

UNIVERSITÁ DEGLI STUDI  
DI MODENA E REGGIO EMILIA  
DIEF - DIPARTIMENTO INGEGNERIA ENZO FERRARI

SCUOLA DI DOTTORATO

High Mechanics and Automotive Design & Technology  
Meccanica Avanzata e Tecnica del Veicolo  
- XXVI ciclo -

Modelling and simulations of hydraulic components and  
systems with low energy dissipation for mobile application

**Studio di componenti e sistemi  
oleodinamici per applicazioni mobili  
caratterizzate da ridotte dissipazioni  
energetiche**

**Dott. Ing. Francesco Pintore**

**Tutor**

Chiar.mo Prof. Ing. Massimo Borghi

# Indice

<b>1</b>	<b>Efficienza energetica per l'idraulica mobile</b>	<b>4</b>
1.1	Generalità . . . . .	4
1.2	Layout principali . . . . .	5
1.3	Stato dell'arte . . . . .	9
<b>2</b>	<b>La trattrice agricola:</b>	
	<b>NEW HOLLAND T7 Series</b>	<b>12</b>
2.1	Motore . . . . .	13
2.2	Cambio e Trasmissione . . . . .	14
2.2.1	Trasmissione ad ingranaggi . . . . .	16
2.2.2	Trasmissione a manicotti scorrevoli . . . . .	16
2.2.3	Trasmissione con sincronizzatori . . . . .	17
2.2.4	Trasmissione Power-Shift . . . . .	17
2.2.5	Trasmissione Semi Power-Shift . . . . .	18
2.2.6	Trasmissione Full Power-Shift . . . . .	19
2.2.7	Trasmissione a variazione continua CVT . . . . .	20
2.3	Assali . . . . .	21
2.3.1	Funzione TerraLock™ . . . . .	21
2.3.2	Funzione TerraGlide™ . . . . .	21
2.3.3	Funzione SuperSteer™ . . . . .	22
2.3.4	Assale posteriore . . . . .	22
2.4	Presa di potenza PTO . . . . .	23
<b>3</b>	<b>Il circuito idraulico della trattrice agricola</b>	<b>24</b>
3.1	Macro-blocchi . . . . .	26
3.2	Blocco di Generazione . . . . .	27
3.3	Blocco di priorità . . . . .	29
3.3.1	Valvola prioritaria e freno rimorchio . . . . .	29
3.4	Blocco di idroguida . . . . .	32
3.5	Blocco trasmissione . . . . .	35
3.5.1	Sollevatore idraulico . . . . .	37
3.5.2	Distributori ausiliari . . . . .	38
<b>4</b>	<b>Gruppi di alimentazione: Pompe a pistoncini assiali a piatto inclinato</b>	<b>40</b>
4.1	Generalità . . . . .	40
4.2	Stato dell'arte . . . . .	41
4.3	Architettura e Dinamica della macchina:	
	Principio di funzionamento . . . . .	44

4.4	Gruppo pompante . . . . .	46
4.4.1	Caso Statico . . . . .	46
4.4.2	Caso Dinamico . . . . .	51
4.5	Distribuzione . . . . .	52
4.6	Trafilamenti . . . . .	53
<b>5</b>	<b>Gruppi di alimentazione: Tipologie e applicazioni</b>	<b>56</b>
5.1	Tipologie di meccanismo di variazione della cilindrata . . . . .	57
5.2	Compensatore di pressione . . . . .	59
5.3	Compensatore di portata . . . . .	61
<b>6</b>	<b>Analisi lineare di una pompa a pistoni assiali</b>	<b>64</b>
6.1	Generalità . . . . .	64
6.2	Pompe a pistoni assiali compensate in pressione . . . . .	65
6.2.1	Meccanismo di variazione della cilindrata . . . . .	65
6.2.2	Equazioni di governo . . . . .	66
6.2.3	Pressione all'interno della camera dei pompanti . . . . .	70
6.2.4	Pressione all'interno della camera dei pompanti mediante modello idraulico	71
6.2.5	Three way control valve - Compensatore di pressione . . . . .	72
6.2.6	Coefficienti e gruppi adimensionali . . . . .	77
6.2.7	Linearizzazione del sistema . . . . .	79
6.2.8	Richiami generali per sistemi del secondo ordine . . . . .	81
6.3	Routine MATLAB e sistema SIMULINK per l'analisi lineare . . . . .	85
6.4	Risultati . . . . .	89
6.4.1	Configurazione standard . . . . .	89
6.4.2	Modifiche al sistema . . . . .	91
6.5	Tempi di risposta e frequenze caratteristiche . . . . .	103
6.6	Confronti diretti . . . . .	104
<b>7</b>	<b>Analisi a parametri concentrati di una pompa a pistoni assiali</b>	<b>109</b>
7.1	Generalità . . . . .	109
7.2	Modello a parametri concentrati della macchina . . . . .	110
7.2.1	Gruppo pompante . . . . .	111
7.2.2	Gruppo piatto inclinato . . . . .	111
7.2.3	Gruppo compensatori . . . . .	112
7.2.4	Equazioni di riferimento . . . . .	113
7.3	Analisi dinamica del sistema:	
	modello a parametri concentrati . . . . .	117
7.3.1	Condizioni di test . . . . .	117
7.3.2	Risultati . . . . .	118
<b>8</b>	<b>Modellazione</b>	<b>123</b>
8.1	Analisi del circuito standard: Corrente produzione . . . . .	125
8.2	Filtro . . . . .	126
8.2.1	Caratteristiche funzionali ed equazioni caratteristiche . . . . .	127
8.2.2	Modello idraulico . . . . .	127
8.3	Gruppo di alimentazione . . . . .	129
8.3.1	Gruppo di sovralimentazione: Pompa di carica Gerotor . . . . .	129
8.3.2	Gruppo di alimentazione: gruppo rotante . . . . .	130

8.3.3	Gruppo di alimentazione: Meccanismo di variazione della cilindrata . . . . .	134
8.3.4	Gruppo di alimentazione: compensatori di pressione e portata . . . . .	137
8.4	Valvola di priorità . . . . .	140
8.5	Utenze Principali . . . . .	142
8.5.1	Sterzo . . . . .	142
8.5.2	Trailer: freno rimorchio . . . . .	149
8.5.3	Ausiliari . . . . .	150
<b>9</b>	<b>Le soluzioni Energy Saving</b>	<b>155</b>
9.1	Pompa di carica a cilindrata variabile - VCP . . . . .	155
9.2	Electronic Displacement Control - EDC . . . . .	157
9.3	Variable Pump Margin - VPM . . . . .	158
9.4	Remotes Electronically Compensated - REC . . . . .	161
9.5	Hybrid Priority Valve - HYB . . . . .	162
9.6	Le soluzioni combinate . . . . .	165
9.6.1	Remotes Electronically Compensated & Variable Pump Margin . . . . .	165
9.6.2	Hybrid priority & Variable Pump Margin . . . . .	166
9.6.3	Hybrid Priority & Remotes Electronically Compensated . . . . .	166
9.6.4	Hybrid Priority - Variable Pump Margin - Remotes Electronically Compensated . . . . .	166
<b>10</b>	<b>Analisi dei circuiti alternativi: la modellazione dei componenti</b>	<b>167</b>
10.1	Gruppo di sovralimentazione . . . . .	168
10.2	Gruppo di Alimentazione . . . . .	170
10.3	Valvola di priorità . . . . .	172
10.4	Utenze principali . . . . .	173
10.5	Componenti aggiuntivi: ECU . . . . .	174
<b>11</b>	<b>Analisi e Risultati</b>	<b>176</b>
11.1	Scelta del ciclo di carico . . . . .	176
11.1.1	Ciclo di carico generico . . . . .	177
11.1.2	Ciclo di carico dettagliato . . . . .	181
11.2	Risultati: Pompa di carica a cilindrata variabile - VCP . . . . .	182
11.2.1	Modifica delle cilindrata delle pompe . . . . .	186
11.3	Risultati: Electronic Displacement Control - EDC . . . . .	188
11.4	Risultati: Variable Pump Margin - VPM . . . . .	192
11.5	Risultati: Remotes Electronically Compensated - REC . . . . .	198
11.6	Risultati: Hybrid Priority Valve - HYB . . . . .	205
11.7	Risultati: Le soluzioni combinate . . . . .	207
11.7.1	Risultati: Remotes Electronically Compensated & Variable Pump Margin . . . . .	207
11.7.2	Risultati: Hybrid priority & Variable Pump Margin . . . . .	209
11.7.3	Risultati: Hybrid Priority & Remotes Electronically Compensated . . . . .	211
11.7.4	Risultati: Hybrid Priority - Variable Pump Margin - Remotes Electronically Compensated . . . . .	213

11.8 Risultati: Comparazione . . . . .	215
<b>12 Conclusioni e Sviluppi futuri</b>	218
12.1 Sviluppi futuri . . . . .	224
<b>A Tabelle dei parametri per l'analisi lineare</b>	226
<b>B Modelli e sottomodelli idraulici</b>	229
<b>Bibliografia</b>	234

# Elenco delle figure

1	New Holland T7 Series . . . . .	1
2	Trattrici agricole New Holland: Serie T6 T7 T8 . . . . .	3
1.1	Gruppo di alimentazione a pressione costante . . . . .	5
1.2	Gruppo di alimentazione a pressione costante . . . . .	6
1.3	Gruppo di alimentazione a cilindrata variabile . . . . .	7
1.4	Gruppo di alimentazione Load Sensing . . . . .	8
1.5	Husco INCOVA-EHPV . . . . .	10
1.6	Eaton Ultronics ZTS16 . . . . .	10
2.1	Motore NEF a 6 cilindri by FPT Industrial . . . . .	13
2.2	Diagramma delle velocità per trasmissioni Power Command e Auto Command . . . . .	15
2.3	Innesto ad ingranaggi scorrevoli . . . . .	16
2.4	Innesto a manicotti scorrevoli . . . . .	16
2.5	Sincronizzatore . . . . .	17
2.6	Sezione di una trasmissione power-shift . . . . .	18
2.7	Trasmissione semi power shift . . . . .	19
2.8	Trasmissione full power shift . . . . .	19
2.9	Trasmissione CVT . . . . .	20
2.10	Assale Terraglide I generazione: modelli T6 . . . . .	21
2.11	Assale Terraglide II: modelli T7 . . . . .	21
2.12	Funzione SuperSteer™ . . . . .	22
2.13	Funzionamento SuperSteer™ . . . . .	22
2.14	Blocco assale posteriore . . . . .	22
2.15	Rappresentazione della presa di potenza PTO . . . . .	23
2.16	PTO per sistemi a variazione continua (awarded by SIMA) . . . . .	23
3.1	Circuito di alta pressione per una trattrice agricola . . . . .	24
3.2	Descrizione ad alto livello del circuito idraulico . . . . .	26
3.3	Schema idraulico del gruppo di alimentazione . . . . .	27
3.4	Schema idraulico priority & trailer brake valve . . . . .	29
3.5	Bilanciamento idraulico Steering spool . . . . .	30
3.6	Bilanciamento idraulico Master spool . . . . .	30
3.7	Principio di funzionamento trailer brake valve Italia . . . . .	31
3.8	Schema idraulico idroguida . . . . .	32
3.9	Schema idraulico amplificatore di portata - SuperSteering™ . . . . .	34
3.10	Schema idraulico gestione trasmissione . . . . .	35
3.11	Schema idraulico gestione servizi ausiliari trattrice . . . . .	36
3.12	Schema idraulico del sollevatore . . . . .	37

3.13	Schema idraulico dei distributori ausiliari (singola sezione) . . . . .	38
4.1	BOSCH Axial piston pump . . . . .	40
4.2	Sezione di una pompa a pistoni assiali a piatto inclinato . . . . .	44
4.3	Sistema di riferimento . . . . .	45
4.4	Pistone . . . . .	46
4.5	Pattino . . . . .	46
4.6	Grandezze di riferimento geometriche della macchina . . . . .	46
4.7	Corsa del pistone . . . . .	48
4.8	Velocità del pistone . . . . .	49
4.9	Accelerazione del pistone . . . . .	49
4.10	Andamento della coppia $M_z$ sul piatto inclinato . . . . .	50
4.11	Andamento della coppia $M_y$ sull'albero . . . . .	50
4.12	Piatto di distribuzione . . . . .	52
4.13	trafilamenti presenti nella pompa a pistoni assiali . . . . .	53
4.14	trafilamento tra pattino e piatto inclinato . . . . .	55
5.1	Pompa BOSCH A10 VNO . . . . .	58
5.2	Pompa BOSCH A10 VSO . . . . .	58
5.3	schemi circuitali delle due tipologie di pompe . . . . .	58
5.4	Circuito idraulico della pompa con compensatore di pressione DR - BOSCH A10VSO	59
5.5	Montaggio compensatore di pressione DR . . . . .	60
5.6	Curva caratteristica statica del compensatore di pressione . . . . .	60
5.7	Circuito idraulico della pompa con compensatore di portata DFR - BOSCH A10VSO	61
5.8	Compensatore di portata (azzurro) e di pressione (rosso) . . . . .	62
5.9	Caratteristica statica del gruppo di compensazione . . . . .	62
5.10	Caratteristica statica a regime variabile . . . . .	62
6.1	volume di controllo della linea di mandata . . . . .	66
6.2	Diagramma di corpo libero del piatto inclinato: grandezze caratteristiche . . . . .	67
6.3	Diagramma di corpo libero dell'attuatore di bias: grandezze caratteristiche . . . . .	68
6.4	Diagramma di corpo libero dell'attuatore di controllo: grandezze caratteristiche . . . . .	68
6.5	Diagramma di corpo libero del pistone: grandezze caratteristiche . . . . .	68
6.6	Distribuzione della pressione secondo N.D.Manring . . . . .	70
6.7	Modello LMS AMESim del piatto di distribuzione per il calcolo della pressione . . . . .	71
6.8	Modello LMS AMESim del pistone . . . . .	71
6.9	Pressione all'interno della camera di un pompante mediante modello idraulico . . . . .	71
6.10	Elemento mobile (spola) . . . . .	72
6.11	compensatore di pressione (parte bassa) e portata (in alto) . . . . .	73
6.12	schema idraulico del compensatore di pressione . . . . .	73
6.13	sezione 3D dei compensatori e condizione di riposo . . . . .	73
6.14	Principio di funzionamento della valvola . . . . .	74
6.15	Approccio ai volumi di controllo . . . . .	74
6.16	Poli di un sistema del secondo ordine . . . . .	81
6.17	Risposta al gradino di un sistema del secondo ordine . . . . .	82
6.18	Settore del piano complesso per limitare la sovraelongazione . . . . .	83
6.19	Semipiano del piano complesso per limitare il tempo di assestamento . . . . .	84
6.20	Schema Simulink per la risoluzione del sistema di equazioni . . . . .	88
6.21	Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato . . . . .	89

6.22	Configurazione standard delle macchine: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso . . . . .	90
6.23	Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica molla di bias kb A10 VNO . . . . .	91
6.24	Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica molla di bias kb A10 VSO . . . . .	91
6.25	Modifica della molla di bias A10VNO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso . . . . .	92
6.26	Modifica della molla di bias A10VSO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso . . . . .	93
6.27	Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica volume di mandata Vh A10 VNO . . . . .	94
6.28	Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica volume di mandata Vh A10 VSO . . . . .	94
6.29	Modifica del volume della linea di mandata A10VNO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso . . . . .	95
6.30	Modifica volume della linea di mandata A10VSO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso . . . . .	96
6.31	Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica del coefficiente di perdita K A10 VNO . . . . .	97
6.32	Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica del coefficiente di perdita K A10 VSO . . . . .	97
6.33	Modifica del coefficiente di perdita pompa A10VNO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso . . . . .	98
6.34	Modifica del coefficiente di perdita pompa A10VSO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso . . . . .	99
6.35	Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica volume di controllo Vc A10 VNO . . . . .	100
6.36	Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica volume di controllo A10 VSO . . . . .	100
6.37	Modifica del coefficiente di perdita pompa A10VNO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso . . . . .	101
6.38	Modifica del coefficiente di perdita pompa A10VSO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso . . . . .	102
6.39	Diagramma a blocchi per la linearizzazione del sistema in ambiente MATLAB-SIMULINK . . . . .	104
6.40	Confronto A10VNO vs A10VSO con la modifica della rigidità molla kb . . . . .	105
6.41	Confronto A10VNO vs A10VSO con la modifica del volume di mandata Vh . . . . .	106
6.42	Confronto A10VNO vs A10VSO con la modifica del coefficiente di perdita K . . . . .	107
6.43	Confronto A10VNO vs A10VSO con la modifica del volume dell'attuatore di controllo Vc . . . . .	108
7.1	Gruppo rotante . . . . .	110
7.2	Gruppo rotante: external variable . . . . .	110
7.3	Gruppo piatto inclinato . . . . .	110
7.4	Gruppo piatto inclinato: external variable . . . . .	110
7.5	Gruppo compensatori . . . . .	110
7.6	Gruppo compensatori: external variable . . . . .	110
7.7	Singolo gruppo pompante della macchina . . . . .	111
7.8	Gruppo piatto inclinato: A10VNO . . . . .	112

7.9	Gruppo piatto inclinato: A10VSO . . . . .	112
7.10	Gruppo compensatori DFR/DFR1 . . . . .	112
7.11	Schema del modello a parametri concentrati . . . . .	113
7.12	Portate di fluido scambiate tra la camera pompante e gli ambienti circostanti. . . . .	113
7.13	Layout del circuito di test . . . . .	117
7.14	Modello idraulico del sistema in ambiente LMS AMESim . . . . .	117
7.15	Comportamento dinamico BOSCH A10 VNO . . . . .	119
7.16	Comportamento dinamico BOSCH A10 VSO - condizioni di test A . . . . .	120
7.17	Comportamento dinamico BOSCH A10 VSO - condizioni di test B . . . . .	120
7.18	Comportamento dinamico BOSCH A10 VNO vs A10 VSO - Pressione . . . . .	121
7.19	Comportamento dinamico BOSCH A10 VNO vs A10 VSO - Swashplate angle . . . . .	122
8.1	Modello idraulico circuito standard . . . . .	125
8.2	Modello idraulico del filtro . . . . .	126
8.3	External variables del filtro . . . . .	126
8.4	Scelta dei sottomodelli per i nodi idraulici . . . . .	128
8.5	Assegnazione dei parametri per le check valve . . . . .	128
8.6	Assegnazione del volume per le chamber . . . . .	128
8.7	Parameters gruppo sovralimentazione . . . . .	129
8.8	Parameters per la pompa ideale a cilindrata variabile . . . . .	130
8.9	Singola sezione pompante per una pompa a pistoni assiali . . . . .	130
8.10	Modello idraulico del piatto di distribuzione (Valveplate) . . . . .	131
8.11	External variables: Valveplate . . . . .	131
8.12	External variable: blocco cilindri . . . . .	131
8.13	Modello idraulico del pistone . . . . .	132
8.14	External variables: Pistone . . . . .	132
8.15	External variables: meato sferico . . . . .	132
8.16	External variables: Pattino . . . . .	132
8.17	Modello del piatto inclinato . . . . .	133
8.18	Supercomponente meccanismo VNO . . . . .	134
8.19	Dettaglio attuatore di controllo: meccanismo VNO . . . . .	135
8.20	Supercomponente meccanismo VSO . . . . .	136
8.21	Dettaglio attuatore di bias: meccanismo VSO . . . . .	136
8.22	Compensatori di pressione e portata: modello semplificato . . . . .	137
8.23	Compensatori di pressione e portata: modello dettagliato . . . . .	138
8.24	AMESim Custom Library . . . . .	139
8.25	Esempio di codice AMESet . . . . .	139
8.26	Layout idraulico della valvola di priorità; SAFIM . . . . .	140
8.27	External variables della valvola di priorità . . . . .	140
8.28	Modello idraulico dettagliato della valvola di priorità . . . . .	141
8.29	Utenza di sterzo: versione ideale . . . . .	142
8.30	Distributore rotante: modello dettagliato . . . . .	143
8.31	Distributore rotante: vista 3D . . . . .	144
8.32	Modello meccanico per la retroazione del distributore rotante . . . . .	145
8.33	Modello idraulico distributore rotante . . . . .	146
8.34	Modello idraulico singolo vano del motore orbitale . . . . .	147
8.35	Modello idraulico a blocchi del motore orbitale . . . . .	147
8.36	Modello idraulico dei motori orbitali dettagliati (a) . . . . .	148
8.37	Modello idraulico del motore orbitale equivalente (b) . . . . .	148
8.38	Modello idraulico dei motori orbitali ideali (c) . . . . .	148

8.39	Utenza freno: versione ideale . . . . .	149
8.40	Utenza freno: supercomponente . . . . .	149
8.41	Utenza ausiliari: modello ideale . . . . .	150
8.42	RACINE: supercomponenti . . . . .	151
8.43	RACINE: modello dettagliato spola . . . . .	151
8.44	RACINE: compensatore locale di pressione . . . . .	152
8.45	BOSCH: supercomponenti . . . . .	152
8.46	BOSCH: valvola no leak . . . . .	153
8.47	BOSCH: main spool e stadio di pilotaggio . . . . .	153
8.48	BOSCH: molle di centraggio dell spola principale ed external variables . . . . .	154
9.1	Variable Charge Pump Concept . . . . .	156
9.2	Electronic Displacement Control Concept . . . . .	157
9.3	Suddivisione del Pump Margin per il circuito idraulico della trattrice . . . . .	158
9.4	Variable Pump Margin Concept . . . . .	159
9.5	Caratteristiche lineari implementate nell'ECU per la strategia VPM . . . . .	160
9.6	Rimozione del compensatore locale per la strategia REC . . . . .	161
9.7	Principio di funzionamento della strategia REC . . . . .	162
9.8	Principio di funzionamento della strategia HYB . . . . .	163
9.9	Evoluzione delle strategie di controllo . . . . .	165
9.10	. . . . .	165
10.1	Modello dettagliato di un singolo vano della pompa do carica: Gerotor . . . . .	168
10.2	External variables: Gerotor . . . . .	168
10.3	Modello dettagliato di un singolo vano della pompa do carica: pompa a palette . . . . .	168
10.4	Pompa di carica a palette: installazione a bordo veicolo . . . . .	169
10.5	Pompa di carica Gerotor a cilindrata variabile . . . . .	169
10.6	Compensatore di portata elettronico: BOSCH Efx Series (layout) . . . . .	170
10.7	Compensatore di portata elettronico: BOSCH Efx Series . . . . .	170
10.8	Electro-proportional swivel angle control: BOSCH EP/EK series (layout) . . . . .	171
10.9	Electro-proportional swivel angle control: BOSCH EP/EK series . . . . .	171
10.10	Valvola di priorità ibrida . . . . .	172
10.11	Valvola di priorità ibrida: supercomponente . . . . .	172
10.12	Distributori ausiliari: BOSCH SB23 LS EHS1 CAN con 2 valvole di ritegno del carico . . . . .	173
10.13	Distributori ausiliari: BOSCH/RACINE con valvole di Bypass . . . . .	173
10.14	Distributori ausiliari: BOSCH/RACINE senza compensatore di pressione e segnali di retroazione del movimento spola . . . . .	174
10.15	Centralina di controllo ECU . . . . .	174
10.16	Centralina di controllo ECU: parameters . . . . .	175
11.1	Suddivisione della vita utile della trattrice agricola . . . . .	177
11.2	Suddivisione delle fasi di lavoro con utenze . . . . .	178
11.3	Ciclo di carico generale . . . . .	180
11.4	Trattrice agricola CASE con sollevatore frontale . . . . .	181
11.5	Ciclo di carico rotazione benna . . . . .	181
11.6	Ciclo di carico sollevamento benna . . . . .	181
11.7	Pompa di carica variabile: ideale . . . . .	182
11.8	Potenza dissipata: VCP vs STD . . . . .	182
11.9	Potenza dissipata durante le fasi di lavoro . . . . .	183
11.10	Circuito idraulico standard . . . . .	184

11.11	Circuito idraulico con pompa di carica variabile . . . . .	185
11.12	Potenza dissipata: VCP mod vs STD mod . . . . .	186
11.13	Potenza dissipata durante le fasi di lavoro: cilindrate maggiorate . . . . .	187
11.14	Confronto tra le potenze del sistema Standard e con Cilindrate maggiorate . . . . .	187
11.15	Potenze dissipate dai sistemi in esame . . . . .	188
11.16	Confronto tra le potenze delle versioni STD, MOD ed EP/EK . . . . .	189
11.17	Curva di coppia e potenza per una trattrice agricola con EPM ( figura tratta da [59])	189
11.18	Circuito idraulico standard con cilindrate maggiorate e controllo EP/EK . . . . .	190
11.19	Circuito idraulico con pompa di carica variabile, cilindrate maggiorate e controllo EP/EK . . . . .	191
11.20	Confronto tra le potenze delle versioni STD e VPM a punto fisso . . . . .	192
11.21	Power Saving tra il sistema STD e VPM Dinamico . . . . .	193
11.22	Portata erogata dalla pompa a pistoni . . . . .	194
11.23	Portata per l'utenza di sterzo . . . . .	194
11.24	Portata per l'utenza freno . . . . .	195
11.25	Portata per le utenze ausiliarie . . . . .	195
11.26	Potenza dissipata: STD, VPM fissato e VPM Dinamico . . . . .	196
11.27	Potenza dissipata durante le fasi di lavoro: STD vs VPM Dinamico . . . . .	196
11.28	Potenza risparmiata tra le strategie di controllo VPM fisso e dinamico durante le fasi di lavoro . . . . .	197
11.29	Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo: VPM	197
11.30	Suddivisione delle fasi di lavoro per il ciclo di carico dettagliato . . . . .	199
11.31	Ciclo di carico dettagliato: richiesta delle utenze interessate . . . . .	199
11.32	Circuito idraulico con distributori ausiliari ed ECU per l'implementazione delle strategie di controllo . . . . .	200
11.33	Potenze dissipate: confronti tra le strategie STD, VPM e REC . . . . .	201
11.34	Power Saving: VPM vs STD e REC vs STD . . . . .	201
11.35	Potenza dissipata durante le fasi di lavoro . . . . .	202
11.36	Foglio di calcolo tipico per i confronti energetici a punto fisso . . . . .	203
11.37	Confronti tra le potenze dissipate mediante analisi a punto fisso . . . . .	204
11.38	Confronti tra le potenze dissipate mediante analisi a punto fisso durante le fasi di lavoro . . . . .	204
11.39	Power Saving: STD, VPM Fixed, VPM Dynamic e HYB . . . . .	205
11.40	Confronti tra le potenze dissipate durante le fasi di lavoro . . . . .	206
11.41	Modifica della pressione di Pump Margin per le strategie STD, VPM, REC e HYB	206
11.42	Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo . . . . .	207
11.43	Confronti tra le potenze dissipate: REC+VPM vs STD . . . . .	208
11.44	Confronti tra le potenze dissipate durante le fasi di lavoro REC+VPM vs STD . . . . .	208
11.45	Confronti tra le potenze dissipate: HYB+VPM vs STD . . . . .	209
11.46	Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie: HYB+VPM . . . . .	209
11.47	Confronti tra le potenze dissipate durante le fasi di lavoro HYB+VPM vs STD . . . . .	210
11.48	Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo . . . . .	210
11.49	Confronti tra le potenze dissipate: HYB+REC vs STD . . . . .	211
11.50	Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie: HYB+REC . . . . .	211
11.51	Confronti tra le potenze dissipate durante le fasi di lavoro HYB+REC vs STD . . . . .	212
11.52	Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo . . . . .	212
11.53	Confronti tra le potenze dissipate: REC+HYB+VPM vs STD . . . . .	213
11.54	Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo: HYB+REC+VPM . . . . .	213
11.55	Confronti tra le potenze dissipate durante le fasi di lavoro REC+HYB+VPM vs STD	214

11.56	Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo . . . . .	214
11.57	Potenza dissipata dalle strategie di controllo elettroniche esaminate . . . . .	215
11.58	Potenza risparmiata dalle strategie di controllo elettroniche esaminate . . . . .	216
11.59	Potenza risparmiata dalle strategie di controllo per le fasi di lavoro . . . . .	217
12.1	Aree di passaggio LSST - T dell'idroguida . . . . .	224
12.2	Curve di feeling sterzo dell'idroguida . . . . .	225

# Elenco delle tabelle

6.1	Coefficienti adimensionali BOSCH A10 VNO . . . . .	80
6.2	Coefficienti adimensionali BOSCH A10 VSO . . . . .	80
6.3	Tempi di risposta e frequenze caratteristiche: BOSCH A10 VNO . . . . .	103
6.4	Tempi di risposta e frequenze caratteristiche: BOSCH A10 VSO . . . . .	103
7.1	Tempi caratteristici: BOSCH A10 VNO . . . . .	119
7.2	Tempi caratteristici: BOSCH A10 VSO . . . . .	121
7.3	confronto diretto . . . . .	122
A.1	Dati di progetto - BOSCH A10 VNO . . . . .	227
A.2	Dati di progetto - BOSCH A10 VSO . . . . .	228

## Abstract

The energy consumption related to off road vehicles has become a key feature for researchers and manufactures, as a consequence of the great attention devoted to the reduction of pollutant emissions , since the Tier 4 standards, in the United States and, Stage III / IV in Europe are entering into force. Many researchers and manufacturers have concentrated their efforts on the reduction of energy consumption in the agricultural system, without compromising functionality and performance . From this point of view, the combined use of simulation tools and experimental data, represents the most promising way for the development of alternative solutions characterized by lower energy consumption . This work aims to the complete analysis of hydraulic system of a medium size agricultural tractor, in order to perform an energy analysis of the system and suggest possibly alternative configurations & solutions. Given the complexity of the entire hydraulic circuit of the machine, it is good to make a distinction of the analysis into two main sections:

- *components*
- *hydraulic circuit*

The first section provides a detailed analysis of the major components of the power supply unit of the entire agricultural machine tractor, analyzing the critical issues and the dynamic behavior. The second section will instead act as the various components in the hydraulic circuit, with a special care to the critical interaction between the various components, and finally proposing the circuit solutions that can make a global energy saving. Then analyzed the main components, and the interaction of these inside the hydraulic circuit of the machine under consideration, innovative solutions are presented, highlighting advantages and disadvantages of the various architectures analyzed.

# Introduzione

La necessità di limitare le emissioni inquinanti delle macchine agricole è diventato sempre più pressante negli ultimi anni poiché le normative TIER 4 negli Stati Uniti, e StageIII / IV nella UE stanno per entrare in vigore. Molti ricercatori e produttori hanno concentrato i loro sforzi sulla riduzione del consumo di energia nel sistema macchina motrice agricola senza comprometterne le funzionalità e le prestazioni. Da questo punto di vista, l'utilizzo combinato di strumenti di simulazione e sperimentazione rappresenta la via più promettente per lo sviluppo di soluzioni alternative caratterizzate da un minor consumo energetico.



Figura 1. New Holland T7 Series

Questo lavoro è parte di un progetto di ricerca più ampio che mira all'analisi completa del circuito idraulico di un trattore agricola di medie dimensioni allo scopo di eseguire un'analisi energetica del sistema e suggerire eventualmente configurazioni alternative. Data la complessità dell'intero circuito idraulico della macchina, è bene effettuare una distinzione dell'analisi in due sezioni principali:

- A livello di componenti
- A livello circuitale

La prima sezione prevede l'analisi approfondita dei principali componenti che andranno poi a costituire il gruppo di alimentazione dell'intera macchina motrice agricola, analizzandone le criticità ed il comportamento dinamico. La seconda sezione tratterà, invece, come i vari componenti agiscano a livello circuitale, ponendo una particolare attenzione alle criticità di interazione tra i vari componenti, e proponendo infine delle soluzioni circuitali che possano apportare un risparmio energetico globale.

# Prefazione

## Contestualizzazione e Metodologia

Nell'ambito di questo lavoro di dottorato si vuole proporre una dettagliata analisi per la riduzione dei consumi energetici a bordo veicolo, in particolare nel settore agricolo - off road. Come preannunciato nell'introduzione, le stringenti normative sulla riduzione degli inquinanti in atmosfera, in vigore dai primi mesi del 2014, rendono la problematica Energy Saving di fondamentale importanza per tutte le case costruttrici di mezzi agricoli e da lavoro. Dalla collaborazione dell'Università degli studi di Modena e Reggio Emilia, Laboratorio di Idraulica del veicolo, e la casa costruttrice di macchine agricole CNH industrial, settore agricoltura, si è scelta una macchina di riferimento al fine di studiare l'intero circuito idraulico di alta pressione della macchina e proporre soluzioni alternative in grado di ridurre le dissipazioni energetiche a bordo veicolo, individuando in modo critico le problematiche ad essa connesse. Poiché la trattrice agricola, generalmente, presenta un layout idraulico alquanto complesso, si è deciso di analizzarne a fondo, in prima istanza, il gruppo di alimentazione, che rappresenta il cuore pulsante del circuito idraulico stesso. Il sistema di generazione idraulica della potenza a bordo di questa tipologia di vettura, è tipicamente rappresentata da un classico sistema con pompa a pistoncini assiali controllato da una logica idraulica di tipo Load Sensing. Questo sistema, molto noto in letteratura, sta subendo negli ultimi anni delle sostanziali modifiche a livello concettuale: questo è dovuto principalmente all'introduzione dell'elettronica nel mondo idraulico. L'elettronica permette una infinita gamma di regolazioni e controlli per il settore idraulico, ma vi è la necessità di creare delle interfacce tra i due mondi, in modo che il sistema complessivo risulti più efficiente, robusto, reattivo e sicuro. L'introduzione dei controlli elettronici porta, allora, inevitabilmente a delle analisi di stabilità dei componenti idraulici, per verificare se questi ultimi presentano una buona compatibilità per il controllo elettronico che si vuole inserire. Una volta eseguite le verifiche, è possibile proporre delle modifiche a livello di componente, e in seguito di layout, verificandone l'efficienza ed in modo da ottenere dei risultati incoraggianti per l'ottimizzazione dell'Energy Saving a bordo veicolo.

Seguendo la linea guida appena esposta, è possibile osservare all'interno nel Capitolo 1, i layout classici dell'oleodinamica generale fino ad arrivare alle soluzioni tutt'ora maggiormente impiegate nel campo off-road e automotive per l'ottimizzazione dell'utilizzo della potenza idraulica generata. Nel Capitolo 2 viene illustrata la tipologia di macchina adottata in questo studio, mentre nel Capitolo 3 si analizza in dettaglio il complesso circuito idraulico della stessa, suddiviso per sezioni operative, in modo da facilitarne al lettore la comprensione. Dall'analisi del circuito idraulico della macchina, e dal momento che il punto cruciale per la generazione della potenza idraulica è rappresentato dal gruppo di alimentazione della stessa, si riportano all'interno dei Capitoli 4 e 5 i sistemi idraulici maggiormente utilizzati per la generazione di potenza idraulica che sfruttano pompe a pistoncini assiali a piatto inclinato, mostrandone le peculiarità e le problematiche del loro impiego in campo mobile. Nel capitolo 6 si è deciso di entrare nel dettaglio matematico del sistema di generazione, in particolar modo, si riporta lo studio lineare di una macchina a pistoncini assiali al

---

fine di identificare la migliore soluzione per l'integrazione con un controllo elettronico, e quindi di strategie di controllo che limitino le dissipazioni energetiche. Eseguita l'analisi matematica, all'interno del Capitolo 7, si introduce una metodologia di indagine e studio, basata sulla modellazione a parametri concentrati dello stesso sistema, mostrandone i risultati e i confronti con architetture via via più complesse. Come detto in precedenza, i sistemi di generazione della potenza idraulica analizzati fino ad adesso, impiegati in particolar modo nel settore off-road e automotive, sono il fulcro di sistemi complessi, identificati, in questo lavoro, dal circuito idraulico di una trattrice agricola: il circuito idraulico standard viene esposto all'interno del Capitolo 8, dove, mediante l'utilizzo della modellazione virtuale, è possibile ricreare intere famiglie di componenti che rispecchino differenti tipologie di macchine e di layout circuitali capaci di portare a riduzioni significative dei consumi. Nei successivi Capitoli dal 9 al 12 si mostrano le soluzioni alternative, le analisi energetiche e i risultati più significativi ottenuti mediante le simulazioni effettuate. I layout presentati offrono non pochi spunti per una ottimizzazione del sistema, non solo per la macchina scelta come riferimento, ma per una vasta gamma di mezzi che rispettano le logiche di generazione e gestione della potenza idraulica esposte nei capitoli precedenti.



Figura 2. Trattorie agricole New Holland: Serie T6 T7 T8

# Capitolo 1

## Efficienza energetica per l'idraulica mobile

### 1.1 Generalità

I sistemi oleodinamici sono oggi impiegati in tutto il mondo per svariate applicazioni sia di potenza che di controllo. In particolare, nelle applicazioni mobili consentono di trasferire da una parte all'altra del veicolo la potenza idraulica richiesta senza grosse difficoltà. Nella realizzazione dei sistemi idraulici ci si è spesso concentrati sulle performance richieste, trascurando i consumi energetici ritenuti non prioritari in questo campo. Con il tempo, maggiore attenzione si è rivolta all'efficienza energetica dei sistemi per l'idraulica mobile oltre che alle loro performance. Questo è legato principalmente al fatto che, in applicazioni mobili, la potenza viene fornita al circuito idraulico da un motore a combustione interna, dunque la sua efficienza condiziona pesantemente quella dell'intero mezzo. L'aumento del costo del carburante e le restrizioni legislative sulle emissioni inquinanti hanno reso il tema dell'efficienza energetica di primaria importanza. L'efficienza energetica nelle applicazioni per idraulica mobili è concettualmente applicata alla progettazione del layout di sistema piuttosto che alla progettazione del singolo componente. Ogni tipo di trasmissione di potenza deve essere controllabile oltre che efficiente. La controllabilità di un sistema idraulico si ottiene principalmente attraverso la modulazione della portata. Questo può essere ottenuto in vari modi: attraverso il controllo dell'unità di alimentazione, ovvero tramite il controllo della cilindrata della pompa idraulica, oppure attraverso la modulazione della portata passante all'interno delle valvole idrauliche o mediante il controllo sugli spostamenti degli attuatori idraulici. Per questi motivi, si è deciso di affrontare la tematica energetica seguendo un approccio critico basato sia sul singolo gruppo di generazione, sia sull'analisi di un intero circuito idraulico. Nei paragrafi seguenti, si riportano i layout costruttivi che negli anni hanno portato ad un controllo della portata sempre più efficiente e performante.

## 1.2 Layout principali

Uno dei primi sistemi controllati interamente da valvole è il convenzionale gruppo di alimentazione caratterizzato da una pompa a cilindrata fissa, una valvola limitatrice di pressione, un distributore proporzionale che regola la portata verso l'utenza costituita, ad esempio, da un martinetto (fig.1.1).

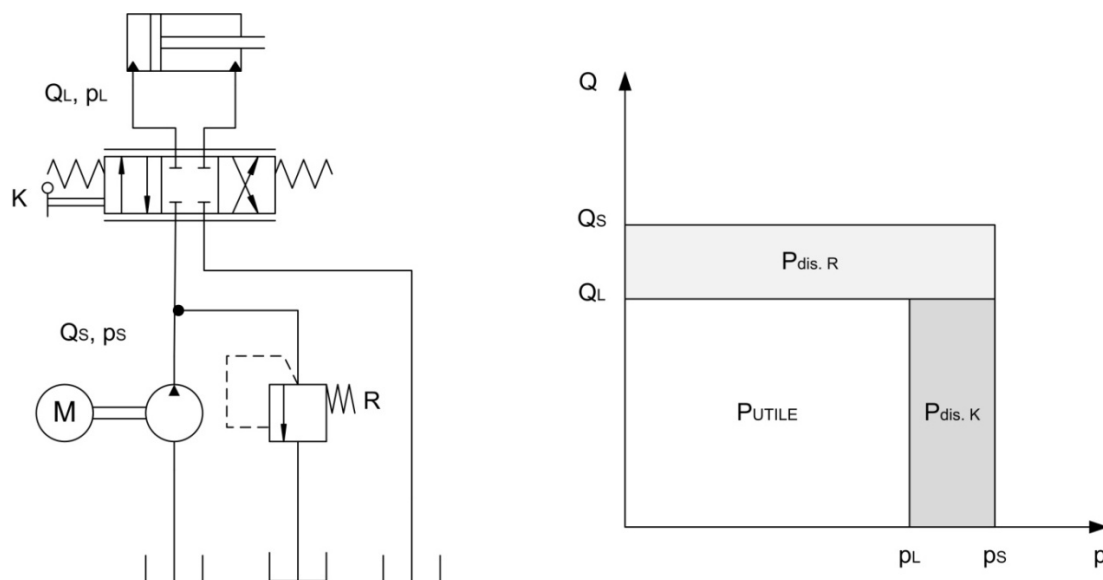


Figura 1.1. Gruppo di alimentazione a pressione costante

La portata in uscita dalla pompa è costante. Se le condizioni di carico sono tali da richiedere una portata  $Q_L$  minore di quella erogata dalla pompa  $Q_S$ , allora la portata in eccesso viene deviata dalla limitatrice tarata alla pressione massima tramite la molla R. Pertanto, la pressione di mandata dalla pompa viene decisa dal precarico della molla R e nello schema è definita pari a  $P_S$ , indipendentemente dalle condizioni di carico. Questo causa due cadute di pressioni, una a cavallo del distributore e l'altra a cavallo della limitatrice, con le seguenti potenze dissipate:

$$P_{dis.K} = (Q_S - Q_L) \cdot p_s \quad (1.1)$$

$$P_{dis.R} = (p_s - p_L) \cdot Q_L \quad (1.2)$$

In figura 1.2, il grafico a destra mostra in grigio le aree rappresentanti le potenze dissipate. Si osserva che il gruppo così strutturato eroga costantemente una potenza pari al prodotto tra la portata elaborata dalla pompa  $Q_S$ , funzione della velocità di rotazione e cilindrata  $Q_S = V \cdot n$ , e la pressione indotta dalla limitatrice R, pari a  $p_s$ , indipendentemente dalle condizioni di carico. Le perdite peggiorano se una valvola simmetrica viene utilizzata per controllare un cilindro asimmetrico a causa delle discontinuità di pressione nelle due camere del cilindro quando la direzione di spostamento dello stesso cambia. In generale, il sistema pompa/valvola/attuatore è semplice, affidabile, con buona controllabilità e a basso costo, ma è molto inefficiente. Poiché le cadute di pressione indotte dal sistema convenzionale appena descritto, sono spesso inaccettabili, i sistemi idraulici a pressione e/o portata variabile sono spesso impiegati nell'idraulica mobile.

Un semplice sistema a pressione variabile ottenuto con una pompa a cilindrata fissa è costituito dall'aggiunta al sistema precedente di una valvola di unload in derivazione al circuito di mandata 1.2.

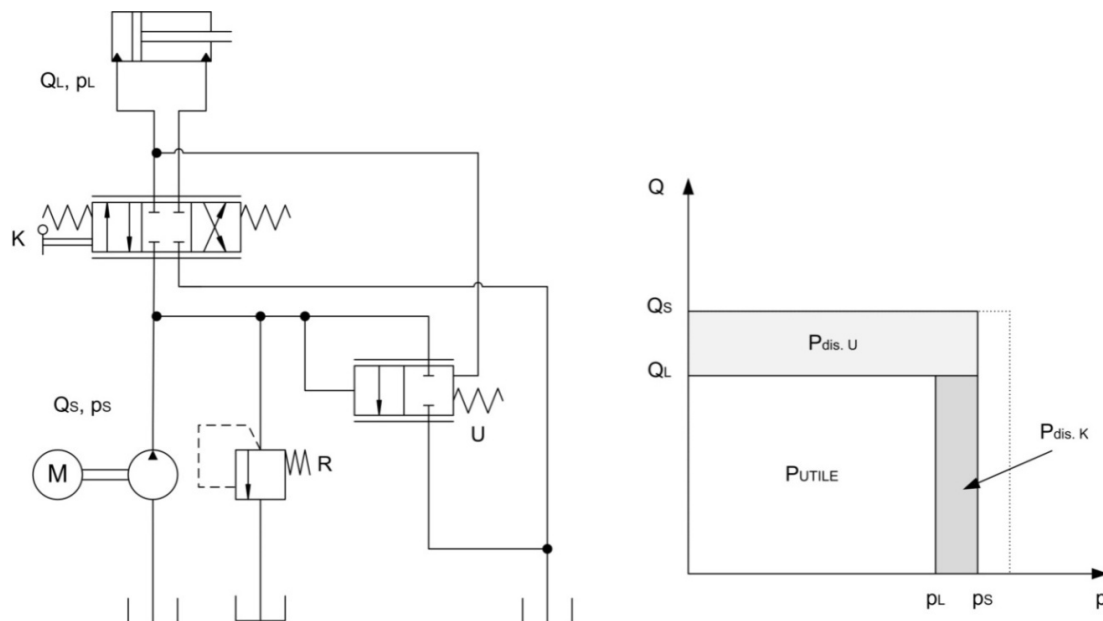


Figura 1.2. Gruppo di alimentazione a pressione costante

Il controllo a pressione variabile utilizza una valvola di unload per mantenere nel circuito un  $\Delta_p$  costante, in particolare pari al precarico della molla U. In questo modo la pressione di mandata della pompa non è condizionata dalla limitatrice di pressione, ma viene mantenuta dalla valvola di unload ad un valore superiore alla pressione  $p_s$  del carico di una quantità pari al precario della molla, in genere equivalente a circa 1 MPa. Dal grafico in figura 1.2 è possibile osservare una diminuzione della potenza dissipata in termini di caduta di pressione rispetto al sistema precedente. La portata elaborata, ovviamente, resta la stessa essendo utilizzando una pompa a cilindrata fissa. Per evitare che il gruppo di alimentazione generi una portata in eccesso destinata a creare semplicemente della potenza dissipata, si introducono i gruppi di alimentazione dotati di pompa a cilindrata variabile con compensatore di pressione. Un sistema di questo tipo consente di generare solo la portata  $Q_L$  richiesta dal carico rendendo sensibile la pompa alla pressione di mandata attraverso l'impiego di un compensatore di pressione (figura 1.3).

Questo sistema di alimentazione fornisce portata soltanto quando è richiesta. La molla presente nel compensatore di pressione R che comanda la commutazione della cilindrata della pompa, però, condiziona la pressione di mandata al valore di precarico, analogamente a quanto compiuto dalla limitatrice di pressione. Pertanto si mantengono le perdite legate alla caduta di pressione a cavallo del distributore di comando K, come nel primo caso, ma scompaiono i termini di potenza dissipata legati alla valvola di unload e alla limitatrice di pressione. Anche se nel circuito riportato sopra, non è più presente la limitatrice di pressione poiché inutile ai fini del suo funzionamento, nella realtà tale valvola di sicurezza è sempre presente. Sebbene l'impiego di un compensatore di pressione abbinato a una pompa a cilindrata variabile consenta di aumentare l'efficienza del sistema, le perdite attraverso il distributore sono ancora rilevanti.

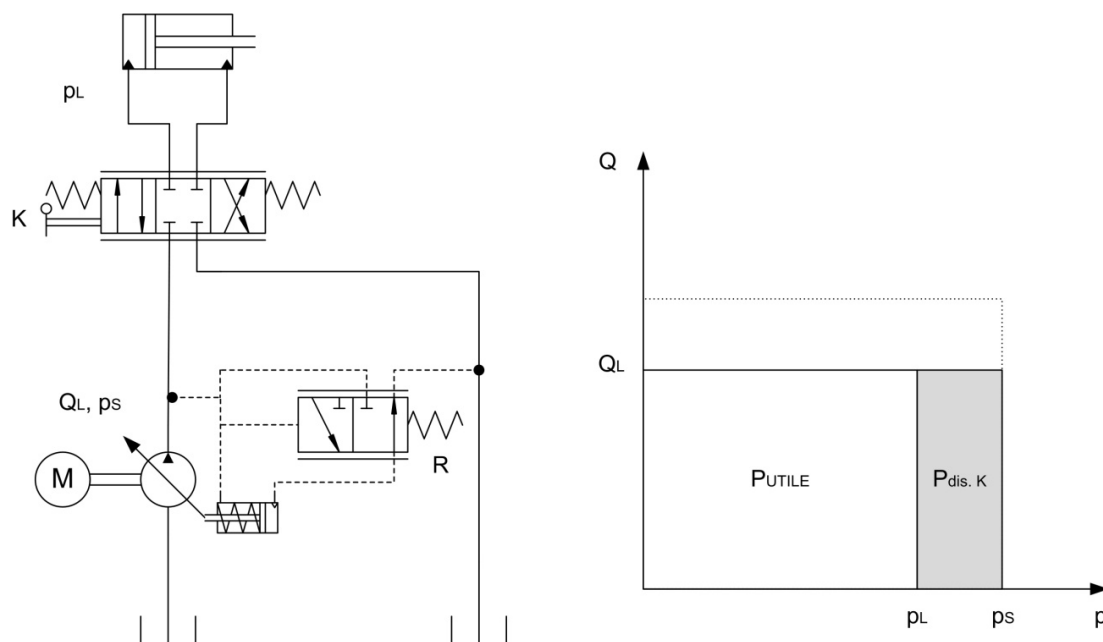


Figura 1.3. Gruppo di alimentazione a cilindrata variabile

Questo ha portato allo sviluppo dei sistemi Load-Sensing, i quali sono comunemente utilizzati nei sistemi di idraulica mobile come linea guida per la loro elevata efficienza. I gruppi di alimentazione Load-Sensing utilizzano un compensatore simile a quello descritto in precedenza, al quale giunge un'ulteriore linea di feedback della pressione rilevata all'utenza (figura 1.4).

Attraverso l'impiego del compensatore di load-sensing, la cilindrata della pompa viene variata al fine di sviluppare la portata richiesta mantenendo un  $\Delta_p = p_S - p_L$  costante e pari a quello generato dalla molla C, di solito pari a circa 1.8 Mpa. In ogni caso il valore di  $\Delta_p$  può essere modificato variando la taratura della molla a seconda delle esigenze di reattività del sistema. In questi sistemi la pompa stabilisce il grado di regolazione in modo da erogare solo la portata

$$Q = K \cdot \sqrt{(p_S - p_L)} \quad (1.3)$$

fissata dalla taratura K del distributore. La potenza persa è, idealmente, solo quella connessa all'attraversamento dello strozzatore, ovvero:

$$P_{dis} = Q_L \cdot (p_S - p_L) \quad (1.4)$$

Con questo sistema la potenza dissipata è inferiore a tutti gli altri layout descritti, ed inoltre risulta indipendente dalla pressione di mandata della pompa. I sistemi Load-Sensing sono molto efficienti nelle applicazioni ad utenza singola, ma vengono impiegati anche nelle applicazioni con utenze multiple. In questo caso, ogni linea di carico viene rilevata e opportune valvole selettive fanno sì che solo il segnale di pressione maggiore giunga al compensatore di portata. Questo significa che la pressione della pompa seguirà la pressione richiesta maggiore. Questo risulta efficiente per l'utenza relativa al carico maggiore, mentre per tutte le altre utenze, le quali richiedono una pressione minore per la movimentazione, si ha una caduta di pressione attraverso ogni distributore di controllo, portando ad avere diverse dissipazioni di potenza sulle rimanenti utenze. Un problema dei sistemi load-sensing per applicazioni con carichi multipli è la stabilità, la quale può essere

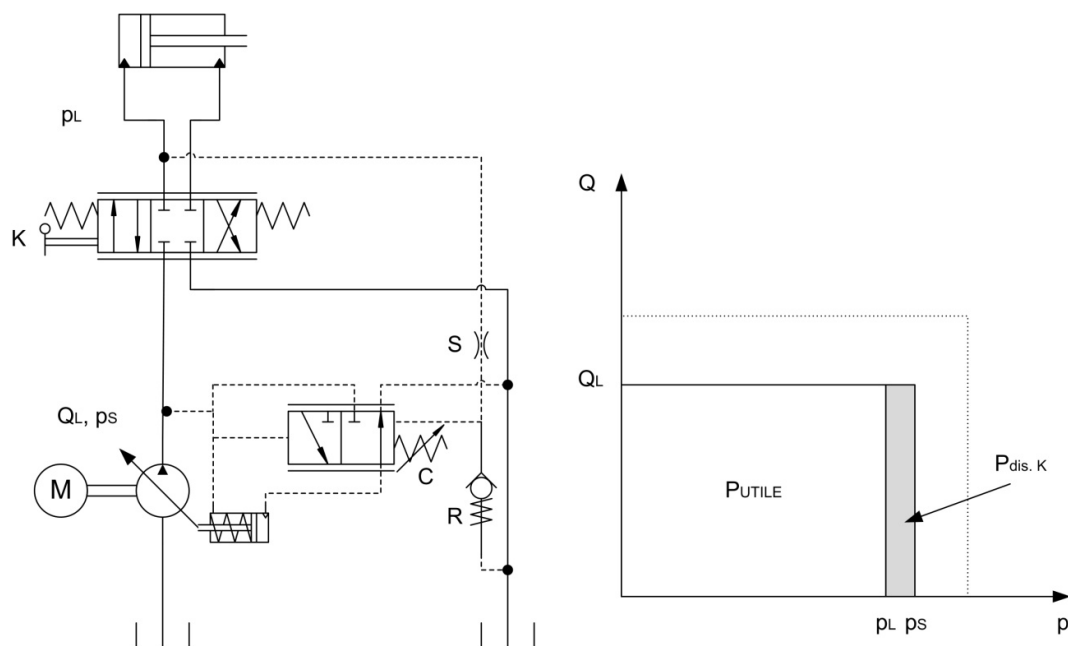


Figura 1.4. Gruppo di alimentazione Load Sensing

alterata dall'interazione tra le linee di load-sensing dei vari carichi. Per minimizzare tale interazione vengono spesso utilizzati dei compensatori di pressione. Sebbene questi non siano più efficienti dei sistemi load-sensing convenzionali, essi possono essere utilizzati per minimizzare le interazioni. Un altro problema dei sistemi load-sensing è rappresentato dal rischio di instabilità nel caso si verifichi una rottura sulla linea di load-sensing. Per rendere il sistema più stabile, differenti tipologie di filtri del segnale idraulico possono essere utilizzati sulla linea di load-sensing, come una combinazione di strozzatori, check valves e accumulatori. Tuttavia, molto spesso questi sistemi di filtraggio del segnale diminuiscono le performance, in termini di prontezza di risposta, del sistema. Diversi studi hanno tentato di migliorare la dinamica dei sistemi load-sensing, ad esempio attraverso l'impiego di sistemi load-sensing elettro-idraulici. Questi sistemi, prevedono l'utilizzo di trasduttori di pressione sulle valvole di load-sensing; ed in aggiunta, la pompa di alimentazione a cilindrata variabile è equipaggiata con una valvola direzionale elettro-idraulica che ne controlla gli spostamenti. Per minimizzare le perdite, si può pensare di rendere la linea di load-sensing con una linea elettrica costituita da trasduttori di pressione, filtri e azionamenti elettrici. In questo modo è possibile implementare diverse strategie di controllo; attraverso l'impiego di opportuni filtri e controller, qualunque oscillazione del segnale di load-sensing può essere attenuato creando un sistema load-sensing stabile e allo stesso tempo con prestazioni elevate. Altra soluzione è basata sul controllo diretto della cilindrata della macchina volumetrica del gruppo di alimentazione. In questo modo, equipaggiando la pompa con opportune valvole è possibile controllare e variare sia il precarico della molla del compensatore di portata in modo elettro-idraulico, sia il fincorsa meccanico del piatto inclinato della macchina, andando ad offrire due gradi di libertà in più al sistema, e minimizzandone di conseguenza le perdite energetiche. Nel seguito verranno analizzati i vari sistemi di controllo dei gruppi di alimentazione e utilizzatori per sistemi Load-Sensing multiutenza, così da avere un quadro completo delle soluzioni innovative per il risparmio energetico nel campo dell'idraulica mobile.

