità di traslazione ridotte, comprese tra circa  $5 \text{ km h}^{-1}$  e  $8 \text{ km h}^{-1}$ , raggiunte in breve tempo, in linea con la natura di questo tipo di manovra che richiede rapidità di spostamento. L'andamento del numero di giri motore mostra valori elevati poiché è una manovra che richiede una rapida accelerazione fino a raggiungere la massima velocità consentita dalla marcia inserita in modo da ridurre al minimo i tempi morti, fenomeno attribuibile all'impiego di marce con rapporti molto ridotti e mantenuti per brevi periodi. Nei tratti caratterizzati da incrementi repentini del regime motore seguiti da rapide discese, è plausibile ipotizzare la presenza di cambi marcia o variazioni improvvise del carico dovute a microspostamenti durante le fasi di arresto e ripartenza. L'andamento della coppia motore risulta altamente oscillante, con numerosi picchi istantanei. Tali fluttuazioni sono riconducibili alle sollecitazioni tipiche dei brevi spostamenti a bassa velocità, nei quali il motore è chiamato a fornire coppia aggiuntiva per vincere le resistenze iniziali all'avviamento del veicolo, senza raggiungere condizioni di equilibrio dinamico stabile. Nonostante questi picchi, il valore medio della coppia risulta relativamente contenuto, attestandosi attorno a  $199 \text{ N m}$ . Un comportamento analogo si osserva per la potenza, il cui andamento segue da vicino quello della coppia. Si registrano picchi istantanei di potenza che possono raggiungere valori dell'ordine di  $120 \text{ kW}$ , seguiti da rapide diminuzioni, a testimonianza della natura intermittente e non stazionaria dell'operazione. Il valore medio della potenza erogata è pari a circa  $36.6 \text{ kW}$ , coerente con un funzionamento disomogeneo in cui il motore alterna fasi di carico elevato e di rilascio. La durata complessiva dell'acquisizione analizzata è pari a circa  $2.9 \text{ min}$ , mentre ciascuna singola manovra di retromarcia ha una durata media di circa  $40 \text{ s}$ . Nel complesso, l'analisi evidenzia un comportamento tipico delle manovre di posizionamento: bassi valori di velocità di traslazione, elevata variabilità dei parametri motore e una richiesta energetica discontinua ma significativa nei brevi intervalli di tempo.



**Figura 2.12:** Diagrammi di Consumo Energetico del Reverse

Dall'analisi dei seguenti diagrammi si evidenzia un comportamento del grader sensibilmente differente rispetto alle prove precedenti. In questo caso, le energie assorbite dalla *driveline* e dal sistema idraulico risultano pressoché equivalenti, senza una netta predominanza da parte della trasmissione meccanica. Tale comportamento è coerente con la natura della manovra in esame: durante le fasi di retromarcia, infatti, il veicolo tende inizialmente ad attivare gli attuatori idraulici — come il sollevamento del ripper posteriore o del vomere centrale — prima di iniziare il movimento vero e proprio. Osservando i quattro test di retromarcia assemblati in questa analisi, si nota che nelle fasi iniziali di ciascuna manovra la curva di potenza assorbita dal sistema idraulico segue fedelmente quella della potenza erogata dal motore termico, collocandosi immediatamente al di sotto di essa. Questo comportamento indica che il sistema idraulico è il primo a richiedere

potenza al motore, per poi progressivamente cedere il predominio alla driveline man mano che il veicolo inizia a muoversi. Nelle prime e ultime manovre si osserva infatti un iniziale picco di assorbimento idraulico, seguito da una fase in cui la driveline diventa il principale utilizzatore di energia, pur mantenendo il circuito idraulico un contributo costante dovuto al funzionamento dei motori idraulici anteriori. Nelle manovre centrali, invece, il comportamento risulta diverso: il sistema idraulico assorbe per quasi l'intera durata della prova la maggior parte della potenza disponibile, mentre la quota destinata alla driveline rimane minima. Ciò suggerisce un utilizzo continuativo predominante dei motori idraulici anteriori, accompagnato da brevi e ripetute accelerazioni che non consentono di raggiungere un regime stabile di avanzamento. In tali condizioni, essi assumono un ruolo predominante nella trazione, poiché in retromarcia sono loro a fornire la spinta principale per lo spostamento del veicolo, in coerenza con la sua architettura costruttiva. È quindi evidente che, durante le manovre di retromarcia, il sistema idraulico del grader sia sottoposto a un carico energetico particolarmente elevato, rappresentando il principale canale di assorbimento di potenza. Per quanto riguarda il comportamento del *torque converter*, il diagramma mostra un andamento irregolare, caratterizzato da numerose oscillazioni della potenza assorbita. Questo comportamento è coerente con la natura della manovra, nella quale rapide accelerazioni e brusche variazioni di carico provocano un aumento dello scorrimento interno tra turbina e turbopompa, con conseguenti perdite di efficienza e maggiore dissipazione di energia. In sintesi, le prove di retromarcia evidenziano un comportamento fortemente variabile delle potenze, riflesso diretto della dinamicità e discontinuità della manovra, nella quale i transitori rapidi mettono simultaneamente sotto carico sia il sistema idraulico sia la trasmissione meccanica.

## Sintesi conclusiva sull'analisi energetica dei test operativi

L'analisi complessiva dei test condotti sulle diverse attività operative — *Fine Grading*, *Roading 1*, *Roading 2*, *Heavy Grading* e *Reverse* — consente di delineare un quadro chiaro e coerente del comportamento dinamico ed energetico del grader in funzione del tipo di operazione svolta. Ogni attività presenta peculiarità ben definite in termini di velocità di traslazione, regime di rotazione del motore, richiesta di coppia e potenza, e interazione tra driveline, sistema idraulico e convertitore di coppia. Nel caso del **Fine Grading**, il veicolo lavora a velocità ridotte e con un andamento regolare e continuo. Il regime motore risulta stabile, con oscillazioni minime, mentre la potenza e la coppia mantengono valori moderati e costanti nel tempo. La curva di potenza della driveline segue fedelmente quella della potenza totale del motore, risultando leggermente inferiore, segno di un trasferimento efficiente dell'energia meccanica alla trazione posteriore. L'assorbimento idraulico rimane contenuto, con richieste limitate agli attuatori, in linea con la

natura fine e controllata dell'operazione. Il carico energetico medio è moderato ma continuo, con valori medi di coppia e potenza pari rispettivamente a circa 250 N m e 54 kW. Durante le operazioni di **Roading 1** e **Roading 2**, che simulano gli spostamenti del veicolo tra differenti siti di lavoro, il comportamento energetico risulta più dinamico e transitorio. Il regime motore presenta oscillazioni più ampie e la coppia varia frequentemente, con picchi significativi durante le accelerazioni e i rallentamenti. La potenza erogata raggiunge valori massimi di circa 140 kW nel *Roading 1* e 100 kW nel *Roading 2*, con valori medi attorno a 37 kW. L'analisi dei diagrammi mostra come la potenza assorbita dalla driveline segua l'andamento della potenza totale del motore, risultando leggermente traslata verso il basso. I picchi osservati sono imputabili alle rapide accelerazioni e frenate, che causano elevati scorrimenti interni nel convertitore di coppia, con conseguente riduzione temporanea del rendimento. Il sistema idraulico contribuisce in misura minore, ma mostra comunque momentanee richieste di potenza legate alla trazione anteriore idraulica e all'impianto frenante. Nel complesso, queste prove evidenziano una forte variabilità energetica e un comportamento coerente con condizioni operative di trasferimento ad elevata dinamicità. L'**Heavy Grading** rappresenta invece una condizione di lavoro più gravosa, caratterizzata dalla movimentazione di grandi quantità di materiale. In questa fase, il carico meccanico sul motore è elevato e la potenza erogata viene suddivisa in modo più equilibrato tra driveline e sistema idraulico. Quest'ultimo mostra un contributo energetico significativo, legato all'alimentazione dei motori idraulici anteriori e agli attuatori del vomere centrale, la cui attività è evidenziata dai picchi nei diagrammi di potenza. L'andamento della potenza idraulica risulta fortemente correlato a quello del motore e della driveline, confermando che entrambe le sezioni del powertrain partecipano attivamente alla trazione e al lavoro di livellamento. Il convertitore di coppia opera con valori di potenza assorbita generalmente bassi e costanti, indice di un rendimento elevato e di una trasmissione fluida. Solo nelle fasi di maggiore richiesta di coppia si osservano temporanei aumenti di potenza assorbita, associati a scorrimenti più marcati o a inefficienze localizzate dovute a surriscaldamento o sovraccarico. Nel complesso, l'**Heavy Grading** si distingue per un funzionamento a bassa velocità, coppia elevata e regime stabile, con un bilanciamento energetico più distribuito tra trazione e idraulica. L'operazione di **Reverse**, relativa alle manovre di retromarcia per il riposizionamento del grader, presenta invece un comportamento fortemente disomogeneo. Le potenze assorbite mostrano oscillazioni marcate, con picchi istantanei fino a 120 kW. Durante queste manovre, le energie assorbite dal sistema idraulico e dalla driveline risultano pressoché equivalenti, poiché l'inizio del movimento coinvolge principalmente gli attuatori idraulici (sollevamento del ripper o del vomere), seguiti dall'attivazione della trasmissione meccanica. In questa manovra, il sistema idraulico può assorbire quasi tutta la potenza disponibile, riflettendo l'azione dei motori idraulici anteriori che in retromarcia garantiscono la spinta



principale. Il convertitore di coppia mostra un andamento irregolare e oscillante, coerente con la natura fortemente transitoria della manovra: le rapide accelerazioni provocano slittamenti elevati e perdite di efficienza. In conclusione, le attività di *Fine Grading* e *Heavy Grading* si configurano come condizioni operative stazionarie, caratterizzate da un'erogazione di potenza stabile e da un assorbimento energetico continuo e bilanciato tra i principali sottosistemi. Al contrario, le fasi di *Roading* e *Reverse* evidenziano un comportamento fortemente dinamico e disomogeneo, con picchi energetici più accentuati e maggiore influenza del convertitore di coppia. La comprensione di tali differenze è fondamentale per valutare l'efficienza globale del sistema propulsivo e per definire strategie di gestione energetica ottimizzate, utili in prospettiva di un'ibridizzazione della macchina. Un riepilogo dei risultati si può osservare in Tabella 2.2 <sup>2</sup>.

			Fine Grading	Roading 1	Roading 2	Heavy Grading	Reverse
Current machine data acquisitions	Acquisition duration	min	4,5	3,8	5,31	6,3	2,9
	Net Max Power	kW	102,8	146,2	101,35	85,0	122,6
	Net Min Power	kW	-11,4	-13,7	-8,27	0,5	-17,6
	Avg Net Engine Power (only >0)	kW	54,2	37,4	31,59	38,1	36,6
	Net Engine Energy consumed (only >0)	kWh	4,1	2,3	2,79	4,0	1,8
	Avg Net Engine Torque (only >0)	Nm	253,0	240,6	212,58	253,5	199,5
	Avg Net Driveline Power (only >0)	kW	47,5	30,4	25,64	29,45	25,3
	Avg Net TC Power (only >0)	kW	8,4	4,8	4,35	6,17	4,3
	Avg Net Hyd Power (only >0)	kW	8,2	10,3	7,76	8,70	23,1
	Estimated Engine efficiency		0,36	0,36	0,36	0,36	0,36
	Gross Energy consumed	kWh	11,3	6,5	7,75	11,1	4,9

**Tabella 2.2:** Tabella riepilogativa dell'analisi energetica delle prove sperimentali

<sup>2</sup>Net Min Power\*: i valori negativi sono relativi a fasi in cui la macchina/motore è soggetta a carichi trascinanti. Per esempio: discese, decelerazioni con freno motore , ecc.

## Capitolo 3

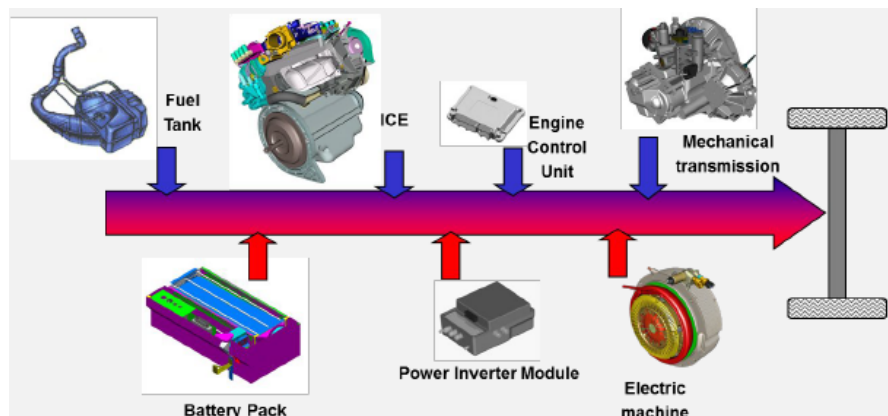
# Simulazione virtuale modello di ibridazione

In questo capitolo verrà presentata, in primo luogo, una breve introduzione ai veicoli ibridi, con particolare attenzione alle loro principali caratteristiche e tipologie costruttive. Successivamente, tali caratteristiche verranno analizzate in relazione alla possibile applicazione sul veicolo da costruzione in analisi in questa tesi. Saranno formulate osservazioni e ipotesi progettuali con l'obiettivo di individuare una soluzione preliminare adeguata al tipo di veicolo in esame, tenendo conto delle specifiche tecniche e funzioni descritte in precedenza. In una seconda fase, si procederà con la costruzione e la validazione di un primo modello *MBD* (*Multi-Body Dynamics*), sviluppato mediante il software *Amesim*. Tale modello sarà realizzato attraverso l'integrazione di sotto-modelli rappresentativi dei principali componenti del veicolo, con lo scopo di riprodurre in modo realistico la dinamica complessiva. Lo sviluppo del modello sarà focalizzato sulla modellazione della **driveline** del veicolo, al fine di ottenere una conoscenza approfondita dei contributi energetici interni in diverse condizioni operative e di carico. In seguito, verrà progettato un modello di architettura ibrida ipotetica, opportunamente adattata al veicolo considerato. Attraverso tale modello sarà possibile effettuare un dimensionamento di massima dei principali componenti del nuovo sistema propulsivo. Lo studio del primo modello dinamico del veicolo originale avrà dunque il compito di guidare le scelte progettuali e il dimensionamento preliminare dei nuovi componenti del sistema ibrido. Una volta definito in maniera sufficientemente accurata il modello del veicolo ibrido, si procederà infine al confronto tra il modello convenzionale e quello ibrido, valutandone le prestazioni in termini di consumo energetico su uno stesso ciclo di simulazione.

### 3.1 Veicoli ibridi elettrici - HEV

Quando si parla di **veicoli ibridi**, si fa riferimento, in generale, a veicoli dotati di un sistema di propulsione alimentato da più di una sorgente di potenza. In particolare, in questo studio si prenderanno in considerazione i **veicoli ibridi elettrici** (*Hybrid Electric Vehicles*, HEV), ossia quei veicoli in cui la trazione è fornita dalla combinazione di un motore termico e di una macchina elettrica. Un veicolo ibrido elettrico è tipicamente costituito da:

- un **internal combustion engine**, che converte in modo irreversibile l'energia chimica del carburante in energia meccanica;
- un **fuel tank**, fonte di carburante.
- una o più **electric machines**, che rappresentano una seconda fonte di potenza meccanica e possono assumere diverse configurazioni (motore in corrente continua, motore a induzione in corrente alternata, motore sincrono a magneti permanenti, ecc.);
- un **battery pack**, che è un sistema di stoccaggio di energia elettrochimica.
- una **engine control unit**, che controlla l'attività del motore termico.
- un **power inverter module**, che rappresenta un dispositivo elettronico che converte la corrente continua (DC) in corrente alternata (AC).
- una **transmission**, solitamente un cambio automatico con associata una final drive.



**Figura 3.1:** Componenti principale di un HEV

Lo sviluppo e la diffusione di questa tipologia di veicoli sono motivati principalmente dalla possibilità di ottenere numerosi vantaggi, tra cui la riduzione dei consumi di carburante, la diminuzione delle emissioni inquinanti e un conseguente incremento della sostenibilità energetica del settore dei veicoli on road e off road. Tra i

principali benefici derivanti dalla combinazione delle due sorgenti di potenza si possono elencare i seguenti:

- **Engine downsizing:** la presenza di più di una sorgente di potenza consente di utilizzare un motore termico di dimensioni ridotte, mantenendo comunque le prestazioni richieste dal veicolo.
- **Regenerative braking:** durante le fasi di decelerazione o arresto, la macchina elettrica può funzionare come generatore, recuperando l'energia cinetica altrimenti dissipata sotto forma di calore e immagazzinandola nella batteria.
- **Idle reduction:** una delle principali cause di spreco energetico nei veicoli convenzionali è il funzionamento del motore termico al minimo durante le soste. Nei veicoli ibridi, in tali condizioni, il motore termico può rimanere spento, mentre la macchina elettrica garantisce l'alimentazione dei servizi ausiliari o la trazione a bassa velocità.
- **Optimal operating line engine work:** la presenza del motore elettrico consente di svincolare il motore termico dalle richieste istantanee di trazione, permettendogli di operare nelle condizioni di massima efficienza, spesso dedicate alla sola ricarica della batteria.
- **Reduction of clutch losses:** il sistema di controllo può sincronizzare la velocità degli alberi di trasmissione e del motore, riducendo le perdite associate all'innesto della frizione.
- **Optimal power distribution:** la disponibilità di due sorgenti di potenza permette di distribuire il carico in modo ottimale, evitando sovraccarichi e migliorando, in alcune condizioni, le prestazioni globali del veicolo.
- **Beltless engine:** l'eliminazione delle trasmissioni a cinghia per gli accessori consente una gestione più efficiente dell'energia e la possibilità di azionare tali componenti esclusivamente tramite alimentazione elettrica.

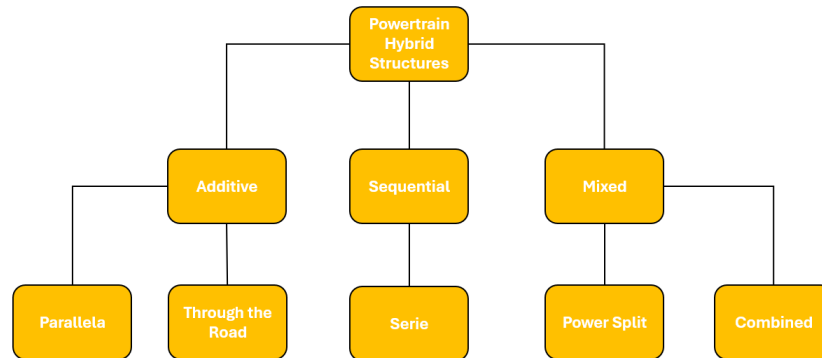
A fronte di questi numerosi vantaggi, esistono tuttavia alcuni **svantaggi** rilevanti, tra i quali:

- un **aumento del peso complessivo** del veicolo, dovuto alla presenza di più componenti (batteria, motore elettrico, elettronica di potenza, ecc.);
- una maggiore **complessità nella gestione e nel controllo** della combinazione tra le due sorgenti di potenza.

### 3.1.1 Architetture dei veicoli ibridi

In questa sezione vengono descritte le principali configurazioni architetture dei veicoli ibridi, analizzandone le caratteristiche, i vantaggi e gli svantaggi dal punto di vista funzionale e costruttivo. Le architetture di propulsione ibrida elettrica dei

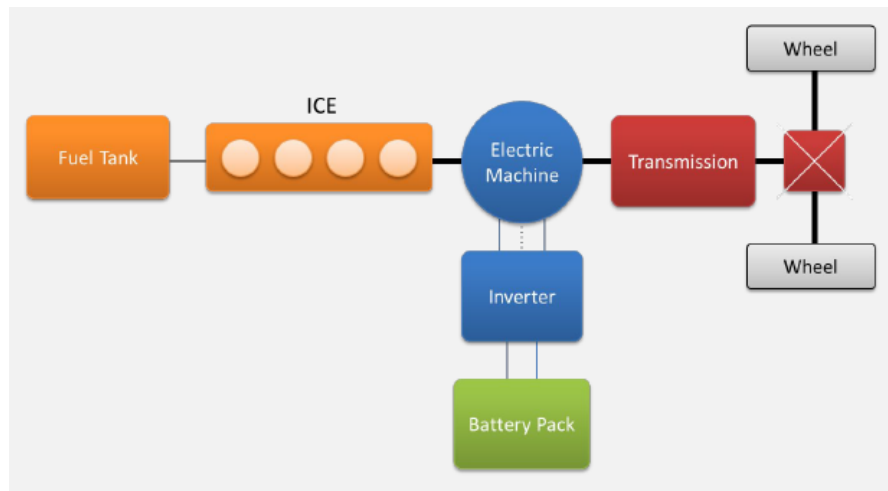
veicoli si classificano secondo tre grandi categorie di sistemi: **additive**, sistemi dove i flussi di potenza provenienti dalle sorgenti si addizionano, **sequential**, sistemi in cui il flusso di potenza segue una sequenza e **mixed**, sistemi in cui i flussi di potenza sono misti. Da questa primaria divisione appartengono le successive principali architetture ibride citate nella figura 3.2.



