

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale  
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

## Powertrain alternativi per applicazioni off-road



### Relatori

prof. Daniela Anna MISUL  
prof. Enrico GALVAGNO  
prof. Massimo RUNDO  
prof. Federico MIRETTI

### Candidato

Giuseppe AMATO

Anno Accademico 2022-2023

# Sommario

Al giorno d'oggi la ricerca di un miglioramento dell'efficienza energetica e la riduzione dei consumi sono sicuramente tra le sfide più grandi non solo dell'industria automotive ma anche di quella dei macchinari off-road. Alla luce dell'aumento del prezzo del carburante e delle sempre più stringenti normative riguardanti le emissioni inquinanti, anche in questa categoria di veicoli, ovvero quella degli off-road assumono notevole importanza lo sviluppo di soluzioni di risparmio energetico e di sistemi per il miglioramento dell'efficienza; tra le varie possibilità una delle più efficaci è sicuramente quella dell'ibridizzazione. Lo scopo di questo lavoro di tesi è quello di esplorare possibili soluzioni di ibridizzazione di veicoli per applicazioni off-road, proponendo per una categoria in particolare, ovvero quella degli escavatori, una soluzione di risparmio energetico.

Attraverso il software di simulazione Simcenter Amesim è stato possibile costruire e simulare un modello completo di escavatore, sul quale una volta definito il ciclo di lavoro standard JCMAS mediante i tool di Amesim e Matlab, sono state condotte analisi energetiche che hanno permesso di evidenziare le principali fonti di dissipazione del sistema e soprattutto la quota parte di energia che può essere riutilizzata.

Dopo aver esaminato diverse soluzioni per sfruttare l'energia recuperabile e migliorare i consumi della macchina, si è scelto di utilizzare un circuito di rigenerazione energetica degli attuatori.

È stata quindi implementata, mediante una co-simulazione *Model in the loop* Amesim-Simulink, una logica di controllo in grado di far funzionare in tempo reale il circuito di rigenerazione in maniera sub-ottimale. Ciò ha permesso di migliorare i consumi dell'escavatore e ha consentito al motore termico di lavorare in zone a efficienze maggiori. Verranno quindi confrontati i risultati ottenuti nel caso di escavatore convenzionale e ibrido e discussi i punti di forza e le limitazioni di questo genere di sistemi di rigenerazione energetica.

# Indice

Elenco delle tabelle	6
Elenco delle figure	8
<b>I Veicoli per applicazioni off-road</b>	<b>15</b>
<b>1 Introduzione</b>	<b>17</b>
1.1 Contesto	17
1.2 Obiettivo della tesi e organizzazione dei contenuti	18
<b>2 Veicoli Off-road</b>	<b>19</b>
2.1 Emissioni inquinanti	20
2.1.1 NOx	20
2.1.2 PM	22
2.1.3 HC	22
2.2 Contesto normativo	23
2.3 Powertrain convenzionali	25
2.3.1 Metodi In-cylinder	27
2.3.2 Sistemi di aftertreatment	27
<b>3 Stato dell'arte dei veicoli ibridi off-road</b>	<b>29</b>
3.1 Ibridizzazione	29
3.2 Classificazione delle architetture ibride	32
3.2.1 Ibrido Serie	32
3.2.2 Ibrido Parallelo	34
3.2.3 Ibrido complesso	37
3.3 Fattore di Ibridizzazione	38
3.4 Architetture ibride presenti sul mercato	39
3.4.1 Construction	39
<b>II Simulazione modello</b>	<b>57</b>
<b>4 Escavatore idraulico</b>	<b>59</b>

4.1	Descrizione componenti e terminologia . . . . .	59
4.2	Sistemi valve controlled . . . . .	60
4.2.1	Constant Flow System CFS . . . . .	61
4.2.2	Negative Flow Control NFC . . . . .	61
4.2.3	Positive Flow Control PFC . . . . .	62
4.2.4	Hydraulic Load Sensing HLS . . . . .	63
4.3	Ciclo di lavoro . . . . .	65
<b>5</b>	<b>Creazione modello escavatore</b>	<b>67</b>
5.1	Descrizione modello componenti e parametri . . . . .	67
5.2	Engine . . . . .	69
5.3	Sistema idraulico . . . . .	72
5.3.1	Turret . . . . .	72
5.3.2	Boom . . . . .	77
5.3.3	Arm-Bucket . . . . .	85
5.4	Multybody . . . . .	90
<b>6</b>	<b>Risultati simulazione</b>	<b>93</b>
6.1	Circuito idraulico . . . . .	93
6.2	Motore termico . . . . .	100
6.3	Analisi delle potenze . . . . .	103
<b>7</b>	<b>Analisi energetica</b>	<b>109</b>
7.1	Flussi energetici e perdite . . . . .	109
7.1.1	Motore termico . . . . .	110
7.1.2	Pompe idrauliche . . . . .	111
7.1.3	Circuito idraulico e Attuazioni . . . . .	112
7.2	Definizione efficienza del sistema . . . . .	113
<b>8</b>	<b>Rigenerazione Energetica</b>	<b>117</b>
8.1	Attuatori rigenerativi . . . . .	118
8.2	Energia recuperabile . . . . .	119
8.3	Circuito di rigenerazione . . . . .	123
8.3.1	Storage . . . . .	124
8.3.2	Regeneration . . . . .	124
8.3.3	Discharge e bypass . . . . .	125
8.3.4	Componenti e parametri del modello . . . . .	125
8.3.5	Valvola di controllo . . . . .	129
8.3.6	Valvola limitatrice . . . . .	129
<b>9</b>	<b>Logica di controllo</b>	<b>131</b>
9.1	Pontryagin's Minimum Principle PMP . . . . .	132
9.2	ECMS . . . . .	133
9.2.1	Equazioni del sistema . . . . .	133
9.2.2	Implementazione ECMS mediante co-simulazione Amesim-Simulink	135

9.3 Parametri del circuito . . . . .	140
<b>10 Confronto risultati</b>	<b>143</b>
10.1 Ciclo JCMAS . . . . .	144
10.1.1 $\lambda$ basso . . . . .	144
10.1.2 $\lambda$ alto . . . . .	147
10.1.3 $\lambda$ intermedio . . . . .	149
10.2 Ciclo pesante . . . . .	151
10.2.1 $\lambda$ basso . . . . .	152
10.2.2 $\lambda$ alto . . . . .	154
10.2.3 $\lambda$ intermedio . . . . .	156
10.3 Ciclo leggero . . . . .	158
10.4 Ciclo JCMAS senza interruzioni . . . . .	161
<b>conclusioni</b>	<b>165</b>
<b>A Modello completo</b>	<b>167</b>
<b>B Gradi di liberta di un sistema</b>	<b>169</b>

# Elenco delle tabelle

2.1	Confronto tra veicoli passenger, Heavy duty e off-road . . . . .	26
3.1	Elenco di alcuni escavatori ibridi che sono stati commercializzati. . . . .	40
3.2	Elenco di alcune pale gommate ibride commercializzate. . . . .	45
3.3	Elenco di alcune macchine da movimentazione ibride commercializzate. . .	49
3.4	Elenco di alcuni trattori ibridi proposti. . . . .	51
5.1	Tabella con i valori utilizzati per le variabili termiche e ambientali. . . . .	70
5.2	Tabella con i dati di riferimento del motore termico. . . . .	70
5.3	Parametri utilizzati per la pompa primaria della torretta. . . . .	74
5.4	Parametri utilizzati per la pompa di sovralimentazione. . . . .	74
5.5	Parametri utilizzati per il motore idraulico della torretta. . . . .	75
5.6	Parametri utilizzati per il rotary friction torque generator della torretta. . .	76
5.7	Parametri utilizzati nelle limitatrici del circuito della torretta. . . . .	77
5.8	Parametri utilizzati per la pompa del circuito idraulico del boom. . . . .	80
5.9	Parametri utilizzati per le valvole LS e PC di controllo della pompa del Boom. . . . .	80
5.10	Parametri utilizzati nella limitatrici del circuito del Boom. . . . .	80
5.11	Parametri utilizzati per la valvola direzionale del circuito idraulico del boom. .	83
5.12	Parametri utilizzati per i due attuatori lineari del circuito idraulico del boom. .	84
5.13	Parametri utilizzati per i due strozzatori del circuito idraulico del boom. . .	85
5.14	Parametri utilizzati per la pompa del circuito idraulico Arm-Bucket. . . . .	88
5.15	Parametri utilizzati per le valvole LS e PC di controllo della pompa del circuito Arm-Bucket. . . . .	89
5.16	Parametri utilizzati nella limitatrici del circuito Arm-Bucket. . . . .	89
5.17	Parametri utilizzati nella limitatrici del circuito Arm-Bucket. . . . .	89
5.18	Parametri utilizzati per le due valvole direzionali del circuito Arm-Bucket. . .	89
5.19	Parametri utilizzati per le due valvole direzionali del circuito Arm-Bucket. . .	90
5.20	Masse dei corpi rigidi che compongono il modello. . . . .	91
6.1	Errori di posizione massimi misurati durante la simulazione nelle rispettive attuazioni. . . . .	95
6.2	Valori utilizzati per il calcolo della potenza massima. . . . .	104
8.1	Energia recuperabile per ogni attuazione, e somma complessiva, la percentuale fa riferimento al confronto con l'output di energia del motore termico durante l'intero ciclo di lavoro. . . . .	122
8.2	Parametri utilizzati per la pompa del circuito di rigenerazione. . . . .	129

8.3	Parametri utilizzati per le valvole di controllo del circuito di rigenerazione.	130
8.4	Parametri utilizzati nella limitatrici del circuito di rigenerazione. . . . .	130
9.1	Tabella descrittiva delle variabili che i due programmi si scambiano durante la co-simulazione. . . . .	135
10.1	Tabella riepilogativa dei risultati ottenuti nelle varie simulazioni. . . . .	163

# Elenco delle figure

2.1	Andamento delle specie inquinanti presenti nell'aria negli USA dal 1990 ad oggi [9]	21
2.2	Composizione del particolato per come apparirebbe al microscopio [28]	22
2.3	Andamento dei limiti per NOx+HC dallo STAGE I allo STAGE V [14]	23
2.4	Andamento dei limiti di PM dallo STAGE I allo STAGE V [14]	24
2.5	Standard STAGE V per i motori NON-road [5]	24
2.6	Architettura di un trattore convenzionale [30]	27
2.7	Schema della soluzione sviluppata da FPT per il trattamento degli inquinanti dei motori per applicazioni off-road.[12]	28
3.1	Illustrazione che mostra un generico powertrain ibrido con i possibili flussi di potenza [18]	30
3.2	Mappe di funzionamento di motore termico ed elettrico con rispettivamente rappresentate BSFC ed efficienze [18]	31
3.3	Carico del motore idealmente scomposto nelle componenti statica e dinamica [18]	31
3.4	Architettura del powertrain di un trattore convenzionale e ibridizzato [30]	32
3.5	Configurazione di un veicolo a trazione ibrida serie. [18]	33
3.6	Configurazione di un veicolo a trazione ibrida parallelo. [18]	34
3.7	Ibrido parallelo: modalità convenzionale.[19]	35
3.8	Ibrido parallelo: modalità load point shift.[19]	36
3.9	Ibrido parallelo: modalità e-boost.[19]	36
3.10	Ibrido parallelo: modalità e-traction.[19]	36
3.11	Schema del flusso di potenza durante una frenata rigenerativa.[19]	37
3.12	Architetture di ibrido complesso: serie-parallelo e powesplit	37
3.13	Diagramma di flusso della logica di un ibrido off-road [27]	38
3.14	Schema della tipologia di veicoli che sono stati analizzati.	39
3.15	Layout semplificato tipico di uno scavatore ibrido	41
3.16	Illustrazione della componentistica ibrida dell'escavatore di Komatsu	41
3.17	Sistema ibrido Komatsu [34]	42
3.18	Sistema ibrido Komatsu. [17]	42
3.19	Sistema ibrido Hitachi. [17]	43
3.20	Sistema ibrido Kobelco. [17]	43
3.21	Sistema ibrido Kobelco SK 210HLC. [15]	44
3.22	Matrice di tutte le possibili combinazioni ibride. [10]	46

3.23	Hitachi ZW 220 HYB-5B . . . . .	46
3.24	Volvo l220F . . . . .	47
3.25	Volvo LX1 . . . . .	48
3.26	Jhon Deere 944K . . . . .	48
3.27	Merlo TF 40.1 . . . . .	50
3.28	Huddig 1260t . . . . .	50
3.29	Huddig 1260t rappresentazione dei flussi di potenza durante il boost e la frenata rigenerativa [13] . . . . .	51
3.30	Belarus . . . . .	52
3.31	RigiTrac . . . . .	53
3.32	Schemi delle due architetture. . . . .	53
3.33	Landini REX4 Electra . . . . .	54
3.34	Steyr Hybrid Concept . . . . .	55
3.35	Rendering della trasmissione e zona di contenimento bombole dell' Auga M1 . . . . .	56
4.1	Escavatore idraulico e i suoi componenti principali. . . . .	59
4.2	Sistema idraulico a centri aperti a portata costante [23] . . . . .	61
4.3	Schema di un sistema Negative Flow Control, con dettaglio della portata in funzione del segnale di pilotaggio [23] . . . . .	62
4.4	Schema di un sistema di tipo Positive Flow Control [24] . . . . .	63
4.5	Schema di due sistemi Load Sensing, pre-compensato a) e post-compensato b)[23] . . . . .	64
4.6	Tipiche operazioni svolte da un escavatore: a)scavo e scarico da fermo su camion, b)scavo di un canale, c) livellare. [31] . . . . .	65
4.7	Sequenza operativa del ciclo di lavoro di scavo e scarico. [37] . . . . .	66
5.1	Escavatore idraulico Volvo 380E . . . . .	67
5.2	Modello complessivo dell'escavatore . . . . .	68
5.3	Sottosistema che modella il motore termico . . . . .	69
5.4	Blocco relativo al ICE, libreria IFP-Drive con le sue porte di entrata ed uscita. . . . .	70
5.5	Sequenza di creazione delle mappe tramite il DRVICE Creator Tool. . . . .	71
5.6	Mappa dei consumi del motore ottenuta tramite il tool di creazione di amesim . . . . .	71
5.7	Sottosistema che modella il circuito di rotazione della torretta. . . . .	72
5.8	Comando di input della torretta . . . . .	73
5.9	. . . . .	73
5.10	Icona Amesim del motore idraulico a cilindrata fissa con le variabili in uscita ed ingresso . . . . .	75
5.11	Icona Amesim del rotary friction torque generator [3]. . . . .	75
5.12	Confronto tra il comando di azionamento del freno e il comando di input di rotazione della torretta . . . . .	76
5.13	Icona Amesim della valvola limitatrice con le varibili in ingresso e uscita . . . . .	77
5.14	Sottosistema che modella il circuito idraulico dei due attuatori lineari del Boom. . . . .	78
5.15	Comando di input del Boom . . . . .	78
5.16	Gruppo di alimentazione del circuito del Boom . . . . .	79

5.17	Pompa a pistoni assiali, si nota la dipendenza tra spostamento del pistone e cilindrata della pompa [3]. . . . .	79
5.18	Icona Amesim della valvola direzionale utilizzata con le variabili in entrata ed uscita [3]. . . . .	81
5.19	Icona Amesim dell'attuatore lineare con le variabili in ingresso ed uscita [3]	83
5.20	Sezione di un attuatore con evidenziati i vari parametri [3] . . . . .	84
5.21	Sottosistema che gestisce l'attuazione di Arm e Bucket . . . . .	86
5.22	Comandi di input: a) Arm, b) Bucket . . . . .	87
5.23	Gruppo di alimentazione del circuito idraulico relativo ad Arm-Bucket con i collegamenti idraulici che gestiscono il segnale di load sensing globale. . . . .	88
5.24	Icona Amesim della valvola selettiva con le variabili in ingresso ed uscita . . . . .	88
5.25	Render 3D del modello CAD di escavatore con evidenziati le parti che sono state modellate mediante la libreria 3D Mechanical [3]. . . . .	90
5.26	Sottosistema con i blocchi della libreria 3D Mechanical che modella la parte del multi-body. . . . .	91
5.27	Rendering del modello in 3D una volta ultimata la parametrizzazione. . . . .	92
6.1	Rendering 3D di: posizione iniziale, fine sollevamento braccio, rotazione completa torretta, scarico materiale, posizione finale. . . . .	93
6.2	Valori reali di spostamento degli attuatori e rotazione della torretta durante il ciclo . . . . .	94
6.3	Confronto tra il comando di input e il segnale di posizione dei trasduttori posti sugli attuatori. . . . .	95
6.4	Fattori di modulazione delle tre pompe del circuito idraulico. . . . .	96
6.5	Confronto tra pressione di mandata e pressione di load sensing nelle due pompe che gestiscono gli attuatori del braccio. . . . .	97
6.6	Andamento delle portate in ingresso agli attuatori e forze esercitate dagli steli. . . . .	98
6.7	Caratteristica di funzionamento del motore idraulico della torretta e degli attuatori lineari; in ordinata è rappresentata la pressione in ascissa la portata. . . . .	99
6.8	Portata gestita dalla pompa confrontata con quella gestita dal motore idraulico . . . . .	99
6.9	Coppia dell'albero della pompa. . . . .	100
6.10	Velocità di rotazione del motore termico . . . . .	101
6.11	Andamento della PME del motore nel tempo. . . . .	101
6.12	Mappa motore con i punti di funzionamento. . . . .	102
6.13	Mappa dei consumi con i punti di funzionamento. . . . .	102
6.14	Mappa dei consumi con rappresentata la densità dei punti di funzionamento. . . . .	103
6.15	Misurazione della PME massima a 1800 rpm . . . . .	104
6.16	Potenza erogata dal motore termico durante il ciclo di lavoro. . . . .	105
6.17	Potenza erogata durante il ciclo di lavoro e confronto con potenza massima erogabile e potenza media del ciclo. . . . .	106
6.18	Andamento della richiesta di potenza delle singole attuazioni. . . . .	106
6.19	Distribuzione della potenza nel ciclo di lavoro e distinzione tra potenza erogata dal motore termico e potenza totale richiesta dagli attuatori. . . . .	107
7.1	Schema semplificato dei flussi di energia del sistema . . . . .	109

7.2	Cumulata della quantità di combustibile bruciato, sono stati presi in considerazione solo i valori di inizio e fine ciclo di lavoro per tutte le grandezze, in modo tale da fare un'analisi che tenga conto solamente dell'energia necessaria a compiere le operazioni di scavo e scarico. . . . .	110
7.3	Cumulata dell'energia in uscita dal motore termico. . . . .	111
7.4	Energia dissipata nelle tre pompe primarie del circuito. . . . .	112
7.5	Cumulata dell'energia dissipata nel circuito idraulico. . . . .	113
7.6	Sankey diagram dei flussi di energia. . . . .	114
7.7	Diagramma a torta della distribuzione delle perdite. . . . .	114
8.1	Rappresentazione delle fasi in cui l'escavatore può recuperare: a) energia potenziale gravitazionale, b) energia cinetica rotazionale. [29] . . . . .	117
8.2	Convenzione di segno e piano di lavoro con i quattro quadranti per un attuatore lineare. . . . .	118
8.3	Lavoro positivo e negativo durante il ciclo operativo dell'escavatore. . . . .	119
8.4	Potenza negativa e potenza positiva totale degli attuatori e andamenti delle posizioni angolari e lineari. . . . .	120
8.5	Output di potenza delle singole attuazioni confrontate con la posizione. . . . .	121
8.6	Energia positiva e negativa nelle quattro attuazioni. . . . .	121
8.7	Energia recuperabile dal sistema confrontata con l'energia erogata dal motore termico durante il ciclo di lavoro. . . . .	122
8.8	Circuito di rigenerazione modellato in ambiente Amesim . . . . .	124
8.9	Modalità di funzionamento di accumulo . . . . .	125
8.10	Modalità di funzionamento di rigenerazione . . . . .	126
8.11	Modalità di funzionamento discharge . . . . .	126
8.12	Modalità di funzionamento discharge . . . . .	127
8.13	Icona Amesim dell'accumulatore idraulico con le variabili in ingresso ed uscita. . . . .	127
8.14	Icona amesim della pompa-motore. . . . .	129
8.15	Icona amesim della valvola di controllo. . . . .	130
9.1	Logica dell'interfaccia AME2SLCosim. . . . .	135
9.2	Creazione dell'interfaccia AME2SLCosim con le porte di ingresso e uscita. . . . .	136
9.3	Blocco AME2SLCosim in ambiente Amesim. . . . .	136
9.4	Modello simulink . . . . .	136
9.5	Logica di controllo per soddisfare i vincoli sulla pressione minima e massima. $q$ è l'output dello script ECMS mentre $\alpha_{opt}$ è il fattore di modulazione che porterebbe alla minimizzazione dei consumi calcolato senza considerare i vincoli. . . . .	137
9.6	Figura che descrive i passi dell'algoritmo di bisezione. . . . .	139
9.7	Mappa con l'andamento dei consumi confrontati con l'escavatore convenzionale al variare di volume dell'accumulatore e pressione di precarico a parità di $\lambda$ . . . . .	140
9.8	Comandi forniti dall'ECMS a valvola di controllo e cilindrata della pompa-motore. . . . .	141
9.9	Andamento della pressione all'interno dell'accumulatore durante il ciclo di lavoro e comando di modulazione della cilindrata. . . . .	142

10.1	Ciclo standard JCMAS . . . . .	144
10.2	Posione degli attuatori durante la simulazione del ciclo JCMAS continuato. . . . .	144
10.3	Ciclo JCMAS: Andamento della pressione nell'accumulatore e comando di modulazione della cilindrata nel ciclo singolo utilizzando un $\lambda$ basso. . . . .	145
10.4	Ciclo JCMAS: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, $\lambda$ basso. . . . .	146
10.5	Ciclo JCMAS: Differenza tra i profili di potenza del sistema nel caso ibrido e convenzionale durante il primo ciclo (in alto) e l'ultimo ciclo (in basso), $\lambda$ basso. . . . .	146
10.6	Ciclo JCMAS: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata durante il ciclo singolo, $\lambda$ alto. . . . .	147
10.7	Ciclo JCMAS: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, durante il ciclo continuato, $\lambda$ alto. . . . .	147
10.8	Ciclo JCMAS: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso), $\lambda$ alto. . . . .	148
10.9	Ciclo JCMAS: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, $\lambda$ intermedio. . . . .	149
10.10	Ciclo JCMAS: Differenza percentuale istante per istante tra la cumulata dei consumi istantanei dell'escavatore convenzionale e di quello ibrido, $\lambda$ intermedio. . . . .	149
10.11	Ciclo JCMAS: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale ed ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso), $\lambda$ intermedio. . . . .	150
10.12	Ciclo JCMAS: punti di funzionamento dell'escavatore ibrido e convenzionale nella mappa dei consumi, $\lambda$ intermedio. . . . .	151
10.13	Posizione reale degli attuatori durante il ciclo di lavoro "pesante" . . . . .	151
10.14	Ciclo pesante: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, $\lambda$ basso. . . . .	152
10.15	Ciclo pesante: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso), $\lambda$ basso . . . . .	153
10.16	Ciclo pesante: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, ciclo singolo, $\lambda$ alto. . . . .	154
10.17	Ciclo JCMAS: Differenza percentuale istante per istante tra la cumulata dei consumi istantanei dell'escavatore convenzionale e di quello ibrido, $\lambda$ alto. . . . .	154
10.18	Ciclo pesante: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso) , $\lambda$ alto . . . . .	155
10.19	Ciclo pesante: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, ciclo singolo, $\lambda$ intermedio. . . . .	156

10.20	Ciclo JCMAS: Differenza percentuale istante per istante tra la cumulata dei consumi istantanei dell'escavatore convenzionale e di quello ibrido, $\lambda$ intermedio. . . . .	156
10.21	Ciclo pesante: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso) , $\lambda$ intermedio . . . . .	157
10.22	Posizione reale degli attuatori durante il ciclo di lavoro "leggero" . . . . .	158
10.23	Ciclo leggero: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, ciclo singolo. . . . .	158
10.24	Ciclo leggero: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, ciclo continuato. . . . .	159
10.25	Ciclo JCMAS: Differenza percentuale istante per istante tra la cumulata dei consumi istantanei dell'escavatore convenzionale e di quello ibrido. . . . .	159
10.26	Ciclo leggero: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso) . . . . .	160
10.27	Ciclo senza interruzioni: Posizione reale degli attuatori durante il ciclo di lavoro "senza pause" . . . . .	161
10.28	Ciclo senza interruzioni: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata . . . . .	161
10.29	Ciclo senza interruzioni: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso) . . . . .	162
B.1	Render 3D del modello CAD di escavatore con evidenziati le parti che sono state modellate mediante la libreria 3D Mechanical [3]. . . . .	169
B.2	Tabella riassuntiva dei vincoli imposti dai vari tipi di giunzione [3]. . . . .	170



Parte I

**Veicoli per applicazioni  
off-road**



# Capitolo 1

## Introduzione

### 1.1 Contesto

I macchinari per applicazioni *construction* e in particolare gli escavatori svolgono un ruolo estremamente importante nell'industria off-road. Questi sistemi sono pensati per lavorare in zone dove tipicamente non sono disponibili fonti di potenza elettrica, quindi, l'unica fonte di energia è il motore a combustione interna. Si tratta di macchine costruite con lo scopo di garantire le performance necessarie in termini di potenza e funzionalità ponendo poca attenzione nei riguardi delle emissioni inquinanti e dei consumi di carburante. Negli ultimi anni però l'aumento del prezzo del combustibile e le sempre più stringenti normative ambientali stanno portando anche i veicoli per applicazioni off-road verso soluzioni di risparmio energetico.

Durante un tipico ciclo di lavoro, questi macchinari si trovano a lavorare per la maggior parte del tempo in zone in cui l'efficienza del motore termico è bassa. Questo è dovuto al fatto che il motore termico deve essere dimensionato per poter gestire i picchi di potenza che si verificano durante lo svolgimento delle normali operazioni di lavoro e che sono però di gran lunga superiori rispetto al valore medio di potenza del ciclo complessivo.

Entrando nello specifico, gli escavatori si trovano a svolgere cicli di lavoro molto particolari, caratterizzati da: brevi durate, frequenti start&stop, movimenti ripetuti e basse velocità di movimento. Inoltre a causa delle masse e delle inerzie molto grandi durante le fasi di rallentamento della rotazione della torretta o di abbassamento del braccio, viene dissipata una notevole quantità di energia. Si tratta di energia potenziale gravitazionale e di energia cinetica rotazionale presente nel sistema, che viene dissipata sotto forma di calore all'interno delle valvole di controllo del macchinario causando un innalzamento della temperatura dell'olio, un consumo extra di energia necessario per la frenata e uno spreco di energia che teoricamente potrebbe essere riutilizzata.

Per questo motivo e per il tipo di operazioni ripetitive che devono svolgere, gli escavatori sono estremamente adatti all'implementazione di sistemi di rigenerazione energetica.

## 1.2 Obiettivo della tesi e organizzazione dei contenuti

Lo scopo di questo lavoro di tesi è quello di analizzare il comportamento di un escavatore di media-grande taglia, e di migliorarne i consumi attraverso una ibridizzazione della power generation unit con un circuito di rigenerazione energetica. Per raggiungere questo obiettivo sono stati svolti diversi step intermedi. La prima parte della tesi vuole essere una introduzione generale ai veicoli per applicazione off-road con uno sguardo al contesto normativo, alle caratteristiche dei powertrain convenzionali e allo stato dell'arte attuale delle proposte ibride. Nella seconda parte della tesi invece i primi tre capitoli riguardano la fase di creazione del modello di un escavatore in ambiente Simcenter Amesim con la descrizione approfondita dei vari componenti, del ciclo di lavoro JCMAS e dei risultati della simulazione. I capitoli successivi invece vertono sulle analisi energetiche e di potenza del sistema, attraverso le quali è stato possibile definire i flussi di energia e le perdite presenti nel modello di escavatore. Infine gli ultimi capitoli riguardano il sistema di rigenerazione energetica proposto, in particolare il capitolo 8 mostra nel dettaglio il circuito ERS; invece il capitolo 9 riguarda l'implementazione della logica di controllo ECMS mediante una co-simulazione Amesim-Simulink. In conclusione il capitolo 10 mostra i risultati ottenuti simulando il modello su diversi scenari possibili confrontando l'escavatore convenzionale con quello ibrido.

## Capitolo 2

# Veicoli Off-road

L'Unione europea definisce Non-Road Mobile Machinery (NRMM) una varietà molto ampia di macchinari non intesi per il trasporto di passeggeri o beni su strada, ma pensati per l'utilizzo fuori dalla strada. L'aspetto chiave nell'industria dei veicoli off-road è che ogni veicolo è progettato per completare il suo compito, nel suo specifico ambiente operativo. Come risultato si ha che ci sono moltissimi veicoli con differenti pesi, potenze e layout costruiti per soddisfare obiettivi diversi. La valutazione della possibilità di elettrificazione e/o ibridazione per questi veicoli è molto impegnativa, proprio per questa loro estesa diversità. Queste macchine possono essere raggruppate per semplicità in categorie in base alla loro destinazione d'uso:

- Macchine edili o movimentazione terra: escavatori, caricatori, bulldozer, pale gommate etc.
- Macchine agricole: trattori, mietitrebbie, etc.
- Automotrici, locomotive e navi per la navigazione interna, etc.
- Piccole attrezzature da giardinaggio e portatili.

Ovviamente questa categorizzazione non sempre è rispettata pienamente e ci sono ovvie sovrapposizioni tra le diverse categorie; a ogni modo, il trend che si sta seguendo è quello della specializzazione. Queste macchine vengono progettate in modo sempre più specifico per applicazioni di nicchia e come conseguenza aumentano le differenze di architettura. Nonostante queste differenze, esistono degli obiettivi comuni per tutti i veicoli per applicazioni off-road:

- Produttività: questi veicoli vengono utilizzati in costruzione, agricoltura, miniera e altri campi applicativi in cui la produttività è un fattore chiave. L'obiettivo principale è quello di completare i compiti velocemente e in modo efficiente, mantenendo un alto livello di sicurezza e qualità
- Durabilità: i veicoli per applicazioni off-road sono soggetti a condizioni operative severe come terreni accidentati, carichi elevati e temperature elevate. È necessario

che questo genere di veicoli e quindi i componenti di cui sono fatti, siano in grado di durare nel tempo inoltre, sono richiesti tempi minimi di manutenzione.

- Fuel efficiency: questi macchinari consumano una grande quantità di combustibile, ciò si traduce per gli operatori in costi significativi durante l'utilizzo. Riuscire a ridurre i consumi in questi veicoli equivale a risparmiare notevoli quantità di denaro per gli utilizzatori finali.
- Responsabilità ambientale: i veicoli per applicazioni off-road possono avere un impatto significativo sull'ambiente, in particolare nei riguardi di inquinamento dell'aria, inquinamento acustico e danni ambientali. Uno degli aspetti da tenere in considerazione a riguardo, è quello di ridurre l'impatto ambientale attraverso l'utilizzo di tecnologie avanzate di controllo delle emissioni.

## 2.1 Emissioni inquinanti

Durante gli ultimi anni le emissioni inquinanti presenti nell'atmosfera sono globalmente diminuite e stanno seguendo un trend decrescente (fig.2.1), questo è quanto si può apprendere dai dati mostrati da EPA ed EEA in relazione alla qualità dell'aria [9], [7]. Tuttavia la concentrazione di queste sostanze nocive è ancora molto alta e rimangono i problemi che tutto ciò comporta.

Le fonti antropogeniche di emissioni sono tutte quelle generate dall'attività umana: produzione di biomassa, uso di veicoli, trasporto aereo, trasporto navale, industria mineraria e impianti per generazione di energia etc.

Con il passare del tempo per velocizzare questo trend decrescente vengono implementati dei limiti sempre più stringenti e ampliate le restrizioni a un maggior numero di rami dell'industria, tra i quali troviamo anche quella dei veicoli Off-road.

Oggi giorno la quasi totalità dei veicoli per applicazioni off-road fa affidamento a motori termici ad accensione per compressione (CI) che utilizzano come combustibile fossile il Diesel. Si tratta di motori che funzionano con combustione a carica magra, pertanto i gas di scarico contengono elevate concentrazioni di ossigeno in tutte le condizioni di funzionamento. Per questo motivo i catalizzatori a tre vie non vengono impiegati e sono invece necessari altri device per poter abbattere le specie inquinanti più pericolose che vengono emesse da questo tipo di motori, ovvero:

- Ossidi di azoto (NOx)
- Particolato (PM)
- Idrocarburi incombusti (HC)

### 2.1.1 NOx

NOx è un termine generico utilizzato per far riferimento agli ossidi di Azoto (mix di NO ed  $NO_2$ ). Gli NOx sono dei gas inquinanti molto pericolosi che possono avere un impatto significativo sulla salute umana e sull'ambiente. Gli NOx sono emessi dalla combustione

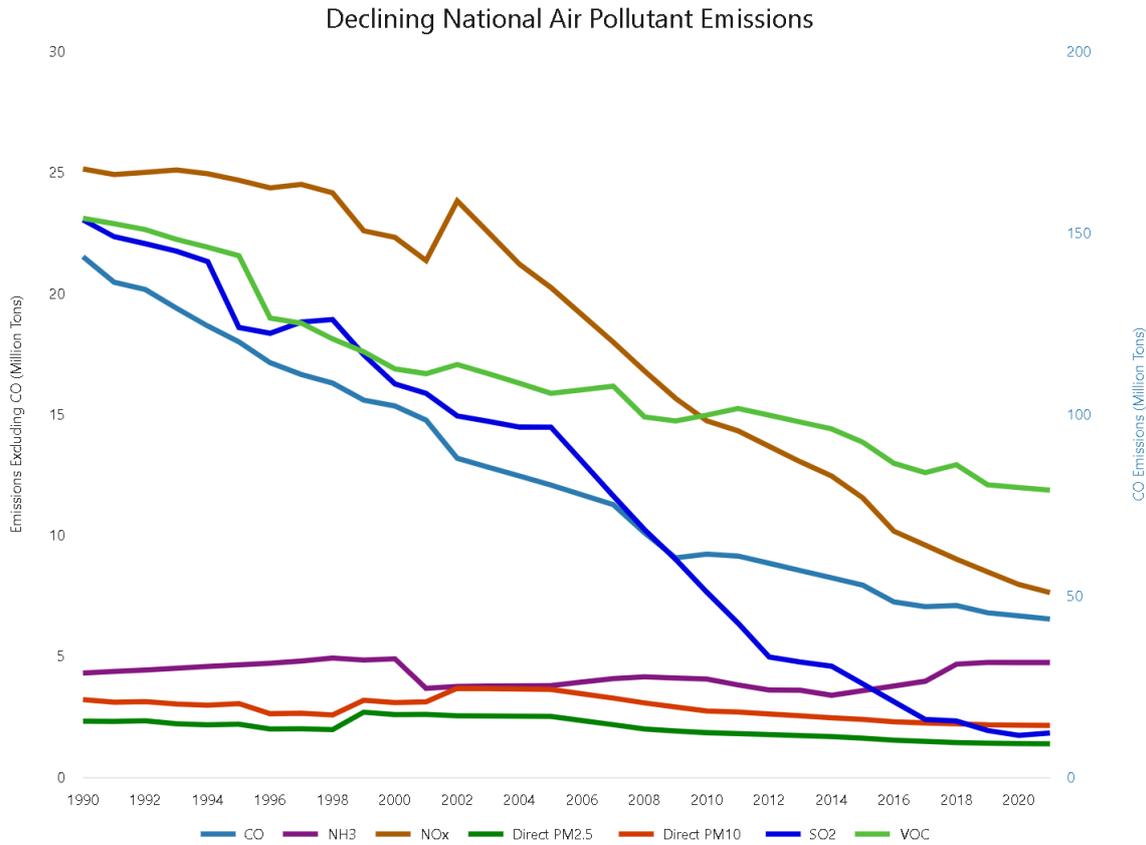


Figura 2.1: Andamento delle specie inquinanti presenti nell'aria negli USA dal 1990 ad oggi [9]

di combustibili fossili nei veicoli, impianti di power generation e altri processi industriali. La fonte principale di emissioni di ossidi di azoto però è legata al settore dei trasporti e in particolare ai motori termici ad accensione per compressione alimentati a Diesel. La formazione degli Ossidi di Azoto è essenzialmente il risultato dell'ossidazione ad alta temperatura dell'azoto presente nell'aria aspirata. Infatti, per effetto delle alte temperature le molecole di ossigeno e di azoto che di norma non reagirebbero tra loro, vengono decomposte in O ed N e successivamente ricombinate dando luogo a degli ossidi. Gli ossidi che si formano sono principalmente  $NO$  e  $NO_2$  però la ricombinazione di ossigeno e azoto può portare anche alla formazione di piccoli quantitativi di:  $N_2O$ ,  $N_2O_3$  e  $N_2O_5$

I meccanismi di formazione degli ossidi di azoto nei motori termici sono tre:

- Meccanismo Termico (Zeldovich)
- Meccanismo Prompt
- Fuel NO

Nei motori Diesel inoltre per effetto del repentino raffreddamento dei gas combusti, i livelli di  $NO_2$  sono sensibilmente più elevati rispetto ai motori ad accensione comandata e possono raggiungere fino al 10-30% degli  $NO_x$  totali [28].

### 2.1.2 PM

Il particolato è qualcosa di complesso da definire sia dai punti di vista chimico che fisico. Spesso si utilizza una definizione operativa che descrive il particolato come tutto ciò che viene raccolto su di un filtro posto allo scarico del motore seguendo le condizioni previste dalla normativa. Se andassimo ad esaminare quello che viene raccolto su questo filtro si osserverebbero delle particelle solide composte da **particelle carboniose (soot)** e **ceneri** che formano le **SOL** (frazione solida). Su queste particelle solide si può notare la presenza di sostanze condensate dallo stato di vapore; si tratta degli idrocarburi incombusti o derivanti dall'olio lubrificante, che condensano e vengono assorbiti dalle particelle solide o rimangono in forma di goccioline andando a formare la **SOF** (frazione solubile). Inoltre, troviamo anche delle particelle che sono dei **solforati** derivanti dallo zolfo. Il particolato

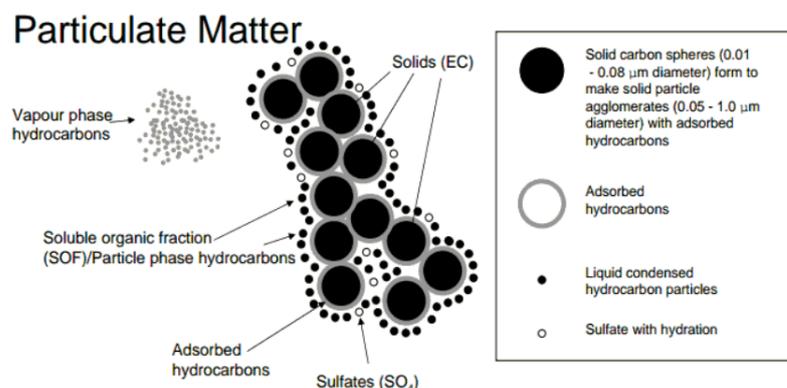


Figura 2.2: Composizione del particolato per come apparirebbe al microscopio [28]

viene spesso categorizzato in diversi gruppi sulla base della dimensione delle particelle. Le categorie più comunemente conosciute sono PM<sub>10</sub> e PM<sub>2.5</sub> dove il numero indica il diametro massimo delle particelle presenti in quel gruppo espresso in micrometri. Il fatto che siano presenti o meno particelle molto piccole è molto importante per capire l'impatto sulla salute, in quanto, le particelle più piccole possono essere inalate e finire più in profondità nei polmoni causando danni maggiori.

### 2.1.3 HC

Le emissioni di idrocarburi o più propriamente emissioni organiche allo scarico di un motore, derivano dall'incompleta combustione degli idrocarburi costituenti il combustibile. La composizione degli idrocarburi incombusti allo scarico dei motori ad accensione per compressione è molto complessa e articolata; sono stati individuati quasi quattrocento diversi composti organici presenti. I meccanismi di formazione degli idrocarburi incombusti

sono tanti, ma le cause principali sono essenzialmente due: gli HC si formano dove la miscela è **troppo povera** o dove la miscela è **troppo ricca**. I fattori che influenzano la formazione di HC nei motori termici sono principalmente:

- Composizione del combustibile: combustibili con alta volatilità tendono a produrre livelli di HC più elevati
- Architettura del motore termico: in particolare l'efficienza con il quale il combustibile viene mescolato con il comburente influenza la produzione di HC
- Condizioni operative: temperatura e carico di lavoro influenzano le emissioni di idrocarburi, in particolare basse temperature e bassi carichi tendono a produrre HC elevati.

## 2.2 Contesto normativo

In generale tutti i motori a combustione interna producono inquinanti; bisogna però tenere conto che i motori ad accensione per compressione producono quantità di NOx e PM notevolmente maggiori se confrontati con i motori ad accensione comandata. In questo tipo di sistemi non è possibile utilizzare catalizzatori a tre vie a causa della miscela eccessivamente magra. Per questo motivo dal 1997 a oggi, esattamente come accade per i veicoli on-road, si sono susseguite una serie di regolamentazioni con lo scopo di porre un limite alle emissioni che i motori possono emettere per poter essere immatricolati.

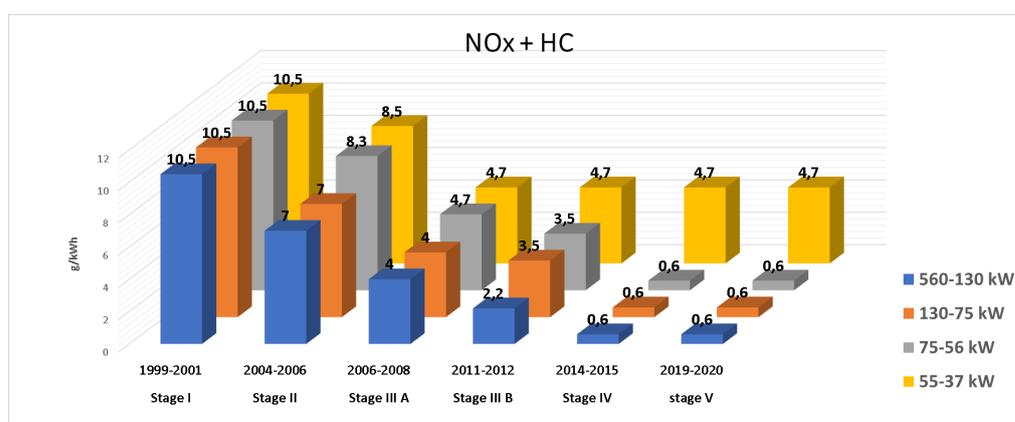


Figura 2.3: Andamento dei limiti per NOx+HC dallo STAGE I allo STAGE V [14]

In Europa questi standard sono definiti STAGE e dal 2019 siamo entrati nel cosiddetto STAGE V; negli Stati Uniti si parla di TIER e attualmente ci troviamo nel TIER 4 FINAL. Come si vede dalle figure 2.3 e 2.4 con il passare degli anni questi standard si fanno sempre più stringenti e impongono ai costruttori di ingegnarsi per poter immatricolare e vendere i motori prodotti. Indipendentemente dal continente, questi standard riguardano solo il motore termico e non l'intero veicolo in quanto i veicoli di questo tipo sono spesso altamente configurabili e diversi tra loro, quindi effettuare i test su ogni singola tipologia

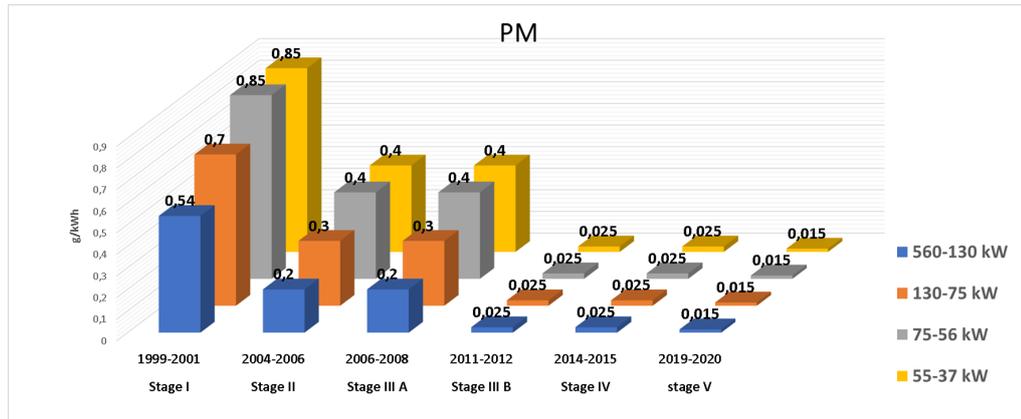


Figura 2.4: Andamento dei limiti di PM dallo STAGE I allo STAGE V [14]

di macchinario sarebbe impossibile. Nonostante le normative sulle emissioni dei veicoli off-road riguardino solamente il motore, è importante notare che il progetto del veicolo nel suo complesso può avere impatti anche notevoli sulle emissioni prodotte.

Category	Ign.	Net Power kW	Date	CO	HC	NOx	PM	PN
NRE-v/c-1	CI	P < 8	2019	8.00	7.50 <sup>a,c</sup>		0.40 <sup>b</sup>	-
NRE-v/c-2	CI	8 ≤ P < 19	2019	6.60	7.50 <sup>a,c</sup>		0.40	-
NRE-v/c-3	CI	19 ≤ P < 37	2019	5.00	4.70 <sup>a,c</sup>		0.015	1×10 <sup>12</sup>
NRE-v/c-4	CI	37 ≤ P < 56	2019	5.00	4.70 <sup>a,c</sup>		0.015	1×10 <sup>12</sup>
NRE-v/c-5	All	56 ≤ P < 130	2020	5.00	0.19 <sup>c</sup>	0.40	0.015	1×10 <sup>12</sup>
NRE-v/c-6	All	130 ≤ P ≤ 560	2019	3.50	0.19 <sup>c</sup>	0.40	0.015	1×10 <sup>12</sup>
NRE-v/c-7	All	P > 560	2019	3.50	0.19 <sup>d</sup>	3.50	0.045	-

<sup>a</sup> HC+NOx  
<sup>b</sup> 0.60 for hand-startable, air-cooled direct injection engines  
<sup>c</sup> A = 1.10 for [gas engines](#)  
<sup>d</sup> A = 6.00 for [gas engines](#)

Figura 2.5: Standard STAGE V per i motori NON-road [5]

Come si può osservare dalla figura 2.5 nello STAGE V i motori vengono divisi in categorie in base alla potenza netta: più si va verso categorie a potenze elevate, più stringenti sono i limiti da superare. Una novità dello STAGE V è l'introduzione di un limite sul PN ovvero sul Particle Number che permette di assicurare una efficacia dei filtri antiparticolato. La normativa prevede anche la procedura di testing che deve essere svolta sul solo motore andando a effettuare due tipologie di prove:

- NRSC (Steady state)
- NRTC (Transient)

Andare incontro ai limiti emissivi imposti dallo stage V non è banale, però è sicuramente possibile, utilizzando gli strumenti appropriati. Ci sono diversi modi con i quali

i costruttori di veicoli per applicazioni off-road possono ridurre le emissioni e superare i limiti imposti dalle normative:

- Ottimizzazione del motore (migliorando le performance e l'efficienza di combustione è possibile ridurre la quantità di inquinanti prodotti)
- Sistemi di aftertreatment (si tratta di sistemi che hanno lo scopo di abbattere gli inquinanti prodotti a valle del motore termico, in genere si tratta di filtri antiparticolato, SCR e DOC)
- Combustibili alternativi (utilizzare combustibili alternativi come biofuels o gas naturale permette di ridurre le emissioni di NOx e Pm)
- Ibridizzazione (Utilizzare un powertrain ibrido può aiutare a ridurre le emissioni migliorando l'efficienza globale del sistema e riducendo le fasi in cui il motore lavora al minimo.)

## 2.3 Powertrain convenzionali

Le macchine per applicazioni Off-road non possiedono dei cicli di lavoro comuni, ma al contrario i loro cicli di lavoro sono vari e dipendono dall'applicazione e dalle operazioni di lavoro che devono svolgere. Tali operazioni richiedono molta energia perchè questi veicoli sono molto pesanti e necessitano di alti picchi di potenza. Il consumo globale di energia di un veicolo generico può essere diviso in tre conversioni principali [16]:

1. Conversione primaria di energia dal carburante per il veicolo (*well-to-tank*)
2. Conversione di energia a bordo per la propulsione (*tank-to-wheel*)
3. Conversione di energia propulsiva in distanza percorsa (*wheel-to-kilometers*)

Nei veicoli off-road però la propulsione non è l'unica operazione che consuma energia, anzi, in certi veicoli è praticamente assente. La maggior parte di energia infatti viene consumata per il lavoro operativo (circuito idraulico, presa di potenza, movimentazione parti della macchina). Per questa ragione in parallelo alla seconda conversione di energia, si considera una conversione energetica in lavoro svolto (*tank-to-work*).

Il settore dei veicoli off-road soprattutto per quanto riguarda le categorie *Agricoltura* e *Costruction* è alla costante ricerca di prestazioni sempre migliori per poter garantire una maggiore produttività agli utenti finali, rispettando allo stesso tempo i requisiti dimensionali sulle attrezzature compatte.

In figura 2.6 è mostrato uno schema di un powertrain tradizionale di un trattore compatto. Si può osservare come il motore termico indicato con *ICE* fornisca potenza a tre alberi chiamati in questo caso *Sp*, *Str* ed *Spto*.

- **Sp**, collega la pompa che opera il circuito idraulico a olio (necessario per lo sterzo idraulico e per il sollevamento idraulico, oltre che ad altri strumenti che necessitano di essere collegati al circuito idraulico).

	Passenger	Heavy duty	off-road
Ore operative	250 h/a	5000 h/a	5000h/a
Range di potenza	30-150 kW	100-400kW	10kW-3MW
Potenza media	20% del max	40% del max	40-80% del max
Ciclo di lavoro	città-autostrada	città-autostrada	applicazione specifica
Velocità	0-200km/h	0-100km/h	0-40km/h
Volume di produzione	Alto	Medio	piccolo (10-1000/anno)
Trasmissione di potenza	Meccanica	Meccanica	Applicazione specifica
Rigenerazione	Efficiente in città	Efficiente in città	Dipede dalle applicazioni
Durata della vita	10 anni	8-10 anni	5-20 anni
Importanza "green"	si	no	Limitata

Tabella 2.1: Confronto tra veicoli per trasporto passeggeri, veicoli heavy duty e veicoli off-road . [16]

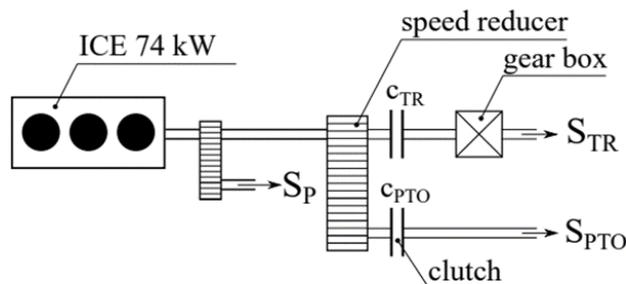


Figura 2.6: Architettura di un trattore convenzionale [30]

- **S<sub>pto</sub>** è necessario per poter fornire potenza agli accessori esterni tramite la PTO (Power Take Off) ovvero la presa di potenza (Questo albero è collegato all'ICE tramite un riduttore di velocità. La frizione C<sub>pto</sub> permette all'albero S<sub>pto</sub> di essere disaccoppiato meccanicamente).
- **S<sub>tr</sub>** è l'albero che fornisce potenza all'assale posteriore per la trazione del veicolo, e in casi di 4WD anche all'assale anteriore, nello schema si osserva la frizione C<sub>tr</sub> e la scatola del cambio.

Il layout di un veicolo off-road viene inoltre complicato dal fatto che deve poter superare gli standard emissivi citati precedentemente. Per fare ciò vengono sviluppate delle strategie di controllo delle emissioni che vengono suddivise in:

- Metodi In-cylinder
- Sistemi di aftertreatment

### 2.3.1 Metodi In-cylinder

Tradizionalmente i metodi di riduzione delle emissioni nei CI riguardano il controllo del processo di combustione in modo che a monte vengano prodotte meno sostanze inquinanti. Nei motori Diesel vengono utilizzati in particolare **sistemi di iniezione ad alta pressione Common Rail**, **gruppo di sovralimentazione**, **sistemi di ricircolo dei gas combusti EGR** e **sistemi VVT (variable valve timing)**. Nonostante l'adozione di queste strategie, bisogna sempre avere a che fare con il compromesso tra NO<sub>x</sub> e Soot tipico dei motori ad accensione per compressione.

### 2.3.2 Sistemi di aftertreatment

Si tratta di sistemi che permettono di abbattere le emissioni allo scarico, dopo che sono state prodotte. Per poter rientrare all'interno dei limiti dello STAGE V questi motori necessitano la presenza di:

- **DOC**: Catalizzatore ossidante per l'abbattimento di idrocarburi incombusti e monossido di carbonio.
- **DPF**: Filtro antiparticolato per bloccare meccanicamente le particelle di PM.
- **SCR+ASC**: Catalizzatore riducente a urea per l'abbattimento degli NOx (è necessaria inoltre la presenza di un catalizzatore ossidante per l'ammoniaca in eccesso).

Sul mercato poi si possono trovare anche delle soluzioni con nomi commerciali come ad esempio quella sviluppata da FPT industrial sotto il nome di HI-eSCR2 che non è altro; che la combinazione di questi tre device in una soluzione più compatta con un *SCR on filter* fig.2.7.

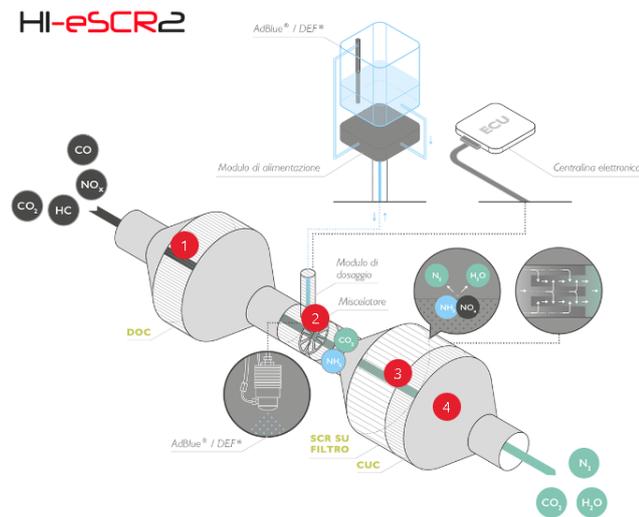


Figura 2.7: Schema della soluzione sviluppata da FPT per il trattamento degli inquinanti dei motori per applicazioni off-road.[12]

## Capitolo 3

# Stato dell'arte dei veicoli ibridi off-road

I veicoli convenzionali con motori a combustione interna sono caratterizzati da buone performance e ottime autonomie di utilizzo, in quanto sfruttano carburanti derivati dal petrolio che possiedono alta densità di energia. Tuttavia questi motori possiedono degli svantaggi dettati dal consumo di carburante e ovviamente da problemi di inquinamento.

Per quanto riguarda i veicoli elettrici, possiedono alcuni vantaggi rispetto ai veicoli convenzionali: elevata efficienza del motore elettrico (la sua caratteristica di funzionamento è ideale per la trazione), assenza di inquinanti prodotti allo scarico e la possibilità di invertire la macchina elettrica, facendola funzionare da generatore. Purtroppo anche i veicoli elettrici hanno degli svantaggi come l'autonomia limitata, i tempi di ricarica e il basso contenuto energetico delle batterie. I veicoli ibridi (HEV) utilizzano due sorgenti di potenza: un motore termico e un motore elettrico, con lo scopo di unire i vantaggi dei due tipi di motori e superare gli svantaggi delle singole configurazioni.

Dal momento che il processo di elettrificazione dei veicoli stradali ha dimostrato di poter ottenere maggiori efficienze e riduzione delle emissioni prodotte, anche nel settore dei veicoli Off-road, seppur in maniera ridotta, si è cominciato ad andare verso questa direzione introducendo sistemi di rigenerazione energetica all'interno delle macchine.

### 3.1 Ibridizzazione

In generale il *powertrain* di qualsiasi veicolo deve poter soddisfare alcune richieste:

- Sviluppare potenza a sufficienza per la richiesta del veicolo
- Trasportare energia a bordo a sufficienza per svolgere la missione
- Avere efficienza elevata in modo da ridurre i consumi
- Emettere pochi inquinanti

Un veicolo che possiede due o più sorgenti di energia e convertitori di energia viene chiamato veicolo ibrido. Un veicolo ibrido con un *powertrain* elettrico viene chiamato **HEV** (Hybrid Electric Vehicle), ma non è l'unica possibilità di ibridizzazione, ad esempio gli **HHV** (Hydraulic Hybrid Veicles) sono dei veicoli ibridi che combinano all'utilizzo del motore termico una sorgente di potenza derivante da un fluido pressurizzato.

Aggiungere più di due sorgenti di potenza complica il layout e aumenta eccessivamente i costi, per questo in genere si hanno al massimo due tipologie di powertrain. Combinando queste due sorgenti di potenza sono possibili diverse soluzioni e pattern che i flussi di potenza possono percorrere.