## 1.3 Stato dell'arte

La totalità dei sistemi che utilizzano fluidi per trasmettere e controllare la potenza sono generalmente noti come fluid power control system. I sistemi idraulici sono principalmente costituiti da componenti atti a produrre, controllare e convertire potenza da meccanica ad idraulica. Le pompe rappresentano quindi la categoria di componenti più adatta a convertire potenza da meccanica a potenza di tipo idraulico, sfruttando la movimentazione dell'olio e la generazione di pressione che il fluido di lavoro riesce a produrre. Negli anni varie tipologie di pompe sono state concepite ed utilizzate per le più svariate applicazioni all'interno dei circuiti idraulici. Generalmente le pompe sono considerate come il cuore dei sistemi di controllo idraulico, poiché sono i componenti che offrono il maggior contributo all'efficienza del sistema complessivo. Per molti anni, le pompe idrauliche sono state disegnate e progettate con una geometria fissa (cilindrata fissa) tale da produrre una portata in uscita costante per data velocità di rotazione. Gli svantaggi di una progettazione con tale geometria fissa, in condizioni di richiesta di una portata variabile, derivano dal fatto che il fluido in eccesso viene diretto, per mezzo di opportune valvole limitatrici di pressione, verso il serbatoio, generando di conseguenza importanti perdite di potenza. Ultimamente, la maggior parte delle pompe a pistoni assiali, vengono progettate con geometria variabile (cilindrata variabile), poiché questa nuova soluzione presenta i vantaggi di compattezza, alta potenza specifica e buone, se non ottime, caratteristiche statiche e dinamiche. Inoltre, le pompe a pistoni assiali con piatto inclinato, possono essere facilmente equipaggiate con differenti tipologie di controlli (ad esempio servo-comandi, servo-valvole, etc...) nonostante presentino, ancora oggi, inconvenienti legati alla sensibilità sulla contaminazione dell'olio (impurezze del fluido di lavoro). Tali pompe vengono frequentemente utilizzate in circuiti idraulici aperti o chiusi, sia su macchinari fissi che mobili. Per tali motivi, vari costruttori di macchine a pistoni assiali hanno proposto negli anni diverse migliorie sulle valvole di controllo della pressione, della portata e della potenza che equipaggiano le macchine stesse, al fine di garantire un risparmio energetico elevato. In questo modo, i controlli oggi più diffusi sono quelli che prevedono l'abbinamento di una macchina a pistoni assiali con i compensatori locali di pressione e portata. Il primo, come già detto, prevede una sicurezza aggiuntiva per la macchina stessa, limitando la portata in funzione della pressione massima raggiungibile e pari alla taratura della molla del compensatore di pressione, mentre il compensatore di portata, sentendo il carico imposto dall'utenza, adegua la cilindrata della macchina per soddisfare la richiesta di portata, mantenendo un delta di pressione tra carico e mandata della pompa, pari alla taratura della molla del compensatore di portata. Il differenziale di pressione, noto anche come Pump Margin, giocherà un ruolo fondamentale man mano che la complessità del controllo sulla cilindrata della macchina aumenta. Generalmente i compensatori locali di pressione e portata sono sempre presenti, ma con l'evoluzione della tecnologia elettronica per la gestione delle macchine, il controllo degli stessi viene gestito da apposite centraline di controllo (ECU) che inviano segnali di corrente via CAN. Questa soluzione, negli ultimi anni, ha fatto la comparsa sul mercato, rendendo i gruppi di alimentazione più flessibili a differenti tipologie di sistema e di gestione della potenza idraulica generata. In casa BOSCH, per esempio, si sono sviluppate delle soluzioni innovative basate sull'utilizzo di elettrovalvole per il comando in remoto, sia dei compensatori di pressione e portata (EFx), sia per il controllo elettro-idraulico della cilindrata della macchina (EP/EK), oltre ai classici controlli sul taglio massimo di potenza erogabile (LUDV) in termini di coppia all'albero pompa. Anche altre case come EATON, Sauer Danfoss, Casappa e Linde hanno sviluppato nel tempo analoghi sistemi di controllo della dinamica della macchina, ma nonostante le migliorie apportate negli anni, le macchine volumetriche a pistoni assiali rimangono comunque legate ad un sistema Load sensing tradizionale, dove la regolazione della cilindrata della macchina è ancora affidato ad una linea idraulica che porta il segnale di load sensing all'interno della stessa. La nuova frontiera della gestione della potenza idraulica, potrebbe essere data da un controllo diretto

della cilindrata che prevede la rimozione della linea di sensing, rendendo quest'ultima un semplice segnale elettrico inviato da una centralina di comando. In questo modo, si potrebbe pensare di semplificare il layout costruttivo della macchina, in prima istanza, e quindi dell'intero circuito nella quale la stessa viene inserita. Altro vantaggio ottenibile da una tale configurazione è dato dal fatto che, mediante la programmazione di una apposita ECU, si possono creare una infinità di mappe di controllo per le più disparate applicazioni, limitando sia il numero di elementi idraulici aggiuntivi, sia le perdite di carico ad esso legate. In particolare, alcuni studi condotti presso il nostro dipartimento di Ingegneria hanno dimostrato, tramite modellazione in ambiente di lavoro LMS AMESim<sup>®</sup>, i vantaggi in termini energetici che è possibile ottenere adottando un controllo diretto della cilindrata mediante ECU, nel caso di una configurazione circuitale complessa, nella quale vengono inseriti dei distributori ausiliari con controllo in metering indipendente. Analizzato lo stato dell'arte per le macchine a pistoni assiali che rendono il gruppo di alimentazione il cuore del circuito idraulico di una trattrice agricola, è bene passare anche ad una analisi preliminare dello stato attuale relativo alla parte della gestione della potenza idraulica verso gli ausiliari. Anche in questo caso, l'elettronica è entrata con insistenza nel mercato, rendendo i distributori ausiliari dei complessi blocchi di gestione della potenza idraulica mirati alla minimizzazione delle perdite di carico e della gestione dei carichi, sia essi resistenti, ma in particolar modo carichi di tipo trascinante. A tal proposito, mentre da un lato la ricerca continua nello sviluppo di modelli sempre più affinati, dall'altro il mercato offre le prime valvole distributrici a metering indipendente. In particolare, da qualche anno, hanno fatto la loro comparsa sul mercato dell'oleodinamica due distributori a metering indipendente controllati elettronicamente; il primo è prodotto da Husco, mentre il secondo da Eaton. HUSCO International presenta la rivoluzionaria tecnologia INCOVA. INCOVA, fig. 1.5 sta per valvola di controllo intelligente. Ogni sezione della valvola intelligente si compone di quattro poppet valves e di un controllo elettronico integrato. La valvola INCOVA può essere montata direttamente sul cilindro in funzione e servire sia come valvola di controllo, sia come valvola di tenuta del carico. Questo è un sistema elettro-idraulico che utilizza valvole a metering indipendente (EHPV) per ottenere diversi vantaggi: supera le barriere in termini di efficienza e di controllabilità della tecnologia convenzionale, sostituendo precedenti sistemi meccanicamente limitati con comandi elettronici intelligenti. Mentre i sistemi convenzionali devono sacrificare la controllabilità a favore dell'efficienza, INCOVA consente di migliorare l'efficienza fino al 20% e contemporaneamente aumentare la controllabilità. INCOVA utilizza sensori per alte pressioni e controlli software avanzati per la gestione ottimale e indipendente di valvole e pompe.



Figura 1.5. Husco INCOVA-EHPV



Figura 1.6. Eaton Ultronics ZTS16

Analogamente, Eaton presenta sul mercato Ultronics ZTS16, fig.1.6, una valvola proporzionale con funzionalità di rilevamento del carico, resistivo o trascinante, che consente di sviluppare infinite funzionalità per le attrezzature mobili. Questo rivoluzionario sistema fornisce un livello senza pari

di prestazioni, precisione, controllo e diagnostica attraverso l'architettura brevettata della doppia spola per il controllo con metering indipendente del carico, sensori integrati e elettronica di bordo interfacciabile su rete CAN. Questo distributore integra nella propria logica diversi algoritmi di funzionamento dedicati a vari settori con i quali si punta a ottimizzare oltre ai controlli, anche l'efficienza della macchina utilizzatrice finale. La principale differenza che è possibile cogliere tra le due valvole proposte dal mercato è racchiusa nell'architettura interna: Husco per realizzare il controllo a metering indipendente utilizza due EHPV per ogni porta di comando, ossia per comandare un martinetto a doppio effetto è necessario controllare fino a quattro EHPV, ognuna delle quali altro non è che una valvola proporzionale 2/2 comandata in corrente. Eaton, invece, ha sviluppato un distributore completamente integrato nel quale ogni porta di lavoro della relativa sezione viene comandata da un'unica spola elettro-pilotata. Dunque ogni porta è praticamente comandata da un distributore 3/3 integrato nella pilot valve, per cui, analogamente a quanto detto prima, per comandare un martinetto vengono utilizzate solo due main spool. Questo conferisce alla Eaton una maggiore compattezza rispetto alla Husco e allo stesso tempo un elevato grado di modularità, poiché a seconda delle esigenze possono essere utilizzati più pilot valves in parallelo tutte collegate alla stessa rete CAN. Nei capitoli seguenti, si entrerà nel dettaglio dei gruppi di alimentazione, composti da pompe a pistoncini assiali equipaggiate con differenti elettrovalvole di controllo, e nel seguito, tali gruppi verranno inseriti in un circuito idraulico più o meno completo per andare a valutare l'efficienza totale delle modifiche apportate, in modo da suggerire differenti layout circuitali che permettono di minimizzare le perdite energetiche.

## Capitolo 2

# La trattrice agricola: NEW HOLLAND T7 Series

Nel settore Off-Road, ed in particolare nel settore agricolo, sono tante le macchine che sfruttano uno dei layout costruttivi presentati nel Capitolo 1 per la generazione e la gestione della potenza idraulica. Data la vastità delle macchine agricole e movimento terra oggi esistenti, e grazie alla collaborazione tra l'Università di Modena e Reggio Emilia (Dipartimento di Ingegneria Enzo Ferrari DIFE - Laboratorio di idraulica del veicolo) e la casa costruttrice CNH Industrial (settore agricolo - Innovation), si è scelta una macchina di riferimento che potesse fornire utili indicazioni sui consumi energetici complessivi della macchina mediante lo studio dei suoi componenti caratteristici. La macchina scelta come riferimento, è un veicolo appartenente alla gamma New Holland T7.220, disponibile sul mercato in due versioni: standard e SideWinderII<sup>TM</sup>. Dato che la trattrice agricola è una macchina alquanto complessa a livello circuitale, la comprensione del sistema e del suo funzionamento viene notevolmente facilitata suddividendo la stessa in sottosistemi tra loro interconnessi, ma la cui funzionalità è ben definita rispetto agli altri. Per questa tipologia di macchina, sono diverse le soluzioni costruttive e le motorizzazioni disponibili sul mercato [56]. Una prima suddivisione, realizzata per funzionalità di macro-sistema, viene di seguito riportata:

- Motore
- Cambio e Trasmissione (Driveline)
- Assali anteriore e posteriore
- Presa di potenza (PTO)
- Circuito idraulico

## 2.1 Motore

Il motore installato a bordo veicolo è un Motore NEF 6700 con 6 cilindri, 4 valvole, turbocompresso con intercooler, common rail ad alta pressione, ma al posto dell'EGR interno, si ha un sistema di trattamento dei gas di scarico con Ad-Blue (SCR), così da poter rispettare le normative Tier 4A, oramai obbligatorie per motori con potenza superiore a 174 cv. L'introduzione del sistema Ad-Blue ha portato una riduzione media del consumo dal 5 al 7%, e una maggiore coppia che, a seconda dei modelli incrementa del 10-15 % rispetto ai modelli TIER IIIA. La trattrice in esame è dotata di EPM (Engine Power Management), che permette di incrementare la potenza nei lavori alla PTO e nelle fasi di trasporto, con maggiore controllo sull'elettronica. Le caratteristiche generali e commerciali, vengono riportate nel seguito:

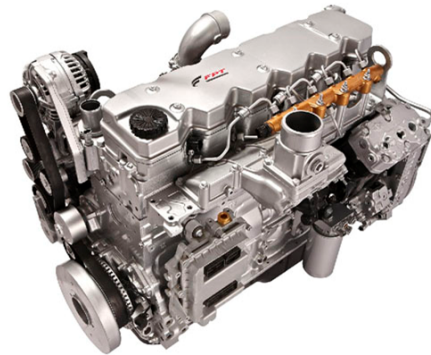


Figura 2.1. Motore NEF a 6 cilindri by FPT Industrial

- **Tipo/Ciclo:** 6 cilindri / Diesel, 4 tempi
- **Alimentazione:** Turbocompressa con intercooler
- **Iniezione:** Common rail ad alta pressione
- **Potenza massima:** 138 kW (188 HP)
- **Potenza massima con EPM:** 160 kW (218 HP)
- **Potenza nominale:** 123 kW (167 HP) a 2200 rpm
- **Potenza nominale con EPM:** 151 kW (205 HP) a 2200 rpm
- **Coppia massima:** 825 Nm a 1500 rpm
- **Coppia massima con EPM:** 960 Nm a 1500 rpm

Il motore fornisce potenza alla trasmissione, al gruppo pompe (poichè direttamente in collegamento con le pompe tramite l'albero motore/pompa), alla PTO e agli altri ausiliari (alternatore, etc.). La regolazione del motore è di tipo elettronico, in modo da portare il regime di rotazione dell'albero al numero di giri richiesto dall'utilizzatore. Questa caratteristica è particolarmente importante nelle macchine motrici agricole, in quanto molti degli attrezzi impiegati nelle lavorazioni in campo, necessitano di un regime costante di rotazione, al fine di avere una procedura di lavorazione ottimale.

## 2.2 Cambio e Trasmissione

La trasmissione della trattrice considerato è di due tipologie, a seconda dell'allestimento scelto:

- Standard: tipologia POWER COMMAND™, ovvero un cambio Full Power Shift, 19 x 6 disponibile in 2 versioni:
  - 19x6 (velocità da 1,98 a 40 km/h) che diventano 28x12 nel caso venga montato il super-riduttore: modelli 40 kph
  - 19x6 con marcia economica che diventano 29x12 nel caso venga montato il super-riduttore: modelli 40kph ECO or 50 kph Nei modelli con marcia ECO i 40 km/h, ovvero la velocità massima, può essere raggiunta ad un regime del motore ridotto a 1400 giri al minuto: una soluzione ottimale per i lavori che richiedono intense attività di trasporto.
- SideWinderII™: tipologia AUTO COMMAND™, ovvero un cambio a variazione continua noto anche con l'acronimo CVT. Questa trasmissione CVT di nuova generazione sfrutta i vantaggi della presa diretta del moto in più punti, offrendo un'efficienza meccanica elevata, unita alla gestione avanzata del sistema a doppia frizione. La trasmissione Auto Command permette di impostare velocità variabili da 0,03 fino a 40 km/h ad un regime motore di 1450 rpm. Durante il suo funzionamento, non si ha nessun cambio di gamma, ma una velocità infinitamente variabile e adatta a qualsiasi esigenza.

A bordo veicolo è presente inoltre il sistema Intellishift™ che permette all'operatore di regolare la percentuale di calo del motore alla quale avrà luogo il cambio marcia. E' possibile, per specifici requisiti applicativi, reimpostare il punto all'interno del quale avvengono i cambi marcia automatici rispetto all'impostazione predefinita di variazione del 20% del regime motore. I punti di passaggio da una marcia all'altra del cambio automatico sono correlati ad aumenti o diminuzioni del regime motore (5,10,15,20,25,30%). Con il cambio di marcia impostato al 10% si avrà un incremento/decremento automatico di marcia ogni volta che il regime motore aumenta/diminuisce del 10%. Questo sistema garantisce una gestione precisa e graduale della cambiata, determinando accuratamente i tempi di inserimento della marcia e di rilascio delle frizioni:

- Coppia elevata - cambiata rapida
- Coppia bassa - cambiata graduale

Quanto appena esposto implica che: uno specifico sensore sulla trasmissione misura i giri motore e la coppia sul volano mentre un software dedicato modifica la velocità di innesto delle frizioni regolando la mandata di olio per assicurare un cambio marce graduale e confortevole.

Per la versione standard, sono presenti di serie gli automatismi del cambio automatico:

- Auto Road
- Auto Field

Per la versione SideWinderII, è invece presente una funzionalità aggiuntiva denominata Active Stopstart.

## AUTOROAD™

E' un tipo di automatismo per i trasporti su strada. La marcia più bassa selezionabile è la 7a. Come default viene impostata la 13a, ma tramite una semplice procedura si può impostare una marcia di partenza più bassa. Per l'attivazione dell'*autoroad* un apposito comando in cabina viene selezionando dal conducente.

## AUTOFIELD™

E' un tipo di automatismo per i lavori in campo. L'ultima marcia selezionabile è la 12a. Il ventaglio di marce disponibili sarà di due marce sopra e di due marce sotto alla marcia selezionata. Tale ventaglio può essere allargato o ristretto utilizzando i pulsanti di incremento/decremento marce del cambio. Tale dispositivo, detto anche *Hi-Lo* permette tramite uno switch in cabina, di selezionare per ogni marcia una riduzione di rapporto; questo diventa particolarmente utile durante le fasi di lavoro particolarmente gravose come l'aratura, dove l'operatore cerca di utilizzare la trattrice al massimo del suo potenziale.

## ACTIVE STOPSTART™

Questa funzionalità è presente solamente nei modelli SidewinderII; la trasmissione Auto Command è stata infatti sviluppata in modo da poter sfruttare al meglio le caratteristiche dei motori a basso regime e a coppia elevata. Con la versione ECO, il motore può girare a un regime di soli 1.550 giri/min assicurando così un eccellente rendimento del combustibile.

Per poter apprezzare l'importanza di tali soluzioni costruttive, è bene fare una rapida carrellata sulle tipologie di trasmissione precedenti che hanno fatto la storia delle trasmissioni per veicoli da lavoro off-road e agricoli.

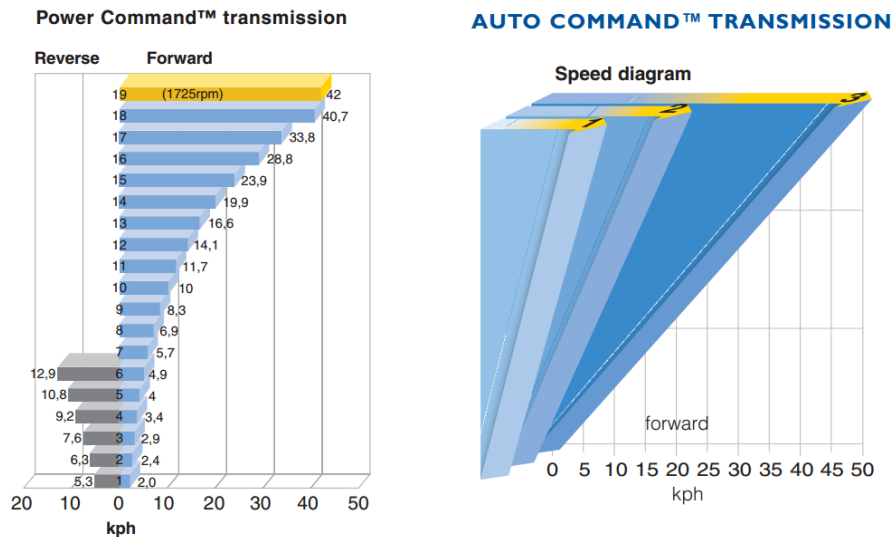


Figura 2.2. Diagramma delle velocità per trasmissioni Power Command e Auto Command

### 2.2.1 Trasmissione ad ingranaggi

Le prime trattrici, all'inizio del novecento, erano equipaggiate con trasmissioni manuali dotate di pochi rapporti (due o tre con l'aggiunta della retromarcia). Mediante l'utilizzo di una leva, si andava ad agire su un ingranaggio scorrevole in grado di muoversi su un profilo scanalato. Ovviamente il cambio marcia veniva effettuato a veicolo fermo, gli ingranaggi sarebbero andati completamente distrutti, poichè non era previsto un meccanismo di scorrimento in fase di cambio marcia, con albero in rotazione e veicolo in movimento.. In figura 2.3 si può notare, grazie allo schema funzionale, il principio di funzionamento di una trasmissione ad ingranaggi scorrevoli: mediante l'azione di una leva si faceva scorrere la ruota dentata su un profilo scanalato, ricavato sull'albero, fino a farla ingranare con la ruota condotta.

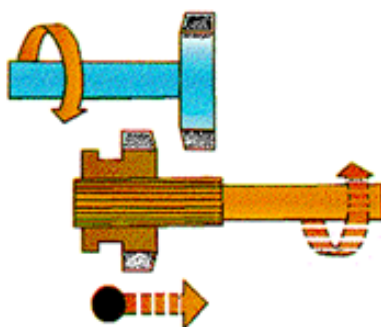


Figura 2.3. Innesto ad ingranaggi scorrevoli

### 2.2.2 Trasmissione a manicotti scorrevoli

Un miglioramento, sebbene di poca consistenza, fu apportato dall'introduzione di manicotti scorrevoli: questi svolgevano una funzione analoga a quella degli ingranaggi, spostando il punto debole del sistema meccanico, dagli ingranaggi ai manicotti, che diventavano di conseguenza i punti più soggetti a rottura.

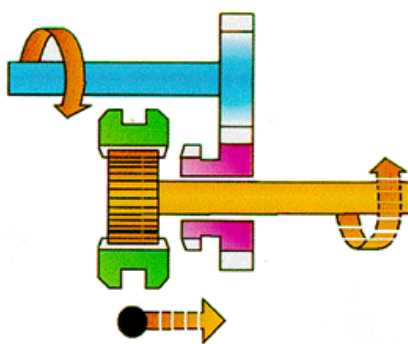


Figura 2.4. Innesto a manicotti scorrevoli

Come si può osservare nella figura 2.4, le ruote sono sempre ingranate mentre il manicotto, scorrendo, porta il moto all'albero condotto. In entrambe le tipologie di trasmissione, il maggior

problema è rappresentato dalla frizione a secco: quest'ultima è azionata dall'operatore tramite un comando a pedale che va ad agire sull'apposito spingidisco; questo, allentando la pressione esercitata dalle molle sui dischi, permette il moto relativo tra i due membri collegati. Tale tipologia di frizione, tutt'oggi presente sui veicoli per trazione stradale, presentava per le macchine agricole, sottoposte spesso ad enormi carichi di lavoro, un problema di importanza rilevante. Durante la cambiata, ovvero quando la frizione si disinnesta permettendo il moto relativo, si interrompe il flusso di coppia dal motore agli organi designati al movimento (locomozione); in certe condizioni di funzionamento, può accadere che durante il reinnesto della frizione, il motore si trovi sottoposto ad uno sforzo eccessivo e, non avendo coppia di spunto sufficiente perda giri e si spenga.

### 2.2.3 Trasmissione con sincronizzatori

Un notevole miglioramento per il cambio marcia, fu invece apportato dall'introduzione dei sincronizzatori, introdotti nelle trasmissioni di tipologia agricola a partire dagli anni 70. Il sincronizzatore (figura 2.5) rende agevole la cambiata riducendo la velocità relativa tra le due parti in fase di innesto. Durante il cambio marcia, il sincronizzatore viene accostato alla ruota da ingranare trascinandola in moto; l'innesto del manicotto scorrevole è graduale e meno brusco. L'introduzione di questi elementi, particolarmente soggetti ad usura, ha imposto un ridimensionamento di tutta la trasmissione, per scongiurare il rischio di inutilizzo del meccanismo legato ad un eccessivo danneggiamento dei sincronizzatori.

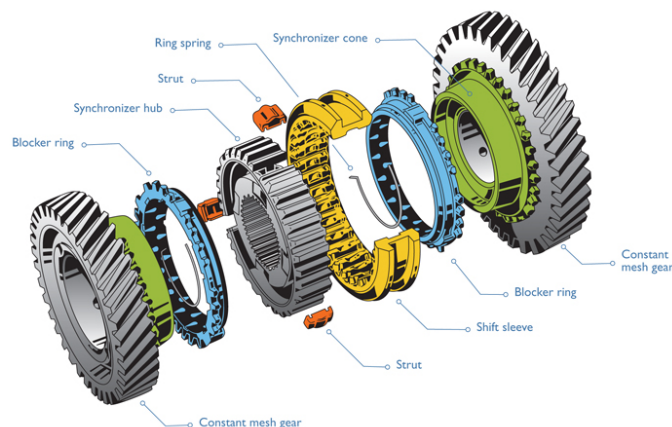


Figura 2.5. Sincronizzatore

### 2.2.4 Trasmissione Power-Shift

Mentre in Europa i cambi sincronizzati erano in piena diffusione, negli Stati Uniti si sviluppavano i primi sistemi power-shift. Questo tipo di trasmissione presenta la caratteristica di ottenere un flusso ininterrotto di coppia dal motore agli organi di locomozione, riducendo o eliminando in alcuni casi i problemi legati all'utilizzo di frizioni a secco. La trasmissione power-shift è a ingranaggi fissi, ovvero le varie ruote dentate sono sempre ingranate fra di loro, poiché il cambio marcia non è più dato da un loro movimento, ma tramite l'innesto o meno di un pistone idraulico. Questa soluzione, nonostante sia molto vantaggiosa da un punto di vista del cambio marcia, presenta, dal punto di vista meccanico dei problemi costruttivi: la costruzione di ruote dentate sempre in presa, obbliga ogni ruota dentata ad essere calettata su un proprio albero, portando i progettisti ad architetture

costruttive molto complesse, dove si possono avere anche tre alberi uno dentro all'altro per la trasmissione del moto. È evidente che due frizioni con la stessa funzionalità non devono mai essere contemporaneamente innestate, onde evitare l'immediata rottura della trasmissione; in questa condizione è probabile trovare alberi sottoposti a sforzi di coppia di opposto valore e segno che ne provocherebbero il collasso immediato. Per evitare potenziali situazioni dannose, si ricorre all'uso di frizioni idrauliche multidisco che, entrando in funzione reciprocamente, non interrompono mai il flusso di coppia che passa attraverso la catena cinematica. L'innesto ed il disinnesto sono comandati da un pistone che fa le veci del classico spingidisco; si passa dal tradizionale comando meccanico ad un comandando idraulico servoassistito, che permette l'azionamento simultaneo di più frizioni (figura 2.6).

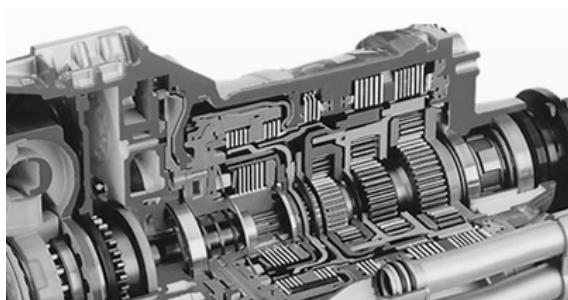


Figura 2.6. Sezione di una trasmissione power-shift

Il materiale d'attrito è, nelle frizioni più moderne, a base cartacea e riveste la superficie di una sola serie di dischi, non importa se quelli interni od esterni, mentre gli altri sono semplici dischi di acciaio. In letteratura, i componenti recanti la guarnizione di attrito vengono chiamati semplicemente dischi, mentre per contro-disco si intende l'elemento non rivestito che viene accoppiato al disco; la frizione multidisco viene identificata dalle coppie di dischi e contro-dischi che alloggianno al suo interno. L'innesto della frizione, e dunque il passaggio di coppia, è dato dal maggior o minor contatto, dovuto alla pressione generata dal pistone, dei dischi e contro-dischi. Quando la frizione non è innestata i dischi, non essendo in contatto, sono folli ed è possibile il moto relativo tra mozzo e campana che sono trascinati dal moto di altri ingranaggi. I dischi sono comandati da un elemento meccanico, nella fattispecie da un pistone idraulico, che usualmente è inserito all'interno della campana; il pistone è azionato dal fluido idraulico, che tramite una serie di condotti ricavati all'interno degli alberi, crea pressione nella camera e porta in movimento il pistone. All'aumentare della pressione nella camera i dischi vengono a contatto e la frizione inizia a trasmettere coppia a causa dell'attrito, che tende a far diminuire le velocità relative degli alberi, fino al completo innesto della frizione e al passaggio totale della coppia fra i due alberi, ormai solidali fra loro.

### 2.2.5 Trasmissione Semi Power-Shift

La trasmissione di tipo semi-power-shift è in sostanza una sintesi tra trasmissione con sincronizzatori e trasmissione Power-Shift. Sono generalmente presenti tre cambi sincronizzati e sei frizioni di tipo Power-Shift. Le combinazioni di innesto di queste ultime forniscono i 6 rapporti base. Combinando opportunamente i rapporti base, si ottengono 18 marce in avanti (6 marce x 3 gamme (L, M, H)), e per ottenere le 6 marce indietro, vengono esclusi i sincronizzatori delle gamme medie (M) e veloci (H). Questa tipologia di trasmissione viene utilizzata per i modelli di gamma leggermente più bassa (T7.170 - T7.210).

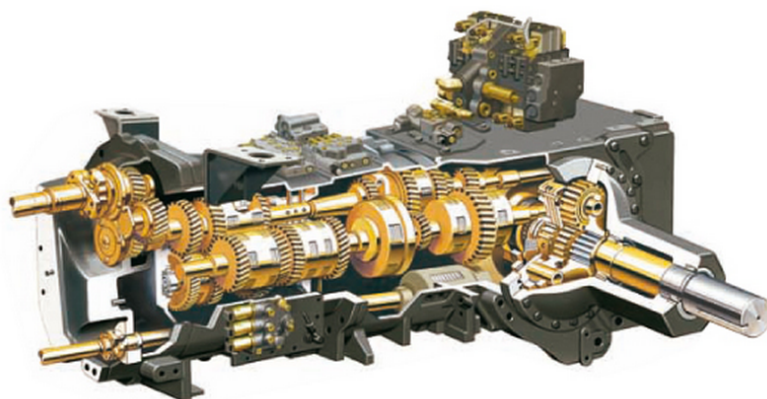


Figura 2.7. Trasmissione semi power shift

### 2.2.6 Trasmissione Full Power-Shift

La massima evoluzione delle trasmissioni che consentono il cambio marcia anche sotto carico, viene denominata *full powershift* (figura 2.8) e permette di variare la velocità di avanzamento tramite un pulsante e/o una leva.

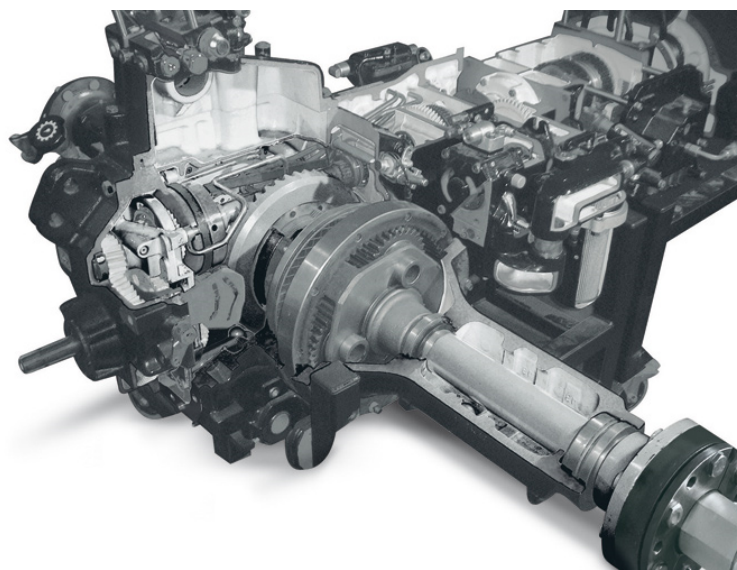


Figura 2.8. Trasmissione full power shift

Le varie tipologie di powershift, pur se con modalità ed efficacia distinte, permettono di evitare l'arresto della macchina motrice agricola per poter cambiare velocità, consentendo la prosecuzione continua della lavorazione effettuata adattando la trattrice al variare delle condizioni di lavoro in termini di regime motore, velocità e conseguentemente dei consumi. Questo oltre a migliorare la produttività della macchina in esame, porta ad un contenimento dei tempi non produttivi, migliorando inoltre le condizioni di guida degli operatori [58].

### 2.2.7 Trasmissione a variazione continua CVT

L'ultima evoluzione in termini di cambi di velocità, è la trasmissione senza soluzione di continuità nel rapporto di trasmissione. Tale applicazione, che è già ben nota sulle autovetture, ha da tempo preso piede anche sulle trattrici agricole. Il concetto CVT è quello di utilizzare sempre il rapporto di trasmissione ottimale, in funzione della fase di lavorazione eseguita, sfruttando al meglio le potenzialità della macchina. Generalmente, il cambio di una trattrice deve essere in grado di trasmettere elevate coppie, rendendo quindi il sistema tradizionale utilizzato nei cambi automobilistici, con trasmissione a cinghia con puleggia mobile, inadeguato per macchine agricole dalle elevate potenze. Combinando opportunamente i rapporti meccanici ed idrostatici, è possibile trasmettere elevate coppie: questa è una delle possibili soluzioni utilizzate a bordo veicolo per l'impiego di trasmissioni CVT su trattrici di alta gamma.

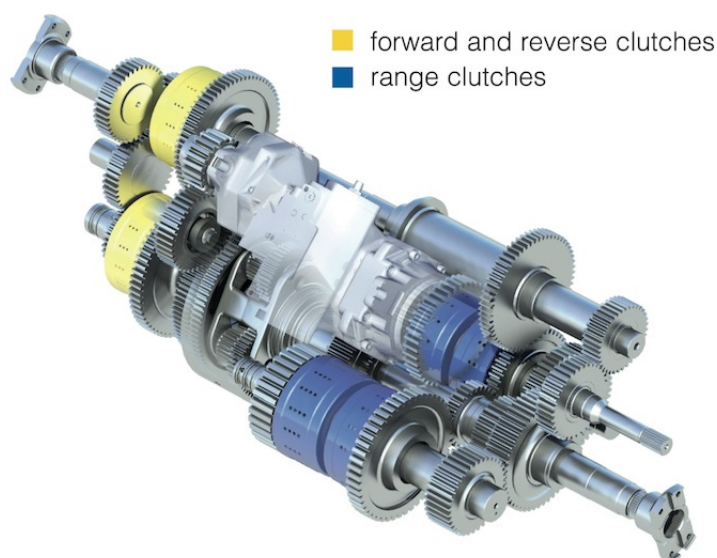


Figura 2.9. Trasmissione CVT

Lo scambio tra potenza idraulica e meccanica avviene tramite una serie di rotismi epicicloidali. L'ingranaggio primario, detto solare è azionato tramite la ruota dentata esterna da un motore idraulico alimentato da una pompa a cilindrata variabile; il planetario, invece, è movimentato dall'albero motore. La combinazione tra la velocità del motore idraulico e dell'albero motore determinano il moto dei satelliti i quali, collegati all'albero di uscita del cambio, determinano il rapporto finale.

## 2.3 Assali

Se nei veicoli stradali l'assale anteriore ha solamente le funzioni di sterzata ed eventualmente di trazione, nella trattrice esso assume ancora più importanza in quanto è sede di funzionalità strategiche per la buona riuscita delle lavorazioni e per un maggior comfort dell'utilizzatore. Le principali funzioni implementate sull'assale anteriore sono:

- Funzione **TerraLock**<sup>TM</sup>
- Funzione **TerraGlide**<sup>TM</sup>
- Funzione **SuperSteer**<sup>TM</sup>

### 2.3.1 Funzione TerraLock<sup>TM</sup>

Il sistema Terralock è ampiamente collaudato e permette all'operatore di selezionare la modalità di trazione più adatta alle singole applicazioni, provvedendo automaticamente a inserire o disinserire la doppia trazione e il bloccaggio del differenziale a seconda delle condizioni di lavoro. In fase di svolta a fine campo oppure quando si decide di passare dalla modalità di lavoro in campo a quella di trasferimento su strada (trasporto), il Terralock disinserisce il bloccaggio dei differenziali e la doppia trazione senza alcun intervento da parte dell'operatore.

### 2.3.2 Funzione TerraGlide<sup>TM</sup>

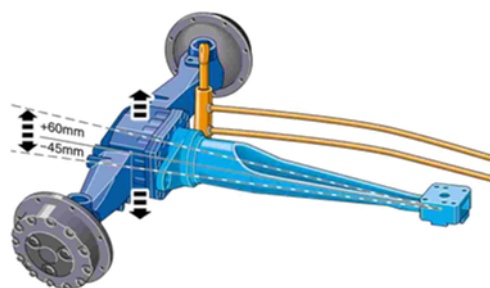


Figura 2.10. Assale TerraGlide I  
generazione: modelli T6

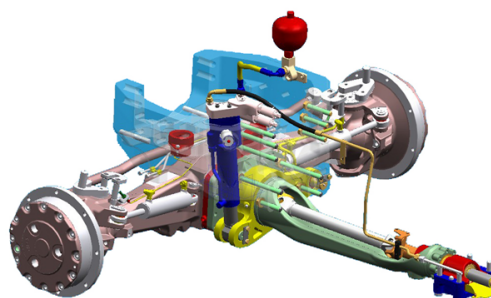


Figura 2.11. Assale TerraGlide II:  
modelli T7

L'assale anteriore ammortizzato denominato TerraGlide II<sup>TM</sup> (con escursione massima di 100 mm, bloccabile tramite tasto in cabina fino a 15 km/h) è il primo assale anteriore ammortizzato ATTIVO, che grazie alla sua escursione massima, permette di ridurre le sollecitazioni all'operatore e incrementare la stabilità della macchina. L'assale TerraGlide II<sup>TM</sup>, dotato di un solo pistone, differisce dal suo precursore (TerraGlide I<sup>TM</sup>) per la presenza di un sensore (accelerometro) il quale in tempo reale misura l'accelerazione e la flessione dell'assale anteriore, permettendo la regolazione automatica dello smorzamento sia in estensione sia in compressione del pistone. L'intero sistema è collegato al sedile di guida pneumatico attivo (Autocomfort), il quale lavorando in sincronia con l'assale anteriore riduce gli scossoni, migliorandone di conseguenza il comfort.

### 2.3.3 Funzione SuperSteer™

La funzione SuperSteer™, permette di diminuire il raggio di sterzata facendo girare, oltre alle ruote, anche i semiassi anteriori, così come illustrato nelle figure 2.12 e 2.13.



Figura 2.12. Funzione SuperSteer™

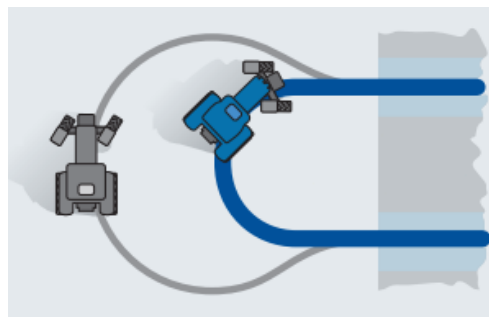


Figura 2.13. Funzionamento SuperSteer™

### 2.3.4 Assale posteriore

Anche sull'assale posteriore sono implementate funzionalità diverse relative alla trazione, alla sospensione della trattrice e al differenziale.



Figura 2.14. Blocco assale posteriore

E' interessante osservare che i gruppi costituiti da supporto assale anteriore, motore, scatola delle frizioni e del cambio di velocità, scatola della trasmissione finale, scatola dei riduttori laterali e scatola della presa di forza che costituiscono la driveline, sono flangiati tra loro a formare un complesso monolitico su cui grava tutto il peso del veicolo. Tale blocco può essere assimilato ad una trave appoggiata sui due assali, e svolge la funzione che nei primi trattori era propria del telaio d'acciaio, detto chassis. L'introduzione di questa soluzione costruttiva ha permesso di contenere il peso della trattrice, fattore molto importante considerando le tipologie di fondo su cui la macchina si può trovare ad operare.

## 2.4 Presa di potenza PTO

La Presa di Potenza (Power Take Off, PTO) trasferisce direttamente la potenza del motore agli attrezzi portati, semi-portati o trainati, attraverso un albero (terminale) scanalato situato nella parte posteriore della trattrice. Essa rappresenta una delle funzionalità più utilizzate nei trattori, in quanto la maggior parte degli attrezzi agricoli necessita di potenza per funzionare o anche solo per avere una trazione propria.

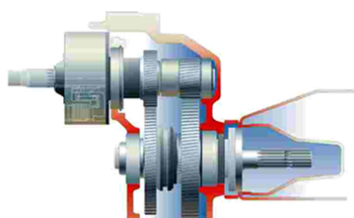


Figura 2.15. Rappresentazione della presa di potenza PTO

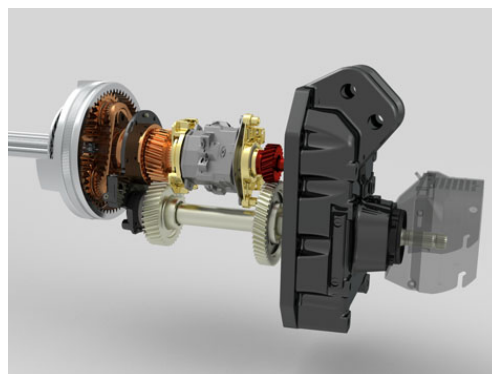


Figura 2.16. PTO per sistemi a variazione continua (awarded by SIMA)

La presa di potenza prende il moto dall'albero motore attraverso una serie di ingranaggi che possono fornire due o tre rapporti di trasmissione a seconda della necessità. La presa di potenza è comandata da una frizione ad innesto idraulico e da un sincronizzatore. Quando la PTO non necessita l'attuazione, un freno a nastro provvede al bloccaggio.

## Capitolo 3

# Il circuito idraulico della trattore agricola

Il circuito idraulico della trattore agricola, rappresenta uno dei sottosistemi chiave e strategici per il corretto funzionamento di tutta la macchina. Generalmente, si preferisce suddividere l'intero sistema idraulico in un circuito di alta e uno di bassa pressione. Tale filosofia costruttiva, permette di mantenere separate le utenze di alta e bassa pressione, adottando differenti strategie di risparmio energetico adatte al campo di utilizzo. All'interno di questo lavoro, il circuito di alta pressione è quello che presenta le maggiori dissipazioni sul sistema, e pertanto l'attenzione è focalizzata su tale porzione di circuito idraulico. La figura 3.1, mostra un classico layout del circuito in alta pressione di una trattore agricola con pompa a pistoni assiali a cilindrata variabile che lavora in logica Load Sensing.

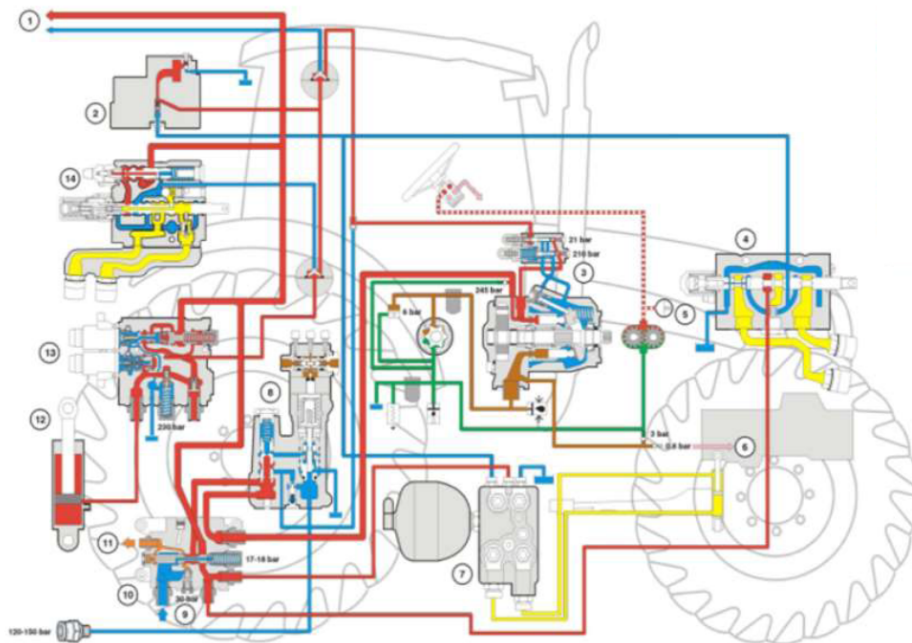


Figura 3.1. Circuito di alta pressione per una trattore agricola

Con riferimento a quanto appena detto, il circuito idraulico, oltre alle funzionalità tipiche di generazione e utilizzo della potenza idraulica, come per esempio le pompe, i sollevatori e gli ausiliari, ed ha anche il compito di controllo su altri sottosistemi della macchina stessa, come di seguito riportato:

- Idroguida
- Controllo operazioni sui cambi marcia e cambi gamma
- Freni idraulici
- Innesto/disinnesto PTO
- Bloccaggio/sbloccaggio differenziale
- Innesto/disinnesto 4WD
- Lubrificazione

Data la complessità del circuito idraulico di una macchina motrice agricola, si preferisce suddividere l'intera macchina secondo un approccio di tipo top-down, dove i componenti fondamentali vengono racchiusi all'interno di macro-blocchi, che verranno nel seguito discussi in termini più approfonditi. Il circuito idraulico presentato nel seguito, fa riferimento alla macchina New Holland T7 Series AutoCommand™, le cui caratteristiche generali sono state presentate nel Capitolo 2.

La tipologia di circuito qui presentata è la versione che viene attualmente impiegata durante la fase di produzione, tenendo presente che i circuiti sono soggetti a continue modifiche, si potrebbe comunque risalire facilmente all'analisi dello stesso circuito una volta noto e compreso fino in fondo lo schema generale di base.

### 3.1 Macro-blocchi

Come detto in precedenza, utilizzando un approccio *top-down*, la descrizione di alto livello del circuito della trattrice in esame, comprende cinque blocchi tra loro interconnessi, così come viene evidenziato in figura 3.2

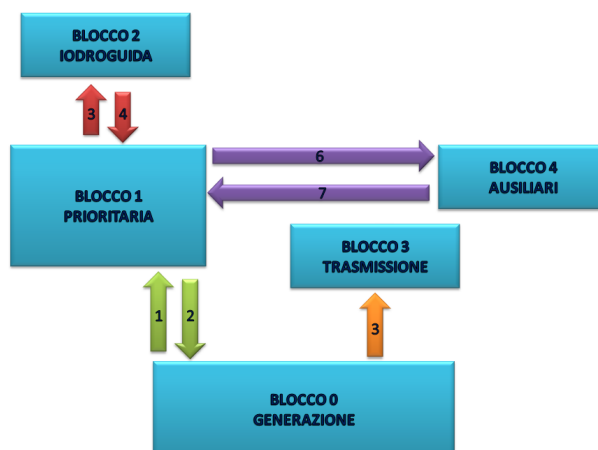


Figura 3.2. Descrizione ad alto livello del circuito idraulico

In accordo con la documentazione tecnica, il criterio di suddivisione è da ricercarsi nella collocazione fisica sulla macchina, ma allo stesso tempo i blocchi mostrano una ben definita e in qualche modo indipendente funzionalità. Una breve descrizione dei singoli blocchi viene fornita di seguito:

- **Blocco 0** (Generazione) Il gruppo di generazione include l'intero set di pompe e dispositivi associati, utili a generare e controllare la potenza fornita in termini idraulici di portata e pressione. Il motore a combustione interna provvede a fornire la potenza meccanica necessaria a trascinare le pompe.
- **Blocco 1** (Prioritaria) Il blocco della valvola di priorità include tre differenti funzioni: una relativa alla gestione del blocco idroguida, una relativa alla gestione della valvola freno rimorchio (non riportata qui per brevità) e l'ultima relativa alle operazioni delle implementazioni di potenza (sollevatore idraulico e distributori ausiliari).
- **Blocco 2** (Idroguida) Il blocco sterzo include un'idroguida convenzionale agente sull'asse anteriore e uno scambiatore di calore.
- **Blocco 3** (Trasmissione) Il blocco trasmissione include la maggior parte delle valvole e degli altri componenti necessari al funzionamento del cambio, sia per le operazioni di cambio che per la lubrificazione.
- **Blocco 4** (Ausiliari) Il blocco degli ausiliari è simile al blocco 3, in quanto include componenti necessari alla lubrificazione e alle operazioni relative all'innesto/disinnesto del superriduttore, del blocco differenziale, del 4WD (qualora sia prevista) e della PTO (Presa di Potenza).

I blocchi sopra menzionati sono connessi da una rete di linee idrauliche, numerate da 1 a 7 ed etichettate con la direzione nominale del fluido.

## 3.2 Blocco di Generazione

Lo schema del gruppo di generazione (o alimentazione) è rappresentato nella figura 3.3 e i suoi componenti sono identificati convenzionalmente utilizzando codici individuali, così come previsto dalla norma ISO 1219-2. Conformemente a questa norma, ogni codice componente è composto da tre parti: un numero che identifica il blocco di appartenenza, una lettera che identifica il tipo di componente (es. V per valvola, P per pompa, Z per altri componenti, etc.) e un numero che identifica il numero sequenziale del componente nel gruppo.

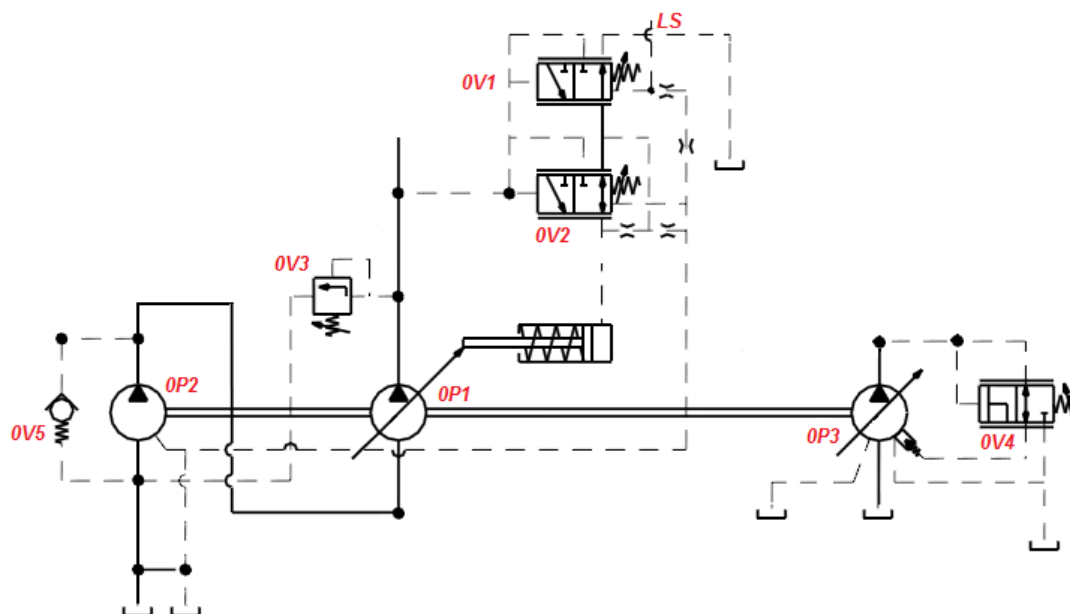


Figura 3.3. Schema idraulico del gruppo di alimentazione

Il gruppo di generazione in esame è legato ad un circuito a centro aperto con controllo di portata LS. Tale soluzione è prevista per macchine di grossa cilindrata, questo perché ha dei costi ed ingombri superiori rispetto alle soluzioni a cilindrata fissa adoperati in modelli di fascia medio bassa con controllo di pressione gestito da una limitatrice di pressione. Tale soluzione nasce per ridurre le dissipazioni energetiche, come ampiamente descritto nel Capitolo 1, che nascono dal flusso continuo di portata attraverso gli strozzamenti del circuito.