**Figura 3.2:** Classificazione delle architetture dei sistemi di propulsione ibridi

### Architettura Parallela

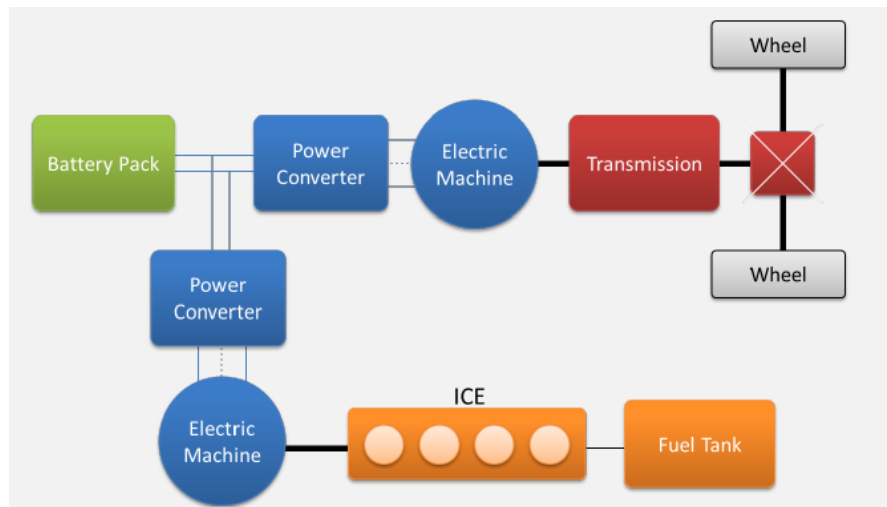
Questa tipologia di architettura ibrida appartiene alla categoria *additive*, poiché le sorgenti di potenza termica ed elettrica contribuiscono congiuntamente alla generazione della coppia motrice, combinando numero di giri e momento torcente in modo da ottenere benefici da entrambe le fonti. Il motore termico e la macchina elettrica sono collegati meccanicamente tramite diverse soluzioni costruttive, ad esempio mediante accoppiamenti assiali o coassiali, cinghie o frizioni. La macchina elettrica può essere collocata in diverse posizioni lungo la catena cinematica, variando così la configurazione meccanica del sistema. Questa architettura consente di combinare i vantaggi dei due sistemi di propulsione: da un lato, la capacità del motore elettrico di fornire coppia elevata a basso numero di giri (particolarmente utile nelle fasi di avvio del veicolo); dall'altro, le alte prestazioni del motore termico a regimi più elevati.



**Figura 3.3:** Esempio di architettura ibrida parallela

### Architettura Serie

In questa configurazione, la trazione del veicolo è affidata esclusivamente alla macchina elettrica, mentre il motore termico è dedicato alla generazione di energia elettrica per la ricarica della batteria. Sono necessarie almeno due macchine elettriche: una che opera come generatore, accoppiata al motore termico, e una che funziona come motore di trazione. Il flusso di potenza è quindi *sequenziale*: il motore termico alimenta il generatore, che a sua volta fornisce energia al sistema di accumulo. Successivamente, la macchina elettrica converte questa energia in potenza meccanica per la trazione del veicolo. In questa architettura non esiste alcun collegamento meccanico diretto tra il motore termico e le ruote motrici. I veicoli con architettura in serie sono spesso denominati *Electric Range Extended Vehicles* (EREV), poiché rappresentano la configurazione ibrida più vicina ai veicoli elettrici puri. Tra i principali vantaggi si annoverano la possibilità di utilizzare un motore termico di dimensioni ridotte, operante in condizioni di massima efficienza e minimo consumo, grazie al disaccoppiamento dalle richieste di trazione. Lo svantaggio principale risiede invece nella necessità di un motore elettrico sufficientemente potente da soddisfare le richieste di potenza massima del veicolo.



**Figura 3.4:** Esempio di architettura ibrida serie

### Architettura Through the Road

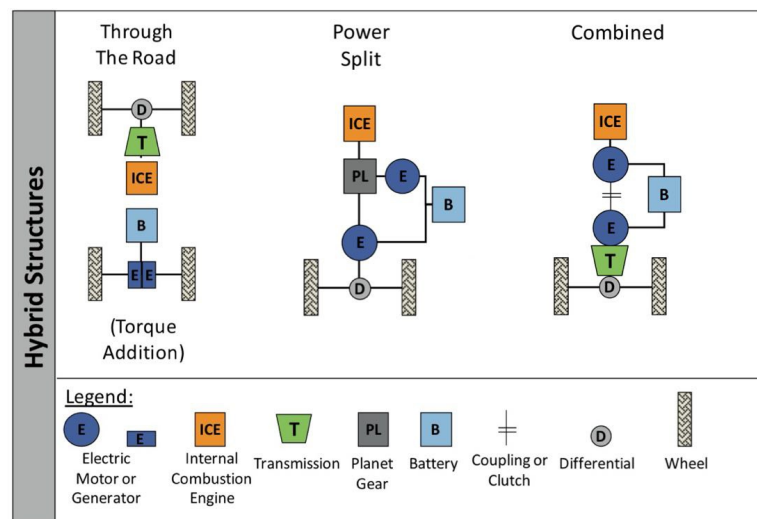
Questa architettura, anch'essa appartenente alla categoria *additive*, si distingue da quella parallela per la separazione delle due sorgenti di potenza su assi differenti del veicolo. L'unica connessione tra il sistema di propulsione termico e quello elettrico avviene tramite l'interazione con le ruote. Entrambe le sorgenti forniscono coppia simultaneamente, contribuendo così alla trazione del veicolo. Il vantaggio principale consiste nella possibilità di convertire un veicolo convenzionale in un veicolo ibrido senza modificare sostanzialmente la struttura originaria della driveline legata al motore termico. Inoltre, non è necessario gestire connessioni o disconnessioni meccaniche (ad esempio mediante frizioni) tra le due unità propulsive.

### Architettura Power split

L'architettura *Power Split* combina le caratteristiche proprie delle configurazioni in serie e in parallelo. Essa impiega un sistema a rotismo epicicloidale che permette di sommare o suddividere la potenza proveniente dalle due sorgenti — termica ed elettrica — in modo da soddisfare sia le esigenze di trazione del veicolo sia quelle di rigenerazione e accumulo energetico.

## Architettura Combined

Denominata anche *serie-parallelo*, questa architettura integra due macchine elettriche (una funzionante come generatore e una come motore) collegate meccanicamente tramite una frizione. Quest'ultima consente di disaccoppiare o accoppiare le due sorgenti di potenza: quando disaccoppiate, il veicolo opera come un ibrido in serie; quando accoppiate, il sistema funziona in modalità parallela. Questa flessibilità operativa permette di combinare i vantaggi di entrambe le architetture, migliorando l'efficienza complessiva del sistema di propulsione. Nella figura 3.5 sono riportati gli esempi delle ultime tre tipologie di architetture ibride citate.



**Figura 3.5:** Esempio di architetture ibride *Through the Road*, *Power split* e *Combined*

### 3.1.2 Scelta dell'architettura ibrida

La selezione dell'architettura più adatta al tipo di veicolo e alla sua specifica applicazione è stata effettuata attraverso una serie di considerazioni sulle principali caratteristiche delle configurazioni ibride descritte in precedenza. Sulla base delle conclusioni tratte dai test sperimentali, sono emerse alcune esigenze fondamentali che hanno guidato la ricerca di una soluzione architettonica in grado di rappresentare il miglior compromesso possibile tra prestazioni, efficienza e complessità costruttiva.



È importante sottolineare che non esiste una “*silver bullet*”, ovvero una soluzione univoca e universalmente ottimale: la scelta dell’architettura dipende fortemente dal tipo di veicolo, dalle condizioni operative e dagli obiettivi progettuali. L’analisi è stata pertanto focalizzata sui vantaggi e sugli svantaggi delle due tipologie di architettura più diffuse e potenzialmente idonee all’adattamento sul veicolo in esame, ossia l’*architettura in serie* e l’*architettura in parallelo*.

#### **Architettura ibrida in serie**

- **Vantaggi:**

- Maggiore flessibilità nel controllo energetico: il motore termico essendo scollegato dalle richieste alle ruote può operare nel punto di massimo rendimento.
- Semplicità meccanica: non è richiesta una connessione meccanica diretta tra motore termico e ruote.
- Possibilità di downsizing del motore termico.
- Possibilità di eliminare la trasmissione tradizionale, riducendo peso e manutenzione, quindi la necessità di introdurre pochi nuovi elementi.
- Migliore adattabilità ai cicli di lavoro.
- Facilità di implementazione della modalità completamente elettrica e flessibilità nella disposizione dei componenti.

- **Svantaggi:**

- Minore efficienza complessiva alle alte velocità, a causa delle perdite nelle doppie conversioni di energia (meccanico → elettrico → meccanico).
- Necessità di generatori e motori elettrici di potenza elevata, con conseguente aumento di peso e costi.
- Maggiore complessità nei sistemi di raffreddamento e gestione termica.

#### **Architettura ibrida in parallelo**

- **Vantaggi:**

- Migliore efficienza complessiva nei veicoli sottoposti a carichi transitori molto elevati, grazie al collegamento diretto del motore termico alle ruote.
- Possibilità di downsizing del motore termico, con contributo di potenza elettrica nei transitori di accelerazione.
- Maggiore semplicità nei componenti elettrici, con motori di potenza inferiore rispetto all’ibrido in serie.

- **Svantaggi:**

- Maggiore complessità meccanica e di controllo, dovuta alla necessità di coordinare due fonti di trazione simultanee.

- Efficienza ridotta nei cicli con bassa velocità media.
- Limitata possibilità di funzionamento in modalità completamente elettrica.
- Maggiori vincoli progettuali per il dimensionamento della trasmissione.

In sintesi, l'architettura in serie risulta maggiormente indicata per veicoli pesanti che operano in contesti a bassa velocità media, nei quali la rigenerazione dell'energia e la gestione ottimizzata del motore termico garantiscono vantaggi significativi in termini di efficienza complessiva. Al contrario, l'architettura in parallelo si dimostra più adatta a veicoli da costruzione leggeri o destinati ad applicazioni caratterizzate da velocità operative variabili, dove l'efficienza meccanica diretta assume un ruolo prioritario. Nel caso specifico del **grader**, il veicolo presenta uno chassis complesso e altamente specializzato; per tale ragione, risulta di notevole interesse evitare modifiche strutturali sostanziali, in modo da preservarne le ottimali capacità operative e non avere eccessivi costi. Per questo motivo, è stata scelta l'architettura in serie, poiché risulta più flessibile e robusta dal punto di vista del *component placing*, ossia consente un'integrazione più agevole dei nuovi componenti senza alterare in modo significativo la disposizione originale degli elementi principali del veicolo e potrà essere impiegata in modo modulare su altre piattaforme di veicoli da costruzioni (tipo WL, Escavatori, Telehandler, ecc.). La scelta dell'architettura in serie è inoltre supportata dal fatto che essa è già stata impiegata con successo in diversi prototipi ibridi realizzati da altri costruttori di veicoli da costruzione, con risultati positivi in termini di riduzione dei consumi e miglioramento dell'efficienza energetica complessiva. Nelle figure 3.6 e 3.7 sono riportati alcuni esempi rappresentativi di tali applicazioni.



**Figura 3.6:** Hitachi Wheel Loader ZW220HYB-5B, John Deere Wheel Loader 644K hybrid



**Figura 3.7:** Volvo Hybrid Wheel Loader LX1

Nel prossimo sotto capitolo si andrà a verificare questa prima ipotesi utilizzando una metodologia di simulazione *Model Based Design*. Questo sarà lo strumento che in prima approssimazione, fornirà una valutazione sulla fattibilità ed efficacia dell'ipotesi di architettura ibrida in serie scelta per il grader e sul dimensionamento di massima dei nuovi componenti.

## 3.2 Metodologia virtuale di simulazione e validazione del veicolo ibrido

In questa sezione si tratterà una breve introduzione sul metodo MBD per poi passare all'applicazione di esso e alla descrizione dei modelli di *driveline* riferiti al veicolo originale e all'architettura ibrida ipotizzata. Durante l'analisi del modello del veicolo ibrido si tratterà anche il dimensionamento di massima dei suoi nuovi componenti.

### 3.2.1 Metodologia Model-Based Design (MBD)

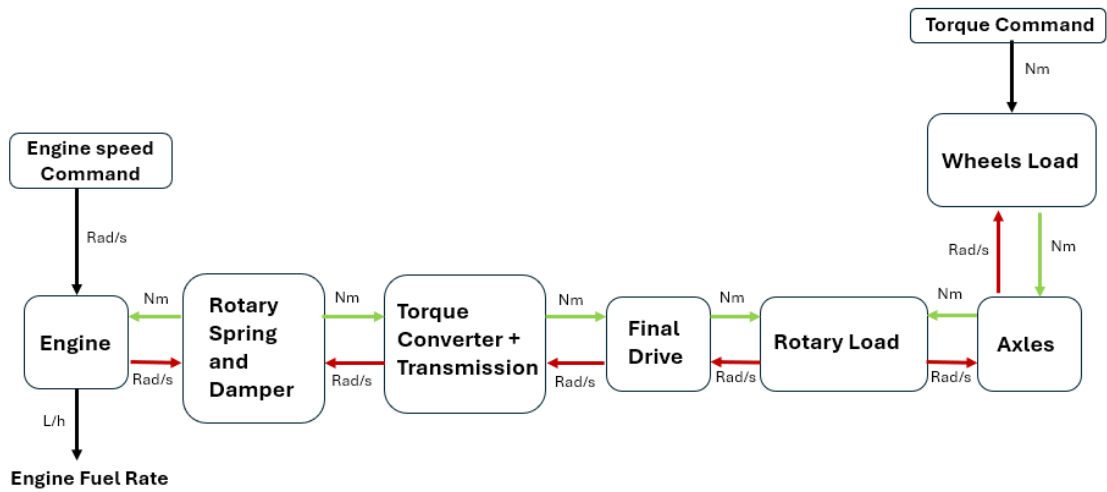
Il *Model-Based Design* (MBD) rappresenta un approccio ingegneristico basato sulla realizzazione e sull'utilizzo di modelli matematici e fisici del sistema da progettare, con l'obiettivo di supportare l'intero ciclo di sviluppo: dall'analisi preliminare fino alla validazione delle prestazioni. In questo lavoro, il metodo MBD è stato impiegato per il dimensionamento di massima di un veicolo ibrido elettrico, attraverso la simulazione dinamica di differenti configurazioni di powertrain. Tale metodologia consente di:

- descrivere in modo parametrico i sottosistemi principali del veicolo (motore termico, macchina elettrica, batteria, trasmissione e resistenze al moto);
- analizzare il comportamento complessivo del veicolo in condizioni di guida rappresentative (cicli normati o profili personalizzati);
- valutare gli effetti delle scelte di dimensionamento sui consumi, sulle prestazioni e sul bilancio energetico complessivo.

Le attività di modellazione e simulazione sono state condotte con il software **Simcenter AMESim**, un ambiente multi-dominio sviluppato da Siemens Digital Industries. AMESim implementa l'approccio del *Model-Based Design* attraverso la costruzione di modelli fisici basati su equazioni differenziali e algebriche, che descrivono in modo dinamico l'interazione tra i diversi sottosistemi del veicolo. Tale approccio viene anche definito *a componenti* (component-based modeling), poiché ogni componente è modellato mediante relazioni costitutive (fisiche o empiriche) che rappresentano bilanci di energia, massa e quantità di moto. L'ambiente mette a disposizione librerie dedicate per numerosi domini come quello meccanico, elettrico, termodinamico e di controllo, permettendo così la realizzazione di un modello integrato del veicolo. Possiede poi un ambiente di simulazione che risolve il comportamento nel dominio del tempo mediante solutori numerici dedicati. In questo senso, AMESim adotta un **approccio dinamico**, poiché considera le grandezze di stato e i fenomeni transitori, come l'accelerazione del veicolo, la variazione di coppia motrice o i processi di carica e scarica della batteria. Alcuni sottosistemi possono tuttavia essere rappresentati in forma *quasi statica* (ad esempio mediante mappe di efficienza del motore termico o elettrico), per ridurre la complessità computazionale senza compromettere la coerenza energetica del modello complessivo. Questo approccio dinamico consente di analizzare la risposta del veicolo in condizioni di guida reali, valutando l'evoluzione temporale delle variabili di interesse e il bilancio energetico lungo l'intero ciclo di simulazione.

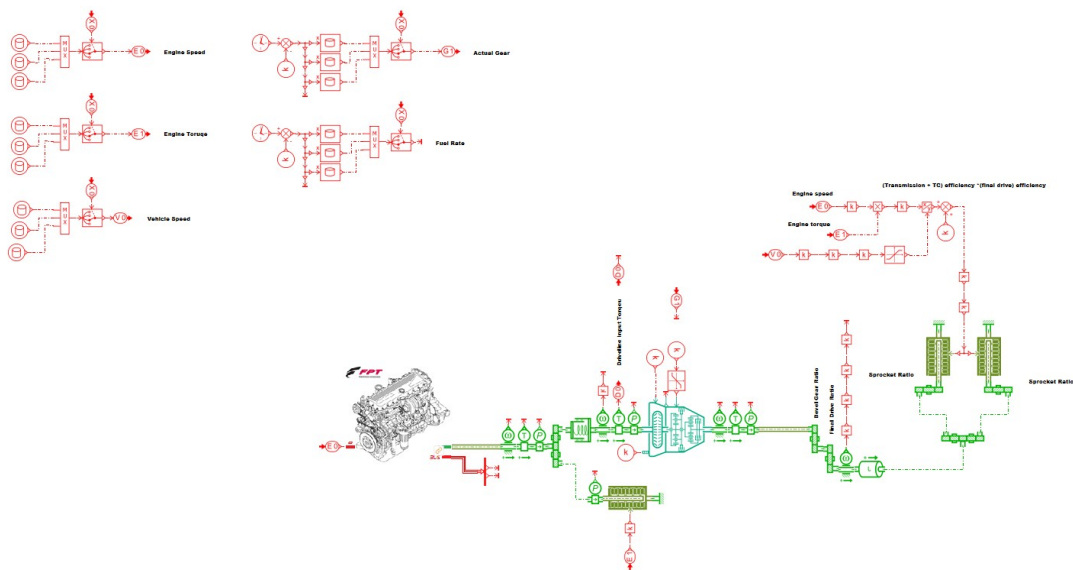
### 3.2.2 Modello Driveline veicolo e simulazione in Simcenter AMESim

In questo paragrafo viene descritto il modello predittivo del powertrain del veicolo, costruito con il software AMESim. La struttura complessiva del modello prevede un flusso principale di potenza che si propaga dal motore termico verso le ruote, incontrando il convertitore di coppia, la trasmissione, la coppia conica e gli assali posteriori. Il flusso informativo che coinvolge il modello è osservabile in figura 3.8.



**Figura 3.8:** Flusso di informazioni nel modello di driveline veicolo

Il modello creato è il seguente:



**Figura 3.9:** Modello in AMESim del powertrain veicolo

In ingresso al **motore termico** è fornito il segnale del numero di giri dell'albero motore, variabile nel tempo, ottenuto dalle acquisizioni sperimentali effettuate durante i diversi test sul campo. Alla **trasmissione** viene invece fornito il segnale corrispondente alla marcia selezionata in ciascun istante di acquisizione, mentre sugli

**assali** è stato imposto un carico equivalente a quello che il sistema di propulsione sostiene nelle effettive condizioni operative.

Il carico agli assali è stato calcolato a partire dalle relazioni di equilibrio di potenza e di coppia tra motore e ruote. Si assume che, in condizioni ideali di trasmissione, valga la seguente relazione di bilancio della potenza meccanica:

$$T_{\text{engine}} \cdot \omega_{\text{engine}} = T_{\text{wheels}} \cdot \omega_{\text{wheels}} \quad (3.1)$$

dove:

- $T_{\text{engine}}$  [Nm] è la coppia erogata dal motore termico;
- $\omega_{\text{engine}}$  [rad/s] è la velocità angolare dell'albero motore;
- $T_{\text{wheels}}$  [Nm] è la coppia alle ruote;
- $\omega_{\text{wheels}}$  [rad/s] è la velocità angolare delle ruote.

La velocità angolare del motore e delle ruote è stata calcolata come:

$$\omega_{\text{engine}} = n_{\text{engine,exp}} \cdot \frac{\pi}{30} \quad (3.2)$$

$$\omega_{\text{wheels}} = \frac{v_{\text{veh}}}{3.6 \cdot r_{\text{wheel}}} \quad (3.3)$$

dove:

- $n_{\text{engine,exp}}$  [rpm] è il numero di giri sperimentale del motore,
- $v_{\text{veh}}$  [km/h] è la velocità di traslazione del veicolo,
- $r_{\text{wheel}}$  è il raggio dinamico della ruota.