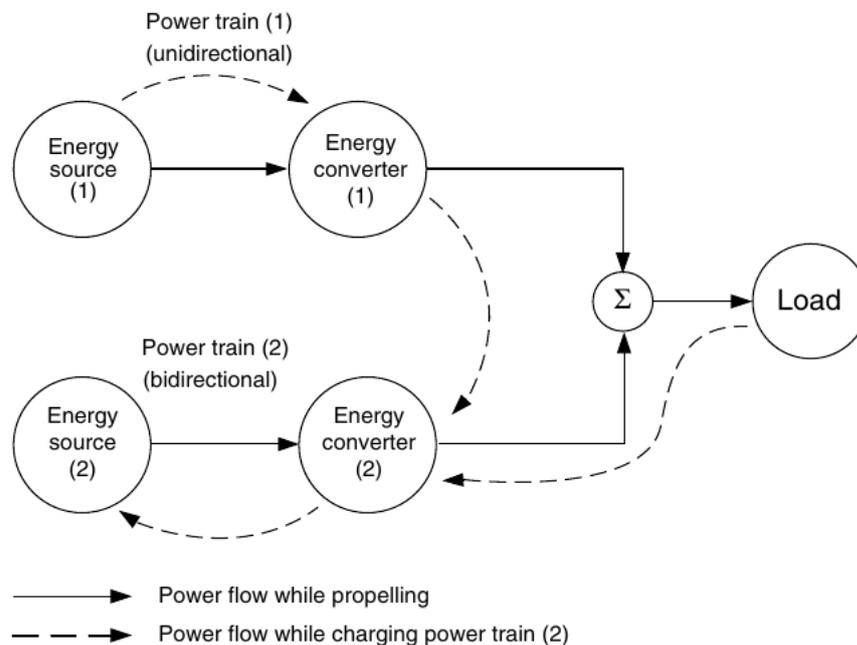


Figura 3.1: Illustrazione che mostra un generico powertrain ibrido con i possibili flussi di potenza [18]

È possibile utilizzare modalità operative che prevedono l'utilizzo di uno solo dei due sistemi propulsivi oppure è possibile utilizzarli entrambi contemporaneamente. Inoltre si può pensare di utilizzare il motore termico non con scopo di trazione, ma con funzionalità energetica di ricarica delle batterie. Un'ulteriore possibilità è quella di sfruttare la reversibilità del motore-generatore elettrico per alleggerire il carico dei freni durante i rallentamenti del veicolo e sfruttare l'energia cinetica per ricaricare le batterie. Un powertrain di tipo ibrido quindi permette una notevole flessibilità e diverse modalità operative se confrontato con un powertrain convenzionale. Per avere una alta efficienza globale del veicolo è fondamentale che il motore lavori nella regione a massima efficienza; in un motore a combustione interna questa regione si trova in genere ad alti carichi, lavorare in zone diverse da questa fa crollare il rendimento e di conseguenza aumentare notevolmente i consumi. Al contrario invece non si osserva questo crollo di efficienza così drastico nei

motori elettrici.

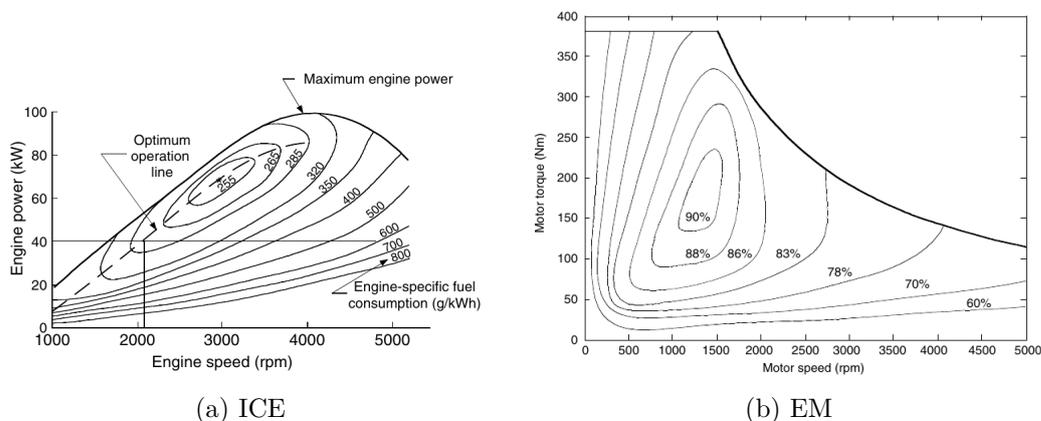


Figura 3.2: Mappe di funzionamento di motore termico ed elettrico con rispettivamente rappresentate BSFC ed efficienze [18]

Il carico di potenza del veicolo varia in modo "casuale" in base alle reali operazioni per via di accelerazioni, decelerazioni, pendenze, accessori esterni, etc. Il carico del motore è idealmente composto da due componenti: una componente statica a valore costante che rappresenta la media di richiesta di potenza, e una componente dinamica che ha media nulla come si può osservare da figura 3.3.

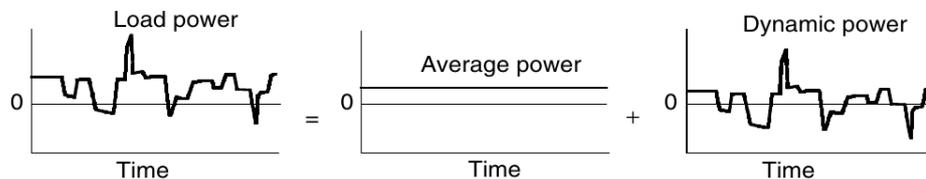


Figura 3.3: Carico del motore idealmente scomposto nelle componenti statica e dinamica [18]

In un veicolo convenzionale il motore termico deve essere progettato per poter soddisfare tutte le condizioni di funzionamento quindi anche quelle più gravose rappresentate dai picchi di potenza che saltuariamente si presentano. Questo comporta che il motore verrà costruito per avere la sua maggior efficienza in queste regioni della mappa caratterizzate da alti carichi. Purtroppo però in tutti gli altri dei casi il motore andrà a lavorare a carichi inferiori e quindi con efficienze peggiori e consumi elevati in quanto sarà frutto di un "sovradimensionamento".

In un veicolo ibrido, essendoci due sorgenti di potenza si può pensare di progettare il motore termico per soddisfare solo la quota parte media del carico di lavoro e utilizzare la seconda fonte di energia per soddisfare i picchi di potenza quando necessario. Così facendo si dimensiona il motore ICE appositamente per lavorare a elevate efficienze per

la maggior parte delle condizioni di funzionamento effettuando quello che viene chiamato *Downsizing*. Bisogna anche ricordare che per quanto visto sul capitolo 2 per quanto riguarda le normative un veicolo con un motore termico di potenza inferiore può rientrare in categorie con limiti emissivi più larghi e quindi più facilmente immatricolabile.

In figura 3.4 possiamo osservare l'architettura del powertrain di un trattore convenzionale confrontato con lo stesso trattore che ha subito un processo di ibridizzazione a seguito di determinate scelte di progettazione [30]. Si può notare come il motore termico ha subito un processo di *downsizing* in quanto è stata ridotta la taglia, inoltre è stato aggiunto il motore elettrico con tutto il sistema di gestione dell'energia. Un'ulteriore novità è la presenza della frizione tra i due motori che permette il disaccoppiamento meccanico così da poter svolgere delle funzioni aggiuntive quali frenata rigenerativa e modalità puro elettrico senza doversi trascinare dietro il termico.

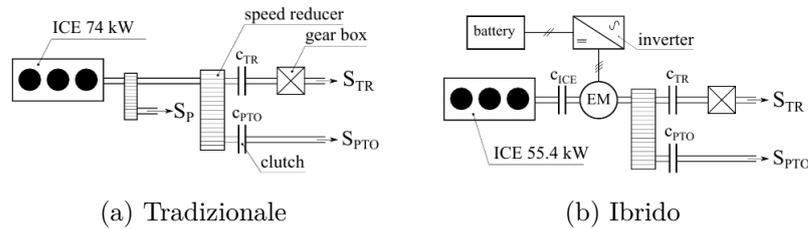


Figura 3.4: Architettura del powertrain di un trattore convenzionale e ibridizzato [30]

## 3.2 Classificazione delle architetture ibride

L'architettura di un veicolo ibrido indipendentemente da quali siano le sorgenti energetiche è definita dalla connessione tra i componenti che definiscono i flussi di energia. Per quanto concerne la propulsione le architetture ibride sono classificate in:

- Ibrido serie
- Ibrido parallelo
- Ibrido complesso

Questa suddivisione è tipica dei veicoli per applicazioni automotive ma è valida anche per veicoli Off-road con la differenza che nei veicoli NRM la potenza erogata dalle due fonti energetiche può essere utilizzata per applicazioni diverse dalla semplice propulsione.

### 3.2.1 Ibrido Serie

Un ibrido serie è costituito da due sorgenti di potenza che alimentano un singolo propulsore (negli HEV è il motore elettrico). Il motore termico non è collegato alle ruote e il collegamento tra il termico e l'elettrico è un collegamento elettrico. Tutta la dinamica del veicolo è gestita infatti dalla macchina elettrica di trazione, mentre l'ICE ha funzione puramente energetica e lavora tendenzialmente a punto fisso a massima efficienza.

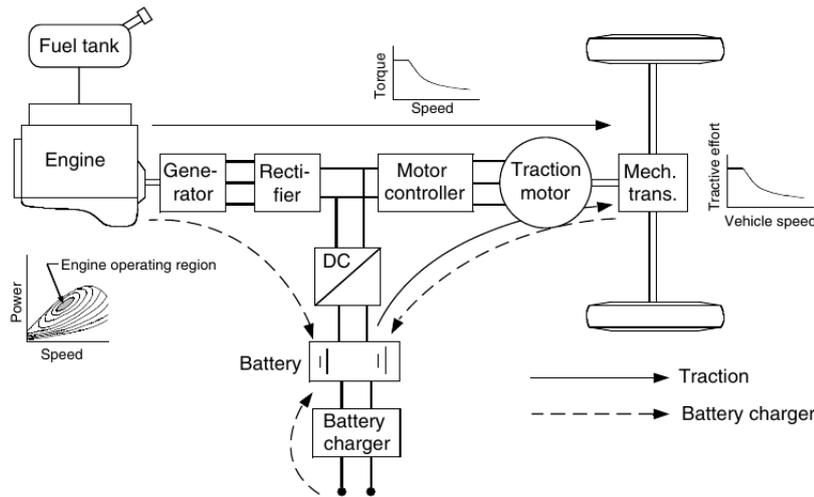


Figura 3.5: Configurazione di un veicolo a trazione ibrida serie. [18]

Una configurazione di questo tipo permette le seguenti modalità operative:

1. **Puro Elettrico:** Il termico è spento e la propulsione è affidata solamente al motore elettrico.
2. **Puro Termico:** La potenza responsabile della trazione proviene solamente dal motore termico e non dalle batterie, in questo caso il motore elettrico funge da trasmissione elettrica.
3. **Ibrido:** La potenza proviene sia dalle batterie che dal motore termico.
4. **Frenata rigenerativa:** Il motore elettrico viene utilizzato come un generatore e sfrutta l'energia cinetica del veicolo per ricaricare le batterie.
5. **Ricarica batterie in trazione:** Il surplus di potenza che genera il termico non necessaria alla trazione viene utilizzata per ricaricare le batterie.
6. **Ricarica batterie da fermo:** Il motore di trazione non riceve potenza, quindi il veicolo non si muove, e si sfrutta il termico per ricaricare le batterie.
7. **Ricarica batterie ibrida:** Si tratta di una combinazione di frenata rigenerativa e ricarica batterie in trazione

Questa architettura offre notevoli **vantaggi**:

- Disaccoppiamento meccanico tra le ruote e il motore termico, che permette di poter operare l'ICE sempre nei punti a efficienza massima.
- Non è necessaria una trasmissione meccanica in quanto la propulsione è affidata al motore elettrico che possiede una caratteristica vicino ideale per la trazione, inoltre si può pensare di utilizzare più di un motore elettrico di trazione come ad esempio

montando un motore per assale oppure ancora un motore per ogni ruota in modo da rendere ancora più completa la manovrabilità del veicolo.

- Le strategie di controllo sono molto semplici in quanto motore termico ed elettrico non sono accoppiati meccanicamente.

Bisogna però considerare che ci sono anche degli **svantaggi**:

- Numerose conversioni energetiche, in particolare dal motore termico l'energia subisce due conversioni (da meccanica ad elettrica e viceversa) inoltre bisogna anche considerare gli inverter che trasformano da corrente alternata a corrente continua.
- Le macchine elettriche aggiuntive aumentano il peso ed il costo
- Il motore di trazione deve poter permettere di affrontare tutte le condizioni operative anche quelle più gravose in quanto è l'unico responsabile della propulsione.

### 3.2.2 Ibrido Parallelo

Si tratta di una architettura in cui le ruote sono collegate meccanicamente ad le sorgenti energetiche, quindi al contrario del caso precedente entrambi i sistemi propulsivi sono in grado di trasferire potenza meccanica alle ruote e quindi contribuire direttamente alla trazione del veicolo.

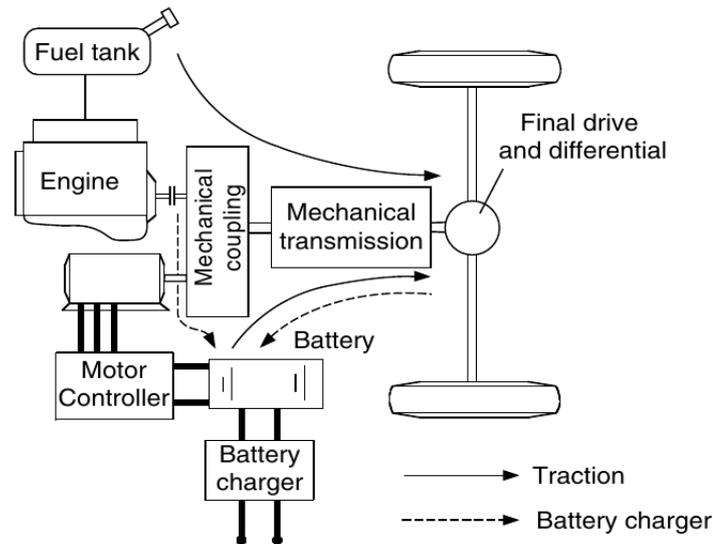


Figura 3.6: Configurazione di un veicolo a trazione ibrida parallelo. [18]

La combinazione delle due potenze permette molte possibilità di configurazione e diversi **vantaggi**:

- Minori componenti necessari e quindi una riduzione del costo e del peso.

- Minori conversioni energetiche in confronto alla configurazione serie.
- *Downsizing* del motore termico che può essere ridotto di taglia in quanto con questa configurazione ci sono due motori che contribuiscono alla propulsione del veicolo e non più uno solo.

Per quanto riguarda gli **svantaggi**:

- Le strategie di controllo si fanno più complesse per via dell'accoppiamento meccanico tra ICE e motor.
- Il motore termico adesso è collegato con le ruote quindi non può lavorare a punto fisso a massima efficienza ma segue il carico del veicolo.

La configurazione di ibrido parallelo permette delle funzionalità molto interessanti capaci di aumentare notevolmente l'efficienza del ciclo di lavoro e ridurre i consumi. Le figure seguenti mostrano alcune di queste funzionalità facendo riferimento ad un ibrido di tipo HEV anche se gli schemi hanno validità generale. Possiamo notare come partendo dal caso in cui il veicolo funziona come un veicolo convenzionale fig-3.7 la mappa motore abbia dei punti di funzionamento ampiamente distribuiti anche i zone con efficienze molto basse.

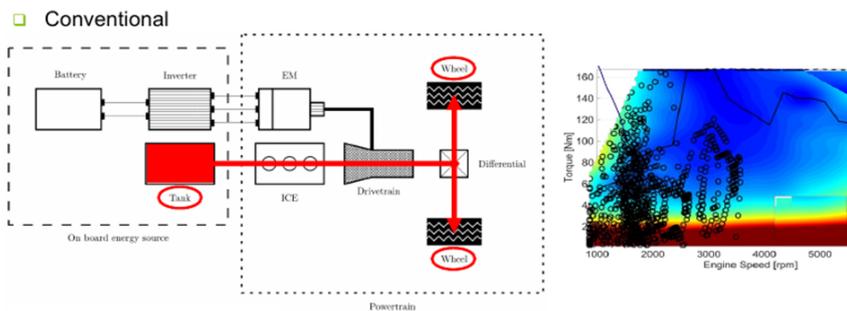


Figura 3.7: Ibrido parallelo: modalità convenzionale.[19]

Si può pensare di effettuare il cosiddetto **Load Point Shift** fig.3.8 ovvero portare i punti di funzionamento che sono a bassi carichi verso carichi maggiori che si avvicinano alla OOL. Per fare ciò si può sfruttare la macchina elettrica in modo che questa richieda una coppia aggiuntiva "sovraccaricando" il termico. La coppia aggiuntiva poi verrà utilizzata dalla macchina elettrica reversibile per ricaricare le batterie. Per quanto riguarda i punti che si trovano nella zona della *low end torque* caratterizzati da alti carichi e basse velocità di rotazione quello che si vuole fare è ridurre il carico del motore sfruttando la macchina elettrica che in questo caso andrà ad alleggerire il lavoro del motore termico: **e-Boost** fig.3.9, si tratta di utilizzare parte della carica delle batterie per permettere alla macchina elettrica di fornire una potenza positiva. Come risultato si ha l'abbassamento di quei punti che si trovavano nella zona della *low end torque*, bisogna ricordare che però in questo caso è stato utilizzata parte della carica presente nelle batterie.

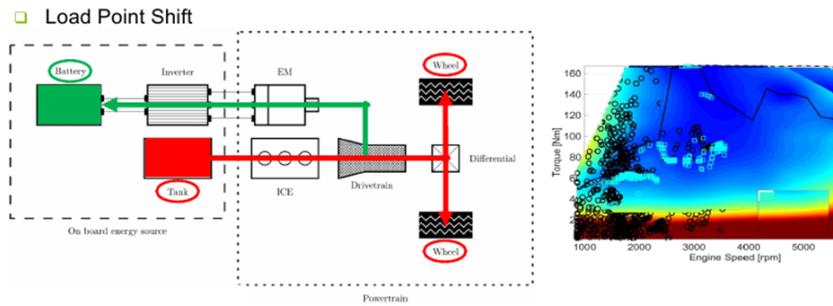


Figura 3.8: Ibrido parallelo: modalità load point shift.[19]

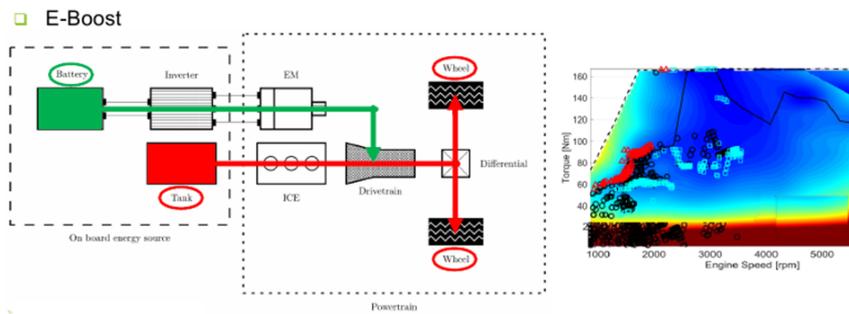


Figura 3.9: Ibrido parallelo: modalità e-boost.[19]

Infine per tutti i punti di funzionamento che si trovano a bassissimi carichi si può pensare di spegnere il motore termico e utilizzare una marcia in puro elettrico così da eliminare tutte queste condizioni di funzionamento a scarsa efficienza in questo caso si parla di **e-traction** fig.3.10.

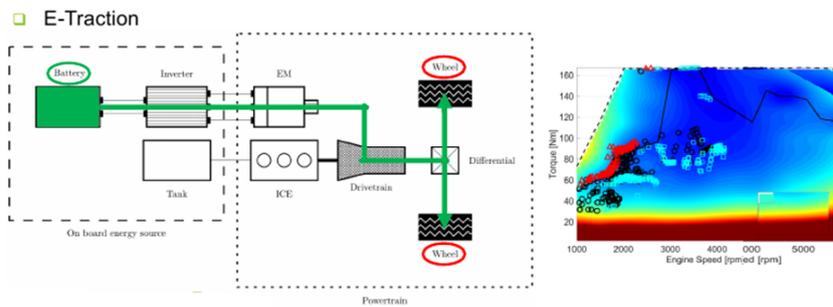


Figura 3.10: Ibrido parallelo: modalità e-traction.[19]

Una ulteriore possibilità, di sicuro molto importante è quella che viene chiamata **frenata rigenerativa** fig. 3.11. Si tratta di una condizione di funzionamento che sfrutta la reversibilità della macchina elettrica. Durante i transitori di frenata invece di utilizzare solamente i freni meccanici si va a utilizzare il motore-generatore per recuperare parte

dell'energia durante il rallentamento del veicolo. Questa energia verrà poi raccolta nel pacco batterie e riutilizzata successivamente.

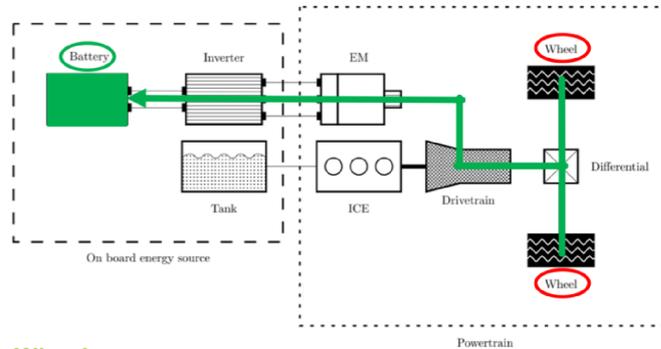


Figura 3.11: Schema del flusso di potenza durante una frenata rigenerativa.[19]

### 3.2.3 Ibrido complesso

Per rendere complesso un ibrido semplice ci sono essenzialmente tre modi:

- Aumentare le macchine di trazione
- Aumentare le sorgenti di energia
- Mettere insieme i concetti di configurazione Serie e Parallelo

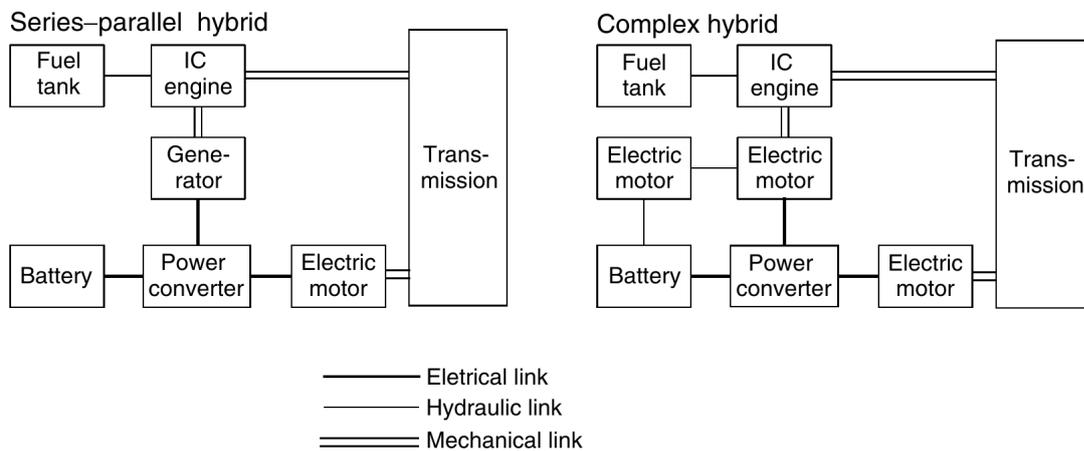


Figura 3.12: Architetture di ibrido complesso: serie-parallelo e powersplit

La configurazione **Serie-Parallelo** vuole combinare le due architetture già viste. Si ha infatti una connessione elettrica tra termico e generatore, ma anche meccanica con la

trasmissione. Grazie a una frizione è possibile scegliere come far funzionare la configurazione. Un'altra tipologia di ibridi complessi è invece definita dalla tecnologia **powersplit**. L'idea di fondo è l'utilizzo di uno o più rotismi epicicloidali per collegare tra loro il motore termico, le due macchine elettriche e le ruote. Così facendo si può riuscire a sfruttare il grado di libertà concesso dal rotismo epicicloidale e farlo funzionare nelle zone a più alta efficienza.

### 3.3 Fattore di Ibridizzazione

Nei veicoli on-road in campo automotive esiste una classificazione dell'ibridizzazione basata su un parametro detto fattore di ibridizzazione definito dalla eq.3.1

$$HF = \frac{P_{em}}{P_{ICE} + P_{em}} \quad (3.1)$$

dove:

- $P_{ICE}$  è la potenza del motore termico
- $P_{em}$  è la potenza del motore elettrico utilizzata per la propulsione del veicolo

Come si può osservare in questo parametro compare solamente la potenza che verrà fornita per la propulsione (gli accessori in genere richiedono potenze trascurabili e non vengono considerati). Per quanto riguarda invece il campo dei veicoli da lavoro la situazione si fa più complicata in quanto i motori non hanno come unico scopo quello della propulsione, ma devono alimentare anche dei circuiti di potenza che gestiscono gli accessori, i circuiti idraulici, o altri carichi vari.

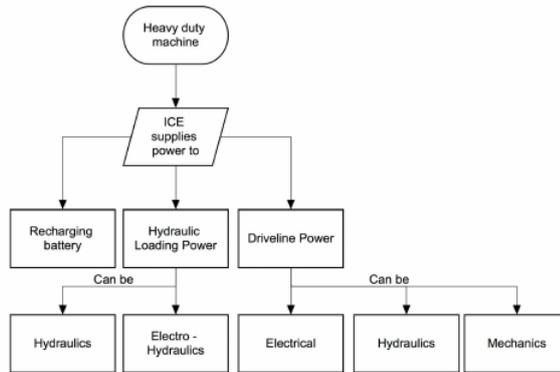


Figura 3.13: Diagramma di flusso della logica di un ibrido off-road [27]

Per questo motivo nel caso di veicoli off-road ibridi il fattore di ibridizzazione deve tenere in considerazione anche questi percorsi di potenza. È stato proposto infatti un nuovo fattore [27] [20] che ingloba al suo interno sia il percorso della driveline che il percorso dei carichi eq.3.2.

$$HF_{off-road} = \frac{1}{2}(HF_{driveline} + HF_{load}) \quad (3.2)$$

dove rispettivamente:

$$HF_{driveline} = \frac{P_{EM_1}}{P_{ICE} + P_{EM_1}} \quad (3.3)$$

$$HF_{load} = \frac{P_{EM_2}}{P_{ICE} + P_{EM_2}} \quad (3.4)$$

Viene fatta una distinzione tra  $EM_1$  ed  $EM_2$  in quanto si presuppone un motore elettrico che fornisce potenza alle ruote e un secondo motore elettrico che fornisce potenza al circuito per la gestione dei carichi. Se non ci sono specifiche informazioni si può assumere lo stesso peso per mediare le due componenti.

### 3.4 Architetture ibride presenti sul mercato

In questo paragrafo verranno presentate soluzioni ibride per applicazioni off-road alcune di esse in fase prototipale, altre già messe in vendita sul mercato, che spaziano diverse categorie di veicoli sia per quanto riguarda il mondo *Costruction* che *Agricoltura*. Si osserverà come questi tipi di veicoli possono avere delle architetture ibride molto diverse tra loro. In alcuni casi viene ibridizzata la parte di trazione in altri la parte di carico, in altri ancora entrambe. Questo come detto precedentemente ha una influenza sul fattore di ibridizzazione.

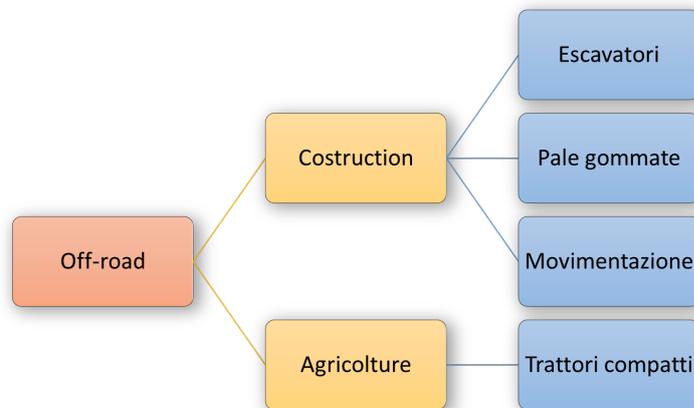


Figura 3.14: Schema della tipologia di veicoli che sono stati analizzati.

#### 3.4.1 Construction

Esistono diverse tipologie di macchine per applicazioni construction: escavatori, gru sollevatori, pale gommate, etc. Quando si vuole applicare il concetto di ibridizzazione a

queste tipologie di macchine il sistema deve essere pensato per potersi adattare ai loro speciali stili di lavoro. Rispetto alle automobili, le macchine edili hanno due caratteristiche peculiari:

- Possiedono più attuatori: infatti nelle vetture per il trasporto passeggeri esiste un unico attuatore che è quello che gestisce la propulsione. Nelle macchine da costruzione come ad esempio uno escavatore vi sono diversi attuatori (rotazione, braccio di scavo, braccio di sollevamento, benna, motori idraulici di marcia) e ci sono dei momenti in cui il motore termico fornisce potenza a tutti gli attuatori contemporaneamente e in certi casi a solo uno, quindi risulta difficile in ottica ibridazione capire quale attuatore consuma più potenza e quale può invece rigenerare più energia
- Devono utilizzare la potenza idraulica (in quanto è l'unica possibilità per poter gestire i carichi di questa entità con gli stessi ingombri)

## ESCAVATORI

Gli escavatori sono ampiamente utilizzati come macchine di movimentazione terra e in generale sono tra i veicoli più adoperati nell'industria edile. Da qualche anno la ricerca si è concentrata sulle possibilità di riduzione delle perdite e sul miglioramento della fuel economy sfruttando la possibilità di ibridizzazione di questo tipo di veicoli, in particolare sul trovare l'architettura migliore. Diversi studi hanno confrontato molteplici soluzioni mostrando come l'architettura parallelo abbia dei vantaggi significativi in termini di risparmio di carburante rispetto alle altre possibilità. Si tratta di un ICE accoppiato con un motore/generatore che può fornire o prelevare potenza dal sistema in base alle condizioni di lavoro. Il sistema elettrico è formato da un ESS (Energy storage system) che ha la funzione di scambiare la potenza elettrica con la macchina che attua la rotazione della parte superiore. Per raggiungere migliori effetti di energy saving sono integrati dei sistemi di recupero dell'energia (ERS) che possono essere sia energia potenziale dovuta al braccio che energia cinetica dovuta rotazione. In generale i costruttori che si sono imbattuti nell'ibridizzazione di escavatori hanno sviluppato architetture simili tra loro, con alcune differenze legate alla complessità del sistema e al tipo di ESS utilizzato (in alcuni vengono utilizzati super condensatori per sfruttare l'alta capacità di potenza, in altri le batterie Li-Ion per via della più alta densità di energia). In tabella 3.1 possiamo trovare alcune soluzioni ibride di escavatori.

Costruttore	Anno	Modello	Peso [t]	Architettura	ESS
Komatsu	2019	HB365LC	36.5	Parallelo-Serie	Supercondensatori
	2008	PC200-8	19.8	Parallelo	Supercondensatori
Hitachi	2015	ZH210c-Hybrid	22.7	Parallelo-Serie	Supercondensatori
Kobelco	2018	SK210 H	23.1	Parallelo-Serie	Li-Ion
Volvo	2022	EC308E Hybrid	37.8	Parallelo	Idraulico
Caterpillar	2013	336EH	37	Parallelo	Idraulico

Tabella 3.1: Elenco di alcuni escavatori ibridi che sono stati commercializzati.

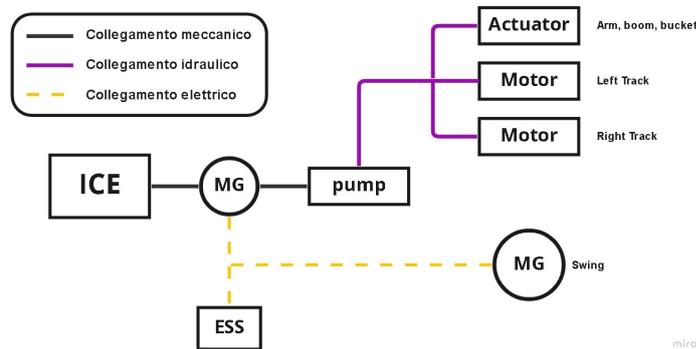


Figura 3.15: Layout semplificato tipico di uno scavatore ibrido

Il sistema ibrido sviluppato da **Komatsu** sia per quanto riguarda il modello **HB 365LC/NLC-3** che **PC 200-8** consiste in un motore elettrico di rotazione, un inverter e un sistema di super condensatori fig.3.16. l'energia cinetica che viene generata dalla struttura superiore durante l'oscillazione, viene convertita in energia elettrica e conservata nei condensatori quando l'oscillazione viene frenata. Le perdite idrauliche vengono eliminate attraverso questa completa motorizzazione della rotazione, permettendo a tutta l'energia generata di essere recuperata.

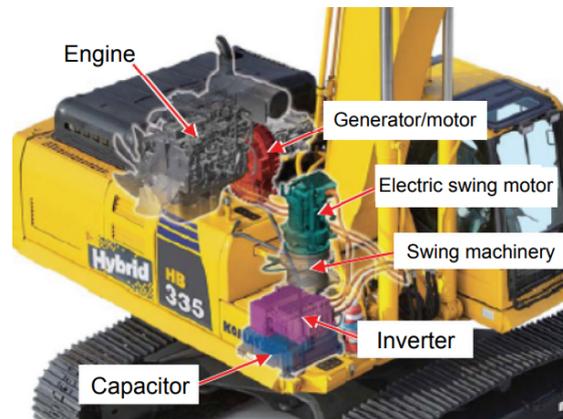


Figura 3.16: Illustrazione della componentistica ibrida dell'escavatore di Komatsu

Il motore/generatore è un motore SR (a riluttanza commutata) ed è posizionato tra il termico e la pompa idraulica per una maggior efficienza di trasmissione. Questo componente ha la funzione di ricaricare i condensatori, mentre dall'altra parte fornisce potenza elettrica al motore di rotazione durante l'accelerazione dell'oscillazione. Inoltre ha anche la funzione di accelerare l'ICE in modo da permettere di far funzionare il termico a bassi regimi durante le operazioni di stand-by e di accelerarlo istantaneamente alla velocità richiesta quando necessario.

Il motore di rotazione permette quindi di recuperare energia che nel caso di motore idraulico convenzionale verrebbe rilasciata sotto forma di calore, riuscendo quindi a ridurre i consumi di carburante. Inoltre bisogna considerare che un motore elettrico è più efficiente nell'accelerazione di un motore idraulico e quindi anche le performance di rotazione beneficiano un miglioramento.

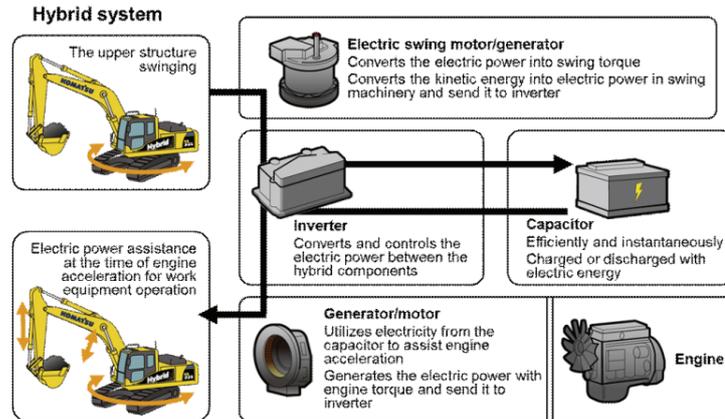


Figura 3.17: Sistema ibrido Komatsu [34]

Una delle principali caratteristiche di questo sistema ibrido è l'uso di condensatori per permettere l'energia elettrica di essere efficientemente e istantaneamente conservata e rilasciata. Questa scelta è stata fatta perché il condensatore a differenza delle batterie può essere caricato e scaricato semplicemente attraverso un trasferimento di elettroni e ioni senza il coinvolgimento di reazioni chimiche e quindi permettendo di caricare e scaricare energia in poco tempo. Inoltre i condensatori presentano tempi di deterioramento più lunghi rispetto alle batterie e non richiedono manutenzione, il che li rende ideali per macchinari da costruzione che vengono utilizzati per lunghi periodi di tempo. Attraverso questa tecnologia a parità di condizioni è stato raggiunto il 20% di risparmio carburante rispetto al modello standard[21].

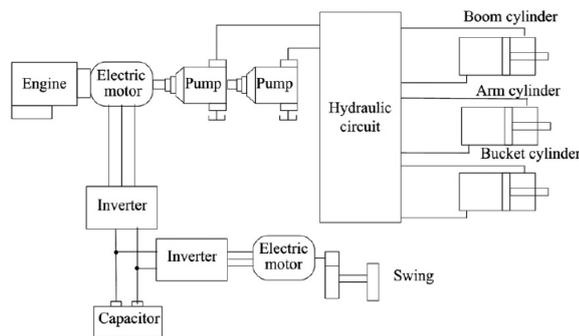


Figura 3.18: Sistema ibrido Komatsu. [17]

Nel maggio 2008 Hitachi ha lanciato il suo escavatore ibrido da 20 tonnellate. Utilizza un sistema ibrido parallelo con un motore elettrico che si occupa di gestire la rotazione. Presenta un layout molto simile a quello di Komatsu. Si può osservare da fig. 3.19 la presenza di un motore idraulico accoppiato a un generatore con il quale è possibile recuperare l'energia potenziale gravitazionale del braccio di scavo durante l'abbassamento. Infatti la macchina di Hitachi è in grado di recuperare sia l'energia cinetica dovuta alla rotazione della parte superiore che l'energia potenziale gravitazionale del braccio. Anche in questo caso l'energia viene raccolta in un ESS definito da super condensatori e questo sistema ha fatto registrare risparmi di carburante del 25% [21].

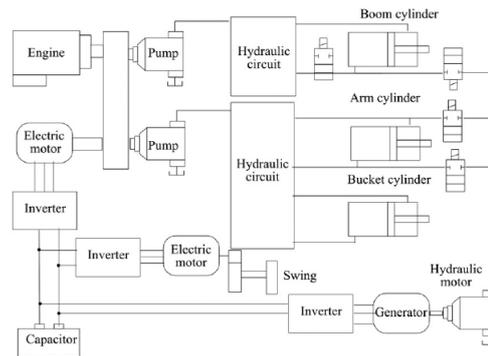


Figura 3.19: Sistema ibrido Hitachi. [17]

Nel luglio 2009 Kobelco ha presentato uno scavatore ibrido da 6 tonnellate il sistema comprende 6 attuatori indipendenti che sono alimentati da un motore elettrico e da pompe. la configurazione indipendente minimizza le interferenze idrauliche tra gli attuatori e le perdite idrauliche che invece si hanno nei sistemi idraulici convenzionali.

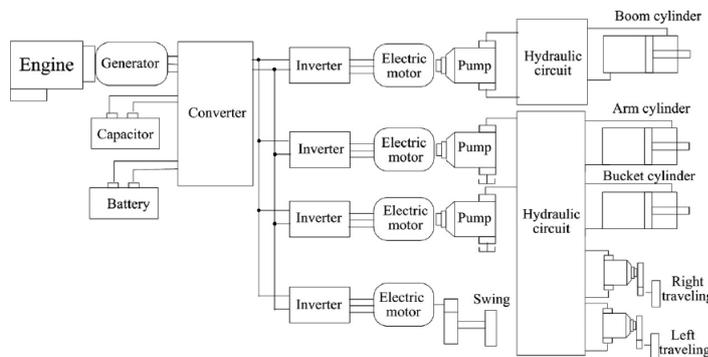


Figura 3.20: Sistema ibrido Kobelco. [17]

Il braccio di sollevamento è gestito da un sistema chiuso che comprende un motore elettrico e una pompa idraulica che possono ruotare in entrambi i versi in modo che l'energia potenziale gravitazionale accumulata quando il braccio si trova in alto è recuperata in forma di energia elettrica quando il braccio si abbassa. Anche in questo caso il sistema

di rotazione è affidato a un motore elettrico in grado di recuperare energia durante il rallentamento della rotazione. Si nota subito una differenza rispetto ai layout precedenti ovvero un ESS che è formato sia da un condensatore che da una batteria agli ioni di litio, questa scelta è stata fatta perché permette di compensare gli eccessi e le mancanze di potenza del motore termico anche durante le situazioni in cui le fluttuazioni di carico di lavoro sono molto ampie, inoltre permette il downsizing del motore termico.

Nel 2019 è stato presentato un nuovo sistema ibrido da 20 tonnellate che per certi versi può essere visto come una versione aggiornata del precedente escavatore.

Questo layout fa utilizzo di un motore generatore a magneti permanenti con una potenza molto elevata (25kW) così da essere in grado di ricaricare le batterie al litio. Il sistema di accumulo energetico è costituito in fatti solamente da batterie Li-Ion ad alta capacità che permette di ridurre le dimensioni e al contempo di assicurare una grande riserva di energia necessaria per alimentare anche motore-generatore da 25kW quando è necessario accelerare il termico.

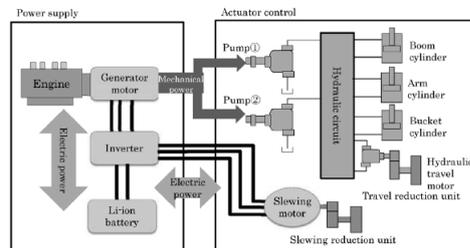


Figura 3.21: Sistema ibrido Kobelco SK 210HLC. [15]

## PALE GOMMATE

Le pale gommatae sono dei veicoli molto versatili utilizzati in diversi campi applicativi. Per riuscire a esaminare le opportunità di ibridazione in modo sistematico è utile considerare separatamente il sistema di carico idraulico dalla trasmissione

Nel caso delle pale gommatae sono possibili una grande varietà di architetture ibride realizzabili resta quindi da capire quali tra queste permettano una migliore fuel economy.

La figura 3.22 mostra una matrice contenente tutte le possibili architetture realizzabili per una pala gommata, è stata ottenuta tenendo in considerazione tutte le variabili, alcune configurazioni non sono state disegnate in quanto non realizzabili. Muovendosi sulle colonne cambia la topologia del sistema, muovendosi tra le righe cambia la trasmissione

Le soluzioni ibride presenti sul mercato delle pale gommatae sono le seguenti:

La casa costruttrice Hitachi ha sviluppato e commercializzato un modello di pala gommata con architettura ibrido serie per quanto riguarda la trasmissione, si tratta del ZW 220 HYB-5B fig. 3.23

La Power Unit ibrida è costituita da un accoppiamento meccanico tra il motore termico e il generatore elettrico, questa è responsabile della produzione di energia elettrica dell'intero veicolo. L'energia elettrica prodotta è utilizzata per alimentare due motori elettrici installati sull'assale anteriore e posteriore, i quali sono responsabili della propulsione

Costruttore	Anno	Modello	Peso [t]	Architettura	ESS
Jhon Deere	2015	944K	54.2	Serie- N/A	Li-Ion
Volvo	2008	L220F	31	Parallelo-Parallelo	Li-Ion
	2017	LX01 Prototype	21	Serie-Parallelo	Li-Ion
	2018	LX02 Prototype		Full electric	Li-Ion
Caterpillar	2017	988K XE	52.7	Serie-Parallelo	N/A
Hitachi	2015	ZW 220 HYB-5B	18.8	Serie-Parallelo	supercond.
New Holland	2020	H2 Dual power	37	Diesel-Idrogeno	

Tabella 3.2: Elenco di alcune pale gommate ibride commercializzate.

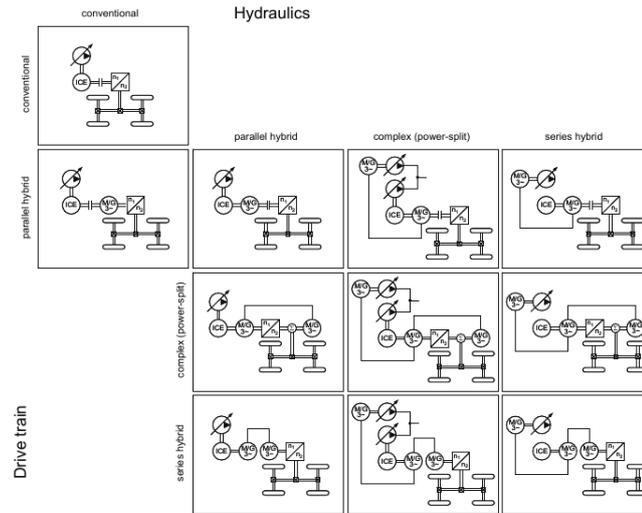


Figura 3.22: Matrice di tutte le possibili combinazioni ibride. [10]

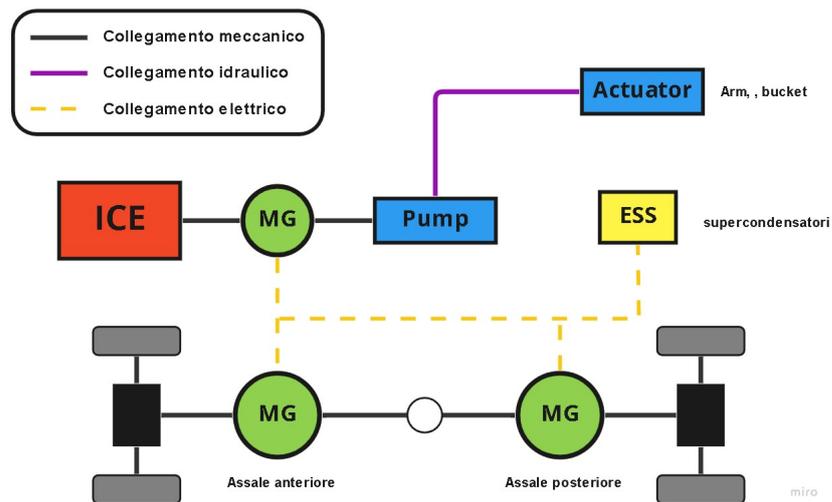


Figura 3.23: Hitachi ZW 220 HYB-5B

del veicolo. La scelta di utilizzare due motori indipendenti per la trasmissione del moto, permette una migliore manovrabilità del veicolo e una migliore gestione della trazione. Questa soluzione permette un miglioramento anche del recupero di energia durante la frenata. Il sistema di accumulo energetico è costituito da super condensatori che hanno il compito di fornire un power boost ai due motori elettrici di trazione quando necessario e a trattenere l'energia recuperata durante la frenata rigenerativa.

Nel 2008 Volvo ha presentato la sua pala sollevatrice ibrida L220F dichiarando risparmi di carburante del 10% rispetto al veicolo convenzionale. Si tratta di un sistema ibrido di

tipo parallelo che si basa sull'utilizzo di uno Starter-generatore integrato molto potente fig. 3.24.

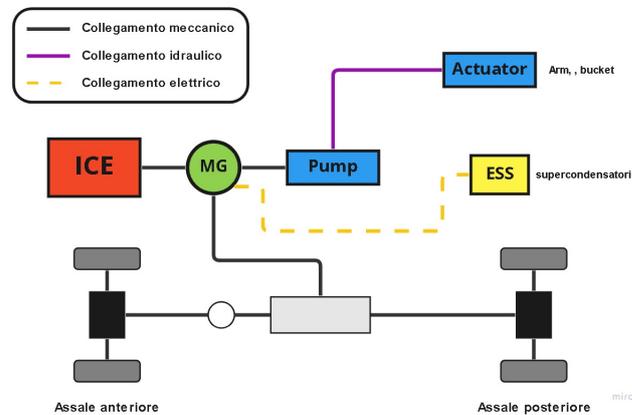


Figura 3.24: Volvo l220F

Questo motore elettrico ha il compito di accelerare il motore termico permettendo delle accensioni molto rapide, inoltre può svolgere la funzione di e-boost aiutando il termico a salire di giri in tempi molto brevi. Questo layout deriva dal fatto che questo tipo di macchinario per una gran parte del tempo di lavoro in condizioni in cui il termico è al minimo. L'idea quindi è quella di migliorare i transitori di accelerazione sfruttando un e-boost. In questo modo in tutte le condizioni in cui la macchina lavora al minimo, anche per brevi istanti, è possibile spegnere il motore ed effettuare in dei rapidi start & senza penalizzare la produttività.

Nel 2017 è stato presentato un nuovo prototipo ibrido il Volvo LX1 fig. 3.25. Si tratta di un'architettura ibrida serie, priva di trasmissione meccanica. La propulsione del veicolo infatti è affidata a quattro motori/generatori elettrici direttamente collegati sui mozzi delle ruote, questa scelta che sicuramente aumenta i costi di produzione aumenta notevolmente la manovrabilità della macchina permettendo miglioramenti della produttività. Questi motori elettrici utilizzano la potenza proveniente dalla hybrid power unit formata da un motore termico ad accensione per compressione downsized e un motore/generatore elettrico. Il sistema fa affidamento anche a un ESS formato da batterie Li-Ion che rendono possibile una autonomia sufficiente per il funzionamento in puro elettrico. L'ice è pensato per soddisfare la richiesta media di potenza mentre il sistema elettrico può gestire eventuali picchi di potenza.

Con il modello 944K Jhon Deere propone un'architettura molto simile al Volvo Lx1 si tratta infatti di una configurazione serie con quattro motori elettrici che gestiscono la trazione del veicolo montati su ciascuna ruota. Un motore generatore accoppiato meccanicamente al motore termico si occupa della produzione di energia elettrica dell'intero veicolo. La principale differenza con il Volvo Lx1 è l'assenza di un sistema di ESS quindi la Hybrid Power Unit è l'unica responsabile della potenza del veicolo. Vista l'assenza di un sistema di accumulo energetico sono necessari inoltre dei resistori di frenata per evitare danneggiamenti dovuti al voltaggio quando si rallenta il veicolo.

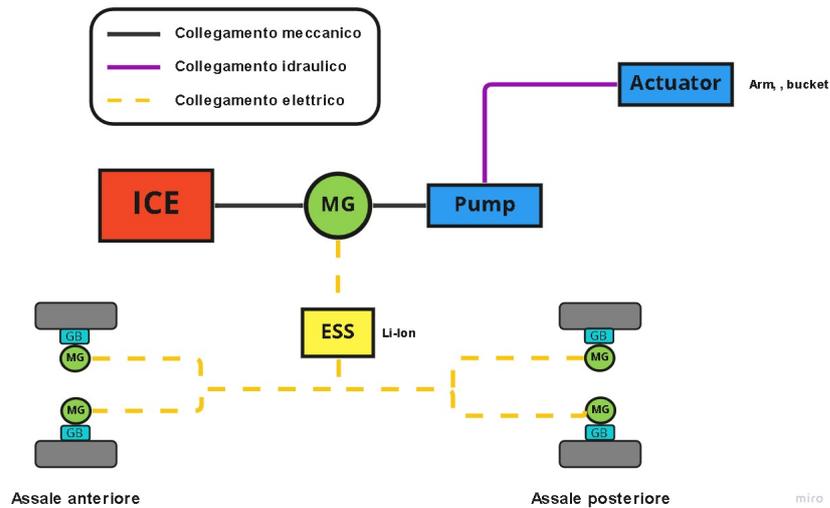


Figura 3.25: Volvo LX1

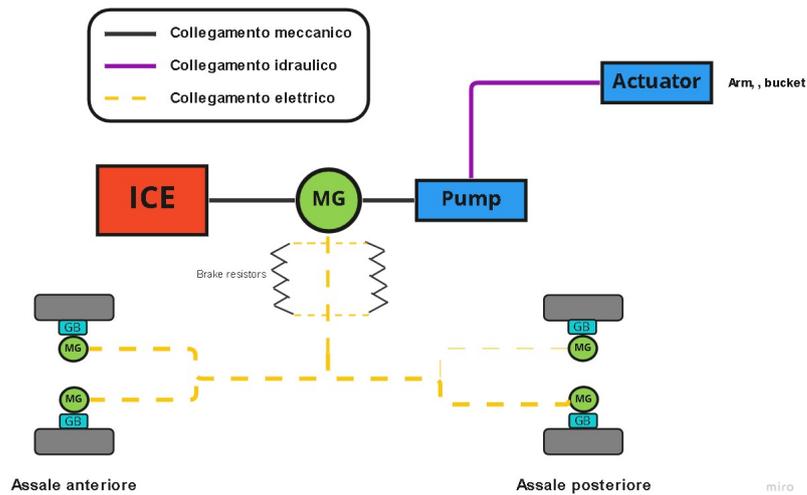


Figura 3.26: Jhon Deere 944K

## MOVIMENTAZIONE MATERIALI

Le macchine da movimentazione possono essere utilizzate in diversi campi applicativi e per questo sono caratterizzate da un alto livello di versatilità anche grazie al fatto che queste macchine hanno la possibilità di utilizzare accessori. Anche in questa categoria di veicoli come per le pale sollevatrici vi sono numerose possibilità di ibridazione sia per quanto concerne la parte di trazione che per quanto concerne la parte di carico.

Nel 2013 è stata presentata il turbo farmer TF40.7 ibrido che ha ricevuto anche la medaglia d'oro da parte di Agritecnica. Si tratta di una configurazione serie-parallelo

Costruttore	Anno	Modello	Peso [t]	Architettura	ESS
Merlo	2010	P 41.7	6.7	Serie- Parallelo	Li-Ion
	2013	TF 40.7	7.5	Serie-Parallelo	Li-Ion
	2016	Roto 45.35S	15.4	Serie-Parallelo	Li-Ion
Manitou	2018	MT 1335	8.8	Parallelo-Parallelo	Li-Ion
Mecalac	-	12 MTX Hybrid	9.7	Parallelo-Parallelo	Li-Ion
Claas	-	6030 hybrid	6.4	Parallelo-N/A	Li-Ion
Huddig	2018	1260t/1370t	18	Serie-N/A	Li-Ion

Tabella 3.3: Elenco di alcune macchine da movimentazione ibride commercializzate.

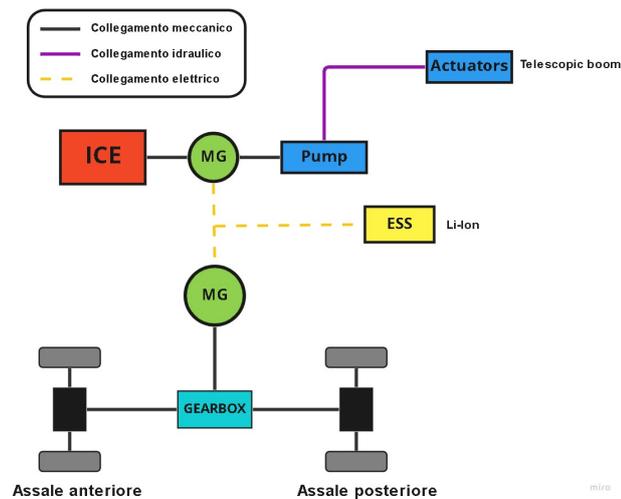


Figura 3.27: Merlo TF 40.1

scelta per garantire potenza sia la il sistema di trazione che a quello idraulica che gestisce il braccio telescopico. Osservando l'architettura fig 3.27 vediamo che la trasmissione è una tradizionale ibrida serie, con un motore/generatore collegato direttamente all'input della scatola del cambio che divide la potenza tra assale posteriore e anteriore. Per quanto riguarda il circuito idraulico, la pompa è direttamente collegata alla hybrid power unit (ICE+MG). Il design specifico dell'architettura quindi permette di muovere il braccio telescopico in puro elettrico senza la necessità di accendere il motore termico.

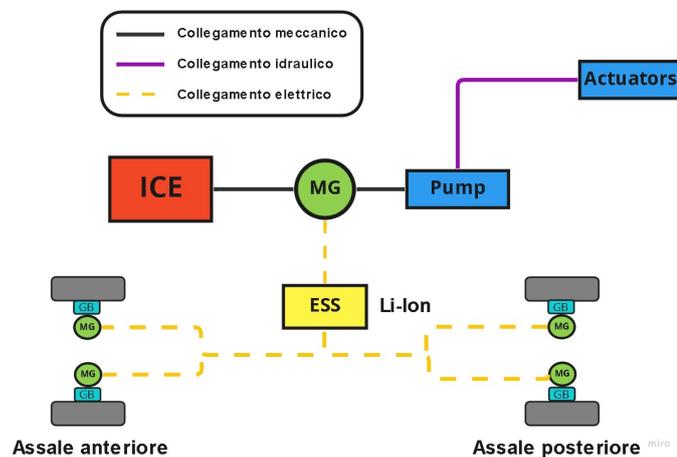


Figura 3.28: Huddig 1260t

Il modello 1260t fig.3.28 è un modello molto recente messo in vendita da parte di Huddig. Si tratta di un'architettura di tipo ibrido serie plug-in. Ancora una volta la trazione è di tipo elettrico e affidata a quattro motori montati sui mozzi di ciascuna ruota

con i quali è anche possibile effettuare la frenata rigenerativa durante i rallentamenti del veicolo. Il motore termico contribuisce invece alla generazione di energia elettrica quando è richiesto un surplus di potenza o per ricaricare le batterie. Grazie alla presenza di batterie ad alta capacità è possibile spegnere il termico e sfruttare una trazione in puro elettrico.

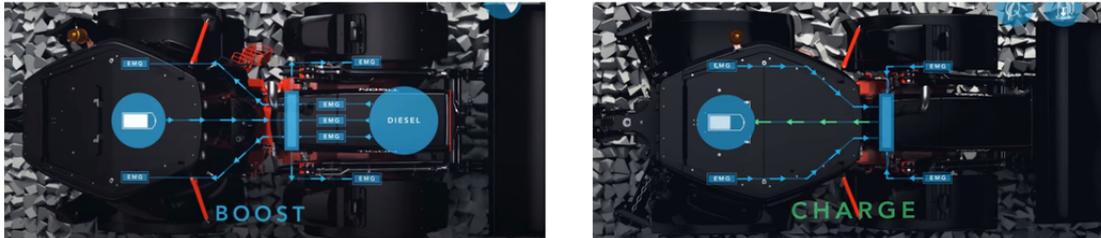


Figura 3.29: Huddig 1260t rappresentazione dei flussi di potenza durante il boost e la frenata rigenerativa [13]

## AGRICOLTURE

Anche nel campo dei veicoli per uso agricolo sono presenti delle soluzioni ibride:

Costruttore	Anno	Modello	Peso [t]	Architettura	ESS
Jhon Deere	-	7430/7530	6.8	Serie	Li-Ion
	2013	6210 RE	7.3	N/a-Parallelo	N/A
Belarus	2009	3023e	11	Serie-Parallelo	Li-Ion
Landini	2020	REX4 Electra	2.8	Parallelo-N/A	Li-Ion
Rigitrac	2011	EWD 120	8	Serie	Li-Ion
Carraro	2018	Ibrido	2.7	Parallelo	Li-Ion
	2021	SRX Hybrid	11.5	Parallelo	Li-Ion
Fendt	-	X Concept	-	Parallelo	N/A
Farmtrac	2019	6090e Hybrid Concept	-	Serie-Parallelo	Li-Ion
Steyr	2022	Hybrid Concept	-	Serie-Parallelo	Li-Ion+cond.
Claas	2015	Arion 650	6.8	/	Li-Ion
Auga	2021	M1 Hybrid	-	Parallelo	Li-Ion

Tabella 3.4: Elenco di alcuni trattori ibridi proposti.