Per porre rimedio a questi sprechi, l'azienda prevede un circuito che implementa un sistema di compensazione di portata. Tale sistema, in mancanza di richiesta da parte dell'utenza, riduce il flusso d'olio agendo direttamente sulla cilindrata della pompa. Dallo schema idraulico relativo al gruppo di alimentazione, è infatti possibile distinguere ed osservare i vari componenti impiegati per la generazione della potenza idraulica necessaria al corretto funzionamento della macchina. Si notano pertanto:

- 1- Le tre pompe presenti in figura sono trascinate dallo stesso albero guidato dal motore diesel attraverso un ingranaggio moltiplicatore.
- 2- La pompa OP1 è una pompa a cilindrata variabile a pistoncini assiali da 63cc che lavora ad alta pressione. Tale pompa fornisce olio all'idroguida, alla valvola freno rimorchio ed ai

distributori ausiliari. La variazione di cilindrata della pompa viene comandata dai pilotaggi gestiti dal compensatore 0V1 e 0V2. Un apposito pilotaggio prelevato a valle della linea di mandata della macchina(carico) unitamente a quello proveniente dalla mandata della pompa ed alla taratura di una molla regolano il funzionamento del compensatore 0V1 e 0V2. Sia i pilotaggi, che il circuito principale sono muniti di valvole di scarico. Nel caso in cui il sistema superasse un certo valore di pressione, tale da compromettere il funzionamento del circuito, queste scaricherebbero il volume di fluido necessario per ripristinare il sistema, a valori di pressione accettabili, controllati dalla valvola limitatrice di pressione 0V3. Il serbatoio, sottinteso nel circuito, è inserito all'interno della scatola della trasmissione. Tutte le linee di ritorno a scarico presenti nel circuito fanno riferimento allo stesso serbatoio, anche se non viene indicato nello schema.

- 3- La pompa 0P2 a cilindrata fissa ad ingranaggi interni, anche denominata pompa di carica (90 cc), fornisce una portata per il circuito a bassa pressione di sovralimentazione. Questa pompa fornisce la portata alla pompa 0P1 che a sua volta alimenta il circuito ad alta pressione.
- 4- La pompa 0P3, alimentata ancora una volta dalla pompa di carica 0P2, è una pompa a palette da 45 cc a cilindrata variabile con compensatore di pressione, interamente dedicata alla lubrificazione della macchina.

A monte dell'intero gruppo di alimentazione si trova il complesso sottogruppo del filtro, che ha il compito di garantire la pulizia dell'olio che ricircola all'interno dell'intero circuito idraulico della macchina. Tale gruppo non viene riportato per semplicità in questa sezione, ma verrà in seguito analizzato all'interno del capitolo dedicato alla modellazione del circuito idraulico in ambiente virtuale.

La pompa dedicata alla lubrificazione, non verrà presa in considerazione all'interno di questo lavoro, dato che agisce sul circuito di bassa pressione della trattrice. Tutte le considerazioni energetiche che in seguito si prenderanno in esame, con le possibili soluzioni e strategie di controllo poco dissipative, vengono riferite al circuito di alta pressione.

### 3.3 Blocco di priorità

Il blocco di potenza 1, è un insieme complesso di componenti, che può essere ulteriormente suddiviso in due parti descritte individualmente nelle seguenti sezioni: (1) valvola prioritaria; (2) valvola freno rimorchio.

#### 3.3.1 Valvola prioritaria e freno rimorchio

La valvola prioritaria e la valvola freno rimorchio, sono mostrate in figura 3.4. Questa parte del blocco di potenza, include le interfacce esterne dell'intero blocco, come le connessioni con il blocco di generazione, attraverso la linea (P) e la linea di Load Sensing (LS PUMP), e con i blocchi che identificano l'idroguida (linee ST ed LSST), il freno rimorchio (linee PTB e LSTB) ed il collegamento con gli ausiliari (linee EF ed LSEF), in modo da individuare tre livelli di priorità: Steering, Trailer ed Excess Flow. Il blocco agisce anche come collettore virtuale interno, con tre linee: la linea di alta pressione (P), la linea del serbatoio (T - TTB) e la linea di Load Sensing (LS PUMP). Infine, dei segnali di pressione esterni, indicati in figura dalla sigla *BRAKE PEDAL*, giungono dai pedali dei freni della macchina motrice agricola fino alla valvola freno. Nella parte bassa della figura 3.4 è mostrata la parte relativa alla valvola di priorità.

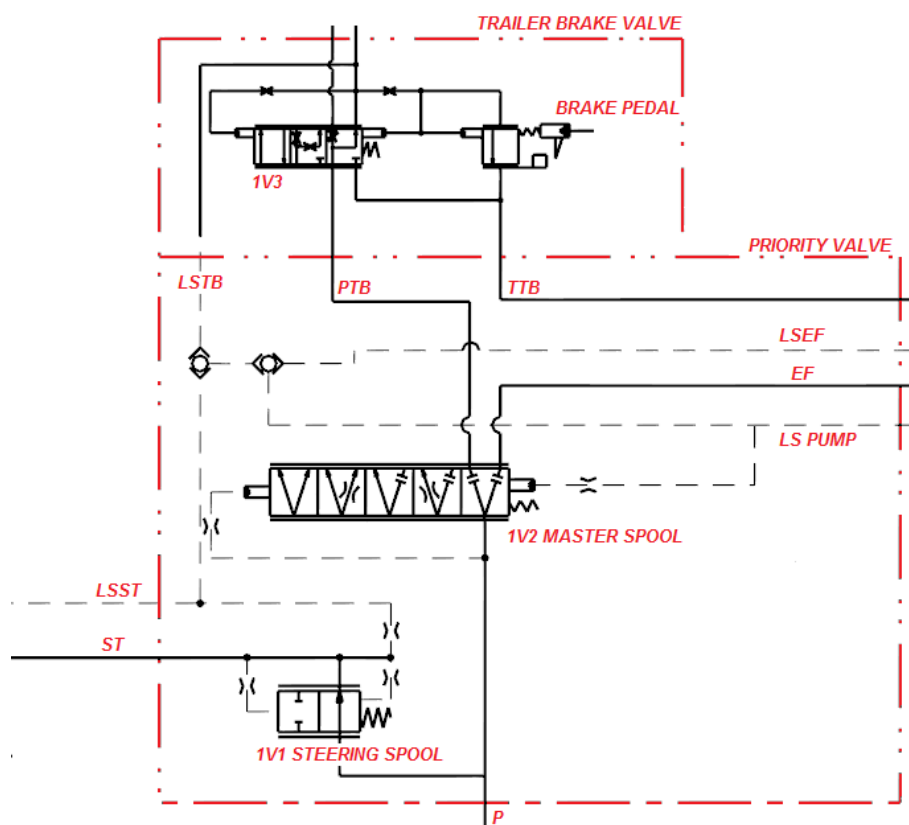


Figura 3.4. Schema idraulico priority & trailer brake valve

Tale valvola distribuisce la portata proveniente dalla pompa all'idroguida e/o ad altre utenze idrauliche, garantendo sempre la priorità all'unità di sterzo. Utilizzando la valvola di priorità con il gruppo a cilindrata variabile descritto in precedenza, si va verso un sistema che consente di ottenere un buon grado di regolazione e flessibilità del sistema, e quindi un risparmio energetico, anche in un'applicazione in cui si hanno elevate dissipazioni energetiche. La valvola in questione, flangiata sul gruppo di alimentazione è di tipo dinamico dal momento che l'idroguida che equipaggia la trattrice in esame, è dotata di segnale di load sensing dinamico; vi è quindi una piccola portata di olio che dalla valvola di priorità fluisce verso l'unità di sterzo. L'adozione di un'idroguida di tipo LS dinamica e di un'analogha valvola di priorità consente un miglioramento del tempo di risposta della valvola di priorità stessa, che si traduce in una sterzata sempre pronta e senza impuntamenti del volante. Il compito della valvola di priorità è quello di smistare la portata di olio proveniente dalla pompa verso le utenze secondarie quando la richiesta sul ramo ST dell'idroguida è nulla; in caso contrario viene sempre garantita la priorità all'utenza primaria, ovvero il sistema di sterzata. Per adempiere al suo compito la valvola di priorità è composta da due stadi, come riportato in figura 3.5. La prima spola, chiamata *Master spool* (1V2) consente di indirizzare portata verso le utenze secondarie nel caso in cui la richiesta dell'utenza primaria sia soddisfatta; la seconda spola, denominata *Steering Spool* (1V1), consente di alimentare correttamente l'unità di sterzata. Essa è normalmente aperta, e inizia a parzializzare il passaggio quando si raggiunge una pressione pari alla taratura della molla, in modo da mantenere un  $\Delta P$  ben definito ai suoi capi. Al raggiungimento della pressione massima di taratura della stessa molla, si ha la condizione di completa chiusura della valvola 1V1, che identifica le condizioni di *EMERGENCY STEERING*. La valvola di priorità confronta i segnali di load sensing provenienti dalle diverse utenze, e grazie a due shuttle valves, consente di riportare sul gruppo di alimentazione a cilindrata variabile con il segnale di load sensing più elevato, in modo da permettere l'alimentazione di tutte le utenze.

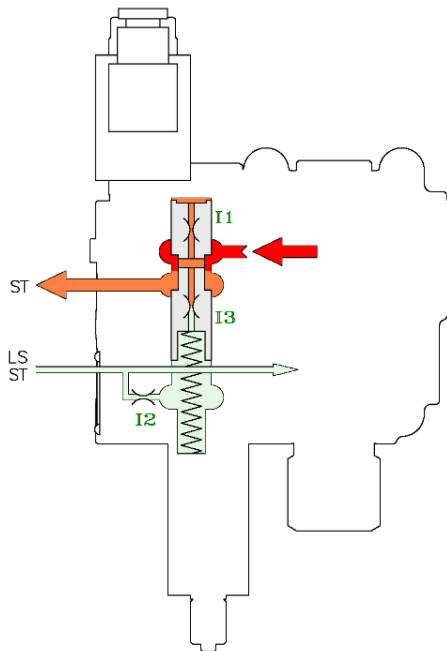


Figura 3.5. Bilanciamento idraulico Steering spool

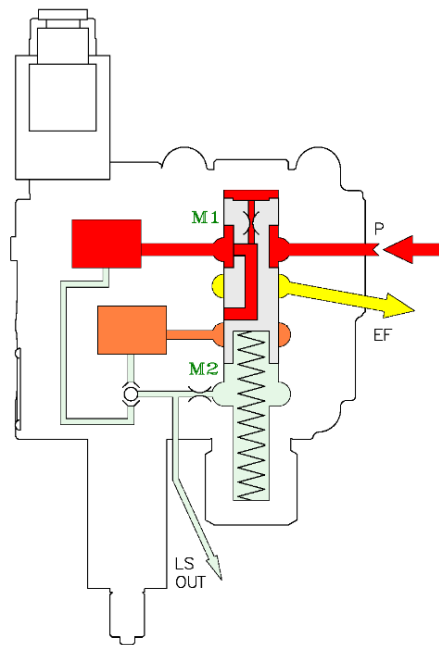


Figura 3.6. Bilanciamento idraulico Master spool

Se l'utenza più caricata risulta essere l'idroguida, la pressione di mandata della pompa è già quella richiesta dall'idroguida; per cui la pressione sul ramo ST e il suo segnale di load sensing, LSST, risultano essere equilibrati mantenendo la steering spool completamente aperta per garantire il passaggio della corretta portata. Il bilanciamento delle forze agenti sulla steering spool è riportato in figura 3.5. Nel caso in cui l'idroguida non produca il segnale di load sensing più elevato, la pressione di mandata della pompa risulta essere più elevata di quanto non richiesto dall'idroguida; la pressione nel ramo ST cresce andando a vincere la forza della molla e parzializzando il passaggio. La steering spool quindi consente di mantenere la pressione in alimentazione dell'idroguida sul ramo ST pari alla pressione di sensing dell'idroguida LSST sommata alla taratura della valvola. In questo modo, la valvola di priorità si comporta come una valvola di portata comandata in pressione. Al contempo, la master spool inizia la sua regolazione, facendo fluire olio in pressione alle altre utenze, soddisfacendo anche le altre richieste. La geometria della valvola di priorità è tale da consentire di alimentare l'idroguida come prima utenza: in caso di emergenza è l'unità di sterzata ad essere alimentata, e le altre utenze sono alimentate solo se rimane portata sufficiente. La valvola di priorità, verrà analizzata in dettaglio nei capitoli successivi, dove si parlerà in modo approfondito della sua modellazione su software, in modo da proporre una soluzione alternativa per incrementare l'efficienza ed il risparmio energetico a bordo vettura.

Dal momento che la valvola di priorità ha il compito di gestire il funzionamento di tre utenze fondamentali per la trattrice agricola, bisogna porre attenzione anche alle utenze con priorità più bassa rispetto allo sterzo, in particolare il freno rimorchio e le utenze ausiliarie. La loro corretta alimentazione è dovuta alla master spool che, sentendo i livelli di pressione, opportunamente strozzati, garantisce la prima apertura verso la valvola freno rimorchio, e solo in un secondo momento, quando l'utenza del freno è completamente soddisfatta, apre il collegamento verso gli ausiliari tramite la linea EF (Excess Flow). La valvola freno rimorchio, riportata nella parte alta della figura 3.4, è direttamente flangiata ed accoppiata con la valvola di priorità. Mediante le porte LSTB, PTB e con l'ausilio dei segnali direttamente inviati dalle pompe freno, è in grado di indirizzare il fluido operativo al livello corretto di pressione verso il rimorchio. La valvola indicata con 1V3, permette di sentire i livelli di pressione imposti dai segnali del freno e dalla pressione di alimentazione di pressione di mandata, in modo da assicurare sul rimorchio una pressione minima di sfrenatura di circa 1 MPa. La pressione minima da garantire sul freno rimorchio dipende generalmente dalla tipologia di trailer brake valve adottata all'interno del layout idraulico della trattrice. In funzione della massa trasportabile esistono due filosofie costruttive che tutt'oggi vengono impiegate per la funzionalità del freno rimorchio, individuando così le due versioni:

- Versione Italia: grado di sicurezza elevato in quanto, a veicolo fermo, in condizioni di pressione di mandata della pompa nulla, il rimorchio rimane frenato. In questo caso è necessario dare pressione per poter sfrenare il rimorchio, superando una pressione minima di circa 1MPa.
- Versione Francia: in questo caso, anche a veicolo fermo, il rimorchio è libero (completamente sfrenato).

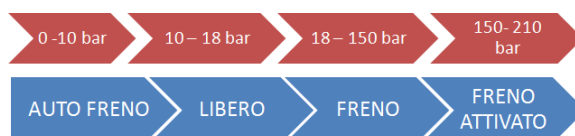


Figura 3.7. Principio di funzionamento trailer brake valve Italia

### 3.4 Blocco di idroguida

In figura 3.8, viene mostrato lo schema del blocco idroguida. Esso include un sistema idroguida reattiva e Load Sensing.

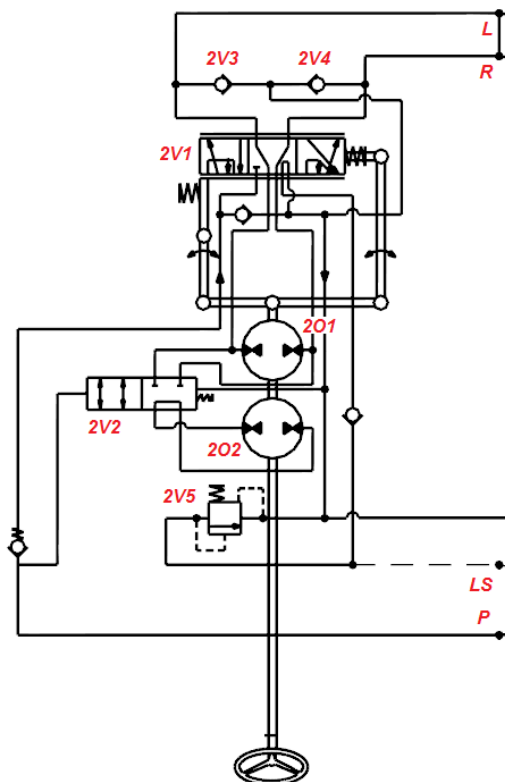


Figura 3.8. Schema idraulico idroguida

Generalmente, l'idroguida è un servosistema di sterzata idrostatica utilizzato su veicoli per facilitare le operazioni di sterzata quando, a fronte di grandi forze di azionamento, si richiedano comfort e sicurezza per il conducente. Il blocco idroguida è un blocco abbastanza complesso che racchiude al suo interno alcuni componenti caratteristici quali:

- Gruppo di alimentazione
- Distributore rotante a posizionamento continuo e ad azionamento manuale
- Uno o due attuatori di sterzo
- Un dosatore volumetrico che realizza la retroazione del sistema

Il funzionamento è puramente idrostatico, cioè non esiste collegamento meccanico tra il volante e le ruote sterzanti, bensì vi sono condotti idraulici, rigidi e flessibili montati tra l'idroguida ed i cilindri di sterzo. Una mediazione totalmente idraulica tra operatore e ponte sterzante porta diversi vantaggi, tra i quali potenze elevate e flessibilità maggiore grazie all'eliminazione del collegamento meccanico tra le parti, e un maggior comfort per l'operatore. In particolare il comando impartito tramite il volante si ripercuote direttamente sul distributore, al quale è collegato un dosatore

volumetrico. Esso è un componente che consente di dislocare un volume di olio preciso verso i cilindri di sterzo, consentendo di ottenere un controllo perfetto del ponte sterzante. Nel caso in cui i due attuatori presenti, il dosatore volumetrico e il cilindro di sterzo, avessero geometria uguale, si otterrebbero spostamenti identici tra due componenti distanti tra loro, con un'evidente semplificazione del layout costruttivo. Per implementare lo schema presentato, occorre adottare alcuni accorgimenti. In particolare il dosatore volumetrico deve essere posto nelle immediate vicinanze del distributore; quest'ultimo inoltre, essendo collegato al volante, risulta essere un distributore rotante, e non trasmette al dosatore volumetrico un comando lineare bensì un comando rotativo. Inviando quindi un segnale d'ingresso sul volante, il sistema misura un volume d'olio, proporzionale alla rotazione del volante, che viene poi indirizzato verso gli attuatori di sterzo attraverso le valvole 2V3 e 2V4 a spese dell'energia locale fornita dal Gruppo di Alimentazione (GA), permettendo così all'operatore di eseguire la manovra con il solo sforzo necessario a produrre il segnale, commutando opportunamente alcune comunicazioni tra il gruppo di alimentazione e i motori orbitali 2O1 e 2O2. La seconda connessione con i motori orbitali è invece collegata con il cilindro di sterzo; grazie alla commutazione del distributore, il motore orbitale viene collegato con la camera alimentata del cilindro di sterzo. Il motore orbitale dunque opera tra due livelli di pressione definiti: la pressione del gruppo di alimentazione e la pressione del carico, opportunamente modificate e ridotte nel passaggio attraverso il distributore rotante (2V1). La differenza di pressione ai capi del motore orbitale lo pone in rotazione, facendolo funzionare dunque da motore idraulico. Durante la rotazione, il motore orbitale assolve a due fondamentali compiti: in primo luogo funge da contatore volumetrico, dislocando una quantità nota di fluido legata alla rotazione effettuata e alla cilindrata della macchina. Inoltre realizza la retroazione meccanica: tramite un alberino cardanico, il segnale di rotazione del motore orbitale viene riportato sulla camicia del distributore rotante. La retroazione eseguita è una retroazione negativa di posizione angolare: ciò significa che si cerca di annullare la rotazione impartita al cassetto, ripristinando la posizione di riposo del distributore 2V1. Quando l'operatore realizza una sterzata, la retroazione consente alla camicia di inseguire il cassetto, mantenendo commutato il distributore fino a quando la sterzata non termina e il distributore si riporta in condizioni di riposo. Durante la sterzata, la rotazione del motore orbitale sposta volumi di fluido alla camera del cilindro di sterzo alimentata: si comprende quindi come la cilindrata del motore orbitale vada ad influire sul rapporto tra angolo di rotazione del volante e angolo di rotazione delle ruote. Come si vede anche dallo schema riportato in figura 3.8, il distributore è mantenuto in condizioni di riposo grazie a delle molle; in particolare si tratta di un set di molle a balestra, che si oppongono alla rotazione relativa tra cassetto e camicia. Durante una sterzata in condizioni di normale funzionamento del gruppo di alimentazione, l'operatore deve impartire al volante una coppia necessaria a contrastare la sola azione delle molle, in modo da commutare il distributore. Cambiando il set di molle e la loro caratteristica è possibile ottenere feeling di sterzata differenti. Visto il ruolo fondamentale ricoperto dalla sterzata in un mezzo, l'idroguida deve essere in grado di funzionare anche in condizioni di avaria del gruppo di alimentazione. In tali condizioni, girando il volante si commuta il distributore; tuttavia non arriva il segnale di pressione corretto al motore orbitale, che non viene posto in rotazione. Percependo che la sterzata non viene effettuata, l'operatore aumenta la coppia al volante; le molle a balestra vengono maggiormente compresse, aumentando l'angolo relativo tra cassetto e camicia del distributore, fino ad arrivare al contatto dei due componenti tramite una spina. Quando la spina realizza il contatto tra cassetto e camicia, una ulteriore rotazione del volante si ripercuote direttamente sul motore orbitale. In condizioni di avaria del gruppo di alimentazione, il motore orbitale non funziona da motore idraulico, bensì da pompa idraulica, essendo trascinato dal guidatore. La sterzata in condizioni di emergenza è dunque consentita, anche se la coppia sul volante necessaria per sterzare è molto maggiore rispetto ad una condizione di funzionamento normale. Per ridurre lo sforzo dell'operatore, una possibile architettura di una idroguida presenta due motori orbitali (2O1 e 2O2), uno con cilindrata minore dell'altro. Mentre in condizioni di normale funzionamento si utilizzano entrambi i motori orbitali,

in condizioni di avaria l'operatore trascina solo il motore orbitale dalla cilindrata minore, anche per mezzo della commutazione in posizione di funzionamento della valvola 2V2. Dal momento che la coppia necessaria al funzionamento di una pompa dipende dalla sua cilindrata, questa architettura consente di ridurre la coppia di sterzata in condizioni di emergenza, a parità di volume di olio trasferito durante il normale funzionamento del gruppo di alimentazione.

Nei modelli New Holland serie T7, è anche implementata la funzione di SuperSteering™, ottenuta per mezzo di un amplificatore di portata e di un sistema di controllo idraulico gestito da valvole pilotate, riportato in figura 3.9..

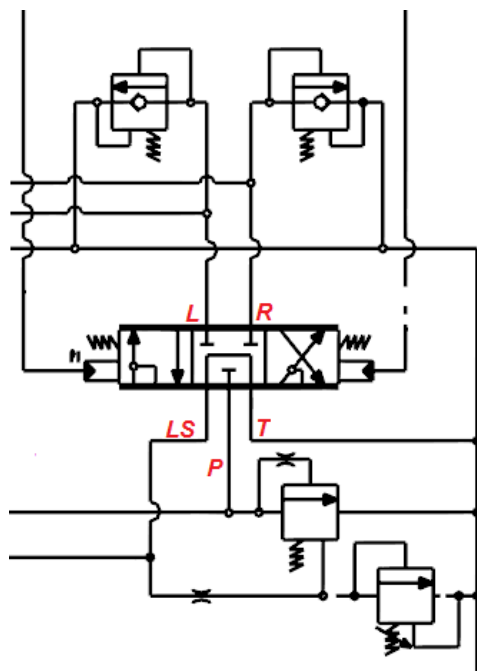


Figura 3.9. Schema idraulico amplificatore di portata - SuperSteering™

### 3.5 Blocco trasmissione

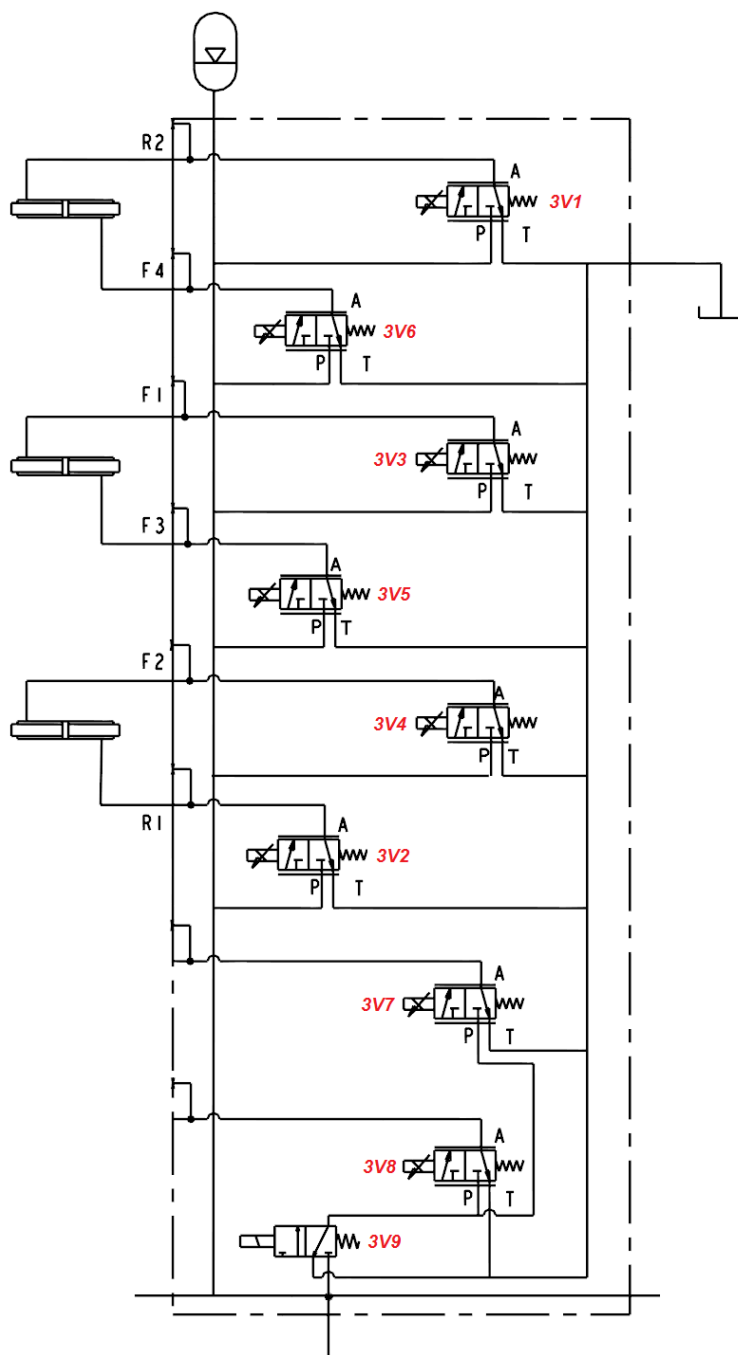


Figura 3.10. Schema idraulico gestione trasmissione

Lo schema del blocco trasmissione è rappresentato in figura 3.10. Questo blocco funzionale è alimentato da una linea di bassa pressione proveniente dalla pompa a

palette a cilindrata variabile del gruppo di alimentazione. Pur non essendo un blocco complesso, questo presenta una notevole quantità di componenti. rappresentati dalle valvole 3V1-3V9, suddivise in due grandi blocchi funzionali:

- Controllo
- Lubrificazione

Per semplicità, la figura 3.10, riporta la sola parte relativa alla funzionalità di controllo, dove le valvole da 3V1 a 3V6 sono interamente dedicate alla gestione dei rapporti di base della macchina, mediante l'attuazione di tre frizioni. Le valvole identificate dalla numerazione 3V7 e 3V8, sono dedicate alla lubrificazione delle due frizioni principali. Infine, la valvola 3V9, è dedicata alla carica dell'accumulatore, presente in cima al circuito idraulico relativo al blocco trasmissione.

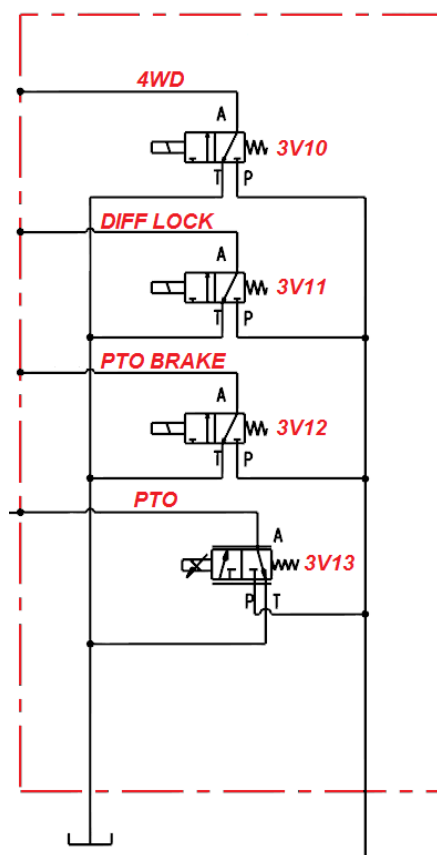


Figura 3.11. Schema idraulico gestione servizi ausiliari trattrice

All'interno del gruppo trasmissione, e precisamente sulla sua linea di alimentazione, proveniente sempre dalla pompa di bassa pressione del gruppo di alimentazione, si incontrano una serie di elettrovalvole (3V10-3V13), che sono dedicate al funzionamento dei servizi ausiliari della macchina. Dalla figura 3.11 vengono evidenziate le elettrovalvole relative al funzionamento dei servizi ausiliari quali, il blocco del differenziale (DIFF LOCK), il freno PTO, la lubrificazione e alimentazione della PTO e l'inserimento del 4WD.

### 3.5.1 Sollevatore idraulico

Il circuito del sollevatore è mostrato in figura 3.12. Esso è connesso con il collettore virtuale P-T-LS che proviene dal blocco relativo ai distributori ausiliari. L'attuatore 4A2 del sollevatore è un cilindro semplice effetto (fisicamente sulla macchina sono presenti due pistoni collegati in parallelo), il cui movimento è controllato dal complesso di valvole del sollevatore. In realtà, il complesso di valvole del sollevatore è realizzato da differenti valvole che ne garantiscono il corretto funzionamento.

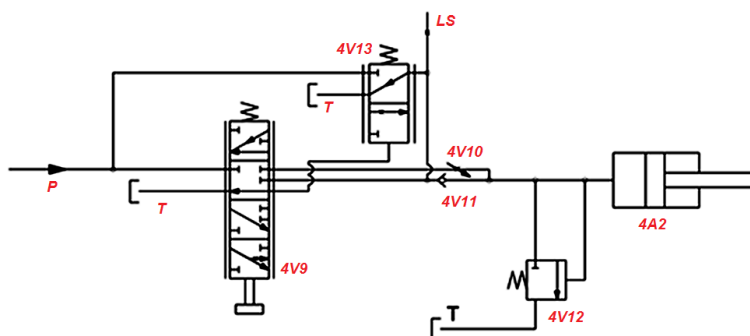


Figura 3.12. Schema idraulico del sollevatore

L'utente agisce, tramite un sistema di leveraggi, non riportati sul disegno, sulla valvola 1V9; in posizione di neutro (sollevatore fermo) la valvola pilotata 4V13 è commutata in modo tale che la portata della pompa non abbia la possibilità di entrare nel circuito (che di fatto è in serie con i distributori ausiliari) e allo stesso tempo mette in scarico il segnale di LS. In sollevamento la valvola 4V9 viene commutata verso sinistra, nella prima fase di commutazione l'olio agisce sul pilotaggio della valvola 4V13 la quale concede un primo passaggio di olio in mandata attraverso la linea di LS, questo oltre a pressurizzare il segnale del Load Sensing garantisce una prima fase di sollevamento molto graduale permettendo all'utente di regolare precisamente il sollevatore; continuando ad insistere sull'apertura del distributore 1V9 si va a mettere in comunicazione direttamente la linea di P con la mandata del sollevatore garantendo così un sollevamento rapido. In fase di abbassamento la valvola 4V9 è commutata verso destra, in questa configurazione la linea di P viene chiusa, il LS viene messo a scarico così come la mandata dei cilindri dell'attuatore, in scarico la portata proveniente dai cilindri è costretta a passare attraverso lo strozzatore 4V10, tale accorgimento permette un controllo dell'abbassamento da parte dell'operatore molto efficace. Il circuito è munito di una valvola di sicurezza 4V12 che serve come protezione dell'impianto in caso di picchi di pressione provenienti dal gruppo cilindri, picchi che si possono generare ad esempio nel caso in cui, durante un trasferimento stradale con attrezzo sospeso si prenda un urto a causa di una buca, questo genererebbe un picco che, se non fosse "tagliato" dalla valvola di sicurezza, andrebbe a danneggiare la pompa della trattrice.

### 3.5.2 Distributori ausiliari

I distributori ausiliari sono mostrati in Figura 3.13. Per ragioni di ingombro a bordo veicolo, questi sono connessi in parallelo e ne viene mostrato solo uno in figura, senza per questo perdere in generalità (la trattrice presenta nella sua configurazione standard quattro sezioni per i distributori ausiliari). Ogni sezione è composta da un insieme di valvole accoppiata ad un attuatore lineare. La scelta rappresentativa dell'attuatore lineare è stata fatta per mostrare il diverso funzionamento della linea di alimentazione da quella di scarico; in realtà, il distributore può supportare anche attuatori rotativi (motori idraulici). Il componente più importante è la valvola a cassetto 6/4 4V15. La sua struttura è definita da una spola che spostandosi all'interno della sede permette di attuare gradualmente i diversi collegamenti tra le camere presenti nel distributore. La struttura della valvola corrisponde ad un'architettura standard Load-Sensing a tre posizioni, alla quale è aggiunta una quarta posizione per il floating.

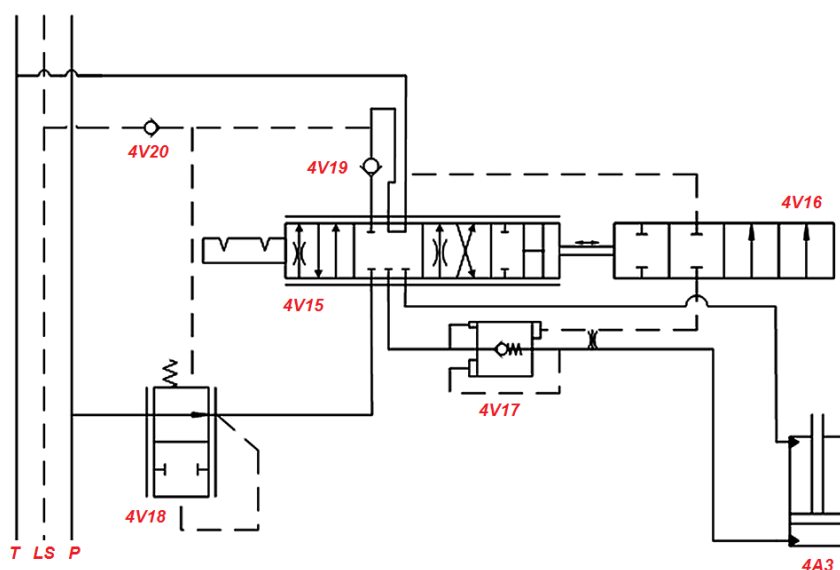


Figura 3.13. Schema idraulico dei distributori ausiliari (singola sezione)

Il lato stelo dell'attuatore è direttamente connesso alla valvola direzionale, mentre il lato pistone è connesso alla valvola direzionale attraverso la valvola di non ritorno con pilotaggio differenziale 4V17. L'apertura di quest'ultima è pilotata dallo spostamento del distributore 4V16 che di fatto è il proseguimento della spola principale. Il sistema fa in modo che la valvola di non ritorno sia aperta quando il distributore è azionato. La valvola di non ritorno pilotata serve a garantire il sostentamento del carico nella posizione neutra del distributore, condizione non garantita da tale posizione a causa degli inevitabili trafileamenti tra spola e sede del distributore. Altre tre valvole completano la funzionalità di questo distributore: la valvola primaria di non ritorno 1V19, il compensatore locale 4V18 e la valvola di check 4V20 che gestisce il segnale di Load-Sensing. La valvola di non ritorno 4V19 è necessaria per sostenere il carico impedendo il riflusso di pressione dal circuito del distributore ausiliario quando viene azionata la spola di comando e la pressione d'impianto della pompa risulta minore della contropressione nel circuito. Il principio di funzionamento è brevemente descritto come segue: quando un cilindro è sotto un forte carico e la spola del distributore viene spostata dalla posizione di neutro a quella di sollevamento, la pressione d'impianto della pompa può essere minore della contropressione nel circuito del distributore ausiliario. In tal caso,

la contropressione farebbe refluire all'indietro l'olio nel circuito, abbassando momentaneamente il carico, prima che la pressione nell'impianto aumenti, per mantenere e poi sollevare ulteriormente il carico. La valvola di ritegno del carico 4V19 serve per evitare che si verifichi tale situazione. Il compensatore locale 4V18 assicura che, in caso di azionamenti contemporanei di più distributori, la portata d'olio disponibile venga proporzionalmente distribuita tra le valvole azionate, in funzione del fabbisogno. La spola del compensatore locale rileva il differenziale di pressione nella valvola e regola di conseguenza la portata. Dal momento che ogni spola compensatrice rileva la pressione nel distributore ausiliario funzionante, è possibile controllare simultaneamente due o più circuiti operanti a pressioni diverse. La valvola di LS check invia al compensatore di portata della piastra di ingresso il segnale di Load-Sensing della sezione del distributore maggiormente caricato, demandando ai compensatori locali la regolazione di portata dei distributori che non inviano il segnale di Load-Sensing. Nei capitoli successivi, si entrerà nel merito delle considerazioni energetiche e delle tipologie di distributori ausiliari montati e disponibili a bordo della trattrice agricola di riferimento. Normalmente si farà riferimento a due tipologie di distributori ausiliari pilotati in pressione e comandati da un segnale elettronico per la movimentazione della spola:

- distributori RACINE: generalmente prodotti dalla stessa casa costruttrice della trattrice agricola in esame
- distributori BOSCH SB 23LS EHS1: molto simili ai precedenti come funzionalità, ma assai differenti come tipologia costruttiva.

Entrambe le tipologie di distributore, sono a controllo elettroidraulico, ovvero la regolazione viene eseguita per mezzo della regolazione delle pressioni agenti sui due lati di un attuatore simmetrico, rigidamente connesso con la spola principale del distributore. In questo caso, l'operatore, tramite lo spostamento di una levetta in cabina (di tipo potenziometrico o slider), invia al distributore un segnale elettrico proporzionale allo spostamento richiesto. Un controllo ad anello chiuso regola il movimento di una valvola di pilotaggio in modo da ottenere lo spostamento desiderato della spola principale, corrispondente ad una certa portata che fluisce verso gli attrezzi connessi al distributore stesso.

## Capitolo 4

# Gruppi di alimentazione: Pompe a pistoni assiali a piatto inclinato

### 4.1 Generalità

I gruppi di alimentazione comunemente impiegati nel settore Off-Road e Automotive, presentano spesso un layout circuitale costituito da pompe a cilindrata variabile con controllo in pressione e portata e che rispondono alla logica Load Sensing al fine di migliorare l'efficienza del sistema. Le pompe a pistoni assiali a piatto inclinato, sono macchine a cilindrata variabile che presentano delle ottime caratteristiche di peso/potenza. Presentando ingombri ridotti ed una efficienza abbastanza elevata, sono le principali macchine operatrici designate alla generazione di potenza idraulica a bordo veicolo, specie nel settore agricolo. Come visto nel Capitolo 2, il circuito idraulico della trattrice è composto da tre pompe, una delle quali a pistoni assiali, nonché l'unica macchina operatrice designata per la generazione di potenza idraulica da inviare alle utenze ausiliarie. Poichè in questo lavoro di dottorato si vogliono studiare e proporre delle soluzioni funzionali atte ad aumentare il risparmio energetico dell'intero sistema idraulico della trattrice agricola, uno dei metodi in esame è basato sull'aumento del rendimento globale della trasmissione di potenza idraulica agendo sull'architettura e la strategia di controllo della cilindrata della macchina volumetrica. In questo Capitolo ed in quelli successivi, si presenta una dettagliata analisi del gruppo di alimentazione della trattrice agricola, mettendone in evidenza le caratteristiche costruttive e le problematiche legate al controllo della variazione della cilindrata.



Figura 4.1. BOSCH Axial piston pump

## 4.2 Stato dell'arte

La base utilizzata per l'analisi di queste macchine è rappresentata dal testo di Ivantysyn e Ivantysynova [1] del 2001. In esso gli autori svolgono un'approfondita indagine delle pompe a pistoncini assiali a piatto inclinato, evidenziandone il principio di funzionamento e le formule analitiche di interesse relative ad ogni componente o caratteristica. Dopo aver introdotto i principi di funzionamento delle pompe a pistoncini assiali, gli autori affrontano lo studio delle portate uscenti dalla camera del cilindro e del flow ripple, per poi passare alla determinazione dell'andamento della pressione all'interno della camera dei pompanti. Successivamente l'interesse si sposta sul calcolo delle forze e delle coppie, attraverso l'analisi dell'equilibrio di ogni componente. Infine vengono prese in considerazione e analizzate diverse geometrie costruttive dei componenti e delle stesse pompe a pistoncini assiali, al fine di individuare pregi e difetti di ogni geometria per ottimizzare il comportamento delle pompe a pistoncini assiali. Nel testo è inoltre presente una sezione in cui vengono analizzati vari dispositivi atti a controllare il comportamento di una pompa a pistoncini assiali, come un controllo di portata o di pressione, oppure un controllo combinato. Come detto, il testo rappresenta la base dello studio effettuato, dal momento che vengono riprese ed utilizzate numerose formule qui esposte, data la completezza della trattazione. Tuttavia per maggiori informazioni relative a problematiche incontrate nel comportamento di pistoncini assiali, o per conoscere altri approcci utilizzati nello studio e nella modellazione di tali macchine, si rende necessario un'analisi della vasta letteratura relativa alle pompe a pistoncini assiali. Negli ultimi venticinque anni sono state condotte significative ricerche sulla dinamica e il controllo delle pompe a pistoncini assiali a piatto inclinato. Questi sforzi sono iniziati con il lavoro di Zeiger and Akers [4] in cui si è cercato di modellizzare matematicamente la coppia esercitata sul piatto inclinato dall'assemblaggio pistone-pattino all'interno della pompa. Gli autori hanno perciò presentato formule analitiche per il calcolo della coppia, risolvibili grazie all'ausilio di un calcolatore, mostrando anche l'influenza su essa di alcuni parametri operativi come la velocità angolare dell'albero e l'angolo di anticipo del distributore. Gli autori hanno presentato un'analisi dell'equilibrio dei componenti, in modo da determinare le forze in gioco; tale analisi è però successiva a quella relativa alla pressione, anche in questo caso identificata come un parametro di notevole importanza per la modellazione della pompa a pistoncini assiali. Si può notare come nel loro lavoro, gli autori hanno ottenuto una buona relazione tra i dati sperimentali e l'analisi numerica. In modo analogo, Schoenau e altri [3] hanno sviluppato il primo modello matematico mirato ad analizzare le risposte caratteristiche della pompa sia nel caso stazionario che dinamico. Dopo aver presentato nuovamente il calcolo della coppia al piatto inclinato in modo molto accurato e comprendendo tutte le fenomenologie che influiscono su essa, il modello è stato soggetto a un segnale in controllo di pressione simulato. Il valore risultante dell'angolo del piatto inclinato è stato comparato ai dati ottenuti sperimentalmente, osservando in questo modo una buona correlazione tra esperimenti e analisi teorica; si nota un piccolo errore non superiore al 4% nel modello statico dovuto però non all'analisi e al settaggio del modello, bensì alla difficoltà di impostare correttamente la condizione di cilindrata nulla nelle prove effettuate. Questi modelli tuttavia trattano un segnale di risposta medio della pompa, e non indagano l'interazione di pistoncini e piatto inclinato con i dispositivi di controllo, tantomeno gli effetti che la stessa macchina ha all'interno di un sistema complesso come il gruppo di alimentazione. Nel suo lavoro, Baz [5] analizza invece una pompa a pistoncini assiali dotata di un meccanismo di controllo della pressione soggetta a disturbi sul carico di pressione. Nella modellazione l'autore ricava sei coefficienti adimensionali; studiando l'influenza che questi presentano sulla risposta del modello, ha identificato il parametro su cui lavorare per ottimizzare i risultati. Dunque Baz raccomanda l'uso di un dispositivo pompante ad alta frequenza naturale, in modo da minimizzare l'errore statico, i picchi di pressione e il tempo di assestamento. L'autore inoltre ha indagato la precedente letteratura in merito e ha compreso come in precedenza si era enfatizzata l'ottimizzazione della frequenza della pompa solo per specifiche condizioni operative, piuttosto che sintetizzare il comportamento complessivo per ottenere risposte migliori in seguito a

diversi disturbi sul carico. Un'altra analisi è stata condotta da Akers e Lin [6],[7],[8], che hanno studiato l'applicazione di una teoria di controllo ottimale utilizzando una servo valvola a uno e due stadi. Nei loro lavori gli autori sottolineano come una servo valvola a uno stadio sia più performante di una a due stadi; tuttavia la maggior pesantezza della prima è causa di maggiori inerzie e di maggiori picchi di pressione. Negli articoli vengono sviluppate delle leggi per un controllo ottimale per ciascun dispositivo, e si nota come l'uso di una servo valvola a due stadi consenta di ridurre il picco di pressione di un fattore 2 rispetto al singolo stadio. Inoltre anche la frequenza di risposta è leggermente maggiore per una servo valvola a due stadi. Mentre nei lavori di Baz e di Akers e Lin si è analizzata una pompa a pistoni assiali dotata di un dispositivo di controllo della pressione, Manring e Johnson [9] hanno sviluppato diverse semplici equazioni per determinare la geometria degli attuatori e del guadagno nel caso di un controllo di flusso. In questo lavoro gli autori hanno registrato l'effetto della variazione del volume dell'attuatore, del volume dei condotti di scarico e del guadagno di controllo in termini di tempo di assestamento, tempo di salita e massima sovralongazione percentuale. Questa ricerca ha mostrato come la stabilità della pompa dipenda da effetti concorrenti come le forze destabilizzanti della pressione di scarico e le forze riequilibranti della pressione di controllo. Lo stesso Manring ha contribuito enormemente all'analisi delle pompe a pistoni assiali a piatto inclinato. Con una serie di articoli ha analizzato una rilevante varietà di aspetti, con la finalità di proporre linee guida per la realizzazione, la produzione e l'ottimizzazione di tali dispositivi. In un articolo del 2000, Manring [10] ha analizzato il flusso di scarico oscillante, calcolando la portata ideale e poi reale considerando tutte le portate di fuga presenti nella pompa. Nello studio viene evidenziato come vi è una sostanziale differenza tra il caso ideale e il caso reale, dato che in quest'ultimo vi è un effetto, chiamato backfilling, che aumenta l'oscillazione del flusso di scarico. Perciò viene anche analizzata una particolare geometria dei pistoni, riempiti internamente con materiale leggero incompressibile, per minimizzare questo effetto. Infine il fenomeno del backfilling porta ad annullare in parte la differenza presente nel caso ideale tra un numero pari e dispari di pompanti: nel caso reale si nota che la differenza tra le due geometrie costruttive è ridotta, e si afferma quindi la realizzabilità di pompe con un numero pari di pistoni. In un lavoro successivo, Manring e Metha [11] si interessano della riduzione del rumore nelle pompe a pistoni assiali. In particolare l'articolo mostra come il rumore derivi dalla coppia sull'albero motore, e non dall'alternanza tra compressione ed espansione del fluido come si riteneva in precedenza. Dopo aver suggerito alcune linee guida per la riduzione del rumore, gli autori ricavano una legge di controllo basata su una variazione continua dell'angolo del piatto inclinato. Viene dimostrato quindi che mediante l'utilizzo della legge di controllo la fluttuazione della coppia viene diminuita da 1,5% a 0,5%, con un sensibile beneficio nella riduzione del rumore. Nel 2000 Manring e altri [12] hanno pubblicato un articolo in cui viene calcolato il contributo sulla coppia dovuto allo smorzamento. Viene perciò ricavata un'espressione analitica per il meccanismo di smorzamento; la teoria è validata dal confronto con una simulazione non-lineare completa su tutto l'intervallo delle condizioni operative. In un'altra serie di pubblicazioni, Manring [13],[14],[15],[16] analizza in particolar modo le caratteristiche geometriche di una pompa a pistoni assiali. L'autore analizza l'influenza della geometria della fresatura presente sul distributore sull'andamento della pressione, individuando la migliore geometria a seconda delle casistiche. Si conclude quindi che una fresatura a profondità variabile linearmente è vantaggiosa per piccole dimensioni della stessa; che una fresatura a profondità costante è preferibile se l'area è limitata, e quindi nel caso di distributori poco spessi, mentre che non ci sono principali vantaggi nell'uso di fresature quadratiche a sezione triangolare. Poi vengono studiate le forze agenti sul piatto inclinato quando questo viene movimentato da attuatori paralleli all'albero della macchina o trasversali ad esso. Nelle pubblicazioni l'autore conclude che è possibile trovare delle condizioni di utilizzo che consentano la movimentazione tramite attuatori assiali allungando la vita media dei cuscinetti; invece un'attuazione trasversale del piatto inclinato risulta inadeguata, perché lo studio delle forze in gioco mostra come queste tendano a dislocarlo dalla propria sede. Inoltre Manring approfondisce l'impatto dell'uso di un angolo di inclinazione

secondario per il piatto inclinato. Attraverso un'analisi accurata vengono ricalcolate le formule relative a forze e coppie agenti sul piatto inclinato; grazie ad esse l'autore può concludere che l'introduzione di un angolo secondario presenta vantaggi e svantaggi. In particolare nonostante una minor forza di controllo necessaria, occorre provvedere a vincolare ulteriormente il montaggio del piatto a causa di una maggiore forza su un asse e di una maggiore coppia su un altro. Nel caso di introduzione nel modello matematico sviluppato di un angolo di inclinazione secondario del piatto inclinato, occorre utilizzare il modello descritto nella pubblicazione per una corretta applicazione di questa caratteristica costruttiva. La letteratura in merito alle pompe a pistoncini assiali presenta tuttavia altri aspetti relativi alla modellazione di tali macchine. Dobchuk e altri [17] hanno presentato una recensione molto dettagliata sui progressi cronologici fatti per arrivare allo sviluppo di un completo ed accurato modello matematico di una pompa a pistoncini assiali. Nel loro lavoro gli autori hanno identificato la necessità di risolvere il problema relativo alla risposta ad alta frequenza in modo numerico con un sistema del sesto ordine, dato che il modello del quarto ordine sviluppato da Akers sembra essere insufficiente. Il modello del sesto ordine si rende necessario nell'analisi di una pompa a pistoncini assiali dotata di meccanismo di controllo. Tuttavia grazie alle trattazioni analizzate finora, possono essere ricavate importanti linee guida in merito alla modellazione di una pompa a pistoncini assiali anche nel caso di introduzione di un meccanismo di controllo di portata o di pressione. In particolare sono disponibili formulazioni analitiche che descrivono il comportamento della pompa così modificata, e si possono ricavare importanti criteri per l'ottimizzazione della macchina. Una delle problematiche che può essere sviluppata a partire dalla presente trattazione è l'introduzione di un meccanismo di controllo che consenta di modificare l'angolo di inclinazione del piatto inclinato  $\alpha$  in seguito ad una variazione del carico richiesto; grazie ai modelli presenti in letteratura, è anche possibile ottimizzare tale modello matematico. Nella letteratura sono inoltre presenti approcci innovativi per l'analisi delle pompe a pistoncini assiali a piatto inclinato; Alleyne [18] ha proposto uno di questi approcci. Grazie ad uno studio simile a quello svolto dai biologi per comprendere i fattori che portano gli animali all'adattamento, l'autore ha ricavato alcuni parametri adimensionali; a partire da geometrie presenti sul mercato, grazie all'uso dei parametri adimensionali, sono state tracciate delle linee guida per lo sviluppo del design della pompa. Recentemente, Li, Burton e altri [19] hanno descritto l'uso di reti neurali dinamiche, Dynamic Neural Networks DNN, nella simulazione di una pompa a pistoncini assiali a cilindrata variabile. L'uso di unità neurali dinamiche collegate tra loro può consentire un'ottima modellazione del comportamento della pompa; tuttavia le unità neurali devono essere opportunamente istruite. Con l'uso di pesi appropriati, il confronto mostra che il modello cattura perfettamente le dinamiche dovute alla variazione dell'angolo del piatto inclinato, anche se il comportamento statico deve essere corretto. L'analisi di Li, Burton e altri è proseguita l'anno successivo. In una ulteriore pubblicazione [20] gli autori hanno approfondito questa modalità di modellazione. In particolare hanno compreso come l'uso di una rete neurale statica, Static Neural Network SNN, può aiutare ad eliminare l'errore statico presente nell'articolo precedente. Gli autori sono perciò portati a sostenere che la combinazione delle due reti, DNN/SNN, è un ottimo metodo per analizzare il comportamento statico e dinamico di una pompa a pistoncini assiali a cilindrata variabile. Essi consigliano inoltre di effettuare le rilevazioni dati sia per l'istruzione delle unità neurali, sia per il confronto sperimentale in un unico contesto, al fine di evitare minime quanto spiacevoli variazioni climatiche che possono inficiare l'analisi.