Tenendo conto dell'efficienza meccanica complessiva della trasmissione e della final drive ( $\eta_{\text{tr}}$ ) e della quota parte di energia assorbita dall'idraulica del veicolo ( $\kappa_{\text{hy}}$ ), la coppia effettiva alle ruote posteriori del veicolo è stata calcolata come:

$$T_{\text{wheels}} = (1 - \kappa_{\text{hy}}) \cdot \eta_{\text{tr}} \cdot \frac{T_{\text{engine}} \cdot \omega_{\text{engine}}}{\omega_{\text{wheels}}} \quad (3.4)$$

Poiché il veicolo presenta due assali motrici, la coppia trasmessa a ciascun assale risulta:

$$T_{\text{axle}} = \frac{T_{\text{wheels}}}{2} \quad (3.5)$$

Su ogni acquisizione è stata condotta un'analisi dell'efficienza della trasmissione e del **convertitore di coppia**, per valutare le perdite di potenza nel trasferimento dell'energia dal motore alle ruote. Tale efficienza viene applicata come fattore

moltiplicativo insieme ad una stima di efficienza della coppia conica e della final drive e verrà inserita all'interno di  $\eta_{tr}$ , al fine di determinare la reale quantità di carico meccanico richiesta al sistema di trazione, che si traduce poi nella corrispondente **richiesta energetica al motore termico**. Prima di determinare la coppia effettivamente richiesta alle ruote posteriori, è stato necessario isolare la quota di **carico idraulico** assorbita dai motori idraulici anteriori e dal sistema idraulico. A tal fine, dall'analisi dei precedenti diagrammi energetici è stato ricavato un fattore moltiplicativo  $\kappa_{hy}$ , rappresentativo di tale carico. Questo fattore è stato applicato nel modello sia al motore termico, prima del complesso di driveline, sia nel calcolo della coppia effettiva richiesta alle ruote posteriori. È stato inoltre considerato un **guadagno dinamico** dovuto allo schiacciamento degli pneumatici durante le operazioni di lavoro, in modo da rappresentare con maggiore accuratezza la deformazione elastica del contatto ruota-suolo e il conseguente contributo energetico dissipativo. Infine, il modello del motore termico consente di stimare il **consumo di carburante specifico** per ciascuna operazione simulata, ricavandone così una valutazione diretta dell'efficienza globale del sistema di propulsione.

## Nuove acquisizioni di dati sperimentali

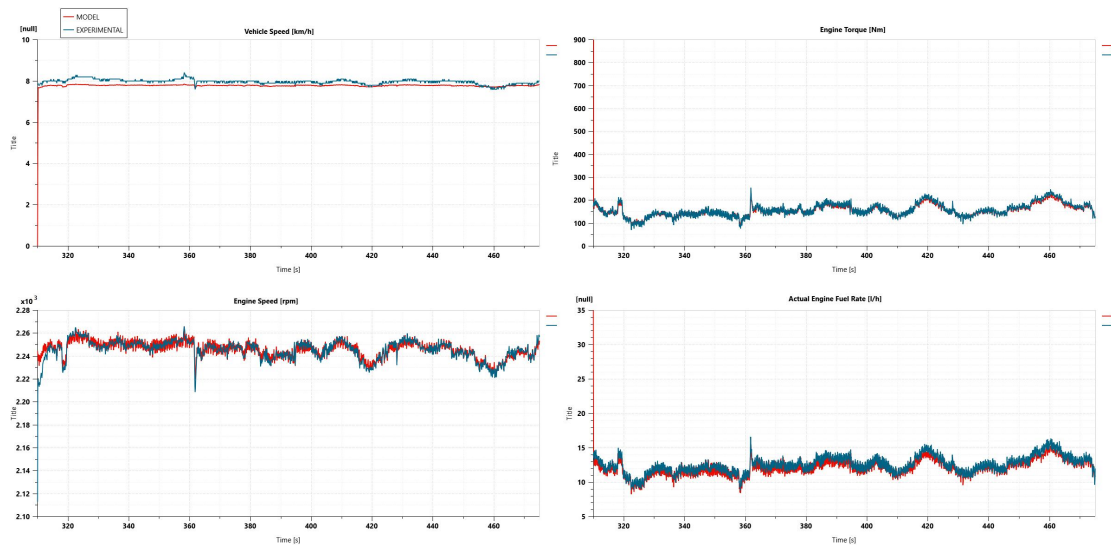
Al fine di migliorare la correlazione tra il modello di powertrain sviluppato in AMEsim e i dati sperimentali acquisiti durante le prove su campo, sono state richieste al reparto *Product Validation* (PV) nuovi test sperimentali. In particolare, è stato richiesto di eseguire le operazioni di **Roading** e **Fine Grading** mantenendo una marcia fissa, imponendo al motore il massimo regime raggiungibile con la marcia selezionata, e ripetendo ciascuna prova sia con la trazione integrale inserita sia con la trazione integrale disinserita. Questa configurazione sperimentale ha il fine di rendere il modello più rappresentativo del comportamento reale del veicolo e fornire indicazioni sulle efficienze che coinvolgono la driveline. L'utilizzo di una marcia fissa riduce infatti la sensibilità della simulazione ai transitori dinamici associati ai cambi marcia della trasmissione automatica, che costituiscono una delle principali fonti di discrepanza tra modello e realtà. Inoltre, le richieste di coppia e potenza registrate a livello motore includono sempre anche la componente di carico idraulico, la cui entità non è nota a priori. Per tale motivo, confrontare il modello con i dati sperimentali acquisiti nelle prove con la trazione anteriore disattivata permette di isolare con maggiore precisione il contributo della sola driveline meccanica, migliorando significativamente l'accuratezza della calibrazione del modello. Il confronto tra i dati provenienti dalle prove con trazione integrale attiva e disattiva consente inoltre di determinare il carico idraulico assorbito dai motori idraulici delle ruote anteriori. Le nuove acquisizioni sono state elaborate e filtrate secondo la stessa procedura applicata alle precedenti; nei paragrafi successivi

verranno presentati e discussi i risultati del confronto tra misure sperimentali e simulazioni.

### 3.2.3 Risultati delle simulazioni eseguite attraverso il modello di Driveline del veicolo

In questa sezione vengono presentati e discussi i grafici relativi alle simulazioni condotte mediante il modello del *powertrain* del veicolo, riferiti ai test operativi precedentemente descritti. L'obiettivo dell'analisi è quello di confrontare i dati sperimentali acquisiti durante le prove sul campo con gli *output* del modello numerico, al fine di valutarne la precisione e la capacità di riprodurre fedelmente il comportamento dinamico del sistema reale. Le prime ad essere analizzate saranno le nuove acquisizioni utilizzate metodologicamente per ottimizzare il modello, per poi passare all'applicazione di questo sulle prove sperimentali descritte nel capitolo precedente.

#### Nuova acquisizione di Rooding 4WD (Four Wheel Drive)

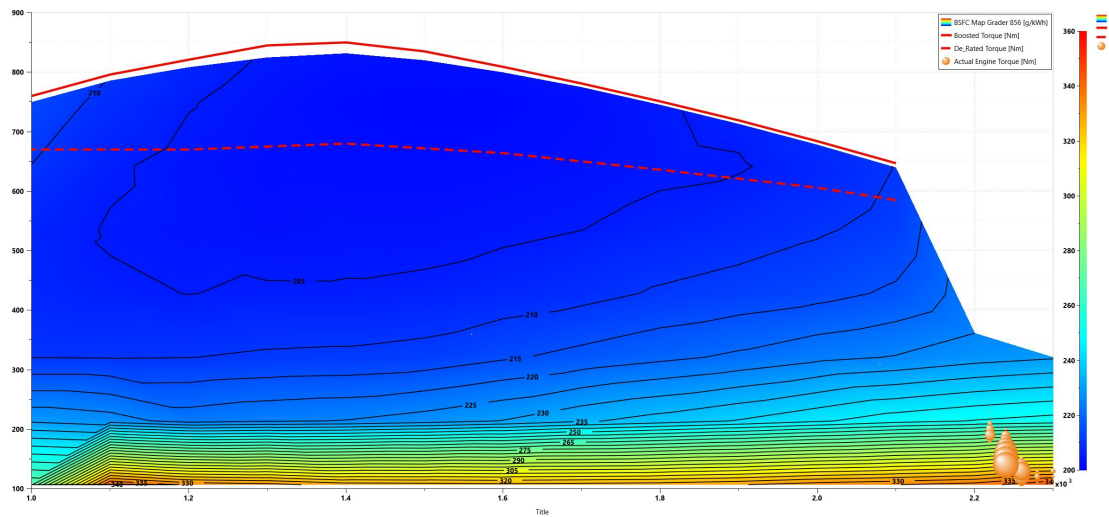


**Figura 3.10:** Confronto tra modello e acquisizione sperimentale – Test Rooding 4WD

L'analisi è stata condotta considerando esclusivamente la fase di traslazione del veicolo dopo l'inserimento della seconda marcia, escludendo i transitori iniziali e finali associati alle fasi di avviamento e arresto. Tale metodologia è stata applicata sistematicamente a tutte le nuove acquisizioni allo scopo di ottenere una



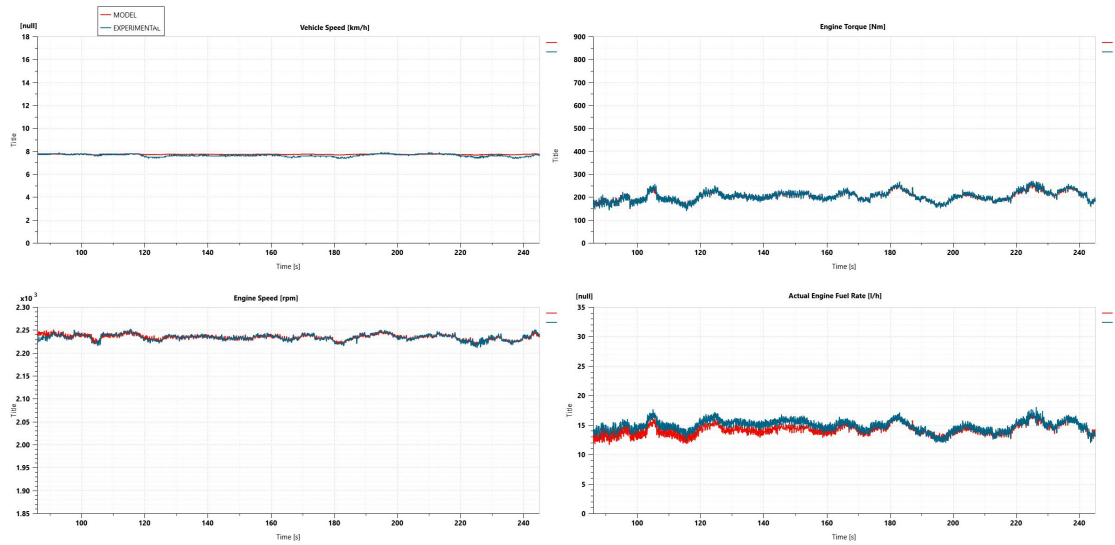
valutazione più robusta dell'accuratezza del modello. Dal confronto riportato in figura 3.10 si osserva un'elevata capacità del modello di riprodurre le prestazioni del sistema di propulsione nelle medesime condizioni operative del test reale. L'errore relativo tra simulazione e misura sperimentale risulta estremamente contenuto, con valori compresi tra un minimo dello 0.996% e un massimo dello 0.875%. Questo livello di accuratezza è stato raggiunto grazie a un processo iterativo di calibrazione dell'efficienza equivalente della trasmissione e del convertitore di coppia, individuata come uno dei parametri maggiormente influenti nella corretta emulazione della driveline. Sulla base dei risultati ottenuti, è stata inoltre eseguita una caratterizzazione dei punti di lavoro del motore termico mediante un *Bubble Chart*, sovrapposto alla mappa di consumo specifico BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*) del motore NEF6.



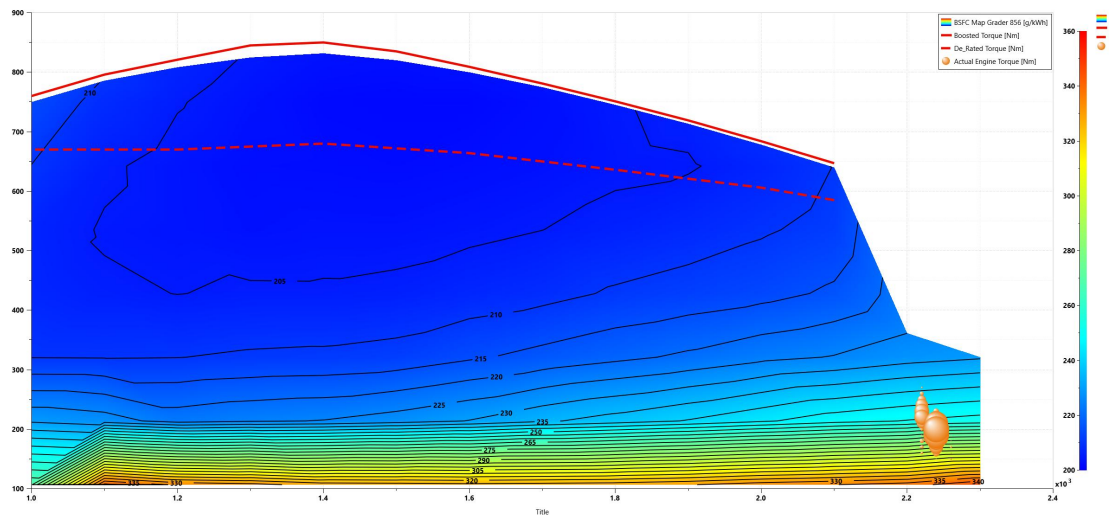
**Figura 3.11:** Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova Roding 4WD

Nel grafico le bolle di diametro maggiore indicano i punti operativi in cui il motore permane più a lungo. Coerentemente con la natura della prova, i punti di lavoro sono concentrati a regimi elevati e a coppie molto ridotte, ricadendo in una regione della mappa caratterizzata da alti consumi specifici.

## Nuova acquisizione di Roding AWD (All Wheel Drive)



**Figura 3.12:** Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Roding AWD

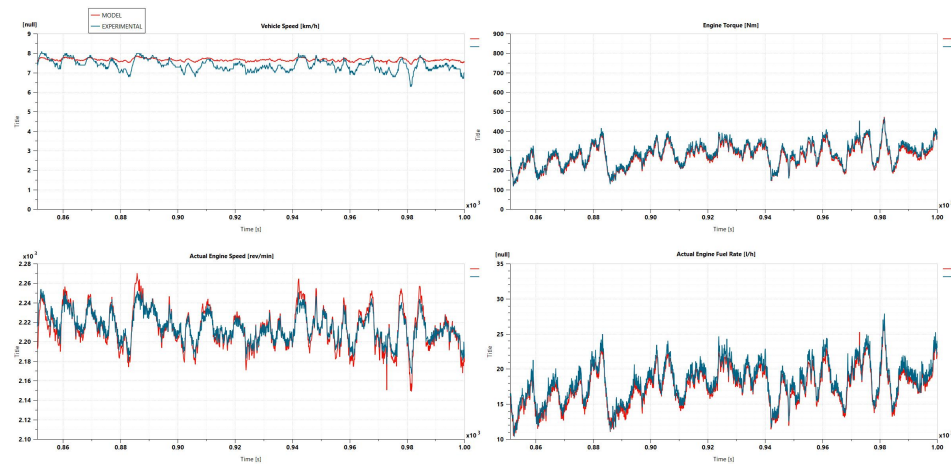


**Figura 3.13:** Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova Roding AWD

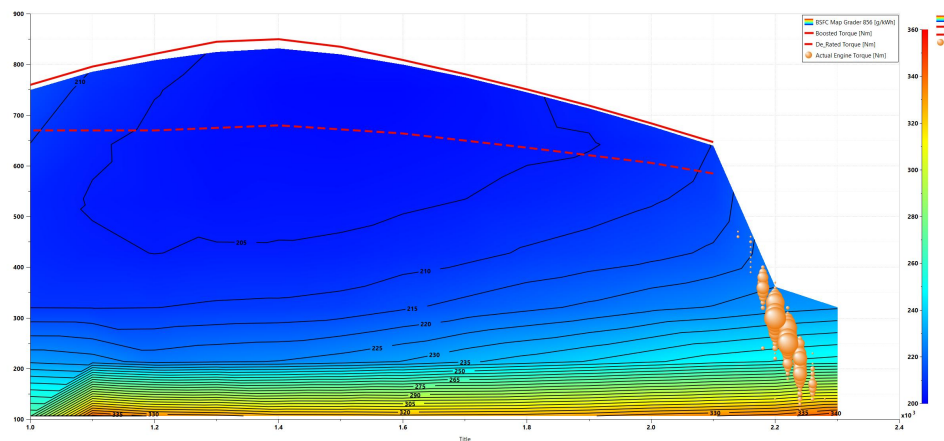
Il modello mostra anche in questo caso un'elevata accuratezza, risultando quasi sovrapposto alle curve di riferimento sperimentali. Unicamente nei primi istanti della prova si osserva una lieve sottostima del *fuel rate*. La distribuzione dei punti

di lavoro del motore risulta simile a quella osservata nella prova precedente, come atteso per un'attività operativa analoga. Tuttavia, è evidente una traslazione verticale verso una regione della mappa caratterizzata da consumi inferiori. Questo comportamento conferma che l'impiego della trazione integrale permette una migliore ripartizione dello sforzo di trazione che facilita la movimentazione del veicolo con una così elevata inerzia, traducendosi in una riduzione del consumo di carburante durante il trasferimento.

### Nuova acquisizione di Fine Grading 4WD (Four Wheel Drive)



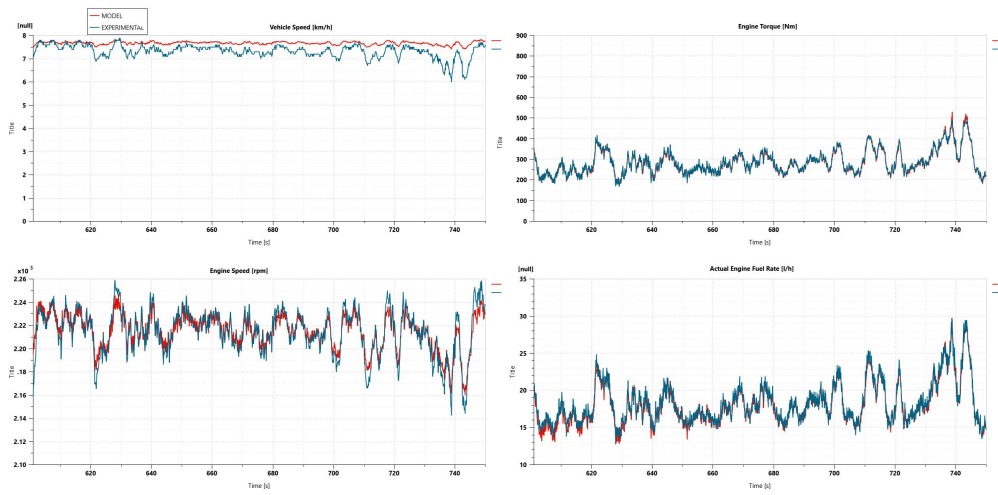
**Figura 3.14:** Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Fine Grading 4WD



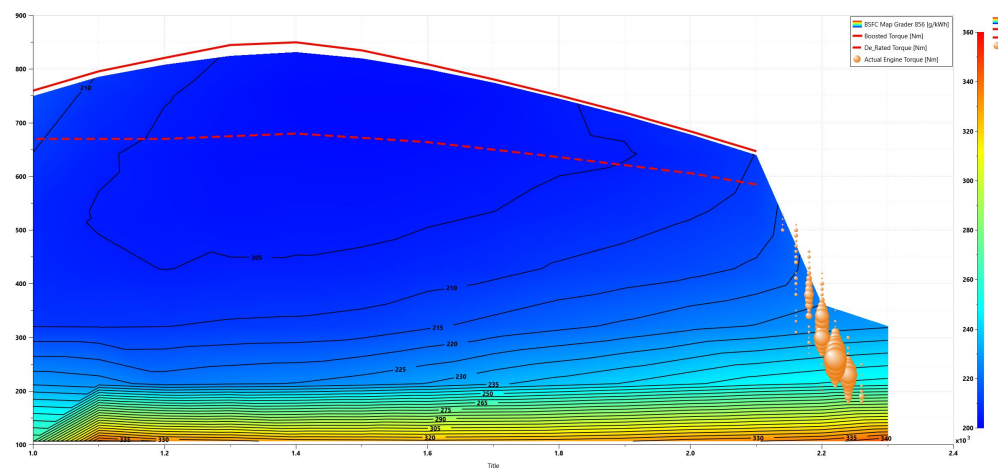
**Figura 3.15:** Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova di Fine Grading 4WD

Il confronto evidenzia una buona capacità del modello di riprodurre le condizioni operative reali, seppur con una precisione leggermente inferiore rispetto ai due test di roading. Ciò è attribuibile alla maggiore variabilità delle richieste di carico tipica dell'operazione di *Fine Grading* eseguita secondo le richieste. La distribuzione dei punti di lavoro mostra regimi elevati e un intervallo di coppie più ampio rispetto al caso precedente, collocandosi in una regione della mappa caratterizzata da consumi relativamente alti.