Il primo concetto di trattore ibrido è stato presentato ad Agritecnica da parte di RusselProm Belarus nel 2009 fig. 3.30. Si tratta di una configurazione ibrida Serie priva di un sistema di accumulo energetico, ciò implica che tutta la potenza richiesta per la propulsione del veicolo ed eventualmente per alimentare accessori esterni proviene esclusivamente dal motore termico.

Un vantaggio di questa configurazione legato al fatto che motore termico non è connesso meccanicamente alla trasmissione e quindi può essere operato sempre al massimo

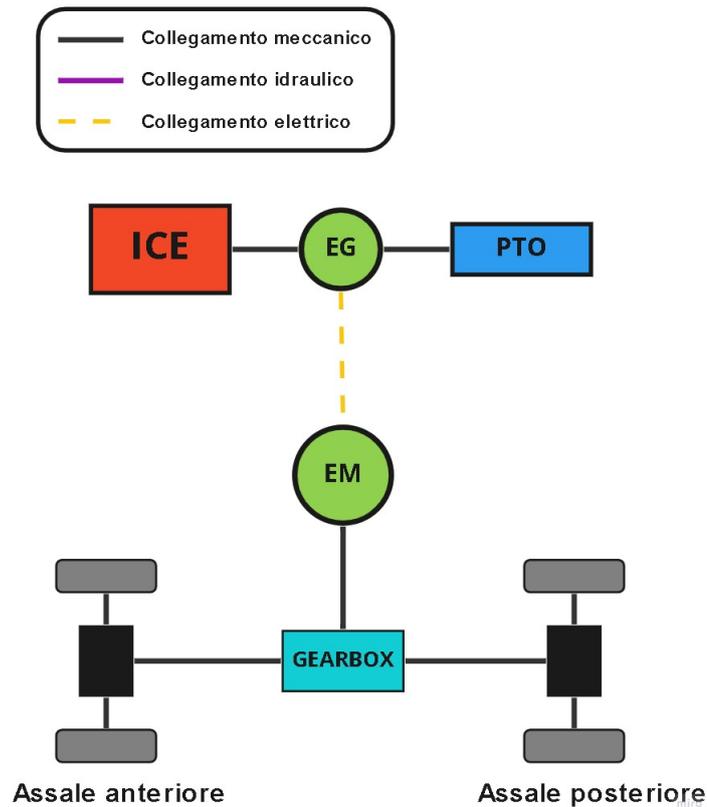


Figura 3.30: Belarus

della sua efficienza. Risulta anche conveniente per la trazione la presenza di una trasmissione elettrica. Tuttavia ci sono anche dei svantaggi, infatti l'assenza di un ESS non permette il downsizing del motore che avrebbe portato a una migliore gestione dei punti di funzionamento. Inoltre il collegamento meccanico tra PTO e ICE obbliga quest'ultimo a girare a un regime di rotazione fissato dallo standard della PTO quando è collegato un accessorio esterno, quindi non è possibile ottimizzare il punto di funzionamento del motore termico in questi casi. Successivamente un altro costruttore, RigiTrac, ha presentato un modello di trattore ibrido Serie, che presenta delle differenze rispetto all'architettura vista prima fig.3.31. La trazione del veicolo in questo caso è affidata a quattro motori elettrici posizionati su ciascuna ruota, questa scelta migliora la manovrabilità e la trazione della macchina.

Anche in questo caso non è presente un ESS e il termico deve poter soddisfare le richieste di potenza dell'intero veicolo. Una seconda novità che si osserva è la presenza di una interfaccia elettrica per trasferire potenza elettrica ad accessori esterni, quindi senza dover utilizzare la PTO. Qualche anno più tardi sono stati proposti due trattori elettrificati da parte di Jhon Deere e Claas (621 RE e Arion 650 Hybrid). Queste due architetture sono molto simili tra loro e consistono in un generatore elettrico collegato meccanicamente

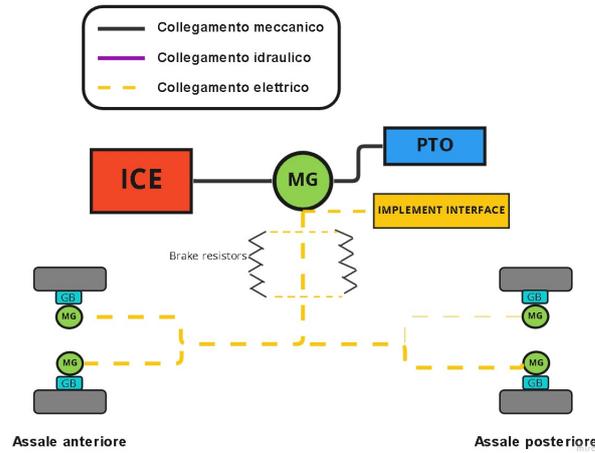


Figura 3.31: RigiTrac

al motore termico che converte parte di questa energia meccanica in energia elettrica e la rende disponibile per l'interfaccia ad alto voltaggio per gli accessori fig. 3.32. La parte di trazione è gestita solamente dal motore termico, quindi in questo caso l'ibridazione del veicolo riguarda solo la parte del carico e da questo punto di vista possiamo vederla come una configurazione serie.

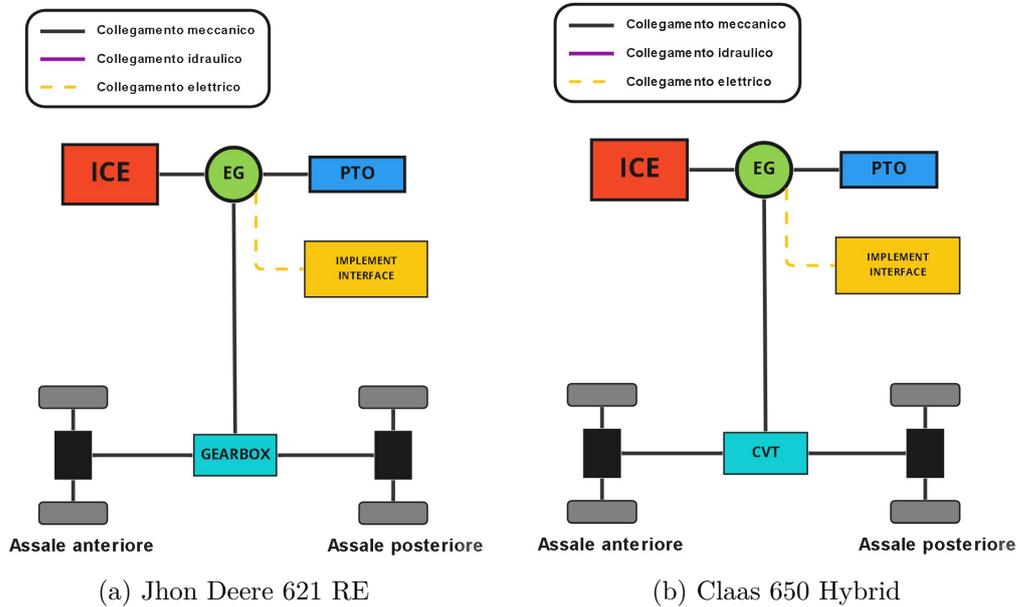


Figura 3.32: Schemi delle due architetture.

Molto simile a ques'ultimo esempio vi è il Farmtrac hybrid concept presentato alla

fiera Agritechnica 2019 di Hannover, in Germania. Si tratta di un trattore ibrido Diesel-Elettrico con una architettura di tipo parallelo.

Presenta quattro modalità operative:

- Modalità Ibrida: La macchina utilizza per il suo funzionamento due fonti di energia, Diesel ed elettricità.
- Modalità puro Elettrico: Il trattore può funzionare con la sola energia proveniente dalle batterie a emissioni zero.
- Modalità ICE diretta: il trattore è guidato e gestito come un trattore convenzionale con un motore a combustione interna.
- Modalità di ricarica: Ci sono tre modalità di ricarica :
  - ICE: il motore termico ricarica le batterie attraverso il generatore
  - Plug-In: il veicolo fermo è collegato alla rete.
  - Frenata rigenerativa: Viene sfruttata l'energia cinetica del veicolo durante il rallentamento per ricaricare le batterie

Un approccio diverso all'ibridazione invece si ha con Landini che con il suo modello REX4 Electra ha come scopo principale non il downsizing del motore ma l'aumento della produttività fig. 3.33.



Figura 3.33: Landini REX4 Electra

Questo modello di trattore ibrido monta due motori elettrici indipendenti sull'assale anteriore collegati elettricamente al motore termico tramite un generatore. L'assale posteriore invece presenta una trasmissione meccanica alimentata solamente dal termico. In questo modo è stato possibile ottenere una trazione integrale con controllo dello slittamento e una maggiore manovrabilità del veicolo, oltre che ottenere migliori risparmi di carburante.

La casa costruttrice Austriaca Steyr sta lavorando a un powertrain ibrido per la serie di trattori Terrur, si tratta ancora di un prototipo con poche informazioni tecniche fig.

3.34. Il trattore verrà equipaggiato con un generatore collegato meccanicamente al motore termico Diesel, in modo da generare elettricità per un battery pack. Si tratta di una architettura ibrida serie, in cui il motore termico downsized lavora in una zona ad alta efficienza con lo scopo di power generation.



Figura 3.34: Steyr Hybrid Concept

La trazione del veicolo è affidata a quattro motori elettrici indipendenti installati sui mozzetti delle ruote che permettono una migliore manovrabilità e controllo del veicolo. Anche in questo caso ci sono diverse possibili modalità operative, e sarà possibile spegnere il termico e far funzionare il trattore in puro elettrico. La batteria inoltre può essere ricaricata attraverso una frenata rigenerativa.

Un caso molto particolare di trattore ibrido inoltre è quello realizzato in Lituania dal gruppo Auga: M1 hybrid fig. 3.35. Si tratta del primo prototipo funzionante di trattore ibrido alimentato a biometano ed elettrico. L'utilizzo del biometano è fondamentale perché viene prodotto dalla stessa azienda e riesce a compensare più emissioni per unità di energia durante il suo ciclo di produzione e utilizzo di quante ne emetta. Grazie al suo design che consente di ospitare le bombole molto grandi nella parte posteriore del trattore si è riuscito ad aggirare il problema dell'autonomia. Per quanto riguarda il funzionamento ibrido, quando il trattore è in funzione il motore ICE, genera energia elettrica tramite il generatore e la trasmette direttamente ai quattro motori che azionano le ruote. Durante i cicli di lavoro meno impegnativi, il veicolo immagazzina nelle batterie la riserva di energia che si genera. In tal modo non vi sono sprechi di energia in condizioni di lavoro a basso carico ed è possibile utilizzare un motore relativamente piccolo, visto che i picchi di potenza quando sono richiesti sono soddisfatti dalla combinazione di termico ed elettrico.

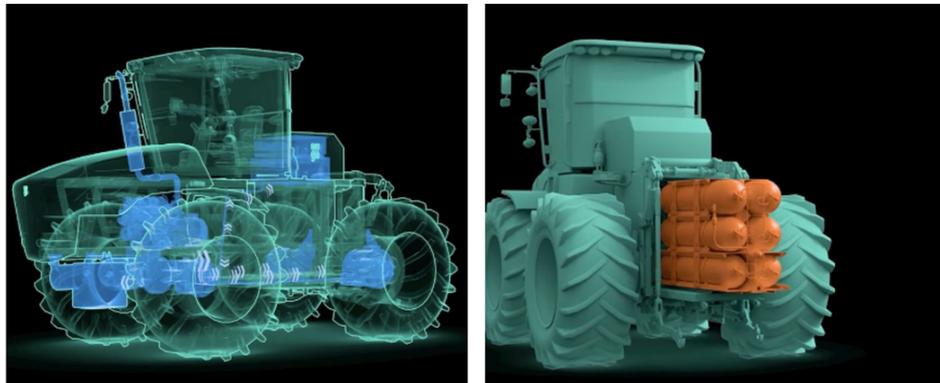


Figura 3.35: Rendering della trasmissione e zona di contenimento bombole dell' Auga M1

**Parte II**

**Simulazione modello**



## Capitolo 4

# Escavatore idraulico

### 4.1 Descrizione componenti e terminologia

Tra le varie macchine per applicazioni off-road è stato scelto come oggetto di studio un escavatore. Queste macchine hanno un ruolo fondamentale nel mondo construction e movimentazione terra in quanto sono estremamente utilizzati, tuttavia, gli escavatori sono tra le macchine per movimentazione terra, quelle che hanno un consumo di carburante per unità di area più elevato [29]. In generale gli escavatori vengono categorizzati in base

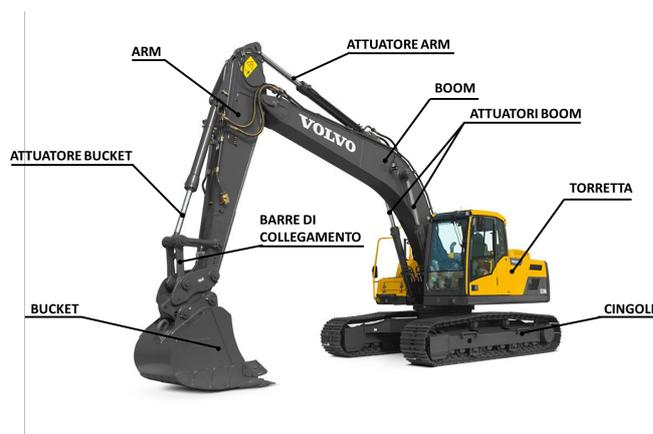


Figura 4.1: Escavatore idraulico e i suoi componenti principali.

alla dimensione, partendo dai mini escavatori che possono pesare meno di una tonnellata e che possono muoversi in spazi ristretti, fino a escavatori di grande stazza che possono pesare centinaia di tonnellate e pensati per lavori estremamente gravosi. La dimensione dell'escavatore è in genere determinata dal tipo di utilizzo finale che la macchina si troverà a svolgere, ma nonostante ciò la struttura generale è la stessa. In figura 4.1 viene mostrata l'architettura tipica di un escavatore idraulico con i suoi elementi principali. Il sistema è essenzialmente composto da due parti: una parte inferiore composta dal sistema di traslazione dell'escavatore (che può essere costituita da ruote o da cingoli in base al tipo

di applicazione) e una parte superiore composta da una torretta rotante all'interno della quale si trovano la cabina dell'operatore, il motore termico, l'idraulica del sistema. Alla torretta è connesso il braccio dell'escavatore.

A sua volta il braccio è formato da tre parti principali chiamate **Boom**, **Arm** e **Bucket** che sono collegate tra loro mediante dei giunti e controllate attraverso degli attuatori idraulici lineari che permettono al braccio di poter effettuare le operazioni di scavo, trasporto e scarico. La rotazione della torretta è possibile per mezzo di una trasmissione idrostatica e infine la propulsione del veicolo è gestita da motori idraulici.

## 4.2 Sistemi valve controlled

Le macchine idrauliche mobili sono pensate per essere una vera e propria estensione del braccio dell'operatore che si trova a lavorare in condizioni estremamente variabili e difficili da predire. Inoltre spesso sono coinvolte più attuazioni in simultanea, per questo motivo la controllabilità di questi sistemi è un aspetto chiave per poter ottenere prestazioni soddisfacenti e perdite ridotte. La potenza idraulica sviluppata dal gruppo di alimentazione deve infatti essere distribuita tra le varie attuazioni che gestiscono il sistema, e ciò deve essere possibile in qualsiasi condizione di lavoro e carico. I sistemi idraulici possono essere suddivisi in tre classi in base ai tipi di elementi di controllo che vengono utilizzati:

- Sistemi Valve-Controlled: Gli elementi di controllo sono le valvole idrauliche.
- Sistemi Valve-less: Non sono presenti valvole idrauliche e gli elementi di controllo sono le unità idrauliche a cilindrata variabile.
- Sistemi Ibridi: Si tratta di architetture in cui è coinvolta un'altra sorgente di energia che può essere elettrica, idraulica o meccanica; i sistemi ibridi possono essere sia di tipo valve-controlled che valve-less.

Nel campo dei veicoli off-road, la maggior parte dei sistemi idraulici fa uso di sistemi Valve-controlled. Questi sistemi possono essere divisi in due diverse categorie in base alla configurazione della valvola nella posizione neutrale: *centri aperti* oppure *centri chiusi*. Nella configurazione a centri aperti, quando i cassettei del distributore si trovano in condizione di riposo il fluido che passa nella linea idraulica è collegato con il serbatoio. Invece nei sistemi a centri chiusi quando la valvola è in posizione neutrale, non c'è connessione tra la linea di alimentazione e il serbatoio e i cassettei hanno tutte le bocche chiuse. In quest'ultima configurazione è necessario prevedere la presenza di una valvola limitatrice di pressione per evitare un aumento di pressione troppo elevato. Fatta questa prima distinzione, è possibile inquadrare i diversi tipi di sistemi idraulici Valve-controlled più utilizzati nei veicoli off-road:

- Constant Flow Systems CFS
- Negative Flow Control NFC
- Positive Flow Control PFC
- Hydraulic Load Sensing HLS

### 4.2.1 Constant Flow System CFS

Si tratta di sistemi a centri aperti spesso utilizzati in macchine semplici e piccole visto il costo basso e l'affidabilità elevata. In questi sistemi, vengono utilizzate pompe a cilindrata

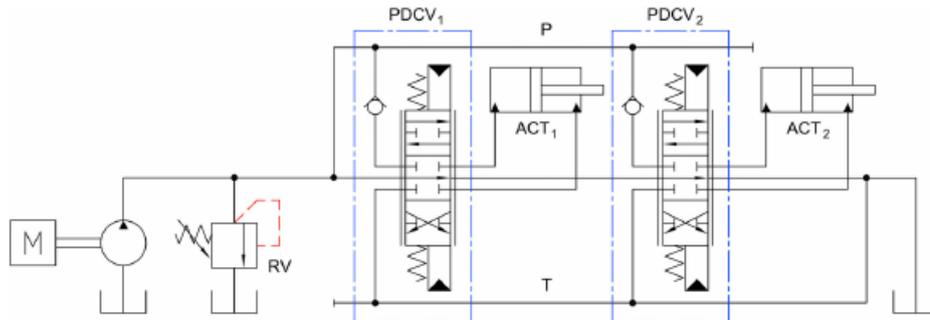


Figura 4.2: Sistema idraulico a centri aperti a portata costante [23]

fissa e il motore termico lavora a velocità costante, in modo da avere una portata mandata dal gruppo di alimentazione costante indipendentemente dalla richiesta di potenza della macchina. Durante i momenti di pausa di funzionamento le valvole si trovano nella posizione neutrale e la portata globale gestita dalla pompa passa attraverso la linea di bypass fino al serbatoio. In questa modalità di funzionamento, la pressione di mandata è solo funzione delle perdite relative alla portata, per questo motivo, i fori di bypass sono spesso pensati per avere un'area di passaggio la più grande possibile così da dissipare meno potenza. Le perdite di energia dovute a questo bypass sono tuttavia non trascurabili. I sistemi CFS per questo motivo sono tipicamente meno efficienti di altri sistemi idraulici, tuttavia sono molto semplici e poco costosi, vengono pertanto utilizzati in applicazioni in cui la richiesta di potenza è relativamente costante e prevedibile.

### 4.2.2 Negative Flow Control NFC

Si tratta di un tipo di controllo usato in sistemi idraulici a centri aperti fig.4.3. Una prima novità rispetto al caso precedente è la presenza di una pompa a cilindrata variabile che è pensata per fornire una portata variabile in base alla richiesta di potenza della macchina. Questo sistema è in grado di ridurre le perdite per bypass durante il funzionamento in standby del sistema. Inoltre è prevista la presenza di uno strozzatore fisso per la messa a scarico della portata di bypass e la presenza di una valvola limitatrice di pressione posta in parallelo allo strozzatore per il controllo del pilotaggio che gestisce la variazione della cilindrata della pompa. L'idea su cui si basa il funzionamento di questo sistema, prevede che lo strozzatore introduca una contro pressione (segnale px) che funzioni da segnale per la variazione della cilindrata della pompa; più il segnale è elevato, più va ridotta la cilindrata.

Quindi, nel caso di distributori in posizione neutrale, tutta la portata sviluppata dal gruppo di alimentazione finisce al bypass e passa attraverso lo strozzatore generando un segnale di contropressione elevato e una pressione di pilotaggio elevata che porta alla

conseguente riduzione della cilindrata al valore minimo. Viceversa se il distributore è completamente aperto la portata di by-pass si riduce o può annullarsi, portando la pompa a lavorare alla cilindrata massima. Il nome Negative Flow Control deriva proprio dal fatto che la cilindrata della pompa aumenta se il segnale di pilotaggio  $p_x$  diminuisce.

Questo sistema è estremamente reattivo nel variare la cilindrata, quindi dal punto di vista dinamico è molto vantaggioso. Quando invece funziona in stand-by (con i distributori in posizione neutrale) presenta delle perdite per laminazione a serbatoio elevate. Ciò è dovuto al fatto che per poter garantire la presenza del segnale di pilotaggio  $p_x$  in ogni istante (in particolare nel caso di portata minima), risulta necessario dotare questi sistemi di pompe con una cilindrata minima più grande rispetto ad altri sistemi (circa il 15% della cilindrata massima) e quindi la portata sprecata sarà maggiore.

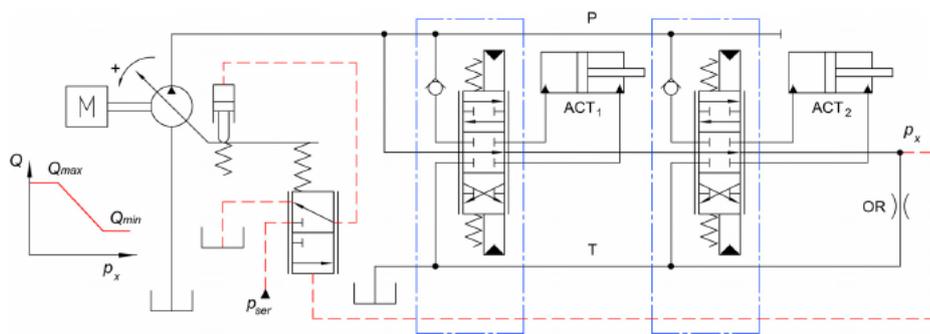


Figura 4.3: Schema di un sistema Negative Flow Control, con dettaglio della portata in funzione del segnale di pilotaggio [23]

### 4.2.3 Positive Flow Control PFC

I sistemi che si basano su di una logica Positive Flow Control sono utilizzati in circuiti a centri aperti, anche in questi sistemi è presente una pompa a cilindrata variabile fig.4.4. Sia la commutazione del distributore sia la variazione della cilindrata sono gestiti dallo stesso segnale di pilotaggio  $p_{dist}$ . Man mano che si commuta il distributore verso una delle configurazioni di lavoro e quindi  $p_{dist}$  aumenta, aumenta anche la cilindrata della pompa. Per questo motivo questa logica di controllo è di tipo positive, in quanto all'aumentare del segnale di pilotaggio aumenta anche la portata. Questo genere di controllo permette delle dissipazioni energetiche inferiori rispetto al caso di negative flow control durante il funzionamento in bypass. Infatti la portata minima della pompa è generalmente inferiore e quindi la portata che viene mandata al serbatoio è minore. Tuttavia questo tipo di sistemi possono avere problemi durante i transitori dinamici in quanto la gestione della cilindrata della pompa, dipende dalla crescita di un segnale di pressione.

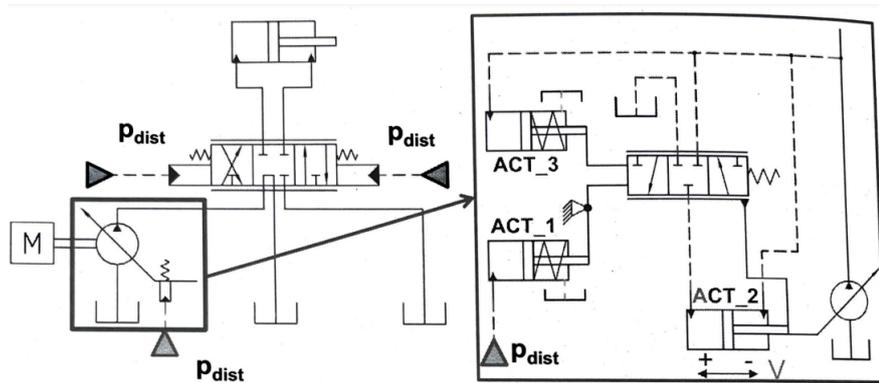


Figura 4.4: Schema di un sistema di tipo Positive Flow Control [24]

#### 4.2.4 Hydraulic Load Sensing HLS

A causa della loro architettura, i sistemi che utilizzano una configurazione a centri aperti, sono soggetti a interazione tra i carichi quando vi sono più attuazioni contemporaneamente attive. I sistemi Load Sensing, con la loro configurazione a centri chiusi, vanno a ovviare a questo problema, permettendo un controllo indipendente dal carico. Questi sistemi nascono infatti, per risolvere due problematiche caratteristiche di molti circuiti oleodinamici: il controllo in velocità di più attuatori in parallelo gestiti da un unico gruppo di alimentazione e il risparmio energetico. Per fare ciò, questi sistemi fanno uso dei cosiddetti *compensatori locali di pressione*, in aggiunta alle valvole direzionali (in realtà sono possibili anche delle configurazioni semplici senza compensatori locali). È possibile suddividere i sistemi load sensing in funzione della configurazione dei compensatori locali:

- Load Sensing privi di compensatori locali.
- Sistemi *pre-compensati*: i compensatori locali (LC) si trovano a monte delle valvole direzionali, le quali sono normalmente aperte. 4.5 a)
- Sistemi *post-compensati*: i compensatori locali (LC) si trovano a valle delle valvole direzionali, le quali sono normalmente chiuse. Questa configurazione è anche detta *flow sharing*. 4.5 b)

Per capire il funzionamento si può considerare la configurazione precompensata 4.5 a),

In pratica il segnale di pressione proveniente dalla porta di ingresso di ciascun attuatore (Segnale di load sensing locale), insiste sul compensatore locale tarato con una pressione  $p_{c,pre}$  cercando di aprirlo. Ciò permette di mantenere una caduta di pressione costante attraverso la valvola direzionale, garantendo quindi alle portate e pertanto anche alle velocità degli attuatori di essere solamente una funzione dell'input dato dall'operatore.

Il segnale di Load Sensing globale invece viene estrapolato attraverso una sequenza di valvole or e viene utilizzato per gestire la cilindrata della pompa. Infatti la cilindrata della pompa, viene regolata facendo in modo che garantisca una pressione uguale a  $p_{LSG}$  incrementata di un margine costante (come quello del valore di taratura della limitatrice

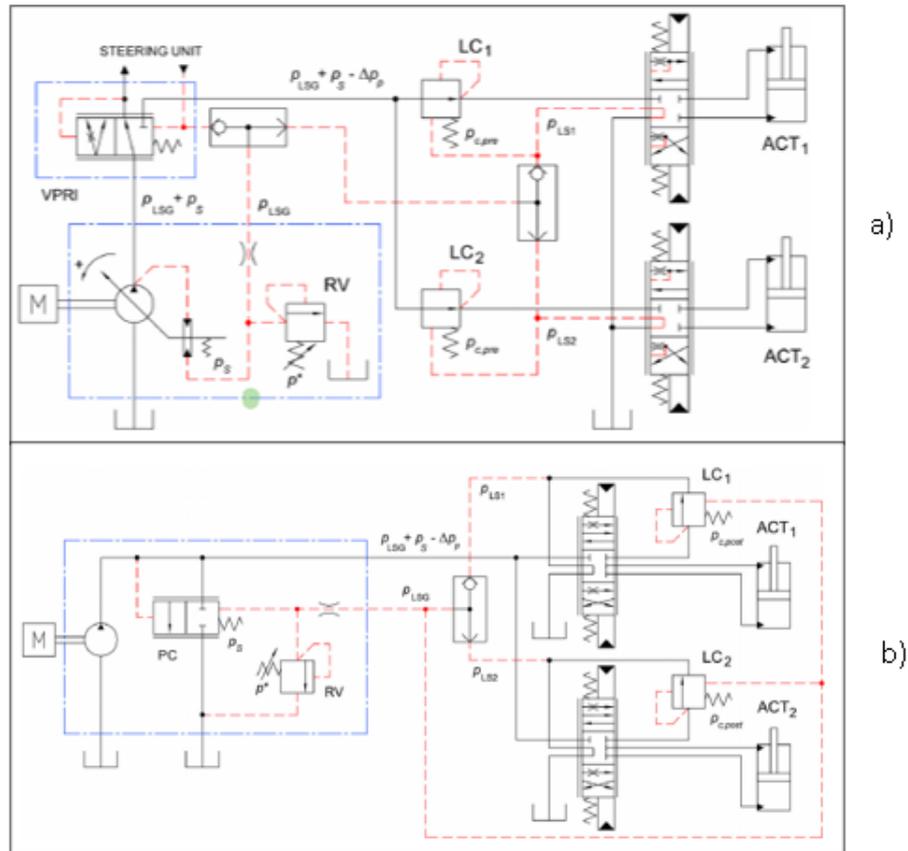


Figura 4.5: Schema di due sistemi Load Sensing, pre-compensato a) e post-compensato b)[23]

di pressione  $p_s$ ). Il termine  $\Delta p_p$  sta a indicare tutte le cadute di pressione che ci sono nella linea di alimentazione.

Quando invece le valvole direzionali non sono attive, il segnale di Load Sensing è collegato al serbatoio, così facendo la pompa viene regolata al valore minimo di cilindrata. Anche nel caso di sistemi post-compensati lo scopo finale rimane lo stesso, ovvero mantenere una caduta di pressione costante. In questo caso però la portata può andare a finire nell'attuatore solo dopo essere passata attraverso il compensatore locale. Le due configurazioni però non sono equivalenti, infatti reagiscono in modo diverso ai problemi derivanti dalla saturazione di portata.

La saturazione della portata è un fenomeno che si verifica quando la richiesta di portata è più grande della massima portata che la pompa può erogare. Quando si verifica questo problema, i sistemi precompensati non possono funzionare correttamente e la portata diretta agli attuatori diminuisce progressivamente a partire da quelli sottoposti a carichi più elevati. Al contrario, con una soluzione post-compensata si riesce a mantenere una caduta di pressione costante in ogni sezione di metering anche in caso di saturazione della

portata e quindi le velocità degli attuatori dipendono solamente dall'input dell'operatore e non dai carichi.

### 4.3 Ciclo di lavoro

Gli escavatori idraulici soprattutto quando si parla di dimensioni medio-grandi, sono utilizzati per una vasta varietà di operazioni non solamente per scavare e spostare materiale: il ciclo di lavoro di un escavatore può variare notevolmente in base alla specifica applicazione per cui è stato pensato. Statisticamente parlando però le operazioni maggiormente svolte da questo tipo di macchinari sono scavare, scaricare e livellare. Per poter valutare

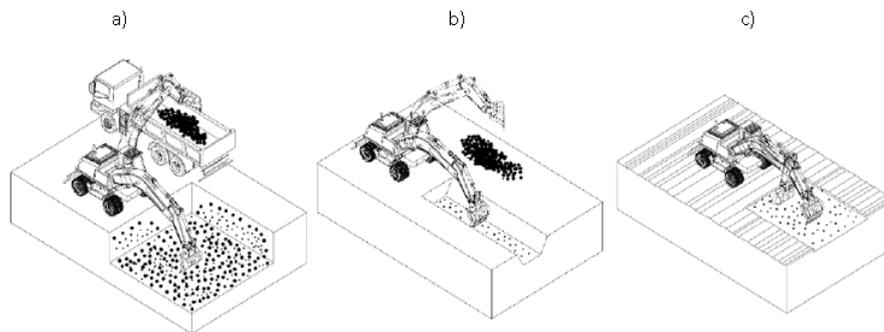


Figura 4.6: Tipiche operazioni svolte da un escavatore: a)scavo e scarico da fermo su camion, b)scavo di un canale, c) livellare. [31]

e analizzare in modo oggettivo il comportamento di queste macchine sono necessarie delle condizioni fisse. A tale scopo ci sono diverse associazioni che definiscono delle linee guida; in particolare in questo studio è stata presa in considerazione la Japan Construction Mechanization Association Standard che definisce un ciclo di riferimento: il JCMAS working cycle. Questo standard considera quattro applicazioni significative per poter definire un ciclo di lavoro nominale: scavare, livellare, spostamento in avanti e indietro dell'escavatore, standby al minimo.

Le operazioni di scavo e livellamento si stima occupino fino al 75 % del tempo di lavoro della macchina [36], in più sono anche le operazioni con la richiesta di potenza più elevata e quindi che gravano maggiormente sul ciclo di lavoro. Per questo motivo in questo studio è stata simulata solamente la parte di ciclo relativa allo scavo che è composta da tre fasi:

- Digging: fase che involve lo scavo di un predeterminato quantitativo di materiale dal terreno scavando anche a diverse profondità e angolazioni.
- Dumping: riguarda la fase in cui viene scaricato il materiale su di un container o su di un camion.
- Return: fase in cui l'escavatore ritorna alla posizione iniziale.

Entrando più nello specifico il ciclo di lavoro considerato simula un escavatore che:

- a Parte da una posizione iniziale di massima apertura.
- b Piega il braccio combinando i movimenti dei vari attuatori .
- c Scava nel terreno prelevando del materiale mediante la benna.
- d Solleva il braccio e ruota la struttura di un certo angolo.
- e Scarica il materiale.
- f Torna indietro alla posizione iniziale.

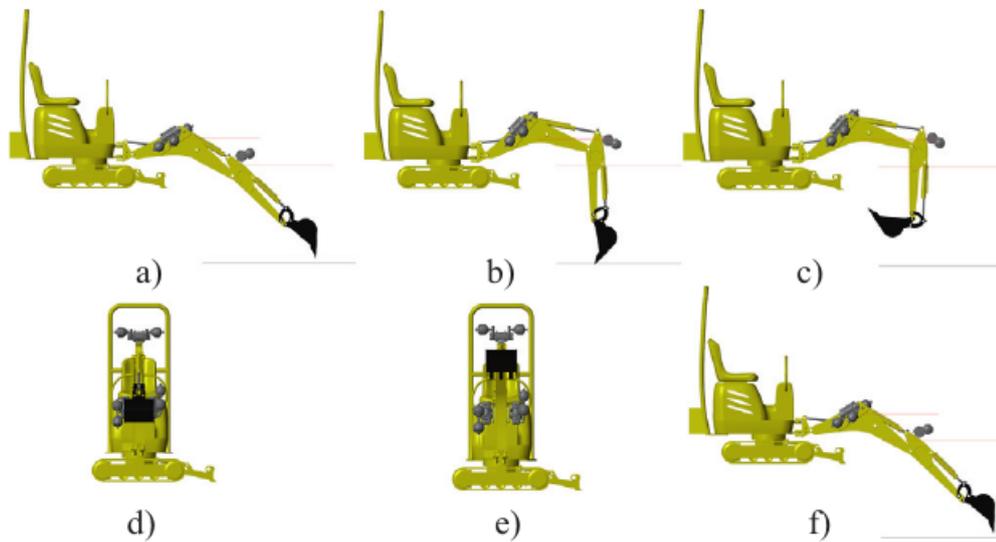


Figura 4.7: Sequenza operativa del ciclo di lavoro di scavo e scarico. [37]

## Capitolo 5

# Creazione modello escavatore

La creazione e la simulazione del modello di escavatore è stata effettuata in ambiente Simcenter Amesim® utilizzando la release 2021.2, inoltre è stato utilizzato anche il software Mathworks MATLAB® per effettuare alcune analisi energetiche.

### 5.1 Descrizione modello componenti e parametri

La macchina che è stata modellata per lo studio di questo progetto di tesi è un escavatore di media dimensione che si basa su di un reale prodotto della casa costruttrice Volvo. Si



Figura 5.1: Escavatore idraulico Volvo 380E

tratta di un escavatore con un peso operativo di 30000kg equipaggiato con un motore ad

accensione per compressione Diesel sovralimentato, con una cilindrata di 12,8L. Mentre per quanto riguarda il sistema idraulico è del tipo Load Sensing.

Il modello si compone essenzialmente di tre macro parti fig.5.2 (in appendice A è rappresentata la stessa immagine ingrandita):

1. Engine
2. Sistema idraulico: suddiviso in tre sottosistemi
  - Turret
  - Boom
  - Arm-Bucket
3. Multy-body

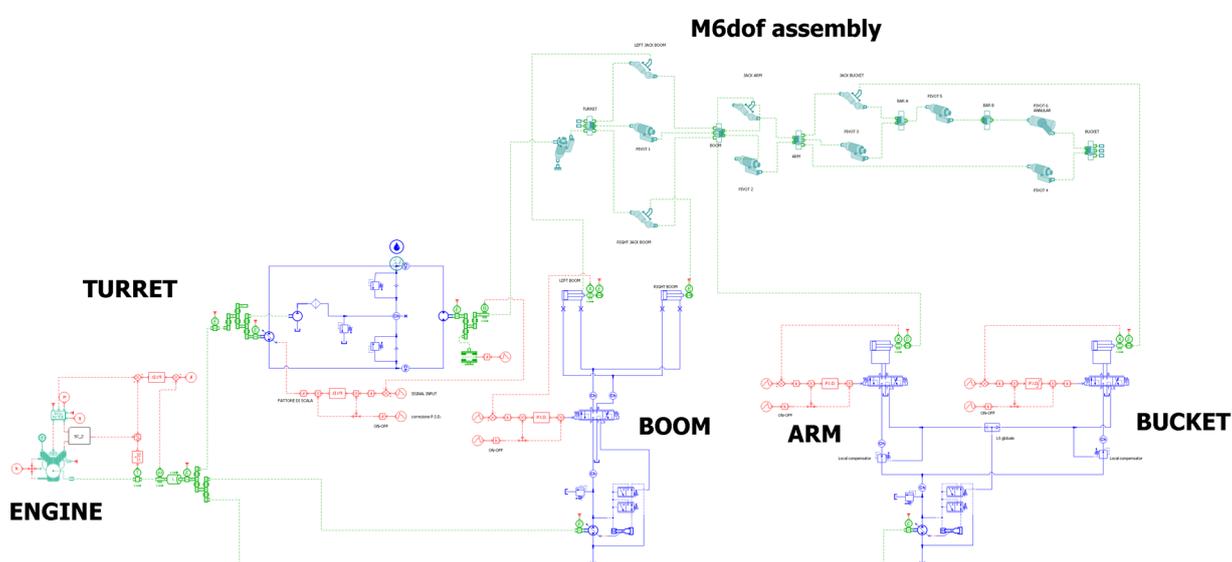


Figura 5.2: Modello complessivo dell'escavatore

Come si può osservare non è stato modellizzato il sistema di traslazione della macchina, che tuttavia, per i motivi visti prima non avrebbe preso parte al ciclo di lavoro considerato. Il braccio di scavo può essere mosso mediante i quattro attuatori lineari che sono stati divisi in due circuiti idraulici differenti. Da una parte si trovano i due attuatori relativi al boom che dovranno svolgere lo stesso ciclo di lavoro, dall'altra parte invece si trovano l'attuatore dell'Arm e quello del Bucket che dovranno svolgere cicli di lavoro diversi e saranno soggetti a carichi differenti. Per questo motivo allo scopo di evitare il problema dell'interazione tra i carichi, questo circuito idraulico presenta un controllo di tipo Load Sensing pre-compensato. La torretta invece, può essere ruotata tramite una trasmissione idrostatica composta da una pompa a cilindrata variabile e un motore idraulico a cilindrata fissa.

## 5.2 Engine

In questa parte viene modellato e controllato il motore termico che fornirà la potenza necessaria a far funzionare l'intero sistema. Sono stati utilizzati blocchi delle librerie IFP-Drive, 1D Mechanical e Signal, control fig.5.3. Il motore è stato pensato per funzionare a velocità di rotazione fissa e pari a 1800 rpm.

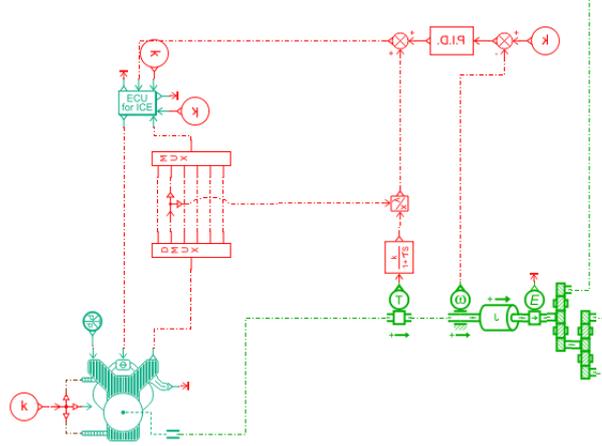


Figura 5.3: Sottosistema che modella il motore termico

Il controllo del motore termico avviene mediante un circuito di feedback nel quale un controllore P.I.D. fornisce un segnale di accelerazione all' ECU che a sua volta dialoga con il blocco del termico, controllandolo per far sì, di ridurre l'errore tra la velocità di rotazione imposta e quella reale del motore.

$$PID_{output,ICE} = k_p \cdot (\omega_{target} - \omega(t)) + k_i \cdot \int (\omega_{target} - \omega(t)) dt + k_d \cdot \frac{d(\omega_{target} - \omega(t))}{dt} \quad (5.1)$$

Questo segnale, prima di entrare nell' ECU viene corretto di un valore pari al rapporto tra la coppia attuale e la coppia massima; questo precontrollo migliora la stabilità delle simulazioni.

$$ECU_{input} = PID_{output} + \frac{C(t)}{C_{max}} \quad (5.2)$$

La Engine Control Unit, attraverso le leggi di controllo e gli algoritmi interni permette di comunicare con il blocco del motore termico, fornendo il segnale di richiesta di carico, con il quale viene calcolato l'output di coppia:

$$C(t) = C_{max} \cdot ECU_{output,load} + C_{min} \cdot (1 - ECU_{output,load}) \quad (5.3)$$

Il blocco che modella il motore termico è formato da cinque entrate e tre uscite fig. 5.4. Per quanto riguarda le entrate, una di queste è il comando proveniente dall'ECU,

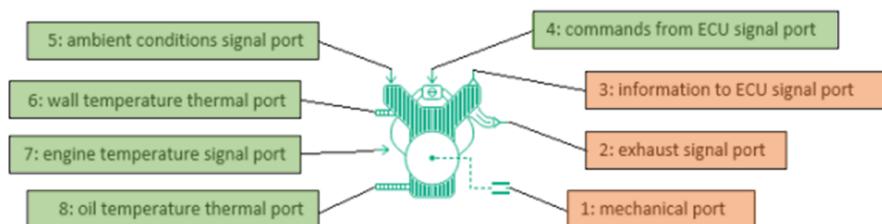


Figura 5.4: Blocco relativo al ICE, libreria IFP-Drive con le sue porte di entrata ed uscita.

mentre le altre quattro sono delle informazioni di temperatura e di condizioni ambientali utilizzate per la correzione dei calcoli. In questo caso, sono state utilizzate condizioni di temperatura e ambientali costanti. Per quanto concerne le uscite, invece, sono state utilizzate solamente quelle corrispondenti alla porta meccanica e alla porta che restituisce le informazioni indietro all'ECU. Non è stata utilizzata la porta che fa riferimento ai gas di scarico in quanto non è stato modellizzato un sistema di aftertreatment.

Grandezza	Valore
$T_{parete}$	90 °C
$T_{ICE}$	90 °C
$T_{olio}$	90 °C
$T_{aria,amb}$	25°C
$\rho_{aria,amb}$	1,226 $\frac{kg}{m^3}$

Tabella 5.1: Tabella con i valori utilizzati per le variabili termiche e ambientali.

D13J	
Cilindrata	12,8 L
n.Cilindri	6
Corsa	158 mmm
Alesaggio	131 mm
Potenza Max	283 kw @ 1800 giri/min
Coppia Max	1928 Nm @1350 giri/min

Tabella 5.2: Tabella con i dati di riferimento del motore termico.

I submodel di ECU e motore termico fanno uso di file contenenti delle mappe per il calcolo delle varie grandezze durante la simulazione, non avendo a disposizione le mappe reali, queste sono state costruite mediante un tool fornito da Amesim, il *DRVICE Table Creator Tool* fig.5.5 utilizzando i parametri del motore termico di riferimento mostrati in tabella 5.2.

Oltre ai parametri del motore, sono stati inseriti anche quelli relativi al combustibile e al tipo di alimentazione dell'aria ovvero, Diesel e Sovralimentazione tramite turbo gruppo.

## 5.2 – Engine

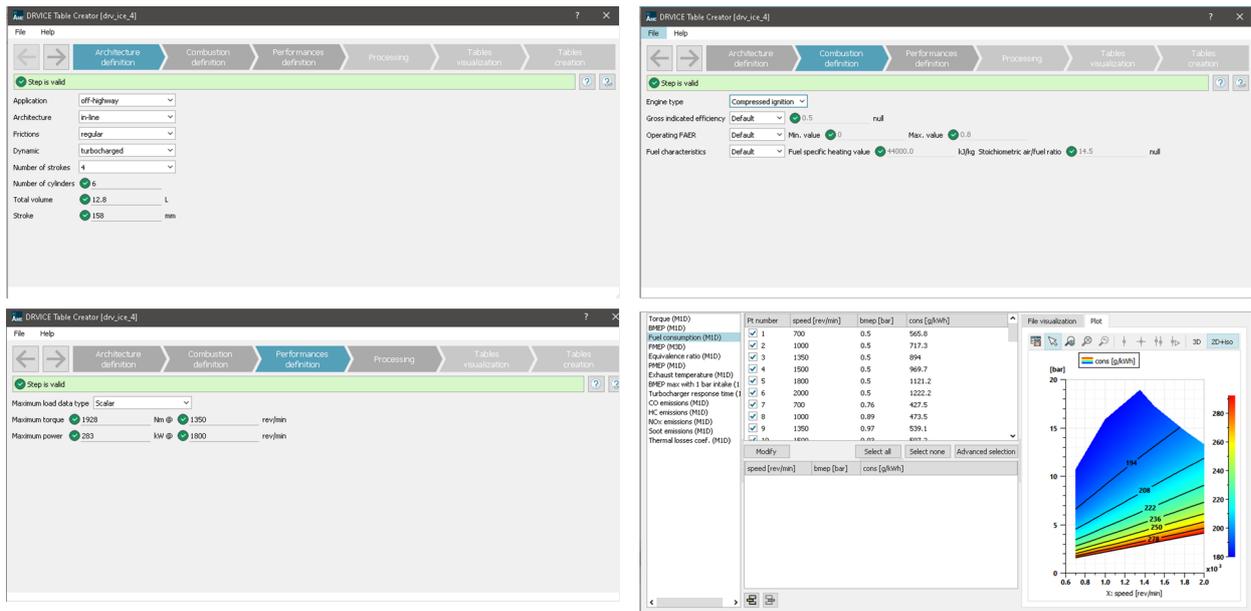


Figura 5.5: Sequenza di creazione delle mappe tramite il DRVICE Creator Tool.

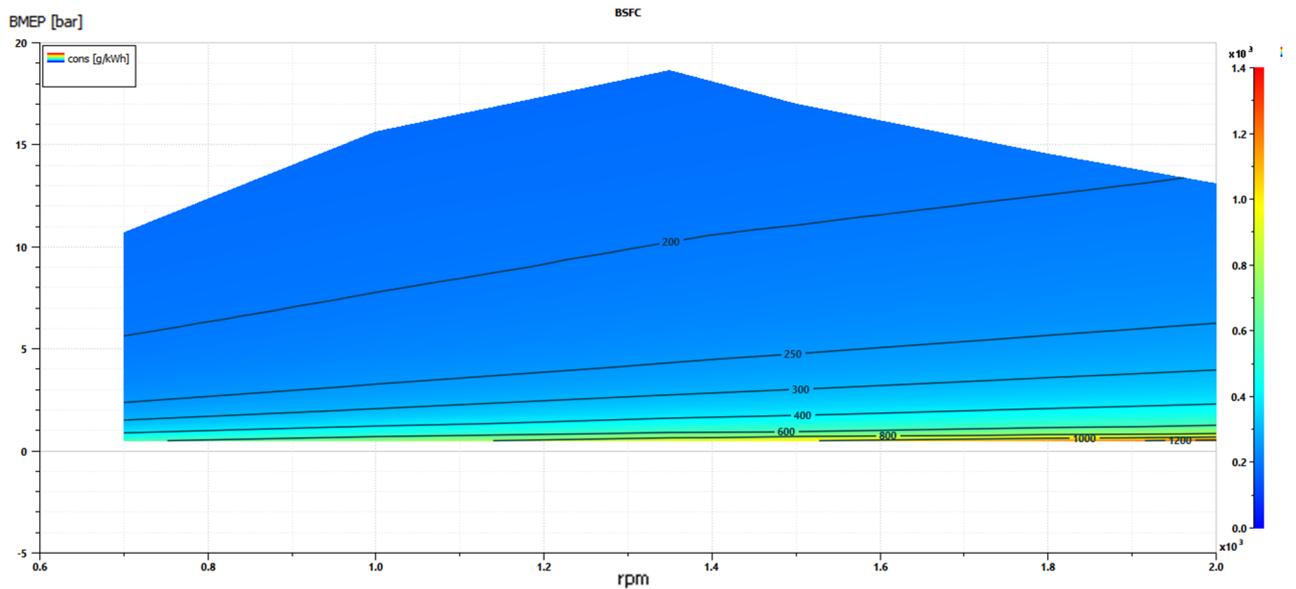


Figura 5.6: Mappa dei consumi del motore ottenuta tramite il tool di creazione di amesim

## 5.3 Sistema idraulico

### 5.3.1 Turret

Il circuito di rotazione della torretta fig.5.7, consiste in una trasmissione idrostatica a circuito chiuso formata da una pompa a cilindrata variabile e un motore idraulico a cilindrata fissa: entrambe le macchine sono a doppio flusso. Nel circuito sono previste poi una serie di camere di accumulo e valvole limitatrici di pressione per fare in modo di evitare pressioni troppo elevate all'interno del circuito. È inoltre presente una pompa secondaria a cilindrata fissa, detta di sovralimentazione che ha lo scopo di rifornire di fluido il ramo a bassa pressione per far fronte alle perdite idrauliche presenti nel circuito.

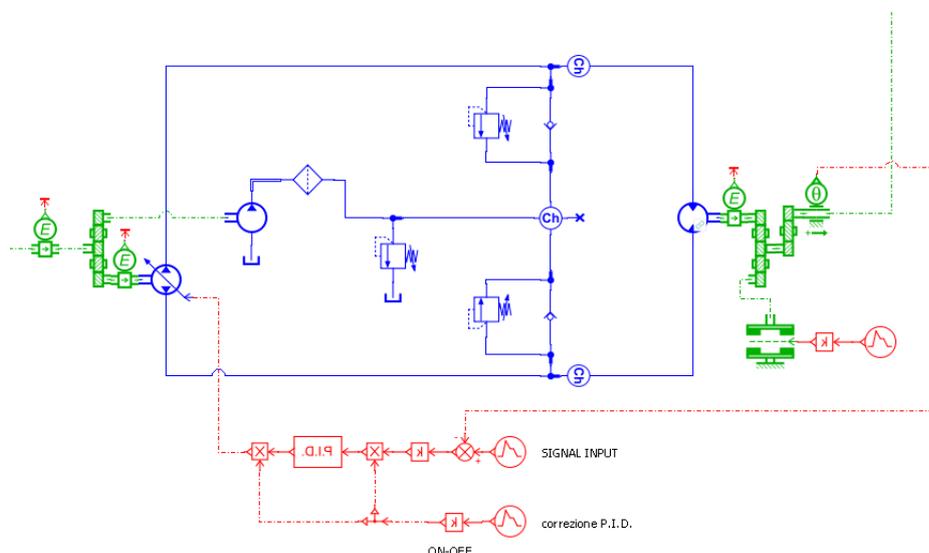


Figura 5.7: Sottosistema che modella il circuito di rotazione della torretta.

La logica di controllo fa uso di un controllore di tipo P.I. che ha lo scopo di ridurre l'errore tra la posizione angolare reale e quella imposta, andando a variare la cilindrata della pompa primaria secondo l'equazione:

$$PID_{output,pompa} = k_p \cdot (\theta_{target}(t) - \theta(t)) + k_i \cdot \int (\theta_{target}(t) - \theta(t)) dt \quad (5.4)$$

Il comando di rotazione target si basa sul ciclo JCMAS visto precedentemente e prevede una rotazione di  $100^\circ$  in 4,8 secondi uno stazionamento di 3 secondi e successivamente una rotazione in senso opposto di  $100^\circ$  in 5 secondi fig.5.8.

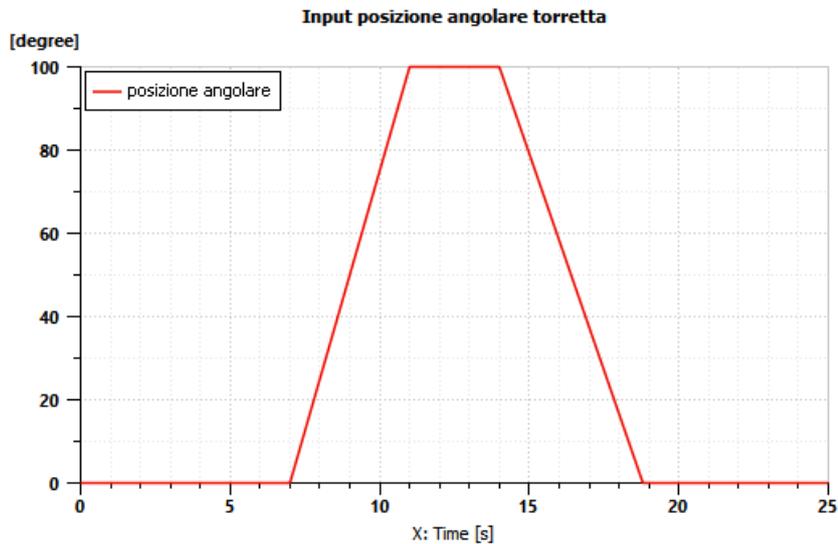
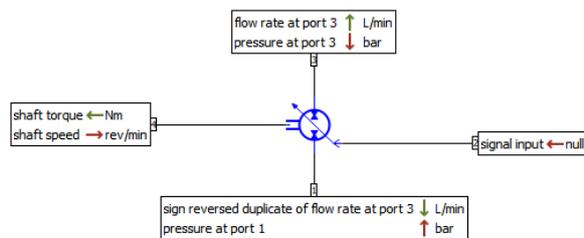


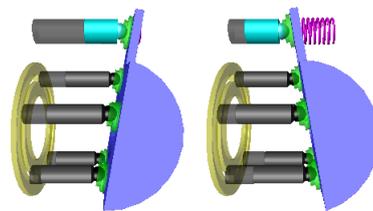
Figura 5.8: Comando di input della torretta

### Pompa primaria

La pompa primaria è una pompa a cilindrata variabile che ha la possibilità di invertire la sua cilindrata, permettendo al fluido di fluire in entrambe le direzioni fig.5.9. Avendo considerato delle efficienze volumetriche meccaniche e idrauliche costanti, la portata di mandata della pompa è una funzione solo della cilindrata istantanea e della velocità di rotazione della pompa che corrisponde anche alla velocità di rotazione del motore termico.



(a) Icona Amesim della pompa a cilindrata variabile con le variabili in ingresso e uscita



(b) Pompa a pistoni assiali a piastra inclinata che permette di invertire la cilindrata in base all'inclinazione della piastra [3]

Figura 5.9

La cilindrata istantanea  $V$  è pari alla cilindrata massima moltiplicata per un coefficiente chiamato *fractional displacement*  $\alpha$  (fattore di modulazione della cilindrata), che varia da -1 a +1 e che indica la percentuale di saturazione della cilindrata in entrambi i versi.

$$V = V_{max} \cdot \alpha \quad (5.5)$$

$$Q_{pompa} = V \cdot \omega_{ICE} \cdot \eta_{vol} \quad (5.6)$$

Per quanto riguarda la coppia invece questa è calcolata come il prodotto tra la cilindrata istantanea e la differenza di pressione tra la mandata e l'aspirazione della pompa:

$$C_{pompa} = \frac{V \cdot (p_{mand} - p_{asp})}{\eta_{hyd} \cdot \eta_{mec}} \quad (5.7)$$

Pompa primaria	
Cilindrata massima	250 cc/rev
Efficienza volumetrica	0.92
Efficienza meccanica-idraulica	0.96

Tabella 5.3: Parametri utilizzati per la pompa primaria della torretta.

### Pompa di sovralimentazione

La pompa di sovralimentazione è una pompa a cilindrata fissa utilizzata per compensare le perdite idrauliche che ci sono nel circuito; il suo compito è quello di rifornire di fluido il ramo a bassa pressione della trasmissione idrostatica a circuito chiuso. In questo caso il calcolo della portata e della coppia sono semplificati in quanto la cilindrata è fissa.

$$Q_{pompa} = V_{fissa} \cdot \omega_{ICE} \cdot \eta_{vol} \quad (5.8)$$

$$C_{pompa} = \frac{V_{fissa} \cdot (p_{mand} - p_{asp})}{\eta_{hyd} \cdot \eta_{mec}} \quad (5.9)$$

Pompa di sovralimentazione	
Cilindrata	15 cc/rev
Velocità di rotazione caratteristica	1000 rev/min

Tabella 5.4: Parametri utilizzati per la pompa di sovralimentazione.

### Motore idraulico

Il motore idraulico è stato modellato come una macchina idraulica a cilindrata fissa.