### 4.3 Architettura e Dinamica della macchina: Principio di funzionamento

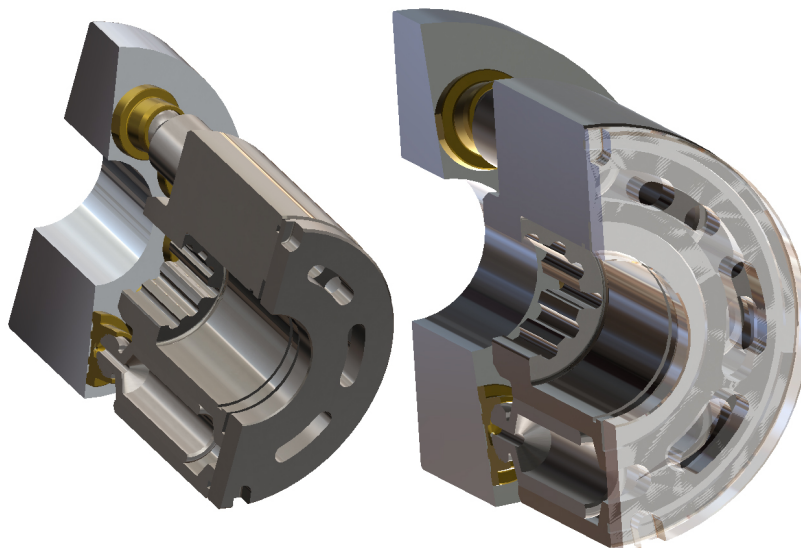


Figura 4.2. Sezione di una pompa a pistoni assiali a piatto inclinato

Dalla figura è possibile comprendere i principi base del funzionamento di tali macchine. I pistoncini, presenti in numero dispari sulla pompa, sono disposti su una circonferenza di raggio  $R$  nel blocco cilindri. Questo è posto in rotazione dall'albero motore, connesso tramite il profilo sagomato visibile nella sezione; inoltre il blocco cilindri è solitamente spinto verso il distributore grazie alla pressione di una molla di ritegno. La testa di ogni pistone presenta un nodo sferico, che consente il collegamento con un pattino. La presenza di pattini serve per ridurre l'attrito di contatto tra la testa del pistone e il piatto inclinato, che durante la rotazione sono costantemente mantenuti in contatto grazie all'ausilio di un anello di ritegno. L'interposizione di un terzo elemento, quale il pattino, riduce l'attrito rispetto al contatto diretto tra la testa del pistone e il pattino, riducendo quindi anche le forze e le coppie trasmesse tra i due componenti. Seppur esistano diverse modalità di contatto tra pistoncini e piatto inclinato, l'utilizzo di pattini costituisce un'ottima soluzione costruttiva per ridurre gli attriti. Dato che i pistoncini sono costantemente mantenuti a contatto con il piatto inclinato, in condizioni di cilindrata non nulla i pistoncini compiono un moto roto-traslatorio. Oltre al moto rotatorio conferito dal blocco cilindri, il contatto con il piatto inclinato porta i cilindri a muoversi di moto traslazionale all'interno della sede ricavata nel blocco cilindri. In particolare questo moto genera l'effetto pompante. Infatti durante la rotazione dell'albero motore, la camera pompante all'interno del cilindro passa dalla zona di aspirazione a quella di mandata e viceversa. La connessione tra la camera del cilindro e i condotti di mandata o aspirazione è realizzata con l'interposizione di un distributore. Quando la camera del cilindro si affaccia sui condotti di aspirazione, il pistone viene represso all'interno del blocco cilindri verso il piatto inclinato, con conseguente riempimento della camera del cilindro ad opera del fluido utilizzato dalla pompa. Invece quando la camera del cilindro si trova nella zona di mandata, si assiste ad un moto contrario: il pistone si muove verso il distributore, scaricando il fluido nei condotti di mandata. Per meglio analizzare i componenti della macchina, risulta necessario individuare diversi gruppi a seconda del funzionamento della macchina. In particolare è possibile individuare un gruppo pompante, un

gruppo relativo alla distribuzione, e infine un gruppo relativo ai trafiletti. Questi tre gruppi sono naturalmente strettamente collegati tra loro, e sussiste una forte relazione ed influenza reciproca tra i tre gruppi identificati; tuttavia per una semplicità di trattazione, essi verranno studiati separatamente, in modo da rendere più semplice l'identificazione delle caratteristiche basilari di ogni componente.

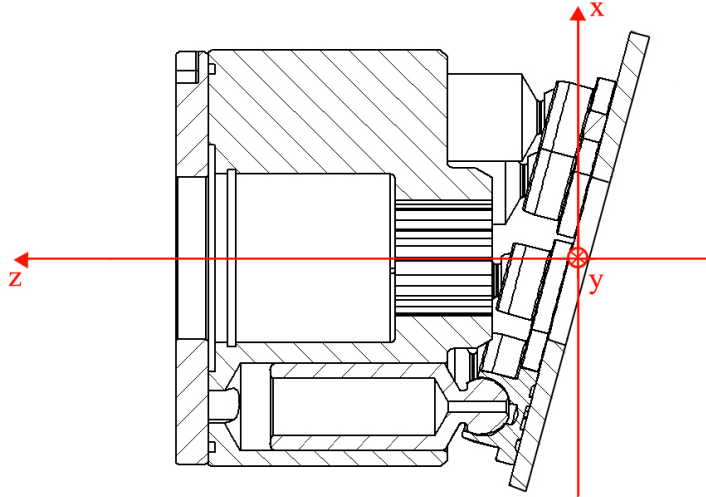


Figura 4.3. Sistema di riferimento

- Con gruppo pompante si intende l'insieme dei componenti che rende possibile l'effetto pompante, e che quindi consentono di passare da un valore di aspirazione ad uno maggiore di mandata. Il gruppo pompante dunque comprende il pistone, il pattino e il piatto inclinato.
- La distribuzione rappresenta la funzione eseguita principalmente dal distributore di realizzare un collegamento alternativamente tra la camera del cilindro e i condotti di aspirazione e mandata. Se il gruppo pompante modifica l'entità di forze e coppie scambiate nella macchina, la distribuzione influenza soprattutto l'andamento della pressione all'interno della camera del cilindro, e quindi, come verrà analizzato, i picchi di pressione che costituiscono una criticità della macchina.
- Infine i trafiletti rappresentano le portate di fuga presenti all'interno della pompa. Tali portate sono inevitabilmente presenti a causa di giochi e meati dovuti al montaggio e alla progettazione della macchina; essi servono per mediare il contatto tra i vari organi della pompa e permetterne il moto relativo, e per quanto possano essere ridotti, non possono essere evitati. È presente quindi una dispersione di energia legata a questi trafiletti che può essere studiata con metodologie complesse basate su analisi multidimensionali del flusso nei meati.

Operazione preliminare per continuare l'analisi è la scelta del sistema di riferimento. Facendo riferimento alla situazione di cilindrata nulla, è stata scelta l'origine del sistema di riferimento nel punto di intersezione tra l'asse dell'albero motore e il piatto inclinato. Come viene evidenziato nella sezione in figura 4.3, l'asse z coincide con l'asse dell'albero, e ha segno positivo verso il blocco cilindri; l'asse x invece è perpendicolare all'asse z come indicato in figura.

## 4.4 Gruppo pompante



Figura 4.4. Pistone

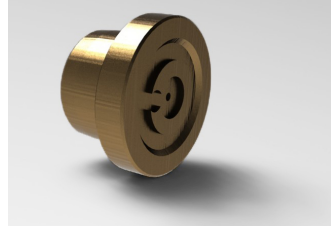


Figura 4.5. Pattino

Tali componenti come detto realizzano l'effetto pompante grazie al moto traslatorio del pistone nella sua sede ricavata nel blocco cilindri, reso possibile dalla rotazione di quest'ultimo. Con questo moto è possibile convertire la pressione agente sul cielo del pistone in un momento torcente sull'albero motore e in un momento flettente sul piatto inclinato. Conoscendo la posizione angolare e assiale del pistone durante la rotazione della macchina è possibile stabilire con esattezza il volume in ogni camera del cilindro, e da qui conoscere la portata di fluido che viene scambiata con i condotti di aspirazione e mandata. Risulta chiara la necessità di stabilire in modo univoco la posizione del pistone durante un giro di rotazione dell'albero motore.

### 4.4.1 Caso Statico

Con il sistema di riferimento assunto, è possibile calcolare tutte le grandezze della macchina. In questa sezione tale calcolo verrà eseguito in condizioni stazionarie della macchina, ovvero nel caso in cui l'angolo del piatto inclinato  $\alpha$  è fissato e costante. In particolare è necessario calcolare la posizione del pistone, o meglio il suo spostamento fissata una posizione iniziale, e la sua velocità ed accelerazione, in quanto vengono utilizzate per il calcolo delle forze e delle coppie agenti sul piatto. Per meglio comprendere le grandezze geometriche influenti sul calcolo dello spostamento del pistone si può fare riferimento alla figura 4.6.

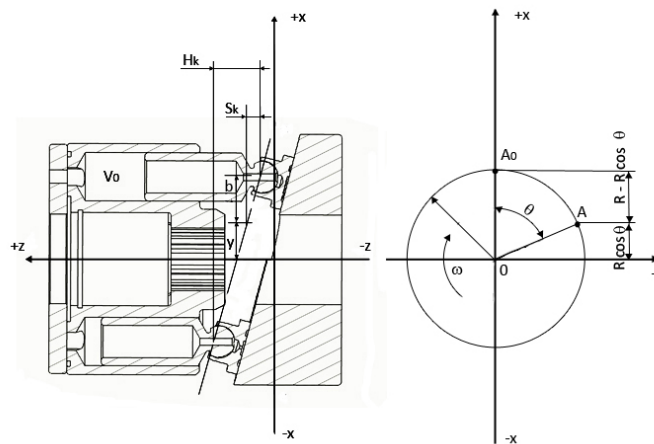


Figura 4.6. Grandezze di riferimento geometriche della macchina

Nella sezione della pompa, viene mostrato il pistone ai due punti morti: questa rappresentazione viene usata per una maggiore chiarezza, anche se con un numero dispari di pistoni il punto morto superiore ed inferiore non possono essere occupati contemporaneamente dai pistoni. Tale espediente consente tuttavia di mostrare le due posizioni estremali occupate dal pistone, quando è massimamente inserito nel blocco cilindri e quando invece esce massimamente; è così possibile valutare lo spostamento massimo del pistone, indicato in figura con  $H_k$ .

Dalla figura è possibile comprendere come la posizione del pistone dipenda da due angoli, ovvero l'angolo di inclinazione del piatto  $\alpha$  e l'angolo di rotazione della macchina  $\theta$ . Nella derivazione delle relazioni analitiche che legano le varie grandezze si suppone che il blocco cilindri sia posto in rotazione con velocità angolare  $\omega$  costante. Il pistone esegue dunque un moto alterno che consiste nel movimento lineare nelle direzioni positiva e negativa dell'asse  $z$ , e una rotazione intorno allo stesso asse  $z$ . Il punto morto inferiore, in cui la testa del pistone è situata alla maggiore distanza dal blocco cilindri, è assunto come posizione iniziale per il calcolo della posizione del pistone. Per determinare lo spostamento del pistone  $s_k$  si può scrivere:

$$s_k = z \quad (4.1)$$

Dalla figura 4.6 seguono le seguenti relazioni geometriche, con cui è possibile calcolare le grandezze  $z$ ,  $b$  e  $y$  mostrare in figura:

$$\begin{aligned} z &= b \cdot \tan \alpha \\ b &= R - y \\ y &= R \cdot \cos \theta \end{aligned} \quad (4.2)$$

Sostituendo queste tre relazioni nella formula precedente, si ottiene l'equazione dello spostamento del cilindro all'interno del blocco cilindri, che risulta essere dipendente dai valori dei due angoli  $\alpha$  e  $\theta$  come precedentemente sottolineato.

$$s_k = R \cdot \tan \alpha \cdot (1 - \cos \theta) \quad (4.3)$$

Con una rotazione di  $180^\circ$  dell'albero motore lo spostamento del pistone assume il valore massimo, indicato con  $H_k$ :

$$H_k = 2 \cdot R \cdot \tan \alpha \quad (4.4)$$

Per ricavare la velocità di spostamento del pistone, occorre derivare una volta la formula che esprime lo spostamento:

$$\begin{aligned} v_k &= \frac{ds_k}{dt} = \frac{ds_k}{d\theta} \\ \frac{d\theta}{dt} &= \frac{ds_k}{d\theta} \cdot \omega \end{aligned} \quad (4.5)$$

Da cui:

$$v_k = \omega \cdot R \tan \alpha \cdot \sin \theta \quad (4.6)$$

Per l'accelerazione infine bisogna derivare ulteriormente:

$$\begin{aligned} a_k &= \frac{dv_k}{dt} = \frac{dv_k}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \\ \frac{d\theta}{dt} &= \frac{dv_k}{d\theta} \cdot \omega \\ a_k &= \omega^2 \cdot R \cdot \tan \alpha \cdot \cos \theta \end{aligned} \quad (4.7)$$

Per ottenere le curve caratteristiche rappresentanti corsa, velocità ed accelerazione del pistone occorre fissare alcuni parametri geometrici della macchina.

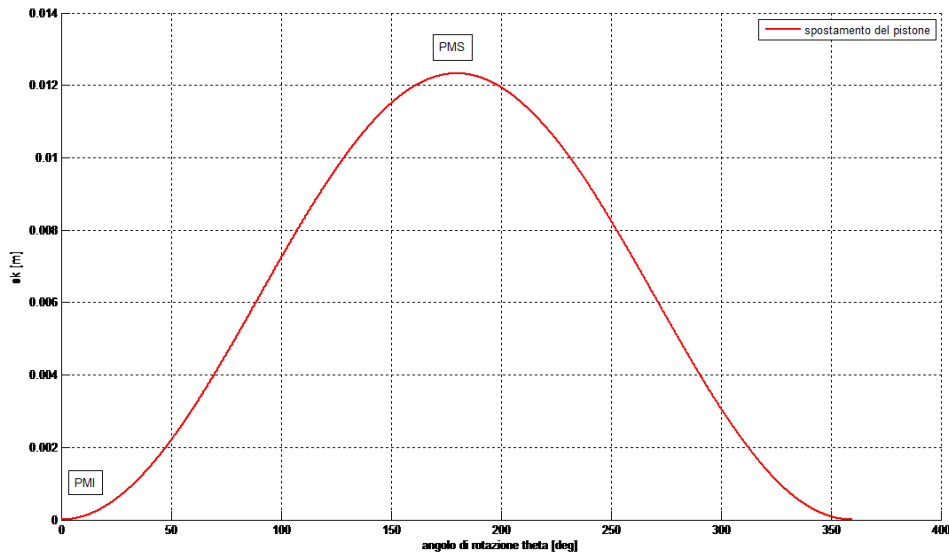


Figura 4.7. Corsa del pistone

Si nota che lo spostamento del pistone è dato da una sinusoide traslata, e che come detto il valore massimo dello spostamento si ottiene per una rotazione di  $180^\circ$ . Dal grafico della velocità del pistone si può invece constatare come il pistone sia istantaneamente fermo ai punti morti superiore ed inferiore, e che la velocità massima viene raggiunta a metà delle due corse di aspirazione e mandata. Dalla figura 4.7 è possibile osservare un altro parametro operativo della pompa, ovvero il volume morto indicato con  $V_0$ . Il volume morto viene definito come il volume della camera del cilindro quando il pistone esce massimamente dal blocco cilindri, ed è perciò il volume massimo della camera del cilindro. Indicando con  $A_p$  l'area del cielo del pistone, ovvero l'area della base circolare del pistone, è facile scrivere la legge che esprime il volume istantaneo nella camera del cilindro come segue:

$$V = V_0 - s_k \cdot A_p \quad (4.8)$$

La grandezza geometrica  $V_0$  risulta necessaria anche per il calcolo della pressione, dato che il volume morto influenza direttamente l'andamento della pressione all'interno della camera del cilindro.

Infatti per determinare la pressione è necessario utilizzare l'equazione di continuità, riportata di seguito:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta}{V} \cdot \left( \sum Q_V - \frac{dV}{dt} \right) \quad (4.9)$$

Dove  $V$  è il volume all'interno della camera del cilindro e  $\beta$  è il modulo di comprimibilità del fluido. La sommatoria è relativa alle portate che il cilindro scambia con l'esterno; di queste la componente prevalente è data dalla portata scambiata con i condotti di aspirazione e mandata, ma sono presenti anche portate dovute ai meati. Per tali portate la convenzione usata prevede un segno positivo per le portate entranti nel cilindro, e un segno negativo per quelle uscenti. Una volta note le portate scambiate, è possibile ricavare l'andamento della pressione. A questo punto occorre valutare le forze scambiate tra i componenti del gruppo pompante. La determinazione delle forze scambiate consente la determinazione delle coppie agenti sul piatto inclinato e sull'albero motore. In particolare i contributi assiali delle forze vanno ad incidere sull'equilibrio del piatto inclinato, fornendo un momento squilibrante che deve essere analizzato e controllato. Viene ora condotto uno studio delle forze agenti assialmente lungo il pistone. Di queste forze la componente che da maggior contributo è la forza di pressione generata dal fluido sul cielo del pistone, valutabile come segue:

$$F_p = A_p \cdot P = (\pi \cdot d_p^2)/4 \quad (4.10)$$

Dove l'area del cielo del pistone è data dall'area di un cerchio avente il diametro pari a quello esterno del pistone, ovvero  $d_p$ . La forza di pressione è funzione della pressione istantanea all'interno della camera del cilindro, e quindi il suo valore cambia durante la rotazione del blocco cilindri in base alla posizione angolare del cilindro. Vi è quindi una dipendenza implicita della forza di pressione dai due angoli di inclinazione del piatto  $\alpha$  e di rotazione della macchina  $\theta$ .

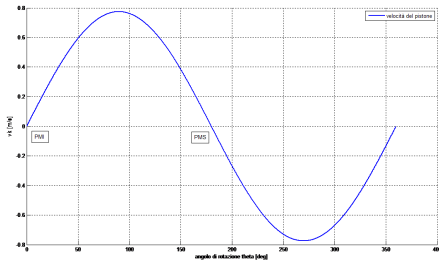


Figura 4.8. Velocità del pistone

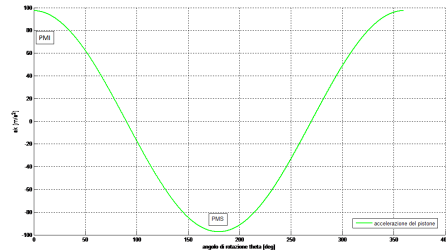


Figura 4.9. Accelerazione del pistone

Un altro contributo è dato dalle forze d'inerzia dell'assemblaggio pistone-pattino, che viene valutata considerando la massa del pistone e del pattino e la cui origine dipende dal centro di massa dell'assemblaggio. Data la ridotta massa del pattino se rapportata a quella del pistone, è possibile operare una semplificazione trascurando il pattino; considerando solo la massa del pistone  $m_p$  la forza d'inerzia è data da:

$$F_i = m_p \cdot a_k \quad (4.11)$$

Infine si considerano le forze di attrito viscoso. Per il loro calcolo è necessario disporre della forza risultante agente in direzione perpendicolare all'asse del pistone, ovvero della forza perpendicolare alla superficie di contatto tra pistone e blocco cilindri che contribuisce alla forza di attrito viscoso. La forza risultante, indicata con  $F_r$  può essere determinata dalla somma vettoriale delle forze di

pressione, di inerzia e centrifuga. Nota la forza risultante, la forza di attrito viscoso è calcolabile dalla seguente formula:

$$F_v = f_k \cdot F_r \cdot \operatorname{sgn}(-v_k) \quad (4.12)$$

La determinazione del coefficiente di attrito  $f_k$  è difficoltosa. In letteratura Ivantysynova [1] spiega come l'intervallo di variazione del coefficiente di attrito sia vasto. Tuttavia suggerisce di adottare un valore medio tra 0,07 e 0,1 per un calcolo semplificato in normali condizioni di utilizzo della pompa. Disponendo dei valori delle forze appena analizzate, tutti i contributi devono essere sommati algebricamente per ottenere la forza risultante agente nella direzione dell'asse del pistone. Essa pertanto vale:

$$F_z = F_p + F_i + F_v \quad (4.13)$$

Conoscendo la forza totale in direzione assiale e l'angolo di inclinazione del piatto inclinato, la forza risultante nella direzione dell'asse x può essere facilmente calcolata grazie alla tangente dell'angolo  $\alpha$ :

$$F_x = F_z \cdot \tan \alpha \quad (4.14)$$

Mentre la forza parallela all'asse z contribuisce alla sola coppia flettente sul piatto inclinato  $M_z$ , la componente della forza agente in direzione x provoca un momento torcente sull'albero motore  $M_y$  e contribuisce al momento flettente sul piatto inclinato.

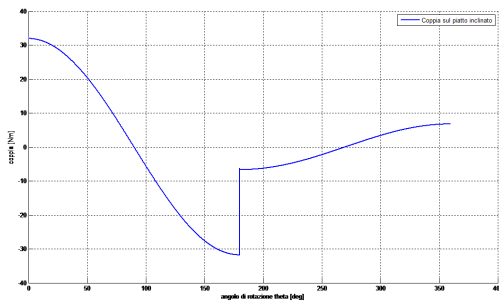


Figura 4.10. Andamento della coppia  $M_z$  sul piatto inclinato

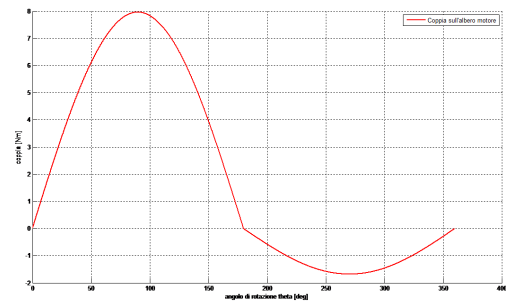


Figura 4.11. Andamento della coppia  $M_y$  sull'albero

Per determinare l'entità delle coppie scaricate, è necessario valutare i bracci di applicazione delle forze, che dipendono dalla posizione del pistone durante la rotazione della macchina. Un'analisi più approfondita sul calcolo dei bracci e delle coppie sarà svolto in seguito. Dall'analisi delle forze e delle coppie in gioco, si ottengono i caratteristici andamenti della coppia scaricata sull'albero motore e sul piatto inclinato, mostrati nelle figure 4.10 e 4.11.

L'analisi e la discussione di tali andamenti verrà esposta nei capitoli successivi.

#### 4.4.2 Caso Dinamico

L'analisi finora condotta è valida solo per un caso statico, in cui l'angolo di inclinazione del piatto inclinato  $\alpha$  è costante. Nel caso in cui  $\alpha$  non sia costante, ma subisca delle variazioni durante la rotazione della macchina, l'analisi condotta risulta inefficace e nasce la necessità di considerare un caso dinamico. Se l'angolo  $\alpha$  varia durante l'utilizzo della pompa, nelle formule ricavate precedentemente è necessario introdurre anche le derivate di  $\alpha$ . Lo spostamento verrà ancora espresso dalla medesima equazione:

$$s_k = R \cdot \tan \alpha \cdot (1 - \cos \theta) \quad (4.15)$$

Tuttavia derivando la relazione per il calcolo della velocità del pistone, bisogna considerare che  $\alpha$  è funzione del tempo,  $\alpha(t)$ , e quindi si ha la derivata di un prodotto:

$$v_k = \frac{ds_k}{dt} = \frac{ds_k}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{ds_k}{d\theta} \cdot \omega \quad (4.16)$$

E quindi:

$$v_k = \omega \cdot R \cdot \tan \alpha \cdot \sin \theta + \frac{R}{\cos^2 \alpha} \cdot (1 - \cos \theta) \frac{d\alpha}{dt} \quad (4.17)$$

Per l'accelerazione invece risulta:

$$a_k = \frac{dv_k}{dt} = \frac{dv_k}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dv_k}{d\theta} \cdot \omega \quad (4.18)$$

Da cui:

$$a_k = \omega^2 \cdot R \cdot \tan \alpha \cdot \cos \theta + 2\omega \cdot \frac{R}{\cos^2 \alpha} \cdot \sin \theta \cdot \frac{d\alpha}{dt} + R \cdot \frac{\sin 2\alpha}{\cos^2 \alpha} \cdot (1 - \cos \theta) \cdot \frac{d^2\alpha}{dt^2} \quad (4.19)$$

In questo modo le formule contemplano una variazione dell'angolo  $\alpha$ , variazione presente nello studio di un caso dinamico. Queste sono le uniche formule a subire delle variazioni; infatti le altre formulazioni analitiche relative al calcolo di forze e coppie richiamano la posizione del pistone, e le sue derivate. Modificando queste ultime, anche le forze e le coppie contemplano la variazione dell'angolo di inclinazione del piatto senza ulteriori modifiche. Le formule possono essere semplificate se la variazione dell'angolo  $\alpha$  è lineare o di semplice derivazione. È da notare come nel caso di  $\alpha$  costante, i termini non stazionari si annullino e si ritrovino le formule precedentemente ricavate per il caso statico.

## 4.5 Distribuzione

La funzione di distribuzione in una pompa a pistoncini assiali è svolta da un elemento chiamato distributore interposto tra il blocco cilindri e i condotti di mandata e aspirazione. Il distributore può essere di geometria piana o emisferica; nell'analisi condotta verrà presa in considerazione una geometria piana del distributore, come si può notare dalla figura 4.12.

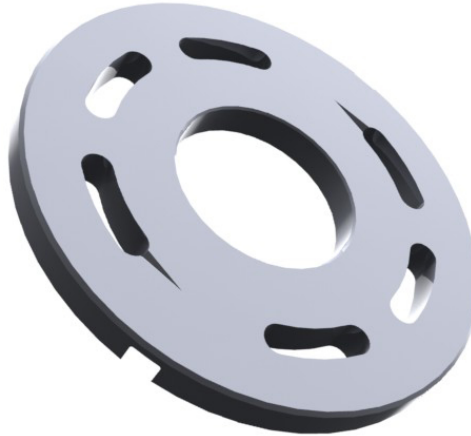


Figura 4.12. Piatto di distribuzione

Il piatto di distribuzione presenta una o più luci per ogni singola fase, atte a mettere in comunicazione due ambienti separati come la camera del blocco cilindri e i condotti di mandata o aspirazione. Una modulazione dell'andamento della pressione può essere invece ottenuto mediante apposite fresature sulla superficie del distributore. Queste hanno il compito di parzializzare la variazione della pressione soprattutto tra i due valori di pressione usati, ovvero tra la pressione di mandata e di aspirazione; per questo motivo difficilmente la fresatura sarà presente tra due luci della stessa fase, in cui il salto di pressione è molto modesto se non nullo. La fresatura viene utilizzata dunque prima dell'apertura della prima luce di ogni fase, oppure in chiusura dell'ultima luce. Come si può osservare dalla figura 4.12, il distributore considerato presenta tre luci per la fase di mandata e altrettante per la fase di aspirazione. Inoltre sono presenti due fresature, che operano una parzializzazione della variazione della pressione nel passaggio da una zona della macchina all'altra. Sono presenti anche due tacche, di cui una non visibile nell'immagine, che servono da riferimento per il montaggio e per modificare le condizioni operative della macchina. Durante la rotazione del blocco, quando la luce di un cilindro si trova al di sopra di una luce del distributore si può definire un'area di passaggio del fluido, attraverso la quale il fluido può passare dalla camera del cilindro al condotto o viceversa. Quando questa sovrapposizione viene a mancare, il pistone risulta isolato, a meno degli eventuali trafilamenti presenti; oppure può essere presente una fase di incrocio, in cui la camera del pistone è affacciata contemporaneamente sulla zona di mandata e su quella di aspirazione. Come si può capire la geometria del distributore gioca un ruolo fondamentale sul calcolo delle aree di passaggio. Nei capitoli successivi questo ruolo verrà analizzato ampiamente, e verrà mostrato l'effetto della presenza delle fresature sull'andamento della pressione all'interno della camera dei pompanti.

## 4.6 Trafilamenti

L'analisi e la trattazione dei trafileamenti ha il compito di evidenziare le portate di fuga presenti all'interno della pompa a pistoni assiali. La presenza di trafileamenti è resa inevitabile sia dalla presenza di giochi costruttivi o dovuti al montaggio, sia dal funzionamento stesso della macchina. Nel paragrafo vengono analizzati tre diverse portate di fuga, presenti nell'interfaccia tra il blocco cilindri e il distributore, tra il pistone e il blocco cilindri, e infine tra pattino e piatto inclinato. Per maggiore chiarezza si può fare riferimento alla figura 4.13, in cui vengono evidenziate tre portate:

- $Q_{SB}$  identifica il trafileamento tra blocco cilindri e distributore
- $Q_{SK}$  è il trafileamento tra pistone e blocco cilindri
- $Q_{SG}$  rappresenta il trafileamento attraverso i meati tra il pattino e il giunto sferico e tra pattino e piatto inclinato

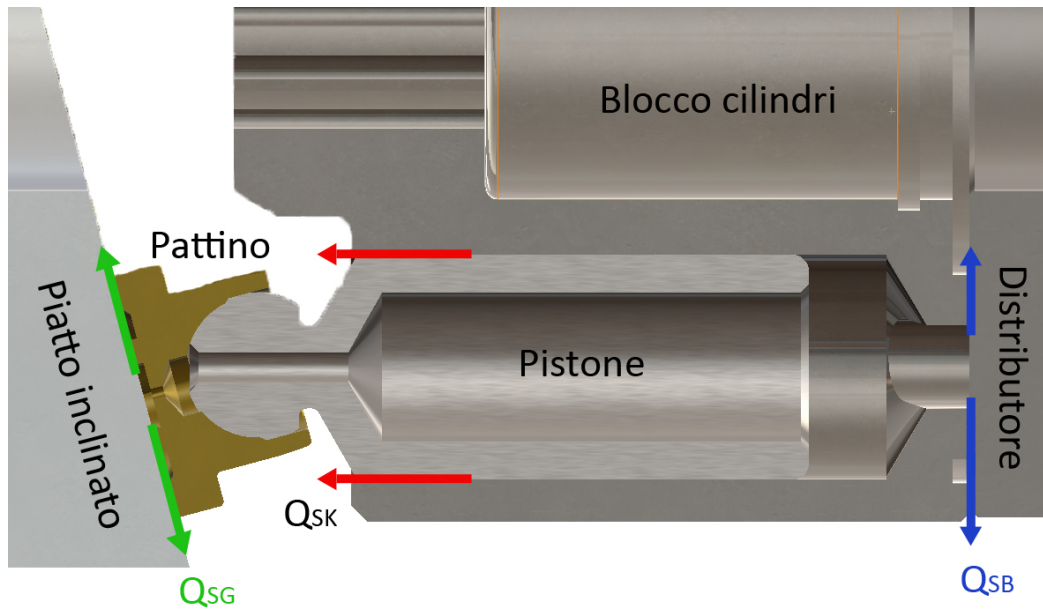


Figura 4.13. trafileamenti presenti nella pompa a pistoni assiali

Per la determinazione della portata  $Q_{SB}$  presente tra blocco cilindri e piatto inclinato può essere semplicemente assunto che l'altezza del meato  $h_B$  sia costante tra i due componenti. Inoltre il gradiente di pressione dal valore di pressione della camera del cilindro considerato  $p$  al valore della pressione  $p_e$  dell'ambiente della pompa è assunto lineare. Con queste assunzioni, la portata attraverso un'area elementare di larghezza  $d\lambda$  può essere determinata con la seguente relazione:

$$dQ_{SB} = \frac{h_B^3}{12\mu} \cdot \frac{p - p_e}{l} \cdot d\lambda \quad (4.20)$$

La lunghezza  $l$  in cui si ha la variazione lineare del valore di pressione dipende da  $\lambda$ , e quindi si può scrivere:

$$Q_{SB} = \frac{h_B^3}{12\mu} \cdot (p - p_e) \int \frac{1}{l} d\lambda \quad (4.21)$$

La funzione  $\lambda = f(\theta)$  deve essere determinata individualmente per ogni design della macchina. Bisogna però sottolineare come l'altezza del meato tra blocco cilindri e distributore non abbia un valore costante nella pratica; dipende sostanzialmente dai parametri operativi, ed è in primo luogo funzione della posizione angolare del blocco cilindri  $\theta$ . Inoltre dipende anche dal salto di pressione che la macchina deve conferire al fluido, perché un maggior salto di pressione porta ad un maggiore squilibrio tra le forze nelle due zone di mandata e aspirazione della pompa, portando il blocco cilindri ad inclinarsi maggiormente nell'interfaccia con il distributore. Tuttavia per una prima analisi l'altezza del meato può essere assunta costante e pari ad un valore tra 5 e 10  $\mu\text{m}$ . Per quanto riguarda il trafilamento presente tra pistone e blocco cilindri occorre analizzare il moto del pistone durante il funzionamento della pompa a pistoni assiali. In particolare l'inclinazione del piatto inclinato porta il pistone a muoversi nella camera ricavata nel blocco cilindri in posizione inclinata, con l'estremità dotata di pattino che è maggiormente lontana dall'asse della macchina rispetto all'altra estremità del pistone. Come conseguenza il fluido scorre attraverso un meato di lunghezza variabile e di altezza variabile nella direzione radiale della camera del cilindro. In letteratura [1] il trafilamento tra pistone e blocco cilindri è stato analizzato tramite due modelli matematici, uno relativo al passaggio di portata in un gap ad anello e l'altro relativo alla posizione inclinata del pistone. La differenza tra i due modelli matematici è molto ridotta, e per la determinazione dell'entità del trafilamento viene riportata una formulazione relativa ad una posizione centrale del pistone nel cilindro:

$$Q_{SK} = \frac{\pi d_p h_k^3}{12\mu l_k} \cdot (p - p_e) - \frac{\pi d_p}{2} \cdot h_k \cdot v_k \quad (4.22)$$

Dove  $d_p$  denota il diametro del pistone e  $l_k$  la lunghezza del gap. Attraverso l'utilizzo di tale formula, è possibile ottenere una stima del trafilamento presente tra pistone e blocco cilindri. Il terzo trafilamento soggetto ad analisi è quello presente tra il pattino e il piatto inclinato. La portata  $Q_{SG}$  così identificata può essere determinata analizzando il foro presente nel pistone; tale foro è presente per consentire il passaggio di una portata di fluido dalla camera del cilindro ad una fresatura presente sulla superficie del pattino nella superficie di contatto con il piatto inclinato. La portata di fluido che va nella cavità realizzata dalla fresatura serve per diminuire l'attrito tra i due componenti, e migliorare lo strisciamento del pattino sul piatto inclinato. Inoltre, per la geometria della pompa, il valore del trafilamento deve necessariamente essere pari alla portata che attraversa il foro presente nel pistone. In caso di capillarità nel foro del pistone, la portata passante attraverso il foro del pistone può essere calcolata con la seguente equazione:

$$Q_{SG} = (p - p_e) \cdot \frac{\pi h_G^3 d_d^4}{\mu(6d_d^4 \ln(\frac{R_G}{r_G}) + (128h_G^3 l_d))} \quad (4.23)$$

Dove  $h_G$  indica l'altezza del gap presente tra pattino e piatto inclinato,  $l_d$  rappresenta la lunghezza del foro presente nel pistone,  $d_d$  ne rappresenta il diametro,  $r_G$  è il raggio della fresatura presente sulla superficie del pattino e  $R_G$  è il diametro esterno del pattino. Per una maggiore chiarezza si può fare riferimento alla figura 2.12, che riporta le grandezze appena introdotte. Come si può vedere dalla figura 4.14, la pressione  $p_G$  è il valore di pressione presente all'interno del vano ricavato dalla fresatura nel pattino. È consigliabile ridurre la differenza di pressione ( $p - p_G$ ), in modo da evitare un diametro del foro del pistone  $d_d$  troppo piccolo.

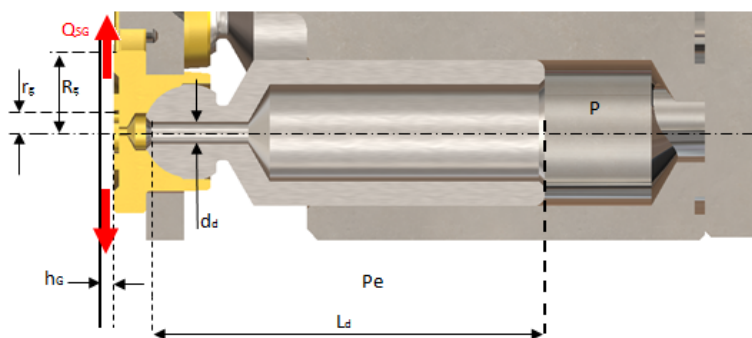


Figura 4.14. trafileamento tra pattino e piatto inclinato

In modo analogo al meato presente tra blocco cilindri e distributore, il meato presente tra pattino e piatto inclinato non è costante nella pratica. Il suo valore dipende dai parametri operativi della pompa, e varia anche in base alla posizione angolare del pistone. Il valore medio dell'altezza del meato  $h_G$  risulta essere funzione della posizione angolare del blocco cilindri  $\theta$  e in modo approssimato può essere assunto pari ad un valore compreso tra 4 e 8  $\mu\text{m}$ . Con lo studio del trafileamento presente tra pattino e piatto inclinato si conclude la trattazione relativa ai trafileamenti presenti in una pompa a pistoni assiali a piatto inclinato. Tali portate di fuga verranno riprese in seguito nella sezione relativa alla determinazione dell'andamento di pressione all'interno della camera del cilindro.

## Capitolo 5

# Gruppi di alimentazione: Tipologie e applicazioni

Come già detto in precedenza, le macchine volumetriche a pistoncini assiali, rappresentano il cuore dei gruppi di alimentazione che generalmente equipaggiano una macchina motrice agricola. Concentrando l'attenzione su tali componenti, si è deciso di analizzare a fondo la dinamica della macchina, sia per quanto riguarda lo studio dei fenomeni legati alla pressione e alla portata erogata, sia per quanto concerne le coppie in gioco e la dinamica della variazione della cilindrata. Data la varietà di sistemi oggi esistenti in commercio, si è preso come riferimento una pompa a pistoncini assiali a piatto inclinato della nota casa costruttrice BOSCH. Questo particolare tipo di macchina volumetrica, si presta bene per applicazioni mobili a circuito aperto, e offre una vasta gamma di controlli, sia idraulici che elettro-idraulici, per il controllo più o meno diretto della cilindrata della macchina. In particolare, ci si è soffermati su due modelli della stessa famiglia di macchine. Queste presentano la stessa tipologia di controllo idraulico, ma hanno delle differenze per quello che riguarda il meccanismo di variazione della cilindrata. In ottica Energy Saving, il meccanismo di variazione della cilindrata deve presentare delle ottime performance in termini di tempo di risposta, ovvero in termini di reattività del sistema quando questo è soggetto a rapide variazioni di pressione o portata imposte dal carico. Una prima analisi preliminare di queste due macchine, ha portato allo sviluppo di un modello di simulazione a parametri concentrati in ambiente LMS AMESim<sup>®</sup>, in modo da validare quanto dichiarato dalla casa costruttrice in termini di performance e di condizioni operative. La scelta delle macchine volumetriche, che saranno oggetto di studio nel seguito, è inoltre basata sul fatto che le maggiori case costruttrici di macchine motrici agricole, sono equipaggiate da una analoga pompa a cilindrata variabile, prodotta in grandi serie, proprio dalla casa tedesca. Per questo motivo, le macchine di riferimento scelte appartengono alla serie A10 V della casa BOSCH. Nel seguito si analizzeranno le varie geometrie costruttive, le caratteristiche operative, ed infine si procederà ad uno studio approfondito delle stesse equipaggiate da differenti compensatori ed elettrovalvole di controllo per la variazione della cilindrata, per valutare quale soluzione presenti le migliori caratteristiche per la massimizzazione dell'efficienza quando queste macchine vengono inserite all'interno di un circuito idraulico completo, ed in previsione di rendere completamente elettronico il controllo della variazione della cilindrata.

## 5.1 Tipologie di meccanismo di variazione della cilindrata

Sul mercato sono disponibili differenti architetture di macchine a pistoni assiali, ma l'attenzione è focalizzata, all'interno di questa trattazione, su due particolari macchine. La Serie A10 V della BOSCH, si suddivide in tre rami principali:

- A10 CNO ovvero una pompa a pistoni assiali a cilindrata variabile con sistema di variazione della cilindrata dotata di un solo attuatore di controllo e molla di ritorno in posizione di neutro, accoppiata ad una pompa ad ingranaggi interni (Gerotor) che ha la funzione di pompa di carica. Questa tipologia di macchina è quella che più di frequente viene impiegata per le applicazioni di idraulica mobile, e equipaggia la maggior parte delle macchine motrici agricole oggi presenti sul mercato. Questo prodotto *custom*, viene tutt'oggi installato a bordo della trattrice New Holland T7 oggetto di studio.
- A10 VNO; ossia una pompa a pistoni assiali completamente identica al precedente modello, ma sprovvista di pompa di carica
- A10 VSO; rappresenta una pompa a pistoni assiali a cilindrata variabile con un meccanismo di variazione della cilindrata costituito da un attuatore di controllo comandato in pressione dai compensatori di pressione e portata, e un attuatore di bias con molla di contrasto pilotato esclusivamente dalla pressione di mandata della stessa macchina. Questa tipologia di macchina presenta le migliori caratteristiche per una veloce regolazione della cilindrata della macchina quando questa è soggetta a repentine variazioni delle condizioni operative di funzionamento.

A queste tipologie di macchine, viene associata una vasta gamma di controlli per la regolazione della cilindrata. Così come suggerito dalla casa costruttrice, si possono trovare le seguenti valvole di regolazione a seconda delle più differenti esigenze di controllo e funzionamento della macchina:

- DG :Regolatore a due punti a comando diretto, ovvero la regolazione della pompa a cilindrata variabile su un angolo d'inclinazione minimo avviene collegando una pressione d'intervento esterna all'attacco X. In tale modo, il pistone di posizionamento viene alimentato direttamente con fluido di comando; per il processo occorre una pressione di comando minima  $p_{St}$  maggiore o uguale a 5 MPa.
- DR : Regolatore di pressione, ovvero il regolatore di pressione mantiene ad un livello costante la pressione in un sistema idraulico, entro il campo di regolazione della pompa. In tale modo, la pompa convoglia soltanto la quantità di fluido idraulico prelevata dalle utenze. La pressione è regolabile in modo continuo sulla valvola di comando.
- DRG: Regolatore di pressione con comando a distanza, ovvero la valvola regolatrice DRG ha bypassato la funzione del regolatore di pressione DR. Per il comando a distanza, è in questo caso possibile collegare all'attacco X tramite tubazione esterna una valvola limitatrice di pressione. Di regola, la pressione differenziale nella valvola di comando è impostata a 2 MPa. La quantità di fluido di pilotaggio all'attacco X è pari a circa 1.5 L/min.
- DFR/DFR1 : regolatore di pressione-portata, ovvero tramite un diaframma regolabile (ad esempio una valvola direzionale) viene prelevata una pressione differenziale a monte e a valle dell'utenza, che regola la portata della pompa. La pompa convoglia così soltanto la quantità di fluido idraulico effettivamente necessaria all'utenza. Il regolatore di pressione è stato bypassato.

- DFLR : Regolatore di pressione-portata-potenza, ovvero si ha una pressione d'esercizio variabile, l'angolo di regolazione, e quindi il flusso dell'unità a pistoni assiali, viene variato in modo che il prodotto tra flusso e pressione rimanga costante. Al di sotto della curva caratteristica di potenza, è possibile la regolazione di flusso.
- FHD – Regolatore FR in funzione della pressione di pilotaggio con regolatore di pressione, ovvero la posizione dell'angolo d'inclinazione della pompa, e quindi la portata volumetrica o la cilindrata, dipende dalla pressione di pilotaggio  $p_{St}$  X presente nell'attacco X. All'attacco Y andrà applicata una pressione costante  $p_y = 3.5$  MPa. Il regolatore di pressione è integrato ed è regolabile in modo continuo sulla valvola di comando.

In base alle descrizioni appena effettuate sulle varie tipologie di compensatori locali, ci si soffermerà in particolare sui modelli DR e DFR, che sono i reali compensatori di pressione e portata attualmente in uso sulle trattrici agricole.

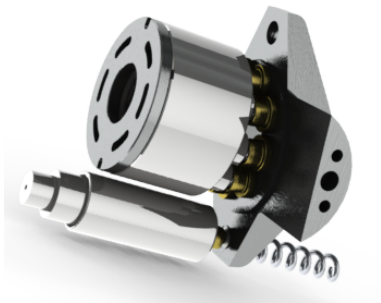


Figura 5.1. Pompa BOSCH A10 VNO

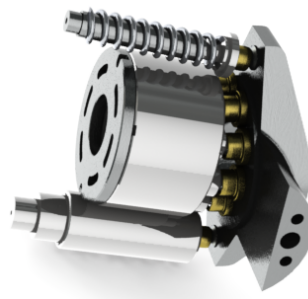


Figura 5.2. Pompa BOSCH A10 VSO

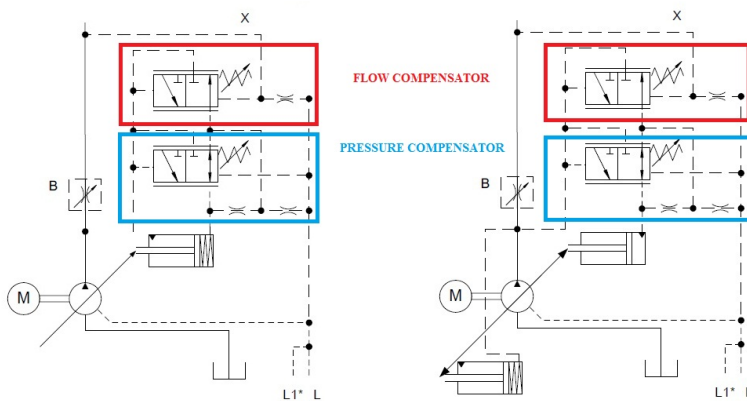


Figura 5.3. schemi circuitali delle due tipologie di pompe

## 5.2 Compensatore di pressione

In figura 5.4, viene mostrato lo schema idraulico per la realizzazione di un controllo della cilindrata automatico, gestito da due pistoncini (controllo e bias) controllati a loro volta dal compensatore di pressione montato in testa alla macchina stessa. La porta indicata con B, all'interno dello schema idraulico, identifica la connessione con l'utenza, S rappresenta lo scarico, mentre L ed L1 sono i trafiletti della macchina opportunamente collegati con lo scarico.

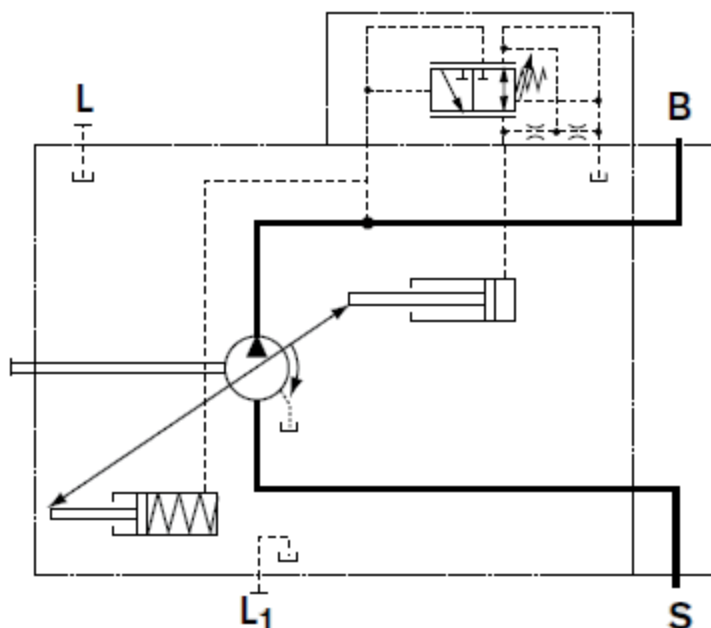


Figura 5.4. Circuito idraulico della pompa con compensatore di pressione DR - BOSCH A10VSO

Si noti come il compensatore, dotato di una molla a taratura variabile, consenta di mantenere costante la pressione di esercizio della macchina, una volta che l'utenza imponga alla macchina una pressione maggiore di quella impostata mediante la taratura della molla stessa. In questo caso, quando la pressione alla mandata della pompa supera la pressione di taratura della molla, il compensatore si muove arrivando alla configurazione di alimentazione del pistoncino di controllo, che pertanto porta la macchina alla cilindrata nulla. Il compensatore di pressione, altro non è che un semplice distributore proporzionale 3/2 con molla a taratura variabile. La filosofia costruttiva BOSCH impone che i compensatori siano realizzati come dei semplici distributori a cassetto, con apposito dimensionamento delle luci di passaggio, di dimensioni assai contenute, peso complessivo ed inerzie del componente piccole, e con una semplicità di montaggio ed equipaggiamento sulle macchine abbastanza elevata.

## DR Regolatore di pressione

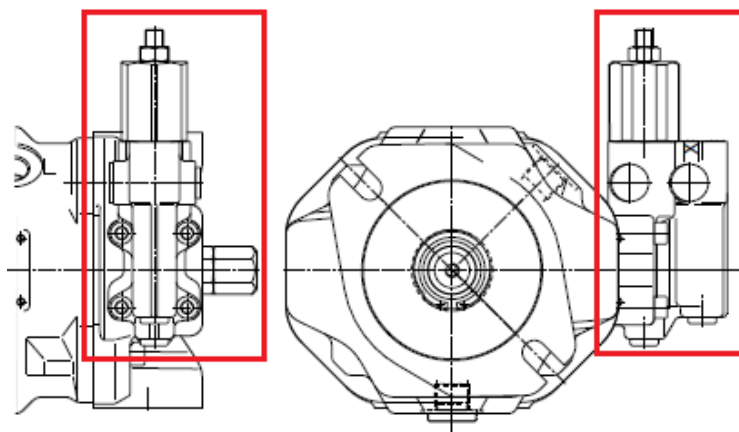


Figura 5.5. Montaggio compensatore di pressione DR

In figura 5.5, in colore rosso, viene evidenziato il montaggio del compensatore di pressione DR per la tipologia di macchina che si vuole esaminare.

### Curva caratteristica statica

(ad  $n_1 = 1500$  giri/min;  $t_{\text{fluido}} = 50$  °C)

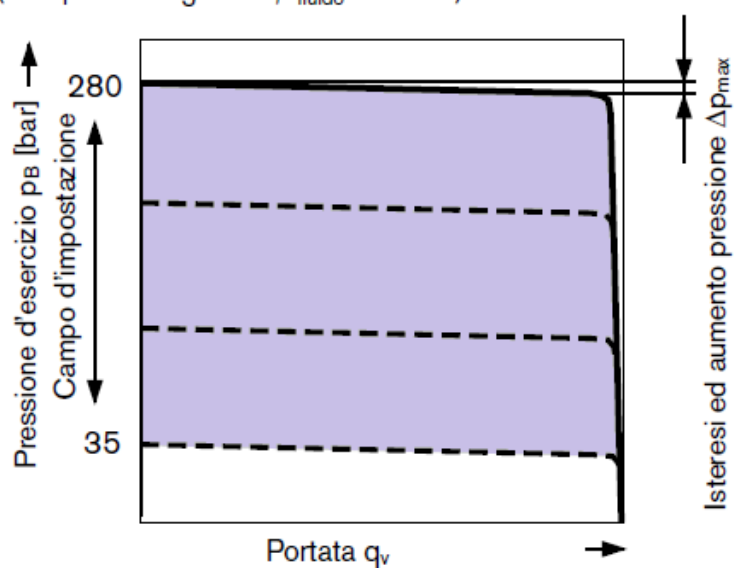


Figura 5.6. Curva caratteristica statica del compensatore di pressione

### 5.3 Compensatore di portata

La struttura di modellazione è sostanzialmente identica a quanto già descritto per il compensatore di portata della stessa casa costruttrice. Le caratteristiche geometriche rimangono inalterate, ad eccezione fatta per la taratura della molla del compensatore, nettamente inferiore a quanto finora visto. Questo risulta necessario in quanto il compensatore di portata, che equipaggia la pompa a pistoni assiali, viene generalmente inserito all'interno di circuiti idraulici basati sul sistema load sensing. Ricordiamo che la tipologia di sistemi load sensing prevede, per questi particolari circuiti con regolazione di cilindrata, una richiesta di portata fornita dall'utenza, mantenendo inalterata una delta di pressione ai capi di uno strozzatore tra gruppo di generazione e utenza, anche in condizioni che prevedano variazioni di notevole entità del carico. Nella sezione dedicata alla modellizzazione del circuito idraulico, si noteranno delle sostanziali modifiche a livello di connessioni idrauliche per garantire il corretto funzionamento del sistema preso in esame. La figura 5.7 mostra il circuito idraulico del compensatore di portata, abbinato al compensatore di pressione appena illustrato, dotato di una linea di pilotaggio X che ha il compito di rilevare la pressione imposta dal carico, al fine di andare a regolare la cilindrata della macchina in funzione del movimento del compensatore dato dall'equilibrio tra la pressione della linea di mandata B e della stessa pressione di sensing rilevata proprio sull'apposita linea X.