### Nuova acquisizione di Fine Grading AWD (All Wheel Drive)



**Figura 3.16:** Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Fine Grading AWD

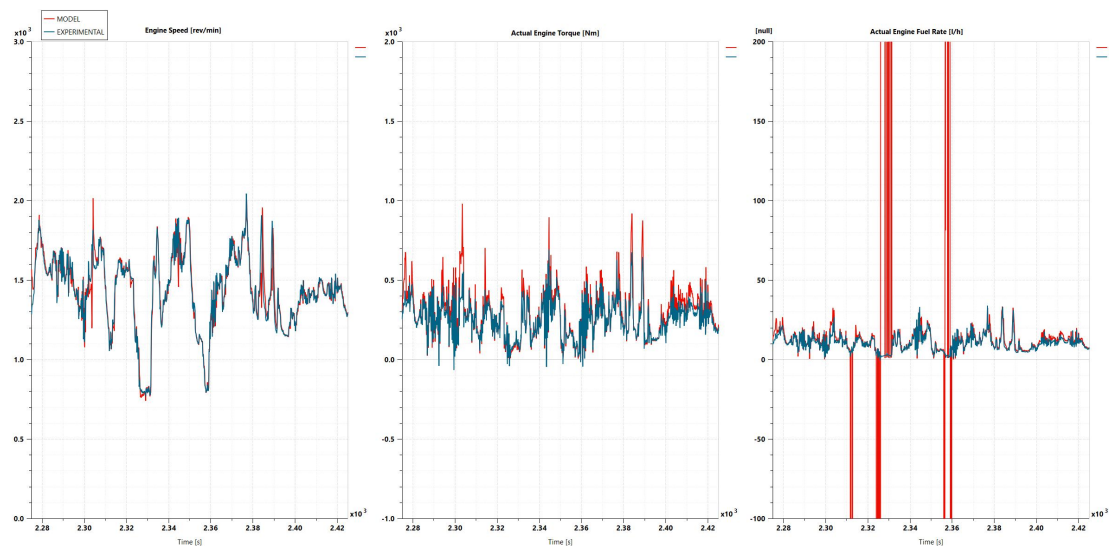


**Figura 3.17:** Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova di Fine Grading AWD

Dai grafici emerge un'elevata coerenza tra simulazione e misura, senza fenomeni di sovranelongazione o picchi non realistici. Le eventuali discrepanze locali rimangono comunque entro il range di errore relativo definito precedentemente. L'analisi dei punti di lavoro mostra che, rispetto alla prova 4WD, la trazione integrale porta a una contrazione del range di coppie utilizzate e a uno spostamento verso una regione di consumo inferiore, quindi più efficiente. Ciò conferma i benefici della trazione integrale, che consente una distribuzione più uniforme della forza di trazione a terra, riduce la variabilità delle richieste al motore durante l'operazione e porta i vantaggi di un minor consumo e una maggiore efficienza energetica.

Con questa analisi si conclude la valutazione delle nuove acquisizioni, utilizzate per migliorare la calibrazione del modello e l'accuratezza della simulazione. Nel prossimo paragrafo si procederà quindi alla valutazione e confronto degli output delle simulazioni rispetto alle acquisizioni sperimentali originarie.

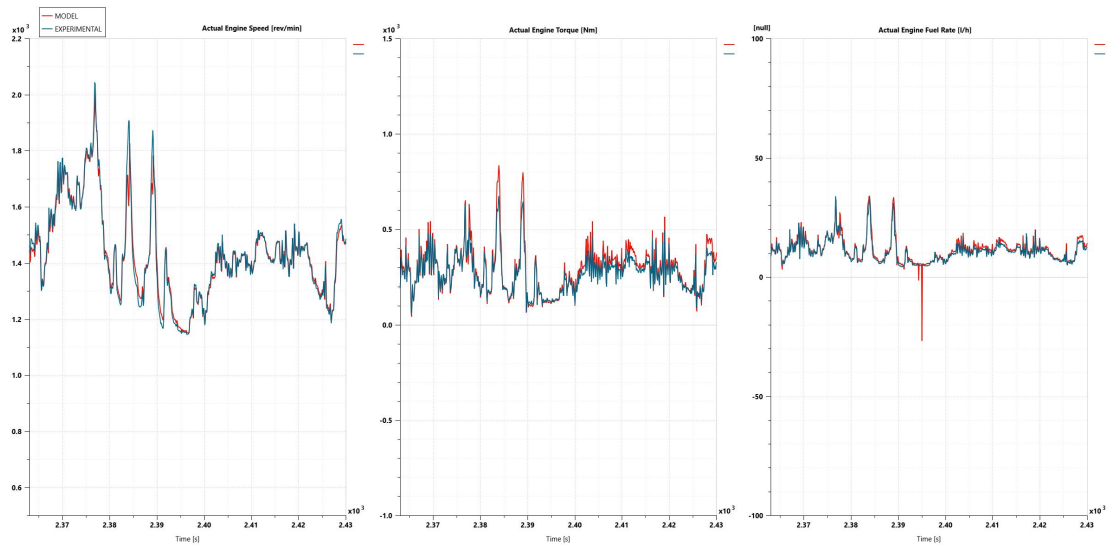
### Roading 1



**Figura 3.18:** Confronto tra modello e acquisizione sperimentale – Test Roding 1

Dall'osservazione dei risultati in Figura 3.18 si nota come il modello riproduca con ottima approssimazione l'andamento dei dati sperimentali. Si evidenziano tuttavia alcuni **picchi improvvisi** nei segnali di *Fuel Rate* e di *Engine Torque*, dovuti alla presenza di transitori molto rapidi che il modello, per sua natura, non riesce a gestire con la stessa velocità del sistema reale. Un'ulteriore fonte di discrepanza deriva dalla **sincronizzazione dei cambi di marcia**. Il modello, infatti, utilizza come ingresso il segnale sperimentale relativo alla marcia inserita,

generato dalle decisioni dell'unità di controllo della trasmissione. Durante la prova, tale unità effettua talvolta variazioni di marcia molto ravvicinate e repentine, che non consentono al modello di adattarsi in modo efficace al nuovo rapporto di trasmissione, causando così oscillazioni transitorie nei risultati simulati. Nel test di trasferimento (*Roading*), il veicolo è soggetto a numerose accelerazioni e decelerazioni improvvise dovute a ostacoli, variazioni di terreno e manovre operative. Le discrepanze tra modello e dati sperimentali si concentrano proprio in corrispondenza di tali eventi, poiché le rapide variazioni dinamiche non sono completamente catturate dal modello semplificato. Per migliorare la precisione della simulazione, sarebbe necessario disporre di **acquisizioni sperimentali più dettagliate**, con una sensoristica di bordo più estesa e una maggiore frequenza di campionamento, così da ottenere una descrizione più accurata dell'evoluzione temporale delle grandezze dinamiche. In futuro tramite questi accorgimenti si potrebbe ottimizzare il modello e ottenere un'ottima risposta della simulazione ad ogni transitorio. In questo primo studio, si è deciso di focalizzare l'analisi sui tratti di percorso caratterizzati da una buona stabilità delle grandezze operative, potendo affermare che le istantanee variazioni abbiano un'influenza trascurabile sulle caratteristiche globali del sistema, ciò permette di ottenere risultati significativi e accurati. Tale procedimento verrà applicato alle successive analisi. Il confronto aggiornato, relativo all'intervallo temporale a minore variabilità, è mostrato in Figura 3.19.

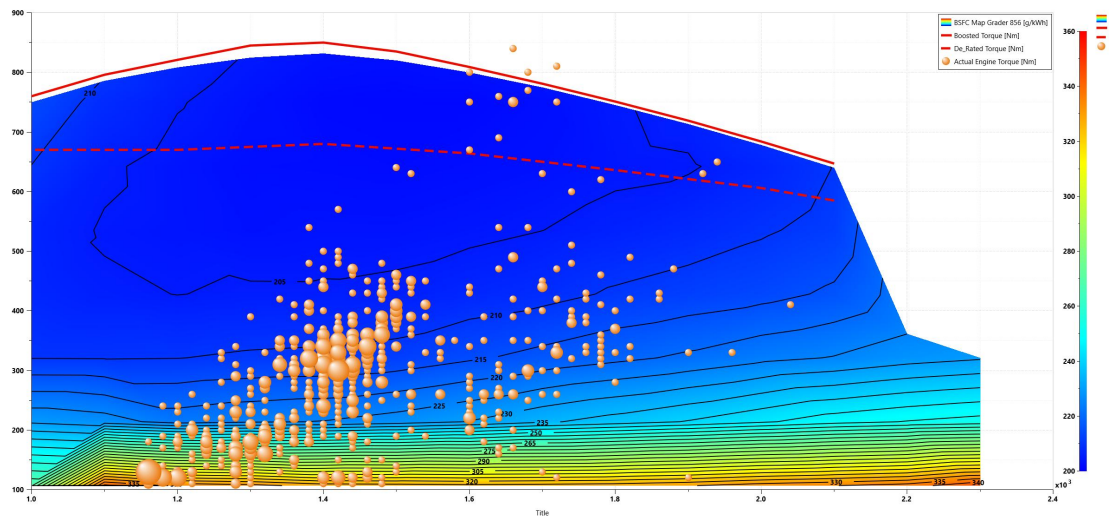


**Figura 3.19:** Confronto tra modello e dati sperimentali – Intervallo più accurato del test Roding 1

Come si osserva, limitando l'analisi a tale intervallo il modello mostra un'elevata



accuratezza nel riprodurre l'andamento delle variabili principali, validando così la bontà dell'approccio di modellazione adottato. A partire dai dati ottenuti, è stata inoltre effettuata un'analisi dei punti di lavoro del motore termico, il risultato è riportato in figura 3.20.

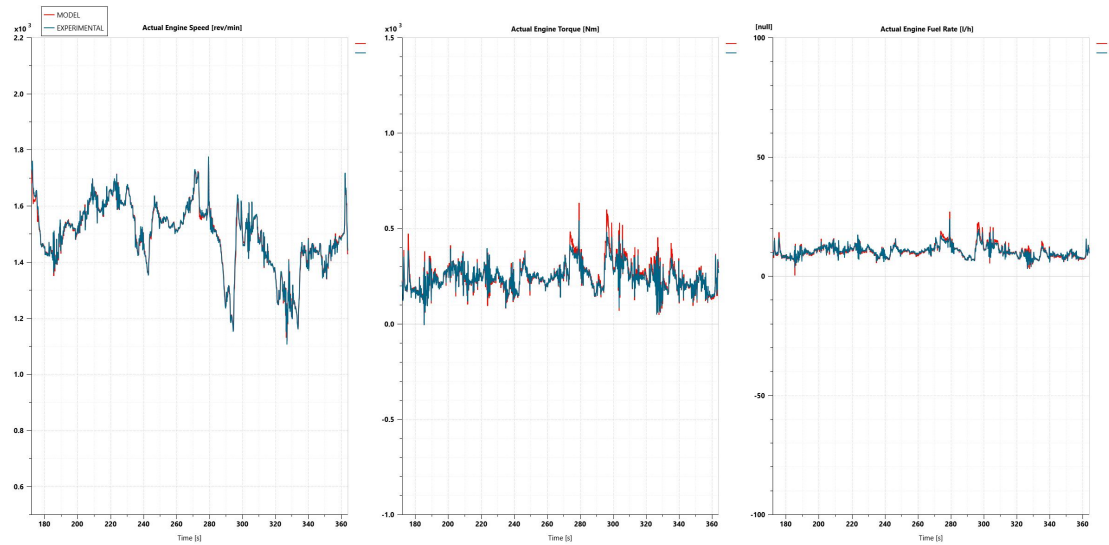


**Figura 3.20:** Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova Roding 1

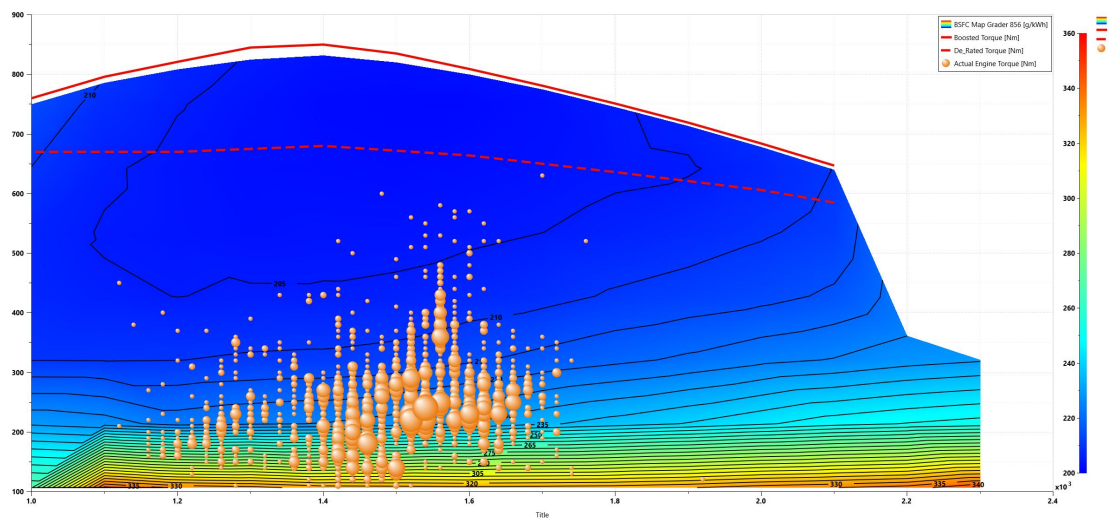
Si osserva che i valori di coppia sono generalmente bassi, con sporadici picchi più elevati, tipici delle fasi di accelerazione e delle manovre di spostamento tra diverse aree di lavoro. Dal punto di vista dei consumi, i punti di lavoro si concentrano prevalentemente nella zona inferiore della mappa BSFC, corrispondente a regimi caratterizzati da **consumi specifici elevati**. Questo risultato è coerente con la natura dell'operazione di trasferimento tra diverse postazioni, nella quale le continue variazioni di velocità e i frequenti transitori dinamici comportano un aumento significativo del consumo di carburante rispetto alle fasi di lavoro stazionario.

## Roding 2

Un discorso molto simile si può affrontare per questa seconda acquisizione di una prova di trasferimento del grader.



**Figura 3.21:** Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Roothing 2



**Figura 3.22:** Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova Roothing 2

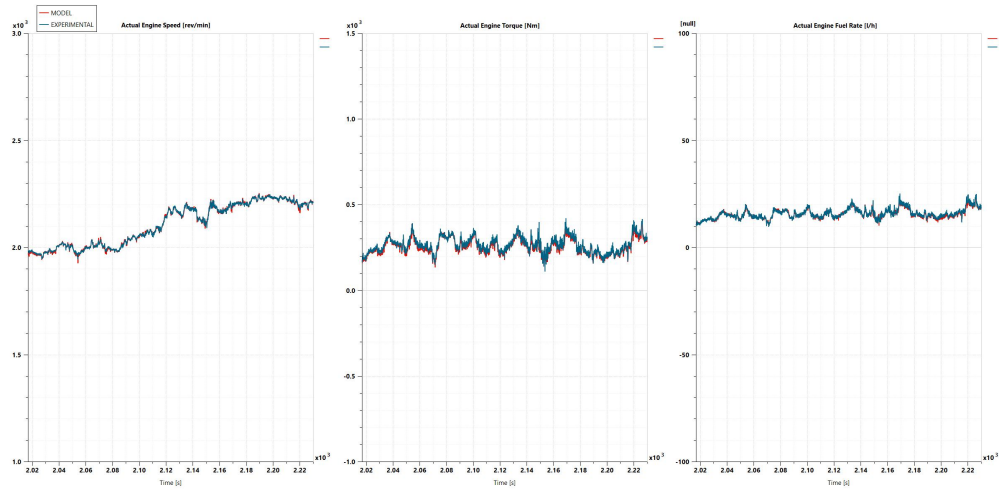
Dal confronto si evince che il modello emula in maniera eccellente il comportamento delle variabili principali acquisite nei dati sperimentali. Dal grafico che mostra i punti di lavoro del motore si osserva invece che le coppie utilizzate sono generalmente basse e concentrate nella zona inferiore della mappa che identifica consumi elevati. Come nella precedente prova riguardante il trasferimento del veicolo si



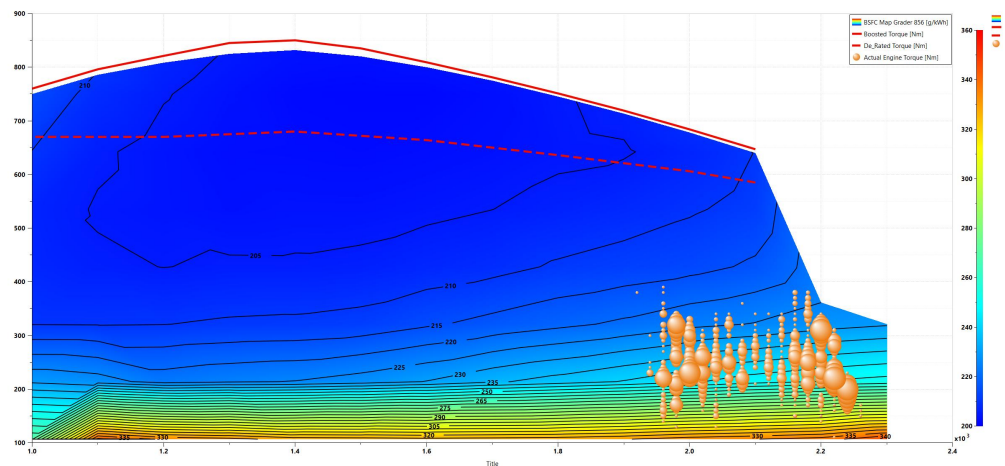
possono notare punti di lavoro anche ad elevata coppia con una bassa frequenza di avvenimento, dovuti all'elevata quantità di transitori dinamici nei quali viene richiesto al motore di vincere in breve tempo grandi inerzie. Il fattore moltiplicativo stimato per questo tipo di operazione legato all'efficienze della trasmissione è mediamente basso, coerentemente con i numerosi cambi di velocità che inducono maggiori slittamenti nel convertitore di coppia.

### Fine Grading

I risultati per questa attività del grader sono rappresentati nelle successive figure.



**Figura 3.23:** Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Fine Grading



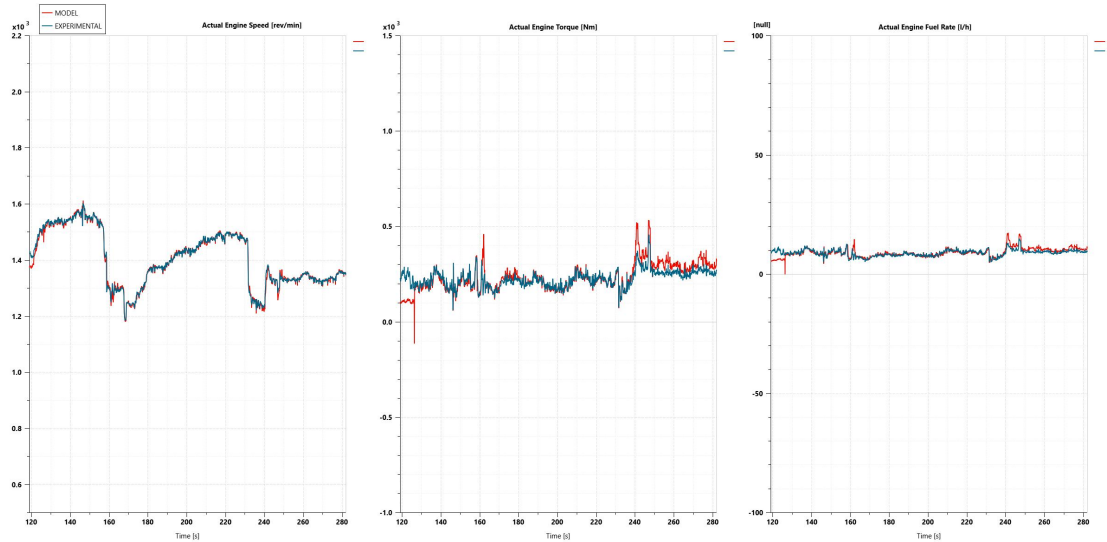
**Figura 3.24:** Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova di Fine Grading

Dal confronto tra i dati sperimentali e i risultati della simulazione, si osserva un'elevata accuratezza del modello, evidenziando un comportamento estremamente coerente con quello reale. Tale risultato è stato raggiunto anche grazie a un lavoro di ottimizzazione dei parametri di efficienza della trasmissione, opportunamente modificati rispetto a quanto utilizzato nelle operazioni di *Roading*. In particolare, il fattore di efficienza della trasmissione, indicato con  $\eta_{tr}$ , assume in questo caso valori mediamente più elevati. Ciò è dovuto alla natura dell'operazione di *Fine Grading*, caratterizzata da un regime di lavoro più stabile e da una ridotta presenza di transitori dinamici. Durante tale attività, infatti, il convertitore di coppia è soggetto a un minor numero di slittamenti e la frequenza dei cambi di marcia risulta notevolmente ridotta, condizioni che incrementano l'efficienza complessiva del sistema di trasmissione.