La portata di questa macchina è definita come:

$$Q_{motoreidraulico} = \frac{V_{fissa} \cdot \omega_{motoreidraulico}}{\eta_{vol}} \quad (5.10)$$

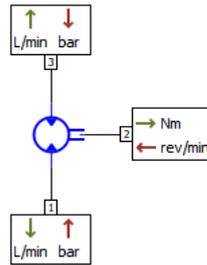


Figura 5.10: Icona Amesim del motore idraulico a cilindrata fissa con le variabili in uscita ed ingresso

Essendo infatti questa macchina idraulica un motore, a causa delle perdite volumetriche la portata reale richiesta all'ingresso è maggiore di quella ideale. Invece, la coppia prodotta è ridotta di una quantità pari al rendimento meccanico e idraulico rispetto alla coppia che idealmente il motore potrebbe sviluppare:

$$C_{motoreidraulico} = V_{fissa} \cdot (p_{amm} - p_{mand}) \cdot \eta_{hyd} \cdot \eta_{mec} \quad (5.11)$$

Di seguito vengono mostrati i parametri utilizzati

Motore idraulico	
Cilindrata	250 cc/rev
Efficienza volumetrica	0.92
Efficienza meccanica-idraulica	0.96

Tabella 5.5: Parametri utilizzati per il motore idraulico della torretta.

### Freno di stazionamento

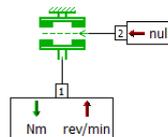


Figura 5.11: Icona Amesim del rotary friction torque generator [3].

Il freno di stazionamento ha il compito di mantenere ferma in posizione la torretta quando questa non deve muoversi. È normalmente attivo e si disattiva solamente quando è necessario far ruotare la torretta. Per simulare il comportamento del freno di stazionamento, è stato utilizzato il blocco *rotary friction torque generator* che emula una coppia di attrito in modo tale da tenere ferma la torretta.

Il comando di disattivazione del freno è stato imposto come un segnale di tipo ON-OFF, tenendo in considerazione la rotazione della torretta in modo che il freno non si attivi se la torretta è ancora in rotazione. Inizialmente è attivo (segnale unitario), non appena la torretta inizia la sua rotazione il segnale passa istantaneamente a 0, una volta che la torretta ha ultimato la rotazione e si è fermata, il segnale del freno passa nuovamente a 1 bloccando del tutto la torretta.

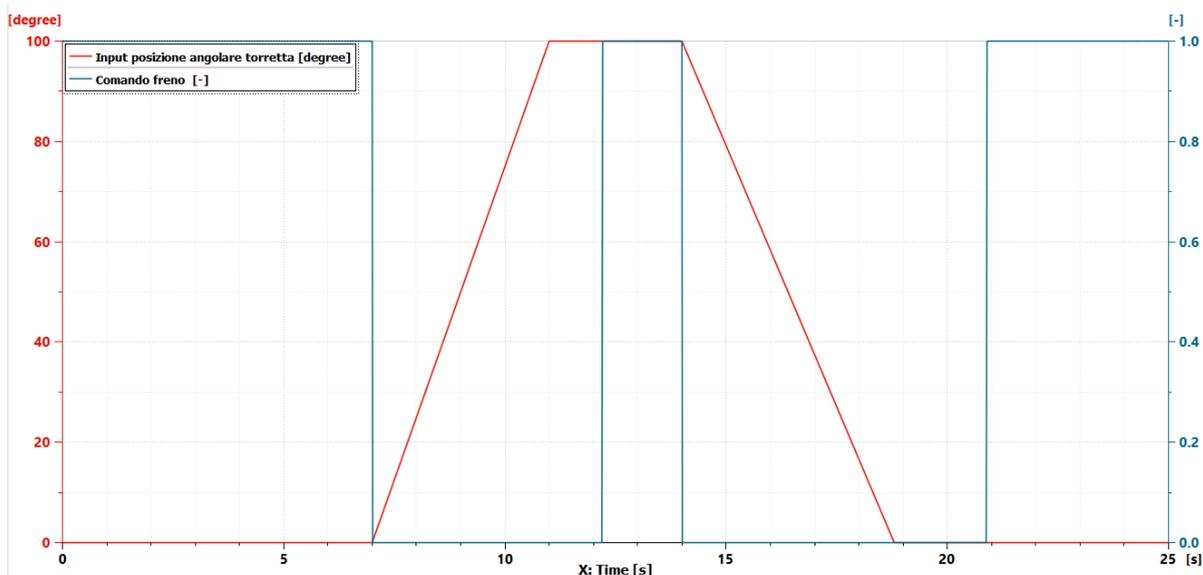


Figura 5.12: Confronto tra il comando di azionamento del freno e il comando di input di rotazione della torretta

Freno di stazionamento	
Coppia di attrito coulombiano(dinamico) massimo	2500 Nm
Soglia di velocità di rotazione	10 rev/min

Tabella 5.6: Parametri utilizzati per il rotary friction torque generator della torretta.

### Valvole limitatrici

Nel circuito della torretta ci sono tre valvole limitatrici che hanno lo scopo di limitare la pressione di monte, in modo tale da proteggere i componenti del circuito da sovrappressioni troppo elevate; due di queste sono a diretto contatto con il circuito esterno della trasmissione idrostatica, la terza invece si trova in mezzo tra la pompa di sovralimentazione e le altre due limitatrici. Si tratta di una valvola normalmente chiusa che si apre quando la caduta di pressione ai capi della valvola supera il valore di taratura imposto che genericamente è dovuto alla forza elastica di una molla di precarico. Aprendosi quando

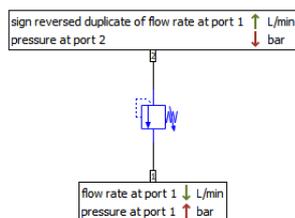


Figura 5.13: Icona Amesim della valvola limitatrice con le variabili in ingresso e uscita

si verifica questa condizione, il fluido passa attraverso e la pressione scende fino al valore imposto dalla valvola.

Valvole limitatrici			
Valvola	1	2	3
Pressione di apertura	360 bar	360 bar	5 bar
Flow rate pressure gradient	20 L/min/bar	20 L/min/bar	20 L/min/bar

Tabella 5.7: Parametri utilizzati nelle limitatrici del circuito della torretta.

### 5.3.2 Boom

Il *Boom* è una delle tre parti in cui è diviso il braccio di scavo, in particolare si tratta della parte più pesante che è direttamente collegata alla torretta. Vista la sua massa, sono stati utilizzati due attuatori lineari posti in parallelo per la movimentazione di questa parte fig.5.14. I due attuatori sono azionati in modo tale da seguire lo stesso input derivante dal ciclo JCMAS. Per fare ciò è stato implementato un controllore di tipo P.I. che cerca di ridurre l'errore tra la posizione relativa dell'attuatore lineare reale e quella targhet andando ad agire sull'apertura e la chiusura del distributore della valvola direzionale load sensing che gestisce la portata di entrambi gli attuatori.

$$PID_{output,boom} = k_p \cdot (x_{target}(t) - x(t)) + k_i \cdot \int (x_{target}(t) - x(t)) dt \quad (5.12)$$

#### Gruppo di alimentazione

Il gruppo di alimentazione è costituito da una pompa a cilindrata variabile, collegata direttamente al motore termico da cui riceve la coppia. La gestione della cilindrata della pompa avviene mediante un controllo di tipo load sensing sfruttando il segnale LS proveniente dalla valvola direzionale e un controllo di pressione. In questo modo, ci si assicura che la portata erogata dalla pompa sia regolata in modo da mantenere una differenza di pressione costante attraverso la valvola direzionale. Il compensatore di pressione, invece fa in modo che non si superi un certo valore di pressione massima, all'interno del circuito

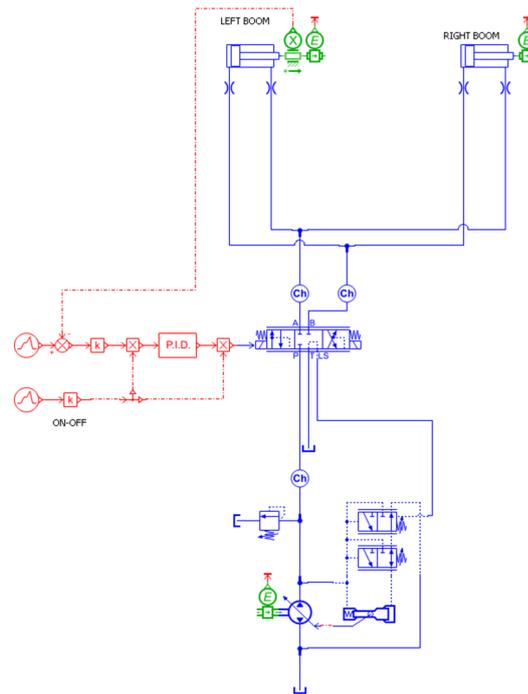


Figura 5.14: Sottosistema che modella il circuito idraulico dei due attuatori lineari del Boom.

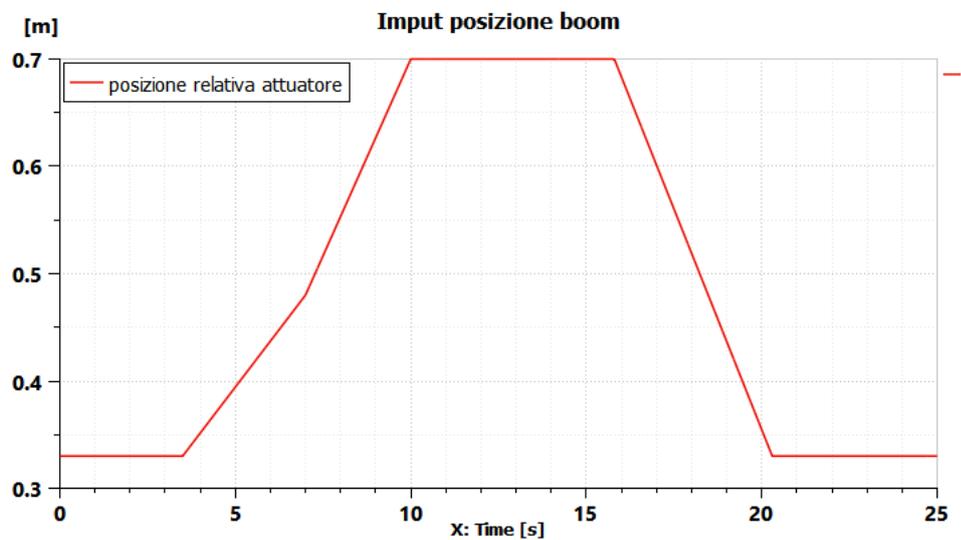


Figura 5.15: Comando di input del Boom

idraulico. Questo tipo di controllo agisce su di un attuttore che va a modificare l'inclinazione della piastra della pompa a cilindrata variabile, legando lo spostamento del pistone

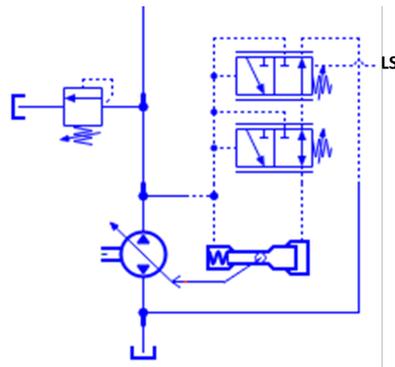


Figura 5.16: Gruppo di alimentazione del circuito del Boom

$x_{pistone}$  e il *fractional displacement*  $\alpha$  o  $f_{disp}$  secondo una legge di tipo lineare 5.17.

$$\alpha = x_{pistone} \quad (5.13)$$

da cui:

$$V = V_{max} \cdot \alpha = x_{pistone} \cdot V_{max} \quad (5.14)$$

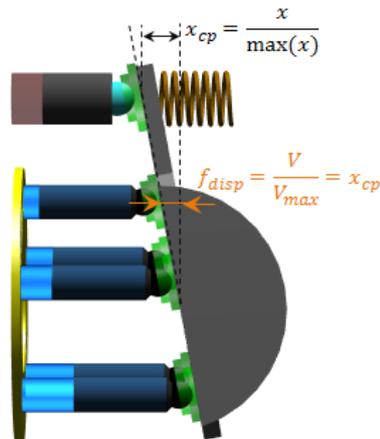


Figura 5.17: Pompa a pistoni assiali, si nota la dipendenza tra spostamento del pistone e cilindrata della pompa [3].

Le equazioni che governano la pompa sono le stesse viste nel caso del circuito di rotazione della torretta; cambiano però i parametri utilizzati.

Infine è presente una valvola limitatrice sul circuito di mandata della pompa che è modellata allo stesso modo visto nel circuito di rotazione della torretta, ma con parametri diversi.

<b>Pompa Boom</b>	
Cilindrata massima	120cc/rev
Efficienza volumetrica	0.92
Efficienza meccanica-idraulica	0.96

Tabella 5.8: Parametri utilizzati per la pompa del circuito idraulico del boom.

<b>Load sensing spool</b>		<b>Pressure compensator</b>	
$\Delta p$ di controllo	15 bar	Pressione di controllo massima	350 bar
$\Delta p$ pilota di LS per apertura max	2 bar	$\Delta p$ pilota di PC per apertura max	1 bar

Tabella 5.9: Parametri utilizzati per le valvole LS e PC di controllo della pompa del Boom.

<b>Valvola limitatrice circuito Boom</b>	
Pressione di apertura	400 bar
Flow rate pressure gradient	50 L/min/bar

Tabella 5.10: Parametri utilizzati nella limitatrici del circuito del Boom.

## Valvola direzionale

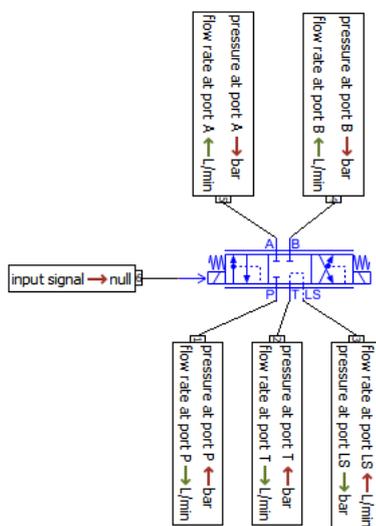


Figura 5.18: Icona Amesim della valvola direzionale utilizzata con le variabili in entrata ed uscita [3].

Le valvole di controllo della direzione hanno lo scopo di definire delle logiche di connessione tra diversi condotti in modo tale da indirizzare opportunamente il fluido di lavoro all'interno di un impianto oleodinamico.

Il blocco utilizzato è un modello funzionale di una valvola idraulica direzionale proporzionale con una porta di load sensing. La porta di load sensing fornisce un segnale di pressione che può essere utilizzato per controllare attuatori idraulici o come in questo caso dei sistemi load sensing. Il modello calcola le portate attraverso le porte P, T, B ed A a partire dalla conoscenza di:

- Fattore di modulazione del distributore
- Pressione di input nelle corrispettive porte
- Portata attraverso la porta LS

Inoltre questo modello calcola anche la pressione di output della porta LS, mediante la conoscenza della posizione di apertura del distributore e delle pressioni di input delle porte A, B e T.

La posizione di apertura del distributore espressa in termini di fattore di modulazione  $x$  è calcolata a partire dal segnale in input alla porta 6 che proviene dal controllore P.I.D., questo segnale di input viene corretto e normalizzato in modo tale che il fattore di modulazione della valvola sia compreso tra -1 e +1.

La portata attraverso ciascuna porta invece è calcolata utilizzando un modello di *flusso attraverso un orifizio*. L'area istantanea viene calcolata come l'area massima di passaggio

moltiplicata per il fattore di modulazione  $x$ .

$$A(t) = x(t) \cdot A_{max} \quad (5.15)$$

La portata volumetrica viene calcolata come flusso attraverso un ugello con la differenza che in aggiunta vi è un termine correttivo che ha lo scopo di convertire la portata da una densità di riferimento alla densità corretta del modello:

$$Q = C_e \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad (5.16)$$

dove:

- $Q$  è la portata volumetrica
- $C_e$  è il coefficiente di efflusso
- $A$  è la sezione di passaggio
- $\Delta p$  è la differenza di pressione
- $\rho$  è la densità del modello
- $\rho_0$  è la densità di riferimento

Il coefficiente di efflusso  $C_e$  se costante potrebbe dare problemi a livello numerico oltre che essere fisicamente poco realistico; per risolvere questo problema Amesim utilizza un coefficiente di efflusso variabile in base al numero di flusso attuale  $\lambda$ :

$$c_q = c_{q_{max}} \cdot \tanh\left(\frac{2\lambda}{\lambda_{crit}}\right) \quad (5.17)$$

dove il numero di efflusso  $\lambda$  che è un indice del tipo del regime di moto del flusso (laminare o turbolento) è definito come:

$$\lambda = \frac{Dh}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad (5.18)$$

dove  $Dh$  è il diametro idraulico dell'orifizio:

$$Dh = \frac{4 \cdot \text{Area sezione trasversale}}{\text{Perimetro bagnato}} \quad (5.19)$$

I parametri utilizzati per la valvola direzionale del circuito di attuazione del boom sono i seguenti:

Valvola direzionale Boom	
Segnale di corrente nominale	1 mA
Frequenza naturale	100 Hz
Portata caratteristica ad apertura max	230 L/min
Differenza di pressione corrispondente	15 bar
Numero di efflusso critico (laminare/turbolento)	1000

Tabella 5.11: Parametri utilizzati per la valvola direzionale del circuito idraulico del boom.

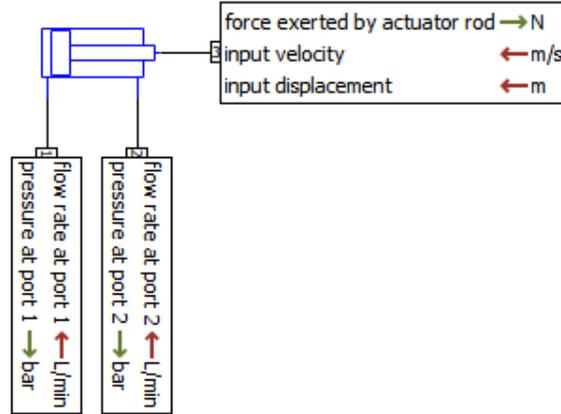


Figura 5.19: Icona Amesim dell'attuatore lineare con le variabili in ingresso ed uscita [3]

### Attuatori linari

Gli attuatori lineari sono componenti oleodinamici che sono in grado di trasformare una potenza idraulica in una potenza meccanica con lo scopo di movimentare dispositivi e spostare oggetti o componenti meccanici.

Il circuito di attuazione del boom fa uso di due attuatori lineari uguali che lavorano in parallelo svolgendo quindi lo stesso ciclo di lavoro.

Si tratta di due attuatori lineari a doppia camera con singolo stelo, la forza esercitata dallo stelo viene calcolata attraverso un equilibrio di forze:

$$F_{stelo} = p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 + F_{attrito} \quad (5.20)$$

Dove le aree su cui insiste il fluido sono:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot diam_{pistone}^2}{4} ; \quad A_2 = \frac{\pi \cdot (diam_{pistone}^2 - diam_{stelo}^2)}{4} \quad (5.21)$$

e la forza di attrito vale:

$$F_{attrito} = C_{attrito} \cdot v \quad (5.22)$$

La portata di perdita dovuta a fughe di fluido invece è calcolata moltiplicando il  $\Delta p$  per un coefficiente di perdita.

$$Q_{leak} = (p_1 - p_2) \cdot C_{leak} \quad (5.23)$$

Definition of the parameters (piston represented for  $x_{act} = \text{stroke}$  [mm])

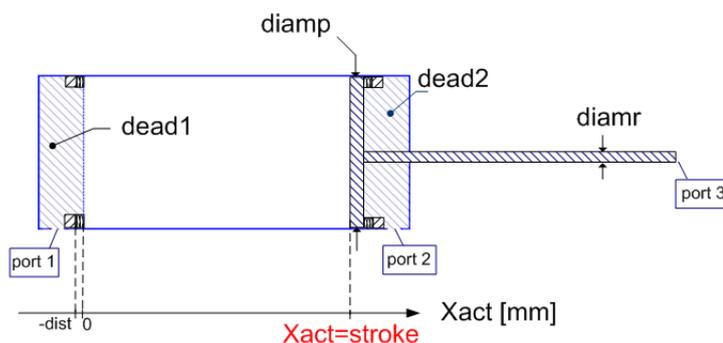


Figura 5.20: Sezione di un attuatore con evidenziati i vari parametri [3]

Il volume di fluido all'interno delle due camere vale:

$$V_1 = A_1 \cdot x_{act} + V_{dead,1} \quad ; \quad V_2 = A_2 \cdot (\text{stroke} - x_{act}) + V_{dead,2} \quad (5.24)$$

quindi la portata di afflusso nelle camere equivale a:

$$Q_{in,1} = Q_1 - Q_{leak} - v \cdot A_1 \quad ; \quad Q_{in,2} = Q_2 - Q_{leak} - v \cdot A_2 \quad (5.25)$$

<b>Attuatori lineari Boom</b>	
Diametro pistone	160 mm
Diametro stelo	100 mm
Corsa	1,53 m
Volume morto porta 1	50 $cm^3$
Volume morto porta 2	50 $cm^3$
Coefficiente di attrito viscoso	1e+06 N/(m/s)
Coefficiente di perdita	0.01 L/min/bar
Rigidità molla al finecorsa	1e+06 N/mm
Coefficiente di smorzamento al finecorsa	9e+06 N/(m/s)

Tabella 5.12: Parametri utilizzati per i due attuatori lineari del circuito idraulico del boom.

Il coefficiente di attrito viscoso in questo caso ha anche lo scopo di generare un carico resistivo atto a simulare una attività di scavo più o meno intensa in base al valore scelto.

### Strozzatori

Lo strozzatore è un componente a due bocche attraversato da una certa portata: si tratta di un componente conservativo in termini di portata, ma non conservativo in termini di potenza, in quanto è sede di una caduta di pressione. Il deflusso attraverso uno strozzatore

può essere di tipo laminare o turbolento ed in base a ciò cambia la formulazione che lega la portata alla caduta di pressione. Amesim esegue il calcolo della portata attraverso lo strozzatore, allo stesso modo con cui calcola la portata attraverso le porte delle valvole direzionali. Le formule sono esattamente le stesse viste prima con la differenza che in questo caso la sezione di passaggio è fissa.

$$Dh = \frac{4 \cdot \text{Area sezione trasversale}}{\text{Perimetro bagnato}} \quad (5.26)$$

$$\lambda = \frac{Dh}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad (5.27)$$

$$cq = cq_{max} \cdot \tanh\left(\frac{2\lambda}{\lambda_{crit}}\right) \quad (5.28)$$

$$Q = C_e \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad (5.29)$$

Il submodel può utilizzare diversi tipi di metodi per definire l'orifizio, quello utilizzato è denominato  $C_q$ . Con questo metodo viene selezionato il tipo di geometria della sezione di passaggio e vengono definiti come parametri il valore massimo del coefficiente di efflusso e i dati geometrici dell'orifizio.

Strozzatori circuito Boom	
numero di orifici in parallelo	1
Metodo di definizione	$C_q$
Coefficiente di efflusso massimo	0.7
Numero di efflusso critico(laminare/turbolento)	1000
Tipo di sezione	circolare
Diametro	20 mm

Tabella 5.13: Parametri utilizzati per i due strozzatori del circuito idraulico del boom.

### 5.3.3 Arm-Bucket

Il braccio di scavo come visto è essenzialmente diviso in tre parti. La prima, il boom, è gestita da un circuito idraulico a sé stante, le altre due invece (Arm e Bucket) sono gestite dallo stesso circuito idraulico. Anche in questo caso come nel caso del circuito del Boom si hanno due attuatori lineari gestiti da una singola pompa, però in questo caso, i due attuatori devono svolgere cicli di lavoro diversi, quindi ci saranno due comandi di input diversi fig.5.22. Il controllo è sempre un controllo in retroazione sull'errore di posizione relativo all'attuatore; nel caso dell'Arm si ha un controllore di tipo P.I., mentre nel caso del Bucket il controllore è un P.I.D. completo:

$$PID_{arm} = k_p \cdot (x_{target}(t) - x(t)) + k_i \cdot \int (x_{target}(t) - x(t)) dt \quad (5.30)$$

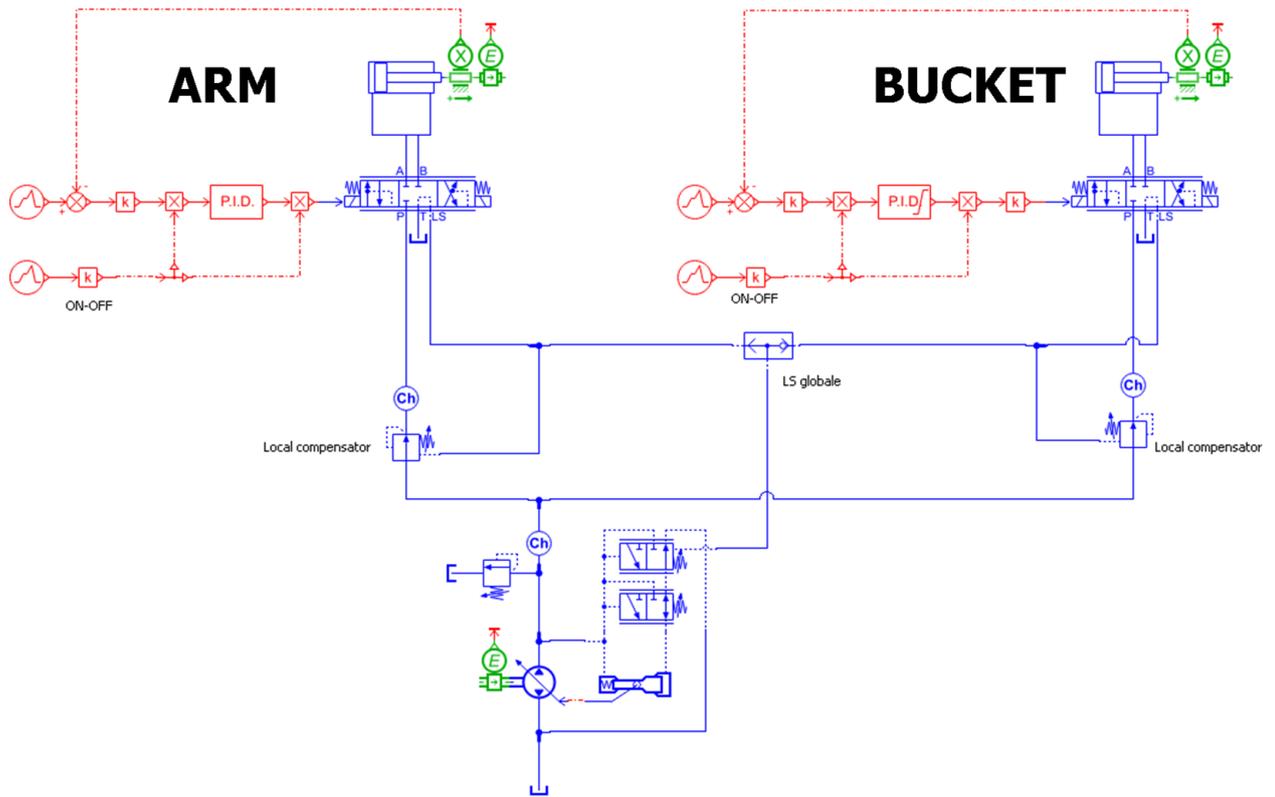


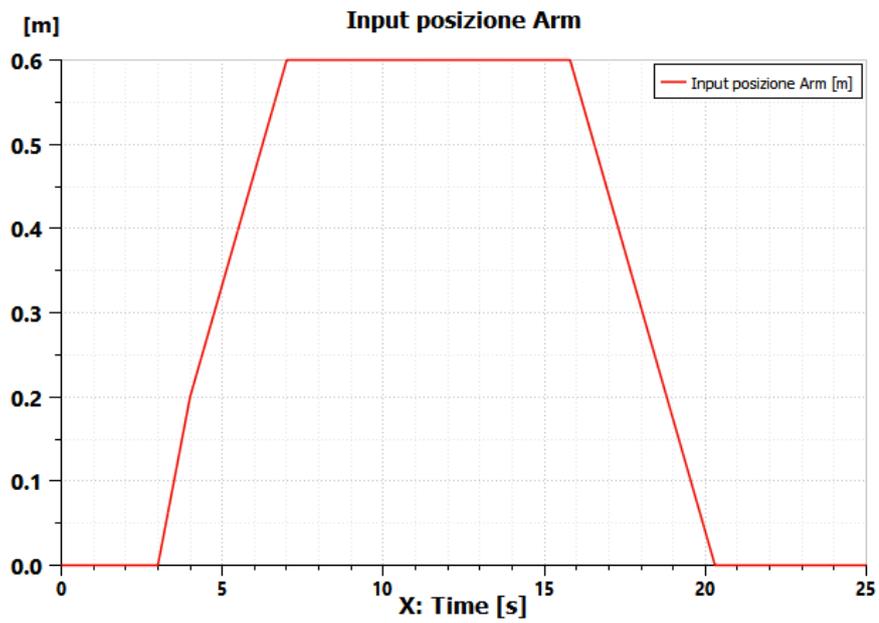
Figura 5.21: Sottosistema che gestisce l'attuazione di Arm e Bucket

$$PID_{bucket} = k_p \cdot (x_{target}(t) - x(t)) + k_i \cdot \int (x_{target}(t) - x(t)) dt + k_d \cdot \frac{d(x_{target}(t) - x(t))}{dt} \quad (5.31)$$

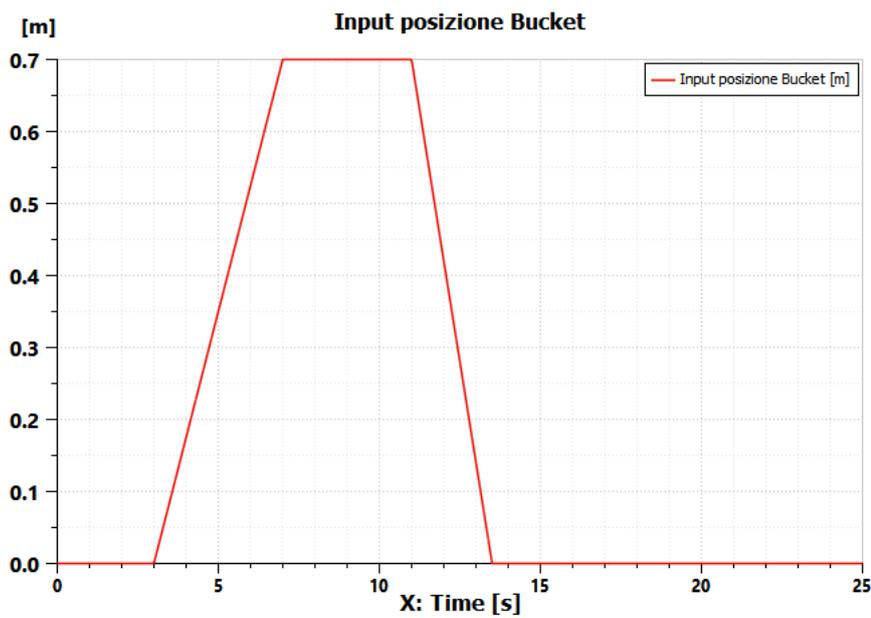
### Gruppo di alimentazione

Il gruppo di alimentazione di questo sottosistema è formato da una pompa a cilindrata variabile regolata tramite un controllo di tipo load sensing come nel caso del Boom. A differenza del precedente circuito il segnale che regola la cilindrata della pompa è un segnale di load sensing globale fig. 5.23. Infatti dovendo controllare in velocità due utenze diverse è necessario ricorrere a una valvola selettiva (posta in alto al centro) che svolge la funzione logica *OR*. Questa valvola è in grado di discriminare il segnale di LS più elevato e inviarlo al circuito che gestisce la cilindrata della pompa, in questo modo; si garantisce che l'utenza più carica possa essere movimentata.

Sono poi presenti due *compensatori locali* di pressione, ognuno dei quali è disposto a monte del rispettivo distributore direzionale di comando (sistema load sensing pre-compensato sez. 4.2.4). Lo scopo di questi due compensatori è quello di generare una caduta di pressione in modo tale da ricreare un salto di pressione costante ai capi del distributore quando, una delle utenze è meno caricata, mentre nell'altra utenza, quella più caricata, il compensatore si comporterà come una valvola aperta non in regolazione.



(a)



(b)

Figura 5.22: Comandi di input: a) Arm, b) Bucket

Ogni utenza può quindi essere controllata in qualsiasi condizione, potendo essere servita con la portata richiesta indipendentemente dal carico che grava sui due attuatori.

La valvola selettiva fig. 5.24 è modellata come una valvola ideale, che preleva il segnale

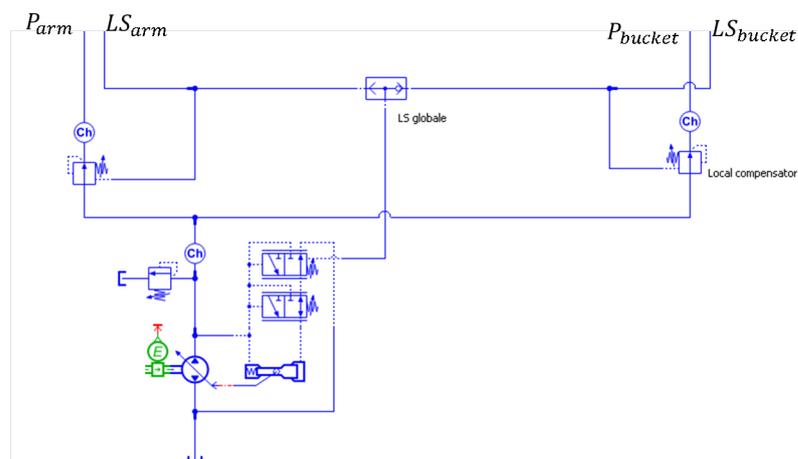


Figura 5.23: Gruppo di alimentazione del circuito idraulico relativo ad Arm-Bucket con i collegamenti idraulici che gestiscono il segnale di load sensing globale.

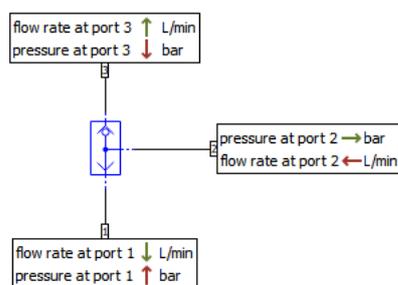


Figura 5.24: Icona Amesim della valvola selettiva con le variabili in ingresso ed uscita

di pressione più alto tra quelli in ingresso alle porte 1 e 3 e lo manda in uscita dalla porta 2.

$$p_2 = \max(p_1, p_3) \quad (5.32)$$

I restanti componenti del gruppo di alimentazione sono gli stessi descritti nel circuito idraulico che gestisce il Boom, e sono governati dalle stesse equazioni; i parametri utilizzati sono invece i seguenti:

<b>Pompa Arm-Bucket</b>	
Cilindrata massima	250cc/rev
Efficienza volumetrica	0.92
Efficienza meccanica-idraulica	0.96

Tabella 5.14: Parametri utilizzati per la pompa del circuito idraulico Arm-Bucket.

Load sensing spool		Pressure compensator	
$\Delta p$ di controllo	15 bar	Pressione di controllo massima	350 bar
$\Delta p$ pilota di LS per apertura max	2 bar	$\Delta p$ pilota di PC per apertura max	1 bar

Tabella 5.15: Parametri utilizzati per le valvole LS e PC di controllo della pompa del circuito Arm-Bucket.

Valvola limitatrice circuito Arm-Bucket	
Pressione di apertura	400 bar
Flow rate pressure gradient	50 L/min/bar

Tabella 5.16: Parametri utilizzati nella limitatrici del circuito Arm-Bucket.

Compensatori locali circuito Arm-Bucket	
Pressione minima	10 bar
Pressione addizionale per chiusura massima	1 bar
Portata caratteristica ad apertura massima	500 L/min
Caduta di pressione corrispondente	5 bar
Numero di flusso critico (laminare/turbolento)	1000

Tabella 5.17: Parametri utilizzati nella limitatrici del circuito Arm-Bucket.

### Valvole direzionali

I due attuatori lineari sono comandati rispettivamente da due valvole direzionali proporzionali con segnale di load sensing indipendenti. Le valvole utilizzate sono le stesse del circuito di attuazione del Boom, così come il submodel che utilizza le stesse equazioni per i calcoli, tuttavia, hanno delle caratteristiche di efflusso leggermente diverse:

Valvola direzionale	Arm	Bucket
Segnale di corrente nominale	1 mA	1 mA
Frequenza naturale	100 Hz	100 Hz
Portata caratteristica ad apertura max	250 L/min	220 bar
Differenza di pressione corrispondente	15 bar	15 bar
Numero di efflusso critico (laminare/turbolento)	1000	1000

Tabella 5.18: Parametri utilizzati per le due valvole direzionali del circuito Arm-Bucket.

### Attuatori lineari

Le due utenze finali del circuito sono due attuatori a doppia camera e a singolo stelo, anche questi utilizzano lo stesso submodel del circuito idraulico di attuazione del Boom.

Attuatore lineare	Arm	Bucket
Diametro pistone	175 mm	145 mm
Diametro stelo	100	90 mm
Corsa	1,7 m	1,3 m
Volume morto porta 1	1000 $cm^3$	1000 $cm^3$
Volume morto porta 2	1000 $cm^3$	1000 $cm^3$
Coefficiente di attrito viscoso	1e+06 N/(m/s)	1e+06 N/(m/s)
Coefficiente di perdita	0.01 L/min/bar	0.01 L/min/bar
Rigidità molla al finecorsa	100000 N/mm	100000 N/mm
Coefficiente di smorzamento al finecorsa	100000 N/(m/s)	100000 N/(m/s)

Tabella 5.19: Parametri utilizzati per le due valvole direzionali del circuito Arm-Bucket.

## 5.4 Multybody

La cinetica e la dinamica dell'escavatore è stata modellata mediante la libreria 3D Mechanical che permette di simulare il comportamento di sistemi *multi-body* nello spazio 3D. Questa libreria permette la definizione di corpi rigidi o flessibili e connessioni funzionali come giunzioni o cerniere oltre che di attuatori.

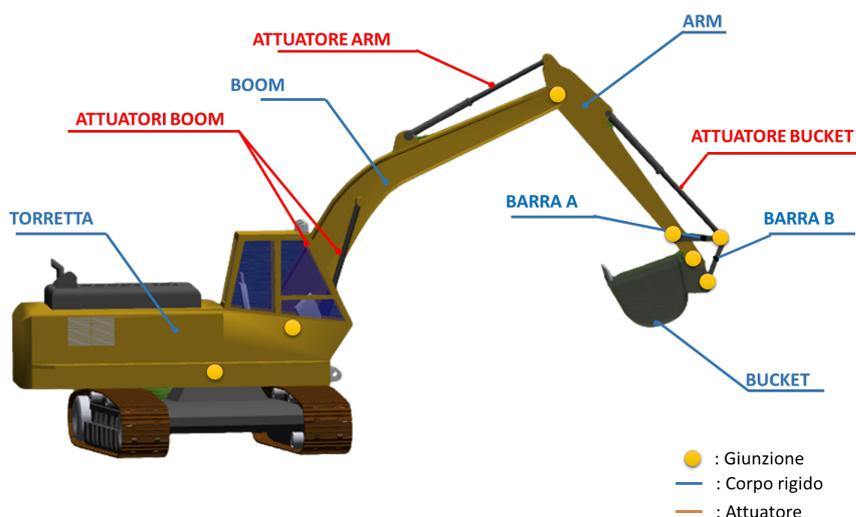


Figura 5.25: Render 3D del modello CAD di escavatore con evidenziate le parti che sono state modellate mediante la libreria 3D Mechanical [3].

In figura B.1 vengono esplicitati i componenti che sono stati definiti nel modello:

- 6 corpi rigidi:(Torretta, Boom, Arm, Bucket, Barra A, Barra B)
- 4 attuatori:(Attuatore Boom x2, Attuatore Arm, Attuatore Bucket)
- 7 giunzioni: (Giunti di rivoluzione x6 , Giunto anulare)

Un sistema di questo tipo è formato da quattro gradi di libertà che sono la rotazione della torretta e gli spostamenti lineari di boom arm e bucket (vedi appendice B).

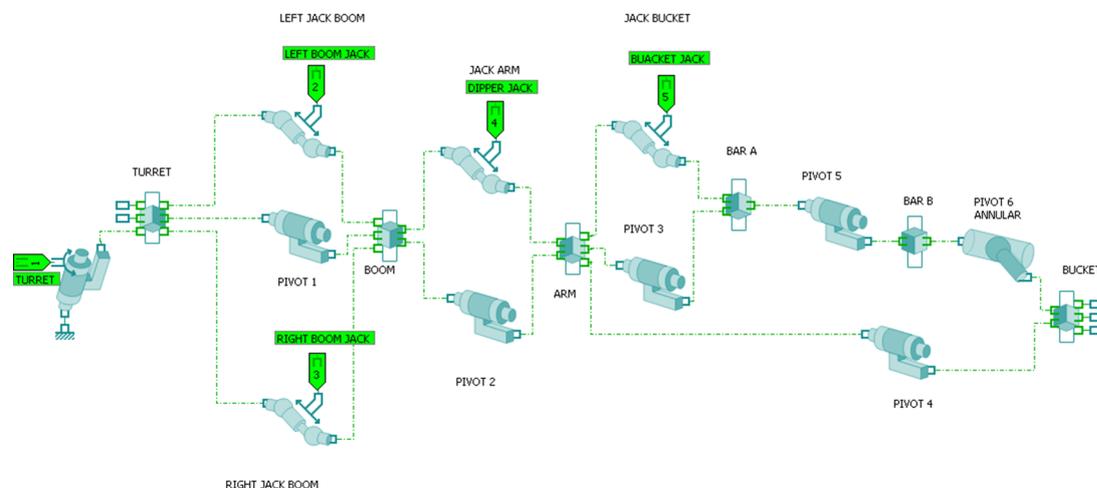


Figura 5.26: Sottosistema con i blocchi della libreria 3D Mechanical che modella la parte del multi-body.

Il comportamento di ogni corpo è stato definito in modo completo introducendo i parametri relativi a:

- Massa del corpo
- Momenti di inerzia
- Posizione del centro di gravità
- Posizione delle giunzioni

Le Masse dei corpi rigidi e i parametri inerziali sono stati definiti basandosi sull'escavatore di riferimento

Corpo	Torretta	Boom	Arm	Bucket	Barra A	Barra B
Massa	30000 kg	3355 kg	2300 kg	1574 kg	100 kg	100 kg

Tabella 5.20: Masse dei corpi rigidi che compongono il modello.

La parametrizzazione della posizione esatta dei corpi, delle porte e dei centri di gravità non avendo a disposizione un file CAD dell'escavatore reale, è stata possibile solamente facendo riferimento a un file Amesim demo.

Le giunzioni sono state modellate come ideali e prive di massa; le uniche forze in gioco sono quelle provenienti dal sistema idraulico attraverso gli attuatori verso i corpi rigidi. Inoltre non è stato definito un modello di interazione con il terreno, che tuttavia, non

avrebbe portato notevoli modifiche ai risultati(in quanto la maggior parte dell'assorbimento di potenza è da imputare alla movimentazione del braccio e alla rotazione della torretta e non tanto all'operazione di scavo).

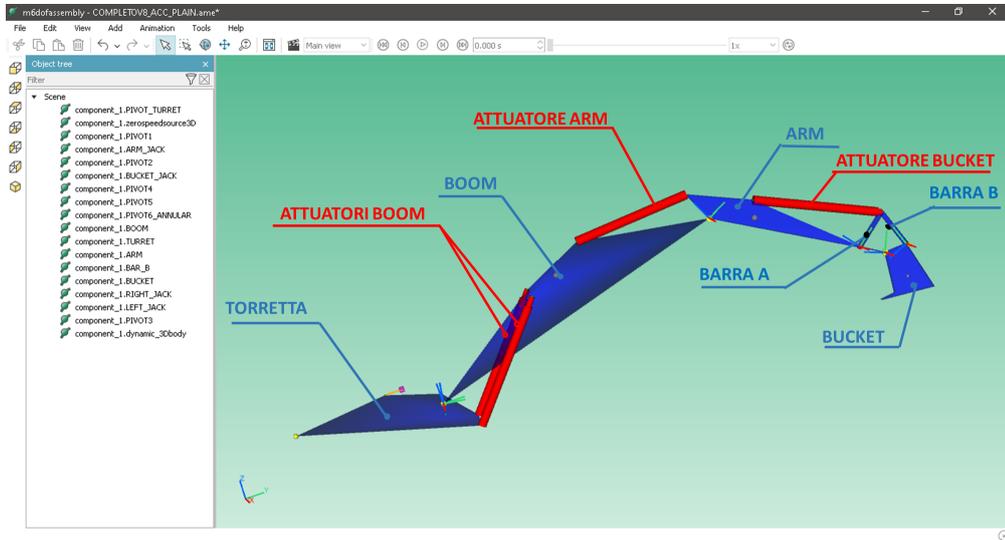


Figura 5.27: Rendering del modello in 3D una volta ultimata la parametrizzazione.

## Capitolo 6

# Risultati simulazione

In questo capitolo verranno mostrati i risultati ottenuti dalla simulazione del ciclo di lavoro in particolare relativi ai componenti del circuito idraulico al motore termico e alle attuazioni.

### 6.1 Circuito idraulico

La simulazione prevede un ciclo di lavoro di scavo e scarico che dura 25s comprensivi di una fase iniziale e finale di stazionamento al minimo in cui non vi sono attuazioni attive.

In figura 6.1 si può osservare il rendering 3D di cinque posizioni rilevanti del ciclo di lavoro dell'escavatore.

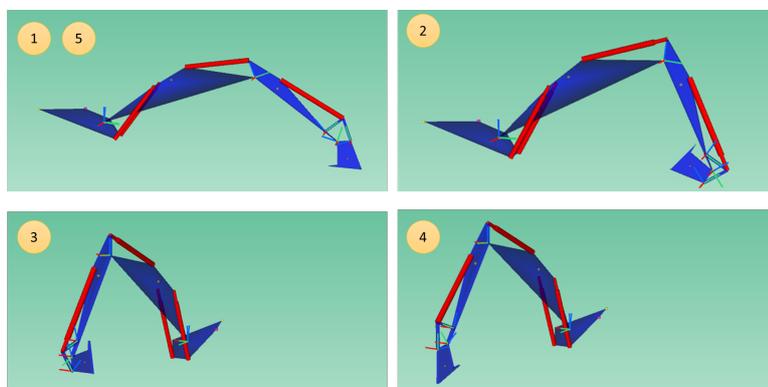


Figura 6.1: Rendering 3D di: posizione iniziale, fine sollevamento braccio, rotazione completa torretta, scarico materiale, posizione finale.

In fig. 6.2 si possono osservare invece gli spostamenti reali degli attuatori lineari e la rotazione della torretta in funzione del tempo. Nella stessa figura in basso sono mostrate delle barre che indicano quando il corrispettivo attuttore è attivo e se si trova nella fase di

comando di fuoriuscita (barra piena) o di rientro (barra tratteggiata). Sono stati indicati anche dei numeri da 1 a 5 che fanno riferimento alle posizioni di lavoro viste nella figura precedente.

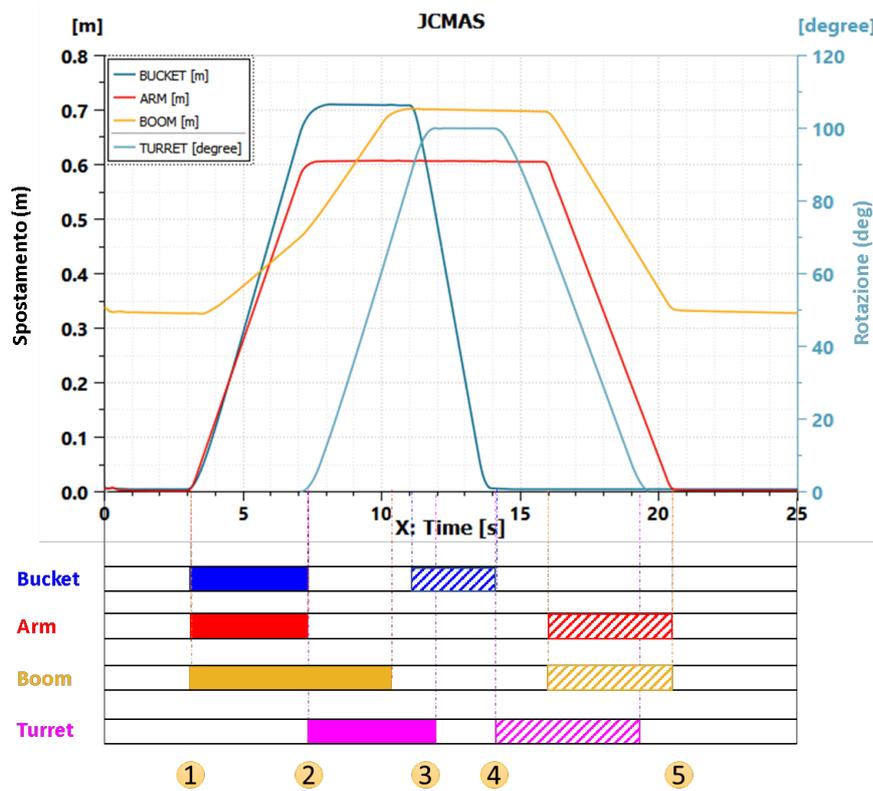


Figura 6.2: Valori reali di spostamento degli attuatori e rotazione della torretta durante il ciclo

Dall'osservazione della figura, è evidente che nella fase iniziale del ciclo, compresa tra i 5s e gli 8s, durante la quale avviene il sollevamento del braccio e l'inizio della rotazione, tutte le attuazioni sono contemporaneamente attive. Nonostante questa situazione sia particolarmente gravosa in termini di carico, le pompe idrauliche sono in grado di fornire la portata necessaria e gli attuatori possono essere controllati in modo preciso e veloce, seguendo correttamente i comandi di input.

Nella figura 6.3 invece viene mostrato il confronto tra la posizione richiesta dal ciclo JCMAS di input e la posizione reale degli attuatori (per quanto riguarda l'attuazione del Boom è stato preso in considerazione solamente uno dei due attuatori, quello di sinistra, tuttavia, essendo collegati in parallelo, i due segnali di posizione provenienti dai trasduttori sono del tutto coincidenti).

Quello che si denota è una corrispondenza ottimale tra la posizione desiderata e quella reale, che sta a indicare come il sistema riesca a soddisfare la richiesta per tutta la durata

del ciclo di lavoro. Entrando più nello specifico durante l'intera simulazione l'errore di posizione massimo misurato varia dal 3% al 14% in base all'attuazione:

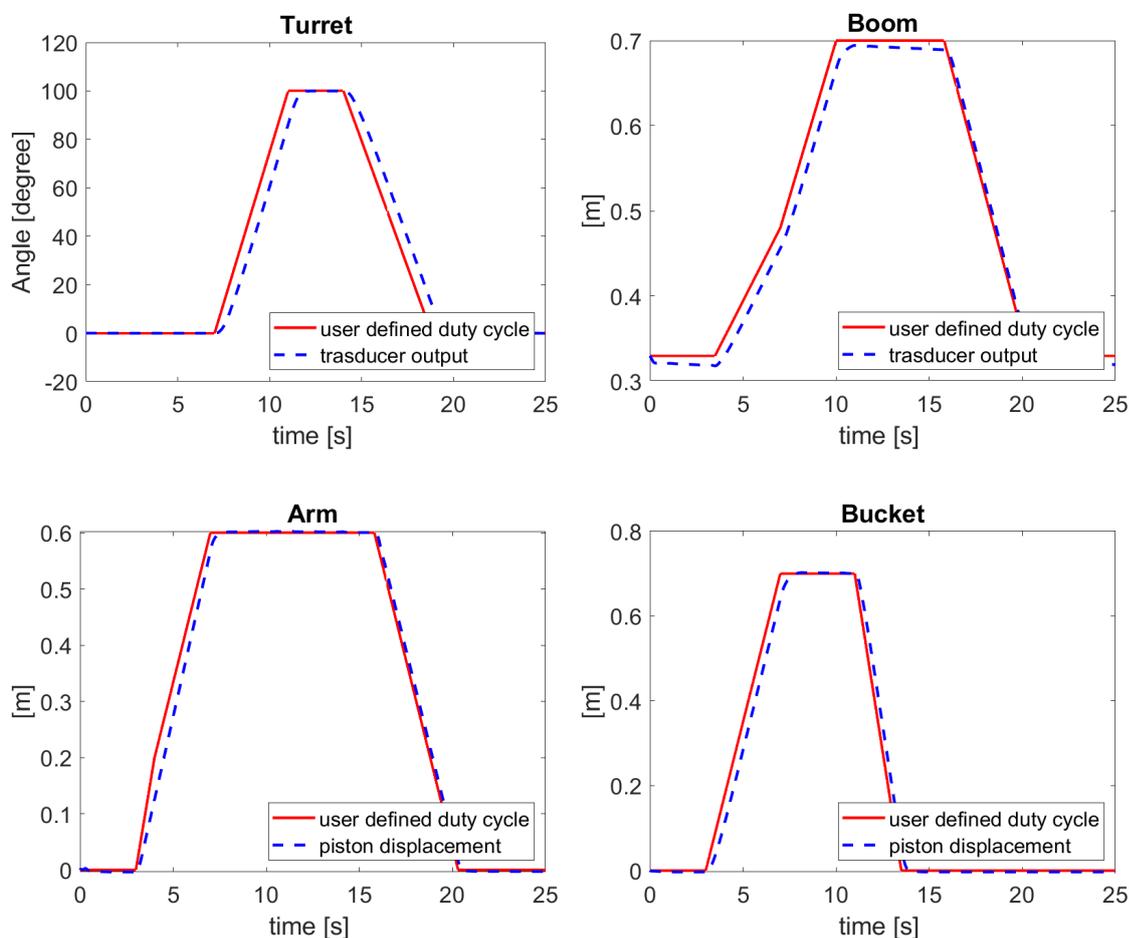


Figura 6.3: Confronto tra il comando di input e il segnale di posizione dei trasduttori posti sugli attuatori.

Attuazione	Turret	Boom	Arm	Bucket
Errore di posizione massimo	14°	0,026 m	0,07 m	0,07m
Errore percentuale	14%	3,7%	11,6%	10%

Tabella 6.1: Errori di posizione massimi misurati durante la simulazione nelle rispettive attuazioni.

Guardando poi i grafici relativi al fattore di modulazione della cilindrata delle pompe fig.6.4, si osserva come questo fattore non raggiunga mai il valore unitario e pertanto le pompe non si trovano mai a operare in condizioni di saturazione.

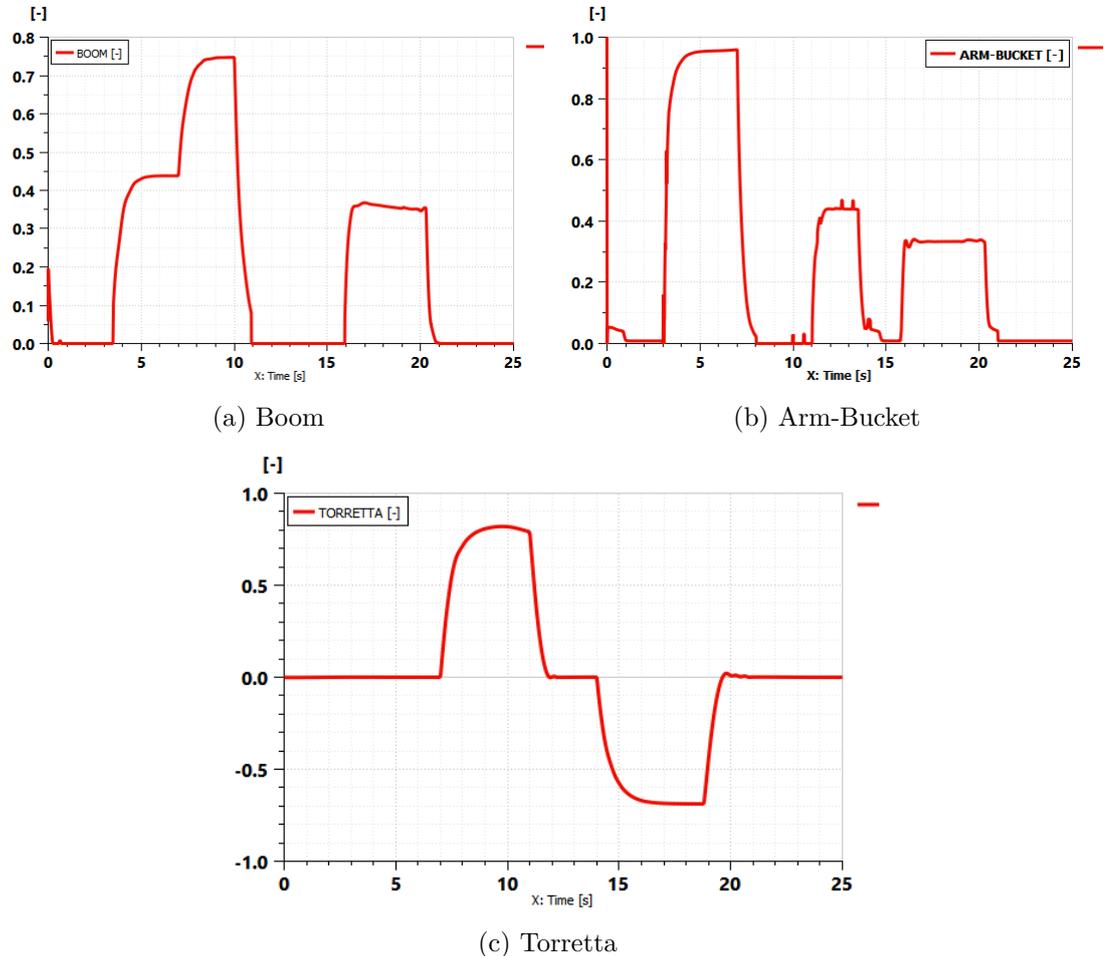


Figura 6.4: Fattori di modulazione delle tre pompe del circuito idraulico.

Inoltre analizzando la pressione di mandata delle due pompe che gestiscono la movimentazione del braccio e confrontandole con la pressione del segnale di load sensing osserviamo come ci sia una differenza di circa 15 bar che è proprio il valore di taratura del sistema fig. 6.5. Allo stesso modo è anche possibile osservare la differenza di pressione ai capi dei distributori delle valvole direzionali di arm e bucket, dovuta ai compensatori local. Si può quindi confermare effettivamente l'efficacia del sistema idraulico di tipo load sensing pre-compensato nella gestione delle attuazioni e nel controllo in velocità degli attuatori lineari.