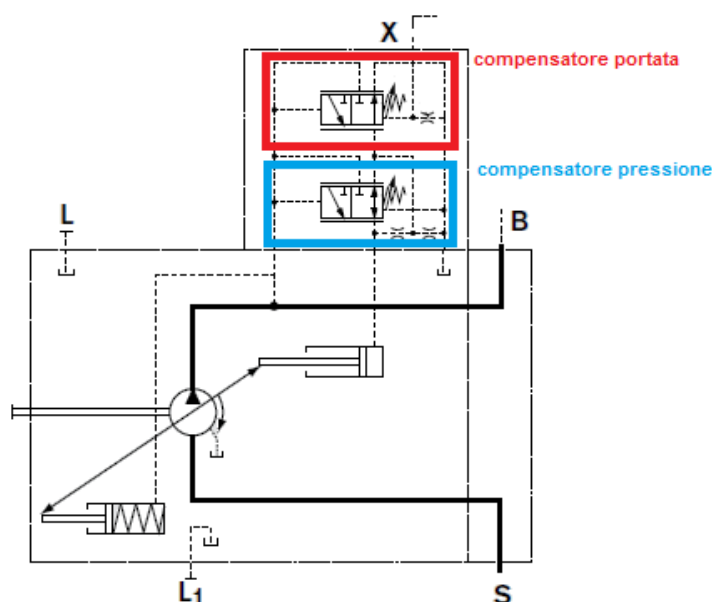


Figura 5.7. Circuito idraulico della pompa con compensatore di portata DFR - BOSCH A10VSO

Il compensatore di pressione, generalmente tarato nell'intorno dei 2.7 MPa, ha il compito di mantenere tale delta di pressione anche a fronte di variazioni della pressione del carico assai elevate, erogando una portata costante in seguito alla regolazione della cilindrata che viene realizzata dal movimento dei due attuatori di bias e controllo presenti all'interno del sistema.

All'interno del circuito idraulico appena illustrato, si nota la presenza di alcuni strozzatori ad area fissata che garantiscono il disaccoppiamento delle pressioni in gioco, al fine di effettuare una corretta regolazione sulla cilindrata della macchina stessa.

Per il solo studio del comportamento del compensatore di portata, il segnale di sensing prelevato dalla linea X, deve essere equilibrato dalla pressione agente sulla linea di mandata B, e mediante la taratura della molla del compensatore, si realizza la movimentazione della spola interna tale da garantire la generazione della corretta pressione di controllo da inviare in alimentazione alla camera dell'attuatore di controllo. In questo caso, il compensatore di pressione funziona solamente come valvola di sicurezza per garantire il funzionamento della macchina al di sotto di una pressione massima di lavoro, imposta proprio dalla taratura della molla del compensatore di pressione.

DFR/DFR1 Regolatore di pressione-portata

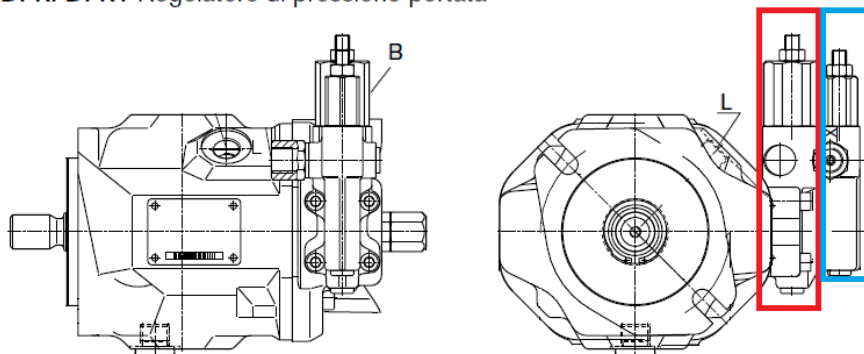
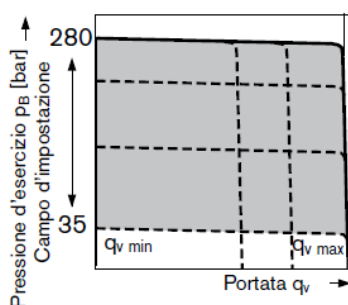


Figura 5.8. Compensatore di portata (azzurro) e di pressione (rosso)

## Curva caratteristica statica

Regolatore di portata ad  $n_1$ 

## Curva caratteristica statica a regime variabile

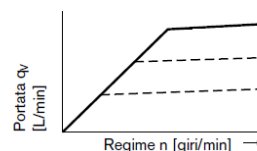


Figura 5.10. Caratteristica statica a regime variabile

Figura 5.9. Caratteristica statica del gruppo di compensazione

L'architettura dei sistemi load sensing, caratteristica del sistema qui considerato per una macchina a cilindrata variabile con compensatore di portata, è presente quando nel circuito di controllo, la portata fluente nel distributore, o nell'elemento di controllo del flusso, e diretta verso uno o più attuatori (ausiliari) è indipendente dalle condizioni di carico, ma risulta funzione solo dell'apertura delle luci di passaggio del distributore stesso. L'obiettivo dei sistemi load sensing è quindi quello di avere una differenza di pressione costante ai capi del distributore (nel caso in esame ai capi dello strozzatore ad area variabile illustrato nel circuito nella parte in alto a sinistra), in modo tale che la portata erogata sia dipendente solo da quanto la valvola modellata è aperta.

Il principio dei sistemi load sensing è pertanto basato sull'equazione della portata passante per un orificio, come riportato:

$$Q = K \cdot \sqrt{(P_1 - P_2)} \quad (5.1)$$

Dove  $P_1 - P_2$  rappresenta la differenza di pressione ai capi del distributore che deve essere mantenuta costante, ed in genere pari al valore della taratura del compensatore di portata, al fine di ottenere la portata erogata costante. I vantaggi che i sistemi di questo tipo hanno portato fino ad oggi sono notevoli, tra cui:

- Risparmio energetico
- Controllo semplice della velocità in uscita degli attuatori, mediante comando sul distributore
- Utilizzabile sia per utenze singole che multiple.

Il caso che si vuole qui analizzare, è identificabile nella tipologia di logica load sensing dove è presente una pompa a cilindrata variabile con una sola utenza collegata. L'obiettivo è quello di riuscire a minimizzare le dissipazioni energetiche, accoppiando la portata erogata dalla pompa a quella richiesta dall'utenza, ossia, la pompa eroga solamente la portata necessaria in quel momento all'utenza. La pompa a cilindrata variabile è collegata al compensatore di portata che, in base al movimento della spola interna ed all'apertura delle luci per la generazione della pressione di controllo, varia la cilindrata della macchina in funzione della pressione di utilizzo e del pilotaggio (X) della pressione di mandata della stessa pompa. Nel caso in cui la pressione di mandata della pompa è minore del carico richiesto dall'utenza, aumentato del valore di taratura della molla del compensatore (nota anche come pressione di standby), si genera una condizione tale per cui la cilindrata della macchina è aumentata. Se la pressione di mandata della pompa è maggiore del carico richiesto dall'utenza, aumentato del valore di taratura della molla (pressione di standby) la spola interna del compensatore si sposta in modo tale da generare una diminuzione della cilindrata della macchina. Ad ogni spostamento di apertura della spola del compensatore, corrisponde una riduzione del fattore K del compensatore stesso e quindi una pressione di mandata della pompa inferiore. Nei sistemi LS l'utilizzatore controlla la portata semplicemente variando l'apertura del distributore, visto che la caduta di pressione ai suoi capi è costante e la portata risulta indipendente dalle condizioni di carico. In queste particolari applicazioni, il sistema sente il carico e si adatta in funzione di esso. Poiché la logica di controllo del compensatore di portata differisce da quella del compensatore di pressione, e nonostante le caratteristiche costruttive siano pressoché identiche, bisogna comunque porre attenzione alla corretta modellazione della valvola a 3 vie (compensatore).

## Capitolo 6

# Analisi lineare di una pompa a pistoni assiali

### 6.1 Generalità

In questa sezione, si vuole proporre uno studio sulle prestazioni della dinamica del meccanismo di variazione della cilindrata, al fine di scegliere la migliore architettura di macchina per una futura introduzione di un controllo elettronico per la regolazione. Negli anni, molti ricercatori, hanno cercato di sviluppare dei modelli matematici più o meno complessi per analizzare il comportamento dinamico di questo tipo di macchine. Come già esposto precedentemente sullo stato dell'arte, uno dei maggiori esponenti in tale campo è N.D.Manring, che nel 2011 ha proposto lo studio sulla frequenza di banda di una macchina a pistoni assiali compensata in pressione [2]. Il modello matematico che ne consegue, tiene conto delle equazioni di continuità tra le sezioni di ingresso ed uscita della macchina e della valvola a tre vie che rappresenta il compensatore. Dalla scrittura delle equazioni di equilibrio per ogni componente costruttivo (pistoni, attuatori di bias e controllo, etc...) è possibile studiare la dinamica del meccanismo di variazione della cilindrata in funzione delle pressioni in gioco all'interno della macchina, fornendo valide indicazioni sui parametri più influenti sulle prestazioni del sistema. A partire dalle equazioni caratteristiche, si è inoltre costruita una routine automatica in ambiente MATLAB, che, a partire dalla geometria completa della macchina, permette di ottenere dei coefficienti adimensionali per la linearizzazione del sistema. I termini meno significativi verranno poi esclusi per la linearizzazione del sistema, in modo da rendere più semplice lo studio in frequenza della macchina in esame. Una volta scritto il sistema di equazioni, si effettuerà un'analisi di sensibilità su alcuni dei parametri fondamentali, e si ridurrà il complesso sistema pompa, ad un sistema classico del secondo ordine, al fine di valutarne la sua risposta in frequenza. L'analisi in frequenza permetterà di creare una prima base per lo studio di sistemi che siano in grado di velocizzare la movimentazione e la regolazione dell'inclinazione del piatto a fronte di rapide variazioni di richieste specifiche dell'utenza. Successivamente i dati ottenuti mediante routine MATLAB, verranno confrontati con quelli ottenuti da un analogo modello della macchina a parametri concentrati realizzato in ambiente LMS AMESim<sup>®</sup>. Allo stato dell'arte attuale, alcuni ricercatori, stanno cercando di realizzare un modello matematico di una macchina a pistoni assiali equipaggiata anche con un compensatore di portata, ma la complessa correlazione che si ha tra la pressione di controllo e la pressione del carico, rende il modello difficile da analizzare per una vasta gamma di condizioni di carico. T.Persson, P.Krus e J.O.Palmberg [22],[23],[24],[25],[26],[27],[28],[29],[30],[31], hanno proposto differenti modelli matematici per pompe regolate in portata, ma per ogni condizione di carico il modello matematico deve prevedere degli

accorgimenti, che tuttavia lo rendono poco flessibile. A tale proposito, per lo studio di macchine regolate in portata (LS), si è preferito ricorrere alla modellizzazione a parametri concentrati delle stesse, sempre in ambiente LMS AMESim<sup>®</sup>, che verrà trattata nei capitoli successivi. Nel seguito verranno quindi proposti i risultati ottenuti per le due tipologie di macchine, evidenziando alcuni accorgimenti per migliorare la dinamica del sistema di regolazione della cilindrata, specie in ottica di rendere il controllo completamente elettronico.

La trattazione che segue, è tratta principalmente dall'articolo pubblicato nel 2011 da N.D.Manning [2], dal quale si è deciso di trarre le parti relative allo studio dinamico del sistema e le equazioni caratteristiche per la riduzione lineare dello stesso dal 6° al 2° ordine.

## 6.2 Pompe a pistoni assiali compensate in pressione

### 6.2.1 Meccanismo di variazione della cilindrata

Il meccanismo di variazione della cilindrata che si andrà ad analizzare, ed il rispettivo controllo, è di tipo completamente idraulico, dove la movimentazione del piatto inclinato, e quindi il controllo del suo angolo di inclinazione, è generato dalla opportuna alimentazione di uno o due attuatori di controllo che esercitano due momenti rotazionali opposti sul piatto stesso. Prendendo come riferimento l'architettura più complessa della serie BOSCH A10 VSO, i due attuatori sono comunemente identificati come:

- Bias actuator: sempre in collegamento con la pressione di mandata, esercita una coppia sul piatto inclinato che tende a portare la macchina in cilindrata massima, anche per mezzo della costante azione della molla di precarico.
- Control actuator: collegato con la pressione di controllo generata dalla valvola a tre vie (che verrà analizzata in seguito), crea una coppia sul piatto inclinato che si oppone alla tendenza della macchina a lavorare in condizioni di cilindrata massima.

All'aumentare della pressione di mandata ed alla relativa pressione di controllo che si viene a generare nella valvola a tre vie, tale attuatore, tende a spostare il piatto inclinato verso condizioni di cilindrata minima. Il momento totale esercitato sul piatto inclinato, tuttavia, non è generato solamente dalle azioni dei due attuatori, ma tiene conto anche delle reazioni dei pompanti, che generano una coppia tendente a portare la macchina in condizioni di cilindrata minima, a meno di inversione del segno della coppia, condizione assai pericolosa in condizioni operative di utilizzo della macchina stessa. Al fine di mantenere la pressione di mandata ad un livello costante, a fronte di variazioni sulla richiesta dell'utenza, per quello che riguarda portate (o pressioni), la valvola a tre vie è di fondamentale importanza per quanto concerne la generazione di un segnale di controllo della pressione che, una volta inviato all'attuatore di controllo, avrà il compito di generare un momento resistente alla rotazione del piatto in condizioni di cilindrata massima. La generazione della pressione di controllo permette di regolare l'inclinazione del piatto, specie a fronte di aumenti di pressione sul ramo di mandata, e permette quindi di regolare la portata erogabile dalla pompa ad un valore pressoché costante e definito dall'utenza.

### 6.2.2 Equazioni di governo

Si presenta nel seguito, un'analisi dettagliata sui parametri caratterizzanti la pompa in esame, la descrizione dei componenti caratteristici del sistema con le equazioni di governo degli elementi, ed infine si presenterà l'equazione di moto del piatto inclinato in funzione di tutti i parametri caratteristici della pompa.

#### Discharge pressure - Pressione di mandata

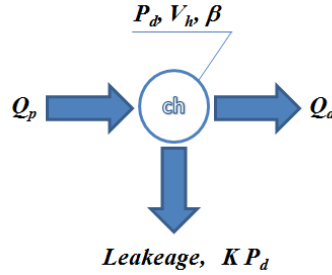


Figura 6.1. volume di controllo della linea di mandata

In figura 6.1 è mostrata una schematizzazione della linea di mandata della pompa, modellata per mezzo di un Volume di Controllo (CV Theory), assumendo che la pressione del fluido all'interno della camera identificata in rosso nella figura, sia omogenea, e che gli effetti inerziali e viscosi all'interno della camera siano trascurabili se confrontati con gli effetti idrostatici della pressione del fluido. Mediante tali assunzioni, si può agevolmente scrivere l'equazione di conservazione della massa:

$$\frac{V_h}{\beta} \frac{dP_d}{dt} = Q_p - Q_d - K P_d \quad (6.1)$$

dove  $V_h$  rappresenta il volume di fluido della camera di mandata,  $\beta$  il Bulk modulus del fluido;  $P_d$  è la pressione di mandata della pompa;  $Q_p$  è la portata della pompa nella linea di mandata;  $Q_d$  è la portata di downstream (assunta costante) e  $K$  rappresenta il coefficiente di perdita che tiene conto del numero di Reynolds. Pertanto, la portata della pompa per macchine a pistoni assiali a piatto inclinato si può anche scrivere come:

$$Q_p = \frac{N A_p r \omega \tan \alpha}{\pi} \quad (6.2)$$

Generalmente si può anche esprimere la portata della pompa, per fissato regime di rotazione, come:

$$Q_p = G_p \alpha = \frac{N A_p r \omega}{\pi} \quad (6.3)$$

dove  $G_p$  rappresenta il guadagno di flusso della pompa (Pump Flow-Gain).

Al fine di semplificare i calcoli, specie per quanto riguarda il calcolo delle derivate delle grandezze di riferimento, che per quello che riguarda la scrittura completa delle equazioni caratteristiche, si preferisce linearizzare tutti i piccoli valori dell'angolo  $\alpha$ .

Pertanto sostituendo le espressioni precedenti all'interno della equazione 6.1 si ottiene:

$$\frac{V_h}{\beta} \frac{dP_d}{dt} + K(P_d - P_{d0}) = G_p(\alpha - \alpha_0) \quad (6.4)$$

dove le grandezze con il pedice 0 indicano le quantità stazionarie delle stesse grandezze, che verranno assunte come condizioni iniziali delle equazioni differenziali per la risoluzione del sistema.

### Swashplate angle - Angolo di inclinazione del piatto

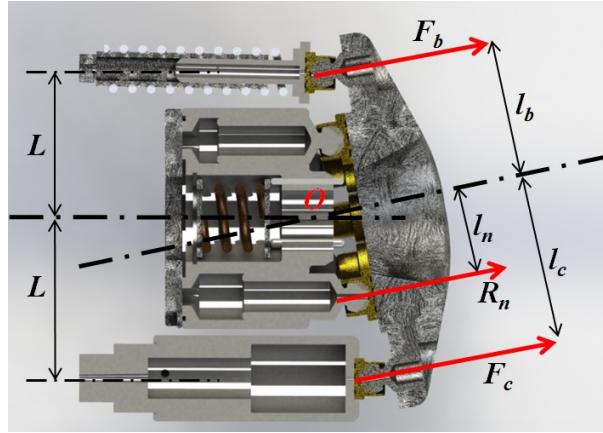


Figura 6.2. Diagramma di corpo libero del piatto inclinato: grandezze caratteristiche

Dal diagramma di corpo libero del piatto inclinato, si può agevolmente ricavare l'equazione 6.5, e dalla figura 6.2, si notano i tre principali elementi che contribuiscono a generare delle coppie sul piatto stesso. Nella parte in alto viene indicato l'attuatore di bias, dotato di molla, nella parte bassa, si ha l'attuatore di controllo, e nella parte centrale della figura si trova il blocco cilindri con i pistoni della macchina. Scrivendo l'equazione di equilibrio del piatto inclinato si ha che:

$$I \frac{d^2\alpha}{dt^2} = -C \frac{d\alpha}{dt} + F_b L_b - F_c L_c - \sum_{n=1}^N R_n l_n \quad (6.5)$$

dove  $I$  rappresenta il momento di inerzia rispetto al punto di rotazione  $O$ ;  $C$  è il coefficiente di attrito viscoso del piatto inclinato;  $F_b$  è la forza esercitata dal pistone di bias sul piatto inclinato;  $F_c$  è la forza esercitata dal pistone di controllo sul piatto inclinato;  $R_n$  è la risultante delle reazioni esercitate dai pompanti della macchina sul piatto inclinato, mentre le grandezze  $L_b$ ,  $L_c$ , ed  $l_n$  rappresentano le distanze identificative dei bracci per il corretto calcolo delle coppie al piatto.

Poiché l'equazione 6.5 risulta di particolare interesse per lo studio della dinamica del piatto inclinato, e di conseguenza, della dinamica del sistema stesso nell'adeguarsi a variazioni più o meno improvvise del carico, si analizzeranno in dettaglio tutti i termini componenti questa equazione, apportando, la dove sia necessario, delle semplificazioni al fine di rendere lo studio il più generale possibile.

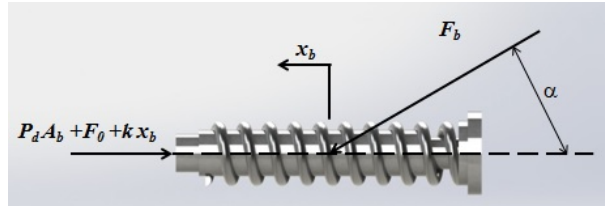


Figura 6.3. Diagramma di corpo libero dell'attuatore di bias: grandezze caratteristiche

$$\begin{aligned}
 M_b \frac{d^2 x_b}{dt^2} &= F_b \cos \alpha - P_d A_b - F_0 - k x_b \\
 x_b &= -L_b \tan \alpha \\
 F_b &= -M_b L_b \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + P_d A_b + F_0 - k L_b \alpha
 \end{aligned}
 \tag{6.6}$$

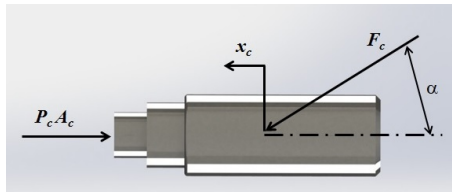


Figura 6.4. Diagramma di corpo libero dell'attuatore di controllo: grandezze caratteristiche

$$\begin{aligned}
 M_c \frac{d^2 x_c}{dt^2} &= F_c \cos \alpha - P_c A_c \\
 x_c &= L_c \tan \alpha \\
 F_c &= -M_c L_c \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + P_c A_c
 \end{aligned}
 \tag{6.7}$$

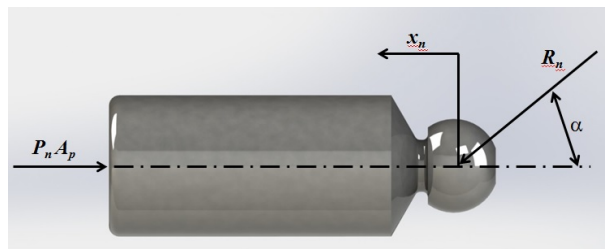


Figura 6.5. Diagramma di corpo libero del pistone: grandezze caratteristiche

$$\begin{aligned}
 M_p \frac{d^2 x_n}{dt^2} &= R_n \cos \alpha - P_n A_p \\
 x_n &= l_n \tan \alpha \sin \theta_n \\
 R_n &= -M_p r \sin \theta_n \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + 2M_p r \cos \theta_n \omega \frac{d\alpha}{dt} - M_p \sin \theta_n \omega^2 \alpha + P_n A_p
 \end{aligned}
 \tag{6.8}$$

Per il corretto calcolo delle coppie agenti sul piatto inclinato, abbiamo bisogno di scrivere le equazioni rappresentative dei bracci di applicazione delle forze risultanti, rispetto al centro di rotazione del piatto (punto O), pertanto:

$$\begin{aligned}
 L_b &= L_c = L \sec \alpha \approx L \\
 l_n &= r \sin \theta_n \sec \alpha \approx r \sin \theta_n
 \end{aligned}
 \tag{6.9}$$

sostituendo ora le equazioni 6.6, 6.7, 6.8, 6.9 all'interno della 6.5, e riarrangiando i termini con le dovute assunzioni, si ha:

$$\begin{aligned}
 (I + [M_b + M_c]L^2 + \frac{N}{2} M_p r^2) \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + C \frac{d\alpha}{dt} + (kL^2 - \frac{N}{2} M_p r^2 \omega^2) \alpha = \\
 (P_d A_b - P_c A_c) L + F_0 L - A_p r \sum_{n=1}^N P_n \sin \theta_n
 \end{aligned}
 \tag{6.10}$$

Come si può intuire facilmente, la dinamica del piatto inclinato dipende fortemente dalla pressione generata all'interno della camera del pistone, indicata da  $P_n$  e che verrà analizzata a fondo nel seguito.

### Control pressure - Pressione di controllo

La dinamica del piatto inclinato, oltre ad essere caratterizzata, come detto in precedenza, dalla pressione nella camera dei vari pompanti, è parzialmente influenzata anche dalla pressione di controllo che si genera mediante l'utilizzo della valvola a tre vie (meglio nota anche con il nome di compensatore), che verrà ampiamente esaminata nel seguito. La pressione di controllo che si viene quindi a generare, agisce direttamente all'interno della camera dell'attuatore di controllo, e mediante l'utilizzo dell'equazione di continuità, questa può essere agevolmente calcolata. Dall'equazione di moto dell'attuatore di controllo 6.7, e tramite l'equazione 6.11, si è in grado di risalire al valore della pressione di controllo  $P_c$ .

$$\frac{V_c}{\beta} \frac{dP_c}{dt} = Q_c + A_c L \frac{d\alpha}{dt}
 \tag{6.11}$$

Si assume che la variazione assoluta di volume nella camera dell'attuatore sia piccola, e che il movimento dello stesso attuatore è governato dalla legge espressa nell'eq.6.8. Le equazioni caratteristiche per la creazione di un modello dinamico della pompa in esame, sono state precedentemente esposte. Tramite la combinazione di tutte le equazioni è possibile scrivere un sistema matriciale per il calcolo della variazione di pressione e dell'angolo di inclinazione del piatto in funzione del tempo. Nelle sezioni seguenti, verranno mostrate altre equazioni di governo, caratteristiche del sistema complessivo in esame, con un particolare interesse alla generazione della pressione di controllo mediante l'utilizzo di una valvola a tre vie, alla corretta metodologia di calcolo per la pressione nella camera del cilindro, al dimensionamento di cilindri di bias e controllo e a tutte quelle grandezze che potrebbero influenzare la risoluzione del sistema matriciale che si vuole creare.

### 6.2.3 Pressione all'interno della camera dei pompanti

N.D.Manning, all'interno di molti dei suoi articoli, propone un andamento della pressione in funzione di un parametro geometrico, chiamato carryover angle  $\gamma$ , di grande rilevanza in particolare per i progettisti. La distribuzione della pressione all'interno della camera del cilindro risulta quindi di facile applicazione per la progettazione del distributore. Il carryover angle viene definito come la porzione angolare nel quale avviene la transizione della pressione, all'interno della camera del cilindro, dal valore di mandata a quello di aspirazione e viceversa, a seconda del punto morto considerato, e viene espresso dalle relazioni espresse come nelle 6.12.

$$P_n = \begin{cases} P_d & -\frac{\pi}{2} + \gamma < \theta_n < \frac{\pi}{2} \\ P_d - \frac{(P_d - P_i)}{\gamma} \cdot (\theta_n - \frac{\pi}{2}) & \frac{\pi}{2} < \theta_n < \frac{\pi}{2} + \gamma \\ P_i & \frac{\pi}{2} + \gamma < \theta_n < \frac{3\pi}{2} \\ P_i + \frac{(P_d - P_i)}{\gamma} \cdot (\theta_n - \frac{3\pi}{2}) & \frac{3\pi}{2} < \theta_n < \frac{3\pi}{2} + \gamma \end{cases} \quad (6.12)$$

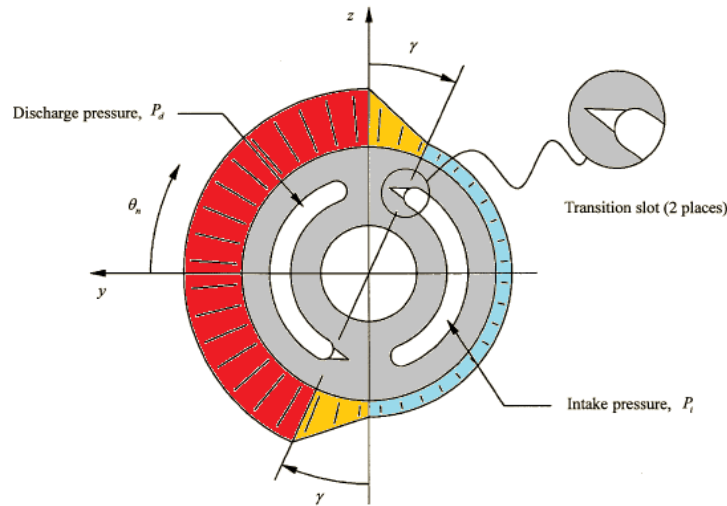


Figura 6.6. Distribuzione della pressione secondo N.D.Manning

Graficando le precedenti relazioni, e avendo a disposizione i corretti valori della pressione di mandata ( $P_d$  discharge), della pressione di aspirazione ( $P_i$  intake) e del carryover angle ( $\gamma$  assegnabile dal progettista), si ottiene l'andamento sotto riportato per la pressione nella camera del cilindro  $P_n$ .

Se da un lato l'andamento della pressione all'interno della camera del cilindro proposto da Manning, aiuta i progettisti nel dimensionamento di massima del distributore, almeno per quanto riguarda il posizionamento delle baffature e delle luci, dall'altro non fornisce informazioni rilevanti sulle criticità della macchina in condizioni di funzionamento critiche, specie quando si hanno dei forti picchi di pressione. Il calcolo della pressione mediante semplici relazioni in funzione di un angolo, definito come caratteristico, non permettono di esaminare a fondo le problematiche legate a picchi di pressione elevati in prossimità del punto morto inferiore, o di eventuale cavitazione nei pressi del punto morto superiore.

### 6.2.4 Pressione all'interno della camera dei pompanti mediante modello idraulico

Al fine di ottenere delle informazioni dettagliate in merito alla pressione nella camera dei pompanti, si è pensato di creare un apposito modello idraulico della pompa a pistoni assiali, interamente creato su software LMS AMESim, mediante il quale è possibile ottenere gli andamenti qualitativi e quantitativi della pressione all'interno del cilindro, anche grazie alla possibilità di poter inserire come parametri di input, tutti i parametri progettuali della piastra di distribuzione e dei pompanti. Partendo dalla configurazione geometrica del distributore, e sfruttando quindi un software CAD e i disegni progettuali, si ricavano le misure di interesse per la creazione del modello idraulico della distribuzione.

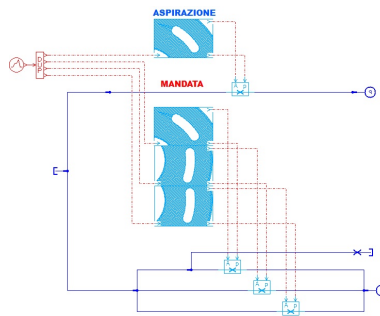


Figura 6.7. Modello LMS AMESim del piatto di distribuzione per il calcolo della pressione

Com'è possibile notare dalla figura 6.7, la creazione del modello idraulico della piastra di distribuzione, permette all'utente di agire direttamente sui parametri, settando opportunamente le grandezze caratteristiche del distributore e delle baffature. Modellando correttamente tutti i componenti costitutivi del sistema pompa a pistoni assiali, si è in grado di ricavare gli andamenti qualitativi, e a volte anche quantitativi della macchina in condizioni operative sia statiche che dinamiche. In questo modo, le equazioni utili al calcolo delle grandezze di interesse, nel nostro caso l'andamento della pressione nella camera del cilindro, vengono interamente implementate all'interno dei singoli componenti costituenti il sistema idraulico della pompa. Mediante la soluzione dell'equazione di continuità, contenuta all'interno del componente pistone, il quale riceve in ingresso i parametri di pressione di aspirazione e di mandata, si ottiene l'andamento della pressione mostrato in figura 6.9.

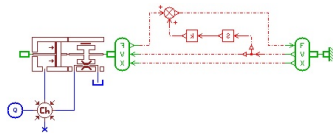


Figura 6.8. Modello LMS AMESim del pistone

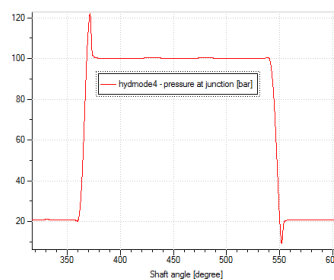


Figura 6.9. Pressione all'interno della camera di un pompante mediante modello idraulico

### 6.2.5 Three way control valve - Compensatore di pressione

Generalmente le valvole direzionali sono caratterizzate da un apparato di pilotaggio, un sistema di comando e di ripristino, un elemento mobile, un numero caratteristico di vie e le rispettive posizioni di impiego che la stessa valvola può offrire.

#### Elemento mobile

L'elemento mobile, anche comunemente detto spola, è l'organo che mette in effettiva comunicazione la bocca di alimentazione (P), con quelle d'uscita connesse alle utenze (A e B). Queste ultime, ed in alcune versioni anche la bocca (P), sono connesse ad un serbatoio (T). In figura 6.10 viene riportata la sezione dell'insieme dei due compensatori, nella quale è possibile osservare i condotti interni e le spole che garantiscono le connessioni e la regolazione della pressione e della portata da e verso il gruppo di alimentazione.



Figura 6.10. Elemento mobile (spola)

#### Numero delle vie e posizioni

Generalmente il numero delle vie rappresenta il numero di connessioni esterne della valvola che, secondo la posizione dell'organo interno di distribuzione, sono aperte, chiuse o messe in comunicazione tra di loro. Le posizioni, rappresentano invece il numero di condizioni che possono essere mantenute dall'elemento interno di distribuzione. Nel caso in esame, si hanno 3 vie ed infinite posizioni, poiché la valvola presenta tre collegamenti con l'esterno:

- Return line (T)
- Control pressure (collegamento con l'attuatore di controllo)
- Discharge line (collegamento con la linea della pressione di mandata)

#### Sistema di ripristino

Il sistema di ripristino è il mezzo che permette il riposizionamento dell'elemento mobile dopo la cessazione del segnale di comando. Questo può essere automatico oppure ottenuto mediante un qualsiasi altro comando. Nel caso in esame, il ripristino risulta automatico e di tipo meccanico, ottenuto per mezzo di una molla opportunamente tarata, rendendo così la valvola monostabile, avendo come unica posizione stabile quella di riposo (valvola normalmente aperta). La valvola in esame infatti, nelle condizioni di riposo, si trova nella posizione centrata, dove la costante elastica della molla, garantisce il corretto posizionamento della spola centrale in condizioni di riposo.



Figura 6.11. compensatore di pressione (parte bassa) e portata (in alto)

### Equazioni di governo

In figura 6.12 viene mostrato lo schema caratteristico della valvola a tre vie che genera la pressione di controllo (colore verde) necessaria per la movimentazione ed il riempimento dell'attuatore di controllo.

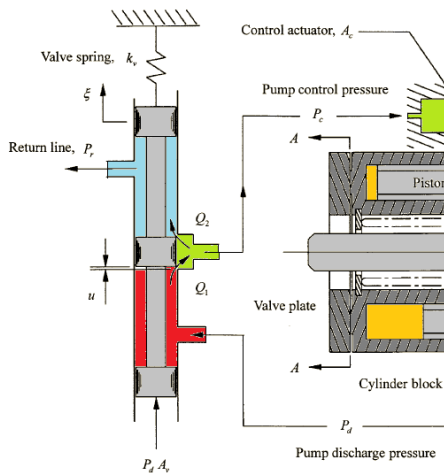


Figura 6.12. schema idraulico del compensatore di pressione

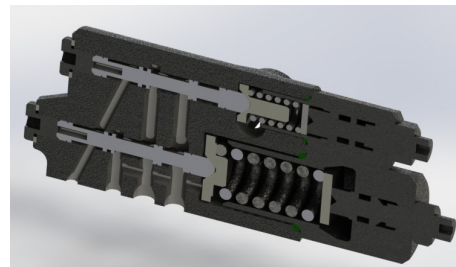


Figura 6.13. sezione 3D dei compensatori e condizione di riposo

La valvola è essenzialmente costituita da una spola mobile, in grado di traslare in direzione  $\xi$ , sfruttando la pressione di mandata come segnale di feedback, e da una molla di contrasto, che tende a riportare la stessa spola in condizioni di riposo. Al variare della pressione di mandata, ed in particolare quando si ha un aumento di pressione, secondo la richiesta generata dal carico, la spola mobile tende a spostarsi in direzione  $\xi$  (positiva), agendo quindi contro la molla, opportunamente dimensionata, della valvola. In queste condizioni, si apre il passaggio tra gli ambienti di mandata e l'ambiente dell'attuatore di controllo, generando così un segnale di pressione (controllo) tra mandata e scarico, variabile a seconda della geometria delle luci della valvola.

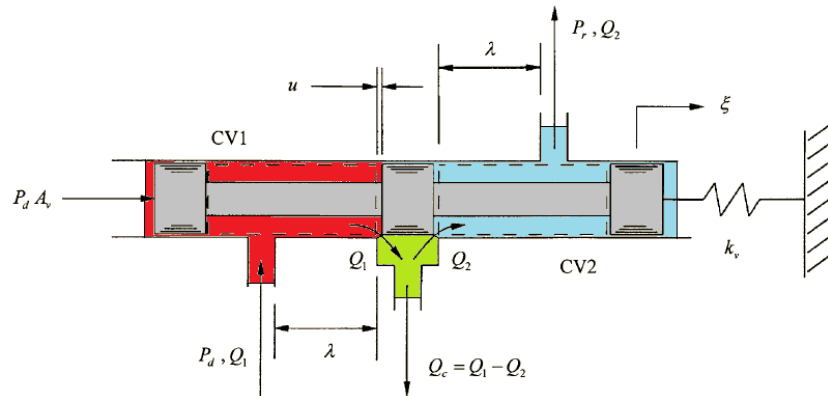


Figura 6.14. Principio di funzionamento della valvola

Il calcolo della portata della valvola è facilmente ricavabile mediante l'equazione di efflusso attraverso un orificio, assumendo condizioni stazionarie e di fluido incomprimibile. Utilizzando un approccio matematico basato sulla teoria dei volumi di controllo, è possibile distinguere due zone separate, all'interno delle quali utilizzare l'equazione di efflusso per il calcolo delle portate.

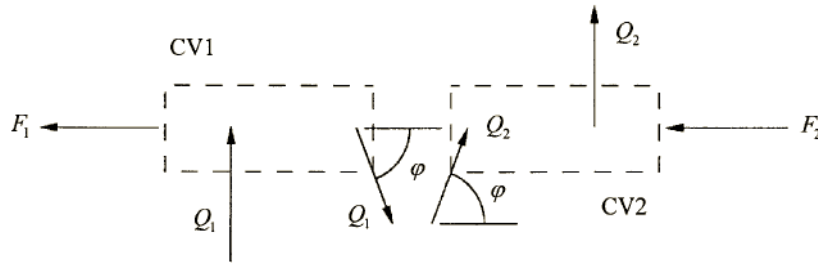


Figura 6.15. Approccio ai volumi di controllo

$$\begin{aligned}
 Q_c &= Q_1 - Q_2 \\
 Q_1 &= A_1 \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_d - P_c)} \\
 Q_2 &= A_2 \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_r)}
 \end{aligned}
 \tag{6.13}$$

Nelle equazioni 6.13, si nota come i due VC vengono modellati allo stesso modo, ma le funzioni d'area  $A_1$  e  $A_2$ , sono sostanzialmente differenti, e proprio i loro andamenti, dovuti alla particolare geometria delle notches, garantiscono una buona parzializzazione della pressione per il riempimento dell'attuatore di controllo che causa una variazione (aggiustamento) della cilindrata della macchina. Nelle precedenti equazioni equazioni, troviamo inoltre:

- .  $C_d$  = coefficiente d'efflusso, supposto costante per entrambi i VC
- .  $\rho$  = densità del fluido

Considerando la portata  $Q_0$  come la portata nominale su ogni apertura della valvola (condizioni di riposo della valvola in posizione di centro aperto o meglio di posizione centrale), e imposto  $\xi$  come lo spostamento della valvola stessa, si può pensare di linearizzare le equazioni 6.13, così come di seguito riportato:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{1}{2}Q_0 + K_q \cdot \xi + K_c \cdot (P_d - P_c) \\ Q_2 &= \frac{1}{2}Q_0 - K_q \cdot \xi + K_c \cdot (P_c - P_r) \end{aligned} \quad (6.14)$$

Ovvero, si decide di considerare una variazione di pressione nominale a cavallo di ogni sezione pari a metà della pressione di mandata, ovvero  $P_c = P_d/2$ . I coefficienti presenti all'interno delle equazioni 6.14, vengono comunemente chiamati Flow Gain e Pressure-Flow Coefficient definiti come:

$$K_q = C_d \cdot \sqrt{\frac{P_{d0}}{\rho} \cdot \left| \frac{\partial A_{1,2}}{\partial \xi} \right|_0} \quad (6.15)$$

$$K_c = \frac{C_d \cdot A_0}{\sqrt{\rho \cdot P_{d0}}} \quad (6.16)$$

A questo punto, sfruttando l'equazione di continuità e i coefficienti appena ottenuti, è possibile esprimere la portata in uscita dalla valvola come:

$$Q_c = 2K_q \cdot \xi + K_c \cdot (P_d - 2P_c) \quad (6.17)$$

Dall'equazione 6.17 è facilmente intuibile come la portata generata dalla valvola ed inviata all'attuatore di controllo, viene aggiustata in modo automatico dallo spostamento della spola in direzione  $\xi$ , a seconda della pressione di mandata generata dal carico e della taratura della molla imposta dall'utente. Poiché l'obiettivo di questo studio è valutare il comportamento dinamico del sistema pompa, (con aggiunta di un compensatore di pressione e/o portata), è bene scrivere l'equazione di moto della valvola.

$$M_v \cdot \frac{d^2\xi}{dt^2} = P_d \cdot A_v - F_{sp} - k_v \cdot \xi + F_1 + F_2 \quad (6.18)$$

Nella scrittura dell'equazione 6.18 compaiono anche due termini di forza che generano un momento agente sulla spola centrale della valvola. Questi termini vengono generalmente identificati come forze di flusso, indicate qui come  $F_1$  e  $F_2$ . Le forze in esame si generano ogni qualvolta si ha un movimento della spola che permette un passaggio di fluido attraverso le aree  $A_1$  ed  $A_2$ . In questo modo le forze di flusso generano, su ogni volume di controllo, una forza uguale e contraria su ogni lato della spola centrale della valvola. Mediante l'utilizzo del Teorema di trasposto di Reynolds, gli effetti del momento generato dalle forze di flusso sul volume di controllo 1 in direzione  $\xi$  positiva, sono dati da:

$$\begin{aligned} -F_1 &= \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_0^\lambda \rho Q_1, d\lambda \right) + \int_{A_1} \rho \left( \frac{Q_1}{A_1} \right)^2 \cos \varphi, dA_1 = \\ &\quad \rho \lambda \frac{\partial Q_1}{\partial t} + \rho \frac{Q_1^2}{A_1} \cos \varphi \end{aligned} \quad (6.19)$$

dove:  $\lambda$  rappresenta la distanza tra le porte di connessione della valvola, ovvero la regione di fluido interessata dal movimento della spola in direzione  $\xi$  positiva, mentre  $\varphi$  rappresenta il jet

angle, angolo caratteristico per la caratterizzazione di passaggio del fluido. Analogamente per il volume di controllo 2 si può scrivere che:

$$-F_2 = \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_0^\lambda \rho Q_2, d\lambda \right) + \int_{A_2} \rho \left( \frac{Q_2}{A_2} \right)^2 \cos \varphi, dA_2 = \rho \lambda \frac{\partial Q_2}{\partial t} + \rho \frac{Q_2^2}{A_2} \cos \varphi \quad (6.20)$$

Sostituendo ora le equazioni 6.14 all'interno della 6.19 e 6.20, si ottiene la forza di flusso netta agente sulla spola, data da:

$$F_1 + F_2 = -\rho \lambda K_c \frac{dP_d}{dt} - K_{fc} \cdot (P_d - 2P_c) - 2K_{fq} \xi \quad (6.21)$$

all'interno della quale è possibile notare la presenza di due nuovi coefficienti  $K_{fc}$  e  $K_{fq}$  che rappresentano rispettivamente il pressure flow force coefficient e il flow-force gain:

$$K_{fq} = P_{d0} \cdot C_d^2 \cos \varphi \left| \frac{\partial A_{1,2}}{\partial \xi} \right|_0 \quad (6.22)$$

$$K_{fc} = l A_0 C_d^2 \cos \varphi \quad (6.23)$$

In questa equazione si presume che l'entità del gradiente d'area, su ogni lato della valvola sia uguale, mentre  $A_0$  rappresenta l'apertura nominale della valvola, quando questa risulta in posizione centrale. Nell'equazione 6.21, si può notare che le forze di flusso stazionarie che agiscono sulla valvola, contribuiscono alla rigidità della valvola stessa, mentre sia gli effetti stazionari che dinamici introducono dei disturbi di pressione. Il tipico effetto di smorzamento introdotto dalle forze di flusso, in questo caso risulta annullato per effetto della simmetria della valvola. per completezza, sostituendo tutte le equazioni precedentemente riportate in questa sezione, all'interno della 6.18, si ottiene l'equazione generale di moto della spola.

$$M_v \frac{d^2 \xi}{dt^2} + (k_v + 2K_{fq} \xi) = (P_d - P_{d0}) \cdot A_v - K_{fc} \cdot (P_d - 2P_c) - \rho \lambda K_c \frac{dP_d}{dt} \quad (6.24)$$

dove le condizioni operative stazionarie sono date da:

$$F_{sp} = P_{d0} \cdot A_v \quad (6.25)$$

### 6.2.6 Coefficienti e gruppi adimensionali

Analizzate tutte le equazioni caratteristiche del sistema pompa, equipaggiata con un compensatore di pressione, e data la complessità di risolvere un sistema di equazioni differenziali di ordine elevato, si procede con la definizione di alcuni gruppi adimensionali, che hanno lo scopo di ridurre l'ordine massimo del sistema di equazioni in esame. In questo modo, si passa da un sistema del sesto ordine, ad un classico sistema del secondo ordine, all'interno del quale, i parametri più influenti sul comportamento dinamico del sistema, verranno nel seguito discussi e modificati per adattare il sistema globale alle esigenze di un controllo della cilindrata più efficiente.

#### Coefficienti adimensionali

Si definiscono i seguenti parametri adimensionali che hanno anche il compito di definire le condizioni iniziali per la risoluzione del sistema di equazioni differenziali. In particolare, i parametri contrassegnati, sono i parametri adimensionali utili per la definizione dei gruppi e la linearizzazione del sistema. Pertanto si ha che:

$$\begin{aligned}
 P_d &= P_{d0} \cdot \hat{P}_d \\
 P_c &= \frac{P_{d0}}{2} \cdot \hat{P}_c \\
 \alpha &= \alpha_0 \cdot \alpha \\
 \xi &= u \cdot \hat{\xi} \\
 t &= \tau \cdot \hat{t}
 \end{aligned} \tag{6.26}$$

dove il parametro  $\tau$  è identificato da:

$$\tau = \frac{V_h P_{d0}}{\beta G_p \alpha_0} \tag{6.27}$$

e rappresenta la costante di tempo sul quale si adimensionalizzerà poi l'intero sistema. Il parametro  $\tau$  deve essere scelto in modo da tener conto dell'intera dinamica della pressione di mandata, dato che è uno dei parametri fondamentali per il controllo della macchina. Utilizzando ora le equazioni precedentemente espresse, si passa alla loro scrittura in forma adimensionale, sfruttando i parametri appena calcolati e riportati nelle equazioni 6.26. Pertanto si ottengono quattro equazioni in forma adimensionalizzata, come riportato nel seguito:

#### Discharge pressure - Pressione di mandata

$$\frac{d\hat{P}_d}{d\hat{t}} + \Psi_1(\hat{P}_d - 1) = (\hat{\alpha} - 1) \tag{6.28}$$

#### Swashplate motion - Movimento piatto inclinato

$$\Psi_2 \frac{d^2 \hat{\alpha}}{d\hat{t}^2} + \Psi_3 \frac{d\hat{\alpha}}{d\hat{t}} + \Psi_4(\hat{\alpha} - 1) = \Psi_5(\hat{P}_d - 1) - (\hat{P}_c - 1) \tag{6.29}$$

#### Control pressure - Pressione di controllo

$$\Psi_6 \frac{d\hat{P}_c}{d\hat{t}} = \hat{\xi} + \Psi_7(\hat{P}_d - 1) - \Psi_7(\hat{P}_c - 1) + \Psi_8 \frac{d\hat{\alpha}}{d\hat{t}} \tag{6.30}$$

**Spool valve motion - movimento spola**

$$\Psi_9 \frac{d^2 \hat{\xi}}{dt^2} + \Psi_{10} \hat{\xi} = (1 - \Psi_{11})(\hat{P}_d - 1) + \Psi_{11}(\hat{P}_c - 1) - \Psi_{12} \frac{d\hat{P}_d}{dt} \quad (6.31)$$

Per poter risolvere il sistema di equazioni presentato, si definiscono inoltre i seguenti gruppi adimensionali, con lo scopo di eliminare i parametri meno influenti per il comportamento dinamico della macchina in esame. In questo modo, si ottiene una rapida via per la riduzione e la linearizzazione del sistema, senza trascurare le caratteristiche fondamentali e i parametri costruttivi e geometrici della macchina più influenti. All'interno delle quattro equazioni, i termini  $\Psi$  da 1 a 12 sono identificati come:

$$\begin{aligned} \Psi_1 &= \frac{KP_{d0}}{G_p \alpha_0} \\ \Psi_2 &= \frac{2(I + [M_b + M_c]L^2 + \frac{N}{2}M_p r^2)\alpha_0}{A_c L P_{d0}} \\ \Psi_3 &= \frac{2C\alpha_0}{A_c L P_{d0} \tau} \\ \Psi_4 &= \frac{2(kL^2 - \frac{N}{2}M_p r^2 \omega^2) \alpha_0}{A_c L P_{d0}} \\ \Psi_5 &= 2\left(\frac{A_b}{A_c} - \frac{N A_p r \gamma}{2\pi A_c L}\right) \\ \Psi_6 &= \frac{V_c P_{d0}}{4\beta K_q u \tau} \\ \Psi_7 &= \frac{K_c P_{d0}}{2K_q u} \\ \Psi_8 &= \frac{A_c L \alpha_0}{2K_q u \tau} \\ \Psi_9 &= \frac{M_v u}{A_v P_{d0} \tau^2} \\ \Psi_{10} &= \frac{(k_v + 2K_{fq})u}{A_v P_{d0}} \\ \Psi_{11} &= \frac{K_{fc}}{A_v} \\ \Psi_{12} &= \frac{\rho \lambda K_c}{A_v \tau} \end{aligned} \quad (6.32)$$

### 6.2.7 Linearizzazione del sistema

Avendo ora a disposizione tutti i gruppi ed i coefficienti adimensionali, e date le particolari geometrie delle macchine (riportate in appendice A), si esegue una stima dei gruppi adimensionali meno rilevanti, che verranno pertanto esclusi dal calcolo per la linearizzazione finale del sistema. Nelle tabelle sottostanti, vengono riportati i valori numerici dei gruppi adimensionali. La prima tabella fa riferimento alla prima tipologia di macchina analizzata, ovvero quella che prevede un solo attuatore di controllo per la variazione della cilindrata della macchina (BOSCH A10VNO), mentre la seconda fa riferimento alla seconda tipologia, che prevede l'impiego di due attuatori di controllo (BOSCH A10 VSO). Entrambe le macchine hanno una cilindrata di 45cc nominali, per garantire il corretto confronto delle caratteristiche dinamiche. Si noti che per tutte le equazioni precedentemente esposte, nel caso di un solo attuatore di controllo, vengono posti a zero tutti i parametri relativi all'attuatore di bias, indicati con il pedice  $\mathbf{b}$ .

Dalle tabelle 6.1 e 6.2, risulta abbastanza evidente come, in entrambi i casi, gli effetti dell'inerzia del piatto, uniti agli effetti di attrito viscoso del piatto inclinato stesso, siano trascurabili in quanto hanno una piccolissima influenza sulla dinamica della macchina complessiva, pertanto i coefficienti  $\Psi_2$  e  $\Psi_3$  possono essere esclusi. Dall'equazione di governo della pressione di controllo, è inoltre evidente come i transitori della pressione di controllo siano di ordine piccolissimo, e vengono pertanto esclusi dal calcolo. Ancora, per quanto concerne l'equazione di governo del moto della spola del compensatore di pressione, possono essere esclusi i termini relativi all'inerzia della spola e gli effetti derivanti dalle forze di flusso. Una volta esclusi i gruppi ed i parametri meno influenti sulla dinamica della macchina, si riduce il complesso sistema di equazioni ad un semplice sistema del secondo ordine, così come riportato nell'equazione 6.33:

$$\left\{ \frac{d\hat{P}}{dt} \frac{d\hat{\alpha}}{dt} \right\}^T = \begin{bmatrix} -\Psi_1 & 1 \\ -\Xi_1 & \Xi_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (\hat{P} - 1) \\ (\hat{\alpha} - 1) \end{Bmatrix} \quad (6.33)$$

dove i termini  $\Xi_1$  e  $\Xi_2$  sono identificati da:

$$\Xi_1 = \frac{1 + (1 - \Psi_5)(\Psi_7\Psi_{10} - \Psi_{11})}{\Psi_8\Psi_{10}} \quad (6.34)$$

$$\Xi_2 = \frac{\Psi_4(\Psi_7\Psi_{10} - \Psi_{11})}{\Psi_8\Psi_{10}} \quad (6.35)$$

A questo punto, è utile programmare una routine MATLAB che in automatico gestisca le variazioni di più parametri progettuali di interesse. Per una rapida risoluzione del sistema di equazioni differenziali, che porteranno poi ad ottenere un approfondito studio della dinamica, viene riprodotto, mediante blocchi funzionali, anche uno schema SIMULINK in grado di mostrare con poco tempo di calcolo, la completa dinamica della macchina, ottenendo in fase di post-processing, l'andamento dei diagrammi di BODE, NYQUIST, ROOTS LOCUS, e le risposte del sistema quando questo è soggetto a segnali di tipo impulsivo e/o a gradino. Mediante la fase di post-processing, si calcoleranno anche la larghezza di banda del sistema e i tempi di salita, ritardo e assestamento, in modo da valutare l'influenza dei parametri costruttivi più influenti e cercando poi di proporre alcune migliorie del sistema, in ottica di un completo controllo di tipo elettronico della macchina.