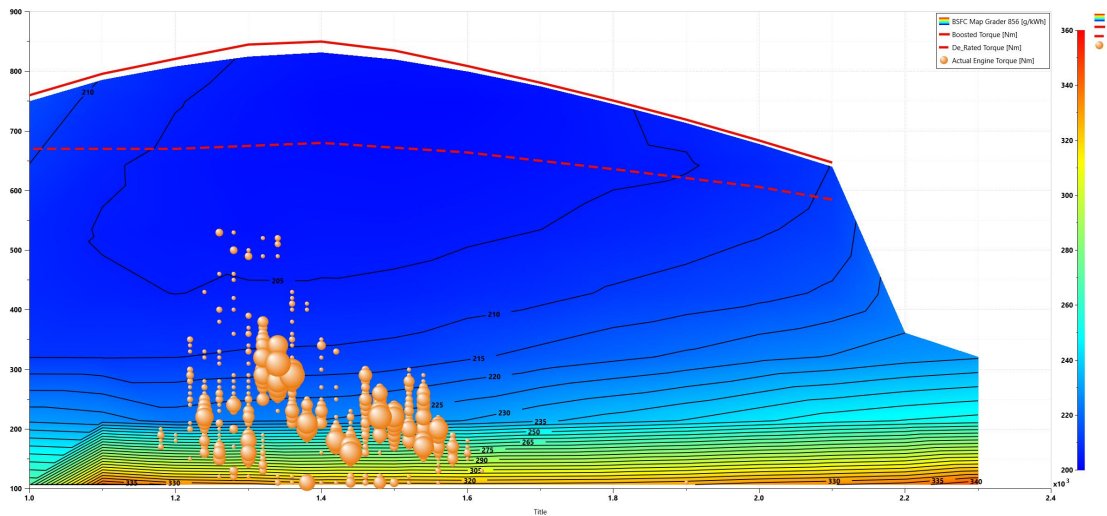
$$\eta_{tr, \text{ FineGrading}} > \eta_{tr, \text{ Roding}} \quad (3.6)$$

Di conseguenza, la trasmissione opera con una maggiore efficienza energetica, consentendo una migliore coerenza tra i valori simulati e quelli sperimentali. Dal diagramma dei punti di lavoro del motore termico si può osservare che questi si collocano prevalentemente a regimi di rotazione elevati, al di sopra della regione di alti consumi specifici che caratterizzava invece l'operazione di *Roding*. Tale comportamento è dovuto al fatto che, durante il *Fine Grading*, le coppie erogate sono mediamente più elevate, coerentemente con il tipo di sforzo richiesto all'attività di livellamento di precisione. Inoltre, i punti di lavoro risultano concentrati in una singola area ben definita della mappa di coppia e numero di giri, a differenza dei grafici a bolle relativi al *Roding*, nei quali i punti erano più dispersi. Questo aspetto conferma la maggiore **stazionarietà** del processo di *Fine Grading*, in cui il motore opera in condizioni operative più costanti e ripetitive, con una conseguente riduzione delle fluttuazioni dinamiche e dei consumi irregolari.

## Heavy Grading



**Figura 3.25:** Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Heavy Grading



**Figura 3.26:** Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova di Heavy Grading

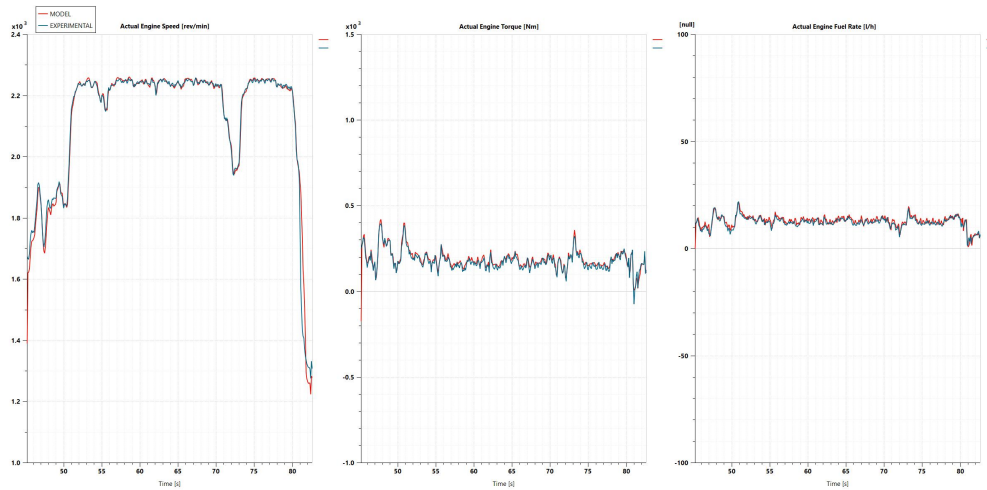
Anche in questo caso, dal confronto tra i dati sperimentali e i risultati forniti dal modello si osserva una buona accuratezza complessiva, con un comportamento che rimane coerente con la dinamica reale del veicolo. Sono tuttavia presenti

alcune sovrastime e sovraelongazioni, dovute principalmente ai transitori dinamici che caratterizzano questa tipologia di attività operativa. Analogamente a quanto discusso per il *Roading*, una futura ottimizzazione del modello potrebbe essere ottenuta attraverso l'impiego di una sensoristica più estesa e precisa a bordo veicolo. L'operazione analizzata, infatti, comporta una sequenza continua di variazioni di carico e frequenti cambi di marcia, poiché il mezzo movimentata quantità significative di materiale lungo il percorso di lavoro. Ostacoli imprevisti incontrati dal vomere centrale o variazioni locali nella composizione del materiale rappresentano un esempio di cause che rendono complessa la modellazione e riducono la capacità del modello di seguire con esattezza l'andamento reale. Il rendimento adottato per la catena cinematica della trasmissione è stato mantenuto su valori ridotti, coerentemente con quanto osservato nelle operazioni di trasferimento. Ciò è dovuto alla presenza di numerosi slittamenti del convertitore di coppia, che degradano l'efficienza energetica del sistema:

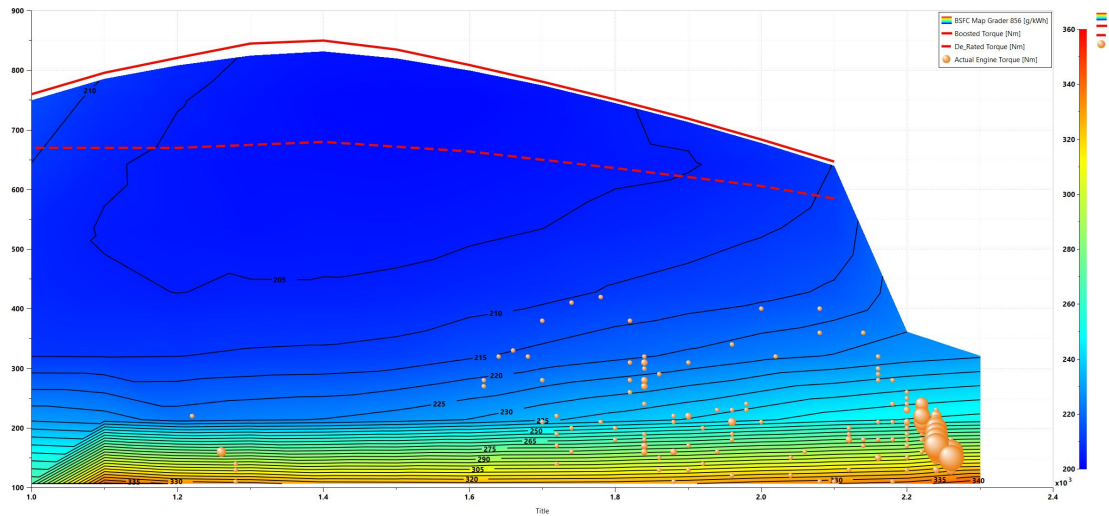
$$\eta_{tr} \approx \eta_{Roeading} < \eta_{FineGrading} \quad (3.7)$$

Il grafico dei punti di lavoro del motore termico mostra che, per quanto riguarda la coppia, i valori assunti sono mediamente elevati e prevalentemente concentrati a bassi regimi di rotazione. Ciò avviene perché la macchina tende a operare nella regione della curva di coppia in cui è possibile raggiungere i valori massimi disponibili, condizione coerente con l'elevato sforzo richiesto e le ridotte velocità permesse durante la movimentazione di materiali in questa fase operativa.

### Reverse



**Figura 3.27:** Confronto tra modello e dati sperimentali – Test Reverse



**Figura 3.28:** Distribuzione dei punti di lavoro del motore termico nella prova di Reverse

Dalla figura 3.27 si osserva che il modello presenta un'ottima accuratezza nella riproduzione del comportamento reale del veicolo. In questo scenario operativo, il rendimento della catena cinematica della trasmissione risulta più elevato e le perdite meccaniche sono ridotte rispetto ai casi precedenti. Ciò è dovuto al fatto che il carico proveniente dalle ruote posteriori è significativamente inferiore, poiché la trazione idraulica anteriore assorbe oltre la metà della potenza richiesta dal veicolo. La riduzione del carico sugli assali posteriori e la costanza assunta una volta raggiunta la massima velocità di traslazione comportano una bassa quantità degli slittamenti e delle dissipazioni nel convertitore di coppia, con conseguente aumento dell'efficienza complessiva del sistema di trasmissione. Per quanto riguarda i punti di lavoro del motore termico, essi si collocano prevalentemente a regimi di rotazione elevati e a bassi valori di coppia. Questa configurazione coincide con la regione della mappa BSFC caratterizzata da consumi specifici più elevati. Il risultato è coerente con la natura dell'operazione analizzata: le transizioni in retromarcia, che devono essere completate nel minor tempo possibile, comportano rapide variazioni di carico e richiedono un significativo aumento della potenza istantanea, determinando un consumo di carburante particolarmente elevato.

### 3.2.4 Modello della driveline veicolo ibrida

In accordo con le considerazioni esposte nella fase di analisi delle possibili architetture ibride e sulla base delle caratteristiche funzionali del veicolo oggetto di studio, è stato sviluppato un modello di propulsione ibrida con **architettura in serie**. La metodologia adottata rimane quella della *Model Based Design* (MBD), già utilizzata nella modellazione del powertrain convenzionale. Il layout del sistema è stato definito a partire da un **downsizing del motore termico**, selezionato per operare in condizioni più stazionarie e prossime alla regione di massima efficienza, ad esso viene imposto un valore costante di regime motore con cui operare. La coppia prodotta dal motore viene suddivisa tra:

- il **carico idraulico**, che in una prima configurazione è stato mantenuto completamente alimentato dal motore termico;
- un **riduttore meccanico** dedicato all'accoppiamento con il generatore.

L'energia elettrica prodotta dal generatore alimenta la batteria che a sua volta alimenta il motore elettrico. Le conversioni energetiche sono state modellate tramite i componenti elettromeccanici della libreria AMESim. In prima approssimazione, non è stato necessario implementare gli inverter reali, ma è stato sufficiente definire un flusso energetico coerente tramite l'interfaccia di scambio delle variabili elettriche (tensione, corrente, coppia elettromagnetica e velocità), garantendo comunque un comportamento fisicamente rappresentativo. Il **motore elettrico** è collegato direttamente alla nuova trasmissione, eliminando completamente il convertitore di coppia presente nella versione convenzionale del veicolo. A valle della trasmissione si mantiene invariata la catena cinematica originale della driveline: dalla coppia conica fino agli assali e alle ruote. In questo modo, il motore elettrico può essere soggetto allo stesso profilo di carico sperimentale richiesto al motore termico nelle prove operative reali, mantenendo piena coerenza nell'analisi comparativa. Nel modello sono stati implementati due controllori di tipo **PID (Proporzionale–Integrativo–Derivativo)**:

1. **Controllore SOC**: regola la potenza del generatore in modo da mantenere lo *State of Charge* della batteria prossimo al valore iniziale per l'intera durata della prova operativa sperimentale. Questo garantisce la confrontabilità energetica tra diverse simulazioni.
2. **Controllore trazione**: stabilizza le prestazioni del motore elettrico e la risposta dinamica del veicolo, assicurando che la coppia erogata soddisfi correttamente le richieste provenienti dal profilo di carico delle ruote.

Il modello completo dell'architettura ibrida in serie è mostrato in Figura 3.29.



- definizione di un valore di potenza media erogata dal motore, indicato come **New Engine NET set point**;
- assunzione di un rendimento del generatore pari a  $\eta = 0.95$ ;
- calcolo della potenza elettrica effettivamente disponibile per il sistema, denominata **Available Net Electric Power**.

La potenza elettrica media resa disponibile al sistema si ottiene da:

$$P_{\text{avail}} = \eta \cdot P_{\text{eng}} \quad (3.8)$$

- $P_{\text{avail}}$ : Available Net Electric Power
- $P_{\text{eng}}$ : New Engine NET set point
- $\eta$ : Efficiency

Per ogni istante temporale del ciclo sperimentale, è stata quindi valutata l'energia caricata o scaricata dalla batteria:

$$E_i^{\pm} = \frac{P_{\text{avail}} - P_{\text{req}}}{\Delta T / 3600} \quad (3.9)$$

- $E_i^+$ : Charged Battery Energy (incremento positivo)
- $E_i^-$ : Discharged Battery Energy (incremento negativo)
- $P_{\text{req}}$ : Requested Power
- $\Delta T$ : Sampling time (in seconds)

Da tale quantità sono state poi ricavate per tutta la durata della prova:

$$E_i^{\text{chg}} = \sum_{i=1}^n E_i^+, \quad (3.10)$$

$$E_i^{\text{dis}} = \sum_{i=1}^n E_i^-, \quad (3.11)$$

$$E_{\text{bal}} = E_i^{\text{chg}} - E_i^{\text{dis}} \quad (3.12)$$

- $E_i^{\text{chg}}$ : Battery Capacity Calculation **CHARGE** [kWh]
- $E_i^{\text{dis}}$ : Battery Capacity Calculation **DISCHARGE** [kWh]
- $E_{\text{bal}}$ : Balance Total Energy

L'intero procedimento è stato applicato in modo iterativo a tutte le prove sperimentali iniziali, consentendo di stimare la potenza media minima che il



motore termico deve garantire nelle condizioni operative più critiche, costituendo così la base per la selezione preliminare dell'unità termica. Nella figura seguente è riportato un riepilogo schematico del procedimento descritto.

New Engine as Generator			Fine Grading	Roading 1	Roading 2	Heavy Grading	Reverse
	New Diesel Engine NET max set point	kW			60		
	Electric system efficiency		0,95				
	Available Net Power from electrical generator	kW	57,0				
Time	Balance Total Energy	kWh	0,2	1,3	2,3	2,0	1,0
	Battery capacity Calculation CHARGE	kWh	0,5	1,5	2,3	2,1	1,0
	Battery capacity Calculation DISCHARGE	kWh	-0,3	-0,2	0,0	-0,1	0,0

**Figura 3.30:** Riepilogo del procedimento di calcolo per i dati target del nuovo motore termico

2. **Generatore** La selezione del generatore è stata guidata dall'analisi delle prestazioni di un modello già impiegato su un altro veicolo, confrontandone i dati di targa con i requisiti funzionali derivati dalle prove operative. I criteri principali adottati nella valutazione sono stati i seguenti:

- il generatore deve fornire, in media, una potenza sufficiente a coprire la potenza richiesta alle ruote, garantendo la stabilità dello *State of Charge*;
- deve essere idoneo all'accoppiamento con il motore termico, che opera preferibilmente in un regime ad alta efficienza e basso consumo, assicurando un'erogazione di potenza continua;
- deve garantire elevata affidabilità durante l'intero ciclo operativo.

Le principali caratteristiche nominali del generatore selezionato sono:

$$\text{Maximum positive Torque} = 840 \text{ Nm}, \quad (3.13)$$

$$\text{Maximum positive Power} = 210 \text{ kW}, \quad (3.14)$$

$$\text{Maximum rotary velocity for positive torque} = 3000 \text{ rpm}, \quad (3.15)$$

$$\text{Voltage} = 700 \text{ V}. \quad (3.16)$$

Tali valori consentono al generatore di soddisfare pienamente le richieste di picco registrate durante i test sperimentali. Inoltre, il regime massimo di rotazione permette un accoppiamento diretto con l'albero motore, evitando la necessità di introdurre una coppia di ingranaggi tra motore termico e generatore.

3. **Batteria** Il dimensionamento della batteria in un sistema ibrido a serie deve garantire la capacità di:

- sostenere adeguatamente i transitori di potenza, nel rispetto del vincolo di *C-rate*;
- mantenere lo stato di carica (*State of Charge*, SOC) all'interno della finestra operativa prevista;
- assicurare l'equilibrio energetico di un'intera giornata di lavoro composta da diverse operazioni.

Si consideri un insieme di operazioni  $i = 1, \dots, n$ , selezionate tra quelle svolte durante le prove sperimentali, per le quali sono noti:

- l'energia totale misurata nella finestra sperimentale:  $E_i$  [kWh];
- la durata della finestra di misura:  $t_i$  [h];
- la percentuale della giornata dedicata all'operazione:  $\alpha_i$ , con  $\sum_i \alpha_i = 1$ ;
- l'energia in cui la potenza richiesta supera quella del generatore:  $E_i^{\text{dis}}$ ;
- l'energia in cui la potenza richiesta è inferiore a quella del generatore:  $E_i^{\text{chg}}$ .

La durata complessiva della giornata lavorativa è fissata pari a:

$$T_{\text{day}} = 8 \text{ h.}$$

#### Calcolo delle potenze medie per ciascuna operazione.

La potenza media totale dell'operazione  $i$  è definita come:

$$P_i = \frac{E_i}{t_i}.$$

In modo analogo si ricavano le potenze medie di scarica e di carica:

$$P_i^{\text{dis}} = \frac{E_i^{\text{dis}}}{t_i}, \quad P_i^{\text{chg}} = \frac{E_i^{\text{chg}}}{t_i}.$$

La durata effettiva dell'operazione  $i$  nell'arco della giornata risulta:

$$T_{i,\text{day}} = \alpha_i T_{\text{day}}.$$

#### Bilancio energetico giornaliero.

L'energia totale richiesta alla batteria durante la giornata è:

$$E_{\text{dis,day}} = \sum_{i=1}^n P_i^{\text{dis}} T_{i,\text{day}},$$

mentre l'energia che la batteria può immagazzinare è:

$$E_{\text{chg,day}} = \sum_{i=1}^n P_i^{\text{chg}} T_{i,\text{day}}.$$

Si introduce quindi lo sbilancio energetico netto:

$$E_{\text{net}} = E_{\text{dis,day}} - E_{\text{chg,day}}.$$

- Se  $E_{\text{net}} < 0$ , il sistema è in *carica netta* e il dimensionamento non è vincolato dal bilancio energetico.
- Se  $E_{\text{net}} > 0$ , il sistema è in *scarica netta* e la batteria deve essere sufficientemente capiente per sostenere tale deficit senza uscire dalla finestra di SOC.

#### **Vincolo energetico legato al SOC.**

Si assume una finestra operativa compresa tra un SOC massimo del 60% e un SOC minimo del 40%, ovvero:

$$\Delta SOC = 0.60 - 0.40 = 0.20.$$

In presenza di sbilancio energetico ( $E_{\text{net}} > 0$ ), la capacità minima richiesta dal vincolo energetico è:

$$E_{\text{batt,SOC}} \geq \frac{E_{\text{net}}}{\Delta SOC}.$$

#### **Vincolo di potenza e C-rate.**

Durante i transitori la batteria può essere chiamata a fornire la potenza eccedente quella del generatore:

$$P_{\text{batt,peak}} = \max_i (P_i^{\text{peak}} - P_{\text{gen}}),$$

dove  $P_i^{\text{peak}}$  è la potenza massima istantanea dell'operazione  $i$  e  $P_{\text{gen}}$  la potenza elettrica disponibile dal generatore. Dati un C-rate massimo ammesso  $C_{\text{max}}$ , la capacità minima richiesta dal vincolo di potenza è:

$$E_{\text{batt,C}} \geq \frac{P_{\text{batt,peak}}}{C_{\text{max}}}.$$

### Capacità minima richiesta della batteria.

La capacità minima complessiva è determinata dal vincolo più restrittivo:

$$E_{\text{batt,min}} = \max(E_{\text{batt,SOC}}, E_{\text{batt,C}}).$$

Nel caso in cui il bilancio energetico sia in carica netta ( $E_{\text{net}} < 0$ ), si pone:

$$E_{\text{batt,SOC}} = 0,$$

e il dimensionamento è governato unicamente dal vincolo di potenza. A seguito delle osservazioni fatte, il dimensionamento preliminare è stato condotto considerando gli scenari più gravosi osservati nelle prove sperimentali e adattando in modo coerente i dati disponibili, mentre aspetti più specifici — quali resistenza interna della batteria e gestione termica — sono stati inizialmente trascurati. Viene proposto nella tabella 3.1 un esempio dei risultati che si ottengono attraverso il procedimento descritto in funzione di diverse condizioni di prova proposte. Nella tabella 3.2<sup>1</sup> sono mostrate le percentuali della giornata dedicate alle operazioni considerate per il dimensionamento proposto.