Infine per quanto riguarda il sistema idraulico sono mostrati anche i grafici relativi agli attuatori lineari: la portata in ingresso e la forza esercitata dagli steli degli sui corpi rigidi

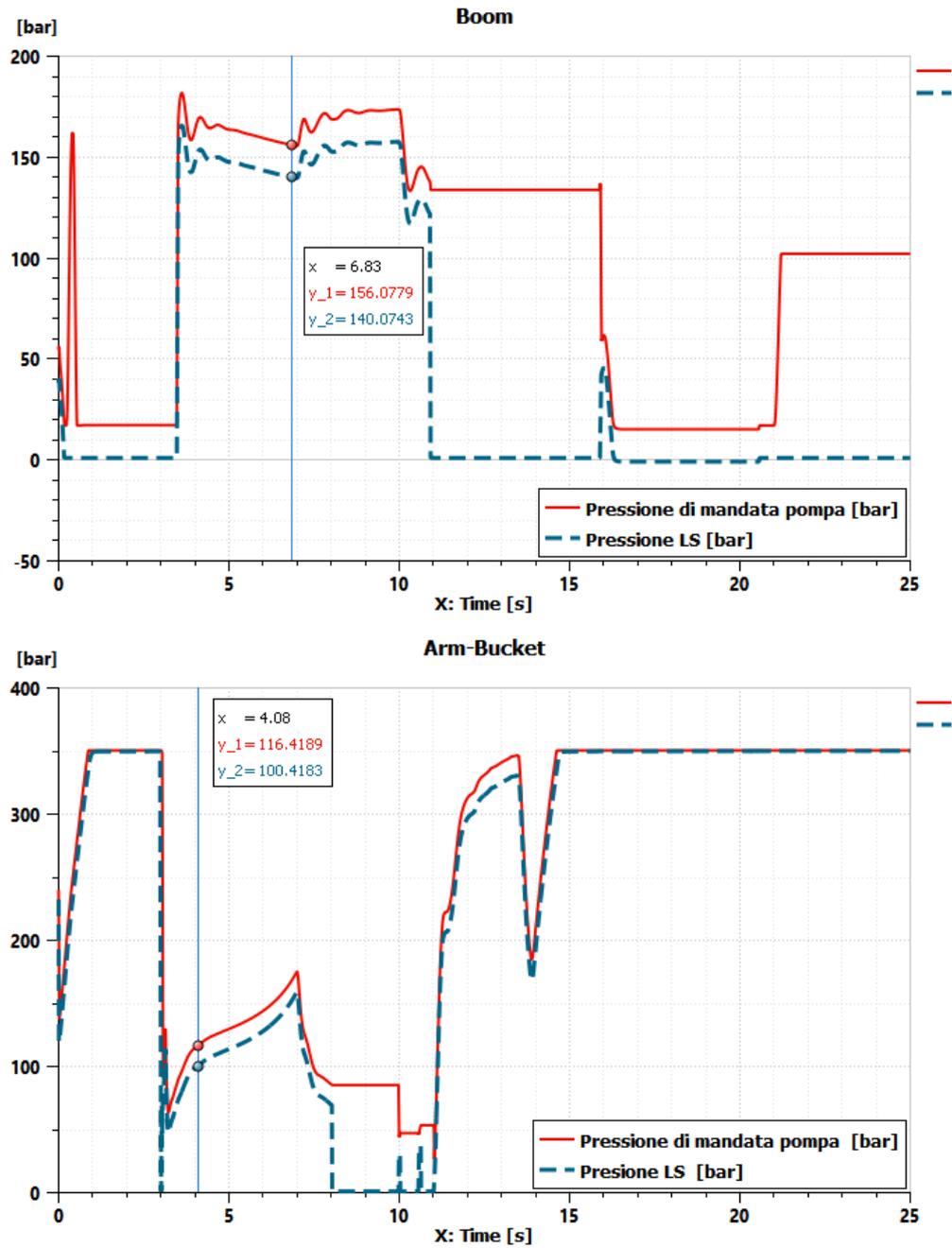


Figura 6.5: Confronto tra pressione di mandata e pressione di load sensing nelle due pompe che gestiscono gli attuatori del braccio.

del sistema multi-body 6.6.

Dalla figura 6.6 si può notare come le portate degli attuatori siano diverse tra loro,

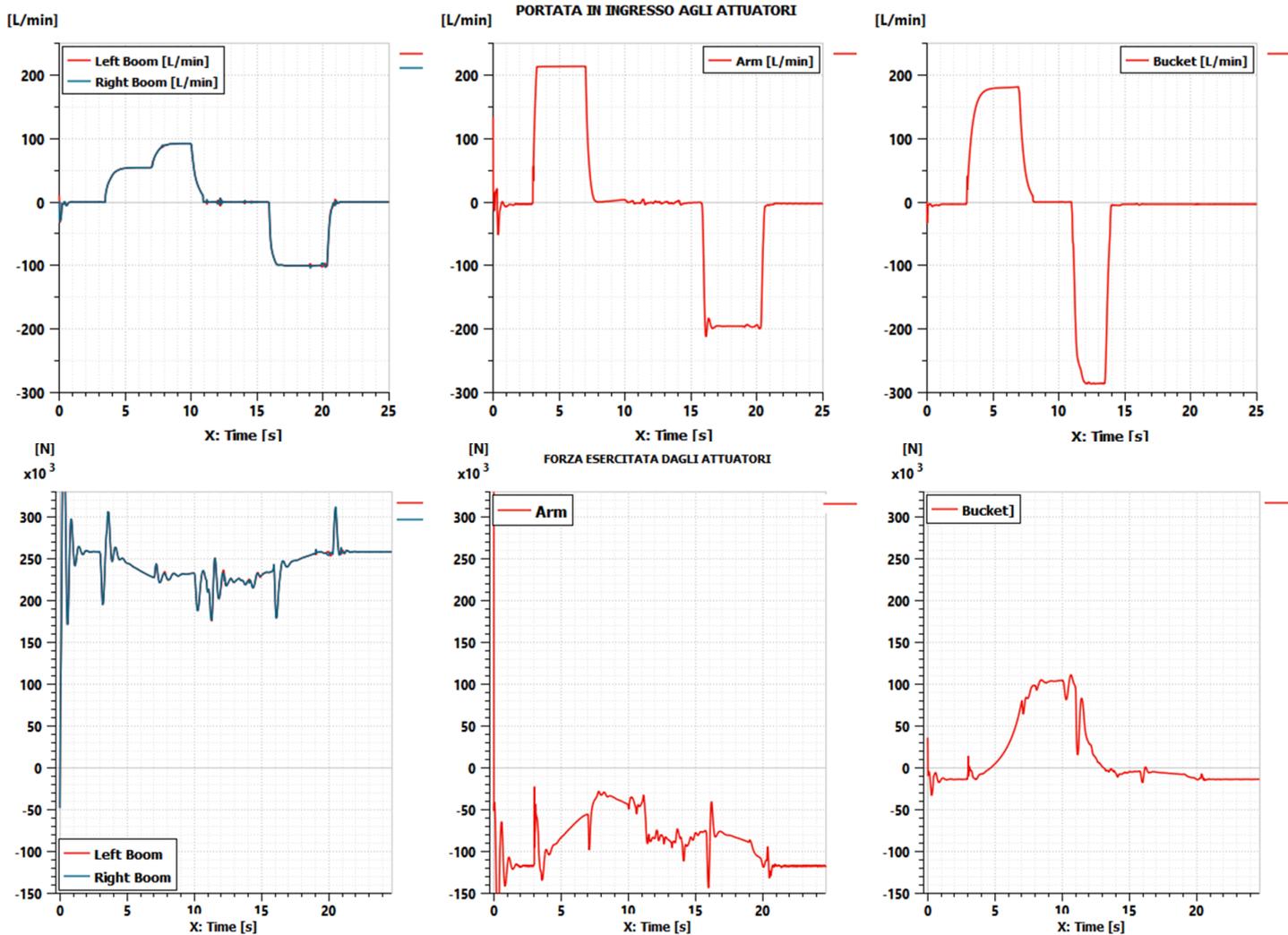


Figura 6.6: Andamento delle portate in ingresso agli attuatori e forze esercitate dagli steli.

infatti per via della cinematica dell'escavatore non solo il carico sugli attuatori varia durante il ciclo ma è anche differente tra un attuatore e l'altro. Questo significa che ogni attuatore ha il proprio profilo di potenza, questo profilo può essere osservato andando a diagrammare una caratteristica in termini di pressione e portata fig.6.7

Per quanto concerne invece la trasmissione idrostatica in figura 6.8, vengono mostrate la portata mandata dalla pompa e la portata in uscita dal motore idraulico. Le due portate sono coincidenti per la maggior parte della simulazione, solamente durante le fasi di accelerazione e decelerazione ci sono dei piccoli scostamenti dovuti essenzialmente alla grande inerzia della torretta che rende la rotazione di  $100^\circ$  nei tempi imposti particolarmente impegnativa.

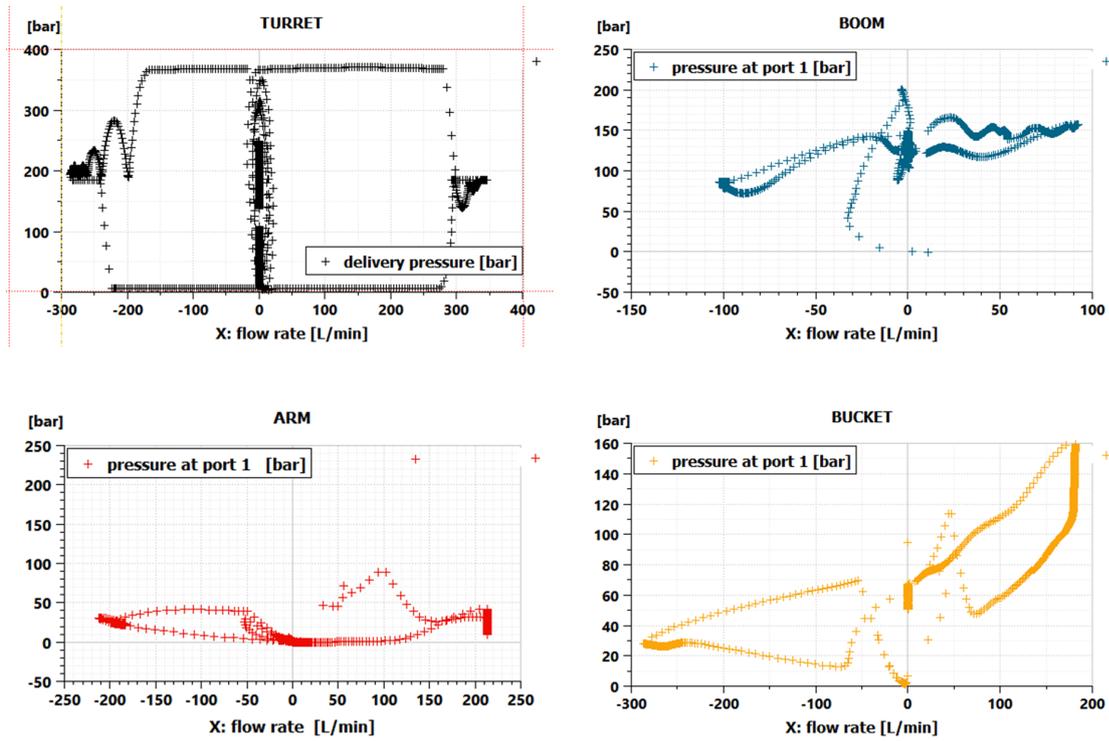


Figura 6.7: Caratteristica di funzionamento del motore idraulico della torretta e degli attuatori lineari; in ordinata è rappresentata la pressione in ascissa la portata.

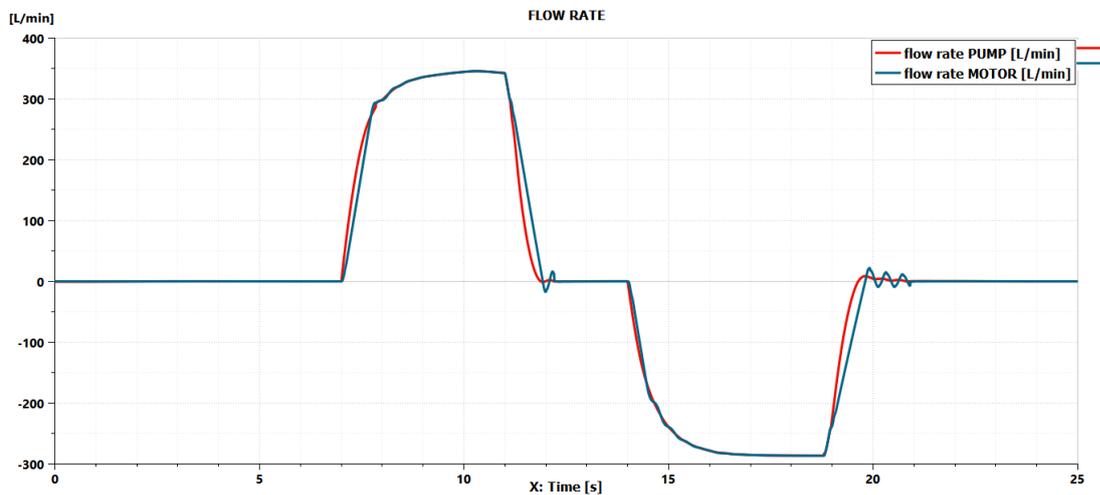


Figura 6.8: Portata gestita dalla pompa confrontata con quella gestita dal motore idraulico

In figura 6.9 viene mostrato l'andamento della coppia all'albero della pompa idraulica della trasmissione idrostatica si nota come durante le fasi di accelerazione la coppia sia positiva mentre durante le frenate abbia valori negativi.

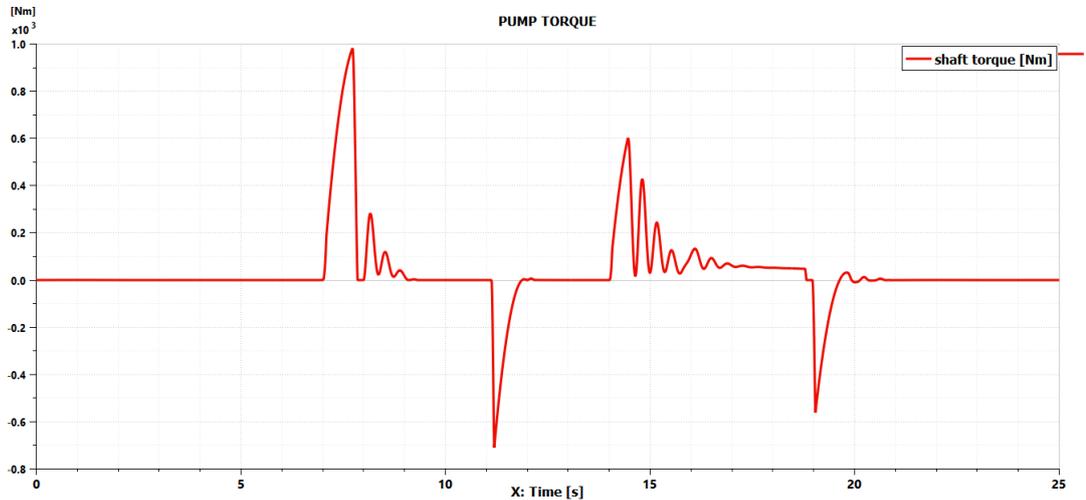


Figura 6.9: Coppia dell'albero della pompa.

## 6.2 Motore termico

Il motore termico come visto in sez. 5.2 è controllato mediante un controllore P.I.D. in modo da funzionare a velocità fissa, pari a 1800 rpm. In figura 6.10, vengono mostrati l'andamento della velocità di rotazione del motore in funzione del tempo e la velocità target di controllo, si nota come il motore riesca effettivamente a funzionare per tutto il ciclo di lavoro con una velocità di rotazione che si aggira nell'intorno dei 1800 rpm.

Un altro parametro da tenere sotto osservazione è la pressione media effettiva fig. 6.11, questo parametro può essere utile soprattutto se successivamente si vogliono fare dei confronti tra motori di cilindrata diversa in quanto il lavoro utile viene rapportato alla cilindrata del motore.

$$PME = \frac{Lu}{V} = \frac{C \cdot \pi \cdot m}{iV} \quad (6.1)$$

A questo punto, può risultare molto conveniente combinare queste due grandezze appena mostrate andando a rappresentare la PME in funzione della velocità di rotazione del motore e inserendo il grafico ottenuto all'interno delle mappe motore create mediante il DRVICE Table Creator Tool.

In figura 6.12 viene mostrata la mappa motore con indicata la curva a massima coppia e all'interno i punti di funzionamento.

In figura 6.13 invece viene rappresentato il piano quotato dei consumi specifici (BSFC: Brake Specific Fuel Consumption): in ordinata si trova la PME, in ascissa la velocità di

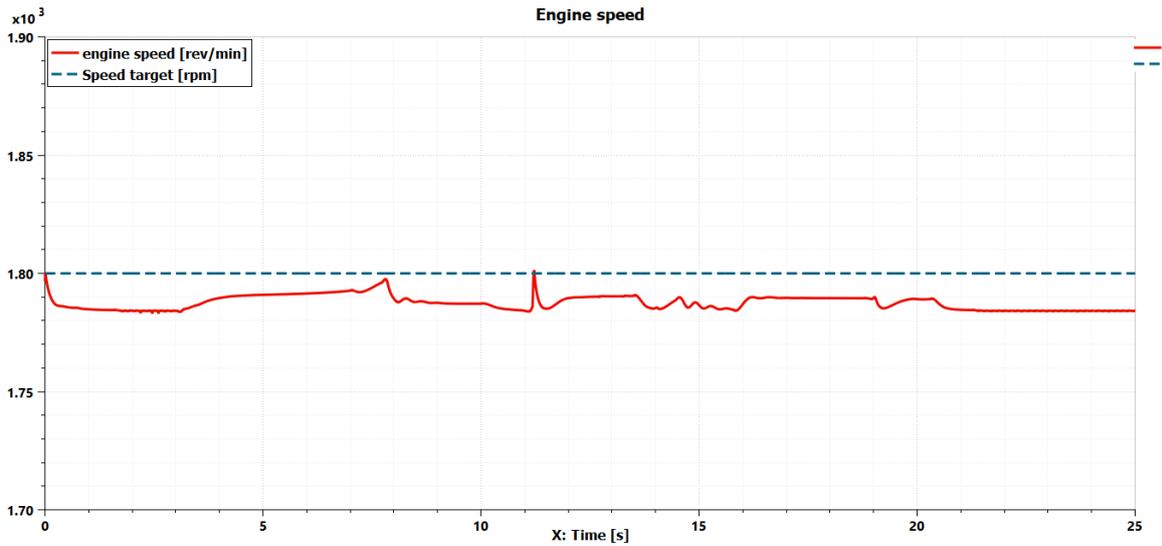


Figura 6.10: Velocità di rotazione del motore termico

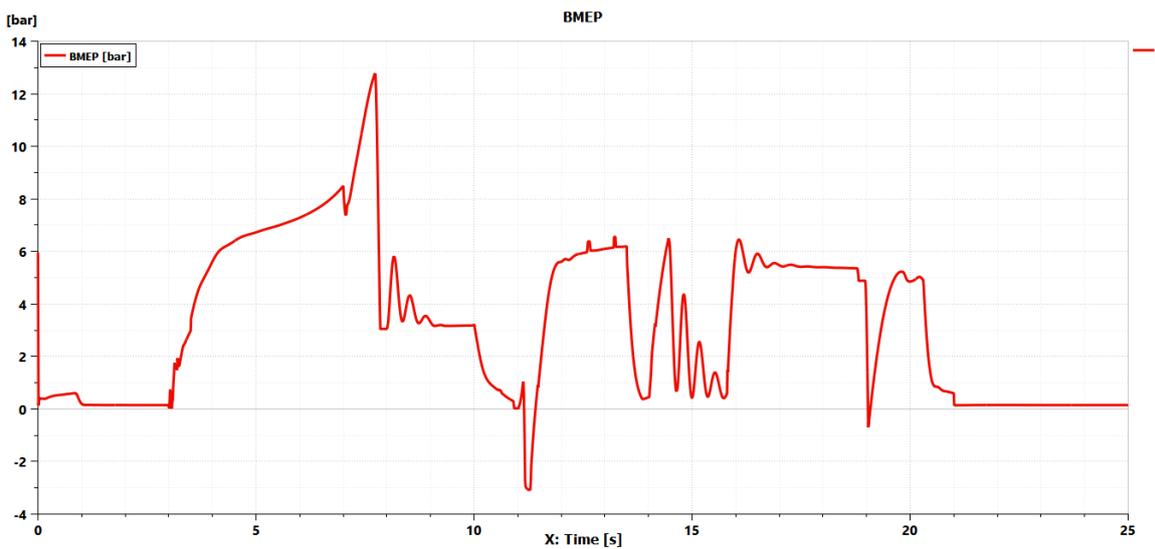


Figura 6.11: Andamento della PME del motore nel tempo.

rotazione del motore, come curve isolivello sono mostrate le curve iso-consumo specifico. Il consumo specifico (in inglese BSFC: Brake Specific Fuel Consumption) è una grandezza che indica il consumo di combustibile rapportato alla potenza erogata dal motore; questa grandezza risulta essere inversamente proporzionale al rendimento utile:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_b}{P_u} = \frac{1}{\eta_u \cdot H_i} \quad (6.2)$$

Dove :

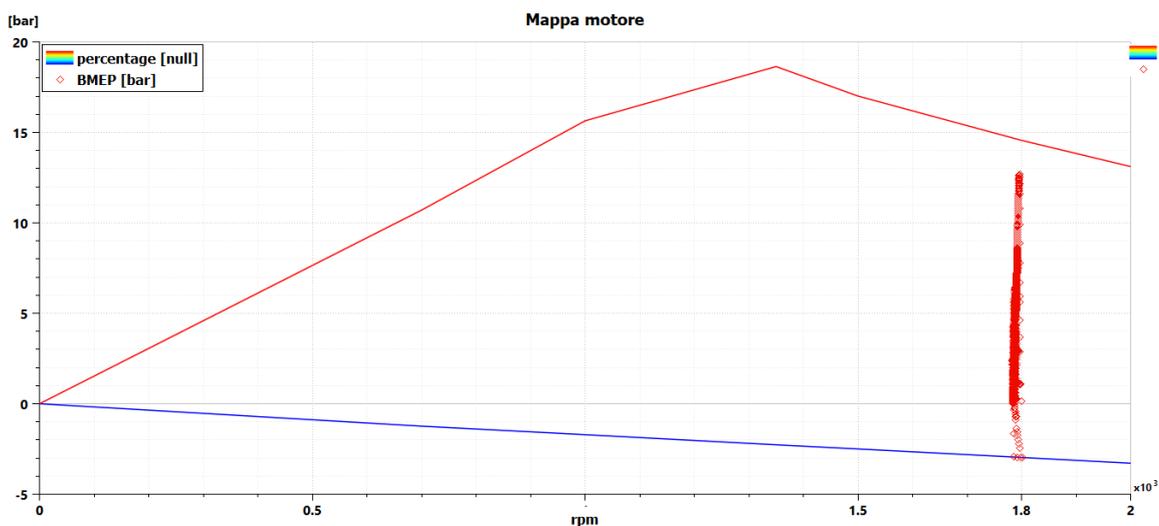


Figura 6.12: Mappa motore con i punti di funzionamento.

- $\dot{m}_b$  è la portata di carburante
- $P_u$  è la potenza utile
- $H_i$  è il potere calorifico inferiore
- $\eta_u$  è il rendimento utile

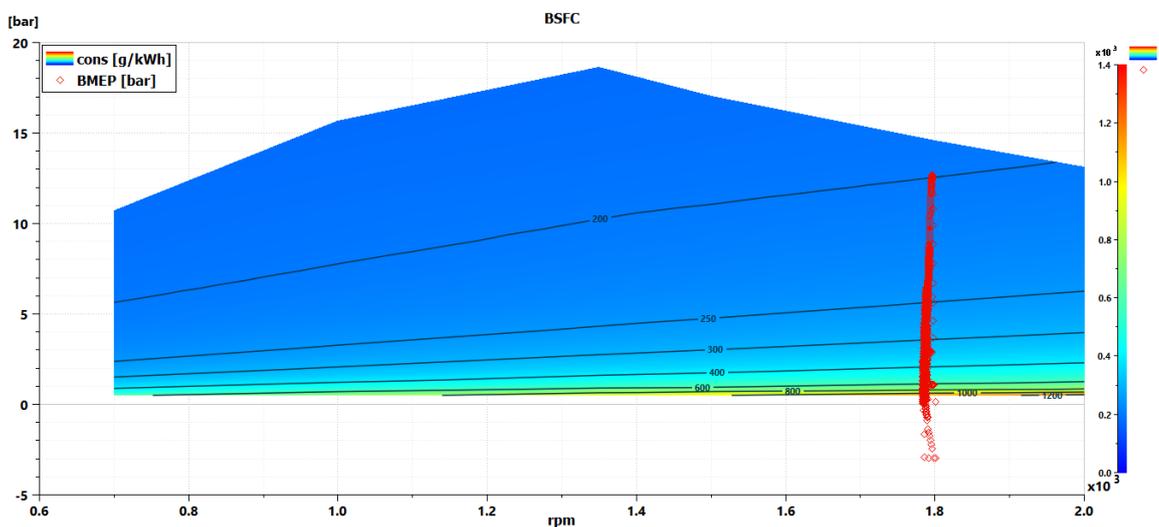


Figura 6.13: Mappa dei consumi con i punti di funzionamento.

Quello che si può notare osservando la figura è sicuramente una distribuzione verticale dei punti data dal controllo a velocità fissa del motore. Inoltre facendo riferimento alla

mappa dei consumi si osserva anche, come molti punti di funzionamento si trovano nella parte bassa della mappa caratterizzata da consumi specifici elevati. Questo è ancora più apprezzabile se invece dei singoli punti di funzionamento del motore ne viene rappresentata la densità fig. 6.14. Più è grande il cerchio maggiore è il numero di punti di funzionamento che si trovano in quella zona. Risulta lampante il fatto che durante il ciclo di lavoro il motore si trova a funzionare gran parte del tempo in zone caratterizzate da consumi specifici elevati e quindi rendimenti pessimi.

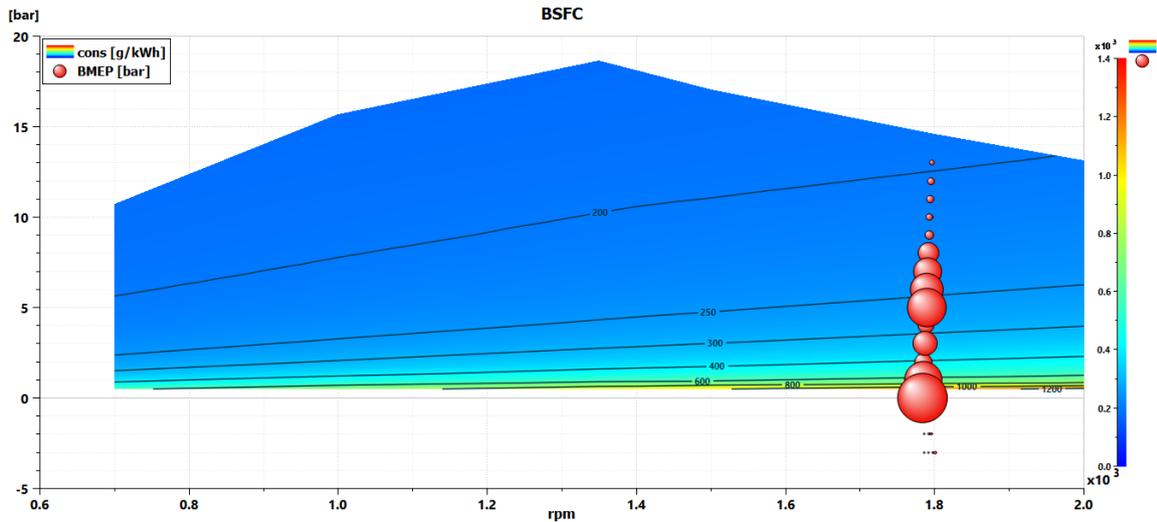


Figura 6.14: Mappa dei consumi con rappresentata la densità dei punti di funzionamento.

### 6.3 Analisi delle potenze

Attraverso l'analisi delle potenze in gioco nel sistema è possibile definire concretamente l'esatta richiesta di potenza delle attuazioni durante il ciclo di lavoro, in modo tale da capire come venga sfruttato il motore termico ed eventualmente individuare i possibili margini di miglioramento.

Partendo dalla mappa motore è possibile valutare quale sia la potenza massima che il motore termico è in grado di sviluppare a un regime di rotazione di 1800 rpm. Tracciando una retta verticale passante per la velocità di rotazione imposta e poi tracciandone una orizzontale passante per l'intersezione con la curva a massima pme è stato possibile individuare il valore di pme massimo a 1800 rpm fig. 6.15.

A questo punto è stato possibile calcolare la massima potenza erogabile a 1800 rpm attraverso la formula:

$$P_{max @1800rpm} = PME_{max @ 1800rpm} \cdot (iV_0) \cdot \frac{n}{m} = 283kW \quad (6.3)$$

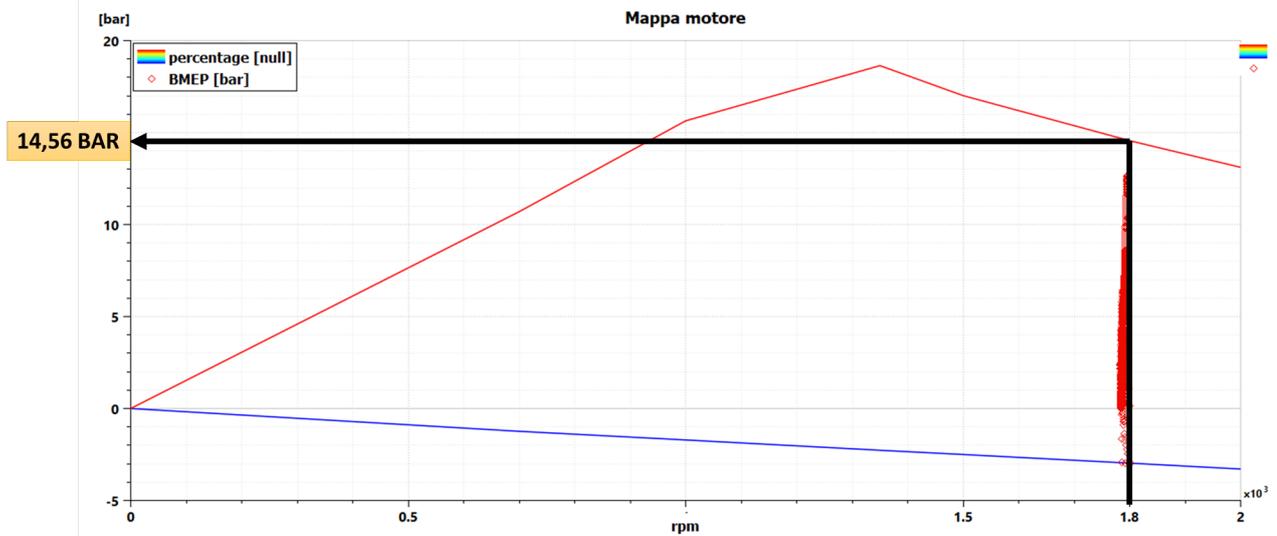


Figura 6.15: Misurazione della PME massima a 1800 rpm

dove

- $PME_{max} @ 1800rpm$  è la PME misurata sulla curva di pme massima a 1800 rpm
- $(iV_0)$  è la cilindrata totale del motore
- $n$  è la velocità di rotazione del motore
- $m$  è un parametro che indica il numero di giri necessario per compiere un ciclo, nei 4 tempi  $m$  vale 2

D13J		
$PME_{max} @ 1800rpm$	14.56 bar	14.56e+05 Pa
$iV_0$	12,8 L	0.0128 $m^3$
$n$	1800 rpm	30 rps
$m$	2	2

Tabella 6.2: Valori utilizzati per il calcolo della potenza massima.

Dal calcolo è risultato che il motore termico a 1800 rpm può erogare al massimo 283 kW di potenza. Si vuole adesso confrontare questo valore massimo con la potenza che il motore eroga effettivamente durante il ciclo operativo fig. 6.16.

Dal grafico si nota come il motore termico lavori per la maggior parte del ciclo a potenze di gran lunga inferiori rispetto alla potenza massima che sarebbe in grado di erogare (retta blu). Si osservano anche dei picchi di potenza molto elevati in particolare quello nell'intorno dei 7 secondi che raggiunge il valore di 244 kW.

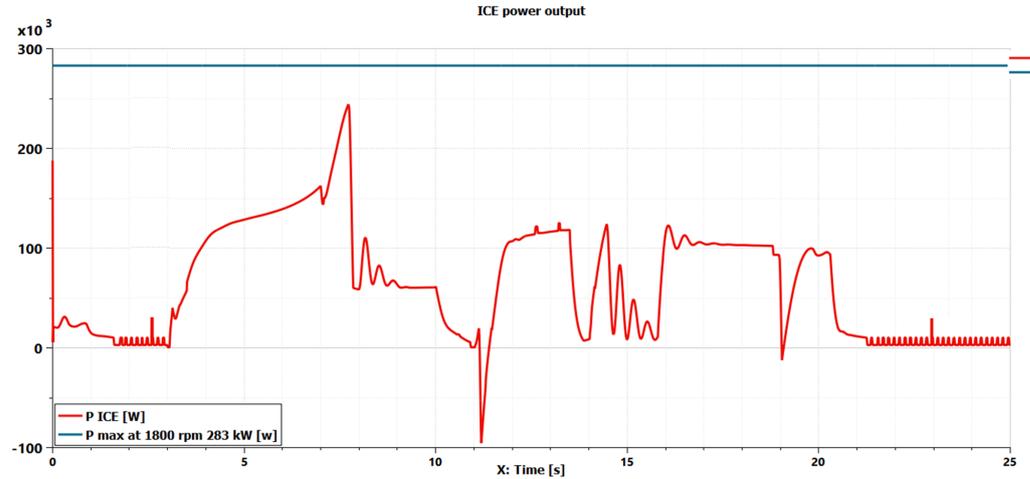


Figura 6.16: Potenza erogata dal motore termico durante il ciclo di lavoro.

Estrapolando il vettore contenente i valori di potenza e utilizzando il software Matlab, è stato possibile isolare la sola parte di effettivo ciclo di lavoro in cui vengono alimentate le attuazioni (inizio ciclo 3,02s corrispondente all'elemento 308 del vettore e fine ciclo 21s corrispondente all'elemento 2101 del vettore) e calcolare un valore medio di potenza del ciclo attraverso una media temporale.

$$P_{media} = \frac{1}{T} \int_{t_i}^{t_f} dt = \frac{1}{N} \sum_{i=308}^{2101} P_i = 84kW \quad (6.4)$$

Andando a visualizzare solamente la potenza erogata durante il ciclo (dai 3,02 s ai 21) s e rappresentando anche la retta indicativa della potenza media vediamo come effettivamente ci sia una buona parte del ciclo in cui il motore eroga una potenza inferiore.

Più nello specifico è stato calcolato che per il 59% della durata del ciclo il motore eroga meno della potenza media mentre per il restante 41% si trova al di sopra di questa. L'output di potenza del motore durante il ciclo di lavoro è fortemente oscillante. Il fatto che per la maggior parte del tempo il motore lavori a potenze inferiori alla potenza media richiesta nel ciclo è dovuto ai picchi di potenza in certi casi anche molto grandi che si hanno che quindi alzano la linea della potenza media. Avere una richiesta di potenza di questo tipo risulta molto sconveniente in termini di efficienza del motore termico, in quanto essendo l'ICE l'unica fonte di energia del sistema, risulta necessario dimensionarlo per poter garantire la richiesta di potenza massima (ovvero 244kW, pari all'87% della potenza massima erogabile a 1800 rpm), che in realtà verrà raggiunta solo in brevi intervalli di tempo. In tutti gli altri istanti invece il motore lavorerà a potenze inferiori caratterizzate da punti di funzionamento a efficienze minori a causa del dimensionamento.

Passando invece alle attuazioni la figura fig.6.18 mostra le richieste di potenza degli attuatori durante il ciclo di lavoro. Per quanto riguarda i due attuatori lineari del boom è stata effettuata una sommatoria quindi il grafico relativo rappresenta l'intera richiesta di potenza dei due cilindri. Si nota subito, come l'attuazione che pesa maggiormente sulla

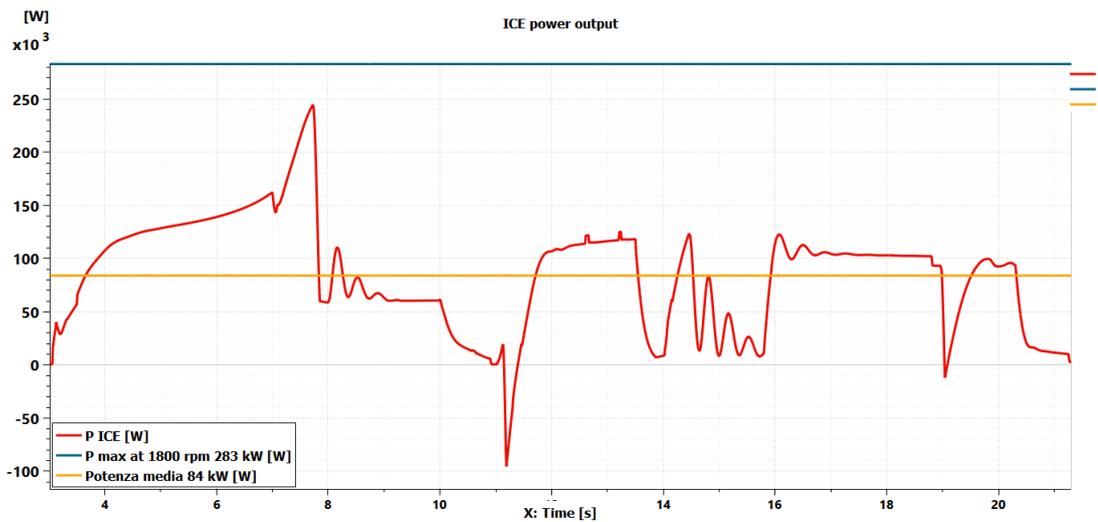


Figura 6.17: Potenza erogata durante il ciclo di lavoro e confronto con potenza massima erogabile e potenza media del ciclo.

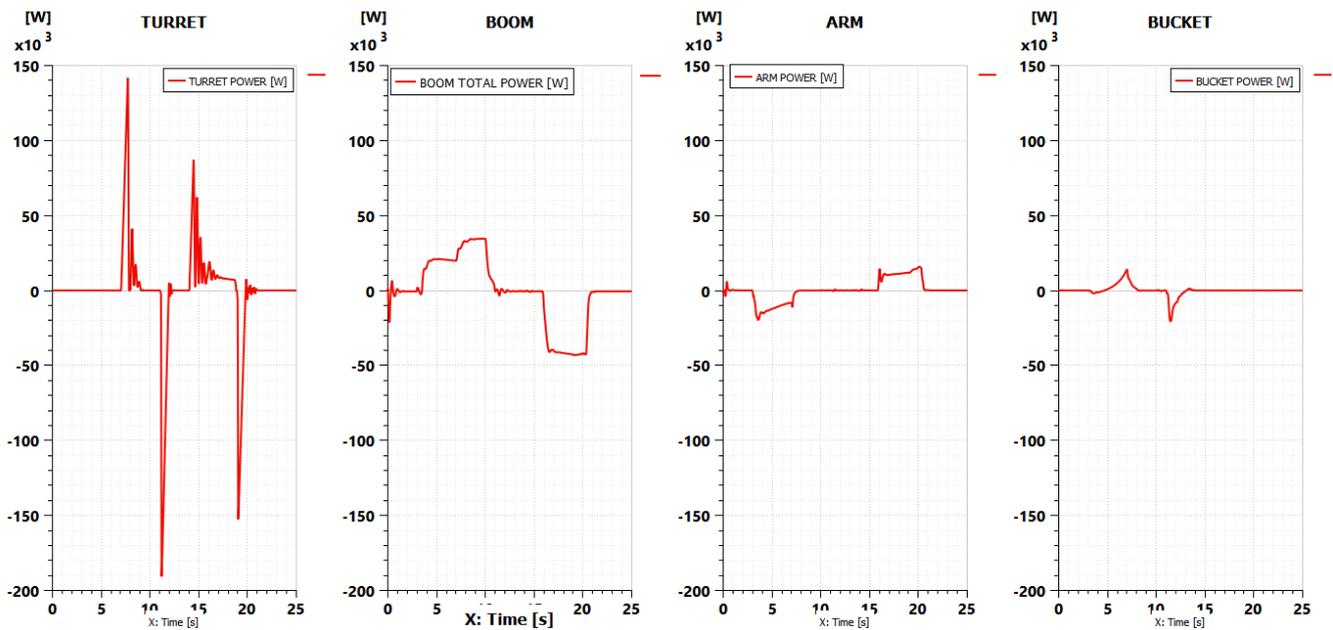


Figura 6.18: Andamento della richiesta di potenza delle singole attuazioni.

potenza richiesta al motore è il motore idraulico della torretta che raggiunge valori di potenza di un ordine di grandezza maggiori rispetto a quelli degli attuatori lineari.

Sommando istante per istante queste potenze otteniamo l'output totale di potenza richiesta dal sistema di attuatori lineari e dal motore idraulico fig. 6.19 In questa figura si può apprezzare la distinzione tra la potenza complessiva erogata dal motore termico

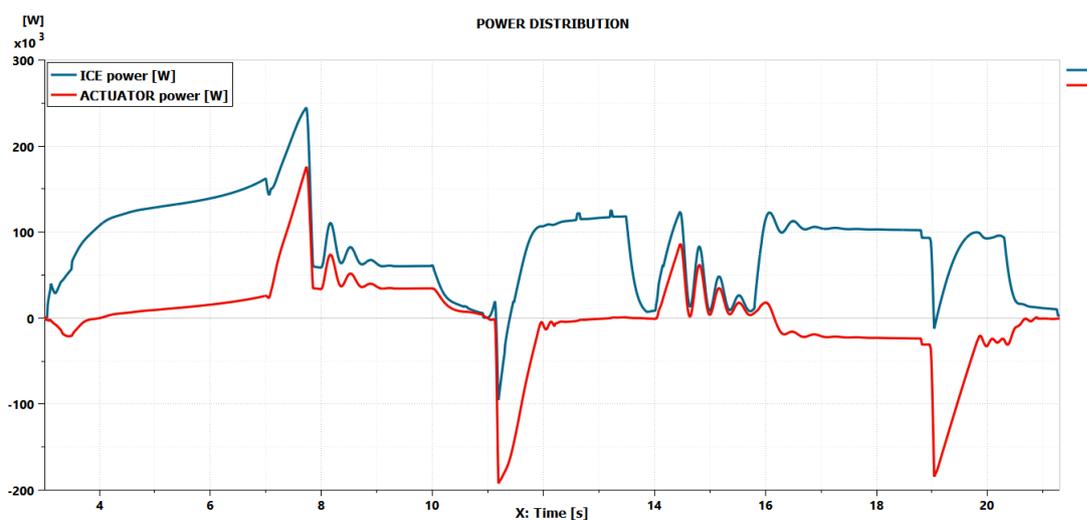


Figura 6.19: Distribuzione della potenza nel ciclo di lavoro e distinzione tra potenza erogata dal motore termico e potenza totale richiesta dagli attuatori.

durante il ciclo e l'effettiva richiesta di potenza delle attuazioni; si nota che questa è inferiore. Inoltre vediamo che in alcuni intervalli questa potenza raggiunge valori negativi; ciò è dovuto alle fasi in cui la torretta viene frenata o il braccio di scavo si abbassa. In queste fasi infatti le singole attuazioni assumono valori di potenza negativi in quanto sia la torretta sia il braccio in questi frangenti possiedono rispettivamente energia cinetica ed energia potenziale gravitazionale. Tuttavia il sistema non ha alcun modo di sfruttare questa energia e la dissipa sotto forma di aumento di pressione; questo discorso verrà ripreso in più avanti quando si andrà a dimensionare il circuito di rigenerazione.



# Capitolo 7

## Analisi energetica

In questo capitolo verrà svolta una analisi energetica dettagliata dell'escavatore durante il ciclo di lavoro, utilizzando i risultati della simulazione su Amesim e il software Matlab. Lo scopo è quello di individuare le principali fonti di dissipazioni energetiche e i flussi di energia nel sistema, in modo tale da poter successivamente proporre delle possibili soluzioni per migliorare l'efficienza globale. L'analisi energetica fa riferimento al ciclo di scavo e scarico JCMAS visto in precedenza.

### 7.1 Flussi energetici e perdite

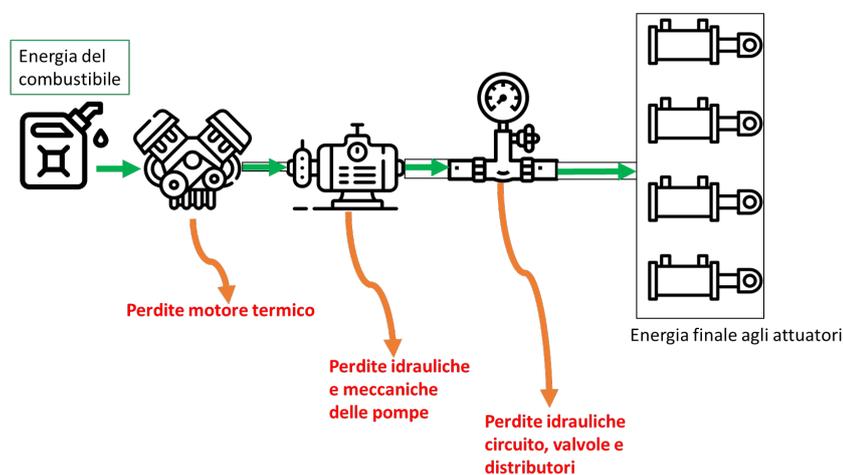


Figura 7.1: Schema semplificato dei flussi di energia del sistema

Come visto nel capitolo 5 il sistema dell'escavatore è formato essenzialmente da tre sottosistemi, il sistema del motore termico, un sistema idraulico e un sistema di attuazioni. Il motore termico converte l'energia del combustibile iniettato in energia meccanica,

questa viene poi trasferita nei vari circuiti alle pompe che a loro volta convertono l'energia meccanica in energia idraulica. Questa energia tramite il circuito idraulico formato da valvole, distributori e altri componenti viene trasmessa agli attuatori che infine possono riconvertirla in energia meccanica per poter svolgere le operazioni necessarie fig. 7.1.

Durante questo processo di trasmissione dell'energia ciascuno di questi elementi è sede di perdite energetiche di vario tipo; risulta importante individuare l'entità di tali perdite per capire effettivamente dove intervenire.

### 7.1.1 Motore termico

Un motore a combustione interna in genere ha un rendimento utile dell'ordine del 30% cioè converte solamente un terzo dell'energia proveniente dal combustibile in energia meccanica, la restante parte viene dispersa nell'ambiente come entalpia dei gas di scarico o calore scambiato con l'esterno (liquido di raffreddamento, attriti meccanici).

L'energia del combustibile può essere calcolata a partire dal potere calorifico inferiore e dalla massa di combustibile bruciata.

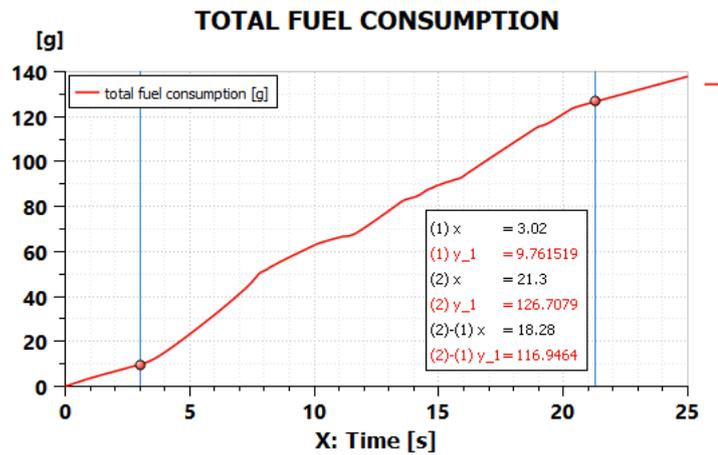


Figura 7.2: Cumulata della quantità di combustibile bruciato, sono stati presi in considerazione solo i valori di inizio e fine ciclo di lavoro per tutte le grandezze, in modo tale da fare un'analisi che tenga conto solamente dell'energia necessaria a compiere le operazioni di scavo e scarico.

$$E_{Diesel} = pci \cdot Total\ fuel\ consumption \quad (7.1)$$

pci	44000 kJ/kg
Total fuel consumption	0,116946 kg
$E_{Diesel}$	5146 kJ

Le perdite complessive relative al motore termico sono valutate per differenza andando a valutare l'energia complessiva in uscita dal motore attraverso dei trasduttori di energia presenti in Amesim e sottraendone l'energia del combustibile.

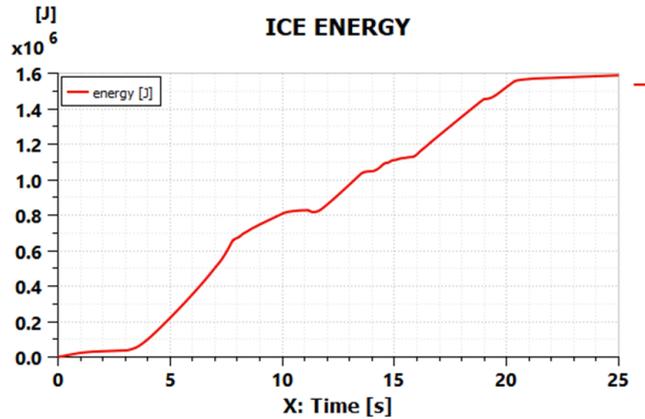


Figura 7.3: Cumulata dell'energia in uscita dal motore termico.

$E_{Diesel}$	5146 kJ
$E_{ICE}$	1533 kJ
$Perdite\ ICE$	3613 kJ

Dal calcolo quindi è emersa un'efficienza del motore termico del 30% in linea con i valori attesi.

### 7.1.2 Pompe idrauliche

Avendo considerato una trasmissione meccanica con una efficienza unitaria la coppia erogata dal motore termico viene interamente trasmessa alle pompe idrauliche, quindi le perdite meccaniche dovute alla trasmissione vengono trascurate nell'analisi energetica. Queste pompe come visto nel capitolo 5 sono sedi di perdite meccaniche, idrauliche e volumetriche. Attraverso un tool di Amesim (Power, Energy, Activity) è possibile evidenziare la quantità di energia dissipata nei componenti di alcune librerie; il calcolo delle perdite relative alle pompe idrauliche è stato svolto utilizzando questo tool fig 7.4

Una volta calcolate le perdite totali delle pompe è possibile calcolare l'energia idraulica immessa nel circuito dalle pompe andando a sottrarre le perdite all'energia erogata dal motore termico.

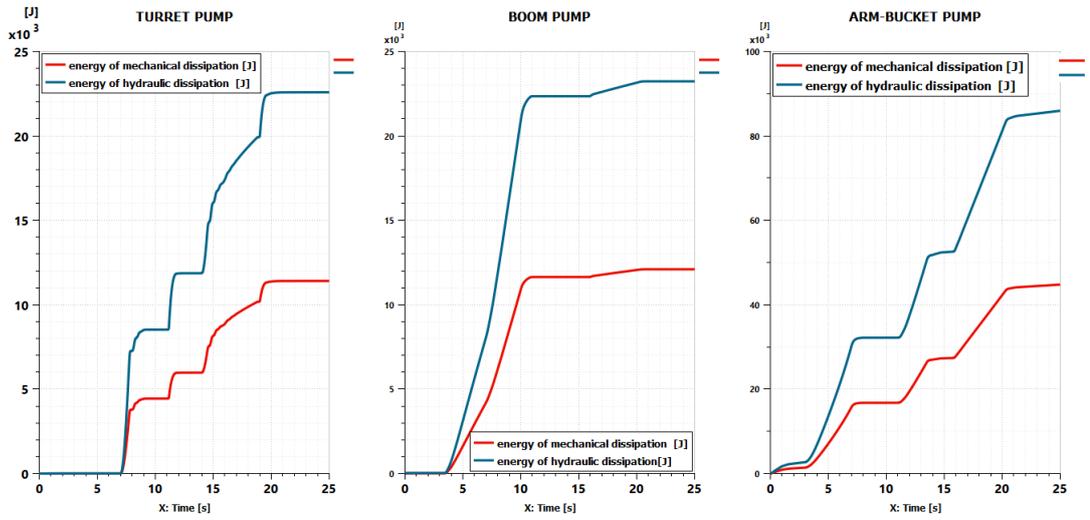


Figura 7.4: Energia dissipata nelle tre pompe primarie del circuito.

$E_{Hydr\ diss\ Turret}$	23 kJ
$E_{Mech\ diss\ Turret}$	11 kJ
$E_{Hydr\ diss\ Boom}$	23 kJ
$E_{Mech\ diss\ Boom}$	12 kJ
$E_{Hydr\ diss\ Arm-Bucket}$	82 kJ
$E_{Mech\ diss\ Arm-Bucket}$	43 kJ
<i>Perdite pompe totali</i>	194 kJ

$E_{ICE}$	1533 kJ
<i>Perdite pompe totali</i>	194 kJ
$E_{Pompe}$	1339 kJ

### 7.1.3 Circuito idraulico e Attuazioni

L'energia idraulica proveniente dalle pompe viene trasferita nei rispettivi circuiti idraulici attraverso i quali viene ripartita nelle attuazioni. Durante questo processo di trasferimento energetico vi sono molte perdite a causa delle valvole e delle fonti di dissipazione presenti nel circuito. È stato utilizzato nuovamente il tool di amesim visto prima per definire l'energia dissipata dai singoli componenti del circuito idraulico e successivamente sono state sommate istante per istante tutte le cumulate ottenendo il valore globale di dissipazione energetica del circuito. Con sistemi di attuazioni si intendono i quattro attuatori lineari e il motore idraulico, questi sono gli elementi finali del sistema che si occupano di utilizzare l'energia per muovere il braccio di scavo e ruotare la torretta. L'energia finale in entrata al sistema di attuatori è stata calcolata semplicemente sottraendo all'energia immessa nel circuito idraulico la quota parte delle perdite appena calcolate.

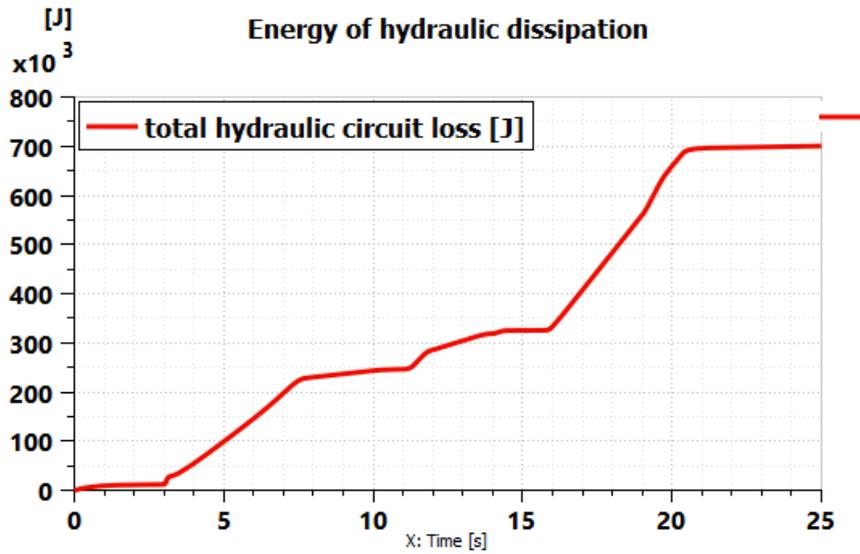


Figura 7.5: Cumulata dell'energia dissipata nel circuito idraulico.

$E_{Pompe}$	1339 kJ
<i>Perdite circuito idraulico totali</i>	684 kJ
$E_{Attuatori\ lorda}$	655 kJ

## 7.2 Definizione efficienza del sistema

Durante il ciclo di scavo e scarico pertanto, viene dissipata fino al 70% dell'energia contenuta nel combustibile attraverso il processo di combustione e le perdite del motore termico. Un ulteriore 4% viene dissipato attraverso le efficienze delle pompe primarie dei circuiti. Dell'energia che viene fornita dalle pompe idrauliche circa la metà viene persa attraverso le perdite presenti nel circuito idraulico a causa delle valvole, dei distributori e dei condotti. In definitiva gli attuatori ricevono solamente circa il 13% dell'energia immessa nel sistema.

$E_{Diesel}$	5146 kJ
<i>Perdite ICE</i>	3613 kJ
$E_{ICE}$	1533 kJ
<i>Perdite pompe totali</i>	194 kJ
$E_{Pompe}$	1339 kJ
<i>Perdite circuito idraulico totali</i>	684 kJ
$E_{Attuatori\ lorda}$	655 kJ

Si conclude è che il motore termico è la sede maggiore di perdite energetiche e come visto nel capitolo 6 la causa è da imputarsi al fatto che durante il ciclo il motore si trova

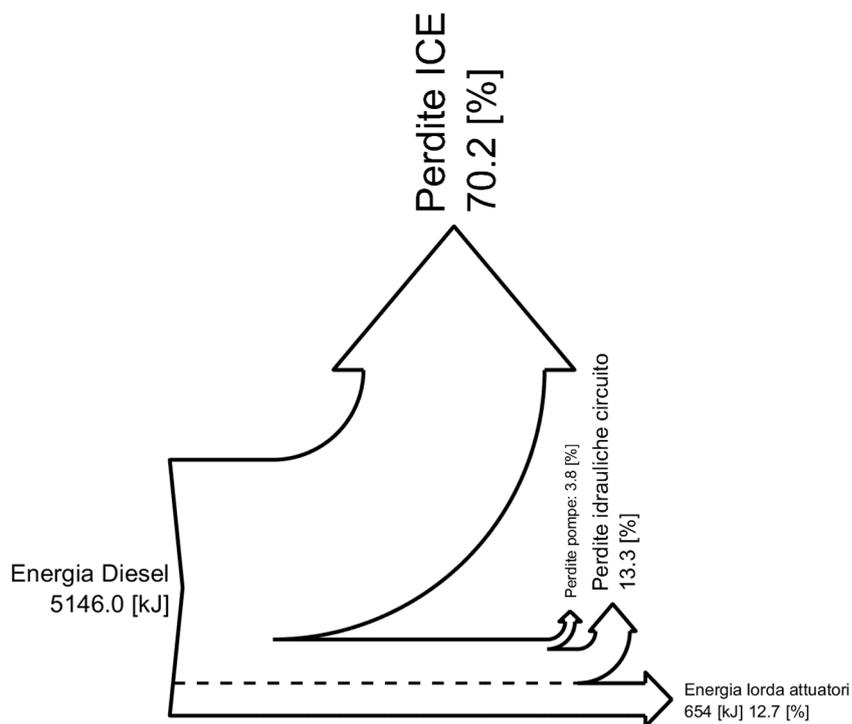


Figura 7.6: Sankey diagram dei flussi di energia.