Tabella 6.1. Coefficienti adimensionali BOSCH A10 VNO

Simbolo	Descrizione	Valore
$\Psi_1$	Pump leakage (trafilamenti pompa)	0.2428
$\Psi_2$	Swashplate inertia (Inerzia del piatto inclinato)	1.9693e-04
$\Psi_3$	Swashplate viscous drag (coefficiente d'attrito piatto inclinato)	0.0017
$\Psi_4$	Swashplate spring rate (effetti molla di riposizionamento )	0.0916
$\Psi_5$	Discharge pressure moment exerted (effetti della pressione di mandata)	-0.0857
$\Psi_6$	Pressure transient in the control actuator (effetti della pressione di controllo - transitori)	1.2960e-04
$\Psi_7$	Open-centered valve flow into the control actuator (effetti spola compensatore sull'attuatore di controllo)	0.4599
$\Psi_8$	Volumetric change of the control actuator (volume attuatore di controllo)	0.0152
$\Psi_9$	Spool valve inertia (effetti d'inerzia compensatore)	2.2473e-05
$\Psi_{10}$	Spool valve spring rate (effetti molla compensatore)	0.5717
$\Psi_{11}$	Pressure induced flow-force on the spool valve (forze di flusso)	0.0322
$\Psi_{12}$	Transient flow-force on the spool valve (effetti transitori nella spola)	1.0575e-04

Tabella 6.2. Coefficienti adimensionali BOSCH A10 VSO

Simbolo	Descrizione	Valore
$\Psi_1$	Pump leakage (trafilamenti pompa)	0.2428
$\Psi_2$	Swashplate inertia (Inerzia del piatto inclinato)	2.8525e-04
$\Psi_3$	Swashplate viscous drag (coefficiente d'attrito piatto inclinato)	0.0020
$\Psi_4$	Swashplate spring rate (effetti molla di riposizionamento )	0.0916
$\Psi_5$	Discharge pressure moment exerted (effetti della pressione di mandata)	0.0711
$\Psi_6$	Pressure transient in the control actuator (effetti della pressione di controllo - transitori)	1.5552e-04
$\Psi_7$	Open-centered valve flow into the control actuator (effetti spola compensatore sull'attuatore di controllo)	0.4599
$\Psi_8$	Volumetric change of the control actuator (volume attuatore di controllo)	0.0182
$\Psi_9$	Spool valve inertia (effetti d'inerzia compensatore)	3.2362e-05
$\Psi_{10}$	Spool valve spring rate (effetti molla compensatore)	0.5717
$\Psi_{11}$	Pressure induced flow-force on the spool valve (forze di flusso)	0.0322
$\Psi_{12}$	Transient flow-force on the spool valve (effetti transitori nella spola)	1.2690e-04

### 6.2.8 Richiami generali per sistemi del secondo ordine

In questo paragrafo vengono riportati i concetti di base per lo studio della dinamica dei sistemi del secondo ordine. A partire dalla funzione di trasferimento classica, si metteranno in luce i parametri fondamentali quali la *frequenza di risonanza*, il *coefficiente di smorzamento* e la *larghezza di banda*.

Inoltre, per lo studio della dinamica delle macchine, in previsione della scelta e dell'ottimizzazione di una particolare geometria per l'introduzione di un completo controllo elettronico, si prenderanno in considerazione anche i tempi di risposta caratteristici, quali:

- tempo di assestamento
- tempo di salita
- tempo di ritardo

Generalmente, un sistema del secondo ordine può essere scritto nella seguente forma :

$$P_{II} = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2s\xi\omega_n + \omega_n^2} \quad (6.36)$$

dove:  $\omega_n$  è la frequenza di risonanza naturale,  $\xi$  è il coefficiente di smorzamento, e  $K$  rappresenta il guadagno a regime. Poiché generalmente si è interessati ad ottenere una uscita perfettamente inseguita, si ha  $y(t) = r(t)$  a regime, e questo implica che il generico polinomio  $P_{cc}(0) = K = 1$ .

In questo modo i poli del sistema corrispondono alle radici del polinomio al denominatore di  $P(s)$  date dalle soluzioni di:

$$s^2 + 2s\xi\omega_n + \omega_n^2$$

Ponendo  $\xi < 1$  si ottengono le due soluzioni:

$$p_{1,2} = -\omega_n\xi \pm \sqrt{\xi^2\omega_n^2 - \omega_n^2} = \omega_n(-\xi \pm j\sqrt{1 - \xi^2}) \quad (6.37)$$

Definendo ora:

$$\begin{aligned} \sigma &= \xi\omega_n \\ \omega_d &= \omega_n\sqrt{1 - \xi^2} \end{aligned}$$

e indicando con  $\tau_d = \frac{1}{\sigma}$  il tempo di decadimento (meglio noto come costante di tempo), e con  $\omega_d$  la frequenza massima del sistema, si possono calcolare i poli della funzione di trasferimento, secondo l'equazione 6.38:

$$p_{1,2} = -\sigma \pm j\omega_d \quad (6.38)$$

rappresentati anche graficamente in figura 6.16

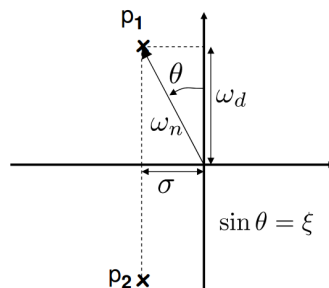


Figura 6.16. Poli di un sistema del secondo ordine

Si fa inoltre notare che, per

- $\xi > 0$  : due poli nel semipiano sinistro  $\Rightarrow$  sistema asintoticamente stabile
- $\xi = 0$  : due poli sull'asse immaginario  $\Rightarrow$  sistema semplicemente stabile
- $\xi < 0$  : due poli nel semipiano destro  $\Rightarrow$  sistema instabile

Dalle equazioni precedenti e dalle considerazioni appena presentate, è possibile definire il coefficiente di smorzamento  $\xi$  come

$$\xi = \frac{\sigma}{\omega_n} = \frac{\omega_n \xi}{\omega_n} = \sin \theta \quad (6.39)$$

dove la frequenza di risonanza è data da:

$$p_{1,2} = \sqrt{\sigma^2 + \omega_d^2} = \sqrt{\xi^2 \omega_n^2 + \omega_n^2 (1 - \xi^2)} = \omega_n \quad (6.40)$$

### Risposta a gradino

L'uscita di un generico sistema rispetto ad un ingresso a gradino del tipo  $u(t) = 1(t)$  può essere ottenuta per via analitica secondo l'equazione 6.41

$$y_u(t) = \mathcal{L}^{-1} \left[ \frac{\omega_n^2}{s(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)} \right] = 1 + [a \sin \omega_d t + b \cos \omega_d t] e^{\sigma t} \quad (6.41)$$

Per comprendere meglio il tipo di risposta al gradino, esposto per ora solo in maniera analitica, si faccia riferimento alla figura 6.17, all'interno della quale è possibile osservare l'oscillazione massima, detta anche *sovraelongazione* (curva rosa).

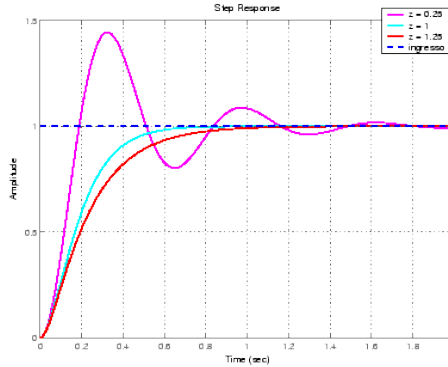


Figura 6.17. Risposta al gradino di un sistema del secondo ordine

La *sovraelongazione* massima, viene definita analiticamente come:

$$M_p \approx e^{\frac{-\pi \xi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \quad (6.42)$$

e rappresenta l'escursione massima della risposta rispetto al valore di regime, rapportata in percentuale al valore di regime stesso. Da quest'ultima affermazione, la sovraelongazione è definibile anche come:

$$M = \frac{M_p}{y_\infty} 100 = \frac{\max y(t) - y_\infty}{y_\infty} 100 \quad (6.43)$$

Si può dimostrare che, nel caso asintoticamente stabile  $\xi = 0$ , la sovralongazione percentuale massima, ossia il rapporto percentuale tra l'escursione del primo picco della risposta rispetto al valore di regime ed il valore di regime stesso, dipende esclusivamente dal fattore di smorzamento  $\xi$ . Per fare in modo che la sovralongazione percentuale massima sia inferiore ad un valore assegnato, occorrerà quindi che i poli del sistema appartengano ad un determinato settore del semipiano sinistro del piano complesso (come quello tratteggiato in figura 6.18):

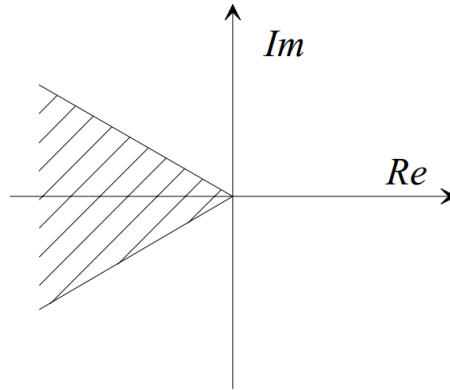


Figura 6.18. Settore del piano complesso per limitare la sovralongazione

### Tempi di risposta

Come detto in precedenza, altri parametri caratteristici per lo studio in frequenza dei sistemi del secondo ordine sono dati da:

- Tempo di ritardo  $T_r$ , ovvero il tempo necessario perchè l'uscita raggiunga il 50% del valore finale di regime.
- Tempo di salita  $T_s$ , ovvero il tempo necessario perchè l'uscita passi dal 10% al 90% del valore finale di regime.
- Tempo di assestamento  $T_a$ , ovvero il tempo necessario affinchè l'uscita del sistema rimanga entro un valore limite percentuale del valore finale di regime.

Si può facilmente dimostrare che il tempo di assestamento risulta inversamente proporzionale al modulo della parte reale dei poli. Per limitare il tempo di assestamento occorrerà quindi che i poli del sistema siano caratterizzati da un prodotto  $\xi\omega_n$  sufficientemente grande, ossia che appartengano ad un semipiano incluso nel semipiano sinistro del piano complesso sufficientemente lontano dall'asse immaginario (come quello tratteggiato in figura 6.19):

Volendo contenere sia la sovralongazione sia il tempo di assestamento, i poli della funzione di trasferimento dovranno trovarsi in una regione del piano complesso caratterizzato dall'intersezione delle due regioni tratteggiate nelle precedenti figure.

Per quanto riguarda il tempo di salita, questo dipende in maniera congiunta (e non linearmente) sia da  $\omega_n$  che da  $\xi$ . Si noti inoltre che, fissato il coefficiente di smorzamento  $\xi$ , il tempo di assestamento decresce all'aumentare di  $\omega_n$ , mentre, fissato in valore di  $\omega_n$ , il tempo di assestamento decresce al calare di  $\xi$ .

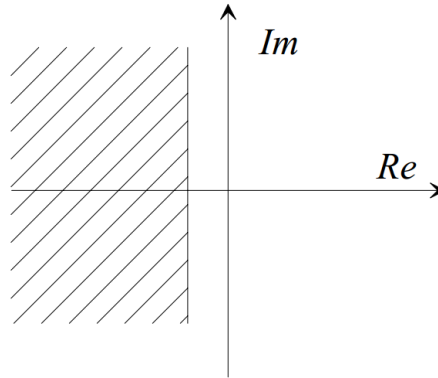


Figura 6.19. Semipiano del piano complesso per limitare il tempo di assestamento

### Luoghi a tempo di assestamento e sovralongazione costante

Dalla relazione classica per sistemi del secondo ordine in merito al tempo di assestamento compreso nelle fasce con il 5% e l'1% di errore a regime, espresse nell'equazione 6.44

$$T_{a,5} = \frac{3}{\xi\omega_n} T_{a,1} = \frac{4.6}{\xi\omega_n} \quad (6.44)$$

e ricordando che il modulo del prodotto  $\xi\omega_n$  è pari al modulo della parte reale dei poli complessi coniugati, si può affermare che: tutte le coppie di poli complessi coniugati con parte reale costante, generano risposte al gradino con lo stesso tempo di assestamento. Inoltre, tutte le coppie di poli complessi coniugati che giacciono su semirette uscenti dall'origine del luogo delle radici, presentano la stessa sovralongazione nella risposta al gradino. All'aumentare dell'angolo di inclinazione delle semirette rispetto all'origine del sistema, la sovralongazione massima aumenta. Per sistemi del secondo ordine, anche la presenza di uno zero, modifica profondamente la risposta del sistema ad un gradino. La sovralongazione, in questo caso, si presenterà in modo più marcato, tanto più lo zero si avvicina all'origine del sistema, portando inoltre a problematiche relative a fenomeni di ritardo temporale nell'inseguimento della risposta.

Dopo alcuni richiami generali sulle caratteristiche dei sistemi con poli complessi coniugati del secondo ordine, si analizzeranno nei paragrafi successivi, i risultati relativi al confronto dell'analisi lineare delle due tipologie di pompe a pistoni assiali compensate in pressione scelte come riferimento, confrontando i risultati ottenuti in maniera analitica con quelli ottenuti tramite modello a parametri concentrati e i dati specificati sul catalogo della casa costruttrice.

### 6.3 Routine MATLAB e sistema SIMULINK per l'analisi lineare

Viene di seguito riportato l'm-file relativo alla Routine MATLAB appositamente realizzata per lo studio della dinamica della macchina. Nella prima sezione, non presente nel listato, vengono caricate le variabili di progetto, quali la geometria della macchina e le condizioni operative della stessa. In seguito, vengono calcolati analiticamente i 12 parametri adimensionali ( $\Psi_1 \dots \Psi_{12}$ ) e la costante di tempo  $\tau$ . Il pedice 1 identifica la configurazione di macchina da confrontare con la condizione standard di riferimento.

---

```

%-----%
%----- GRUPPI ADIMENSIONALI -----%
%-----%
tau      = (Vh*Pd0)/(B*Gp*alfa0);           % unit s - calcolata -
tau1     = (Vh1*Pd01)/(B1*Gp1*alfa01);     % unit s - calcolata -
%-----%
%----- COEFFICIENTI PSI -----%
%-----%
PSI1     = (K*Pd0)/(Gp*alfa0);
PSI2     = (2*(1+(Mb+Mc)*L^2+(N/2)*Mp*r^2)*alfa0)/(Ac*L*Pd0*tau^2);
PSI3     = (2*C*alfa0)/(Ac*L*Pd0*tau);
PSI4     = (((2*((k*L^2)-((N/2)*Mp*r^2*omega^2))*alfa0)/((Ac)*(L)*(Pd0)))));
PSI5     = 2*((Ab/Ac)-((N*Ap*r*gamma)/(2*180*Ac*L)));
PSI6     = Vc*Pd0/(4*B*Kq*u*tau);
PSI7     = Kc*Pd0/(2*Kq*u);
PSI8     = (Ac*L*alfa0)/(2*Kq*u*tau);
PSI9     = Mv*u/(Av1*Pd0*tau^2);
PSI10    = ((kv+2*Kfq)*u)/(Av1*Pd0);
PSI11    = Kfc/Av1;
PSI12    = rho*lambda*Kc/(Av1*tau);

M_PSI    = [PSI1;PSI2;PSI3;PSI4;PSI5;PSI6;PSI7;PSI8;PSI9;PSI10;PSI11;PSI12];
%-----%
PSI1_1   = (K1*Pd01)/(Gp1*alfa01);
PSI21    = (2*(I1+(Mb1+Mc1)*L1^2+(N1/2)*Mp1*r1^2)*alfa01)/
           (Ac1*L1*Pd01*tau1^2);
PSI31    = (2*C1*alfa01)/(Ac1*L1*Pd01*tau1);
PSI41    = (((2*((k1*L1^2)-((N1/2)*Mp1*r1^2*omega1^2))*alfa01)/
           (Ac1)*(L1)*(Pd01)))));
PSI51    = 2*((Ab1/Ac1)-((N1*Ap1*r1*gamma1)/(2*180*Ac1*L1)));
PSI61    = Vc1*Pd01/(4*B1*Kq1*uVN*tau1);
PSI71    = Kc1*Pd01/(2*Kq1*uVN);
PSI81    = (Ac1*L1*alfa01)/(2*Kq1*uVN*tau1);
PSI91    = Mv1*uVN/(Av11*Pd01*tau1^2);
PSI101   = ((kv1+2*Kfq1)*uVN)/(Av11*Pd01);
PSI111   = Kfc1/Av11;
PSI121   = rho1*lambda1*Kc1/(Av11*tau1);

M_PSI1   = [PSI1_1;PSI21;PSI31;PSI41;PSI51;PSI61;PSI71;PSI81;PSI91;
           PSI101;PSI111;PSI121];

```

---

Dai 12 coefficienti adimensionali, si passa al calcolo dei parametri  $\Xi_1$  e  $\Xi_2$  per la risoluzione del sistema matriciale riportato nell'equazione 6.33:

---

```

%-----%
%----- COEFFICIENTI PER SISTEMA MATRICIALE -----%
%-----%
SIGMA1 = (1+(1-PSI5)*((PSI7*PSI10)-PSI11))/(PSI8*PSI10);
SIGMA2 = (PSI4*((PSI7*PSI10)-PSI11))/(PSI8*PSI10);
SIGMA11 = (1+(1-PSI51)*((PSI71*PSI101)-PSI111))/(PSI81*PSI101);
SIGMA21 = (PSI41*((PSI71*PSI101)-PSI111))/(PSI81*PSI101);
%-----%

```

---

Note ora tutte le grandezze utili allo studio della dinamica di interesse, si procede con il calcolo delle frequenze caratteristiche del sistema:

---

```

%-----%
%----- FREQUENZE DEL SISTEMA -----%
%-----%
WN = sqrt((PSI1*SIGMA2)+SIGMA1);
CSI = ((PSI1 + SIGMA2)/(2*WN));
WB = WN*(1-(2*CSI^2)+sqrt(2-(2*CSI^2)*(1-CSI^2)))^(1/2);

wn = WN/tau;
wn = wn/(2*pi);
csi = CSI;
wb = WB/tau;
wb = wb/(2*pi);

FREQ = [Gp, tau, wn, wb, csi]';

%-----%
WN1 = sqrt((PSI1_1*SIGMA21)+SIGMA11);
CSI1 = ((PSI1_1 + SIGMA21)/(2*WN1));
WB1 = WN1*(1-(2*CSI1^2)+sqrt(2-(2*CSI1^2)*(1-CSI1^2)))^(1/2);

wn1 = WN1/tau1;
wn1 = wn1/(2*pi);
csi1 = CSI1;
wb1 = WB1/tau1;
wb1 = wb1/(2*pi);

FREQ1 = [Gp1, tau1, wn1, wb1, csi1]';

```

---

Per il calcolo della funzione di trasferimento del sistema, si ricorre alla classica equazione per i sistemi del secondo ordine, secondo quanto riportato nei paragrafi precedenti. Si sfrutta in questo caso la potenzialità di MATLAB per la scrittura del numeratore e del denominatore della funzione di trasferimento. In fase di post-processing, in particolare per il plot dei dati, la funzione bode permette il plot diretto della funzione di trasferimento.

---

```

%-----%
%----- FUNZIONE DI TRASFERIMENTO -----%
%-----%

```

```

numC = [wn ^ 2];
denC = [1 (2*csi*wn) wn ^ 2];

```

```

numC1 = [wn1 ^ 2];
denC1 = [1 (2*csi1*wn1) wn1 ^ 2];

```

---

Come detto nei paragrafi precedenti, i tempi di risposta ricoprono un ruolo fondamentale per lo studio della dinamica del sistema, in quanto danno un'idea al progettista di come, le eventuali modifiche apportate, influenzino il comportamento dinamico delle macchine in esame. Nella routine viene pertanto implementato il calcolo del tempo di assestamento  $T_a$ , del tempo di salita  $T_s$  e del tempo di ritardo  $T_r$ . I tempi di risposta e le frequenze calcolate mediante la routine MATLAB, verranno poi riassunti in una tabella al fine di avere un confronto diretto tra le varie tipologie di macchine in esame e le opportune modifiche effettuate.

---

```

%-----%
%----- coefficiente di smorzamento del sistema -----%
%-----%
damp(denC)
damp(denC1)
%-----%
%----- tempo di assestamento del sistema -----%
%-----%
ta = 3/(csi*wn);
ta = ta*1000 %ms
ta1 = 3/(csi1*wn1);
ta1 = ta1*1000 %ms
%-----%
%----- delay time tempo di ritardo -----%
%-----%
tr = (1+0.7*csi)/wn;
tr = tr*1000 %ms
tr1 = (1+0.7*csi1)/wn1;
tr1 = tr1*1000 %ms
%-----%
%----- tempo di salita -----%
%-----%
ts = (0.8+2.5*csi)/wn;
ts = ts*1000 %ms
ts1 = (0.8+2.5*csi1)/wn1;
ts1 = ts1*1000 %ms
%-----%

```

---

Al fine di rendere l'analisi lineare il più completa possibile, si è deciso di creare un sistema Simulink in grado di risolvere il sistema di equazioni differenziali riportato nell'equazione 6.33. Mediante gli appositi *scope* è possibile monitorare non solo l'andamento della pressione di mandata e dell'angolo di inclinazione del piatto, ma anche le loro derivate, a fronte di un ingresso generico applicato al sistema come condizione al contorno in ambiente di simulazione. L'algoritmo usato, sfrutta il solutore interno del Simulink *ode15s* fortemente consigliato per la risoluzione di problemi fortemente stiff.

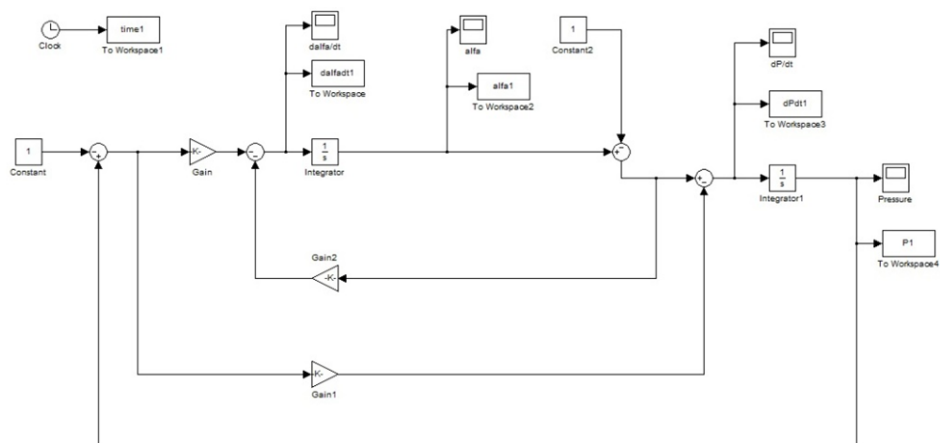


Figura 6.20. Schema Simulink per la risoluzione del sistema di equazioni

## 6.4 Risultati

Vengono riportati di seguito i risultati più significativi dell'analisi lineare delle due tipologie di macchine prese in esame, andando in seguito ad introdurre delle modifiche, dopo una attenta analisi dei coefficienti adimensionali di interesse, sulla dinamica della macchina, al fine di migliorarne le prestazioni in ottica di un controllo elettronico opportunamente concepito per una soluzione energy saving a livello circuitale dell'intero gruppo di alimentazione. Vengono riportati per primi i risultati delle due macchine in condizioni standard di riferimento, in seguito, vengono effettuati i confronti delle stesse macchine con le modifiche della rigidità della molla di bias (o molla di riposizionamento del piatto), del volume massimo della linea di mandata, del coefficiente di perdita per trafileamento della pompa ed infine, del volume massimo dell'attuatore di controllo. Sono stati scelti tali parametri progettuali in base ad una preanalisi investigativa sui coefficienti adimensionali più significativi ( $\Psi_1 \dots \Psi_{12}$ ), dalla quale è emerso che le modifiche con il maggiore impatto sulla dinamica del sistema sono proprio date dai parametri sopra riportati ( $K_b$ ,  $V_d$  e  $K$ ).

### 6.4.1 Configurazione standard

Tramite la routine appositamente realizzata in ambiente MATLAB, si è ottenuta la funzione di trasferimento del sistema pompa. Da tale funzione di trasferimento, si è ricavato il diagramma di Bode, riportato nel primo riquadro in alto a sinistra della figura 6.22. E' possibile osservare come per entrambe le macchine in esame, la dinamica del sistema in condizioni standard è abbastanza simile, con l'unica differenza che la macchina con una tipologia di regolazione della cilindrata con doppio attuatore di controllo (A10 VSO), presenta una maggiore larghezza di banda e quindi una frequenza naturale di risonanza più elevata. Questo porta ad avere la posizione dei poli complessi coniugati sul grafico del luogo delle radici (secondo riquadro in alto a destra della figura 6.22) più distanti dall'asse immaginario con un coefficiente di smorzamento lievemente inferiore, rendendo il sistema più reattivo alle variazioni del segnale di ingresso. Osservando poi le risposte del sistema a fronte di variazioni del segnale di ingresso a gradino e ad impulso (riquadri in basso a sinistra e destra della figura 6.22) si nota come, ancora una volta, la dinamica della macchina A10 VSO, presenti caratteristiche più performanti, in particolare per quello che riguarda i tempi di assestamento. In figura 6.21, vengono riportati i risultati relativi alla risoluzione del sistema di equazioni differenziali per il calcolo della pressione di mandata e del relativo angolo di inclinazione del piatto, tenendo conto delle condizioni al contorno assegnate mediante la routine MATLAB.

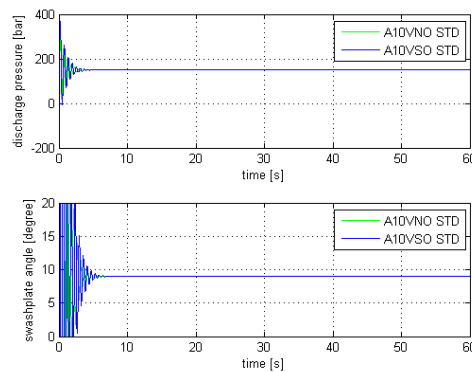


Figura 6.21. Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato

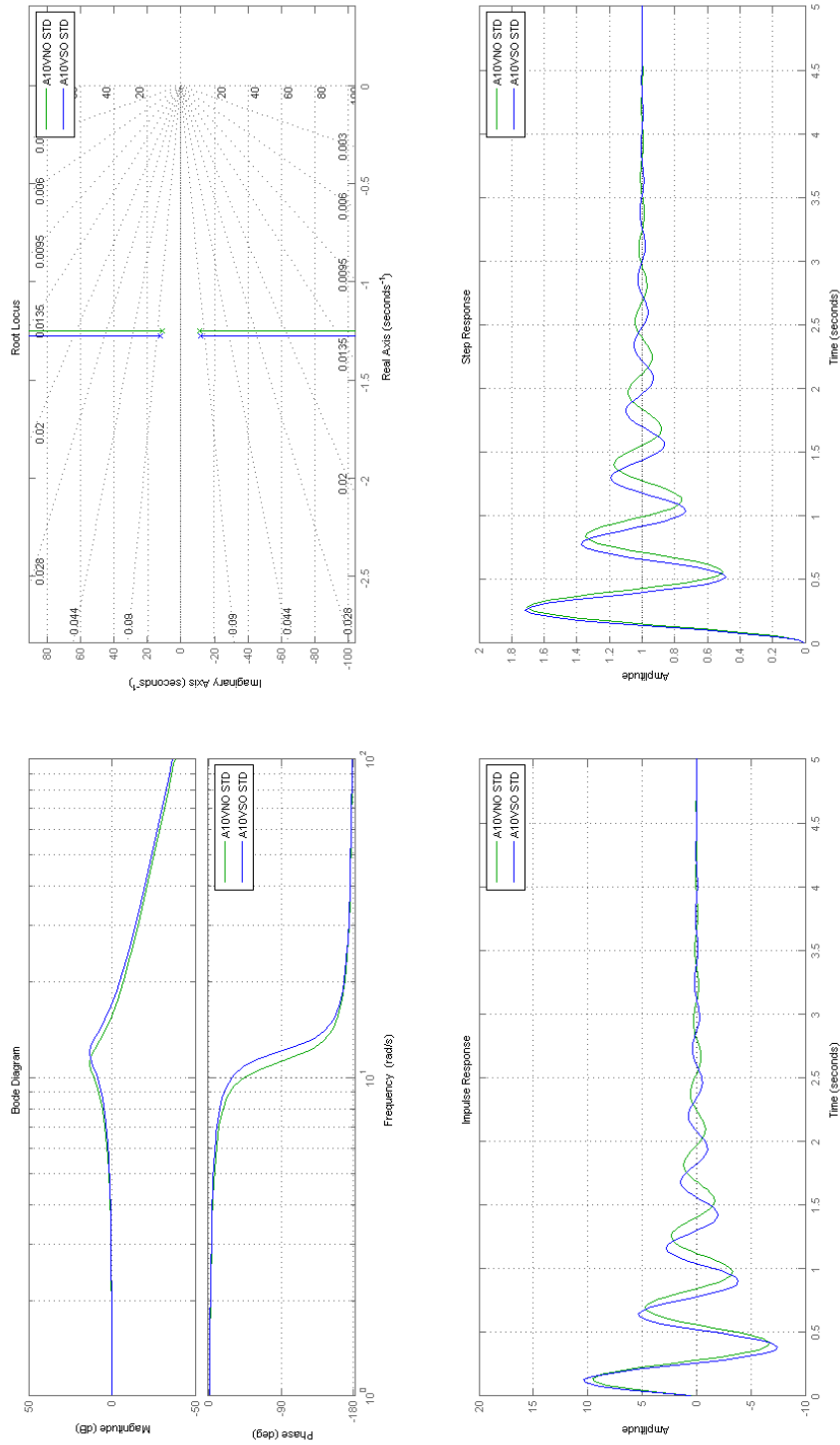


Figura 6.22. Configurazione standard delle macchine: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso

## 6.4.2 Modifiche al sistema

### Incremento della rigidezza della molla di riposizionamento

La prima modifica di interesse, riguarda la variazione della rigidezza della molla di riposizionamento del piatto inclinato, meglio nota come molla di bias. Questo tipo di modifica è semplice ed intuitivo, ha bassi costi di installazione e permette di ottenere alcuni effetti significativi sulla dinamica del sistema. osservando infatti i quattro riquadri delle figure 6.25 e 6.26, si nota come, per entrambe le tipologie di macchine esaminate, i poli complessi coniugati della funzione di trasferimento, si allontanano dall'asse immaginario, con un coefficiente di smorzamento minore, il che porta il sistema ad essere più *reattivo*. In questo caso, si ha una diminuzione del tempo di assestamento globale del sistema ed una riduzione della sovraelongazione massima, ma di contro presenta un tempo di ritardo ed un tempo di salita dell'uscita a regime leggermente più elevati rispetto alla configurazione standard. Nelle figure 6.23 e 6.24 vengono riportati gli andamenti della soluzione del sistema SIMULINK realizzato ed illustrato in precedenza per le due tipologie di macchine.

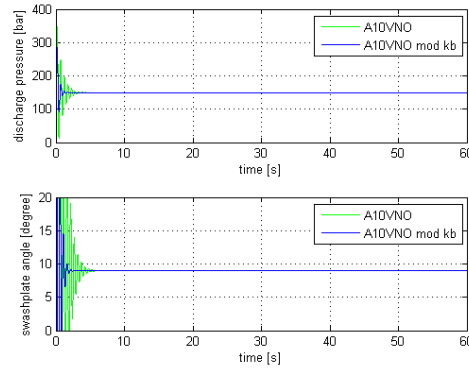


Figura 6.23. Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica molla di bias kb A10 VNO

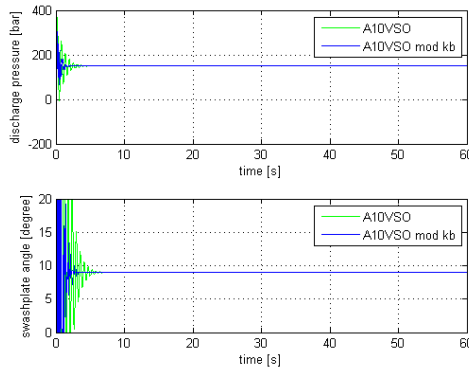


Figura 6.24. Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica molla di bias kb A10 VSO

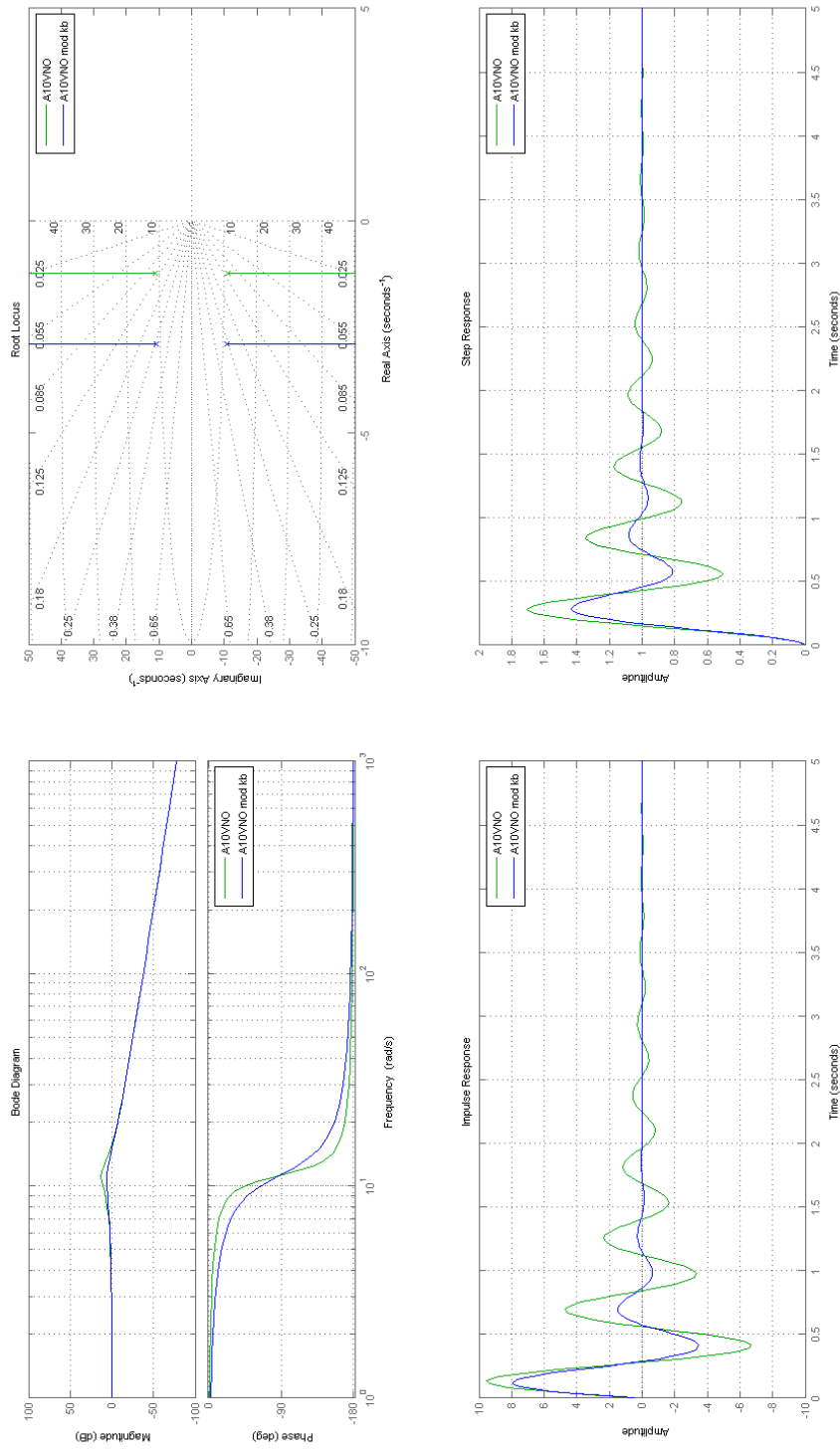


Figura 6.25. Modifica della molla di bias A10VNO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso

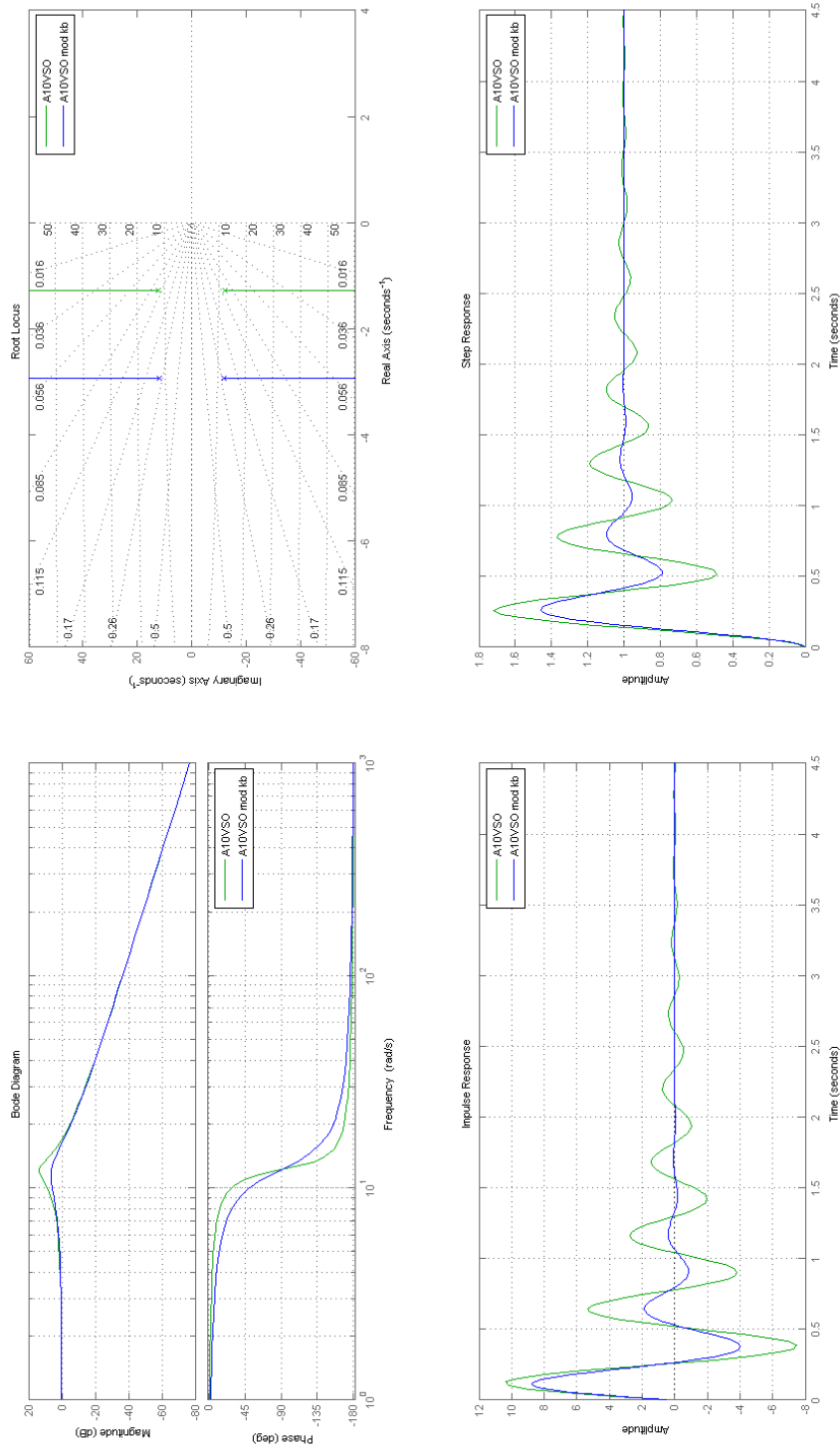


Figura 6.26. Modifica della molla di bias A10VSO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso

### Incremento del volume di mandata $V_h$

La seconda modifica proposta, consiste nella variazione, e precisamente nell'incremento del volume della linea di mandata, ovvero un aumento del volume di fluido di lavoro che passa attraverso la linea di mandata delle macchine in esame. Questo porta ad avere un tempo di assestamento praticamente immutato rispetto alla configurazione standard, ma tende ad aumentare il coefficiente di smorzamento del sistema, andando a modificare profondamente i tempi di ritardo e di salita. Altro effetto collaterale di tale modifica è la netta riduzione della frequenza naturale di risonanza e della larghezza di banda del sistema, a causa di un eccessivo fattore di smorzamento. I poli della funzione di trasferimento tendono ad avvicinarsi all'asse immaginario, rendendo il sistema meno stabile a fronte di repentine variazioni sul segnale di ingresso rispetto alla configurazione standard. Nelle figure 6.29 e 6.30, vengono riportati i risultati ottenuti per le due tipologie di macchine in esame soggette alla modifica del volume della linea di mandata. Anche in questo caso, si riporta nelle figure 6.27 e 6.28 la soluzione del sistema di equazioni differenziale ottenuto mediante il sistema SIMULINK.

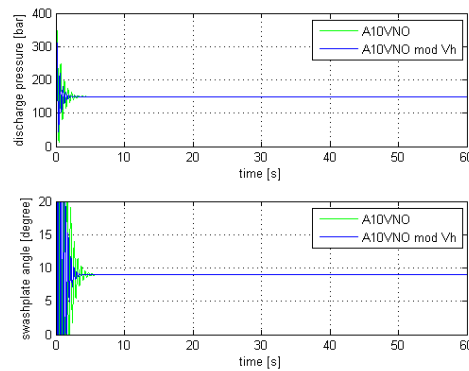


Figura 6.27. Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica volume di mandata  $V_h$  A10 VNO

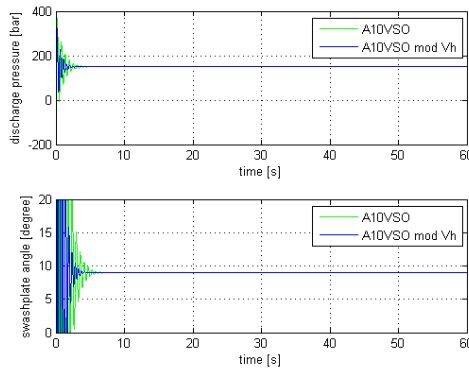


Figura 6.28. Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica volume di mandata  $V_h$  A10 VSO

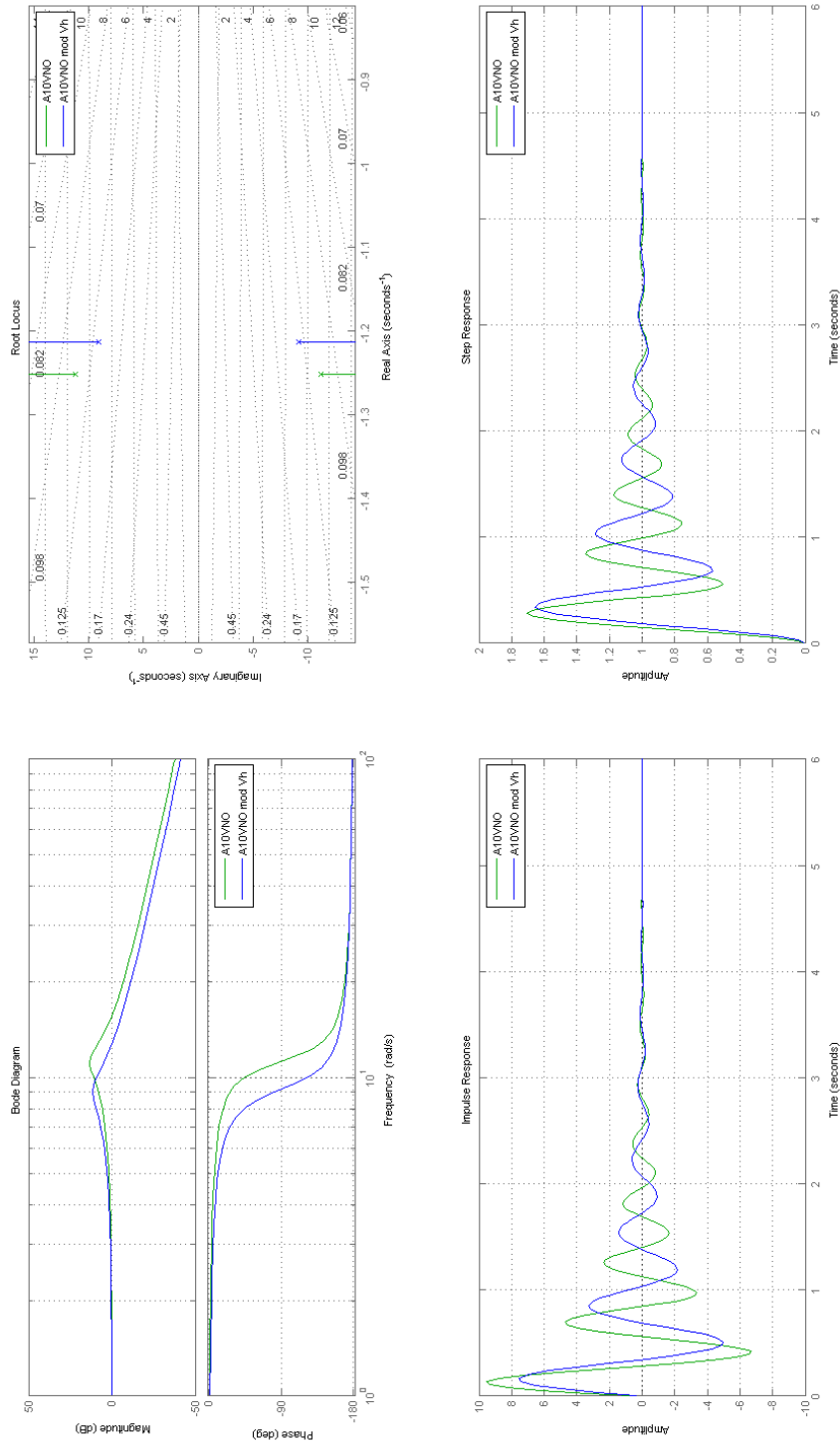


Figura 6.29. Modifica del volume della linea di mandata A10VNO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso

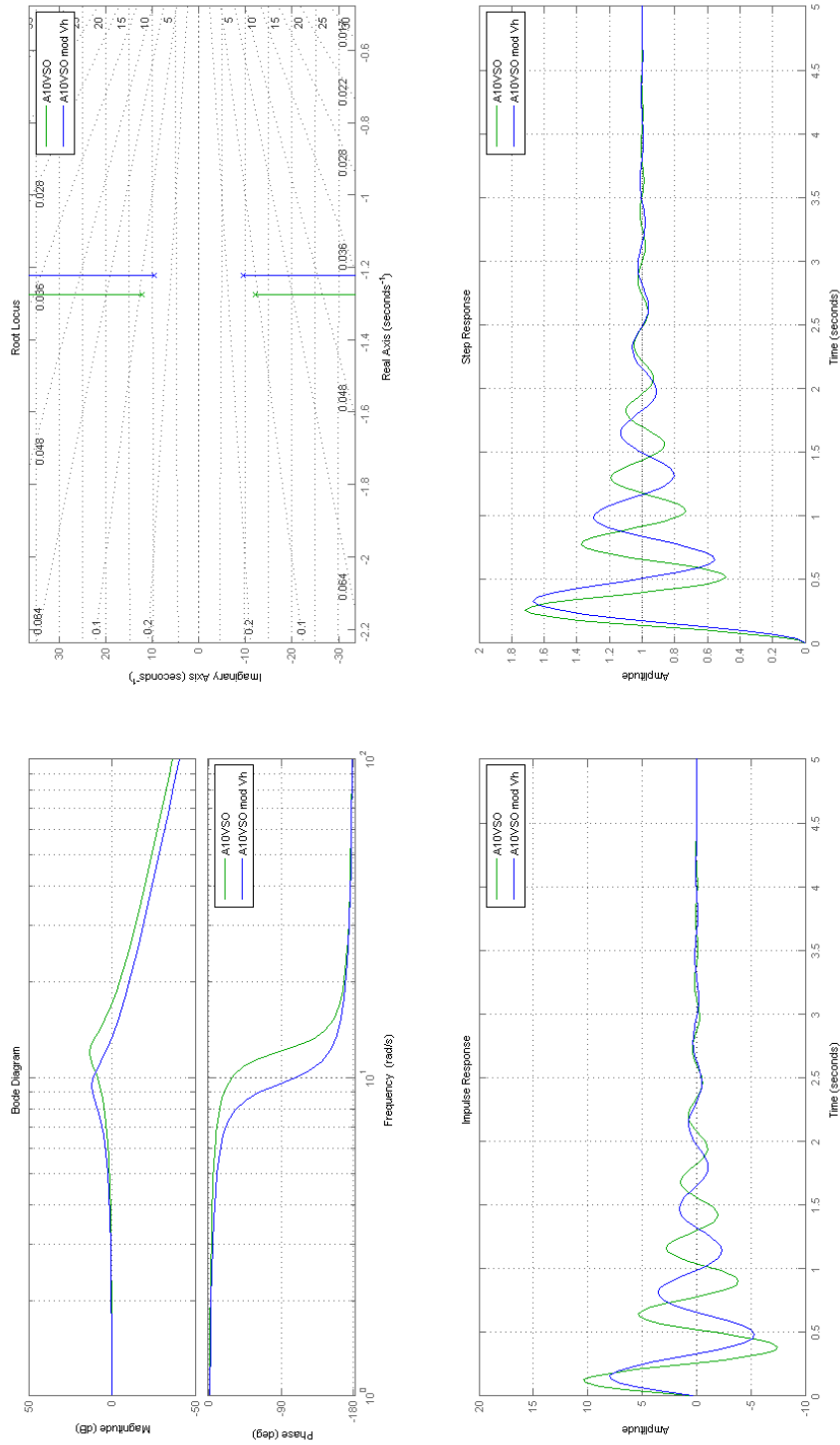


Figura 6.30. Modifica volume della linea di mandata A10VSO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso

### Incremento del coefficiente di perdita K

la terza modifica proposta, riguarda l'aumento del coefficiente delle perdite per trafileamento della macchina in esame. In questo modo, si aumentano le perdite del sistema, andando a creare un sistema più smorzato rispetto alla condizione di riferimento. Il tempo di assestamento del sistema si riduce, seppur di poco, rispetto alla condizione standard, mentre aumentano i tempi di salita e di ritardo, come è facile intuire dalle figure 6.33 e 6.34. Come detto in precedenza, il coefficiente di smorzamento aumenta, rendendo pertanto il sistema lievemente instabile. Nelle figure 6.31 e 6.32 si riportano ancora i risultati del sistema SIMULINK.