<b>BOUNDARIES</b>				
Generator Average Power	kW	60	50	40
C-rate		1,5	1,5	1,5
Max Peak Power	kW	142	142	142
Generator Efficiency		0,95	0,95	0,95
$\Delta$ SOC		0.2	0.2	0.4
Nominal Voltage	V	700	700	700
<b>SIZING</b>				
Total Energy DISCHARGE	kWh	17,87	40,46	75,85
Total Energy CHARGE	kWh	121,2	67,34	26,91
Energy BALANCE	kWh	-103,33	-26,88	48,94
ENERGY constraint Battery Capacity	kWh	0	0	122,35
POWER constraint Battery Capacity	kWh	54,67	61,33	68
<b>BATTERY CAPACITY</b>	<b>kWh</b>	<b>55</b>	<b>62</b>	<b>123</b>

**Tabella 3.1:** Tabella riepilogativa dimensionamento energetico della batteria

<sup>1</sup>I valori che si osservano sono stati ricavati attraverso la valutazione dei dati di telematica riguardanti le percentuali di tempo giornaliero dedicato dagli operatori alle diverse attività svolte.

	Fine Grading	Roading 1	Roading 2	Heavy Grading
Daily Percentage of Duty cycle	40%	5%	5%	50%

**Tabella 3.2:** Percentuali duty cycle in una giornata lavorativa

In relazione al dimensionamento preliminare i parametri selezionati per la batteria risultano:

$$Rated\ Capacity\ of\ the\ Battery = 55 - 65\ kWh \quad (3.17)$$

$$Initial\ State\ of\ Charge = 60\% \quad (3.18)$$

4. **Motore Elettrico** Il motore elettrico deve garantire elevata efficienza, alta potenza specifica, ottime capacità di controllo e continuità di erogazione, essendo responsabile della totalità delle richieste di trazione provenienti dalle ruote. La scelta del motore è stata effettuata in collaborazione con un'azienda partner. È stata selezionata una macchina sincrona a magneti permanenti, caratterizzata dai seguenti dati di targa:

$$Maximum\ positive\ Torque = 850\ Nm \quad (3.19)$$

$$Maximum\ positive\ Power = 150\ kW \quad (3.20)$$

$$Maximum\ rotary\ velocity\ for\ positive\ torque = 12000\ rpm \quad (3.21)$$

$$Voltage = 700\ V \quad (3.22)$$

5. **Nuova Trasmissione** La trasmissione implementata nel modello è stata selezionata anch'essa in collaborazione con la precedente azienda, al fine di garantirne la piena compatibilità con il motore elettrico scelto. Sono state trovate adatte due proposte per la marcia avanti, dimensionate a partire dai dati di *tractive effort* del veicolo originale: una a due marce e una a tre marce. E' stata scelta infine, quella a tre marce poichè per quella a due marce era necessario cambiare il rapporto della coppia conica degli assali. In questo modo è possibile mantenere la comunanza di assale rispetto alla macchina convenzionale e permettere al sistema di trazione elettrica di mantenere prestazioni comparabili e adeguate in tutte le condizioni operative.

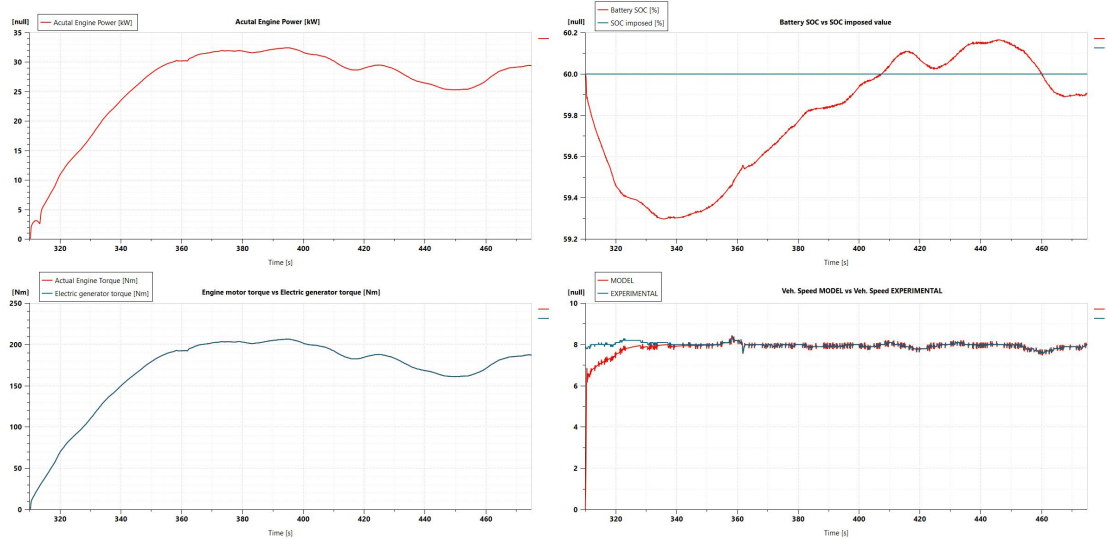
### 3.2.6 Risultati delle simulazioni con l'architettura ibrida e confronto con il veicolo odierno

In questa sezione vengono presentati i risultati delle simulazioni condotte per ciascuno dei test sperimentali precedentemente applicati al modello della driveline del veicolo attuale. Le simulazioni sono state eseguite sugli stessi intervalli temporali adottati per il modello *baseline*, selezionati in modo da escludere i transitori dinamici iniziali e finali al fine di garantire un confronto accurato e affidabile. Per ogni prova verranno analizzati:

- l'andamento della potenza erogata dal motore termico;
- l'evoluzione dello *State of Charge* della batteria;
- il confronto tra la coppia erogata dal motore termico e quella fornita dal generatore;
- il confronto tra la velocità del veicolo misurata sperimentalmente e quella prevista dal modello ibrido.

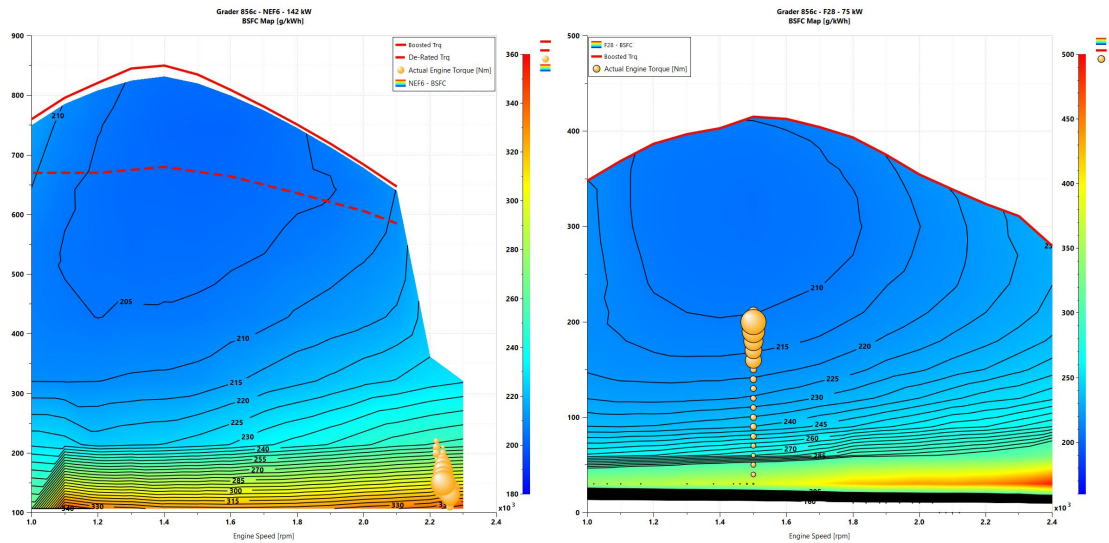
Il confronto tra modello e dato sperimentale rappresenta il principale indicatore della qualità della simulazione e costituisce la base per valutare la coerenza del comportamento dinamico dell'architettura ibrida. Le ulteriori curve fornite consentono inoltre di interpretare nel dettaglio la ripartizione dei flussi energetici e il funzionamento interno del sistema di propulsione ibrida in modalità serie. Per ciascun test verrà infine proposta un'analisi comparativa dei punti di lavoro del motore termico nel modello ibrido rispetto ai punti di lavoro osservati nel veicolo tradizionale, analizzati nei capitoli precedenti. Tale confronto permette di valutare l'impatto dell'architettura serie sulle condizioni operative del motore termico, con particolare riferimento a efficienza, carico e regime di funzionamento.

## Nuovo Roding 4WD



**Figura 3.31:** Performance architettura ibrida – Test Nuovo Roding 4WD

Partendo dall'analisi del confronto tra il modello e i dati sperimentali, si osserva che l'architettura ibrida serie risulta in grado di replicare con buona accuratezza la velocità del veicolo sottoposto agli stessi profili di carico delle prove reali. In questa specifica configurazione di test, l'assenza dei carichi idraulici associati alla trazione anteriore comporta che la coppia erogata dal motore termico coincida con quella fornita dal generatore. L'andamento dello *State of Charge* (SOC) della batteria risulta coerente con le curve di potenza e coppia del motore termico e del generatore, mostrando un comportamento stabile. Al termine della simulazione, il SOC ritorna al valore iniziale, indicando un corretto dimensionamento dei componenti primari (motore termico e generatore) e la capacità dell'architettura di mantenere l'equilibrio energetico durante l'operazione. La potenza erogata dal motore termico presenta un andamento uniforme e concentrato attorno a un valore medio, comportamento tipico e desiderabile nei sistemi di propulsione ibridi a serie, dove il motore opera come fornitore di potenza costante e ottimizzata.

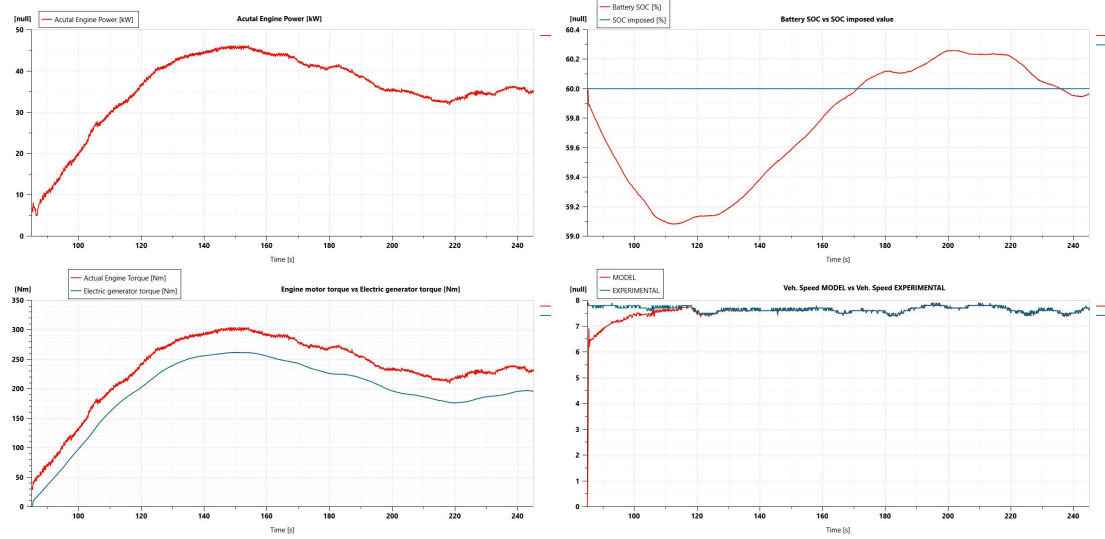


**Figura 3.32:** Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Nuovo Rooding 4WD

L'analisi dei punti di lavoro del motore termico mostra un miglioramento evidente: nel modello ibrido essi si collocano all'interno della regione della mappa BSFC caratterizzata dal minor consumo specifico. Si può dunque affermare che, in una tipologia di operazione come il *Rooding* — nota per richiedere potenze elevate e presentare consumi significativi — l'adozione di una propulsione ibrida serie consentirebbe una riduzione consistente dei consumi di carburante e, conseguentemente, delle emissioni, senza penalizzare le prestazioni operative del veicolo.

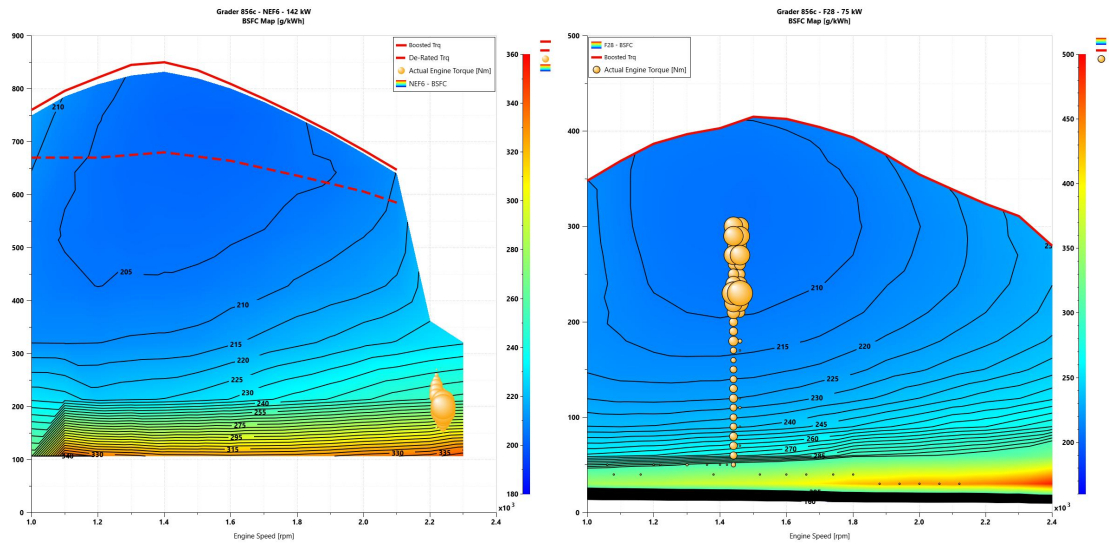


## Nuovo Rading AWD



**Figura 3.33:** Performance architettura ibrida – Test Nuovo Rading AWD

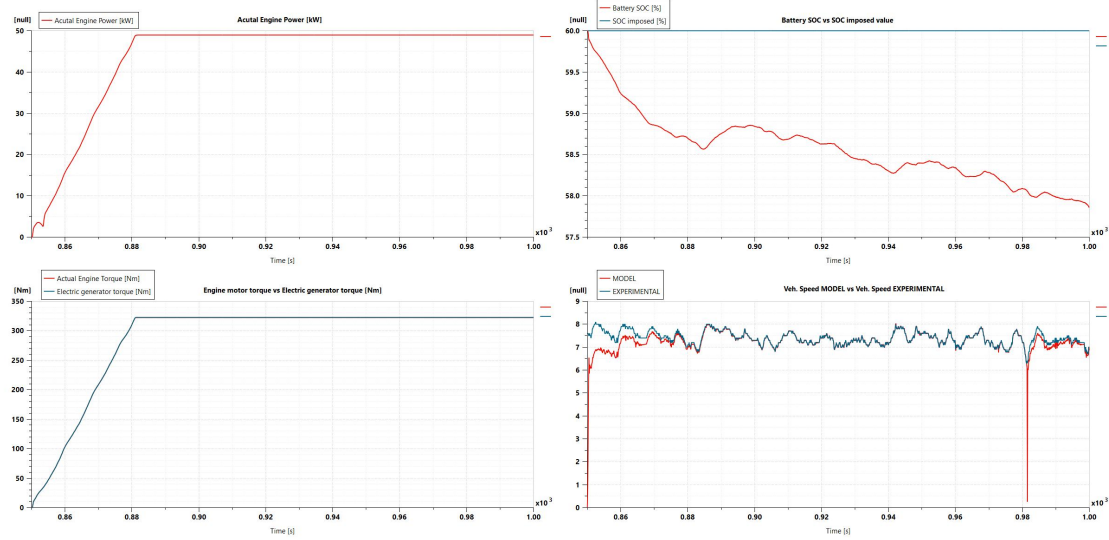
L'analisi del test con trazione integrale attiva conferma ulteriormente la capacità del modello ibrido di replicare il comportamento dinamico del veicolo reale. In questo caso emerge una differenza significativa tra la coppia erogata dal motore termico e quella fornita dal generatore: la coppia del motore termico è maggiore, poiché esso deve sostenere, oltre alla potenza richiesta per la trazione sugli assali posteriori, anche l'energia necessaria per alimentare i motori idraulici anteriori. Il generatore, invece, fornisce esclusivamente la potenza richiesta dalla driveline meccanica. Lo stato di carica della batteria rimane invariato tra inizio e fine simulazione, a conferma del corretto bilanciamento energetico. L'andamento della potenza del motore termico risulta analogo a quanto osservato nel test precedente, con valori medi pressoché costanti, indicativi del corretto funzionamento dell'architettura serie.



**Figura 3.34:** Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Nuovo Rooding AWD

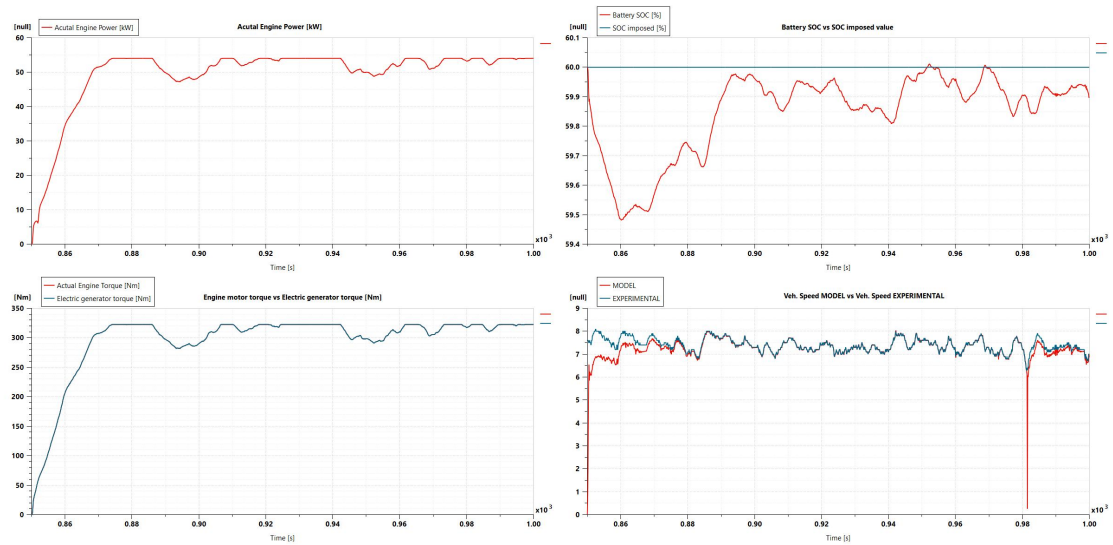
Anche in questo caso i punti di lavoro del motore termico dell'architettura ibrida si distribuiscono prevalentemente nella regione della mappa BSFC a minor consumo specifico. Si conferma quindi un significativo miglioramento in termini di efficienza e consumi rispetto alla configurazione tradizionale, dimostrando la validità dell'adozione di un sistema di propulsione ibrido serie in questo tipo di operazioni.

## Nuovo Fine Grading 4WD



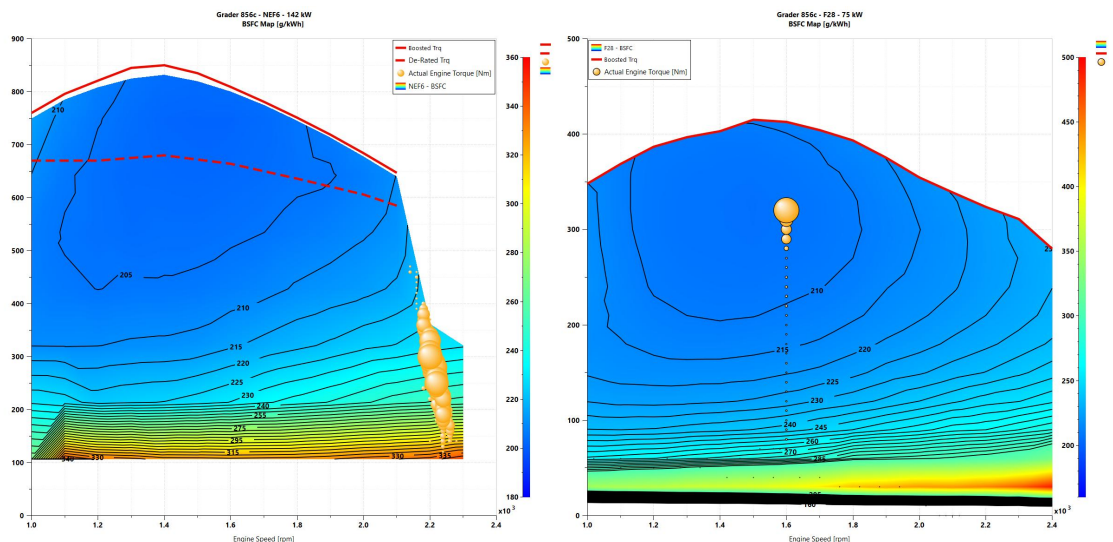
**Figura 3.35:** Performance architettura ibrida – Primo Test Fine Grading 4WD

Dall'analisi del confronto con i dati sperimentali si osserva che il modello mantiene un buon livello di accuratezza, con una perdita di precisione limitata a un singolo picco istantaneo. L'andamento dello *State of Charge* (SOC) della batteria mostra tuttavia una riduzione progressiva durante l'operazione, senza ritornare al valore iniziale al termine della simulazione. Ciò indica che la potenza fornita dal motore termico non è sufficiente a sostenere contemporaneamente il carico richiesto e il mantenimento dello stato di carica della batteria. La curva di potenza evidenzia infatti che il motore termico sta operando al limite della propria capacità al regime di giri imposto, senza margine aggiuntivo per il ripristino dell'energia accumulata. Questo comportamento mette chiaramente in luce che il motore viene sfruttato al massimo, ma l'energia prodotta non è sufficiente a garantire l'equilibrio energetico del sistema. È inoltre opportuno ricordare che questo test di *Fine Grading* rappresenta una condizione particolarmente gravosa, svolta con una marcia corta e alla massima velocità consentita. Nelle normali operazioni di lavoro, questo scenario si verifica raramente. Poiché dai dati di targa risulta che il motore termico può operare a un livello di potenza più elevato rispetto a quello massimo raggiunto durante la simulazione, è stato opportuno incrementare il regime di giri costante imposto. Questa procedura verrà adottata anche nelle simulazioni successive per individuare preliminarmente il compromesso ottimale tra consumi ridotti e prestazioni adeguate.