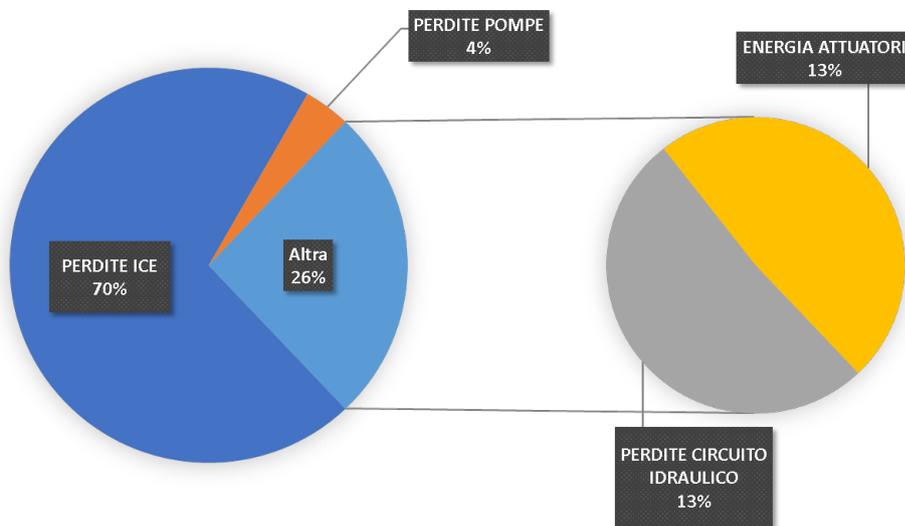


Figura 7.7: Diagramma a torta della distribuzione delle perdite.

a lavorare per la maggior parte del tempo in zone a bassa efficienza a causa del sovradi-  
mensionamento reso necessario dal ciclo fortemente oscillatorio in termini di richiesta di

potenza istantanea. La seconda fonte di perdita maggiore è definita dal circuito idraulico composto dalle valvole direzionali, valvole limitatrici e strozzatori.

Per quanto riguarda il calcolo delle efficienze del sistema si può pensare ad una efficienza globale che mostra quanta dell'energia che entra nel sistema effettivamente raggiunge le attuazioni:

$$\eta_{Tot, lorda} = \frac{E_{attuatori, lorda}}{E_{Diesel}} = 12,5\% \quad (7.2)$$

Risulta anche interessante utilizzare una efficienza del sistema idraulico definita come il rapporto tra l'energia agli attuatori sull'energia disponibile a valle delle pompe:

$$\eta_{Idraulica} = \frac{E_{attuatori, lorda}}{E_{Pompe}} = 48,5\% \quad (7.3)$$

Una cosa da tenere in considerazione è che aver definito una efficienza del sistema in questi termini nasconde il fatto che durante i momenti in cui il motore lavora a regime di minimo senza attuazioni attive questa efficienza crollerebbe a 0 indipendentemente dalla quantità di carburante bruciato. Per questo motivo è utile affiancare a questa definizione di efficienza anche una valutazione sui consumi della macchina in modo tale da poter essere in grado di fare dei confronti tra diversi sistemi in modo esaustivo.

A questo punto possono essere individuati diversi modi per ridurre le perdite presenti e migliorare l'efficienza:

- Sistemi idraulici ad efficienze maggiori: ottimizzare cioè il circuito idraulico mediante l'utilizzo di sistemi valve-controlled ad alta efficienza come sistemi del tipo elettro-idraulico che utilizzano sensori e componenti elettronici per gestire strategie di controllo delle valvole.
- Fonti di energia alternative: come ad esempio sistemi elettrici o ibridi, in particolare elettrificando componenti come il motore rotativo della torretta in modo da eliminare le perdite idrauliche legate alla trasmissione.
- Sistemi di recupero dell'energia: si tratta di sistemi che consentono di accumulare l'energia cinetica e potenziale prodotta dalla macchina e che altrimenti verrebbe dissipata e riutilizzarla successivamente per alimentare il sistema.



## Capitolo 8

# Rigenerazione Energetica

In un escavatore ci sono due forme di energia che possono essere recuperate, l'energia potenziale gravitazionale e l'energia cinetica. La prima è l'energia rilasciata quando un corpo di massa  $m$  viene abbassato attraverso un campo gravitazionale eq.8.1, la seconda è l'energia resa disponibile da un corpo di massa  $m$  e momento di inerzia  $J$  che si muove a una certa velocità  $v$  o ruota a una velocità angolare  $\omega$  durante una frenata eq 8.2.

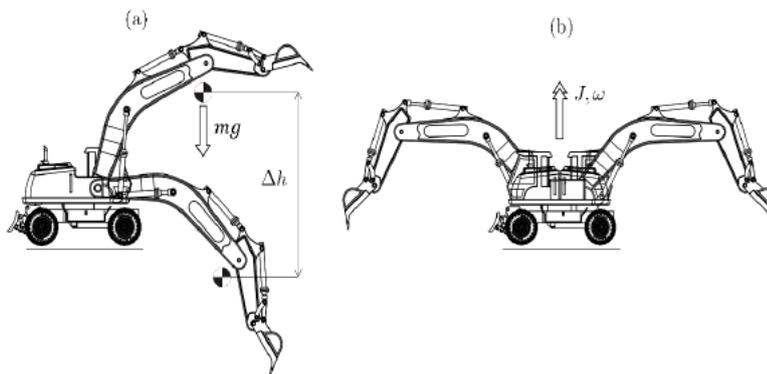


Figura 8.1: Rappresentazione delle fasi in cui l'escavatore può recuperare: a) energia potenziale gravitazionale, b) energia cinetica rotazionale. [29]

$$E_{pot} = mg \cdot \Delta h \quad (8.1)$$

$$E_{cin,lin} = \frac{1}{2}mv^2; E_{cin,rot} = \frac{1}{2}J\omega^2 \quad (8.2)$$

Si osserva dalle equazioni 8.1 e 8.2, come l'energia potenziale gravitazionale abbia una dipendenza lineare dalla differenza di altezza, mentre l'energia cinetica abbia una dipendenza quadratica dalla velocità ed entrambe sono linearmente dipendenti dalla massa (o dal momento di inerzia). In questo senso cambiamenti di velocità hanno una influenza maggiore rispetto a cambiamenti di massa o di altezza. Facendo riferimento alla struttura dell'escavatore, alla sua cinematica e considerando le due equazioni appena descritte

si può concludere come il braccio di scavo (e in particolare il *Boom* che possiede massa maggiore) vista la sua massa e le variazioni di altezza a cui è soggetto per via dei suoi cicli di lavoro possiede la maggior quantità di energia potenziale recuperabile; mentre l'energia cinetica del braccio risulta essere trascurabile a causa della bassa velocità del suo centro di massa. Per quanto riguarda invece la torretta, questa è costituita da una inerzia rotazionale considerevole e viste le accelerazioni e decelerazioni a cui è soggetta durante le frequenti rotazioni, è in grado di liberare notevoli quantità di energia cinetica rotazionale; al contrario non subendo variazioni di altezza, non possiede energia potenziale gravitazionale fig.8.1.

In un escavatore convenzionale questa energia viene dissipata dal sistema, venendo prima convertita in potenza idraulica nella forma di portata di fluido e pressione e successivamente viene riportata alla pressione del serbatoio, generando calore e alzando la temperatura dell'olio. L'utilizzo di ERS (Energy Recovery Systems) permetterebbe il recupero e il successivo riutilizzo di energia che altrimenti verrebbe persa sotto forma di calore. Per implementare un sistema di tipo ERS bisogna effettivamente comprendere come sia possibile recuperare energia tramite gli attuatori. È necessario anche poter definire quale sia l'attuazione principale da tenere in considerazione per un eventuale recupero energetico e come poter gestire le varie fasi di recupero e riutilizzo.

## 8.1 Attuatori rigenerativi

Risulta utile approfondire alcuni concetti riguardanti gli attuatori che sono di validità generale.

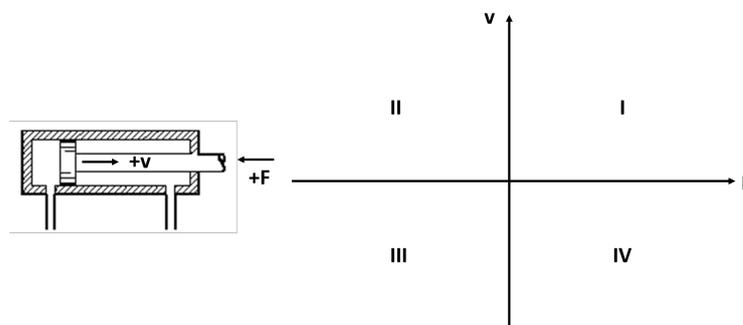


Figura 8.2: Convenzione di segno e piano di lavoro con i quattro quadranti per un attuatore lineare.

In figura 8.2 è mostrato un attuatore lineare sul quale è possibile stabilire una convenzione di segno per la forza e la velocità. Si considera la velocità  $v$  del cilindro positiva quando lo stelo fuoriesce, negativa nel caso opposto. La forza  $F$ , è positiva se è orientata contro la velocità dello stelo quando questo sta fuoriuscendo. In base ai segni di velocità e forza, l'attuatore può trovarsi a operare in ognuno dei quattro quadranti mostrati in figura. Nel primo quadrante il cilindro fuoriesce spingendo il carico contro una forza resistiva  $F$ , nel terzo quadrante lo stelo sta rientrando tirando con se il carico contro la forza  $F$ , in

entrambi i casi viene consumata dell'energia dalla pompa di alimentazione per fare muovere il cilindro. Nei quadranti II e IV, è il carico che sta aiutando il cilindro a muoversi. Nel secondo quadrante la forza  $F$  aiuta lo stelo a fuoriuscire, nel quarto quadrante invece la forza aiuta lo stelo durante il moto di rientro. In letteratura si adotta utilizzare una nomenclatura per la modalità di funzionamento dell'attuatore in base al quadrante in cui si trova a operare:

- Quadranti I e III: *Pumping mode*, in quanto è la pompa a fornire l'energia necessaria al cilindro per muoversi
- Quadranti II e IV: *Motoring mode* in quanto è il carico che fornisce l'energia al cilindro, ed è possibile utilizzare questa energia per far funzionare la macchina idraulica come motore.

Per quanto appena descritto, si definisce un attuatore rigenerativo, un attuatore in cui l'energia ricevuta dal carico durante il funzionamento nei quadranti II e IV viene immagazzinata e riutilizzata successivamente. Il discorso fatto per gli attuatori lineari è valido anche nel caso di attuatori rotativi che possono funzionare da motori idraulici o pompe.

## 8.2 Energia recuperabile

La quantità di energia recuperabile dipende da diversi fattori come il ciclo di lavoro e la taglia dell'escavatore; è necessario quindi svolgere un'analisi sul comportamento dei vari attuatori. In figura 8.3 viene mostrato l'andamento della power demand complessiva di tutti gli attuatori, ottenuta sommando istante per istante le singole curve. Integrando la

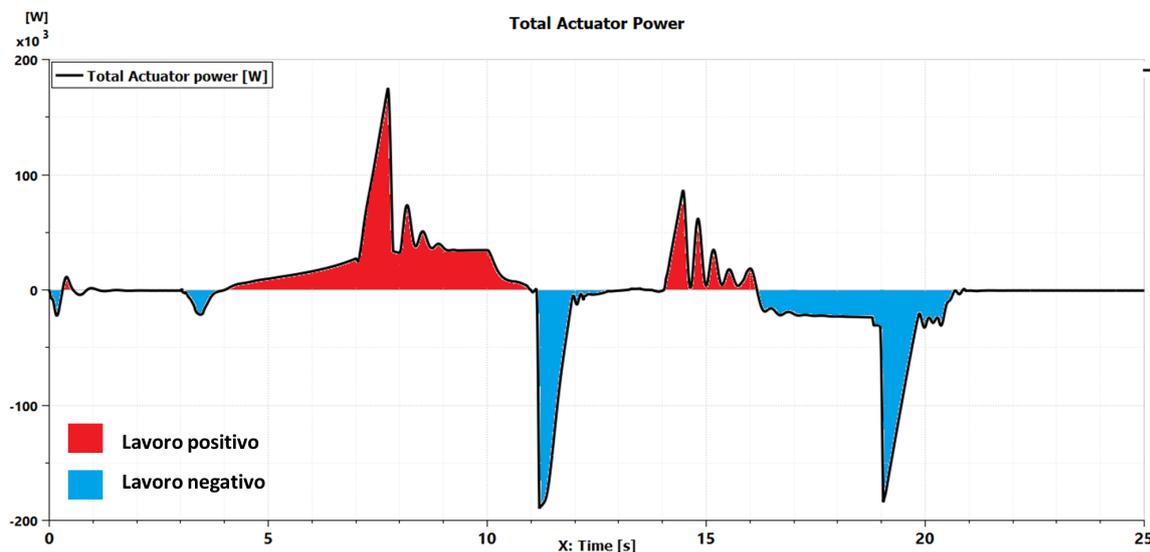


Figura 8.3: Lavoro positivo e negativo durante il ciclo operativo dell'escavatore.

curva della potenza nel tempo, si ottengono i valori di energia positiva e negativa relativi agli attuatori che per quanto appena visto, indicano rispettivamente delle operazioni

svolte nel I e III quadrante, oppure nel II e IV quadrante. Analizzando numericamente il vettore contenente i dati, si scopre che durante il ciclo di lavoro l'area rossa ovvero l'energia effettivamente fornita dal motore termico occupa il 56% del totale, mentre l'energia negativa quella teoricamente recuperabile ne occupa il restante 44%. Si tratta senza dubbio di valori, molto ottimistici, dettati dal fatto che i parametri del modello non sono stati validati tramite prove sperimentali; rimangono comunque sempre valide tutte le considerazioni fatte. Inoltre, bisogna anche considerare che l'area in azzurro fa riferimento al valore ideale teorico di energia che potrebbe essere effettivamente recuperata. Tuttavia è necessario tenere presente di tutte le perdite relative al trasporto e alla conversione energetica che tendono ad abbassare quel valore. In questa ulteriore figura fig.8.4 è stata

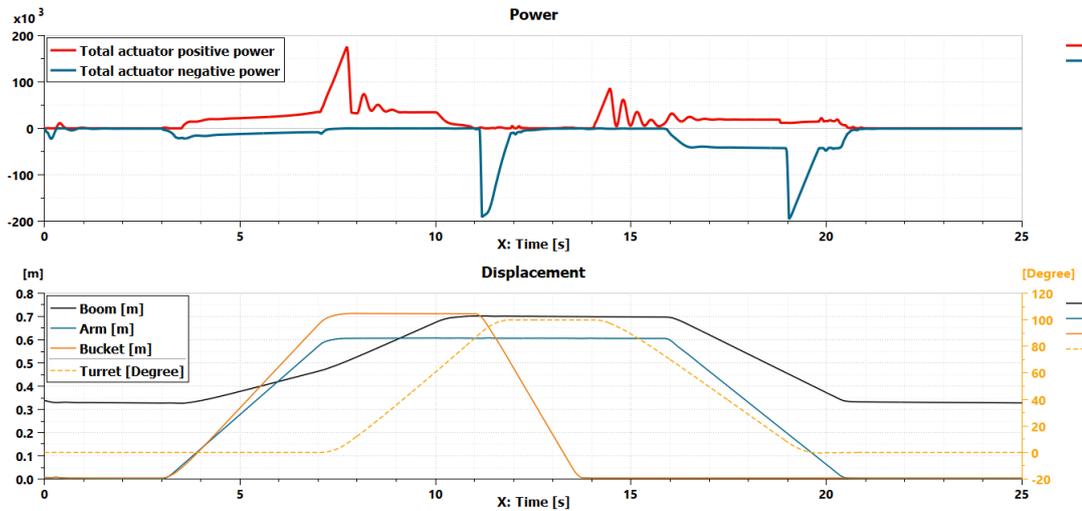


Figura 8.4: Potenza negativa e potenza positiva totale degli attuatori e andamenti delle posizioni angolari e lineari.

scomposta la potenza delle attuazioni tra componente negativa e componente positiva e per completezza è stato posto in basso anche l'andamento delle posizioni lineari e angolari di attuatori e torretta. Si nota come durante la fuoriuscita e il rientro in base al quadrante operativo in cui si trova a lavorare il rispettivo attuatore corrispondano picchi di potenze negative o positive stessa cosa per quanto riguarda le fasi di accelerazione e decelerazione della torretta. Questo discorso è ancora più evidente se si scompone l'output di potenza delle singole attuazioni e le si analizza in modo separato fig.8.5.

Un'altra cosa che si nota è come la torretta abbia un output di potenza di un ordine di grandezza superiore rispetto alle altre attuazioni. Di contro i transitori in cui si hanno questi powerspike sono più brevi rispetto a quelli degli attuatori lineari e quindi per avere una visione completa di quale attuazione prendere in considerazione per la rigenerazione è necessario andare a vedere quella che è l'area sottesa da queste curve ovvero l'energia fig. 8.6.

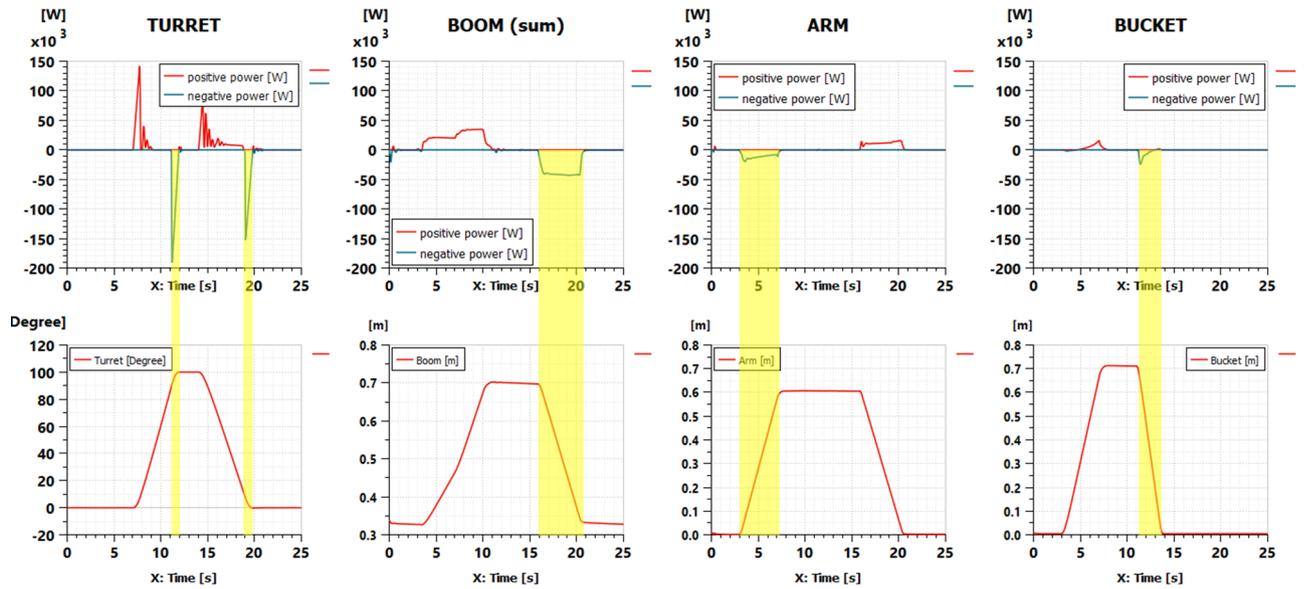


Figura 8.5: Output di potenza delle singole attuazioni confrontate con la posizione.

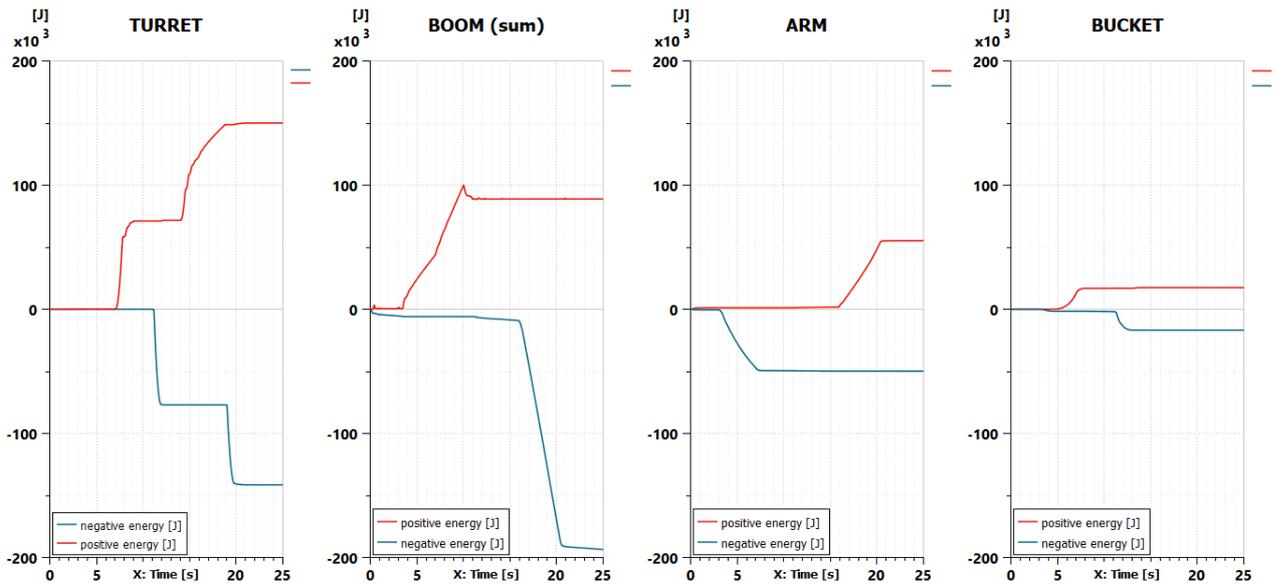


Figura 8.6: Energia positiva e negativa nelle quattro attuazioni.

Analizzando questi dati emerge che complessivamente senza considerare perdite ed efficienze si sarebbe in grado di ridurre l'energia spesa dal motore termico del 25% se si riuscisse a recuperare tutta l'energia presente nelle attuazioni. Si tratta sicuramente di una percentuale degna di nota in quanto significa ridurre il lavoro del motore di un quarto del totale.

Energia recuperabile		
Torretta	141 kJ	9%
Boom (somma)	186 kJ	12%
Arm	49 kJ	3%
Bucket	17 kJ	1%
TOT	394 kJ	25%

Tabella 8.1: Energia recuperabile per ogni attuazione, e somma complessiva, la percentuale fa riferimento al confronto con l'output di energia del motore termico durante l'intero ciclo di lavoro.

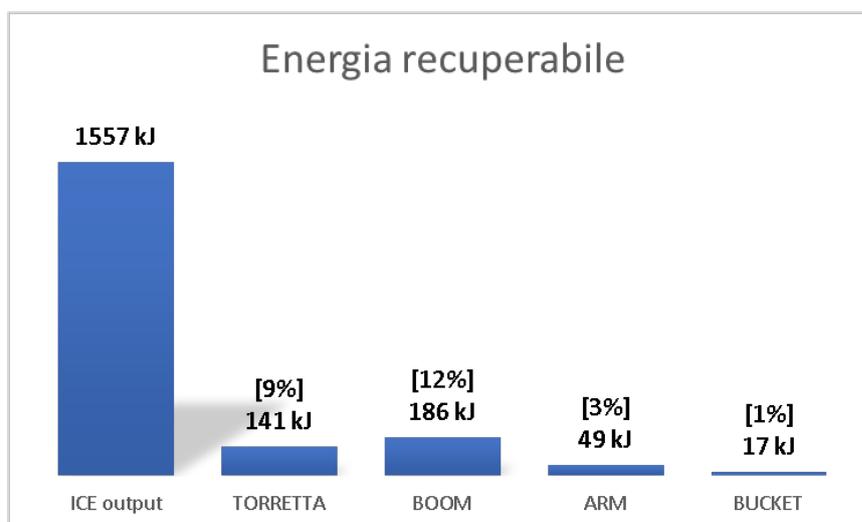


Figura 8.7: Energia recuperabile dal sistema confrontata con l'energia erogata dal motore termico durante il ciclo di lavoro.

A questo punto definita quella che è l'energia recuperabile e viste le fonti dalla quale è possibile fare *harvesting* energetico la scelta su quale circuito idraulico dotare di un ERS ricade sicuramente su torretta e boom, in quanto le restanti due attuazioni non ripagherebbero la spesa e l'aumento di complessità del sistema. Un altro fattore da considerare per implementare un circuito di rigenerazione è legato alle pressioni in gioco; un sistema di accumulo può essere infatti dimensionato e gestito in modo molto più semplice se le pressioni in gioco sono pressoché costanti durante le fasi di rigenerazione. Per questo motivo la torretta risulta essere l'attuazione più adatta al recupero energetico, infatti durante le accelerazioni e decelerazioni la pressione, non subisce notevoli variazioni, inoltre durante le fasi di frenata la pressione ha valori leggermente maggiori rispetto a quelli raggiunti in accelerazione, cosa che facilita ulteriormente l'accumulo e il riutilizzo. Per quanto riguarda il boom, nonostante la maggior quantità di energia recuperabile, per gli stessi motivi appena visti, ma in senso opposto la rigenerazione energetica risulta di più complicata realizzazione.

## 8.3 Circuito di rigenerazione

Ci sono essenzialmente tre tipologie di ERS utilizzabili in questo tipo di macchine:

- ERS Meccanici
- ERS Idraulici
- ERS Elettrici

Nei primi si sfrutta l'inerzia di un volano per accumulare energia che risulta essere proporzionale al quadrato della velocità di rotazione dello stesso. In sistemi di questo tipo è stata calcolata un'efficienza di rigenerazione fino al 62% [6]. I problemi principali in questo tipo di soluzione sono dovuti al rumore generato e agli attriti meccanici tra le ruote dentate che riducono nel tempo l'efficienza del sistema, motivo per cui questo genere di ERS non è molto utilizzato.

Gli ERS elettrici hanno vantaggi legati alle alte efficienze delle macchine elettriche e ai relativi bassi costi; si basano su un circuito che accoppia una macchina idraulica reversibile a una macchina elettrica reversibile. La macchina idraulica può funzionare da motore o da pompa e riceve e manda una portata da e verso le attuazioni. La macchina elettrica funziona da motore o da generatore. La portata regolata alla macchina idraulica permette di metterla in rotazione (motore) trasmettendo il moto alla macchina elettrica che può ricaricare le batterie. Tuttavia questo sistema deve far conto a diverse conversioni energetiche (idraulica-meccanica-elettrica-AC/DC) e quindi non sempre il gioco vale la candela

Infine gli ERS idraulici sfruttano un accumulatore idraulico per immagazzinare energia sottoforma di pressione e riutilizzarla successivamente. Questi sistemi hanno il vantaggio di avere alte efficienze complessive dettate dal fatto che ci sono poche conversioni di energia rispetto ad esempio agli ERS elettrici, inoltre hanno un basso consumo di potenza. In questi sistemi sono state calcolate efficienze di recupero energetico fino al 76% [6].

In questo studio è stato utilizzato un circuito di rigenerazione energetica di tipo idraulico installato in parallelo alla trasmissione idrostatica della torretta. L'idea di base è quella di aggiungere un *Energy storage circuit* al circuito già esistente dell'attuatore, che in questo caso è quello della torretta. Il circuito utilizzato è quello mostrato in figura 8.8.

Si compone essenzialmente di quattro elementi:

- Accumulatore idraulico  $HA$
- Macchina idraulica reversibile a cilindrata variabile  $PM$
- Valvola limitatrice di pressione  $V_l$
- Valvole di controllo del flusso  $V_A, V_B$

Questo circuito è pensato per essere collegato meccanicamente all'albero della pompa primaria del circuito di rotazione della torretta.

Essendo un circuito separato dal punto di vista idraulico ma accoppiato meccanicamente, il funzionamento si basa sullo scambio di coppia tra il sistema di rigenerazione e il circuito principale.

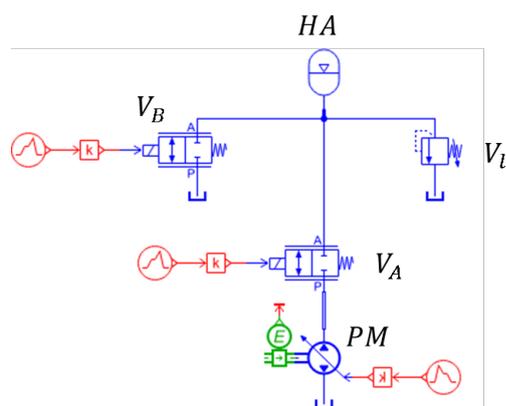


Figura 8.8: Circuito di rigenerazione modellato in ambiente Amesim

Possono essere identificate quattro modalità di funzionamento:

- Storage
- Regeneration
- Discharge
- Bypass

### 8.3.1 Storage

In questa modalità di funzionamento viene ricevuta in input energia proveniente dalla torretta durante le fasi di frenata. Questa energia si riversa sotto forma di una coppia (freccia verde) alla macchina idraulica  $PM$  dell'ERS che si trova a funzionare da pompa e una volta aperta la valvola di controllo  $V_A$  manda una portata (freccia blu) che permette di riempire l'accumulatore idraulico  $HA$  fino ad una pressione di taratura imposta dalla valvola limitatrice  $V_l$  fig.8.9. Durante questa modalità di funzionamento la valvola di controllo  $V_B$  rimane chiusa in modo tale che tutto l'olio inviato dalla pompa vada a finire all'interno dell'accumulatore.

### 8.3.2 Regeneration

In questa modalità di funzionamento l'energia immagazzinata può essere riutilizzata, ciò può avvenire in due modi:

- Collegando tramite la valvola  $V_B$  il circuito a una seconda utenza e utilizzando direttamente la portata accumulata

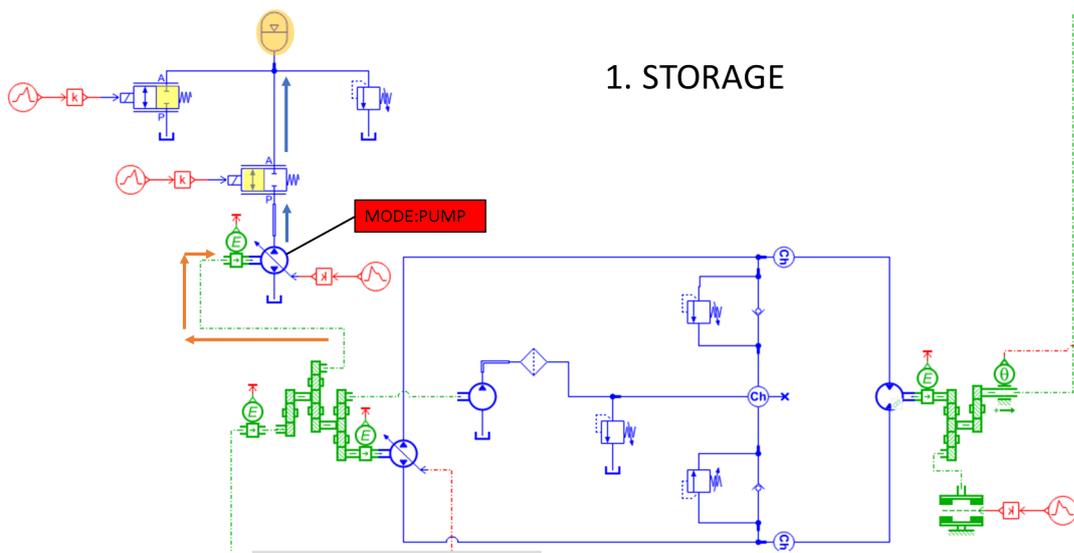


Figura 8.9: Modalità di funzionamento di accumulo

- Svolgendo il percorso inverso e facendo fluire l'olio verso la macchina idraulica riversando una coppia utile nel sistema.

In questo studio è stata presa in considerazione solamente la seconda opzione. La portata di olio quindi passa attraverso la valvola  $V_A$  che viene aperta e finisce nella macchina idraulica che durante questa operazione funziona da motore. In questo modo viene generata una coppia che può essere riversata nel circuito primario alleggerendo il carico del motore fig. 8.10.

### 8.3.3 Discharge e bypass

Infine è utile descrivere anche queste due modalità di funzionamento che sono necessarie ai fini della logica di controllo e per motivi di sicurezza. Deve infatti essere sempre possibile per motivi legati alla sicurezza, la possibilità di scaricare l'accumulatore idraulico direttamente verso il serbatoio. Ciò può avvenire mediante l'apertura della valvola di controllo  $V_B$  e tenendo chiusa la valvola  $V_A$ , inoltre la macchina idraulica viene impostata in modalità neutral andando ad azzerare il valore della cilindrata. Invece la modalità operativa di bypass, viene adoperata quando non si vuole utilizzare il circuito di rigenerazione né in fase di carica né in fase di scarica, volendo quindi isolare il circuito dal resto del sistema. Per fare ciò vengono chiuse tutte le valvole di controllo e la macchina idraulica viene impostata in modalità neutral.

### 8.3.4 Componenti e parametri del modello

I componenti che formano il circuito di rigenerazione sono quattro, questi elementi sono stati modellati su Amesim allo stesso modo fatto per il resto del sistema ovvero fornendo

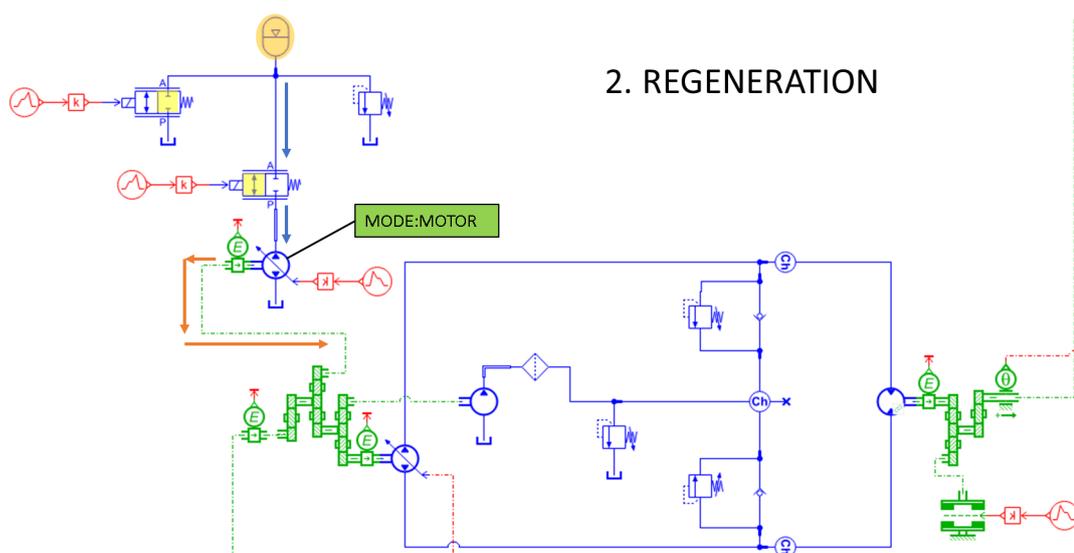


Figura 8.10: Modalità di funzionamento di rigenerazione

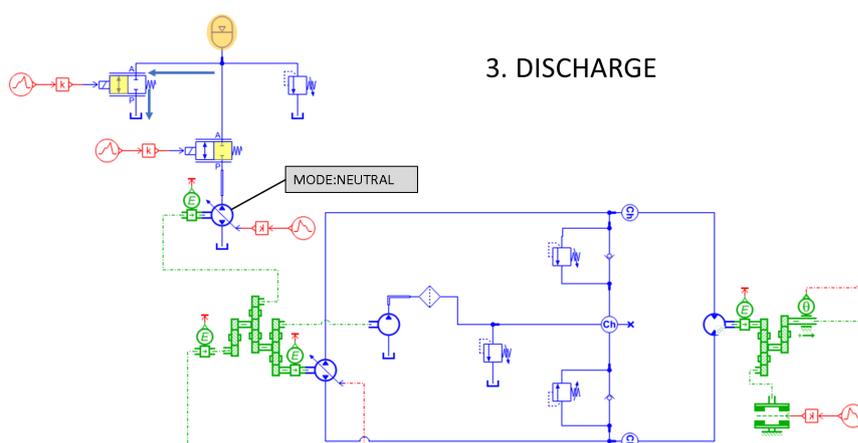


Figura 8.11: Modalità di funzionamento discharge

un submodel a ogni componente, imponendo le equazioni di governo e impostando i parametri caratteristici.

### Accumulatore idraulico

Si tratta del submodel di un accumulatore idraulico precaricato con gas. Il gas obbedisce a una legge politropica:

$$P \cdot V^\gamma = Costante \quad (8.3)$$

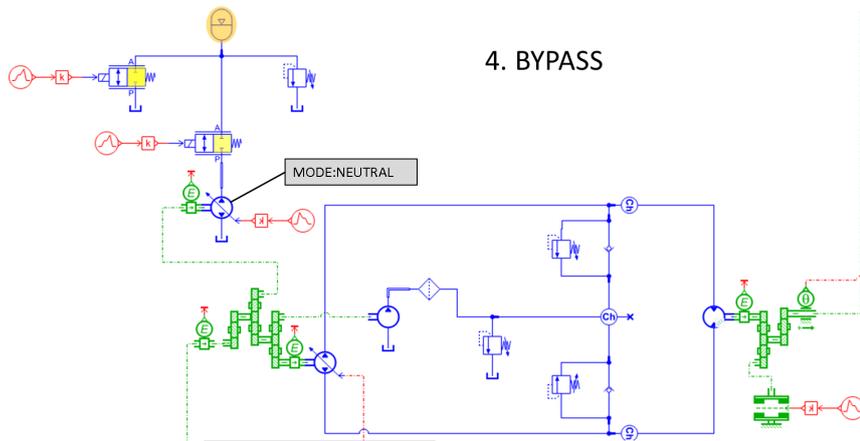


Figura 8.12: Modalità di funzionamento discharge

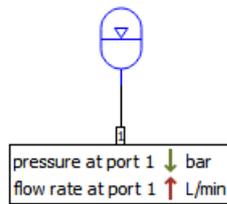


Figura 8.13: Icona Amesim dell'accumulatore idraulico con le variabili in ingresso ed uscita.

la costante è definita dalla pressione di precarico del gas e dal volume dell'accumulatore. Il fluido all'interno dell'accumulatore si assume avere la stessa pressione del gas. L'accumulatore viene considerato completamente carico quando il volume di gas raggiunge 1/1000 del volume nominale dell'accumulatore, in questo modo vengono evitati i problemi legati al volume del gas che tende a zero. Quando l'accumulatore è completamente scarico la pressione idraulica viene calcolata utilizzando l'equazione di un volume di fluido comprimibile. Questo submodel semplificato non prevede una legge di efflusso attraverso un orifizio all'ingresso dell'accumulatore. Riassumendo nei casi limite (accumulatore pieno e accumulatore vuoto) le condizioni imposte dal modello sono:

$$P_{gas} = P_{max} , V_{gas} = \frac{V_{accumulatore}}{1000} \quad (8.4)$$

$$P_{gas} = P_{precarica} , V_{gas} = V_{accumulatore} \quad (8.5)$$

Nei casi intermedi invece, quando l'accumulatore non è pieno o vuoto, le equazioni utilizzate sono le seguenti:

$$P_{gas} = P_{Liquido} , V_{gas} = V_{accumulatore} \cdot \left( \frac{P_{accumulatore}}{p_{gas}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (8.6)$$

Come si osserva viene utilizzata una politropica per il calcolo del volume del gas. Si assume che la comprimibilità del liquido è trascurabile se confrontata con quella del gas e pertanto la derivata della pressione idraulica è la stessa di quella del gas. Andando a differenziare la politropica si ottiene:

$$\frac{dp_{liquido}}{dt} = \gamma \cdot \frac{p_{liquido}}{V_{gas}} \cdot \frac{dV_{gas}}{dt} \quad (8.7)$$

dove  $\frac{dV_{gas}}{dt} = -Q_{liquido}$

Il dimensionamento dell'accumulatore è stato fatto tenendo in considerazione l'energia recuperabile dalla torretta e andandola a eguagliare al prodotto del volume dell'accumulatore per la pressione massima.

$$p_{max} \cdot V_{accumulatore,min} = E_{max} \quad (8.8)$$

Si considera:

- $p_{max} = 370bar$ : è il valore di pressione massima nel circuito della torretta.
- $E_{max} = 141kJ$  è il valore di massima energia recuperabile nel circuito di rotazione.

Va cui è stato ottenuto un valore di volume pari a  $V_{accumulatore,min} = 3.8L$ . Questo valore per motivi di sicurezza viene aumentato in genere del 10-15%, per tanto il valore scelto inizialmente è stato  $V_{accumulatore} = 4L$ . In realtà, successivamente, quando è stata implementata la logica di controllo e sono state svolte simulazioni con altri cicli di lavoro anche ripetuti nel tempo (vedi capitoli 9 e 10), si è scelto di aumentare anche in modo considerevole il volume dell'accumulatore per permettere all'algoritmo una certa libertà di intervento. La pressione di precarico invece è stata impostata a 200 bar.

Accumulatore idraulico	
Pressione di precarico del gas	200 bar
Volume nominale accumulatore	30 L
Indice della politropica del gas	1,4

### Pompa-motore

La macchina idraulica è stata modellata come una macchina reversibile a cilindrata variabile, seguendo gli stessi submodel delle pompe primarie dei circuiti di attuazione combinando il comportamento di una pompa e di un motore idraulico.

Nel caso di funzionamento in modalità pompa:

$$Q = V \cdot \omega \cdot \eta_{vol} \quad (8.9)$$

$$C = \frac{V \cdot dp}{\eta_{hym}} \quad (8.10)$$

Nel caso di funzionamento in modalità motore:

$$Q = \frac{V \cdot \omega}{\eta_{vol}}, \quad C = V \cdot dp \cdot \eta_{hym} \quad (8.11)$$

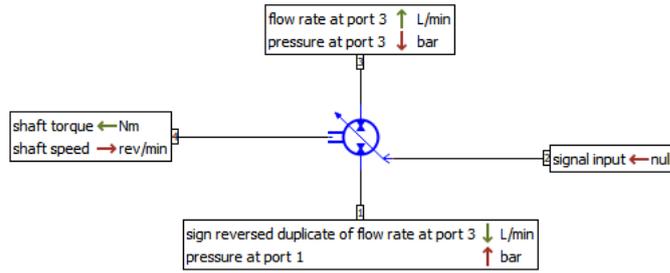


Figura 8.14: Icona amesim della pompa-motore.

Pompa-motore circuito di rigenerazione	
Cilindrata massima	200cc/rev
Efficienza volumetrica	0.97
Efficienza meccanica-idraulica	0.98

Tabella 8.2: Parametri utilizzati per la pompa del circuito di rigenerazione.

### 8.3.5 Valvola di controllo

Si tratta di una valvola proporzionale, controllata da un segnale esterno, a differenza delle valvole direzionali utilizzate negli altri circuiti idraulici del sistema, questa è una valvola a due posizioni e due vie. L'efflusso attraverso la stessa, viene modellato come quello attraverso un orifizio.

$$Dh = \frac{4 \cdot \text{Area sezione trasversale}}{\text{Perimetro bagnato}} \quad (8.12)$$

$$\lambda = \frac{Dh}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad (8.13)$$

$$cq = cq_{max} \cdot \tanh\left(\frac{2\lambda}{\lambda_{crit}}\right) \quad (8.14)$$

$$Q = C_e \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad (8.15)$$

### 8.3.6 Valvola limitatrice

La valvola limitatrice fa in modo di imporre un tetto massimo alla pressione del circuito, questo tetto è stato tarato tenendo in considerazione quella che è anche la pressione massima nel circuito di rotazione della torretta ovvero 370 bar.

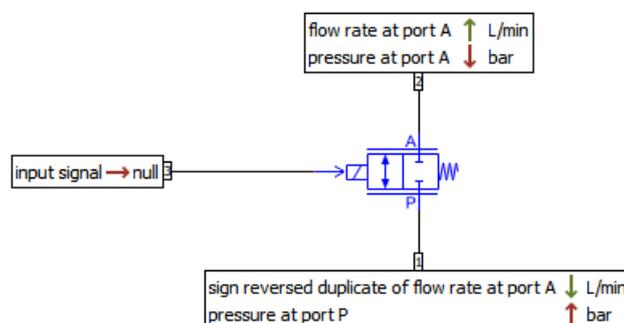


Figura 8.15: Icona amesim della valvola di controllo.

Valvole direzionali circuito di rigenerazione	
Segnale di corrente nominale	1 mA
Frequenza naturale	200 Hz
Portata caratteristica ad apertura max	200 L/min
Differenza di pressione corrispondente	15 bar
Numero di efflusso critico (laminare/turbolento)	1000

Tabella 8.3: Parametri utilizzati per le valvole di controllo del circuito di rigenerazione.

Valvola limitatrice circuito di rigenerazione	
Pressione di apertura	3700 bar
Flow rate pressure gradient	20 L/min/bar

Tabella 8.4: Parametri utilizzati nella limitatrici del circuito di rigenerazione.

## Capitolo 9

# Logica di controllo

Nel capitolo 8 è stata mostrata l'analisi riguardante l'energia recuperabile ed è stato proposto un circuito di rigenerazione energetica da implementare nell'escavatore convenzionale che sfrutta l'energia legata alle decelerazioni della torretta e la riutilizza successivamente immettendo una coppia utile nel sistema, definendo un'architettura di tipo ibrido idraulico. Una delle sfide principali nei veicoli ibridi è quella di trovare la strategia di controllo ottimale, che permette di massimizzare l'efficienza e minimizzare i consumi e le emissioni. Questo problema è uno dei più studiati nell'ambito HEV (Hybrid Electric Vehicles), lo scopo di questo capitolo è quello di mostrare delle analogie possibili nel campo degli ibridi off road. Nei veicoli ibridi l'ottimizzazione del sistema è molto complessa a causa della presenza di tanti parametri e variabili in gioco (sorgenti di potenza, sistemi di accumulo energetico, sistemi di controllo, condizioni operative). Le strategie di gestione energetica (EMS Energy Management Strategies) hanno lo scopo di trovare la strategia di controllo ottimale, una volta forniti i vincoli e l'obiettivo da raggiungere (minimizzare i consumi, minimizzare le emissioni, massimizzare la durata della batteria). Le EMS possono essere classificate in due categorie, *rule-based* e *optimization-based*. Le strategie rule based sono più semplici da implementare per quanto riguarda un controllo in tempo reale perchè si basano su algoritmi decisionali o su mappe di controllo; però hanno il difetto che non sono ottimizzate per tutte le condizioni di funzionamento e il processo di messa a punto è del tipo trial and error. Gli algoritmi di tipo optimization based invece fanno uso di tecniche di ottimizzazione matematiche con l'obiettivo di ottenere la migliore soluzione al problema. In un sistema di ottimizzazione *optimization-based* il problema è formulato mediante una funzione obiettivo con relativi vincoli da rispettare. Le EMS di questa seconda tipologia possono essere divise in ulteriori due categorie:

- *Metodi di ottimizzazione globale* che richiedono la conoscenza del problema nel complesso e che quindi non sono implementabili a bordo, però riescono a trovare sempre la soluzione ottimale (ad esempio: *programmazione dinamica, algoritmi genetici*).
- *Metodi di ottimizzazione istantanei* che invece cercano di trovare una soluzione al problema istantaneo date le variabili conosciute sulla base della funzione obiettivo imposta, trovando quindi una soluzione sub-ottimale che non è detto sia uguale alla soluzione ottimale globale(ad esempio: *ECMS*).

## 9.1 Pontryagin's Minimum Principle PMP

Si tratta di un metodo esatto che trova la soluzione globale del problema facendo delle assunzioni: Se una soluzione, a un certo istante temporale è ottimale, allora saranno soddisfatte determinate *condizioni*. Pertanto invece di guardare il problema nel suo complesso, lo scopo è quello di analizzarlo istante per istante e trovare la soluzione ottimale sulla base di alcune *condizioni*, se queste sono rispettate allora la soluzione è ottimale. Per quanto riguarda un veicolo HEV il problema del power split può essere formulato in maniera formale e generale in questo modo [26]:

Trovare la legge di controllo  $u(t)$  che minimizza la funzione costo:

$$J = \int_{t_0}^{t_f} m_f(u(t), t) dt \quad (9.1)$$

soggetta ai vincoli:

$$\dot{x} = \begin{cases} -\frac{u(t)}{\eta_{batt(x,u)E_{max}}} & \text{se } u(t) \geq 0 \\ -\frac{u(t)\eta_{batt(x,u)}}{E_{max}} & \text{se } u(t) < 0 \end{cases} \quad (9.2)$$

$$x = \begin{cases} x(t_0) = x_0 \\ x(t_f) = x_0 \pm \delta \end{cases} \quad (9.3)$$

$$x_{min} \leq x(t) \leq x_{max} \quad (9.4)$$

$$P_{EM,e,min} \leq P_{EM,e}(t) \leq P_{EM,e,max} \quad (9.5)$$

$$P_{batt,min} \leq P_{batt}(t) \leq P_{batt,max} \quad (9.6)$$

$$P_{ICE,min} \leq P_{ICE}(t) \leq P_{ICE,max} \quad (9.7)$$

dove:

- $x(t)$  è lo Stato di energia della batteria SOE
- $u(t)$  rappresenta la potenza della batteria

dato questo problema, il principio del minimo di Pontryagin può essere formulato come segue: Se  $u^*(t)$  è il controllo ottimale del problema e  $x^*(t)$  è la corrispondente variabile di stato, allora le seguenti condizioni sono soddisfatte per ogni istante di tempo  $t$ :

1.  $u^*(t)$  minimizza la funzione Hamiltoniana  $H$  per ogni istante di tempo  $t \in (t_0, t_f)$ , dove  $H = \dot{m}_f(t, u) + \lambda f(x, u)$
2. sono soddisfatte le condizioni al contorno:  $x^*(t_0) = x_0$ ,  $x^*(t_f) = x_0 \pm \delta$
3. sono rispettate le equazioni di dinamica dello stato del veicolo

$$\lambda^*(t) = \begin{cases} \frac{\lambda^* u(t)}{\eta_{batt}^2 E_{max}} \frac{\partial \eta_{batt(x,u)}}{\partial x} & \text{se } u(t) \geq 0 \\ \frac{\lambda^* u(t)}{E_{max}} \frac{\partial \eta_{batt(x,u)}}{\partial x} & \text{se } u(t) < 0 \end{cases} \quad (9.8)$$

$$\dot{x} = \begin{cases} -\frac{u(t)}{\eta_{batt(x,u)E_{max}}} & \text{se } u(t) \geq 0 \\ -\frac{u(t)\eta_{batt(x,u)}}{E_{max}} & \text{se } u(t) < 0 \end{cases} \quad (9.9)$$

## 9.2 ECMS

ECMS è l'acronimo di Equivalent Consumption Minimization Strategy, si tratta di una strategia di controllo *optimization-based* come nel caso di PMP però si differenzia da esso per l'approccio utilizzato. L'ECMS ha lo scopo di minimizzare la funzione costo "consumo equivalente" andando a bilanciare la distribuzione di potenza tra il motore termico e la seconda fonte di energia. Questo genere di algoritmi sono classificati come MPC (model predictive control), in quanto utilizzano un modello matematico del sistema per prevedere il comportamento futuro del veicolo e ottimizzare gli input di controllo. Algoritmi di tipo ECMS sono implementabili a bordo dei veicoli ibridi per il controllo in tempo reale in quanto fanno uso di algoritmi che non richiedono potenze di calcolo eccessive o la conoscenza completa del problema. L'obiettivo è quello di utilizzare attraverso delle analogie energetiche un algoritmo di ottimizzazione ECMS anche per l'escavatore ibrido idraulico. Nel presente caso studio in particolare facendo riferimento al circuito di rigenerazione la variabile di stato è definita dalla pressione nell'accumulatore, e le variabili di controllo sono invece il fattore di modulazione della cilindrata della macchina idraulica  $PM$  e l'apertura o la chiusura (di tipo ON-OFF) della valvola di controllo  $V_A$ .

La funzione obiettivo che si vuole minimizzare è la seguente:

$$J = m_{f,eq} = m_{f,ICE} + \lambda \cdot m_{f,acc} \quad (9.10)$$

Si tratta del *consumo di combustibile equivalente* formato da due contributi:

- $m_{f,ICE}$ : il consumo istantaneo del motore termico
- $m_{f,acc}$ : il consumo di combustibile equivalente legato all'uso del circuito di rigenerazione

Da notare anche il termine  $\lambda$  che lega i due addendi, si tratta del fattore di equivalenza, un parametro di calibrazione che fa in modo di equilibrare i pesi dei due termini andando a coprire il consumo energetico del circuito di rigenerazione in consumo equivalente. Riuscire a calibrare in modo adeguato questo fattore è di fondamentale importanza in quanto sulla base di questo parametro cambia il comportamento del sistema.

L'algoritmo ha il compito di scegliere per ogni istante di tempo il valore di fattore di modulazione della cilindrata che porterebbe alla minimizzazione della funzione obiettivo appena vista.

### 9.2.1 Equazioni del sistema

Per implementare uno script è stato necessario studiare la dinamica del sistema visto nel capitolo 8, in particolare il circuito di rigenerazione e gli scambi di potenza tra il circuito di rigenerazione e il resto del modello. La variabile di controllo come visto è la pressione dell'accumulatore, indicata con  $p_{gas}$ , il submodel di Amesim impone in tutti gli istanti che la pressione del gas e la pressione dell'olio all'interno dell'accumulatore siano uguali  $p_{gas} = p_{olio}$ . Il volume del gas viene calcolato utilizzando una politropica:

$$P \cdot V^\gamma = K \quad (9.11)$$

Da cui andando a differenziare e sostituire le notazioni appropriate si ottiene:

$$\frac{dp_{olio}}{dt} = \gamma \frac{p_{olio} + p_{atm}}{V_{gas}} \cdot \frac{dV_{gas}}{dt} \quad (9.12)$$

ovvero:

$$m_{f,acc} = \dot{p}_{olio} = \gamma \frac{p_{olio} + p_{atm}}{V_{gas}} \cdot Q_{olio} \quad (9.13)$$

dove:

$$Q_{olio} = \begin{cases} \eta_v \cdot \alpha \cdot V_{max} \cdot \omega & \text{nel caso di pompa} \\ \frac{1}{\eta_v} \cdot \alpha \cdot V_{max} \cdot \omega & \text{nel caso di motore} \end{cases} \quad (9.14)$$

$p_{olio}$  rappresenta il secondo addendo della funzione obiettivo cioè:  $m_{f,acc}$ .

Per il calcolo invece dei consumi istantanei di carburante si è passato per il calcolo della potenza legata alla pompa-motore indicata con  $P_{acc}$  e aggiungendo questo termine alla potenza di tutte le altre attuazioni si è calcolata la potenza istantanea complessiva del motore termico  $P_{ICE}$ . Dalla potenza quindi è possibile ricavare la pme con la quale successivamente mediante l'utilizzo della mappa della BSFC viene calcolata la portata istantanea di combustibile  $m_{f,ICE}$ . La successione delle equazioni utilizzate è la seguente: La pressione a monte della valvola di controllo viene calcolata secondo l'equazione dell'efflusso attraverso un orifizio:

$$p_A = p_{olio} + \frac{Q_{olio}^2 \cdot \rho}{C_{eff}^2 \cdot A^2 \cdot 2} \quad (9.15)$$

da cui è possibile valutare la potenza legata alla macchina idraulica:

$$P_{acc} = \begin{cases} \frac{1}{\eta_{hym}\eta_v} \cdot Q_{olio} \cdot p_A & \text{nel caso di pompa} \\ \eta_{hym}\eta_v \cdot Q_{olio} \cdot p_A & \text{nel caso di motore} \end{cases} \quad (9.16)$$

La ripartizione delle potenze nel sistema può essere vista come:

$$P_{ICE} = P_{acc} + P_{boom} + P_{Arm-bucket} \quad (9.17)$$

Da questa equazione quindi una volta ricavata la  $P_{ICE}$  è possibile calcolare la pme:

$$pme = \frac{P_{ICE}}{(iV_0)} \cdot \frac{m}{n} \quad (9.18)$$

interpolando la mappa dei consumi con i valori di pme e velocità di rotazione infine si valuta il valore di bsfc con il quale è possibile calcolare la portata di combustibile istantaneo che è di fatto il primo termine della funzione obiettivo:

$$m_{f,ICE} = P_{ICE} \cdot BSFC \quad (9.19)$$

L'algoritmo di ottimizzazione si occupa di fare questi calcoli per tutto un set di possibili valori di fattore di modulazione della cilindrata, ottenendo un vettore di possibili  $m_{f,eq}$ . A quel punto sceglie il valore di fattore di modulazione della cilindrata che porta al risultato minimo di consumi per quel preciso istante di tempo  $\alpha_{opt}$ . Tutto questo viene ripetuto per ogni istante di tempo, in questo modo una volta concluso il ciclo di lavoro si è sicuri di aver ottenuto una soluzione sub-ottimale del problema.