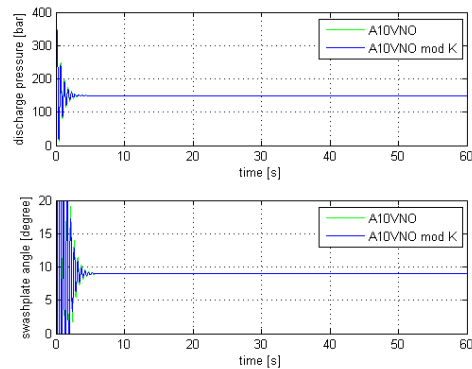


Figura 6.31. Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica del coefficiente di perdita K A10 VNO

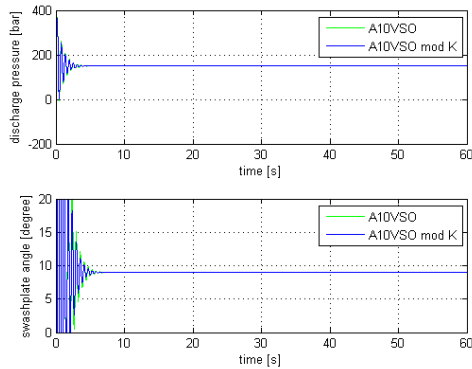


Figura 6.32. Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica del coefficiente di perdita K A10 VSO

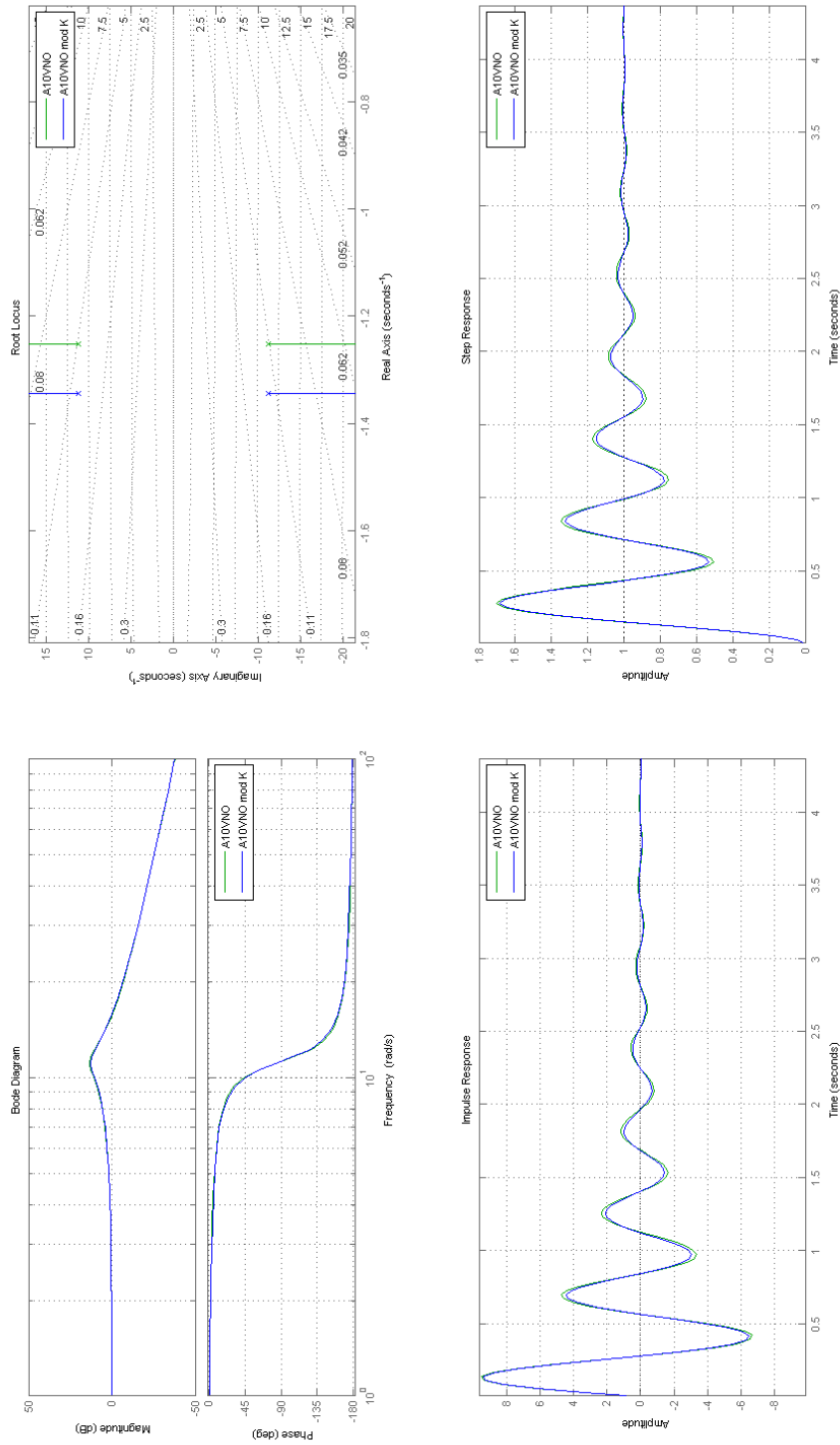


Figura 6.33. Modifica del coefficiente di perdita pompa A10VNO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso

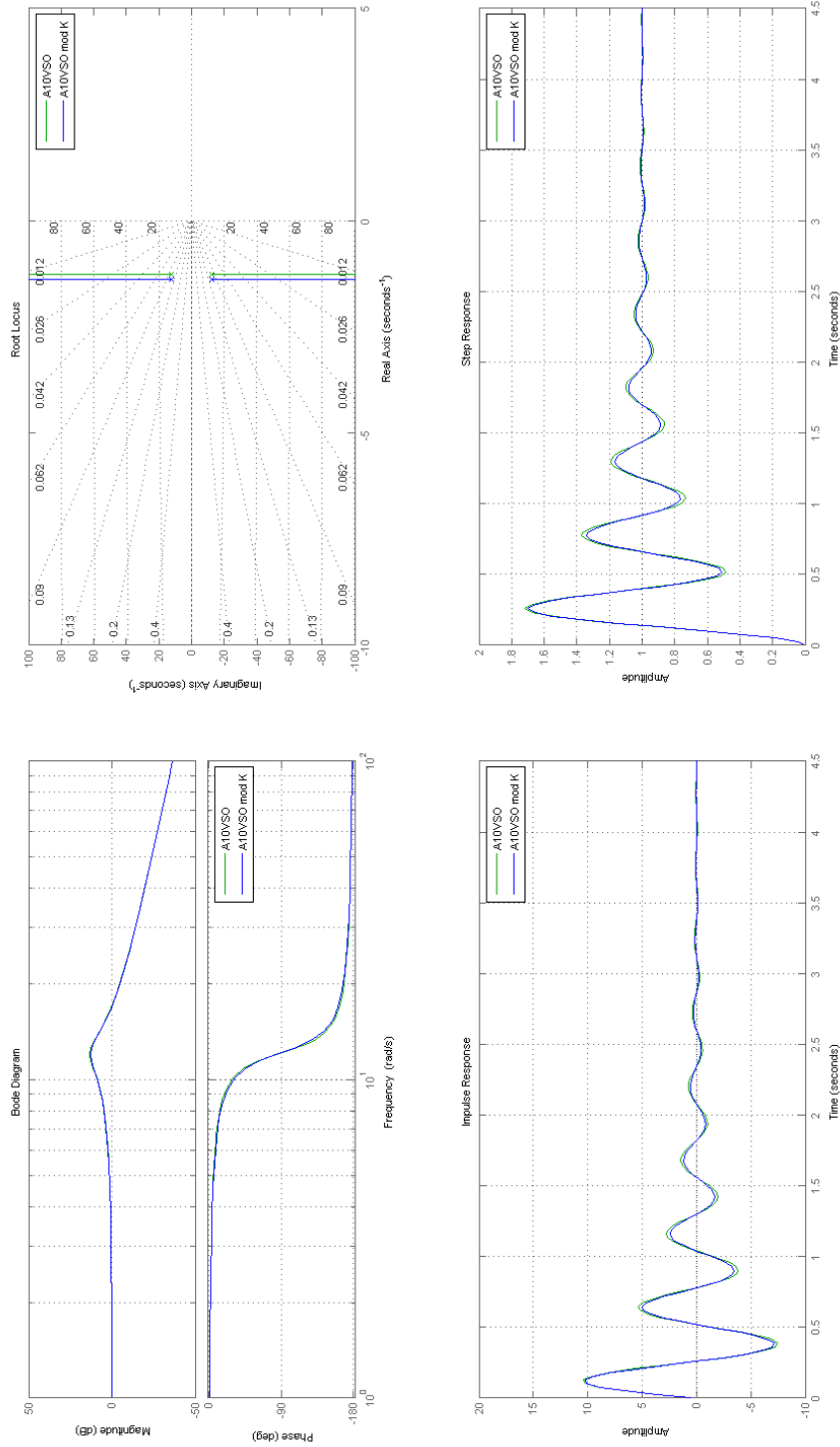


Figura 6.34. Modifica del coefficiente di perdita pompa A10VSO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso

### Riduzione del volume di controllo $V_c$

L'ultima modifica effettuata sulle due macchine in esame consiste nella riduzione del volume dell'attuatore di controllo, riconducibile ad una riduzione della corsa dello stesso attuatore, ovvero ad una riduzione del braccio di applicazione della forza esercitata dallo stesso attuatore per la regolazione della cilindrata della pompa. Dalle figure 6.37 e 6.38, si nota un netto miglioramento delle prestazioni della macchina in termini di tempo di ritardo e tempo di salita, in quanto il coefficiente di smorzamento è notevolmente ridotto rispetto alla configurazione standard, rendendo pertanto il sistema molto più stabile e responsivo. Il tempo di assestamento tuttavia, non subisce grandi variazioni, mentre la frequenza naturale di risonanza viene aumentata e la larghezza di banda viene notevolmente ampliata.

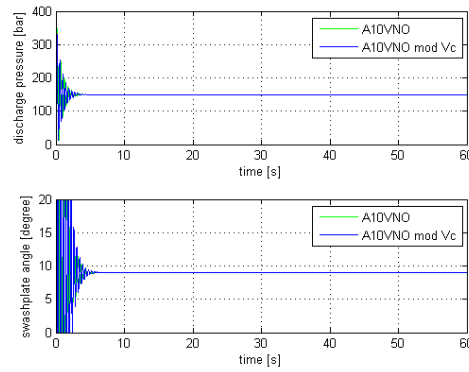


Figura 6.35. Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica volume di controllo  $V_c$  A10 VNO

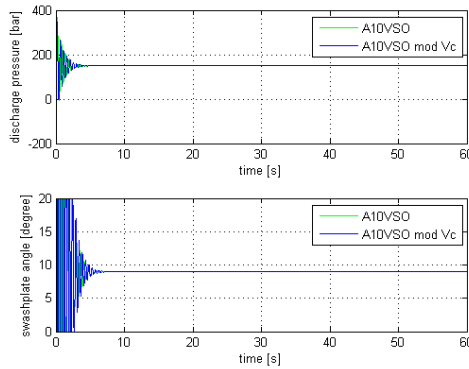


Figura 6.36. Risultati Simulink per la pressione di mandata e l'angolo del piatto inclinato con modifica volume di controllo A10 VSO

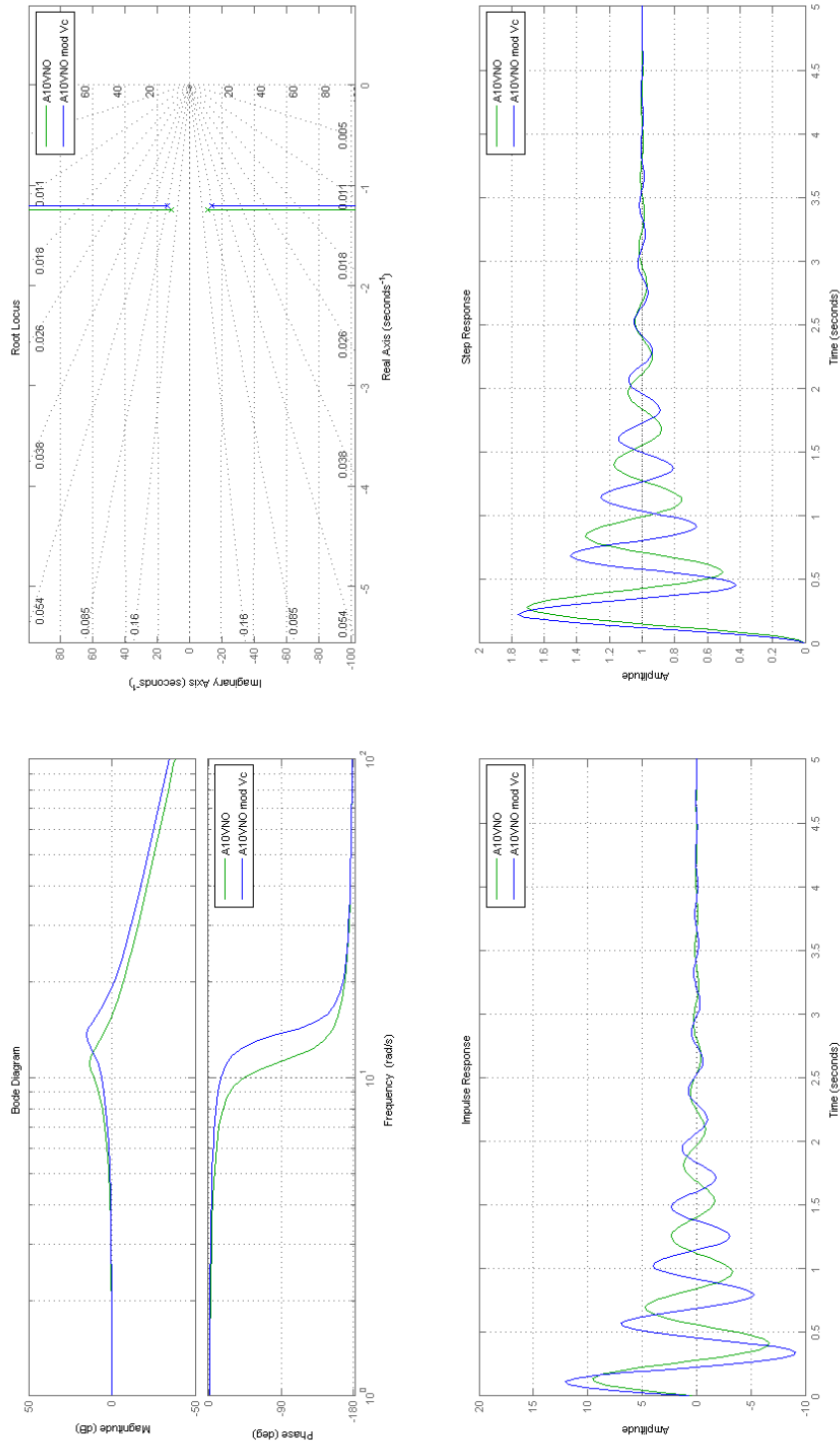


Figura 6.37. Modifica del coefficiente di perdita pompa A10VNO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso

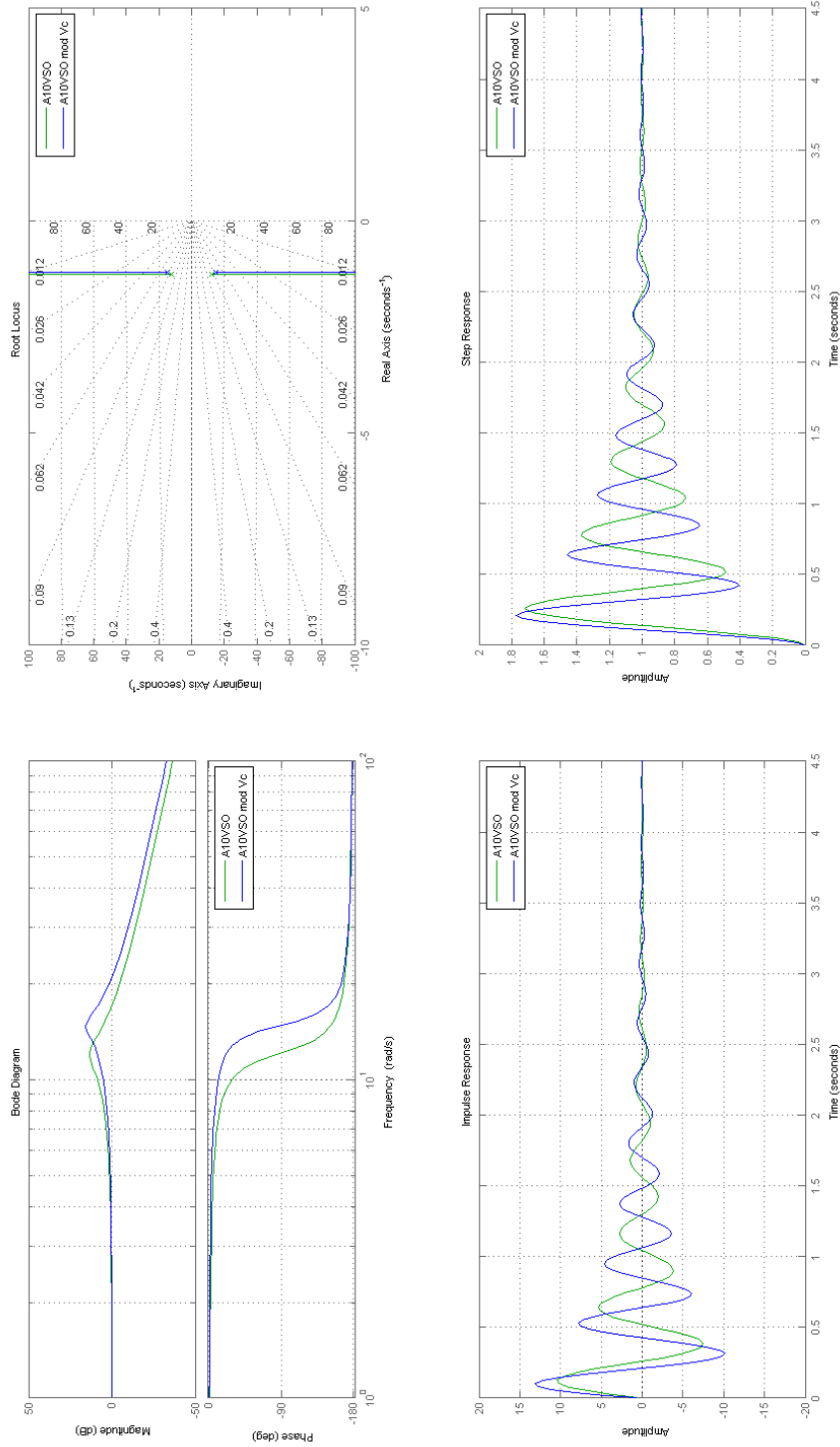


Figura 6.38. Modifica del coefficiente di perdita pompa A10VSO: diagramma di Bode, Luogo delle radici e risposte al gradino e all'impulso

## 6.5 Tempi di risposta e frequenze caratteristiche

Per completezza, si riportano nelle tabelle 6.3 e 6.4 i valori numerici, ottenuti per via analitica da routine MATLAB, confrontati con i dati riportati a catalogo dalla casa costruttrice delle macchine in esame.

DESCRIPTION	UNIT	CATALOGUE	A10VNO STD	A10VNO kb	A10VNO V <sub>h</sub>	A10VNO K	A10VNO V <sub>c</sub>
<i>T<sub>assettamento</sub></i>	s	NONE	2.3975	1.0336	2.4724	2.2313	2.4976
<i>T<sub>salita</sub></i>	ms	90	95.8093	127.8670	123.0210	97.4429	74.0918
<i>T<sub>ritardo</sub></i>	ms	NONE	95.7936	104.5662	118.9129	96.1358	77.1989
$\tau$	s	NONE	0.170	0.170	0.1321	0.170	0.170
$\xi$	add	NONE	0.1112	0.2572	0.2550	0.1193	0.0874
$\omega_n$	Hz	NONE	11.25	11.2851	9.1870	11.2706	13.7459
$\omega_b$	Hz	NONE	17.3613	16.8807	14.1347	17.3721	21.2665

Tabella 6.3. Tempi di risposta e frequenze caratteristiche: BOSCH A10 VNO

DESCRIPTION	UNIT	CATALOGUE	A10VSO STD	A10VSO kb	A10VSO V <sub>h</sub>	A10VSO K	A10VSO V <sub>c</sub>
<i>T<sub>assettamento</sub></i>	s	NONE	2.3547	1.0256	2.4532	2.1645	2.4512
<i>T<sub>salita</sub></i>	ms	80	87.4477	114.9239	116.4605	89.1494	67.7850
<i>T<sub>ritardo</sub></i>	ms	NONE	88.3703	95.8695	113.4177	88.7368	71.2600
$\tau$	s	NONE	0.1417	0.1417	0.2267	0.1417	0.1417
$\xi$	add	NONE	0.1049	0.2401	0.1273	0.1139	0.0825
$\omega_n$	Hz	NONE	12.1468	12.1839	9.6029	12.1678	14.8431
$\omega_b$	Hz	NONE	18.7569	18.3163	14.7849	18.7683	22.9749

Tabella 6.4. Tempi di risposta e frequenze caratteristiche: BOSCH A10 VSO

## 6.6 Confronti diretti

A conclusione di questo capitolo, si riportano i confronti diretti delle due tipologie di macchine, al variare dei parametri più influenti dal punto di vista della dinamica della macchina. La figura 6.40 mostra il confronto delle macchine con la modifica della rigidità della molla di bias, in figura 6.41 si riporta il confronto al variare del volume di mandata, in figura 6.42 viene mostrato il confronto al variare del coefficiente di perdita, ed infine, in figura 6.43, è riportato il confronto delle macchine al variare del volume di controllo.

In figura 6.39, si riporta, ancora una volta per completezza, il procedimento logico che sta alla base dell'intero processo di linearizzazione del sistema, al fine di ottenere la funzione di trasferimento, i tempi caratteristici e le frequenze classiche del sistema in esame. La routine realizzata in ambiente MATLAB segue esattamente il percorso sotto riportato.

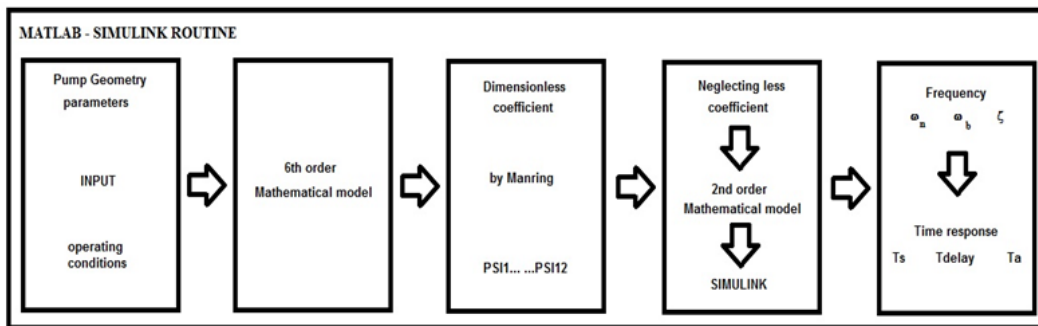


Figura 6.39. Diagramma a blocchi per la linearizzazione del sistema in ambiente MATLAB-SIMULINK

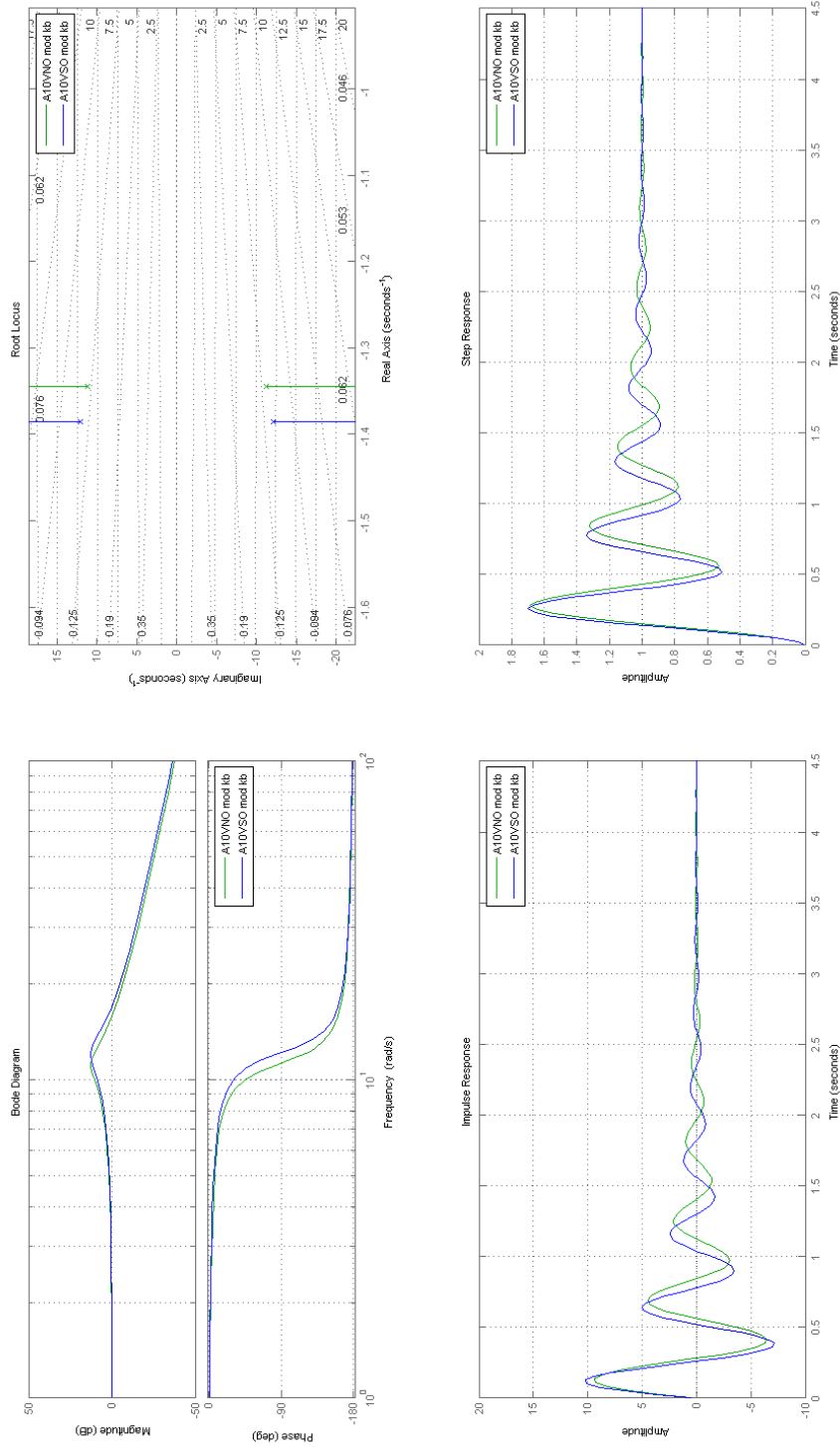


Figura 6.40. Confronto A10VNO vs A10VSO con la modifica della rigidità della molla kb

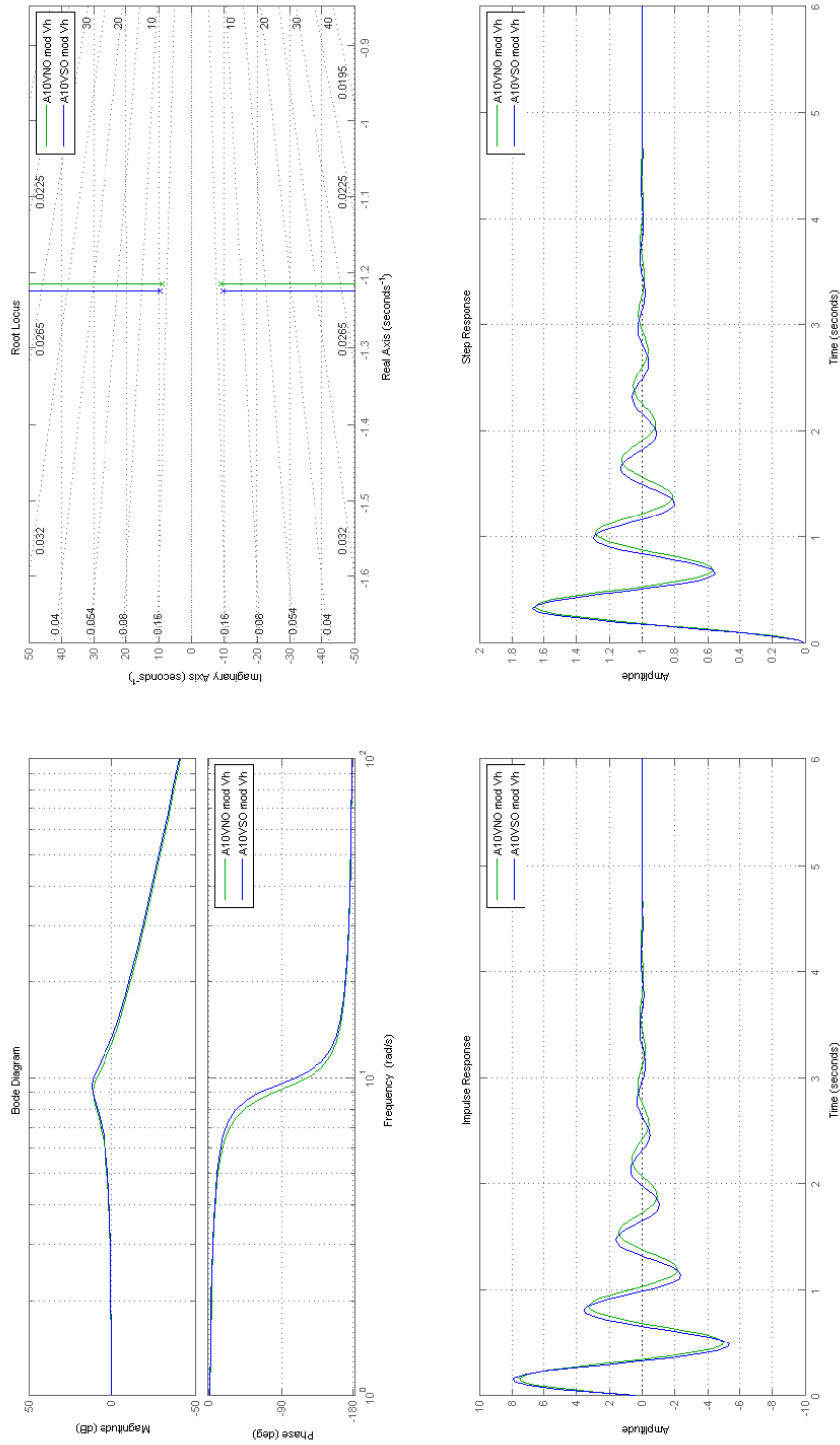


Figura 6.41. Confronto A10VNO vs A10VSO con la modifica del volume di mandata Vh

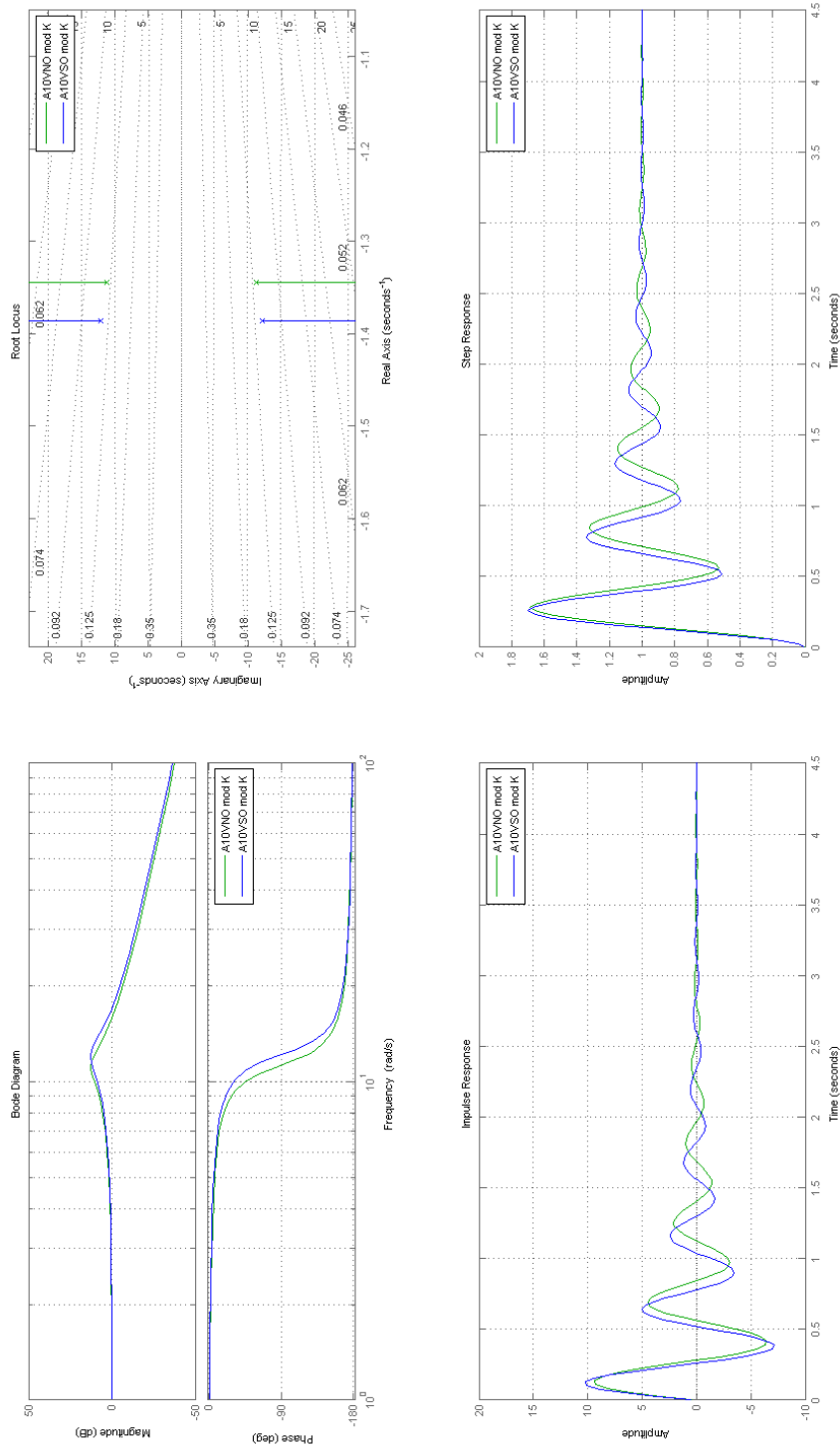


Figura 6.42. Confronto A10VNO vs A10VSO con la modifica del coefficiente di perdita K

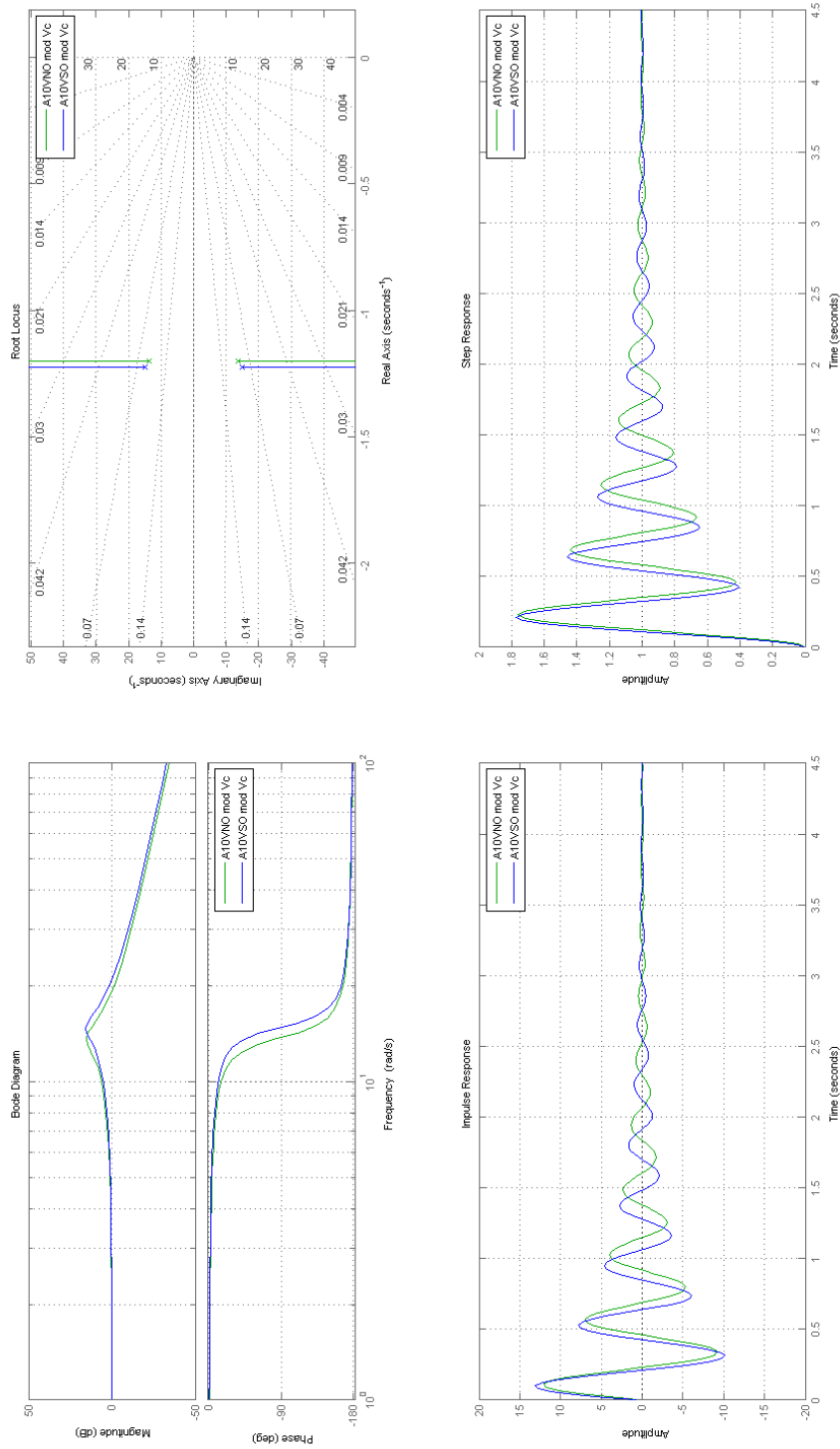


Figura 6.43. Confronto A10VNO vs A10VSO con la modifica del volume dell'attuatore di controllo Vc

## Capitolo 7

# Analisi a parametri concentrati di una pompa a pistoni assiali

### 7.1 Generalità

Nel capitolo precedente, è stato ampiamente analizzato il comportamento dinamico della macchina a pistoni assiali compensata in pressione, mediante l'ausilio dell'analisi lineare. Come detto in precedenza, molti sono stati i ricercatori che si sono occupati dell'analisi lineare di una pompa a pistoni assiali compensata sia in pressione che in portata, ma la difficile correlazione che si ha tra pressione di mandata, pressione di Load Sensing e dell'angolo di inclinazione del piatto, rende complesso uno studio della dinamica della stessa per differenti condizioni di funzionamento. Si può pensare di analizzare il comportamento dinamico di macchine, appartenenti alla sopracitata tipologia, ovvero, compensate in portata e pressione, supponendo di scegliere un punto di funzionamento, linearizzando il comportamento. Tale approccio, utilizzato da T.Persson, P.Krus e J.O.Palmberg, non consente di osservare le variazioni della pressione di mandata e dell'angolo del piatto inclinato in condizioni di transitorio. Una seconda strada per l'analisi lineare di macchine compensate in portata è data dalla riscrittura delle equazioni presentate da N.D.Manring e V.Metha, aggiungendo il termine di bilanciamento della pressione di Load Sensing all'interno dell'equazione relativa alla dinamica della valvola a tre vie, che identifica la dinamica del compensatore di portata. Tuttavia, la scrittura di queste equazioni, complica notevolmente il sistema di equazioni differenziali, dovuto all'introduzione di una variabile in più da considerare come variabile di ingresso del sistema. Conoscendo la relazione tra pressione di mandata della macchina e pressione di Load Sensing (pump margin), si potrebbe intraprendere questa strada, ma per semplicità, si è preferito eseguire l'analisi dinamica per questa tipologia di macchine mediante un software a parametri concentrati. Viene nel seguito riportata una breve descrizione del modello della macchina realizzato in ambiente LMS AMESim, con il relativo circuito di prova e la tipologia delle prove realizzate per validare il modello, secondo i dati riportati a catalogo dalla casa costruttrice. Anche in questo caso, si andranno a stimare i tempi caratteristici del sistema.

## 7.2 Modello a parametri concentrati della macchina

Il modello idraulico della macchina, realizzato in ambiente LMS AMESim, consiste in tre sezioni principali:

- gruppo rotante, che include il moto rototraslatorio dei pistoncini e il piatto di distribuzione
- gruppo piatto inclinato, che comprende gli attuatori di controllo e di bias e la dinamica del piatto inclinato
- gruppo compensatori, che include sia il compensatore di pressione che quello di portata.

Nelle figure 7.1, 7.3 e 7.5 vengono riportati i tre gruppi principali della macchina, con le relative variabili esterne di controllo. Questi tre gruppi, sono identificati da supercomponenti di sistema, dove all'interno vengono modellati in dettaglio tutti i componenti costruttivi della pompa in esame, implementando le equazioni caratteristiche per lo studio della dinamica.

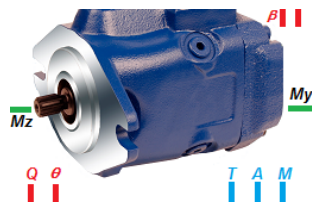


Figura 7.1. Gruppo rotante

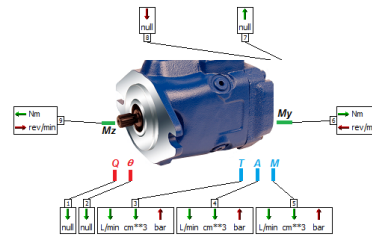


Figura 7.2. Gruppo rotante: external variable



Figura 7.3. Gruppo piatto inclinato

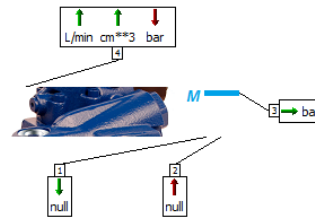


Figura 7.4. Gruppo piatto inclinato: external variable



Figura 7.5. Gruppo compensatori

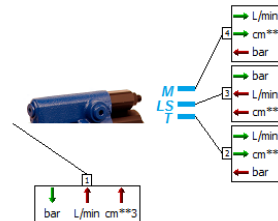


Figura 7.6. Gruppo compensatori: external variable

### 7.2.1 Gruppo pompante

All'interno di questo supercomponente, vengono modellati i sottoblocchi relativi ai pompanti (pistoncini), ai pattini, alla sezione di trafilamento tra blocco cilindri e pistoncini, alla dinamica del piatto inclinato relativa alla sola movimentazione del piatto e alla sezione relativa del piatto di distribuzione. In accordo con quanto esposto nel Capitolo 2, il modello idraulico relativo alla sola parte del gruppo pompante, è in grado di calcolare le forze e le coppie, dovute all'effetto della pressione di aspirazione e mandata, generate dai pompanti. Come variabili di ingresso, si assegna la velocità angolare del motore che trascina l'albero pompa ( $\omega$ ) e si deve fornire l'angolo di inclinazione del piatto, calcolato dal gruppo relativo al piatto inclinato. Pertanto, assegnate le condizioni di lavoro, si possono monitorare le pressioni, le portate, le forze e le coppie in gioco all'interno della macchina. In figura 7.7 è possibile osservare una singola sezione del gruppo pompante della macchina.

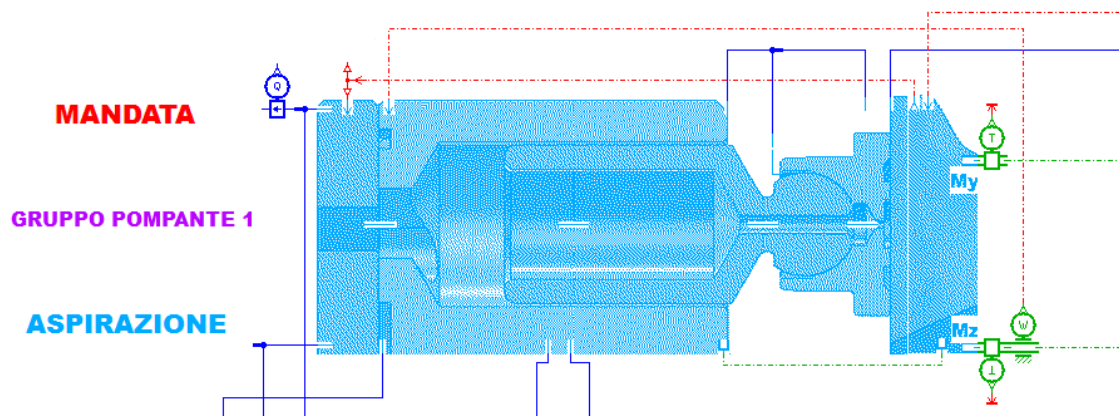


Figura 7.7. Singolo gruppo pompante della macchina

### 7.2.2 Gruppo piatto inclinato

Il gruppo piatto inclinato, identifica in modo univoco la dinamica dello swashplate, tenendo in considerazione l'equilibrio delle coppie generate dai pompanti, per effetto della variazione di pressione, della coppia generata dall'attuatore di bias, soggetto sempre alla pressione di mandata della macchina, e della coppia generata dall'attuatore di controllo, dovuta alla pressione di controllo  $P_c$  generata e controllata dal gruppo compensatori a seconda del carico considerato. Dal momento che per l'analisi lineare della macchina, sono state studiate due tipologie di macchine, dotate rispettivamente di un solo attuatore di controllo e molla di riposizionamento (A10VNO) e di doppio attuatore di controllo e molla di riposizionamento (A10VSO), per questo gruppo sono previsti due sottomodelli, così come riportato nelle figure 7.8 e 7.9.

Questa sezione è in grado di calcolare tutte le coppie presenti nel sistema e, mediante l'equilibrio di coppie, tenendo conto degli effetti inerziali del piatto inclinato, restituisce in ingresso al gruppo pompante il corretto angolo di inclinazione del piatto, derivante dalle condizioni di carico e quindi dalla pressione di controllo generata dal gruppo compensatori.

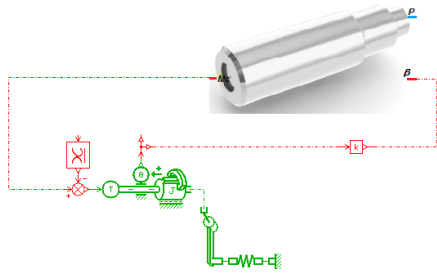


Figura 7.8. Gruppo piatto inclinato: A10VNO

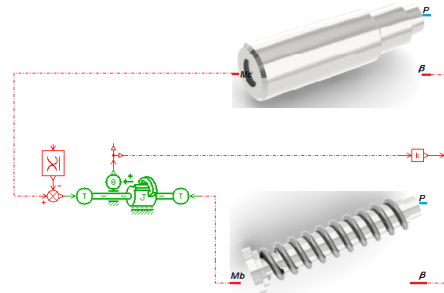


Figura 7.9. Gruppo piatto inclinato: A10VSO

### 7.2.3 Gruppo compensatori

Il gruppo compensatori qui presentato, fa riferimento alla tipologia precedentemente esposta nel Capitolo 3, identificato come DFR/DFR1 dalla casa costruttrice BOSCH. Il DFR/DFR1 non è altro che un regolatore (compensatore) di pressione-portata che mediante un diaframma regolabile preleva una pressione differenziale a monte e a valle dell'utenza, regolando di conseguenza la portata della pompa. Il regolatore di pressione viene bypassato automaticamente se il compensatore di portata è in funzione, ed ha pertanto il solo compito di valvola di sicurezza, qualora nel sistema si raggiungano pressioni che superano la sua soglia di taratura.

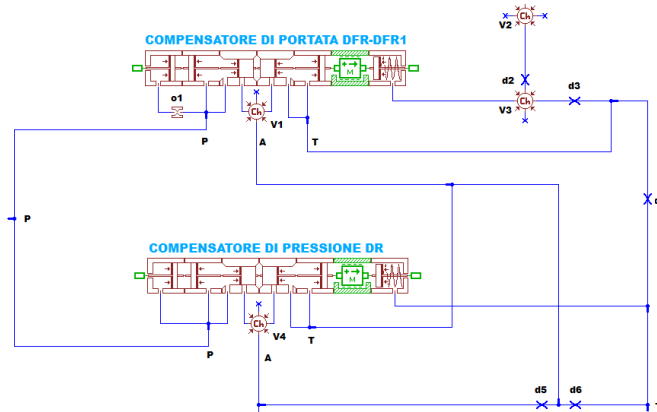


Figura 7.10. Gruppo compensatori DFR/DFR1

### 7.2.4 Equazioni di riferimento

Come precedentemente esposto, il modello a parametri concentrati realizzato, è stato generato allo scopo di valutare la transizione della pressione nelle singole camere pompanti in funzione dell'angolo di rotazione dell'albero, e di conseguenza tutte le grandezze istantanee quali la portata in ingresso e uscita, le forze e le coppie scambiate tra i diversi componenti, l'eventuale interazione con il circuito che accoglie la macchina. Le caratteristiche geometriche della macchina, in particolare la forma delle luci che permettono la comunicazione delle camere pompanti con gli ambienti a diversa pressione, possono essere così direttamente correlate al comportamento idraulico. Uno schema del modello a parametri concentrati è riportato in figura 7.11: l'elemento principale rappresentato è il volume (camera pompante), variabile in funzione dell'angolo di rotazione della macchina e che comunica con gli ambienti circostanti attraverso più orifici a sezione variabile, che si aprono e chiudono in funzione della posizione angolare.

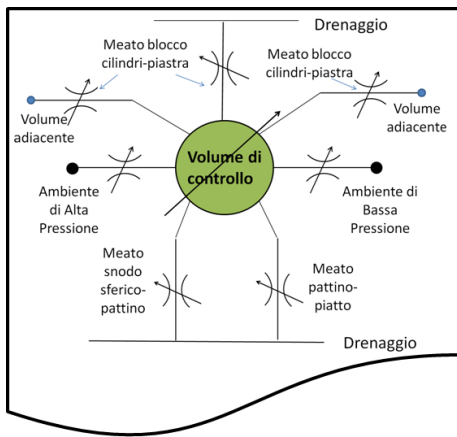


Figura 7.11. Schema del modello a parametri concentrati

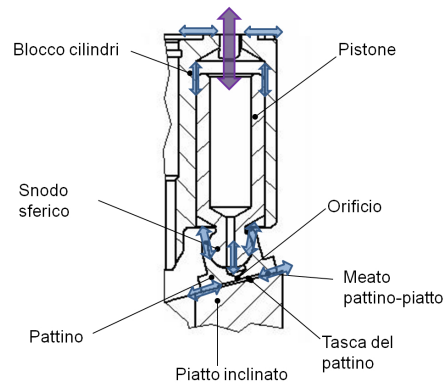


Figura 7.12. Portate di fluido scambiate tra la camera pompante e gli ambienti circostanti.

Per ogni camera pompante, due di questi orifici rappresentano le luci scoperte dal pistone stesso durante la rotazione del blocco cilindri affacciato alla piastra di distribuzione fissa; essi aprono e chiudono la comunicazione con gli ambienti di bassa ed alta pressione; gli altri orifici rappresentano invece i meati attraverso cui trafiletti di portata fluiscono all'ambiente di bassa pressione, al drenaggio e verso i pistoncini adiacenti che si trovano a pressione più bassa, così come illustrato in figura 7.12. Un ulteriore fondamentale elemento è rappresentato dal piatto inclinato: con questo l'insieme pistone-pattino scambia forze e coppie derivanti principalmente dall'inerzia del componente in moto, dall'azione della pressione, dall'attrito viscoso, dall'azione centrifuga. Oltre all'azione dei pistoncini, il piatto subisce l'azione di un eventuale attuatore che serve per determinare la sua inclinazione e quindi la cilindrata della macchina.

Il modello matematico che costituisce il tessuto su cui poggia lo schema a blocchi precedentemente descritto e che implementa le equazioni differenziali all'interno del modello a parametri concentrati è così costituito: per quanto riguarda la parte idraulica sono state accoppiate l'equazione di continuità scritta per ciascuna camera pompante e l'espressione delle portate scambiate attraverso i vari orifici. Per ogni volume di controllo è possibile quindi scrivere l'equazione di continuità per un fluido incomprimibile, considerando un efflusso monodimensionale isoterma.