**Figura 3.36:** Performance architettura ibrida – Secondo Test Fine Grading 4WD

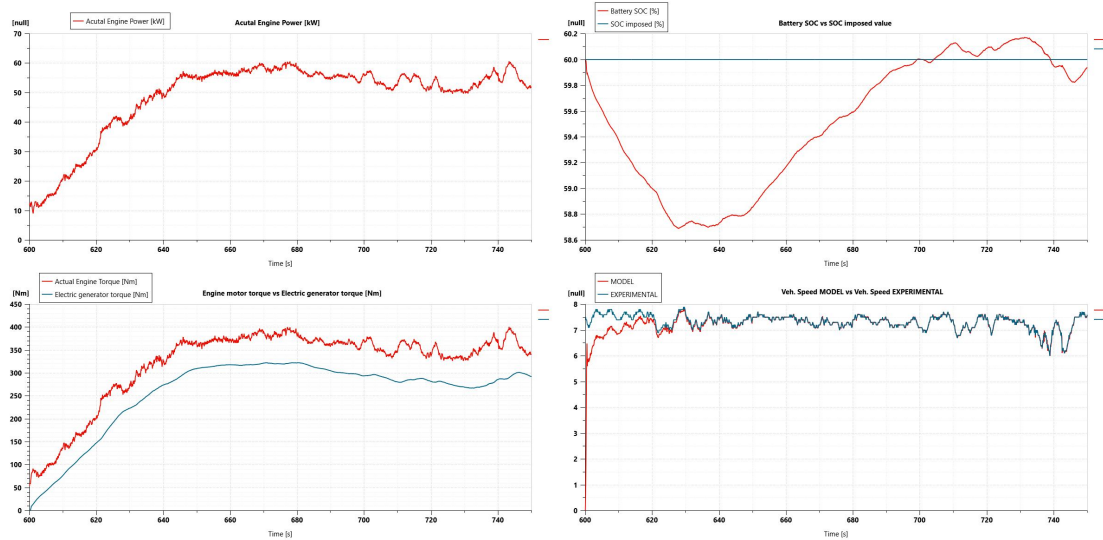
A seguito dell'aumento del regime di rotazione imposto al motore termico, il comportamento atteso viene confermato: al termine della simulazione il SOC della batteria ritorna al valore iniziale, dimostrando che il motore è ora in grado di sostenere sia il carico di trazione sia il mantenimento dello stato di carica.



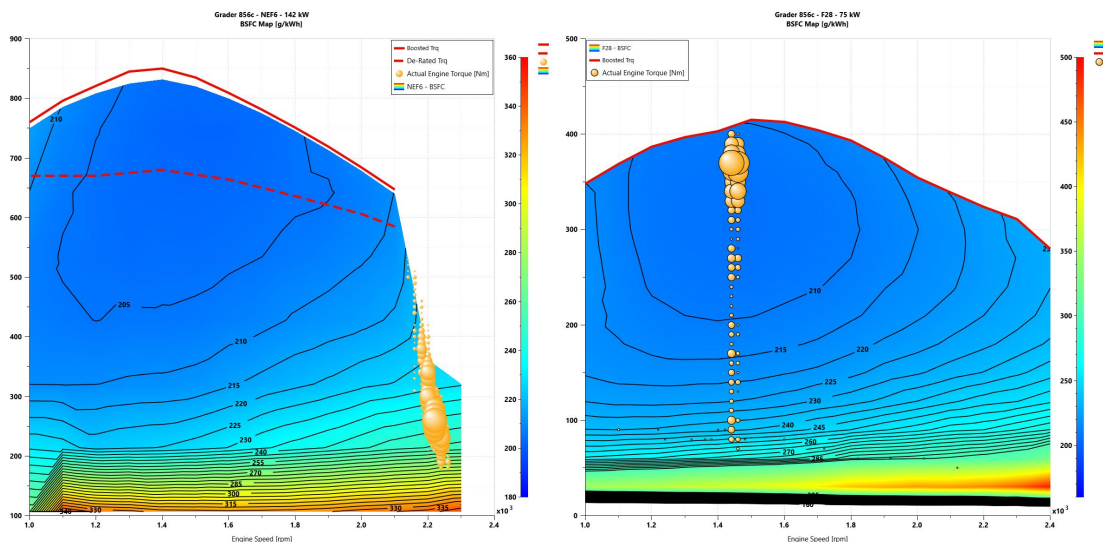
**Figura 3.37:** Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Fine Grading 4WD

L'analisi comparativa dei punti di lavoro del motore mostra che, anche in questa tipologia di operazione, il modello ibrido colloca la maggior parte dei punti nella regione della mappa BSFC a minor consumo. Ne deriva un miglioramento significativo in termini di efficienza energetica e riduzione dei consumi rispetto alla configurazione convenzionale.

### Nuovo Fine Grading AWD



**Figura 3.38:** Performance architettura ibrida – Test Fine Grading AWD

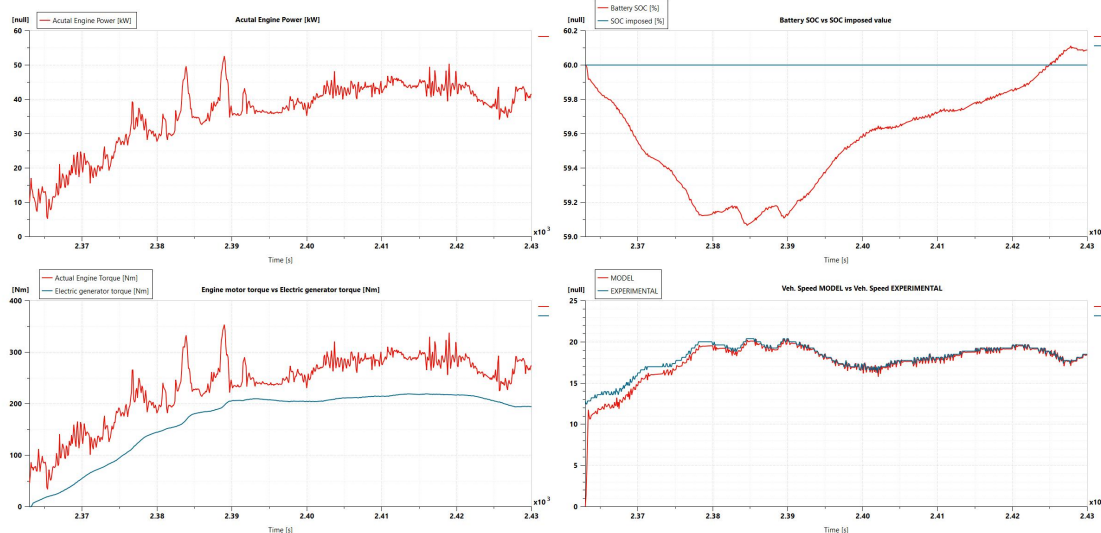


**Figura 3.39:** Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Fine Grading AWD

Come evidenziato dal confronto, il modello ibrido riproduce correttamente i dati sperimentali anche nella configurazione AWD. Data la natura gravosa del test, è stato mantenuto il regime di rotazione elevato per il motore termico. Lo stato di carica della batteria resta stabile, mentre la potenza del motore assume un valore quasi costante e relativamente elevato, in linea con quanto atteso per questa operazione. In questa prova la coppia erogata dal motore termico risulta maggiore rispetto a quella fornita dal generatore, poiché, con la trazione integrale inserita, il motore deve soddisfare anche le richieste di potenza dei motori idraulici anteriori. L'analisi dei punti di lavoro conferma nuovamente il miglioramento in efficienza generato dall'architettura serie. Si nota tuttavia che i punti di lavoro si avvicinano alla curva di coppia massima: un comportamento che indica un elevato sfruttamento del motore termico. Ciò è comunque giustificato dalle condizioni del test, e non invalida la scelta del motore adottato.

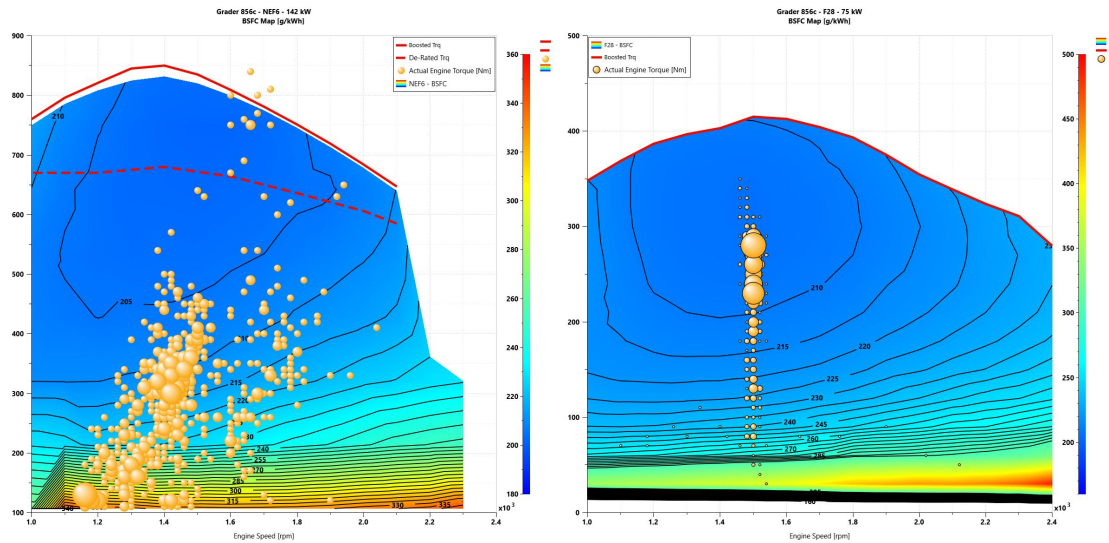
Nelle sezioni successive verranno analizzate le simulazioni relative ai test sperimentali iniziali, caratterizzati da una maggiore complessità dinamica e da transitori più marcati, al fine di verificare il comportamento del modello ibrido anche in condizioni operative più variabili.

## Roading 1



**Figura 3.40:** Performance architettura ibrida – Test Roding 1

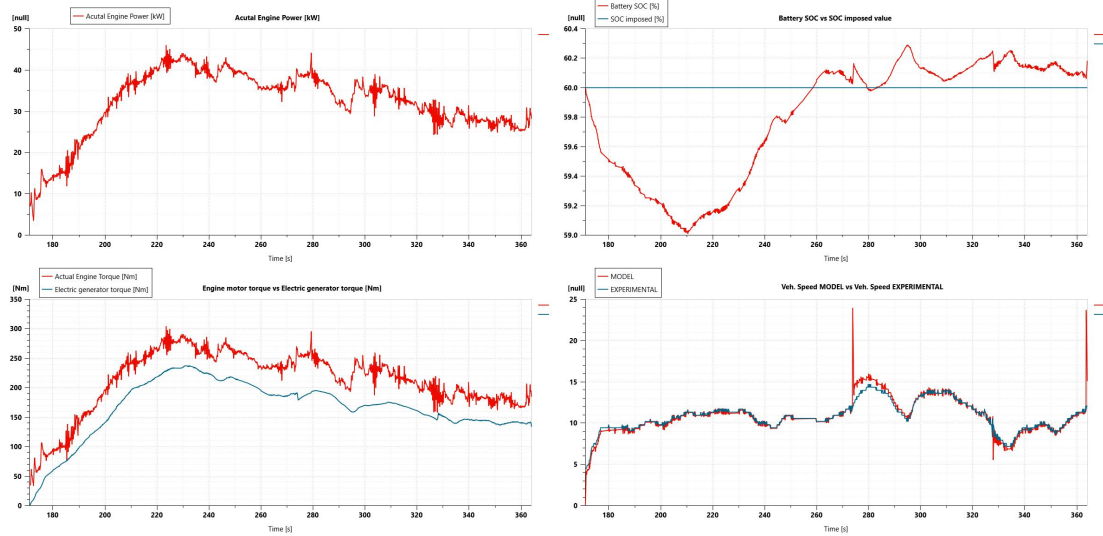




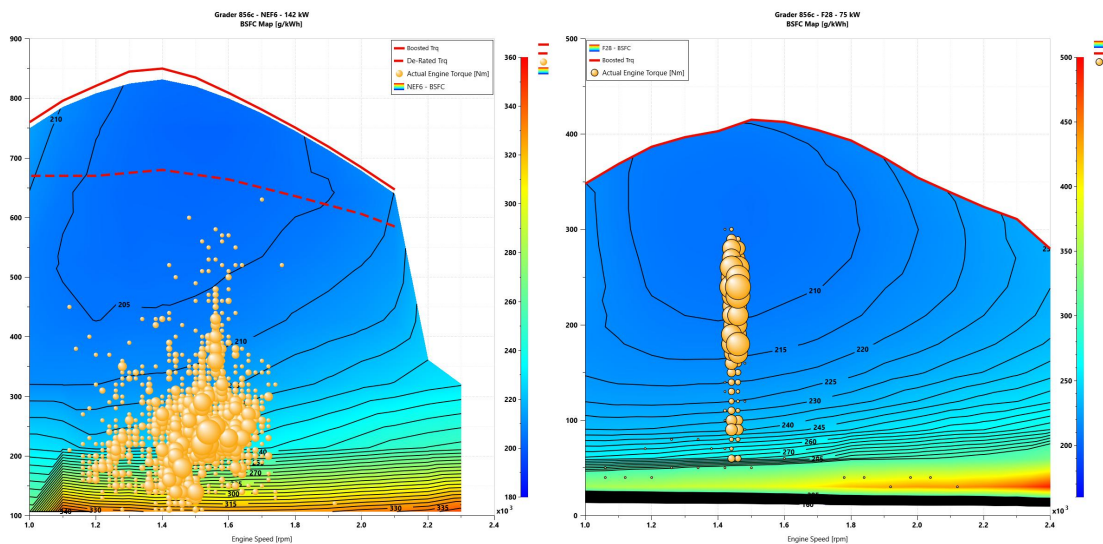
**Figura 3.41:** Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Roding 1

Dal confronto tra la velocità simulata e quella sperimentale emerge una notevole coerenza del modello, confermando l'accuratezza già riscontrata nei test precedenti. Lo stato di carica della batteria viene correttamente mantenuto, mentre l'andamento della coppia del motore termico e del generatore mostra una fase iniziale di assestamento seguita da un comportamento stabile e lineare, segno che il sistema raggiunge rapidamente il valore necessario per soddisfare la richiesta energetica. La curva di coppia del motore termico risulta traslata verso valori superiori rispetto a quella del generatore poiché il motore deve sostenere anche il fabbisogno del sistema idraulico. Tale contributo è stato ricavato come carico percentuale dall'analisi dei dati sperimentali ed applicato come carico aggiuntivo. Dall'analisi comparativa delle mappe di consumo si osserva che, nell'architettura ibrida, i punti di lavoro si distribuiscono in modo più uniforme nelle regioni a basso consumo. La configurazione tradizionale mostra invece una disposizione dei punti più vicina alle condizioni tipiche dei trasferimenti. Risulta quindi evidente il beneficio energetico ottenibile svolgendo questa attività con un veicolo ibrido.

## Roading 2



**Figura 3.42:** Performance architettura ibrida – Test Roading 2



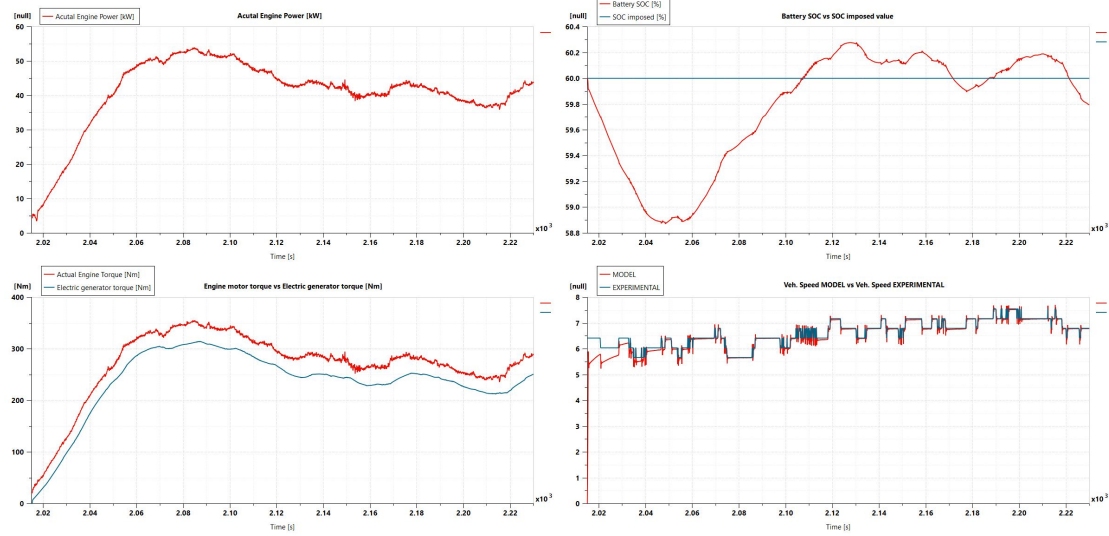
**Figura 3.43:** Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Roading 2

Le considerazioni ricavate dal test *Roading 1* trovano sostanziale conferma anche in questa seconda prova. Le leggere discrepanze osservate in alcuni brevi intervalli sono dovute principalmente ai transitori dinamici associati ai cambi marcia e alle correlazioni non perfettamente riproducibili tra strategia del cambio automatico e velocità del veicolo. Ciò è legato anche al fatto che le acquisizioni originali non sono state effettuate con una sensoristica sufficiente a caratterizzare con precisione ogni transitorio. Sarà quindi necessario, in futuro, ottimizzare il modello sulla base

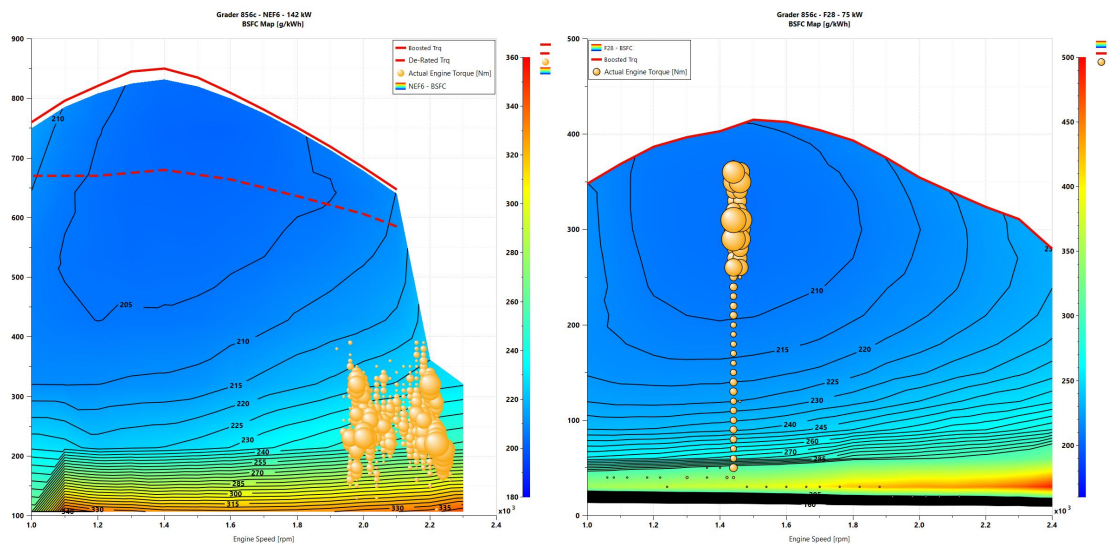


di registrazioni più complete. Nonostante queste limitate imprecisioni, il modello riproduce con buona fedeltà l'intero test e le principali variabili coinvolte risultano coerenti con il comportamento atteso. La distribuzione dei punti di lavoro conferma ancora una volta la maggiore efficienza dell'architettura ibrida: nella mappa del veicolo tradizionale permane una concentrazione significativa nelle aree ad alto consumo, mentre nel modello ibrido i punti si collocano quasi esclusivamente nelle zone a basso consumo.