### 9.2.2 Implementazione ECMS mediante co-simulazione Amesim-Simulink

Per implementare una ECMS che potesse gestire il fattore di modulazione della cilindrata e il segnale in input alla valvola di controllo è stata effettuata una co-simulazione Amesim-simulink in modo tale che Amesim gestisse il modello dell'escavatore e Simulink invece la logica di controllo. Questa tecnica è definita *model in the loop* ed è in grado di unire due elementi di forza dei due software ovvero l'esteso elemento di controllo dato da Matlab-Simulink e il robusto sistema di modellazione e simulazione dato da Amesim. Per fare ciò è stato utilizzato un blocco interfaccia in Amesim chiamato AME2SLCosim, questa interfaccia prevede che Simulink elabori i calcoli svolgendo la funzione di *master* e Amesim invece svolga la funzione di *slave*.

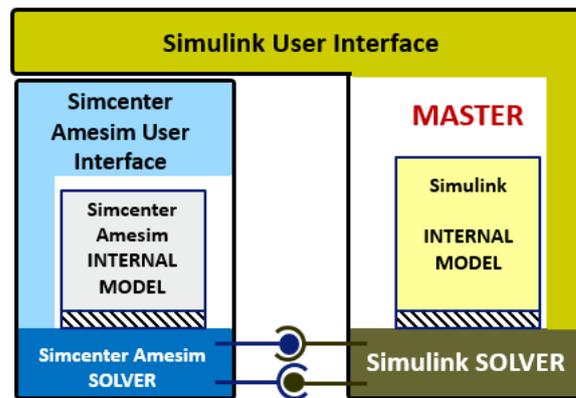


Figura 9.1: Logica dell'interfaccia AME2SLCosim.

Per il corretto funzionamento dello script è stato necessario prevedere due porte di ingresso e due porte di uscita:

Variabili		
INPUT	$p_o$ $P_{OUT}$	Pressione nel serbatoio Somma delle potenze delle attuazioni ( $P_{turret} + P_{boom} + P_{arm-bucket}$ )
OUTPUT	$valve - command$ $q_{opt}$	comando di apertura della valvola di controllo fattore di modulazione della cilindrata

Tabella 9.1: Tabella descrittiva delle variabili che i due programmi si scambiano durante la co-simulazione.

Amesim fornisce in uscita verso Simulink istante per istante il valore della pressione nel serbatoio e il valore della potenza totale richiesta dal resto del sistema. Questo valore viene ottenuto sommando i singoli valori della richiesta di potenza delle pompe primarie nelle tre attuazioni: circuito di rotazione della torretta, movimentazione del boom e movimentazione di arm e bucket. Analogamente in Simulink è stato aggiunto lo stesso blocco per permettere lo scambio di informazioni fig.9.4.

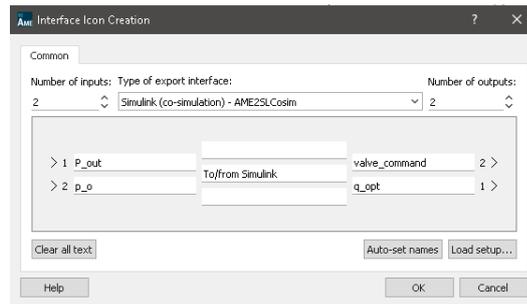


Figura 9.2: Creazione dell'interfaccia AME2SLCosim con le porte di ingresso e uscita.

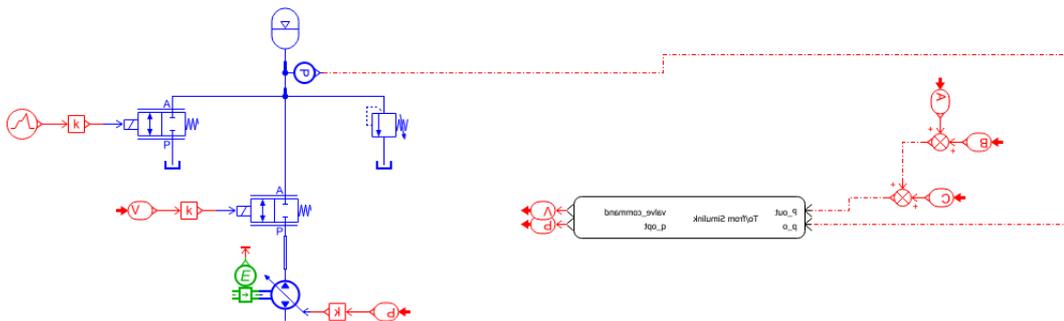


Figura 9.3: Blocco AME2SLCosim in ambiente Amesim.

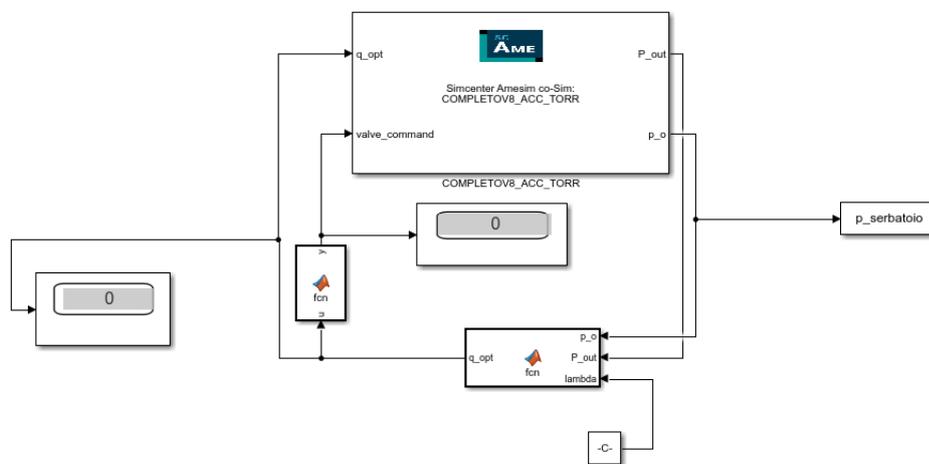


Figura 9.4: Modello simulink

Il passo successivo è stato quello di creare lo script mediante una *Matlab function* nella quale sono state inserite tutte le equazioni e i vincoli dell'algorithm di ottimizzazione che restituisce come output il valore del fattore di cilindrata ottimale.

Per valutare invece il comando di apertura della valvola di controllo, una seconda funzione rileva il valore in uscita dalla *function* principale. Quando questo è diverso da

zero restituisce un valore unitario, altrimenti restituisce un valore nullo.

Oltre alle equazioni fisiche per il calcolo del consumo equivalente, lo script prevede una logica di controllo per soddisfare alcuni vincoli. In particolare è necessario che non venga dato il comando di scaricare il serbatoio quando si è al valore di pressione minimo, e non si deve dare il comando di caricare il serbatoio quando si è al valore di pressione massima, secondo il flow chart in figura 9.5

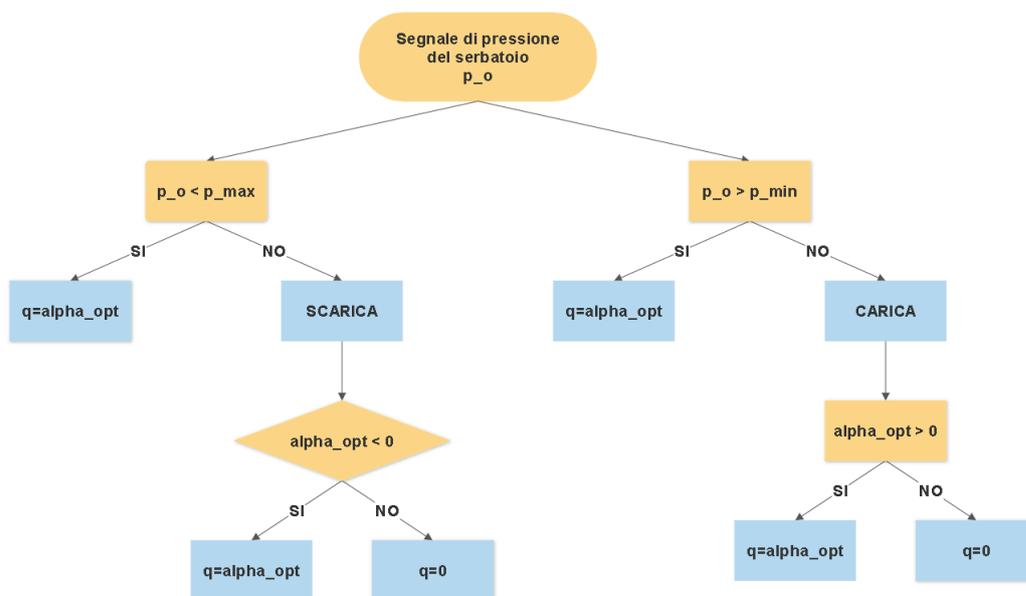


Figura 9.5: Logica di controllo per soddisfare i vincoli sulla pressione minima e massima.  $q$  è l'output dello script ECMS mentre  $\alpha_{opt}$  è il fattore di modulazione che porterebbe alla minimizzazione dei consumi calcolato senza considerare i vincoli.

Lo pseudo-algoritmo utilizzato è mostrato in Alg.1.

---

**Algorithm 1** ECMS. Le variabili in ingresso dall'esterno sono  $p_0, P_{out}, \lambda$ , viene restituito in output il valore di fattore di modulazione della cilindrata che minimizza la funzione costo  $\alpha_{opt}$ .

---

```

1: procedure  $\alpha_{opt}(p_{olio}, P_{out}, \lambda)$ 
2:    $\triangleright \alpha_{opt}$  è il fattore di modulazione della cilindrata che minimizza la funzione costo
3:    $\triangleright p_{olio}$  è la pressione istantanea nell'accumulatore
4:    $\triangleright P_{out}$  è la potenza istantanea di tutte le attuazioni
5:    $\triangleright \lambda$  è il fattore di equivalenza della funzione costo
6:    $\triangleright$  Inizializzazione
7:    $\alpha_{opt} \leftarrow 0$     $\triangleright$  inizializzo il valore di fattore di modulazione della cilindrata a zero
8:    $\alpha_{set} = \text{linespace}(-1,1, \text{dimensione vettore})$     $\triangleright$  vettore che contiene i possibili
   valori di fattore di modulazione
9:    $\triangleright$  Execution
10:  if  $p_{olio} < p_0$  then
11:     $p_{olio} = p_0$ 
12:  end if
13:   $V_{gas} = V_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_{gas}}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$ 
14:  for  $i = 0$  to  $\text{length}(\alpha_{set})$  do
15:    if POMPA then    $\triangleright$  se la macchina idraulica funziona da pompa
16:       $Q_{olio} = \eta_v \cdot \alpha_{set}(i) \cdot V_{max} \cdot n$     $\triangleright$  Calcolo portata
17:       $p_A = p_{olio} + \frac{Q_{olio}^2 \cdot \rho}{C_{eff}^2 \cdot A^2 \cdot 2}$     $\triangleright$  efflusso attraverso orifizio
18:       $P_{Acc} = \frac{1}{\eta_{hym}} \cdot Q_{olio} \cdot p_A$     $\triangleright$  calcolo potenza macchina idraulica
19:    else if MOTORE then    $\triangleright$  se la macchina idraulica funziona da motore
20:       $Q_{olio} = \frac{1}{\eta_v} \cdot \alpha_{set}(i) \cdot V_{max} \cdot n$     $\triangleright$  Calcolo portata
21:       $p_A = p_{olio} + \frac{Q_{olio}^2 \cdot \rho}{C_{eff}^2 \cdot A^2 \cdot 2}$     $\triangleright$  efflusso attraverso orifizio
22:       $P_{Acc} = \eta_{hym} \cdot Q_{olio} \cdot p_A$     $\triangleright$  calcolo potenza macchina idraulica
23:    end if
24:     $p_{olio} = \gamma \cdot \frac{p_{olio}}{V_{gas}} \cdot Q_{olio}$     $\triangleright$  derivata nel tempo della pressione dell'accumulatore
25:     $P_{ICE} = P_{out} + P_{Acc}$     $\triangleright$  calcolo potenza complessiva
26:     $pme = \frac{P_{ICE} \cdot m}{(i \cdot V_{ice}) \cdot n}$     $\triangleright$  calcolo pme
27:     $bsfc_{act} = f(\text{rpm}, pme)$     $\triangleright$  valutazione bsfc dalla mappa motore
28:     $(m_f) = P_{ICE} \cdot bsfc_{act}$     $\triangleright$  calcolo consumo istantaneo
29:     $m_{eq}(i) = \dot{m}_f + \lambda \cdot p_{olio}$     $\triangleright$  funzione costo consumo equivalente
30:     $i \leftarrow i + 1$     $\triangleright$  aggiornare l'indice del for
31:  end for
32:   $i_{min} = \text{argmin}(m_{eq}(i))$     $\triangleright$  valuto l'indice relativo al consumo equivalente minimo
33:   $\triangleright$  condizioni di vincolo
34:  if  $p_{gas} \geq p_{max, gas}$  then
35:    if  $\alpha_{opt} < 0$  then
36:       $\alpha_{opt} = \alpha_{set}(i_{min})$ 
37:    else
38:       $\alpha_{opt} = 0$ 
39:    end if
40:  end if
41:  if  $p_{gas} \leq p_0$  then
42:    if  $\alpha_{opt} > 0$  then
43:       $\alpha_{opt} = \alpha_{set}(i_{min})$ 
44:    else
45:       $\alpha_{opt} = 0$ 
46:    end if
47:  end if
48:  return  $\alpha_{opt}$     $\triangleright$  Viene mandato in output il valore di  $\alpha_{opt}$ 
49: end procedure

```

---

### Calibrazione parametro $\lambda$

Il fattore di equivalenza  $\lambda$  come visto è di estrema importanza in quanto ripartisce il peso dei due addendi nell'equazione del consumo equivalente. In questo studio è stato utilizzato un fattore di equivalenza costante per tutta la durata della simulazione.

Il parametro  $\lambda$  negli HEV in campo automotive viene calibrato imponendo che a inizio ciclo e a fine ciclo il valore della SOC delle batterie sia lo stesso o comunque ci si trovi nell'intorno di quel valore di una certa tolleranza. In questo caso per la calibrazione del  $\lambda$  dell'ECMS la variabile di stato da considerare è la pressione all'interno dell'accumulatore, quindi la condizione da imporre è:

$$p_o(t_i) = p_o(t_f) \quad (9.20)$$

per fare ciò è stato utilizzato un *algoritmo di bisezione* che ha permesso in poche iterazioni di trovare le radici al problema appena descritto. L'algoritmo di bisezione è un metodo numerico iterativo molto semplice in grado di trovare le radici di un'equazione non lineare reale e continua all'interno di un intervallo chiuso e limitato in cui la funzione assuma valori di segno opposto.

Il metodo consiste nel considerare un intervallo nel quale la funzione cambia di segno almeno una volta. A quel punto si va a considerare la funzione nel punto medio e si restringe l'intervallo alla metà in cui è avvenuto il cambiamento. Il processo si ripete fino a quando non è stata ottenuta la soluzione esatta o si stia nell'intorno di una certa tolleranza scelta fig.9.6.

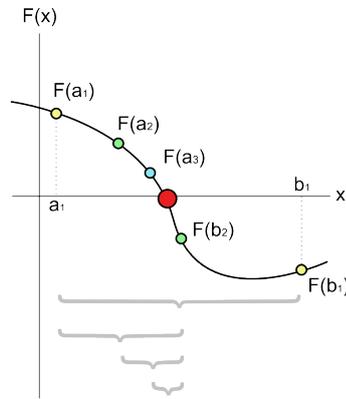


Figura 9.6: Figura che descrive i passi dell'algoritmo di bisezione.

Quello che è risultato facendo girare l'algoritmo è che a differenza degli HEV in cui esiste solamente una soluzione che soddisfa la condizione imposta, in questo caso esistono più soluzioni, tutte valide per un funzionamento del tipo *charge sustaining*. Alcune di queste soluzioni hanno dei margini di risparmio sui consumi maggiori di altre, quindi non è possibile tramite ECMS trovare la soluzione ottimale, ma solamente delle soluzioni sub-ottimali. Per tale motivo durante le simulazioni sono stati esplorati più valori di fattore di equivalenza, in modo da mostrare proprio l'esistenza di diverse soluzioni al problema.

### 9.3 Parametri del circuito

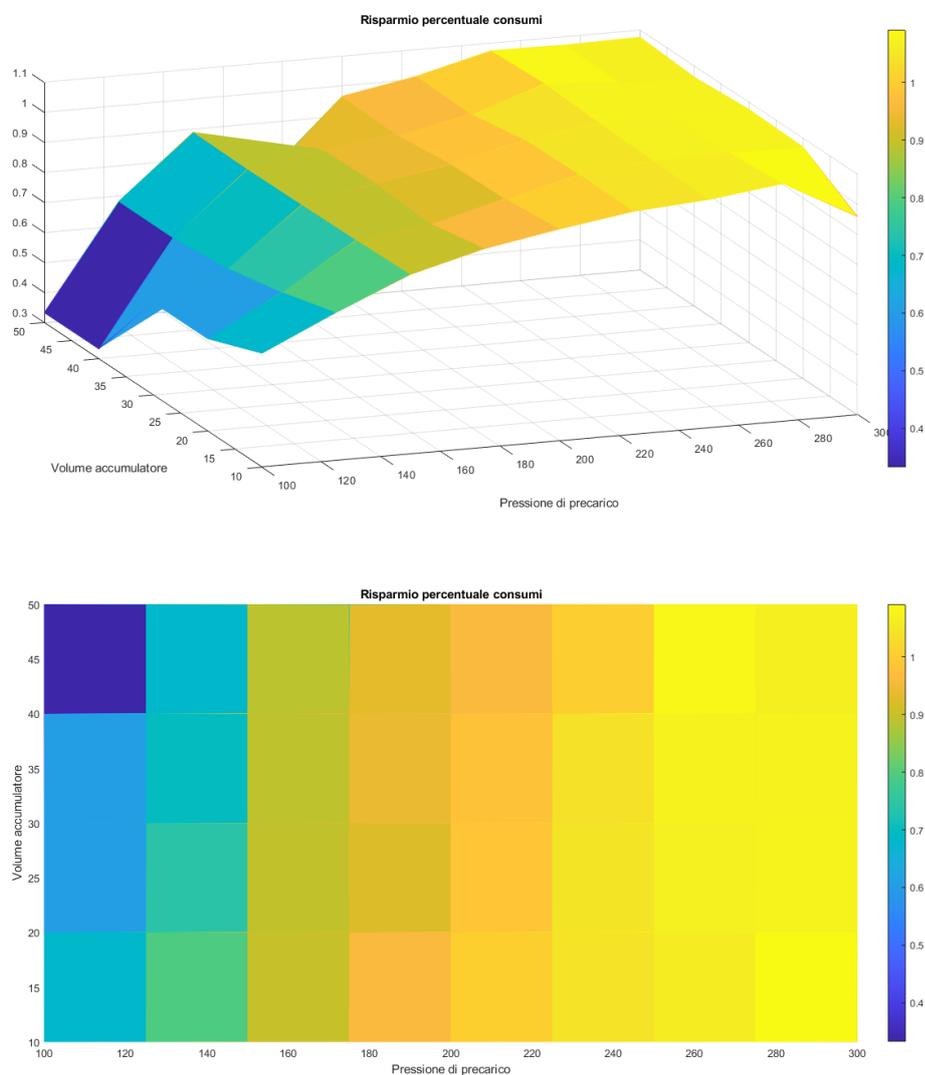


Figura 9.7: Mappa con l'andamento dei consumi confrontati con l'escavatore convenzionale al variare di volume dell'accumulatore e pressione di precarico a parità di  $\lambda$ .

In questa sezione vengono mostrati i risultati ottenuti dal modello di escavatore ibrido utilizzando la logica di controllo basata sull'ECMS facendo riferimento al ciclo standard JCMAS. In particolare è stato mostrato l'effetto dei parametri del circuito di rigenerazione sui consumi. I parametri analizzati sono stati la pressione di precarico dell'accumulatore, il volume dell'accumulatore e la cilindrata massima della macchina idraulica.

Sono state svolte diverse simulazioni utilizzando l’algoritmo ECMS mantenendo lo stesso fattore di equivalenza, andando a variare le possibili combinazioni di  $p_0$  e  $V_0$  e i risultati sono stati inseriti in una mappa 3D che mostra l’andamento della differenza di consumi percentuale riferita al caso di escavatore convenzionale al variare dei parametri appena descritti fig.9.7.

Da queste simulazioni, si evince come sul ciclo di lavoro considerato, basse pressioni di precarico e volumi eccessivamente grandi sono da evitare in quanto portano a risultati peggiorativi in termini di consumi. Al contrario i risultati migliori sono stati ottenuti aumentando la pressione di precarico; ad alte pressioni di precarico, si osserva anche una sorta di plafonamento dell’influenza del volume dell’accumulatore sui risultati. Per il caso studio in esame si è evitato di utilizzare pressioni di precarico troppo elevate, che avrebbero favorito il raggiungimento della pressione di taratura della limitatrice annullando l’efficacia del sistema di rigenerazione. Inoltre in considerazione del fatto che verrà analizzato anche l’effetto di un ciclo ripetuto nel tempo, è stato necessario considerare un volume sufficientemente grande, in modo tale da permettere dei margini di manovra all’ECMS riguardo alle fasi di accumulo e di scarico, senza andare incontro al raggiungimento della pressione limite; i parametri utilizzati sono:

- $p_0 = 200bar$
- $V_0 = 30L$
- $V_{max} = 200cc/rev$

La figura 9.8 mostra quale sia il comando restituito alla pompa-motore e all valvola di controllo utilizzando parametri appena descritti e un fattore di equivalenza che in grado di restituire un comportamento *charge sustaining*. In figura 9.9 invece viene mostrato

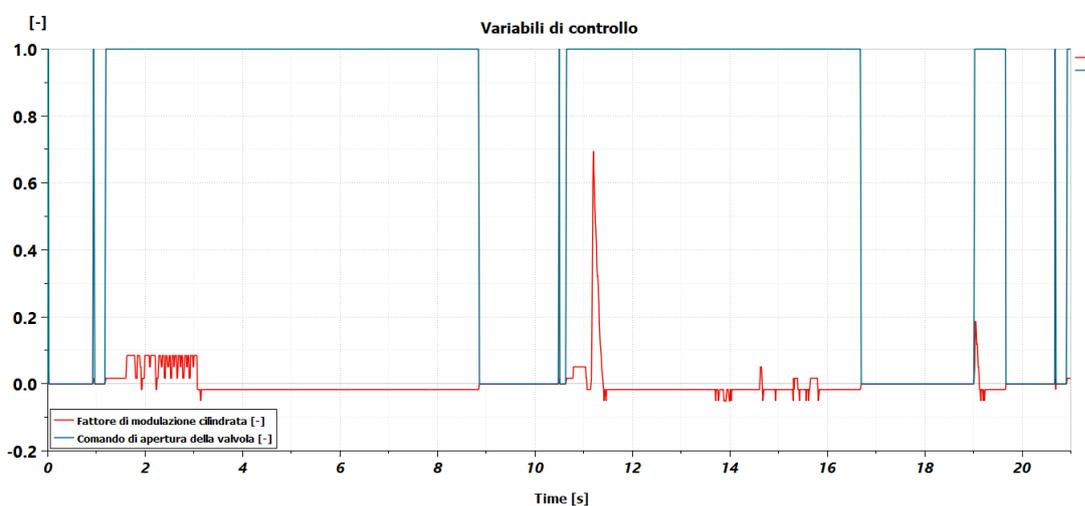


Figura 9.8: Comandi forniti dall’ECMS a valvola di controllo e cilindrata della pompa-motore.

l’andamento della pressione all’interno dell’accumulatore durante il ciclo di lavoro.

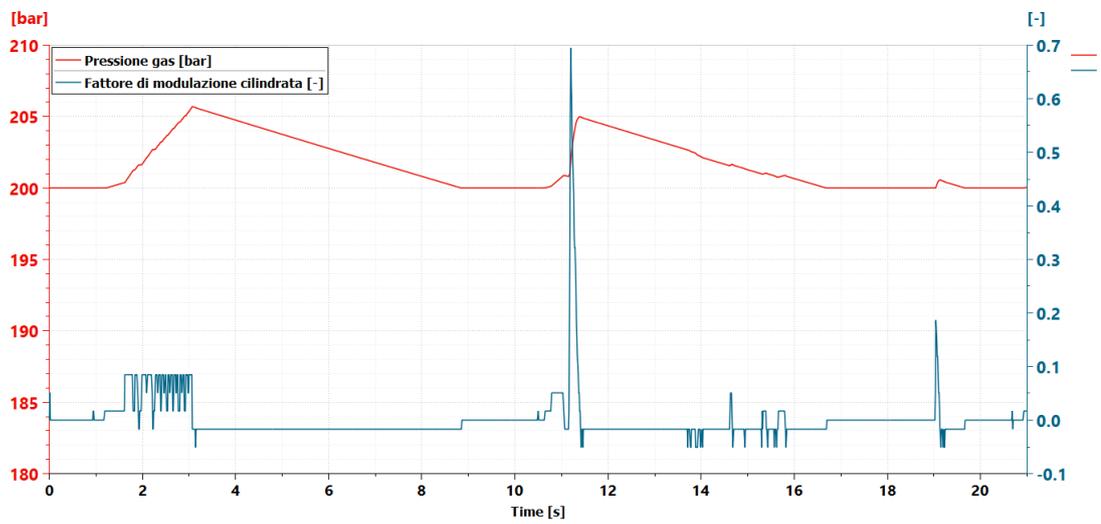


Figura 9.9: Andamento della pressione all'interno dell'accumulatore durante il ciclo di lavoro e comando di modulazione della cilindrata.

# Capitolo 10

## Confronto risultati

Per concludere lo studio e poter capire l'effetto dell'ERS nel modello di escavatore sono state effettuate una serie di simulazioni comparative tra il modello di escavatore convenzionale e il modello di escavatore ibrido. Da notare come in ogni condizione operativa il circuito di rigenerazione è lo stesso. Queste simulazioni spaziano su quattro scenari possibili:

- Ciclo JCMAS standard
- Ciclo di lavoro pesante
- Ciclo di lavoro leggero
- Ciclo standard ripetuto senza interruzioni

La scelta di simulare questi quattro scenari è dovuta al fatto che il solo ciclo standard JCMAS non è rappresentativo di tutte le possibili condizioni di lavoro della macchina. Risulta interessante simulare una condizione gravosa in termini di potenza richiesta, per capire fino a quanto il sistema di recupero energetico è in grado di spingersi. Allo stesso tempo si è considerata anche una condizione operativa "leggera" in modo tale da ricoprire nel complesso tre cicli diversi in termini di impegno richiesto al motore. In aggiunta a queste tre condizioni di carico descritte è stato considerato uno scenario di lavoro in cui non fossero presenti periodi di funzionamento al minimo del motore termico, con lo scopo di valutare l'effettiva capacità di rigenerazione energetica del circuito. Inoltre ciascuno scenario di carico è stato simulato sia singolarmente che attraverso una simulazione continuata, prevedendo la ripetizione del ciclo più volte nel tempo. Questa distinzione ha lo scopo di capire in che modo l'algoritmo ECMS evolva nel tempo. Un ulteriore punto di riflessione riguarda la scelta del parametro  $\lambda$ . A differenza del caso classico di un ibrido HEV per applicazioni automotive, in questo sistema sono disponibili più soluzioni di  $\lambda$  tali da soddisfare i vincoli imposti di  $p_i = p_f$  e non è possibile individuare il valore ottimale globalmente, motivo per cui, nei test svolti è stato anche analizzato l'effetto del fattore di equivalenza  $\lambda$  calibrando le simulazioni con diversi valori significativi.

## 10.1 Ciclo JCMAS

Il primo confronto è stato fatto sul ciclo standard definito nei capitoli precedenti, ovvero il ciclo normato dalla JCMAS comprendente la sola parte di scavo e scarico. La durata del ciclo è di 25s nei quali la torretta affronta due rotazioni di 100°. Vengono considerati tre valori di  $\lambda$ , un valore basso, uno alto e uno ottimale.

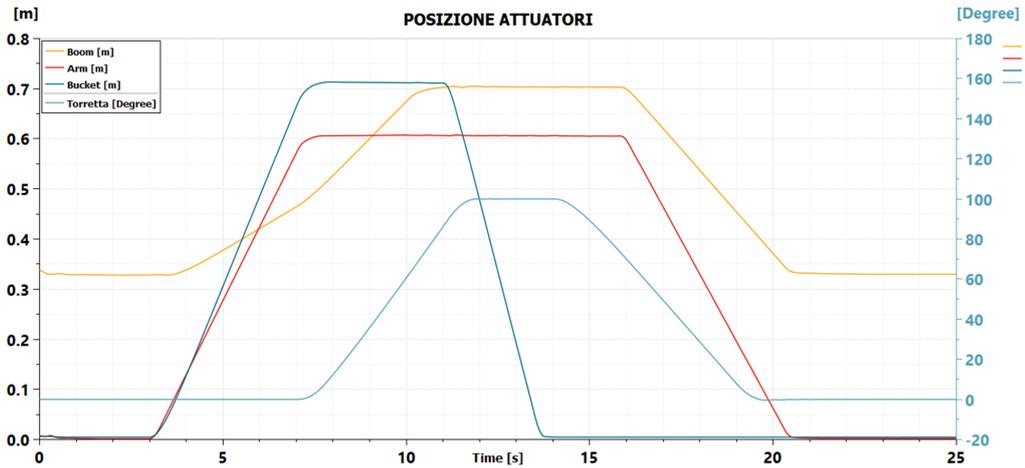


Figura 10.1: Ciclo standard JCMAS

Successivamente è stato ripetuto il tutto andando a prolungare la simulazione per un totale di 10 cicli consecutivi pari a 250 secondi fig. 10.2.

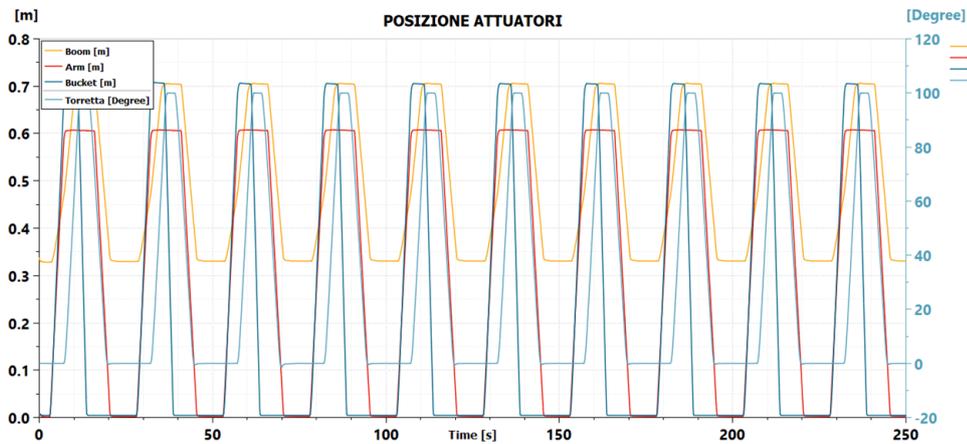


Figura 10.2: Posione degli attuatori durante la simulazione del ciclo JCMAS continuato.

### 10.1.1 $\lambda$ basso

Come punto di partenza è stato considerato un valore di  $\lambda$  relativamente basso.

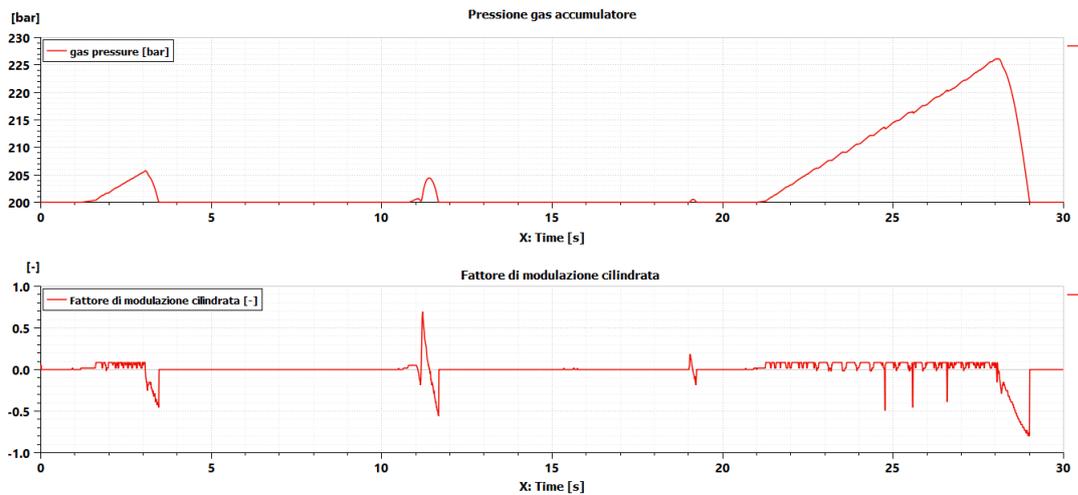


Figura 10.3: Ciclo JCMAS: Andamento della pressione nell'accumulatore e comando di modulazione della cilindrata nel ciclo singolo utilizzando un  $\lambda$  basso.

Utilizzando questo valore di fattore di equivalenza si osserva un comportamento in cui il sistema tende a scaricare tutto l'accumulatore non appena il sistema richiede potenza, mentre nelle fasi in cui viene immessa potenza nel sistema (come ad esempio durante la decelerazione della torretta) oppure nelle fasi in cui non è richiesta potenza da parte delle attuazioni e il motore lavora al minimo (ad esempio dai 21 ai 29 secondi), il circuito ne approfitta per ricaricare l'accumulatore, fig. 10.3. In figura 10.4 si apprezza meglio il comportamento del circuito, in particolare la simulazione per un periodo di tempo maggiore enfatizza come il circuito di rigenerazione funzioni principalmente durante le fasi in cui il motore si trova al minimo cioè nei periodi di transizione da un ciclo di lavoro al successivo, sfruttando questi momenti per ricaricare l'accumulatore e scaricarlo in corrispondenza delle prime fasi di accelerazione delle attuazioni. Il contributo dato dalla decelerazione della torretta sull'aumento di pressione dell'accumulatore risulta essere minore se confrontato con la fase di ricarica che si interpone tra un ciclo di lavoro e l'altro.

Dalla figura 10.5 si può notare invece come evolva l'output di potenza con l'avanzare dei cicli. Il circuito tende progressivamente ad abbassare la curva della power demand, pur mantenendo però una scarsa ottimizzazione in quanto si limita a scaricare completamente l'accumulatore nei primi istanti. Questo genere di strategia quindi non permette un'ottimizzazione del profilo di potenza in tutto il ciclo perchè il circuito viene utilizzato solo in certi istanti, mentre per gran parte del ciclo di lavoro non entra in funzione. D'altro canto se si va a tenere d'occhio il risparmio di combustibile, facendo un confronto con l'escavatore convenzionale sullo stesso ciclo con gli stessi parametri si osserva una riduzione dei consumi a fine ciclo dell'1%.

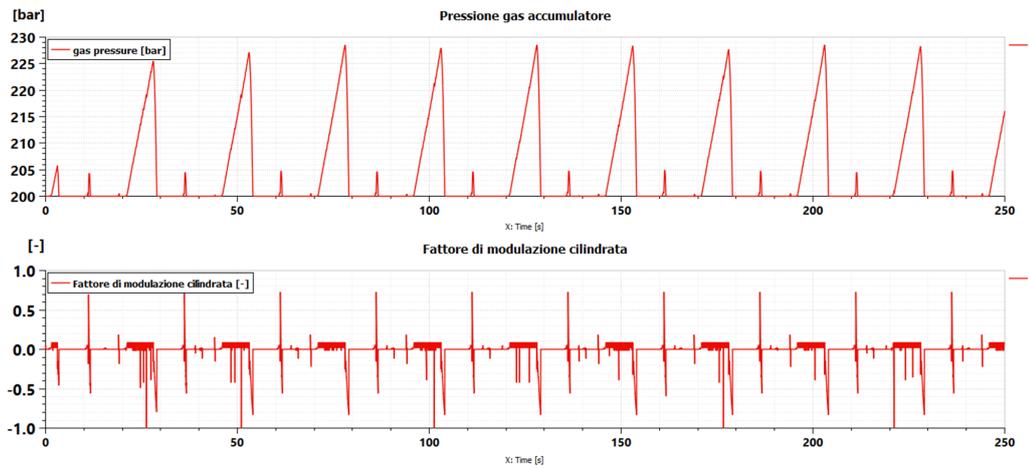


Figura 10.4: Ciclo JCMA: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata,  $\lambda$  basso.

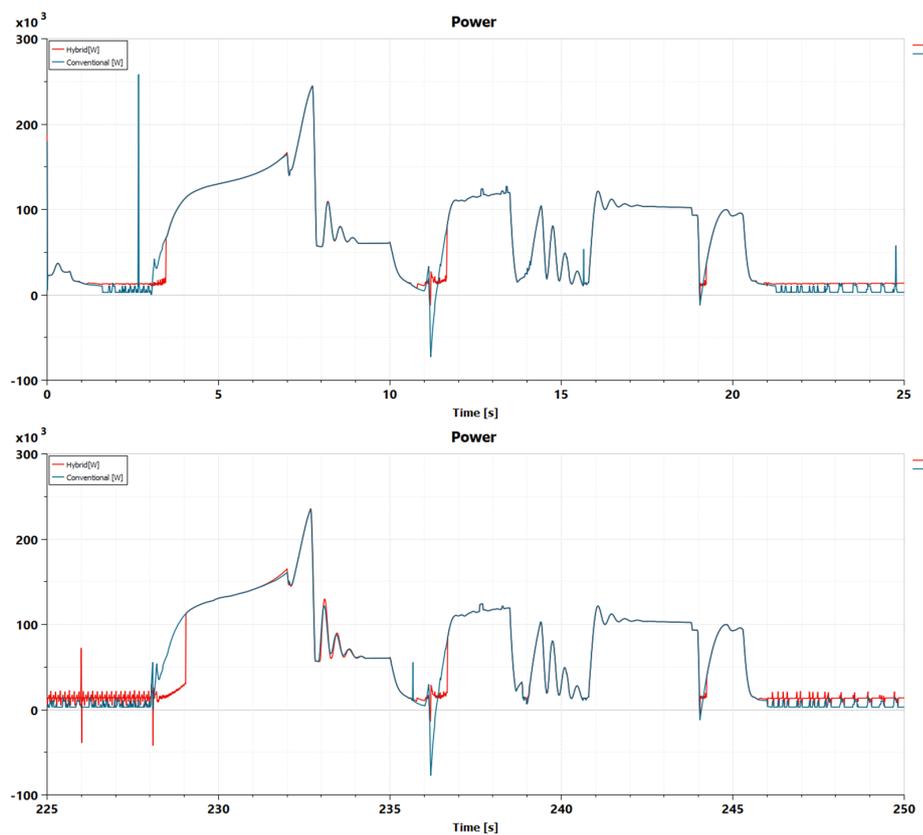


Figura 10.5: Ciclo JCMA: Differenza tra i profili di potenza del sistema nel caso ibrido e convenzionale durante il primo ciclo (in alto) e l'ultimo ciclo (in basso),  $\lambda$  basso.

### 10.1.2 $\lambda$ alto

Aumentando il valore del fattore di equivalenza, il comportamento del circuito cambia. Osservando il solo ciclo singolo si nota come ci sia una oscillazione nel valore della pressione all'interno del serbatoio con un andamento che ricorda una modalità di funzionamento *charge sustaining* fig.10.6.

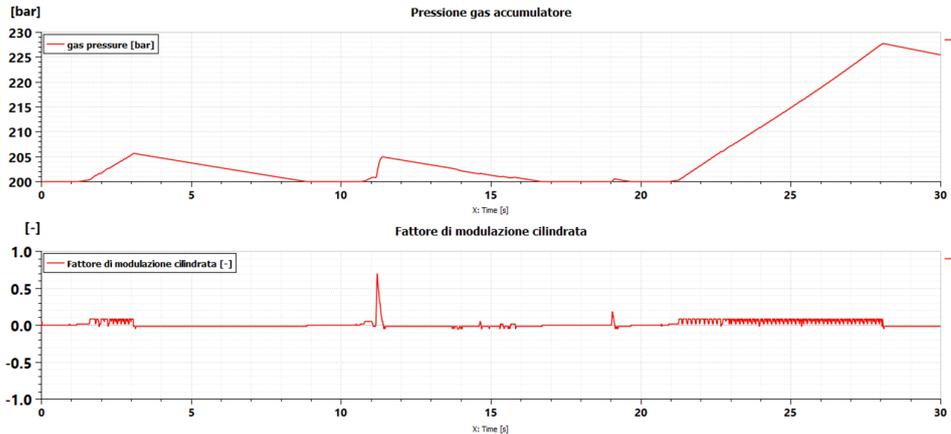


Figura 10.6: Ciclo JCMAS: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata durante il ciclo singolo,  $\lambda$  alto.

Se invece si analizza il ciclo continuato, è possibile intuire come il circuito tenda progressivamente a caricare l'accumulatore, infatti in fig.10.7 viene rappresentata la pressione del gas all'interno dell'accumulatore, la quale presenta un andamento crescente durante la simulazione. Se si continuasse con ulteriori cicli, la pressione raggiungerebbe il valore di taratura della valvola limitatrice.

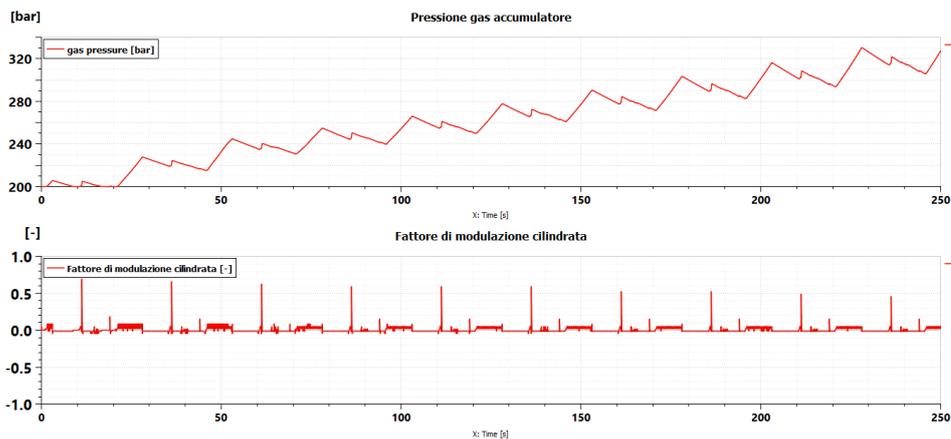


Figura 10.7: Ciclo JCMAS: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, durante il ciclo continuato,  $\lambda$  alto.

Con questa configurazione il risparmio sui consumi si dimezza rispetto al caso precedente; tuttavia osservando l'andamento istantaneo della potenza del motore termico si nota come ci sia una redistribuzione del profilo di potenza che interessa tutto il ciclo di lavoro. Nella pratica quello che succede è che il circuito di rigenerazione utilizza i momenti in cui la potenza richiesta è bassa per ricaricare l'accumulatore, successivamente in modo graduale scarica l'accumulatore, riversando una coppia utile nel sistema, abbassando quindi il profilo di potenza. Si nota anche come con il passare dei cicli, questo comportamento tende a enfatizzarsi, in quanto il profilo di potenza dell'escavatore ibrido si va a discostare maggiormente nel 10° ciclo rispetto che al primo fig.10.8

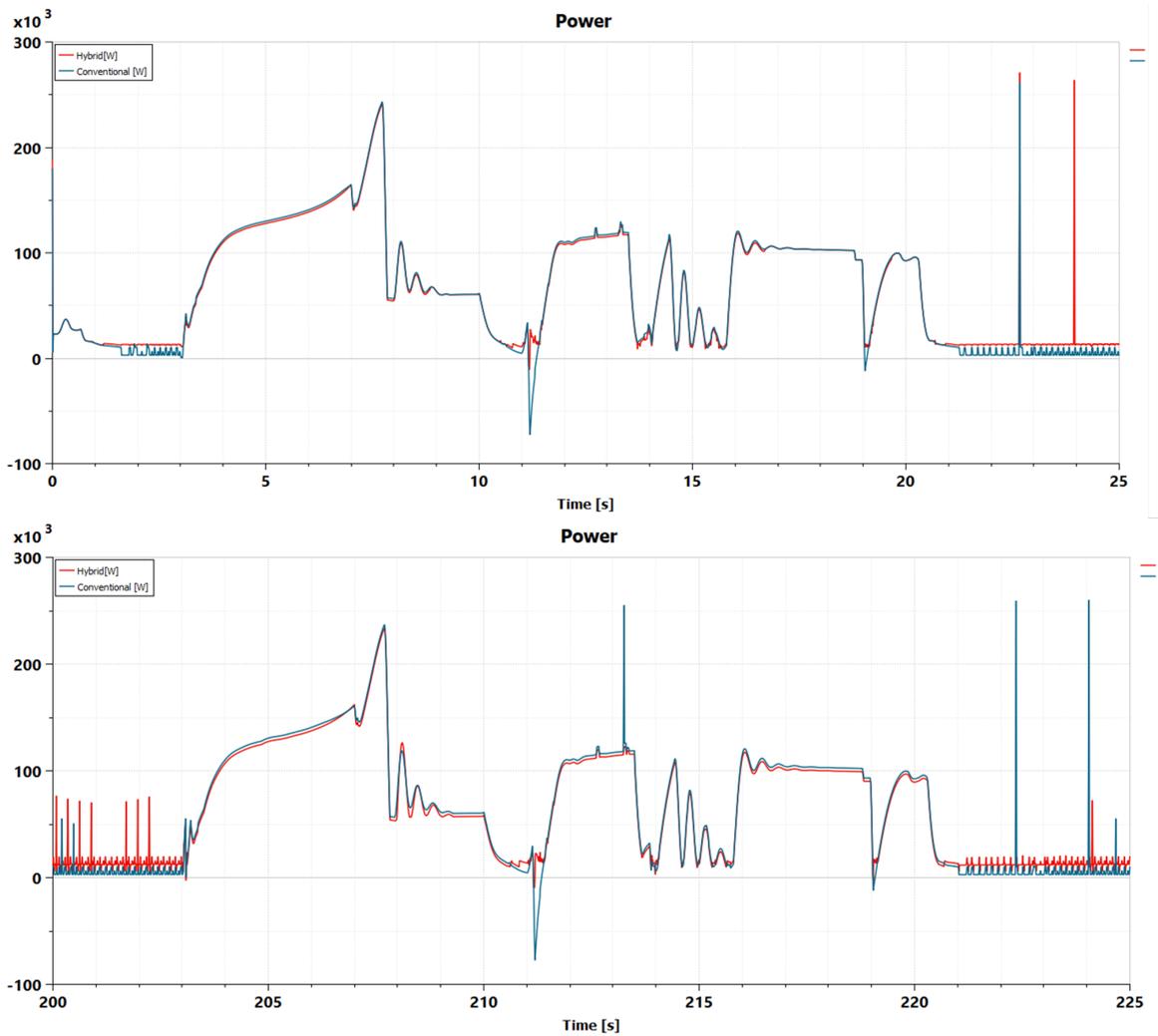


Figura 10.8: Ciclo JCMAS: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso),  $\lambda$  alto.

### 10.1.3 $\lambda$ intermedio

Come ultimo test è stato utilizzato un valore di  $\lambda$  intermedio, in modo tale che il circuito si comporti come una via di mezzo tra i casi visti prima, che potremmo definire *Charge sustaining* su tutto il ciclo continuato: un funzionamento del circuito che interessi gran parte del ciclo con fasi di carico e scarico, ma senza che si presenti un aumento progressivo della pressione all'interno dell'accumulatore fig.10.9.

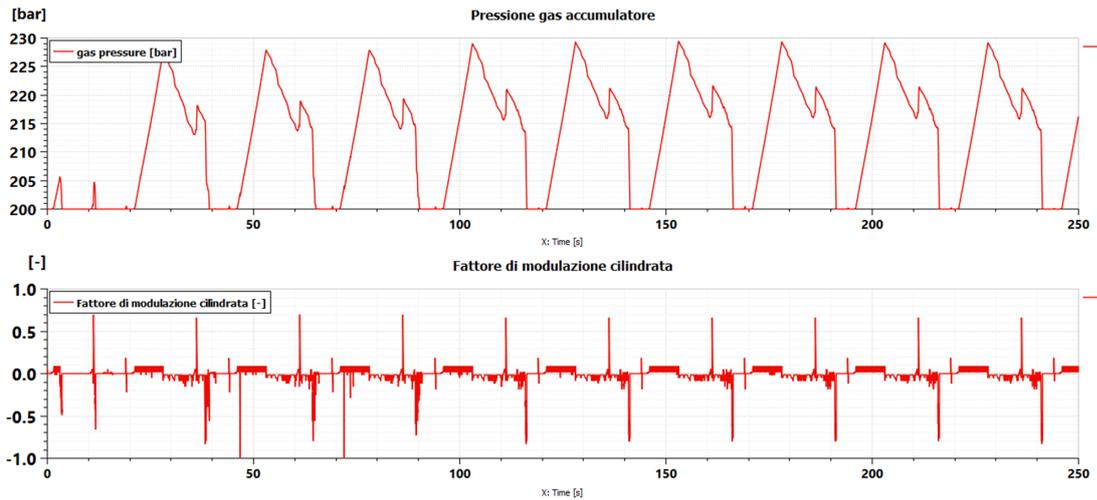


Figura 10.9: Ciclo JCMAS: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata,  $\lambda$  intermedio.

È interessante osservare l'andamento della differenza percentuale nei consumi tra i due escavatori mostrata in figura 10.10, dove si può estrapolare un andamento decrescente nel tempo, man mano che si passa dal primo all'ultimo ciclo simulato.

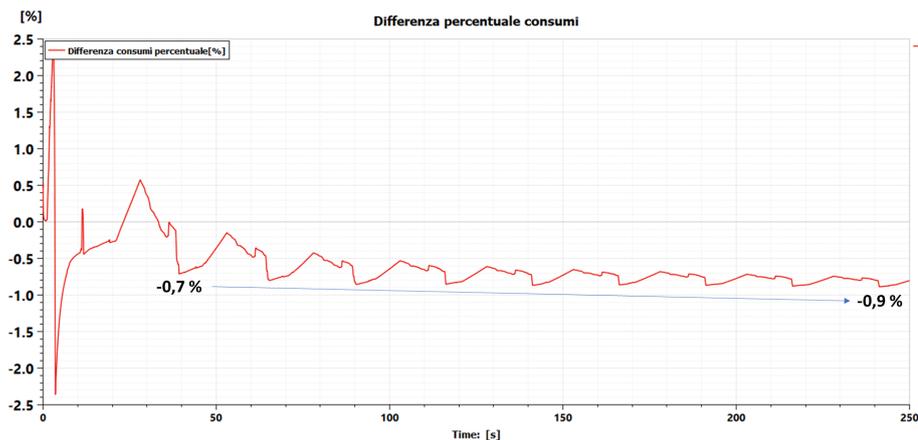


Figura 10.10: Ciclo JCMAS: Differenza percentuale istante per istante tra la cumulata dei consumi istantanei dell'escavatore convenzionale e di quello ibrido,  $\lambda$  intermedio.

In fig. 10.11 vengono riportate le curve di potenza del motore termico. Si nota come ci sia una sorta di evoluzione nel comportamento del circuito, che con il passare dei cicli tende ad abbassare nel complesso tutta la curva di potenza, ma prediligendo certi intervalli piuttosto che intervenire in modo omogeneo fig. 10.11.

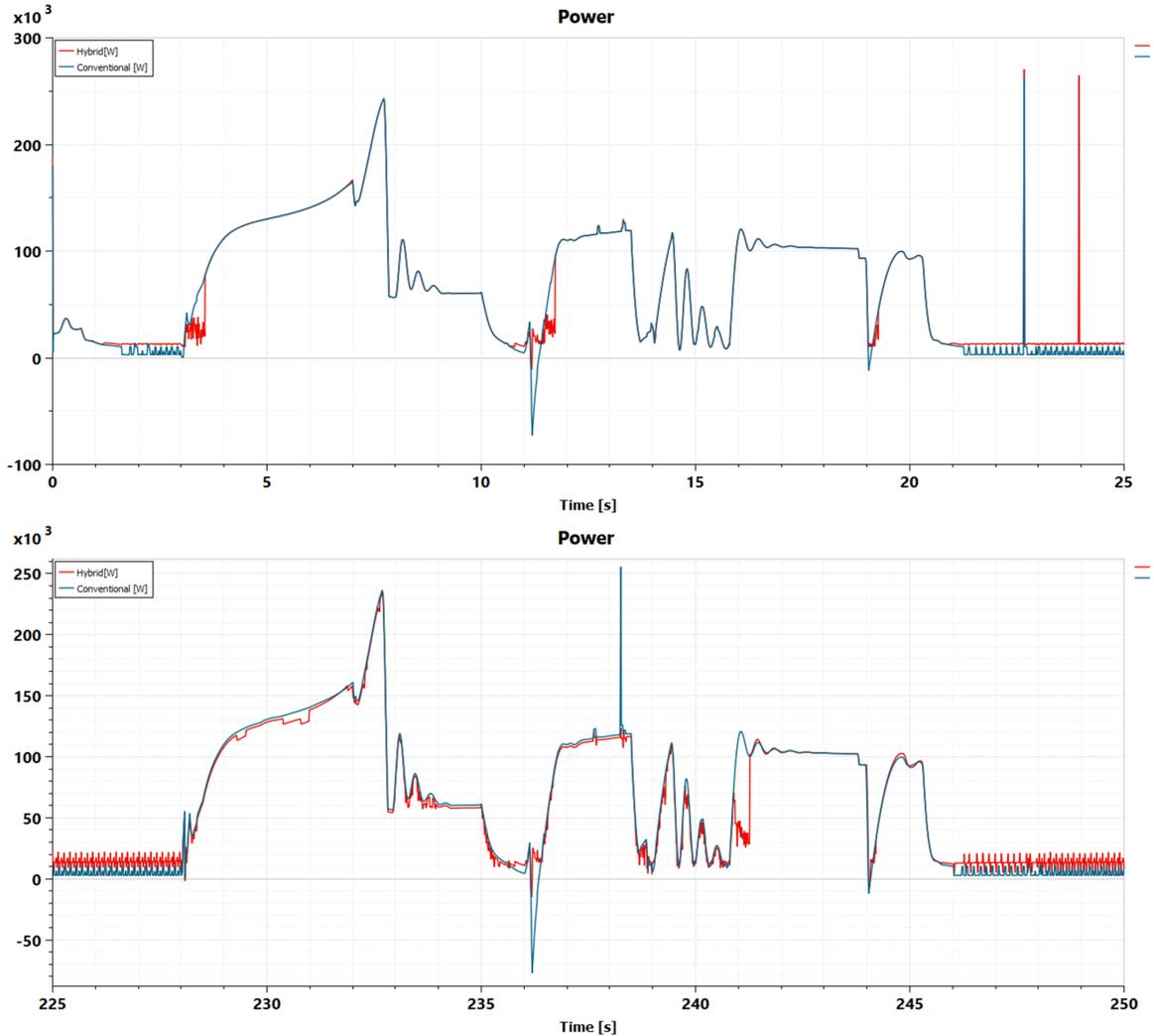


Figura 10.11: Ciclo JCMAS: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale ed ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso),  $\lambda$  intermedio.

Dalla mappa dei consumi fig.10.12 si vede come è avvenuto una sorta di *shifting* dei punti di funzionamento del motore. Nel caso convenzionale la densità di punti che si trovavano a operare in zone a bassissima efficienza è maggiore rispetto al caso ibrido. Ricalcolando l'efficienza del sistema si osserva infatti un aumento:

$$\eta_{Tot, lorda} = \frac{E_{attuatori, lorda}}{E_{Diesel}} = 14,2\% \quad (10.1)$$

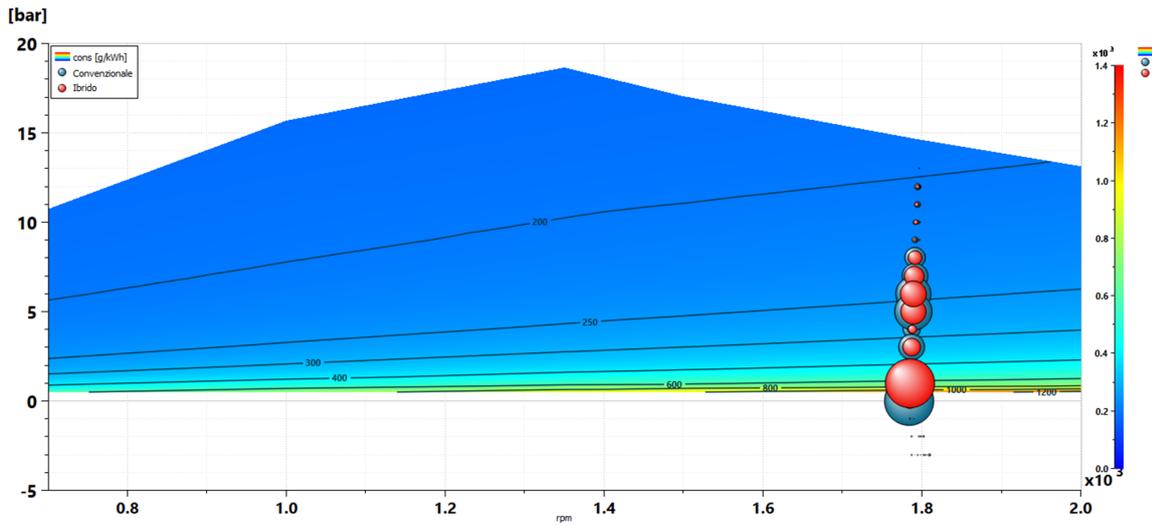


Figura 10.12: Ciclo JCMAS: punti di funzionamento dell'escavatore ibrido e convenzionale nella mappa dei consumi,  $\lambda$  intermedio.

## 10.2 Ciclo pesante

Con "ciclo pesante" è inteso un ciclo di lavoro che stressi il sistema più del normale, in particolare è stato considerato un ciclo di lavoro nel quale la torretta affronta una rotazione di  $160^\circ$  nello stesso intervallo di tempo in cui nel ciclo standard avveniva una rotazione di  $100^\circ$ , considerate le inerzie dell'escavatore questo test mette a dura prova il sistema, ma al contempo aumenta l'energia cinetica recuperabile della torretta. Lo scopo quindi è vedere se in condizioni gravose il circuito di rigenerazione è in grado di aumentare la quantità di energia accumulata o se prevale l'effetto negativo dato dal maggiore carico da gestire da parte del motore termico e del circuito idraulico per poter effettuare la rotazione fig. 10.13.

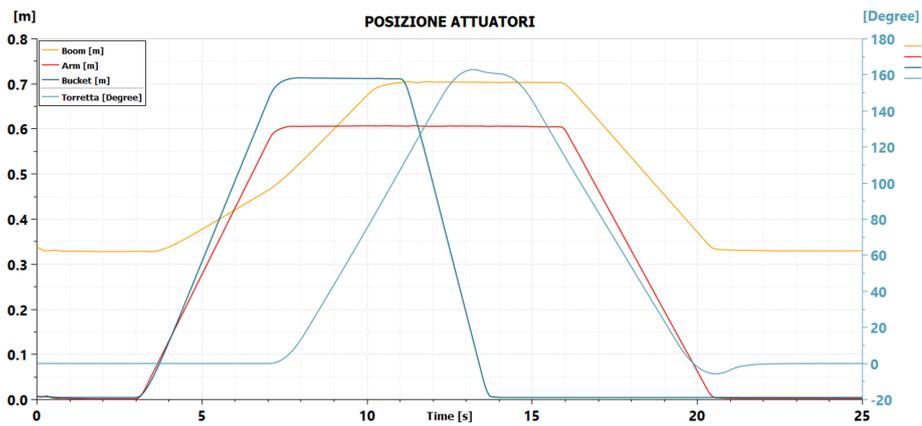


Figura 10.13: Posizione reale degli attuatori durante il ciclo di lavoro "pesante"

Sono riportati i risultati con due valori di  $\lambda$ , il primo è un valore relativamente basso che comporta lo scarico completo dell'accumulatore in pochi istanti, il secondo valore invece vuole essere un valore intermedio.

### 10.2.1 $\lambda$ basso

Osservando le figure 10.14 e 10.15 si nota che utilizzando il valore basso di lambda il comportamento dell'accumulatore anche se il ciclo è cambiato rimane essenzialmente lo stesso visto nel caso di ciclo standard, in cui il circuito è utilizzato solo in pochi frangenti del ciclo. L'unica differenza riguarda il profilo di potenza che in questo caso è più alto vista la condizione di lavoro più gravosa. Anche in questo caso utilizzando il  $\lambda$  più basso si ottiene comunque un risparmio sui consumi che in questo caso raggiunge l'1.2% sul singolo ciclo.

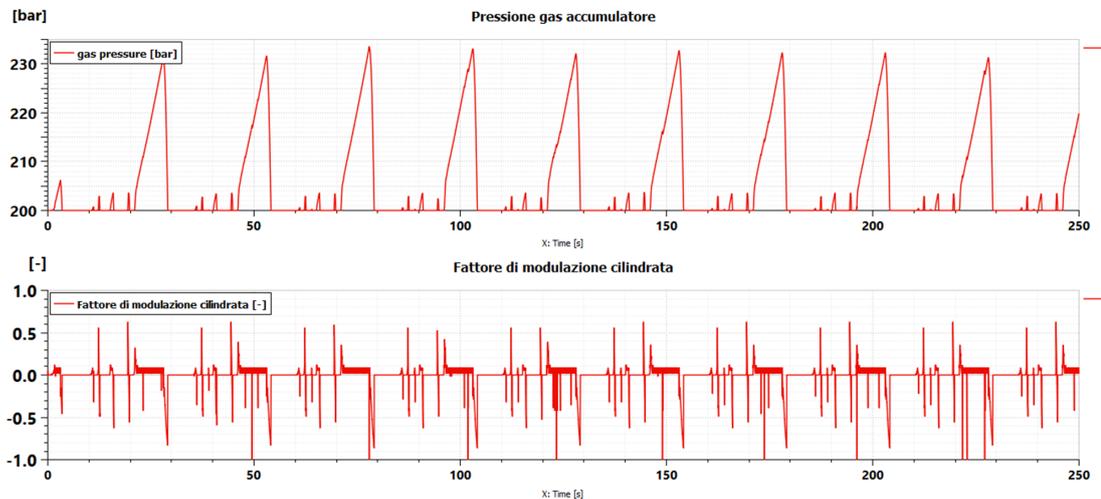


Figura 10.14: Ciclo pesante: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata,  $\lambda$  basso.

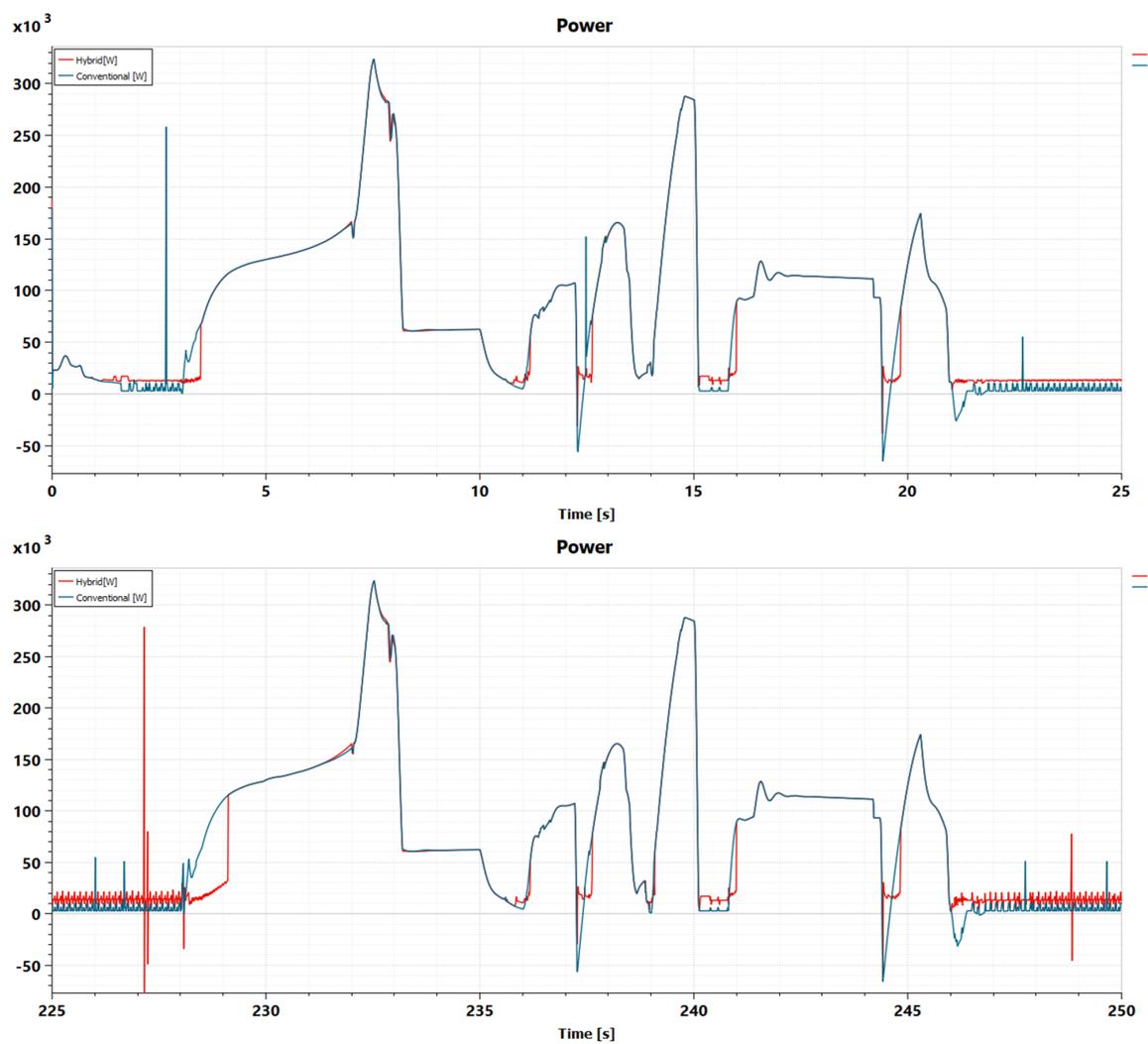


Figura 10.15: Ciclo pesante: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso),  $\lambda$  basso

### 10.2.2 $\lambda$ alto

Nel caso di ciclo di lavoro gravoso, utilizzando un fattore di equivalenza alto si ottiene un comportamento diverso rispetto al ciclo standard. Infatti il circuito continua a funzionare in modalità charge sustaining come succede nel caso di  $\lambda$  basso. A differenza del caso di  $\lambda$  basso però si nota che il circuito non viene utilizzato durante le fasi in cui il motore funziona al minimo e i picchi di pressione raggiunti nell'accumulatore sono minori rispetto al caso di  $\lambda$  basso.

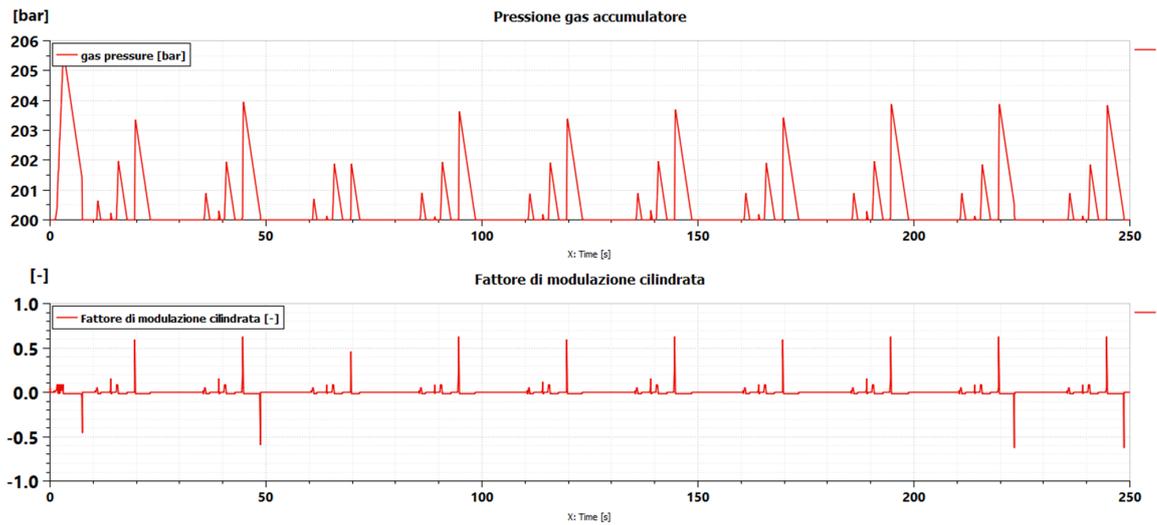


Figura 10.16: Ciclo pesante: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, ciclo singolo,  $\lambda$  alto.

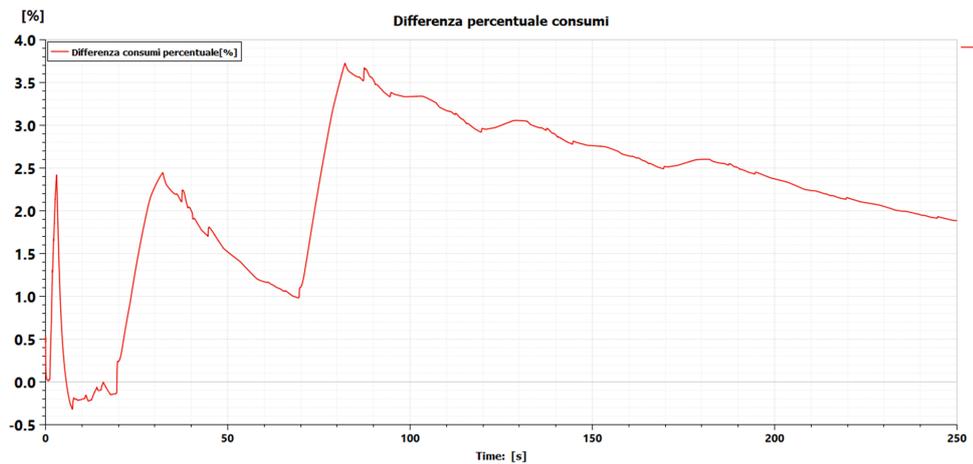


Figura 10.17: Ciclo JCMAS: Differenza percentuale istante per istante tra la cumulata dei consumi istantanei dell'escavatore convenzionale e di quello ibrido,  $\lambda$  alto.

In figura 10.18 e 10.17 vengono rappresentati i profili di potenza durante il primo e ultimo ciclo e l'andamento del risparmio percentuale di consumi durante la simulazione, si nota come i profili in questo caso non subiscono grandi modifiche con il passare dei cicli e i consumi in questo caso, addirittura aumentano. Questo comportamento è probabilmente legato all'architettura del circuito di rigenerazione probabilmente non adatta a gestire questo ciclo con i parametri utilizzati.

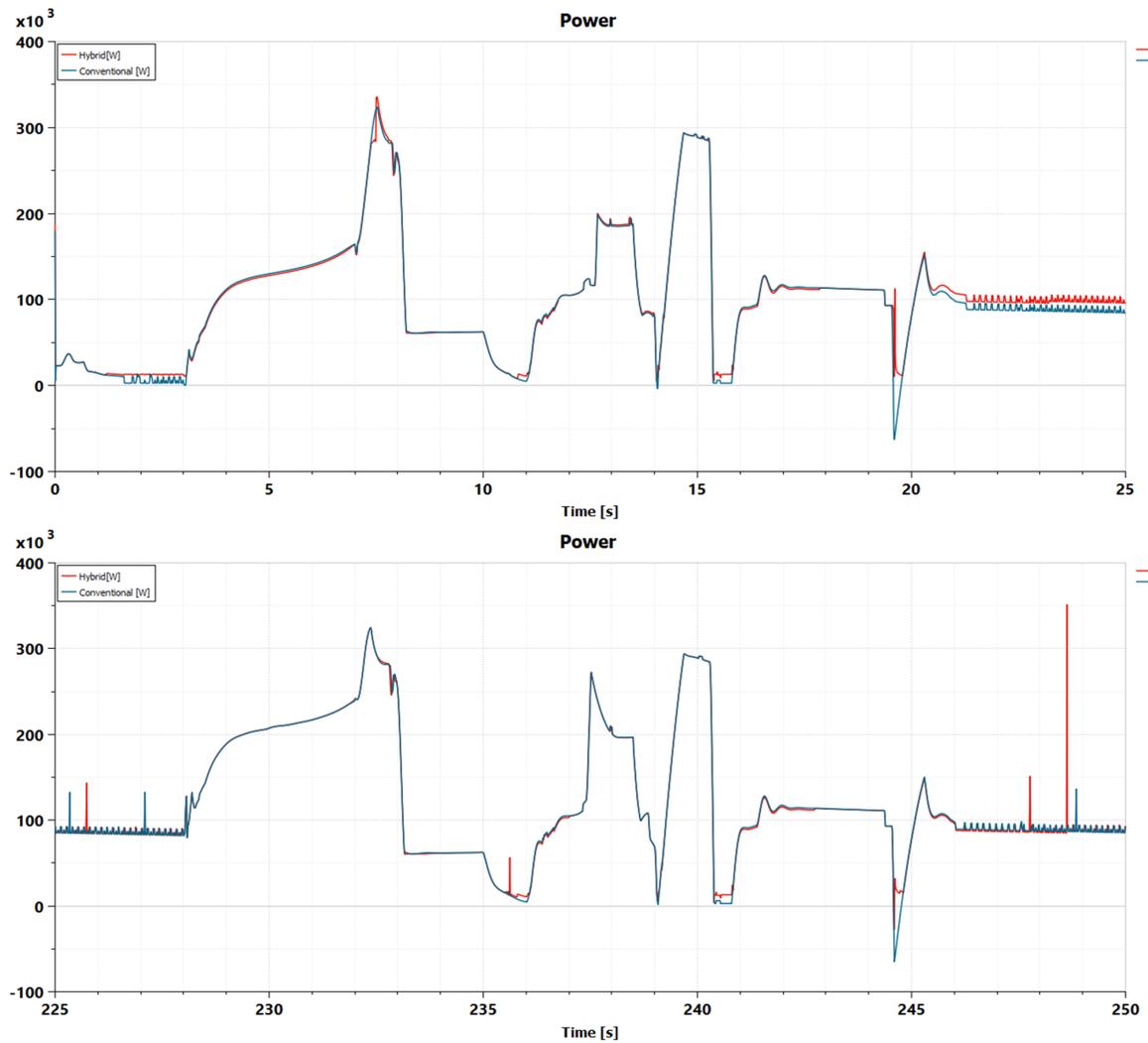


Figura 10.18: Ciclo pesante: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso) ,  $\lambda$  alto

### 10.2.3 $\lambda$ intermedio

Utilizzando invece un fattore di equivalenza intermedio, i risultati che si ottengono sono quelli mostrati nelle figure 10.19 e 10.21. Osservando il comando in input alla pompa-motore del circuito di rigenerazione si può notare come sia sempre presente un segnale di modulazione della cilindrata, indice del fatto che il circuito stia effettivamente lavorando. Per quanto riguarda invece i consumi; al contrario si verifica una condizione peggiorativa probabilmente legata all'architettura del sistema di recupero che risulta essere non ottimale per affrontare il ciclo considerato fig.10.25.

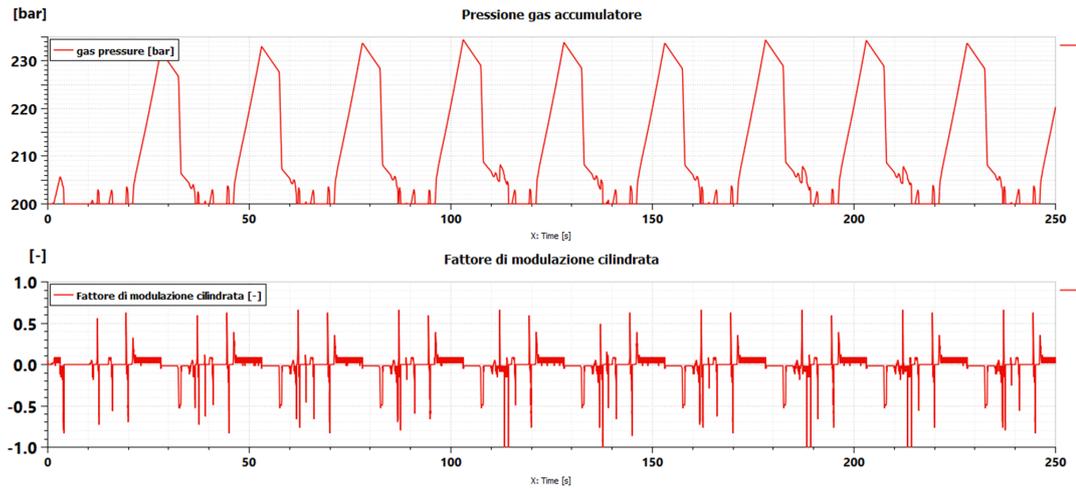


Figura 10.19: Ciclo pesante: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, ciclo singolo,  $\lambda$  intermedio.

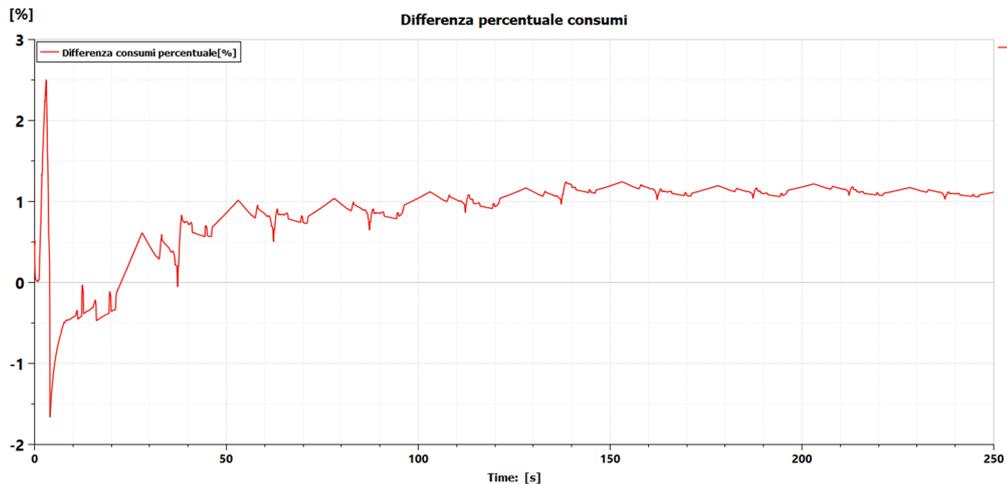


Figura 10.20: Ciclo JCMAS: Differenza percentuale istante per istante tra la cumulata dei consumi istantanei dell'escavatore convenzionale e di quello ibrido,  $\lambda$  intermedio.

Dal profilo di potenza si osserva il comportamento già visto nel caso di funzionamento charge sustaining in cui la curva di potenza viene abbassata. Si può notare anche come ciò non avvenga in modo omogeneo. Ad esempio nell'ultimo ciclo di lavoro in corrispondenza del picco massimo di potenza (in cui tutte le attuatori sono contemporaneamente attive, 232 s -234 s), si misura una riduzione netta del 15% della potenza richiesta mentre in altri frangenti i due profili di potenza sono praticamente sovrapponibili.

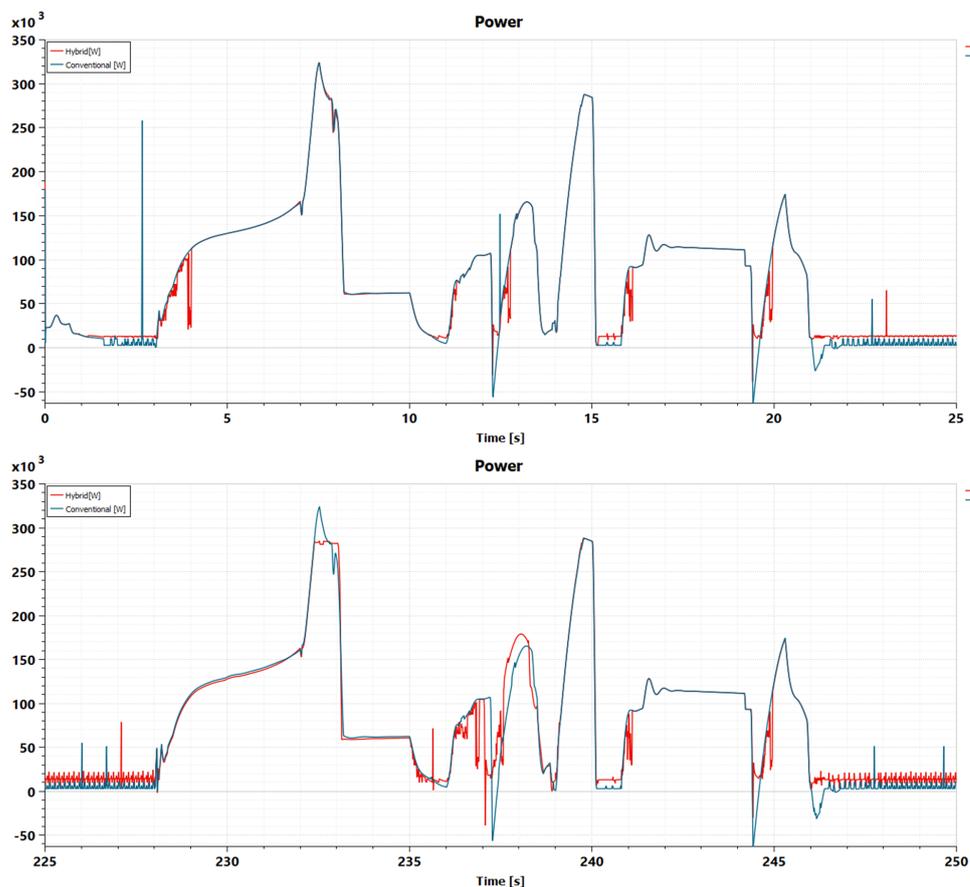


Figura 10.21: Ciclo pesante: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso) ,  $\lambda$  intermedio

### 10.3 Ciclo leggero

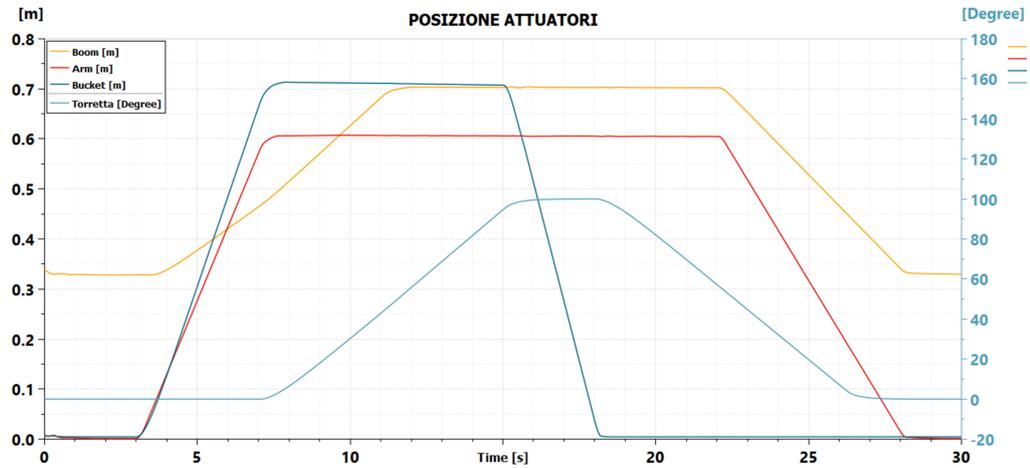


Figura 10.22: Posizione reale degli attuatori durante il ciclo di lavoro "leggero"

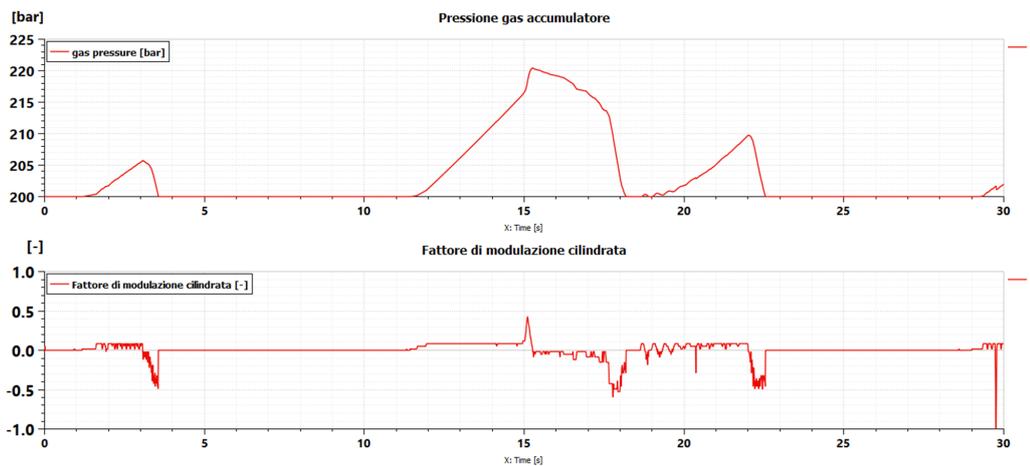


Figura 10.23: Ciclo leggero: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, ciclo singolo.

Il terzo caso considerato è quello in cui l'escavatore deve gestire una situazione leggera in termini di potenza richiesta. Si tratta di un ciclo in cui la rotazione di  $100^\circ$  avviene nel doppio del tempo rispetto al caso standard, per una durata complessiva del singolo ciclo di 30 secondi fig. 10.22. In questo caso è stato riportato un solo valore di  $\lambda$  tale che potesse essere garantito un funzionamento di tipo charge sustaining.

In figura 10.23 si nota come gli intervalli in cui il circuito si attiva sono effettivamente i momenti in cui la torretta sta decelerando, e in questo caso visto anche la bassa durata

dei momenti in cui il motore lavora al minimo, il contributo legato alla rigenerazione energetica è preponderante.

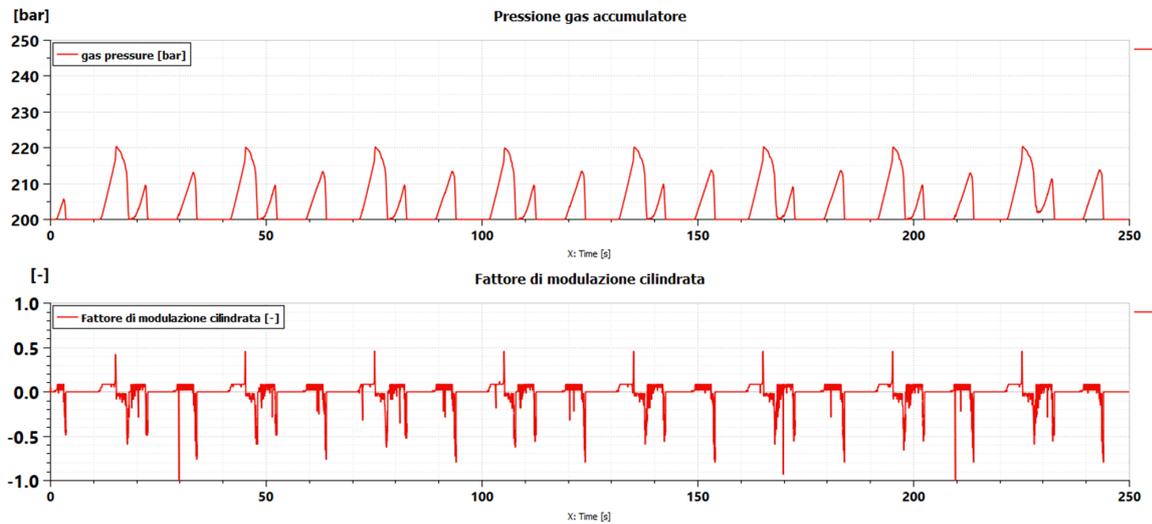


Figura 10.24: Ciclo leggero: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata, ciclo continuato.

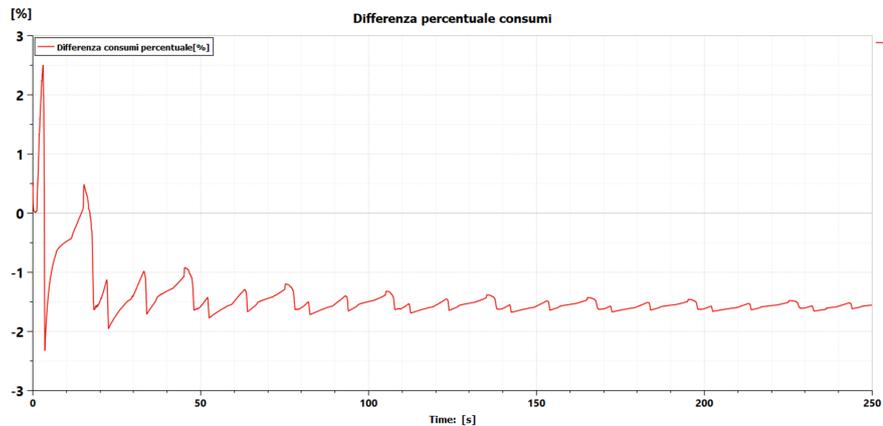


Figura 10.25: Ciclo JCMAS: Differenza percentuale istante per istante tra la cumulata dei consumi istantanei dell'escavatore convenzionale e di quello ibrido.

In figura 10.26 viene rappresentato il profilo di potenza, che per ovvi motivi risulta essere più basso mediamente degli altri visti finora, inoltre si nota come il circuito intervenga a ridurre la potenza richiesta in modo particolare durante circa metà ciclo quando cioè l'attuazione più attiva è la torretta. In questo scenario inoltre è stata misurata una riduzione dei consumi pari al 2.1% durante il ciclo di lavoro rispetto al caso convenzionale.

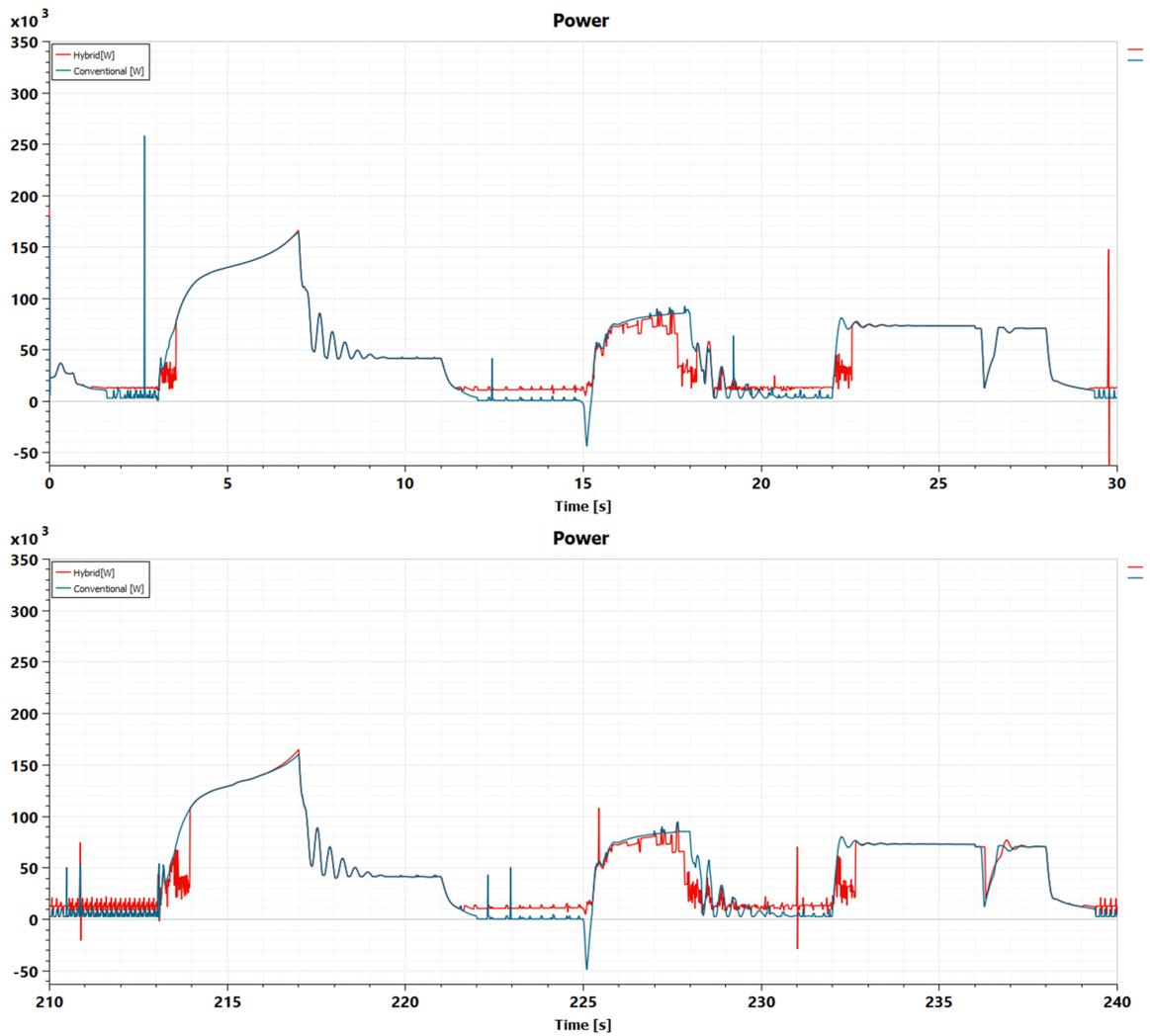


Figura 10.26: Ciclo leggero: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso)

## 10.4 Ciclo JCMAS senza interruzioni

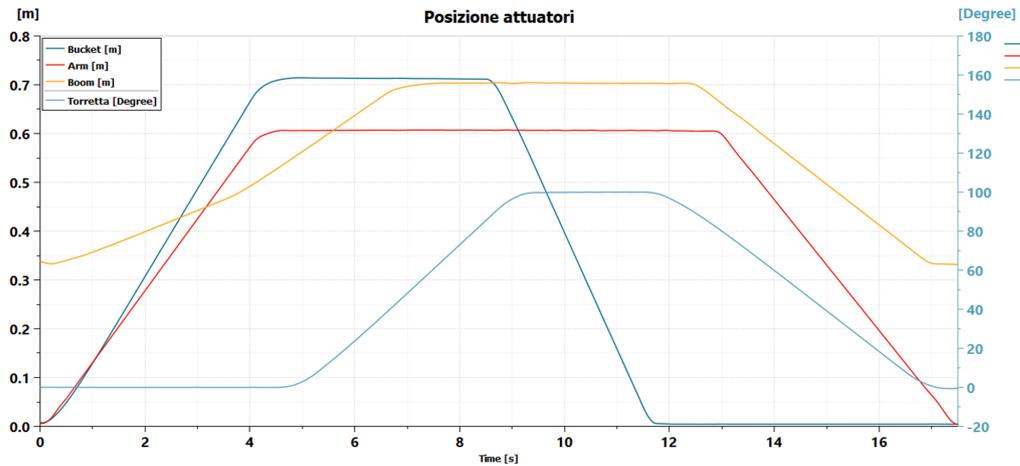


Figura 10.27: Ciclo senza interruzioni: Posizione reale degli attuatori durante il ciclo di lavoro "senza pause"

Infine l'ultimo scenario ha lo scopo di capire come si comporta il sistema di rigenerazione se venissero eliminati i transitori in cui il motore lavora al minimo, in modo tale da evitare che l'accumulatore venga caricato durante questi frangenti e che invece utilizzi solamente l'energia recuperabile proveniente dalle attuazioni. Si tratta di un ciclo della durata di 17,5 secondi in cui c'è sempre almeno un'attuazione attiva fig 10.27. Anche in questo caso vengono riportati i risultati considerando un solo fattore di equivalenza fig.10.28 e 10.29:

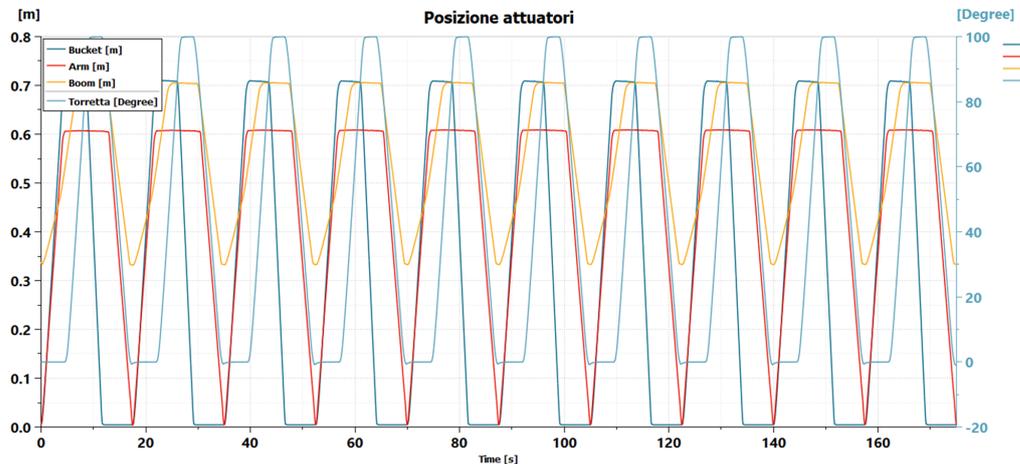


Figura 10.28: Ciclo senza interruzioni: Andamento della pressione del gas all'interno dell'accumulatore e relativo comando di modulazione della cilindrata .

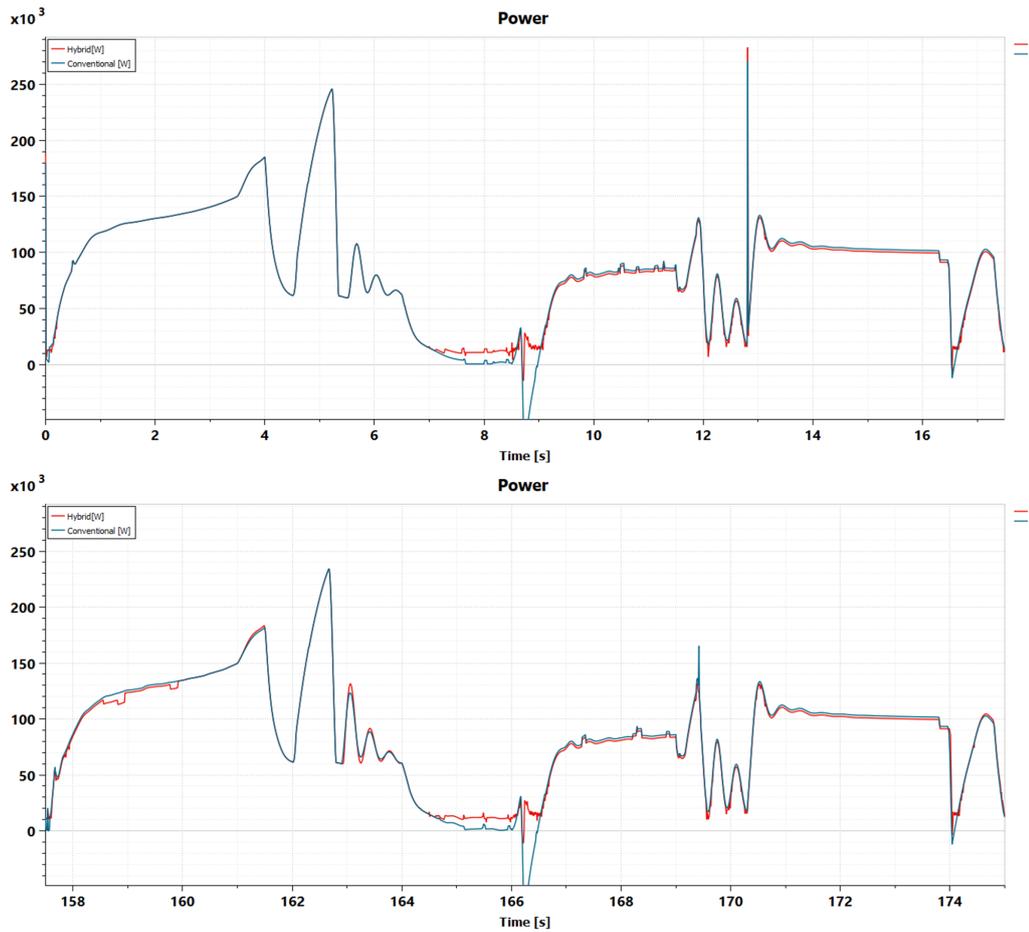


Figura 10.29: Ciclo senza interruzioni: Confronto tra il profilo di potenza richiesta di escavatore convenzionale e ibrido nel primo ciclo (in alto) e ultimo ciclo (in basso)

I risultati sono molto simili al caso di ciclo standard JCMAS, però si nota un processo di redistribuzione del profilo di potenza più lento in quanto il sistema deve basarsi solamente sull'energia recuperabile in arrivo dalle attuazioni e non utilizza mai il motore termico per ricaricare l'accumulatore. Questo test è utile perché permette di osservare l'effettiva efficacia del circuito nel riutilizzare energia che altrimenti verrebbe dissipata.

Dai risultati quello che si nota è che con una strategia di controllo ECMS sappiamo ottenere molteplici soluzioni tali che  $p_i = p_f$ , quindi l'algoritmo non è in grado di trovare l'unica soluzione ottimale, ma solamente delle soluzioni sub-ottimali inoltre dalle simulazioni svolte utilizzando tutto lo stesso circuito di rigenerazione si nota come in base al ciclo di lavoro simulato anche l'architettura proposta potrebbe non essere quella ottimale. Uno studio più approfondito in futuro potrebbe essere svolto con lo scopo proprio di individuare l'architettura e la logica di controllo ottimale per ogni caso esplorato.

Ciclo	$\lambda$	massima differenza percentuale consumi
JCMAS	basso	-1.1%
	alto	-0.5%
	intermedio	-1%
Pesante	basso	-1.2%
	alto	+1.6%
	intermedio	+1%
Leggero	intermedio	-2.1%
No interruzioni	intermedio	-0.5%

Tabella 10.1: Tabella riepilogativa dei risultati ottenuti nelle varie simulazioni.



# Conclusioni e sviluppi futuri

In questo lavoro di tesi di laurea magistrale è stato svolto uno studio numerico su di un modello di escavatore di media taglia con lo scopo di individuare una possibile soluzione di ibridizzazione in grado di migliorare i consumi.

Inizialmente è stato ricreato un modello di escavatore idraulico convenzionale con architettura load sensing, sul quale sono state condotte delle simulazioni facendo riferimento al ciclo normato JCMAS di scavo e scarico. Successivamente è stata svolta un'analisi energetica per individuare i flussi di energia tra i vari sottosistemi e le principali fonti di perdita.

È stato quindi proposto un circuito di rigenerazione energetica di tipo idraulico e mediante una co-simulazione Amesim-Simulink è stato possibile definire una logica di controllo del tipo ECMS che fosse in grado di intervenire in tempo reale per poter ridurre i consumi attraverso una soluzione sub-ottimale.

Dai risultati è stato evidenziato come l'efficacia del sistema di rigenerazione proposto sia fortemente dipendente dai parametri del circuito oltre che dal fattore di equivalenza dell'algoritmo ECMS, motivo per cui l'individuazione di una soluzione ottimale risulta un problema non banale.

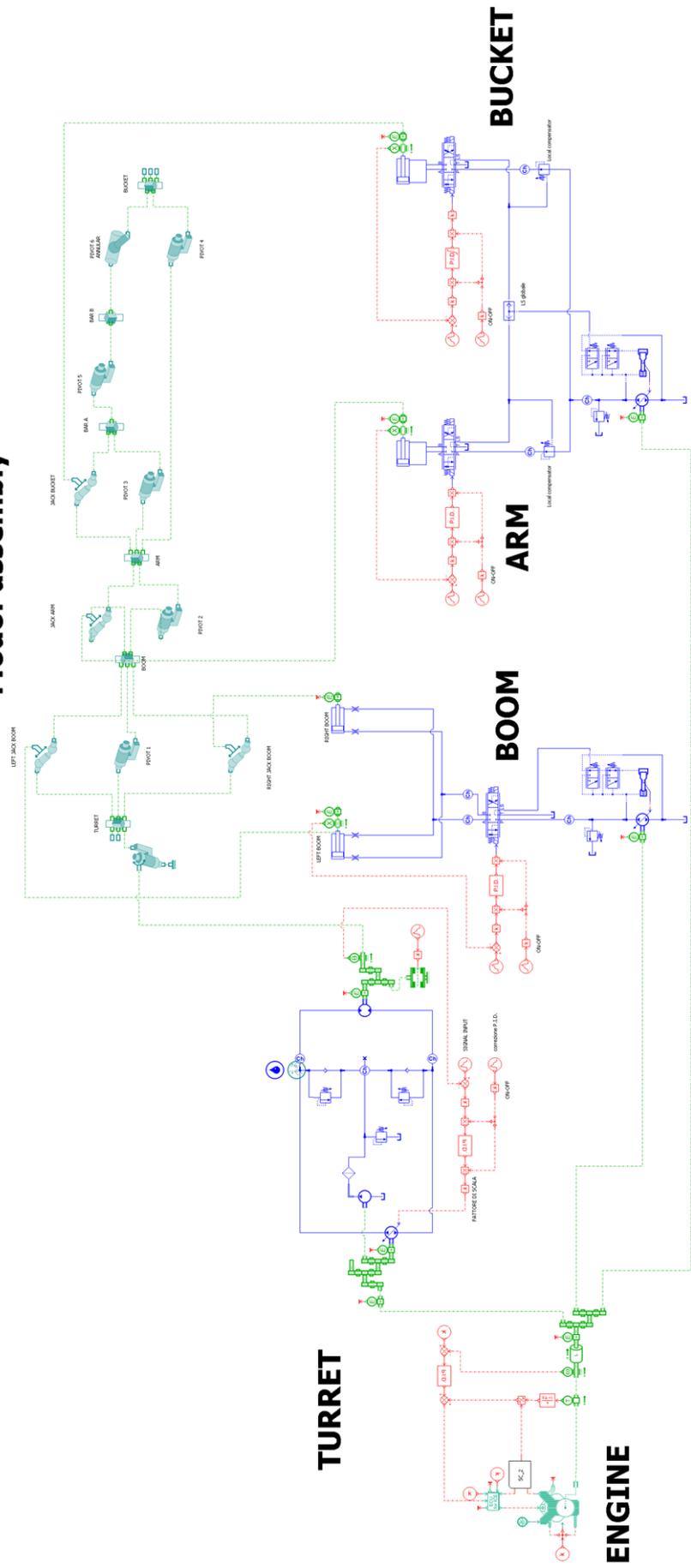
In definitiva, questo studio proposto mostra come l'ibridizzazione degli escavatori rappresenti una soluzione sicuramente da tenere in considerazione per quanto riguarda il miglioramento dell'efficienza e la riduzione dei consumi. Inoltre apre la porta a sviluppi futuri per capire se ci siano dei margini di downsizing del motore termico attraverso una modifica dei parametri del circuito di rigenerazione energetica e una implementazione di strategie di controllo più sofisticate in grado di individuare la soluzione ottimale del problema. In futuro, potrebbero anche essere esplorati ulteriori circuiti di rigenerazione energetica, sia idraulici sia meccanici o elettrici in modo da individuare la migliore architettura in base al ciclo di lavoro.



**Appendice A**

**Modello completo**

# M6dof assembly



## Appendice B

# Gradi di libertà di un sistema

I gradi di libertà di un sistema meccanico è il numero di parametri indipendenti necessari per definirne la configurazione in modo univoco.

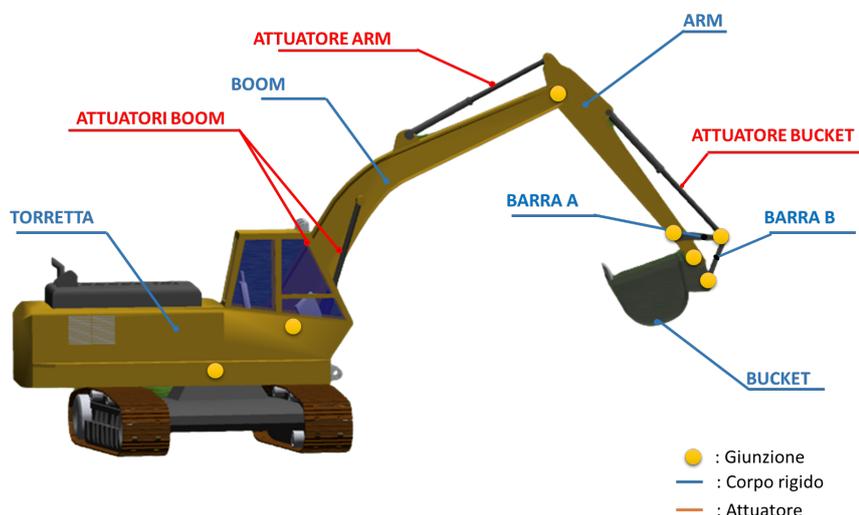


Figura B.1: Render 3D del modello CAD di escavatore con evidenziati le parti che sono state modellate mediante la libreria 3D Mechanical [3].

In figura B.1 vengono esplicitati i componenti che sono stati definiti nel modello (vedi sezione 5.4):

- 6 corpi rigidi: (Torretta, Boom, Arm, Bucket, Barra A, Barra B)
- 4 attuatori: (Attuatore Boom x2, Attuatore Arm, Attuatore Bucket)
- 7 giunzioni: (Giunti di rivoluzione x6, Giunto annulare)

la formula per il calcolo dei gradi di libertà di un sistema meccanico è la seguente:

$$GdL = 6 \cdot N_{Corpi\ rigidi} - M_{vincoli} = 4 \quad (B.1)$$

dove:

- $N_{Corpirigidi} = 6$
- $M_{Vincoli} = 32$

Pertanto un sistema di questo tipo è costituito da quattro gradi di libertà. Per la valutazione del numero di vincoli si può fare riferimento alla tabella B.2:

<i>Junction type</i>	<i>Number of constraints</i>
Rigid	6
Pivot	5
Translation (prismatic joint)	5
Sliding pivot	4
Universal joint	4
Spherical (ball joint)	3
Linear annular	2
Planar joint	3
Linear joint	2
Point joint	1

Figura B.2: Tabella riassuntiva dei vincoli imposti dai vari tipi di giunzione [3].

# Bibliografia

- [1] United States Environmental Protection Agency. Hydrocarbon air pollution. *EPA*, 2019.
- [2] United States Environmental Protection Agency. Particulate matter (pm) basics. *EPA*, 2020.
- [3] Simcenter Amesim. Amesim documentation.
- [4] Kwangman An, Hye Hyun Kang, Youngkuk An, Jinil Park, and Jonghwa Lee. Methodology of excavator system energy flow-down. *Energies*, 13(4), 2020.
- [5] Dieselnet. Eu: Non road engines. <https://dieselnet.com/standards/eu/nonroad.php>.
- [6] Tri Cuong Do, Duc Giap Nguyen, Tri Dung Dang, and Kyoung Kwan Ahn. A boom energy regeneration system of hybrid hydraulic excavator using energy conversion components. *Actuators*, 10(1), 2021.
- [7] EEA. Air quality trend. <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/dashboards/national-air-pollutant-emissions-data>.
- [8] N. H. El-Farra, P. D. Christofides, and P. Daoutidis. Optimization of hybrid systems: A review. *Industrial Engineering Chemistry Research*, 44(13):4615–4632, 2005.
- [9] EPA. Air quality trend. <https://gispub.epa.gov/air/trendsreport/2022/#introduction>.
- [10] Reno Filla. Hybrid power systems for construction machinery: Aspects of system design and operability of wheel loaders. volume 13, pages 611–620, 11 2009.
- [11] Institute for Health Metrics and Evaluation. Global burden of disease study 2019, 2020.
- [12] FPT. Stage v / tier 4 final. <https://www.fptindustrial.com/global/it/prodotti/tecnologie/stage-v-hi-escr2>.
- [13] Huddig. Step in to the future with tigon technology. <https://www.huddig.com/products/excavator-loaders/tigon-technology>.

- [14] ICCT. European stage v non-road emission standards, 2016.
- [15] Kobelco. Brochure sk 210lc, 2022.
- [16] Antti Lajunen, Jussi Suomela, Jenni Pippuri, Kari Tammi, Teemu Lehmuspelto, and Panu Sainio. Electric and hybrid electric non-road mobile machinery – present situation and future trends. *World Electric Vehicle Journal*, 8(1):172–183, 2016.
- [17] Tianliang Lin, Qingfeng Wang, Baozan Hu, and Wen Gong. Development of hybrid powered hydraulic construction machinery. *Automation in Construction*, 19(1), 2010.
- [18] M. Abul Masrur and Vijay K. Garg. *Hybrid Electric and Hybrid Hydraulic Technology Applications in Off-Road Vehicles*. Springer New York, New York, NY, 2021.
- [19] Federico Millo. Slide del corso di propulsori termici.
- [20] Francesco Mocera and Aurelio Soma. *A Review of Hybrid Electric Architectures in Construction, Handling and Agriculture Machines*. 08 2021.
- [21] Masami Ochiai and Shohei Ryu. Hybrid in construction machinery. *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*, 2008, 01 2008.
- [22] World Health Organization. *Air Quality Guidelines for Particulate Matter, Ozone, Nitrogen Dioxide and Sulfur Dioxide*. WHO Regional Office for Europe, Copenhagen, 2005.
- [23] Damiano Padovani, Massimo Rundo, and Gabriele Altare. The working hydraulics of valve-controlled mobile machines: Classification and review. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 142, 02 2020.
- [24] Massimo Rundo and Nicola Nervegna. *Passi nell'oleodinamica*. 05 2020.
- [25] Elia Scolaro, Matteo Beligoj, Manuel Perez Estevez, Luigi Alberti, Massimiliano Renzi, and Michele Mattetti. Electrification of agricultural machinery a review. *IEEE Access*, PP:1–1, 12 2021.
- [26] Lorenzo Serrao, Simona Onori, and Giorgio Rizzoni. Ecms as a realization of pontryagin's minimum principle for hev control. pages 3964 – 3969, 07 2009.
- [27] Aurelio Soma, Fabio Bruzzese, and Ezio Viglietti. Hybridization factor and performances of hybrid electric telescopic heavy vehicles. 03 2015.
- [28] Ezio Spessa. Slide del corso di controllo delle emissioni inquinanti.
- [29] Marco L. Trani, Benedetta Bossi, Marta Gangoells, and Miquel Casals. Predicting fuel energy consumption during earthworks. *Journal of Cleaner Production*, 112:3798–3809, 2016.
- [30] Diego Troncon and Luigi Alberti. Case of study of the electrification of a tractor: Electric motor performance requirements and design. *Energies*, 13:2197, 05 2020.

- [31] Milos Vukovic, Roland Leifeld, and Hubertus Murrenhoff. Reducing fuel consumption in hydraulic excavators—a comprehensive analysis. *Energies*, 10(5), 2017.
- [32] Jixin Wang, Zhiyu Yang, Shaokang Liu, Qingyang Zhang, and Yunwu Han. A comprehensive overview of hybrid construction machinery. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(3):1687814016636809, 2016.
- [33] Y. Yamazaki, S. Saiki, N. Koga, A. Tsutsui, K. Sekiyama, and K. Maeda. Development of 20-tonne class hybrid excavator, sk200h-10. *R and D: Research and Development Kobe Steel Engineering Reports*, 68:43–47, 07 2018.
- [34] Tetsuji Nihei Yasutaka Nishida. Introducing the hb335/hb365-1 hybrid hydraulic excavators, 2014.
- [35] Yingxiao Yu, Eunjin Jeong, and Ahn Ahn, Kyoung Kwan. Review of energy saving technology of hybrid construction machine. 15:91–100, 12 2018.
- [36] Sem Zarotti, Eugenio Leati, and Roberto Paoluzzi. Hydraulic excavator working cycle: From field test to simulation model. 03 2010.
- [37] Shuzhong Zhang, Tatiana Minav, Matti Pietola, Heikki Kauranne, and Jyrki Kajaste. The effects of control methods on energy efficiency and position tracking of an electro-hydraulic excavator equipped with zonal hydraulics. *Automation in Construction*, 100:129–144, 2019.