## Fine Grading



**Figura 3.44:** Performance architettura ibrida – Test Fine Grading

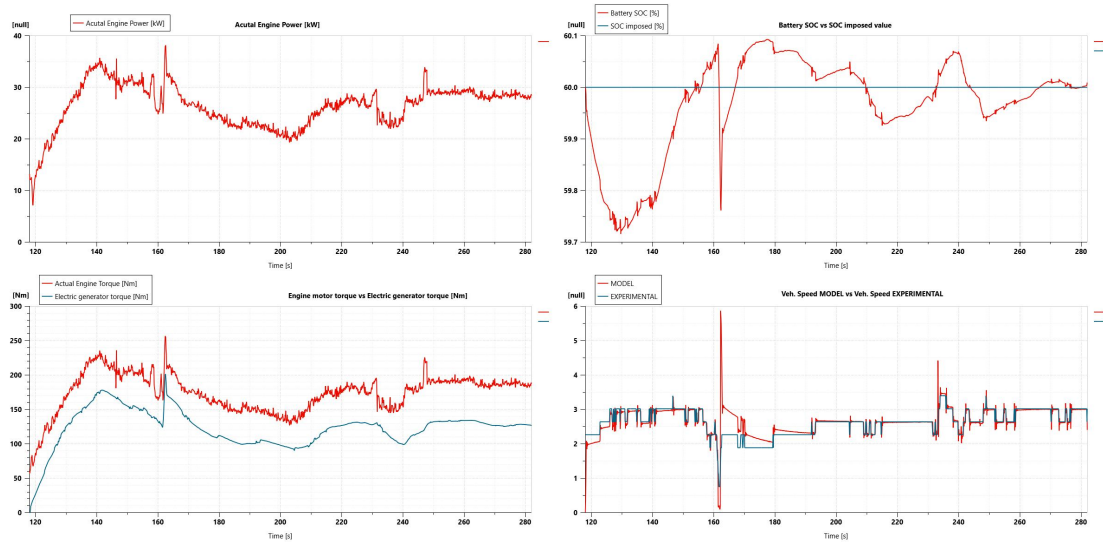


**Figura 3.45:** Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Fine Grading

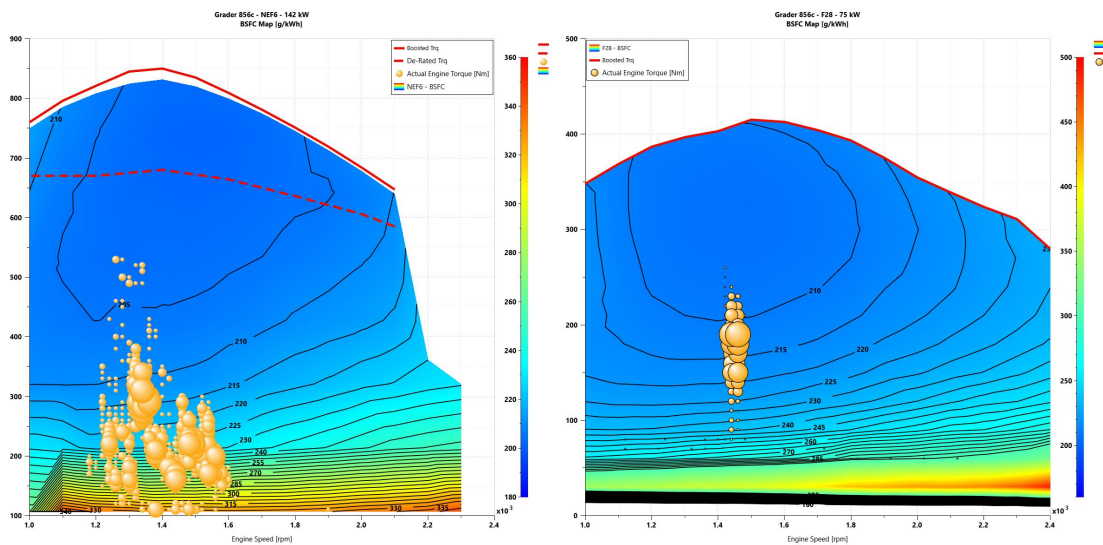
Il test di *Fine Grading* conferma la bontà del modello anche per operazioni di grading. Il SOC della batteria viene mantenuto e la potenza del motore si stabilizza rapidamente a un valore quasi costante, come previsto per un'operazione di lavoro continuativo. L'analisi comparativa mostra un chiaro miglioramento dell'efficienza: mentre nel veicolo tradizionale i punti di lavoro risultano più diffusi e maggiormente soggetti alle variazioni operative, nel modello ibrido essi si concentrano nelle aree a minor consumo. Poiché in questo tipo di attività il range di funzionamento del

motore è naturalmente più ristretto rispetto alle operazioni di trasferimento, la disposizione ordinata dei punti di lavoro del modello ibrido può essere considerata un indicatore particolarmente significativo e verosimile del miglioramento ottenibile.

## Heavy Grading



**Figura 3.46:** Performance architettura ibrida – Test Heavy Grading



**Figura 3.47:** Analisi Comparativa del Motore Termico: Ibrido vs Tradizionale – Test Heavy Grading

Anche nella prova di *Heavy Grading* il modello mostra un'elevata accuratezza, con alcune limitate imprecisioni istantanee analoghe a quelle riscontrate nel *Roading* 2. Si tratta di brevi intervalli in cui il modello non riesce a seguire perfettamente

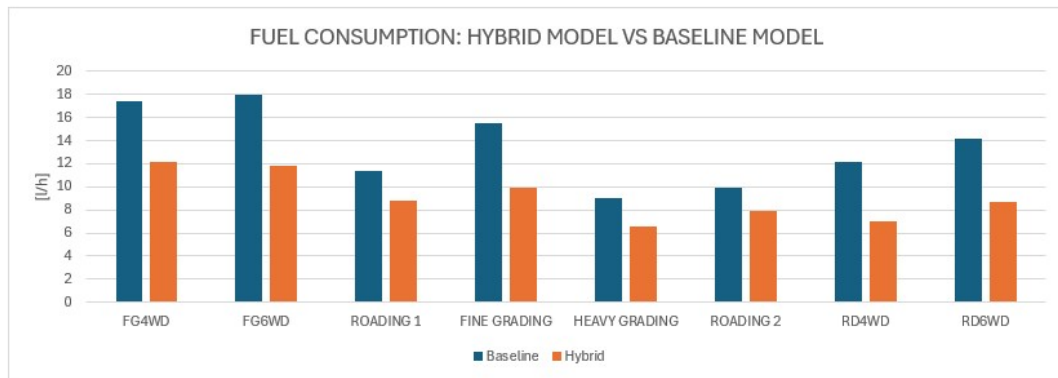
il dato sperimentale, probabilmente a causa di correlazioni non perfette in corrispondenza di transitori complessi. Tuttavia, trattandosi di eventi isolati e non influenti sul comportamento generale, la validità complessiva del modello rimane pienamente confermata. Il SOC viene mantenuto correttamente e l'andamento della potenza del motore è coerente con quanto osservato nei test precedenti e con le aspettative per un'architettura ibrida in configurazione serie. La mappa comparativa evidenzia un netto miglioramento dell'efficienza, sebbene in misura leggermente inferiore rispetto agli altri test: ciò è dovuto al fatto che, in questa specifica operazione, anche il veicolo convenzionale è già in grado di lavorare in zone relativamente efficienti. Nonostante ciò, l'ibrido mantiene un vantaggio evidente in termini di riduzione dei consumi e migliore distribuzione dei punti di lavoro.

### 3.2.7 Considerazioni conclusive

Vengono riportate di seguito due immagini riepilogative contenenti le informazioni necessarie a quantificare la riduzione effettiva dei consumi ottenuta, per ciascuna prova sperimentale. Inoltre viene sottolineato il confronto dei risultati di consumo di carburante ottenuti tramite i modelli **MBD** costruiti. Per ogni test è stata indicata anche la percentuale di carico idraulico applicata al modello, elemento non trascurabile per una valutazione completa delle prestazioni.

EXPERIMENTAL TEST	DURATION [s]	HYBRID FUEL CONSUMPTION [l]	HYBRID FC [l/h]	BASLINE FUEL CONSUMPTION [l]	BASLINE FC [l/h]	REDUCTION [%]	PERCENTAGE HYDRAULIC LOAD [%]	PERCENTAGE TRANSMISSION LOAD [%]
FG4WD	150	0,508	12,192	0,727	17,448	30,1	0,0	100,0
FG6WD	150	0,495	11,880	0,751	18,024	34,1	22,0	78,0
ROADING 1	67	0,163	8,758	0,212	11,391	23,1	24,3	75,8
FINE GRADING	215	0,595	9,963	0,93	15,572	36,0	12,5	87,5
HEAVY GRADING	164	0,3	6,585	0,41	9,000	26,8	22,7	77,3
ROADING 2	193	0,423	7,890	0,53	9,886	20,2	19,0	81,0
RD4WD	165	0,322	7,025	0,558	12,175	42,3	0,0	100,0
RD6WD	160	0,385	6,663	0,632	14,220	59,1	18,6	81,4

**Figura 3.48:** Riepilogo conclusivo dei risultati delle simulazioni: Ibrido vs Baseline



**Figura 3.49:** Diagrammi a colonne dei consumi di carburante ottenuti tramite simulazioni : Ibrido vs Baseline

L'analisi complessiva evidenzia un risparmio medio di carburante pari a circa il 30%, valore particolarmente significativo considerando la varietà delle prove affrontate. Come discusso nelle sezioni precedenti, il beneficio introdotto dall'architettura ibrida risulta più marcato nelle attività di Rading e Fine Grading, dove la gestione ottimizzata del punto di lavoro del motore consente di operare con maggiore continuità nelle regioni della mappa caratterizzate da bassi consumi specifici. Le immagini riepilogative mettono in evidenza la chiara potenzialità dell'applicazione di un powertrain ibrido con architettura di tipo serie sul Grader 856D. Pur trattandosi di considerazioni specifiche alle simulazioni eseguite, esse rappresentano un risultato rilevante e coerente con quanto osservato nelle analisi dettagliate dei singoli test, suggerendo un effettivo margine di miglioramento in termini di efficienza energetica rispetto alla configurazione diesel convenzionale.

## Capitolo 4

# Conclusioni

Negli ultimi anni la necessità di una transizione ecologica nel settore dei trasporti è diventata sempre più evidente. Il mondo automotive ha già intrapreso da tempo questo percorso, introducendo in modo massivo sistemi di propulsione elettrici e ibridi. Nel settore *NRMM* (*Non-Road Mobile Machinery*) tale evoluzione procede con maggiore lentezza, e le soluzioni tecnologiche basate su powertrain elettrici o ibridi sono, ad oggi, meno diffuse. Tuttavia, la crescente attenzione alla sostenibilità e alle emissioni anche in ambito industriale sta rendendo questa direzione non solo auspicabile, ma necessaria.

In questo contesto, il presente lavoro di tesi si inserisce come fase preliminare verso la progettazione di un futuro prototipo di *Grader* ibrido, con l'obiettivo di valutarne i potenziali benefici, individuare le criticità e fornire una base tecnica per successivi sviluppi e ottimizzazioni.

Il lavoro svolto ha permesso di sviluppare, implementare e validare un modello preliminare *MBD* della *driveline* di un *Grader* equipaggiato con un powertrain ibrido a serie, confrontato con l'architettura diesel convenzionale attualmente in uso. L'obiettivo principale è stato quello di analizzare il comportamento dinamico del sistema e quantificare il miglioramento in termini di riduzione delle emissioni di idrocarburi.

La fase iniziale di studio del veicolo reale e di analisi sperimentale ha consentito di caratterizzare con precisione i principali sottosistemi, ricavando dati fondamentali relativi alle potenze richieste, ai carichi idraulici e ai profili operativi tipici. Tali informazioni sono risultate essenziali per la costruzione del modello della *driveline*, progettato per riprodurre sia il funzionamento del sistema convenzionale — costituito da motore termico, convertitore di coppia, trasmissione *powershift*, coppia conica e catena cinematica degli assali — sia quello dell'architettura ibrida, basata sull'interazione tra motore termico, generatore elettrico, batteria ed e-drive.

La fase di validazione ha evidenziato una buona coerenza tra i risultati simulati e i dati sperimentali. Le discrepanze osservate, localizzate principalmente durante i transitori più complessi, sono riconducibili alla qualità delle acquisizioni disponibili e a fenomeni dinamici non completamente rilevati dai sensori. Nonostante ciò, il modello mostra un comportamento stabile, robusto e sufficientemente accurato per l'analisi delle prestazioni in differenti scenari operativi.

L'analisi comparativa tra l'architettura convenzionale e quella ibrida a serie ha evidenziato differenze significative. In particolare, la possibilità di disaccoppiare meccanicamente il motore termico dal moto delle ruote consente una gestione ottimizzata del punto di lavoro, con una concentrazione dei punti di funzionamento nelle regioni della mappa BSFC a minor consumo specifico. Tale comportamento si manifesta con coerenza in tutte le prove simulate, con un beneficio particolarmente rilevante nelle attività di *Roading* e *Fine Grading*, dove la natura del ciclo operativo favorisce una regolazione più stabile e controllata del motore.

Il confronto diretto sui consumi di carburante quantifica chiaramente il vantaggio ottenibile: il powertrain ibrido mostra una riduzione media del consumo di circa il 30% rispetto alla configurazione diesel tradizionale. Questo risultato è pienamente in linea con le considerazioni teoriche e con la distribuzione dei punti di lavoro osservati nelle simulazioni. Si è cercato di rendere il più possibile valido e verosimile l'approccio adottato, perciò si possono considerare le conclusioni raggiunte una conferma dell'effettiva opportunità di adottare un'architettura di tipo serie su macchine operatrici pesanti.

In sintesi, il lavoro di tesi ha permesso di dimostrare che:

- il modello *MBD* sviluppato rappresenta uno strumento efficace, affidabile e sufficientemente accurato per la valutazione delle prestazioni dinamiche e dei consumi di una driveline ibrida;
- l'architettura ibrida di tipo serie risulta particolarmente adatta all'impiego su macchine da costruzione come il *Grader*, caratterizzate da variabilità di carico e condizioni operative ben definite;
- l'adozione di un powertrain ibrido consente un miglioramento tangibile dell'efficienza energetica, con una riduzione dei consumi di carburante, minori emissioni e potenziali benefici economici durante l'intero ciclo di vita del veicolo.

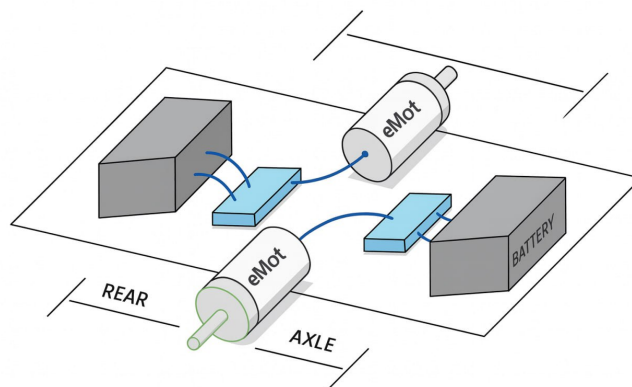
## Capitolo 5

# Sviluppi futuri

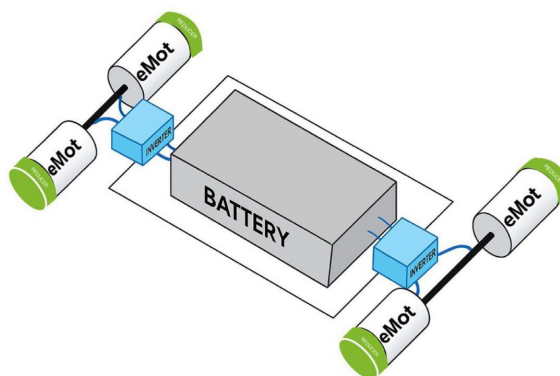
I risultati ottenuti rappresentano una base solida per futuri sviluppi del lavoro. Un primo ambito di approfondimento riguarda l'ottimizzazione del modello attraverso nuove acquisizioni sperimentali più dettagliate, che possano migliorare la qualità della correlazione nei transitori e consentire una caratterizzazione ancora più accurata dei carichi e dei comportamenti dinamici del veicolo reale. Un ulteriore passo in avanti potrà essere l'integrazione di strategie di controllo avanzate per la gestione dell'energia, fondamentali per sfruttare appieno le potenzialità di un powertrain ibrido e per definire logiche operative ottimali in funzione delle diverse attività di lavoro. Un altro aspetto rilevante sarà la rivalutazione del dimensionamento dei componenti introdotti nell'architettura ibrida, con particolare attenzione al motore termico, al generatore, alla batteria e all'e-drive, al fine di garantire un equilibrio corretto tra prestazioni, efficienza e affidabilità. Tali approfondimenti potranno consentire un ulteriore affinamento delle prestazioni previste e supportare eventuali decisioni progettuali. A questo punto diventa inoltre significativo valutare la reale integrazione del nuovo sistema di propulsione nel veicolo, analizzando la disposizione fisica dei componenti, i vincoli di ingombro, le interfacce con la struttura esistente e le modalità di connessione tra i sottosistemi. Tale fase sarà fondamentale per assicurare che il *Grader* mantenga le proprie caratteristiche operative e le prestazioni richieste nelle diverse condizioni di lavoro. I risultati ottenuti nell'ambito di questa tesi potranno inoltre essere rivalutati attraverso l'analisi e la simulazione di architetture ibride alternative, con l'obiettivo di confrontare diverse soluzioni e identificare la configurazione più vantaggiosa per consumi, efficienza e semplicità costruttiva. Sarà possibile esplorare differenti strategie di gestione dei flussi di energia e valutare l'impatto di ciascuna configurazione sulle prestazioni complessive del sistema. In relazione a quanto discusso, nelle figure successive vengono presentate alcune proposte, a titolo esemplificativo, relative alla possibile disposizione dei componenti del powertrain ibrido prototipale all'interno del veicolo,



utili come base di partenza per una futura fase di progettazione.



**Figura 5.1:** Esempio 1 – Configurazione del veicolo con powertrain ibrido



**Figura 5.2:** Esempio 2 – Configurazione del veicolo con powertrain ibrido

# Bibliografia

- [1] Cornel Stan, *Alternative Propulsion for Automobiles*.
- [2] Matthew Holian, Matthew Holian, *Analyzing the Potential of Hybrid and Electric Off-Road Equipment Analyzing the Potential of Hybrid and Electric Off-Road Equipment in Reducing Carbon Emissions from Construction Industries*.
- [3] EMMA ARFA GRUNDITZ, *BEV Powertrain Component Sizing With Respect to Performance, Energy Consumption and Driving Patterns*.
- [4] Ing. Lutz. Eckstein, Dipl.-Ing. Raphael Hummel, Dipl.-Ing. Björn Mohrmann, Institut für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen University; *Hybridization and Downsizing for Longhaul Trucks* .
- [5] Abolfazl Halvaei, Hassan Moghbelli, Abolfazl Vahedi, *Design Methodology of Drive Train for a Series-Parallel Hybrid Electric Vehicle (SP-HEV) and its Power Flow Control Strategy* .
- [6] Asmat Ullah Khan and Lizhen Huang, , Norwegian University of Science and Technology; *Toward Zero Emission Construction: A Comparative Life Cycle Impact Assessment of Diesel, Hybrid, and Electric Excavators*
- [7] INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION, 2016; *EUROPEAN STAGE V NON-ROAD EMISSION STANDARD*
- [8] Antti Lajunen, Jussi Suomela, Jenni Pippuri, Kari Tammi, Teemu Lehmuspelto and Panu Sainio, EVS29 Symposium Montréal, Québec, Canada, June 19-22, 2016; *Electric and hybrid electric non-road mobile machinery present situation and future trends*.

- [9] Jarkko Nokka, Lappeenranta University of Technology; *ENERGY EFFICIENCY ANALYSES OF HYBRID NON-ROAD MOBILE MACHINERY BY REAL-TIME VIRTUAL PROTOTYPING*.
- [10] Geraint Jewell, *Introduction to Electrical Machines Short Course*.
- [11] John M. Miller, *Propulsion Systems for Hybrid Vehicles*.
- [12] Mikko Pihlatie and Jenni Pippuri Makelainen, VTT Finland research center; *Electric Commercial Vehicles, final report*.
- [13] Carlos Enrique Gorbea Díaz, TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN; *Vehicle Architecture and Lifecycle Cost Analysis In a New Age of Architectural Competition* .
- [14] Kim Bladh, *Virtual full vehicle durability testing of a coach* .
- [15] Pier Giuseppe Anselma, Giovanni Belingardi, Alessandro Falai, Claudio Maino, Federico Miretti, Daniela Misul, Ezio Spessa, Center for Automotive Research and Sustainable Mobility (CARS), Department of Energy (DENERG), Department of Mechanical and Aerospace Engineering (DIMEAS), Politecnico di Torino; *Comparing Parallel Hybrid Electric Vehicle Powertrains for Real-world Driving* .
- [16] Claudio Maino, Daniela Misul, Alessia Musa, Ezio Spessa, IC Engines Advanced Laboratory, Dipartimento Energia “Galileo Ferraris”, Politecnico di Torino; *Optimal mesh discretization of the dynamic programming for hybrid electric vehicles* .