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{B}{V} \left( \sum_k Q_k - \frac{dV_i}{dt} \right), i = 1 \dots N \quad (7.1)$$

$$\frac{dp_i}{d\theta} = \frac{B}{V\omega} \left( \sum_k Q_k - \omega \frac{dV_i}{d\theta} \right), \omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (7.2)$$

Dove  $B$  è il Bulk Modulus del fluido,  $Q_k$  rappresenta il generico contributo di portata scambiata dal pompante. Il volume della camera pompante e la sua variazione in funzione dell'angolo di rotazione, nota la geometria della macchina, si può esprimere come riportato nelle equazioni 7.3 e 7.4:

$$V = V_0 + R_{cp}(1 - \cos\theta_i) \tan\alpha \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad (7.3)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{R_{cp}}{d\theta} \frac{\pi}{4} D_p^2 (\sin\theta_i \cdot \tan\alpha \cdot \omega + \frac{1 - \cos\theta_i}{\cos\alpha^2} \cdot \dot{\alpha}) \quad (7.4)$$

Nell'equazione 7.3,  $V_0$  è il volume morto della camera,  $R_{cp}$  il raggio del blocco cilindri,  $\alpha$  l'angolo del piatto,  $D_p$  il diametro del pistone,  $\theta_i$  la posizione angolare dell' $i$ -esimo pistone e  $\omega$  la velocità angolare. Per il calcolo dei contributi di portata occorre distinguere tra l'approccio adottato per valutare le portate scambiate attraverso le luci del piatto di distribuzione e quelle che fluiscono attraverso i meati di lubrificazione della macchina. Nel primo caso è stata utilizzata l'equazione dell'efflusso attraverso un orificio di sezione  $A$ :

$$Q = c_d A \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \text{sign}(\Delta p) \quad (7.5)$$

Nell'equazione 7.5, il parametro  $c_d$  rappresenta il coefficiente di efflusso, variabile in funzione del numero di Reynolds; tale equazione, permette di descrivere in modo semplificato le due tipologie di moto che possono verificarsi attraverso l'orificio, laminare e turbolento, adottando un andamento del coefficiente d'efflusso come riportato nell'equazioni 7.6:

$$c_d = c_\infty \tanh \frac{2Re}{Re_c}$$

$$Re = \frac{D_h}{\nu} \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \quad (7.6)$$

Dove  $D_h$  è il diametro idraulico dell'orificio,  $\nu$  la viscosità cinematica e  $\rho$  la densità del fluido;  $Re_c$  rappresenta il valore assunto da  $Re$  in corrispondenza della supposta transizione tra moto laminare a turbolento. Infine  $C_\infty$  è il valore del coefficiente di efflusso in corrispondenza di un moto turbolento pienamente sviluppato attraverso l'orificio. Un aspetto rilevante della modellazione è la valutazione dell'area geometrica di passaggio  $A$ , funzione della posizione angolare  $\theta$ . L'andamento di tale area dipende dalla sovrapposizione delle luci ricavate sulla piastra di distribuzione e quelle ricavate sul blocco cilindri. Spesso le luci sulla piastra sono caratterizzate da fresature di anticipo/ritardo dell'apertura/chiusura delle luci. Per descrivere correttamente almeno gli andamenti geometrici di tali luci è stato adottato un approccio parametrico. I trafiletti attraverso i meati di lubrificazione sono stati descritti ipotizzando una condizione di moto laminare negli stessi e supponendo che tali meati fossero caratterizzati da una geometria costante; in particolare si è ipotizzato che l'altezza del meato (cioè la distanza tra le superfici accoppiate dei componenti in moto relativo l'uno rispetto all'altro) sia costante e pari ad un valore medio determinato grazie all'analisi del comportamento dei meati di lubrificazione, realizzata tramite lo studio del comportamento del film di lubrificante. In questo modo è stato possibile semplificare il modello ma al tempo stesso

è pensabile utilizzarlo per svolgere un'analisi di sensibilità sul comportamento della macchina volumetrica al variare dell'altezza dei meati di lubrificazione; è inoltre possibile fornire in input al modello una mappatura dinamica dell'andamento dell'altezza dei meati al variare della condizione di funzionamento della macchina e dell'andamento della pressione nelle camere pompanti in modo da descrivere in maniera più fedele il comportamento dei meati. Considerando una geometria costante per i meati di lubrificazione, un fluido incomprimibile e condizioni isoterme, l'equazione di Reynolds permette di esprimere le portate trafilate in funzione della geometria stessa e della pressione. Per il meato tra pattino e piatto inclinato la portata  $Q_{tr}$  attraverso il meato ad altezza costante  $h$  viene espressa come nell'equazione 7.7:

$$q = \frac{\pi h^3 (p_{int} - p_{ext})}{6\mu \ln \frac{R_{ext}}{R_{int}}} \quad (7.7)$$

Nell'equazione soprastante,  $R_{ext}$  and  $R_{int}$  rappresentano il raggio esterno ed interno del pattino,  $\mu$  la viscosità assoluta del fluido,  $p_{int}$  e  $p_{ext}$  i valori della pressione al bordo interno ed esterno del meato. In maniera analoga, considerando ancora una geometria assial-simmetrica ed un'altezza del meato costante, è possibile esprimere la portata che fluisce attraverso il meato tra pistone e pattino allo snodo sferico tra pistone e pattino. Il trafileamento tra il blocco cilindri e la piastra di distribuzione è mostrato nell'equazione 7.8. In questo caso le vie di fuga per il fluido di lavoro sono diverse, potendo l'olio fluire direttamente al drenaggio o verso i pistoncini adiacenti; per questo motivo sono state definite apposite dimensioni equivalenti,  $l$  lunghezza e  $b_{cy}$  larghezza dei meati, descrittive in modo qualitativo delle dimensioni dei meati, ed è stata considerata un'altezza costante  $h_{cy}$  (distanza tra il blocco cilindri e la piastra di distribuzione). La differenza di pressione può essere quella tra la pressione  $p$  nel generico pistone considerato e la pressione al drenaggio o la pressione in uno dei pistoncini adiacenti.

$$q = \frac{b_{cy} h_{cy}}{12\mu \cdot l} (p - p_D) \quad (7.8)$$

La portata  $q$  attraverso il meato tra il pistone ed il blocco cilindri è espressa nell'equazione 7.9, considerando il pistone perfettamente concentrico nel cilindro e dove  $h_{pi}$  rappresenta il gioco radiale,  $l_e$  la lunghezza del meato variabile con la posizione del pistone  $x_p$ :

$$q = \frac{\pi D_p h_{pi}^3}{12\mu l_e} \cdot (p - p_D) \pm \frac{\pi D_p}{2} h_{pi} \dot{x}_p \quad (7.9)$$

A queste sono state accoppiate le equazioni che descrivono la dinamica dello spostamento dell'insieme pattino-pistone, del piatto, dell'insieme albero-blocco cilindri. Ciascun insieme pattino-pistone si muove di moto alternato avanti e indietro nel blocco cilindri. Considerando una velocità angolare costante  $\omega$  lo spostamento, la velocità e l'accelerazione del pistone sono già state descritte nel Capitolo 2. L'insieme pattino-pistone è sottoposto a diversi contributi di forza: l'azione della pressione nel pistone,  $F_{pi}$ ; la forza inerziale  $F_{mi}$ ; la forza di attrito viscoso che nasce nel meato tra blocco cilindri e pistone,  $F_{vi}$ ; il contributo di forza generato dal piatto sull'insieme pattino-pistone  $R_{zi}$ .

$$\begin{aligned} F_{pi} &= \frac{p\pi D_p^2}{4} \\ F_{mi} &= -m\ddot{x}_{pi} \\ F_{vi} &= -\frac{\pi\mu D_p l_e}{h_{pi}} \dot{x}_{pi} \end{aligned} \quad (7.10)$$

Il piatto inclinato di una macchina a pistoni assiali è sottoposto all'azione di ciascuno dei pistoni che attraverso il pattino trasmette al piatto un contributo di coppia che tende a far ruotare il piatto. L'equazione 7.11 descrive il comportamento dinamico del piatto, considerando che  $I$  è il momento di inerzia,  $\alpha$  l'angolo di inclinazione del piatto,  $T_c$  la coppia proveniente dal dispositivo di cambio cilindrata,  $T_{sw}$  la coppia determinate dall'azione dell'insieme pattino-pistone sul piatto inclinato e  $T_\nu$  la coppia di attrito viscoso.

$$I\ddot{\alpha} = T_c + T_{sw} + T_\nu \quad (7.11)$$

Il termine  $T_{sw}$  deriva dall'azione degli  $N$  pistoni sul piatto inclinato; ciascuno di questi contributi deriva dal prodotto della forza  $F_{sl-sw,i}$  componente normale al piatto della forza risultante  $R_{z,i}$  moltiplicato per il braccio  $l_{sw,i}$  del set di equazioni 7.2.4:

$$\begin{aligned} T_{sw} &= \sum_{i=1}^N T_{sw,i} = \sum_{i=1}^N F_{sl-sw,i} \cdot l_{sw,i} \\ l_{sw,i} &= \frac{R_{cp} \cos \theta_i}{\cos \alpha} \\ F_{sl-sw,i} &= -\frac{R_{z,i}}{\cos \alpha} \end{aligned} \quad (7.12)$$

Il termine viscoso può essere espresso come in equazione 7.13, dove  $c$  è il coefficiente di attrito viscoso:

$$T_\nu = -c\dot{\alpha} \quad (7.13)$$

Il contributo proveniente da un eventuale dispositivo di ritegno (ad esempio una molla) può essere naturalmente integrato nell'equazione 7.11.

Infine,  $T_{alb}$  rappresenta la coppia all'albero della macchina volumetrica:

$$\begin{aligned} T_{alb} &= \sum_{i=1}^N F_{sl-sw,i} x_{sl-sw,i} \\ x_{sl-sw,i} &= R_{cp} \sin \theta_i \end{aligned} \quad (7.14)$$

La parte idraulica e la parte meccanica nel modello dialogano tra loro scambiando forze, coppie, spostamenti, velocità ed accelerazioni dei diversi elementi, nella tipica logica Bond-Graph che caratterizza l'ambiente di simulazione utilizzato. Nel seguito viene esposta la parte relativa all'analisi a parametri concentrati della macchina a pistoni assiali per lo studio della dinamica del sistema. Le equazioni precedentemente esposte, hanno validità generale e sono incluse nel modello idraulico.

## 7.3 Analisi dinamica del sistema: modello a parametri concentrati

In questa sezione, si vuole analizzare lo studio della dinamica del sistema pompa a pistoncini assiali compensata in pressione e portata, mediante l'utilizzo di un software commerciale a parametri concentrati, andando a riprodurre un circuito di test al fine di valutarne le prestazioni in termini di tempi di risposta e del comportamento dinamico di variazione della cilindrata in funzione di differenti condizioni operative.

### 7.3.1 Condizioni di test

Il circuito idraulico riportato in figura 7.13, presenta uno strozzatore fisso che identifica il carico connesso alla linea di mandata della pompa in esame. Si nota un secondo strozzatore, questa volta ad area variabile, che identifica in modo schematico (e quindi comprensivo delle perdite di carico) il distributore per il comando del carico. La pressione massima del circuito, è variabile in funzione della taratura della molla della valvola limitatrice di pressione, che rappresenta la valvola di massima (sicurezza) del sistema globale. Per le condizioni di test della pompa, al fine di monitorare gli effetti dinamici, la valvola limitatrice di pressione viene posizionata ad 1m dalla bocca di mandata della pompa.

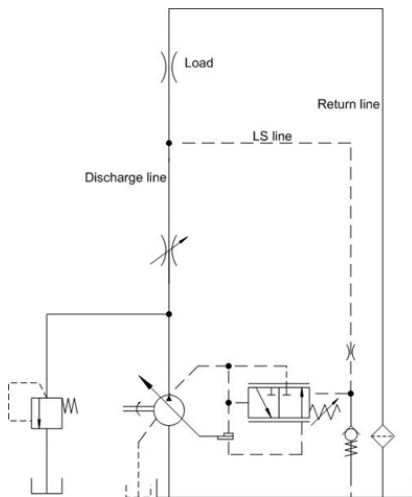


Figura 7.13. Layout del circuito di test

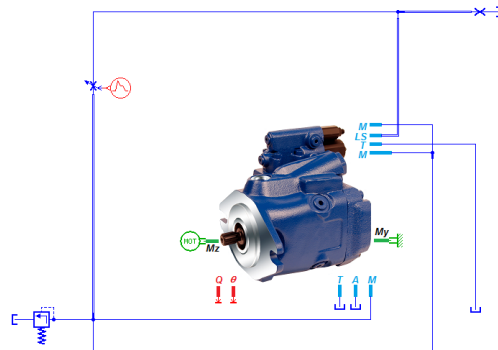


Figura 7.14. Modello idraulico del sistema in ambiente LMS AMESim

Il ciclo di carico utilizzato, prevede una completa apertura dello strozzatore ad area variabile in circa 80 ms, mentre la chiusura completa si ha per un tempo equivalente di 20 ms. Come esposto nei capitoli precedenti, vengono confrontate due macchine a pistoncini assiali che differiscono solamente per la tipologia di meccanismo di variazione della cilindrata. Entrambe le macchine, per un confronto diretto e preciso, presentano uguale cilindrata, pari a  $45 \text{ cm}^3/\text{giro}$ , e vengono testate nella configurazione di circuito aperto con pressioni nominali massime pari a 28 MPa per la tipologia con doppio attuatore di controllo (BOSCH A10 VSO) e pari a 21 MPa per la tipologia con un solo attuatore di controllo (BOSCH A10 VNO).

### 7.3.2 Risultati

#### Tempi di risposta

Il primo test effettuato, prevede l'analisi dinamica delle due tipologie di macchine separatamente una dall'altra. Questo al fine di valutare e comparare i dati ottenuti mediante il software commerciale, con i dati riportati a catalogo dal costruttore. A tal proposito, è bene specificare che, per eseguire il test della dinamica dei due sistemi in modo separato, si ha la necessità di settare differenti condizioni operative. Per la tipologia con un solo attuatore di controllo, la simulazione viene eseguita impostando la taratura del compensatore di portata (DFR/DFR1) pari a 2.7 MPa, mentre si impone un valore di pressione massima di circuito pari a 15 MPa. L'orificio fisso, che identifica come detto, il carico, viene settato al valore di pressione e portata massima che la pompa è in grado di sostenere, precisamente pari a 21 MPa e 68 L/min. Lo strozzatore variabile, che identifica il distributore, viene invece settato alla massima caduta di pressione corrispondente alla portata massima erogabile dalla pompa, pari a 2.7 MPa. La seconda tipologia di macchina, impone delle condizioni di test leggermente differenti, dovuto alla diversa costruzione geometrica della macchina che permette di avere un range operativo di pressioni superiore. In questo caso si eseguono due test per la stessa macchina (test A e test B).

Il primo è caratterizzato dalla taratura dello strozzatore fisso pari a 5 MPa alla massima portata imposta dalla pompa, mentre il secondo test presenta lo stesso strozzatore fisso impostato a 28 MPa, sempre alla portata massima della pompa. Il compensatore di portata viene tarato, in entrambi i casi, come la configurazione standard imposta dal costruttore, pari a 1.8 MPa. Vengono nel seguito riportati i dati più significativi in merito ai test eseguiti sulle due macchine. Al fine di ottenere dei risultati confrontabili con i dati riportati a catalogo, si è deciso di eseguire lo stesso test proposto dalla casa costruttrice, identificando così due parametri caratteristici per i tempi di risposta, definiti come nel seguito:

- *t<sub>sa</sub> stroking time*, definito come il tempo necessario per portare la macchina dalla pressione di standby alla pressione massima del sistema
- *t<sub>se</sub> destroking time*, definito come il tempo necessario per portare la macchina dalle condizioni di pressione massima del sistema, fino alla pressione nominale di standby.

In questo modo, è possibile ottenere delle indicazioni sul tempo di risposta del sistema compensato in portata, andando a monitorare la variazione della pressione di mandata della macchina, e il suo angolo di inclinazione del piatto, in funzione del tempo.

In figura 7.15, è mostrato il comportamento dinamico della macchina riferita alla geometria di variazione della cilindrata, con un solo attuatore di controllo.

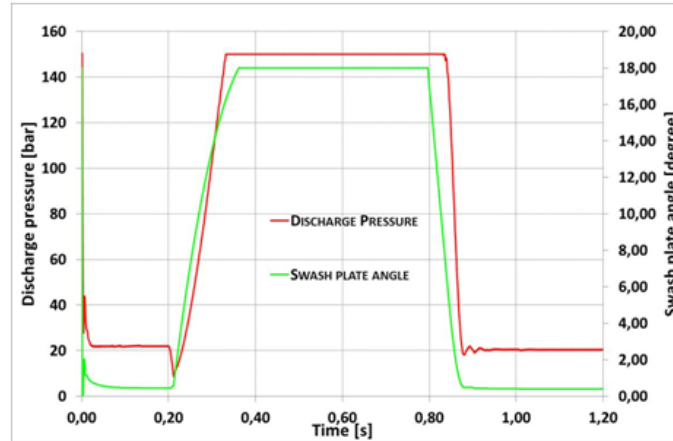


Figura 7.15. Comportamento dinamico BOSCH A10 VNO

La linea rossa identifica la pressione della linea di mandata, mentre la linea verde mostra la variazione dell'angolo di inclinazione del piatto a fronte di una variazione imposta dal ciclo di carico sullo strozzatore variabile. Quando l'orificio variabile è aperto (Area di passaggio massima), la pressione di Load Sensing agisce sulla spola del compensatore di portata, determinandone l'apertura della connessione tra la camera dell'attuatore di controllo e lo scarico. Questa condizione operativa, provoca un aumento della cilindrata della pompa e della pressione sulla linea di mandata. Una volta che lo strozzatore viene chiuso (a seconda del ciclo di carico imposto dall'utente), si ha la situazione diametralmente opposta a quella appena descritta, portando la macchina in condizioni di cilindrata pressochè nulla, identificando così la condizione di standby del sistema. In questo caso, l'angolo del piatto della macchina raggiunge il suo minimo, consentendo la corretta portata di alimentazione verso i compensatori di pressione e portata, pari a circa 2-3 L/min.

In tabella vengono riportati i risultati di confronto ottenuti dalla simulazione e quelli riportati a catalogo.

Tabella 7.1. Tempi caratteristici: BOSCH A10 VNO

<b>BOSCH A10 VNO</b>				
<b>Time</b>	<b>Unit</b>	<b>Simulation</b>	<b>reference</b>	<b>Note</b>
$T_{sa}$	ms	99.2	90	Standby - 15 MPa
$T_{se}$	ms	43.4	45	15 MPa - Standby

Le figure 7.16 e 7.17, mostrano il comportamento dinamico della macchina riferita alla geometria costruttiva con doppio attuatore di controllo. Nonostante una inerzia leggermente superiore che caratterizza la pompa BOSCH A10 VSO, a seguito dell'introduzione del secondo attuatore, si nota con facilità come la dinamica di movimentazione del piatto inclinato sia notevolmente migliorata; questo è dovuto al fatto che l'attuatore di bias provvede a fornire un contributo di coppia, proporzionale alla pressione di mandata, atto a bilanciare le azioni dei pistoncini che muovono sul piatto inclinato.

Quando l'orifizio variabile viene chiuso, la pressione di mandata della pompa diminuisce lentamente in seguito all'azione delle coppie agenti sul piatto inclinato, che ne contrastano la diminuzione dello spostamento. Si noti anche che la maggiore inerzia del sistema in esame, ha intrinsecamente la tendenza a rallentare la regolazione della cilindrata, in condizioni di bassa pressione. Per alte pressioni, l'equilibrio dei momenti agenti sul piatto inclinato è tale da generare una rapida regolazione dello scivolo.

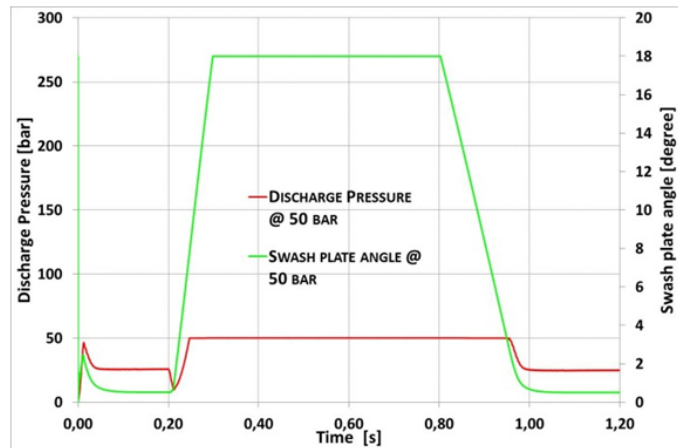


Figura 7.16. Comportamento dinamico BOSCH A10 VSO - condizioni di test A

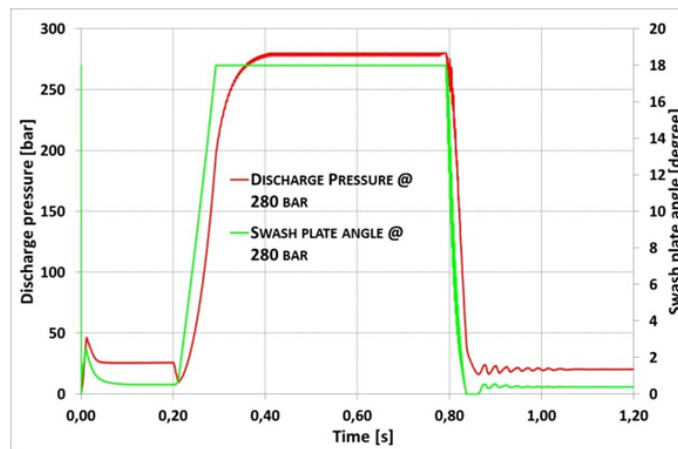


Figura 7.17. Comportamento dinamico BOSCH A10 VSO - condizioni di test B

L'angolo di inclinazione del piatto, come nel caso precedente, viene mantenuto ad un minimo grado di apertura in condizioni di assenza di carico, al fine di garantire la portata minima di alimentazione per i compensatori, mantenendo la pressione standby sulla linea di mandata della pompa al valore nominale di circa 2.8 MPa. Piccole depressioni nella parte iniziale della curva di pressione di mandata, e le oscillazioni nella parte finale della stessa curva, sono dovute non solo agli effetti dell'inerzia e dell'attrito del sistema, ma in particolare alle condizioni di underlap e overlap delle porte di comunicazione per l'apertura e la chiusura del compensatore di portata.

Tuttavia, come mostrato dai nelle figure 7.16 e 7.17, e nella tabella sottostante, il tempo di risposta simulato e riportato dal produttore a catalogo, mostrano una buona correlazione.

Tabella 7.2. Tempi caratteristici: BOSCH A10 VSO

BOSCH A10 VSO				
Time	Unit	Simulation	reference	Note
$T_{sa}$	ms	15.7	none	Standby - 5 MPa
$T_{se}$	ms	50.8	50	5 MPa - Standby
$T_{sa}$	ms	52.7	50	Standby - 28 MPa
$T_{se}$	ms	28	25	28 MPa - Standby

### Confronto diretto: risultati

Per entrambe le pompe, la regolazione della cilindrata, avviene in un tempo comparabile con quelli dichiarati dal costruttore, rendendo il modello idraulico uno strumento affidabile da utilizzare nella fase di progettazione, soprattutto in grado di fornire utili informazioni sul comportamento dinamico della pompa e la sua interazione con carichi variabili. Infine, per ottenere un confronto diretto tra i due tipi di pompe, la condizione di riferimento è stata modificata impostando una pressione nominale di 15 MPa, sempre controllata ed imposta dall'orifizio tarabile. L'obiettivo è quello di determinare quale delle due geometrie di pompe analizzate, presenta le migliori caratteristiche dinamiche, usufruendo dell'analisi dei tempi di risposta. La condizione, e quindi la geometria più promettente, sarà quella che presenterà le migliori caratteristiche per essere equipaggiata con un controllo elettronico ed una complessa strategia di controllo, specialmente per quello che riguarda il contenimento dei consumi energetici.

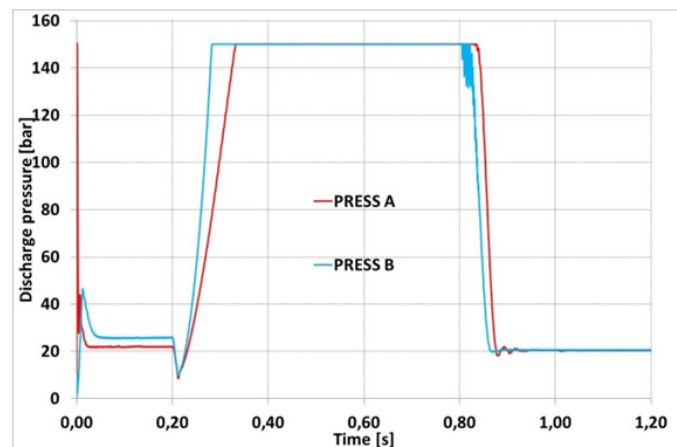


Figura 7.18. Comportamento dinamico BOSCH A10 VNO vs A10 VSO - Pressione

In figura 7.18 è mostrato l'andamento delle curve di pressione per le tue tipologie di macchine. La curva rossa rappresenta la pressione di mandata della pompa con un solo attuatore di controllo, in blu è indicata la pressione di mandata per la pompa con due attuatori di controllo.

In figura 7.19 è riportato per completezza l'andamento dell'angolo di inclinazione del piatto per le due tipologie di macchine. Si noti che, nelle stesse condizioni di funzionamento, la pompa BOSCH A10 VSO, è più reattiva nell'adattarsi alle nuove condizioni di carico imposte nella fase di stroking, mentre i tempi di risposta, sono paragonabili nella fase destroking. L'equilibrio di momenti sul piatto inclinato della macchina con due attuatori di controllo, rende la stessa più veloce e più equilibrata. I tempi di risposta per le condizioni operative imposte sono riportati nella Tabella sottostante.

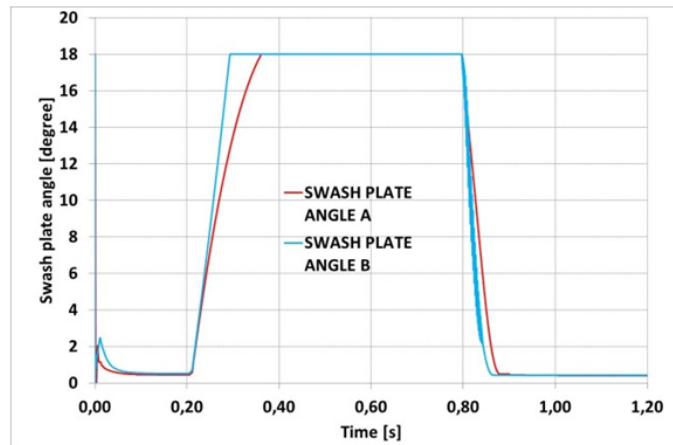


Figura 7.19. Comportamento dinamico BOSCH A10 VNO vs A10 VSO - Swashplate angle

Tabella 7.3. confronto diretto

<b>CONFRONTO DIRETTO</b>				
Type	Time	Unit	Simulation	Note
BOSCH A10 VNO	$T_{sa}$	ms	99.2	Standby - 15 MPa
BOSCH A10 VNO	$T_{se}$	ms	44.9	15 MPa - Standby
BOSCH A10 VSO	$T_{sa}$	ms	50.3	Standby - 15 MPa
BOSCH A10 VSO	$T_{se}$	ms	42.5	15 MPa - Standby

Dai risultati ottenuti dal modello idraulico, è chiaro che la pompa BOSCH A10 VSO, presenta migliori caratteristiche dinamiche e sembra quindi essere la miglior candidata per essere equipaggiata con un controllo elettronico con strategie di controllo complesse. Per questa pompa l'azione dell'attuatore bias è in grado di contrastare, in modo proporzionale, l'effetto alternato dell'azione pistoncini sul piatto inclinato.

È anche da considerare che, le modifiche proposte in precedenza sui parametri di progetto della pompa, potrebbero migliorare ulteriormente il comportamento dinamico, rendendo la scelta di questa tipologia di macchina molto promettente in ottica dell'implementazione del controllo elettronico.

## Capitolo 8

# Modellazione

Nei Capitoli precedenti sono stati analizzati in dettaglio i gruppi di alimentazione presenti sulle trattrici agricole e, come si è potuto osservare, questi rappresentano il punto di partenza per lo studio del complesso circuito idraulico preso come riferimento. Si è quindi analizzata in dettaglio la parte relativa alla dinamica del sistema di generazione della potenza idraulica a livello di componente singolo. Per poter tuttavia effettuare delle analisi significative sulle performance energetiche dell'intero layout idraulico, occorre studiare il circuito idraulico nel suo complesso. Poichè risulta impensabile realizzare un modello linearizzato dell'intera macchina, a causa della complessità del sistema idraulico, si è ricorsi ad una tecnica di modellazione a parametri concentrati che consentisse di eseguire delle simulazioni a differenti livelli di dettaglio, in modo abbastanza intuitivo per l'utente. In questo capitolo si analizzerà, quindi, in dettaglio la modellizzazione del circuito idraulico di alta pressione della trattrice agricola di riferimento, in ambiente LMS AMESim<sup>®</sup>. In un primo momento viene illustrata la parte relativa al circuito idraulico standard (corrente produzione), mentre nei Capitoli a seguire, si farà riferimento all'analisi delle soluzioni circuitali migliorative riguardo la problematica Energy Saving. Data la complessità del circuito idraulico della trattrice, la modellazione è stata effettuata prima a livello di componentistica e poi a livello di sistema, seguendo la suddivisione per macroblocchi presentata nel Capitolo 3. Si è quindi proceduto modellando l'intero circuito idraulico di alta pressione della trattrice, utilizzando il software di simulazione monodimensionale LMS AMESim<sup>®</sup>, che rappresenta un pacchetto software completo per la simulazione 1D che consente la modellazione e l'analisi di sistemi multidominio intelligenti, prevedendone le prestazioni multidisciplinari. I componenti del modello vengono descritti utilizzando modelli analitici convalidati che rappresentano il comportamento idraulico, pneumatico, elettrico o meccanico del sistema. Il software consente dunque di studiare l'intero sistema in esame, sotto diversi punti di vista, consentendo un buon dialogo tra le parti idrauliche e meccaniche del modello. Modellare un circuito a parametri concentrati, significa discretizzarne uno reale tramite l'uso di blocchi funzionali opportunamente connessi che ne simulino il comportamento fisico. L'approccio proposto ha il vantaggio di differenziare lo studio: è possibile approssimare e semplificare le zone di minor interesse lasciando maggiore spazio per raffinare i componenti particolarmente nevralgici ed in influenti. LMS AMESim<sup>®</sup> offre per questo tipo di operazione diverse librerie utilizzate nello studio in esame; nello specifico, le simulazioni effettuate utilizzano le librerie Hydraulic, Hydraulic Component Design, Mechanical, Planar Mechanical e Signal. Inoltre quando i modelli non fossero sufficientemente accurati è permessa la modellazione di blocchi ad-hoc lasciando la possibilità di associare leggi e tabelle.

Sono stati realizzati pertanto i modelli idraulici, con differenti livelli di dettaglio di modellazione a seconda della problematica riscontrata, per i seguenti componenti:

- Filtro principale
- Gruppo di sovralimentazione:
  - Pompa di carica
  - Cooler e scambiatore di calore
- Gruppo di alimentazione:
  - Pompa a pistoni assiali: gruppo rotante
  - Pompa a pistoni assiali: meccanismo di variazione della cilindrata
  - Pompa a pistoni assiali: compensatori locali di pressione e portata
- Valvola di priorità
- Utenze:
  - Idroguida
  - Valvola freno rimorchio (Trailer)
  - Utenze ausiliarie: distributori remoti

Per ognuno dei modelli elencati, sono stati creati inoltre, appositi sottomodelli idraulici, in modo da poter adattare gli stessi elementi ad una vasta gamma di soluzioni circuitali alternative (come ad esempio sistemi opzionali a bordo veicolo), o a differenti tipologie di macchine agricole. Rendendo i modelli idraulici parametrici, è infatti possibile creare diversi setup progettuali facilmente adattabili a differenti scenari di produzione.

Si capisce quindi come il modello idraulico a parametri concentrati sia un ottimo strumento flessibile per lo studio del comportamento sia idraulico che energetico dei componenti e dei sistemi presi in considerazione.

## 8.1 Analisi del circuito standard: Corrente produzione

Come illustrato nel Capitolo 3, il circuito idraulico di alta pressione di una trattrice agricola, risulta abbastanza complesso. Con riferimento al layout circuitale messo a disposizione dalla casa costruttrice, si è ricostruito un modello a parametri concentrati relativo alla sola parte del circuito di alta pressione, tralasciando quindi le sezioni relative alla trasmissione, alla lubrificazione e alle utenze secondarie. L'approccio seguito per la modellazione, prevede anche in questo caso una suddivisione a macroblocchi:

- Filtro e serbatoio (azzurro)
- Gruppo di alimentazione (arancio)
- Valvola di priorità (rosso)
- Utenze principali (verde)

In figura 8.1 viene riportato il modello idraulico, realizzato in ambiente LMS AMESim<sup>©</sup> del circuito standard della trattrice di riferimento.

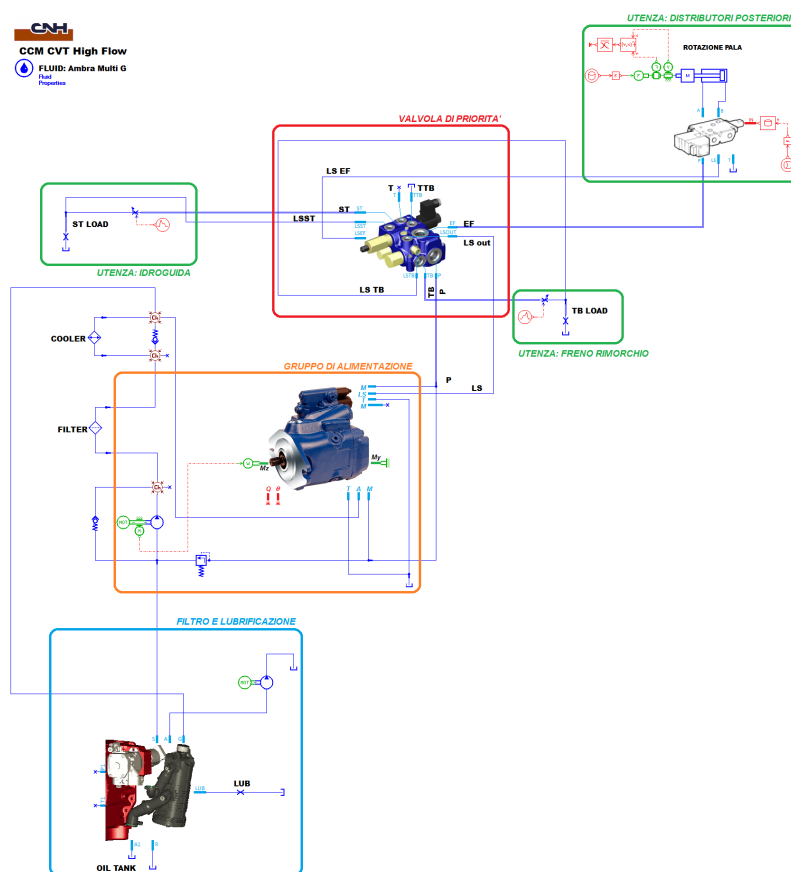


Figura 8.1. Modello idraulico circuito standard

Dalla figura è facile individuare i macrocomponenti del sistema, grazie anche alla flessibilità del software che permette di creare appositi supercomponenti con icone e porte di connessione assegnabili. Nei paragrafi successivi verranno analizzati tutti i componenti caratteristici del circuito, evidenziandone le problematiche, sia a livello di componente stesso, che a livello circuitale.

## 8.2 Filtro

Il filtro è generalmente considerato come componente accessorio ed indispensabile di qualunque circuito idraulico, ed influenza in permanenza le altre parti del circuito, presentando caratteristiche che variano ed evolvono nel tempo in forme più rapide e complesse rispetto ad altri componenti caratteristici del sistema. Generalmente un filtro è composto di quattro parti principali: una testata nella quale sono ricavati i collegamenti di ingresso e uscita (identificabile in figura 8.3 dalle lettere S, A, G); un corpo, normalmente avvitato sulla testata; uno o più elementi filtranti contenuti nel corpo (identificati in figura 8.2 dai numeri 1 e 2); ed infine uno o più dispositivi ausiliari come le check valve CVS, CVL e CVF che controllano i passaggi del fluido di lavoro da e verso l'esterno del filtro stesso.

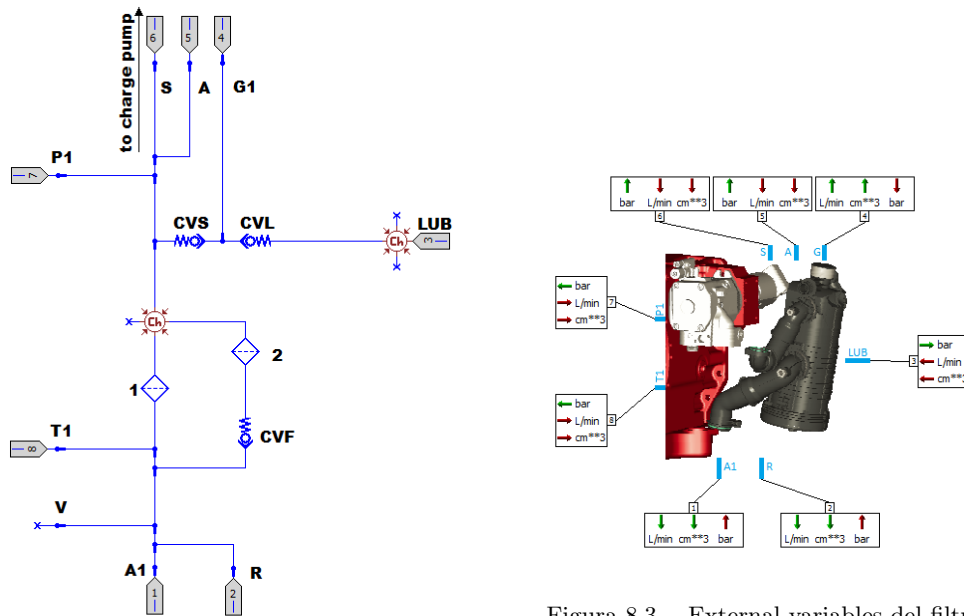


Figura 8.3. External variables del filtro

Figura 8.2. Modello idraulico del filtro

Il filtro in esame è un tipico filtro montato sull'aspirazione, con opportune valvole di bypass che intervengono qualora la perdita di carico ai capi del filtro superi la taratura della stessa valvola. L'intervento della valvola di bypass (CVF) permette il passaggio a valle di una parte più o meno grande della portata non filtrata, rendendo quindi necessaria l'introduzione di un percorso di bypass con un secondo elemento filtrante aggiuntivo (2) che interviene solamente in condizioni operative temporanee.

Come si nota dalla figura 8.2, il filtro è un componente che presenta un numero abbastanza alto di connessioni idrauliche, schematizzabili come segue:

- S: condotto di sovralimentazione, gestisce la comunicazione tra il serbatoio e la pompa di carica del gruppo di alimentazione
- A: condotto interamente dedicato all'alimentazione della pompa di bassa pressione del sistema
- G/G1: condotto relativo alla portata in eccesso in uscita dalla pompa di carica del gruppo di alimentazione, opportunamente reindirizzata all'interno del filtro. Passando per la check valve CVL opportunamente tarata permette il passaggio verso la parte dedicata alla lubrificazione della trasmissione e dell'impianto frenante ad una pressione pari a quella di taratura della molla della stessa check valve.
- P1,T1: presa di misura della pressione per valutare le prestazioni del filtro

### 8.2.1 Caratteristiche funzionali ed equazioni caratteristiche

In termini di interazione con il circuito, la sezione relativa al filtro è da considerarsi da un lato come una vera e propria capacità idraulica, e dall'altro come un elemento resistivo composto da due contributi fondamentali: il primo, dovuto al corpo, schematizzabile con la legge quadratica del regime turbolento, mentre il secondo è dovuto all'elemento filtrante in se (cartuccia), schematizzabile con legge lineare del regime laminare. La differenza di pressione complessiva  $\Delta p$  ai capi del filtro si può quindi esprimere come:

$$\Delta p = \alpha_c \rho Q^2 + \alpha_e \mu Q \quad (8.1)$$

dove  $\rho$  è la massa volumica del fluido,  $\mu$  è la sua viscosità dinamica,  $\alpha_c$  e  $\alpha_e$  due coefficienti opportunamente dimensionati che dipendono dal particolare tipo di corpo e dalla tipologia della cartuccia contenuta all'interno del corpo stesso. Se il contributo del corpo è determinato una volta per tutte, il contributo dell'elemento varia in funzione della temperatura e del tempo: in questo caso, la sensibilità alla temperatura è legata alla presenza della viscosità, mentre la sensibilità al tempo dipende dal meccanismo stesso di filtrazione, in conseguenza del quale i contaminanti trattenuti dal setto occupano progressivamente il volume interno, limitando la possibilità di passaggio libero del fluido di lavoro.

### 8.2.2 Modello idraulico

Per la realizzazione di questo componente, sono state utilizzate due librerie di base del software LMS AMESim<sup>®</sup>: la libreria idraulica, identificata da linee e componenti di colore blu, e la libreria HCD (Hydraulic Components Design) identificata dal colore marroncino. Tutti i componenti utilizzati sono ideali e dotati di vari sottomodelli con differenti gradi di dettaglio, a seconda del tipo di modellazione che si vuole realizzare. Per i nodi idraulici, e quindi i punti di collegamento, sono stati scelti i semplici modelli H2NODE e H3NODE, con la opportuna scelta della pressione fissata all'ingresso del nodo. Per quello che riguarda la modellizzazione delle check valve, anche in questo caso si sono scelti dei sottomodelli semplici (CV002), all'interno dei quali si possono settare le caratteristiche funzionali delle stesse valvole, fornite dal costruttore, e qui non riportate per riservatezza. Volendo realizzare un modello del filtro semplice e leggero, dal punto di vista del calcolo su software, e dato che la modellazione dettagliata dei condotti interni in termini di perdite di carico concentrate non è una priorità nello studio di massima del sistema, non sono stati modellati i tubi e le connessioni idrauliche. Per ottenere un livello di approssimazione del comportamento del sistema filtrante abbastanza buono e vicino alla realtà, vengono aggiunti degli elementi capacitivi

(Chamber) che permettono il calcolo della pressione in dati punti del sottosistema realizzato, e sopperiscono alla mancanza delle tubazioni. I sottomodelli utilizzati per la modellazione delle camere sono del tipo BHC11, e permettono di settare un volume di fluido all'interno del sistema. Nelle figure 8.4, 8.5 e 8.6, vengono riportate le schermate relative alla scelta dei sottomodelli e per la parametrizzazione degli elementi appena presentati.

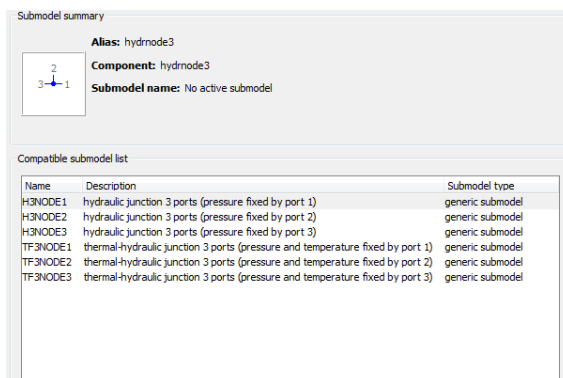


Figura 8.4. Scelta dei sottomodelli per i nodi idraulici

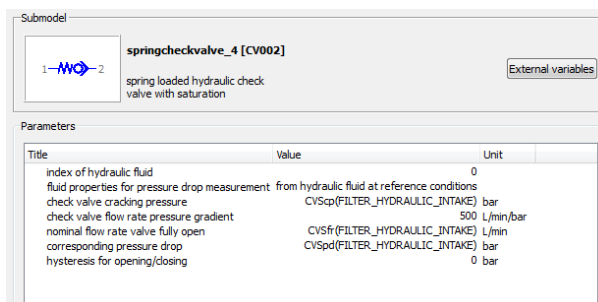


Figura 8.5. Assegnazione dei parametri per le check valve

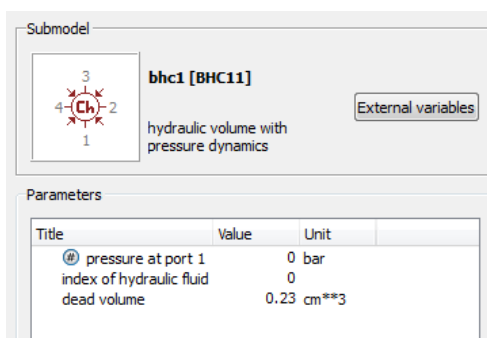


Figura 8.6. Assegnazione del volume per le chamber

## 8.3 Gruppo di alimentazione

Il gruppo di alimentazione comprende differenti parti distinte tra loro, ma con una forte interazione a livello di sistema, che necessitano quindi una modellazione a differenti livelli di dettaglio, a seconda dell'analisi energetica che si vuole eseguire ed in funzione delle problematiche che si vogliono mettere in luce. Analizzando in dettaglio il gruppo di alimentazione, è facile individuare i seguenti sottosistemi:

- Gruppo di sovralimentazione
- Gruppo di alimentazione

Il primo gruppo comprende i modelli della pompa di carica (Gerotor) e la relativa sezione del filtro secondario, del cooler e delle valvole di controllo, mentre il secondo gruppo rappresenta la sola parte relativa al vero e proprio gruppo di alimentazione composto della pompa a pistoni assiali a cilindrata variabile con i relativi meccanismi di controllo della cilindrata e di regolazione della pressione e della portata. Nei paragrafi seguenti, si illustreranno nel dettaglio i vari componenti.

### 8.3.1 Gruppo di sovralimentazione: Pompa di carica Gerotor

Nel gruppo di sovralimentazione, è presente una pompa di carica a ingranaggi interni, comunemente detta Gerotor, equipaggiata con una apposita valvola di nel bypass che garantisce il mantenimento di una portata di olio controllata nel ramo di sovralimentazione. Questa particolare pompa, garantisce inoltre, la corretta pressione di sovralimentazione per la pompa a pistoni assiali (esposta ampiamente nel Capitolo 5), mantenendo, in aggiunta, un livello di contaminazione e filtrazione del fluido operativo controllato dall'apposito filtro secondario posizionato in mandata. Lo scambiatore di calore (cooler, riportato subito dopo il filtro secondario, permette di monitorare la temperatura dello stesso fluido in aspirazione alla pompa a pistoni. La portata in eccesso dalla pompa di carica, viene reindirizzata nell'apposito condotto diretto al filtro (precedentemente descritto), mentre la rimanente quota-parte della portata, viene inviata all'aspirazione della pompa principale. La figura 8.7 mostra il modello ideale della pompa di carica, del cooler e del filtro secondario con la rispettiva assegnazione dei parametri operativi di interesse.

Submodel: pump1 [PU001]		
ideal fixed displacement hydraulic pump		
Title	Value	Unit
index of hydraulic fluid	0	
pump displacement	90	cc/rev
typical speed of pump	2200	rev/min

Submodel: cooler [OR0000]		
fixed hydraulic orifice transition at specified flow number		
Title	Value	Unit
index of hydraulic fluid	0	
parameter set for pressure drop	pressure drop/flow rate pair	
characteristic flow rate	140	L/min
corresponding pressure drop	3.93	bar
critical flow number (laminar -> turbul...	1000	null

Submodel: filter [OR0000]		
fixed hydraulic orifice transition at specified flow number		
Title	Value	Unit
index of hydraulic fluid	0	
parameter set for pressure drop	pressure drop/flow rate pair	
characteristic flow rate	140	L/min
corresponding pressure drop	0.4	bar
critical flow number (laminar -> turbulent)	1000	null

Figura 8.7. Parameters gruppo sovralimentazione

Per la pompa di carica, si è scelto, anche in questo caso, il sottomodulo più semplice (PU001), dal momento che all'interno di questo lavoro di tesi, non è richiesta l'analisi dettagliata delle performance della pompa di carica. Per il filtro e il cooler si son scelti due modelli semplificati che rappresentassero la corretta caduta di pressione lungo la linea di mandata del Gerotor (OR0000).

### 8.3.2 Gruppo di alimentazione: gruppo rotante

Si passa quindi alla pompa a pistoni assiali, che come detto, necessita di una modellazione a differenti stadi di dettaglio: a livello circuitale, si è deciso di utilizzare un semplice modello idealizzato della pompa a cilindrata variabile, all'interno del quale è possibile assegnare delle tabelle di rendimento meccanico e volumetrico, in modo da contemplare l'efficienza della pompa. Pertanto il modello scelto è del tipo HYDVPUMP01P, così come mostrato in figura 8.8.

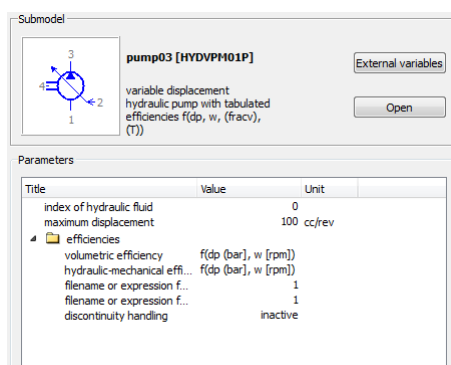


Figura 8.8. Parameters per la pompa ideale a cilindrata variabile

Questo sottomodulo, si adatta bene per un'analisi di tipo investigativa sulle performance dell'intero gruppo di alimentazione, ma traslascia alcuni degli aspetti fondamentali per la dinamica della macchina, quali effetti dovuti ad eccessivi ripple di pressione e portata, o andamenti di coppia tali da squilibrare il meccanismo di variazione della cilindrata, rendendo così la macchina instabile a fronte di ampie variazioni del carico ad essa applicata. Per ovviare a questi inconvenienti, è stata eseguita una modellazione del solo gruppo rotante suddivisa in diverse sottosezioni, che tenesse conto di eventuali fenomeni dissipativi quali meati di trafileamento tra pistone e blocco cilindri, piatto di distribuzione e blocco cilindri, pistone e pattino, patino e piatto inclinato. Il modello dettagliato, relativo al gruppo rotante, mostrato in figura 8.9, è realizzato seguendo la logica della modularità, permettendo quindi all'utente di andare ad aggiungere delle singole sezioni pompanti, al fine di ricreare i modelli idraulici tipici di differenti famiglie di macchine.

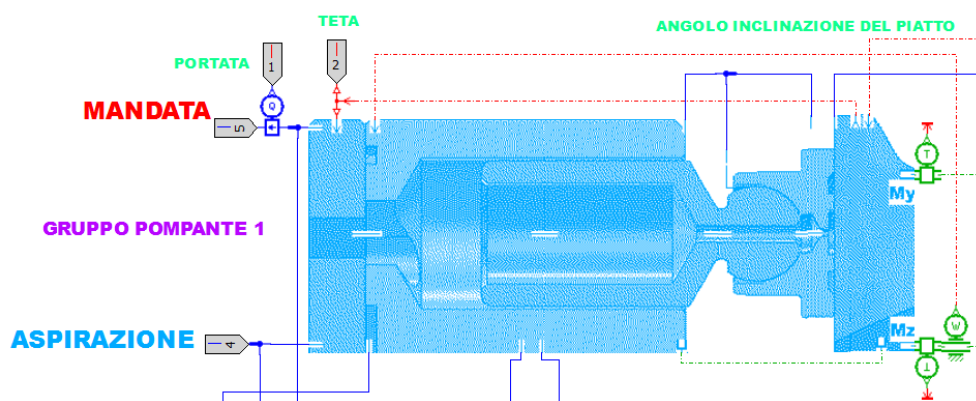


Figura 8.9. Singola sezione pompante per una pompa a pistoni assiali

Un singolo gruppo pompante, come quello riportato in figura 8.9, è caratterizzato da 6 distinte sezioni, opportunamente modellate e tra loro collegate in modo tale da poter scambiare le grandezze di riferimento più importanti per l'intero modello idraulico, al fine di valutare le performance della macchina. La prima sezione, visibile nella parte sinistra in figura, e riportata in dettaglio nelle figure 8.10 e 8.11, rappresenta il piatto di distribuzione della pompa a pistoni, ovvero la piastra designata alla parzializzazione delle pressioni di lavoro e all'ingresso/uscita del fluido operativo.

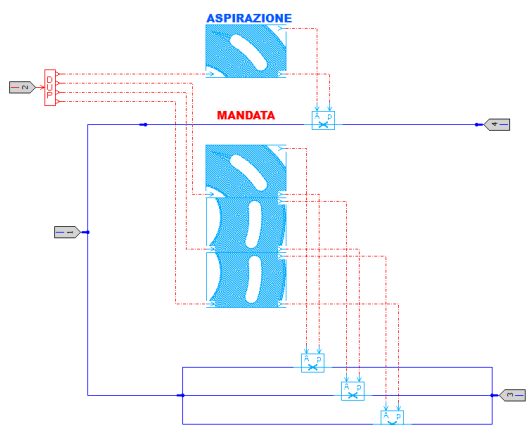


Figura 8.10. Modello idraulico del piatto di distribuzione (Valveplate)

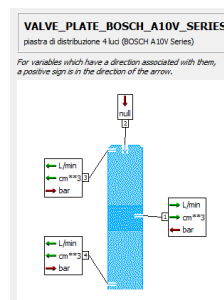


Figura 8.11. External variables: Valveplate

Come si nota dalla figura 8.10, sono state modellate in dettaglio tutte le luci di passaggio, provviste di apposite baffature, mediante la scrittura in codice C++ (LMS AMESet<sup>®</sup>) delle routine per il calcolo delle aree di passaggio e dei perimetri bagnati equivalenti. Anche in questo caso, la composizione delle aree di passaggio (Aspirazione e Mandata) è del tipo modulare, in modo tale da facilitare l'utente nella creazione di appositi supercomponenti che rappresentino le differenti configurazioni esistenti in commercio dei piatti di distribuzione, facilmente adattabili al caso studiato. Dal momento che la pompa a pistoni assiali che equipaggia la trattrice agricola di riferimento appartiene alla famiglia A10V della casa BOSCH, viene riportato qui il piatto di distribuzione composto da 1 luce di aspirazione e 3 di mandata, con baffature poste all'inizio della fase di transizione della pressione da alta a bassa e viceversa.

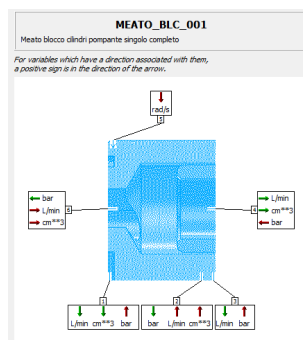


Figura 8.12. External variable: blocco cilindri

Proseguendo da sinistra verso destra nella modellazione del gruppo pompante, troviamo il modulo relativo al blocco cilindri (figura 8.12), all'interno del quale vengono calcolate le portate di trafileamento tra piatto di distribuzione e blocco cilindri. Tutte le equazioni matematiche implementate all'interno delle routine appositamente realizzate per i sottomodelli qui presentati, sono state precedentemente esposte e commentate nel Capitolo 4 relativo alle generalità del gruppo di alimentazione. La sezione successiva dal blocco cilindri è rappresentata dal gruppo pompante vero e proprio, per il quale si è deciso di modellare in dettaglio le camere dei singoli pompanti, con il controllo della posizione e della velocità delle stesse in funzione dell'angolo di rotazione della macchina, ed il calcolo della forza generata dal singolo pompante, così come riportato in figura 8.13. Vengono scelti i sottomodelli della libreria HCD, BAP12 e BAP13 per l'assegnazione del diametro dei pompanti e per le lunghezze delle camere, mentre si adotta il sottomodello BAF11 per il calcolo dei trafileamenti del pistone.

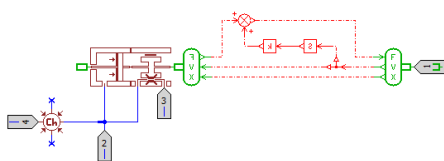


Figura 8.13. Modello idraulico del pistone

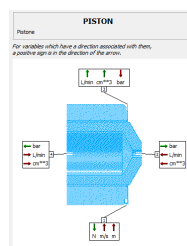


Figura 8.14. External variables: Pistone

Collegato al precedente modulo, troviamo la sezione relativa alla modellazione del meato sferico presente tra testa del pistone e snodo sferico del pattino. Anche in questo caso, si faccia riferimento alla figura 8.15 e al Capitolo 4 per l'analisi delle equazioni matematiche che caratterizzano tale modello.

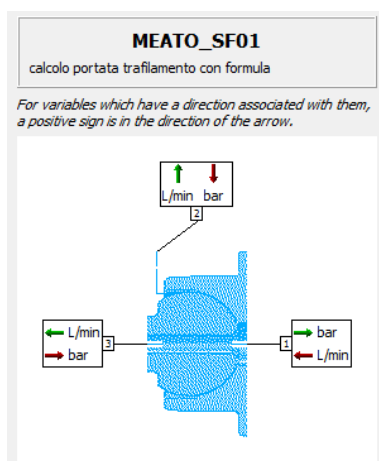


Figura 8.15. External variables: meato sferico

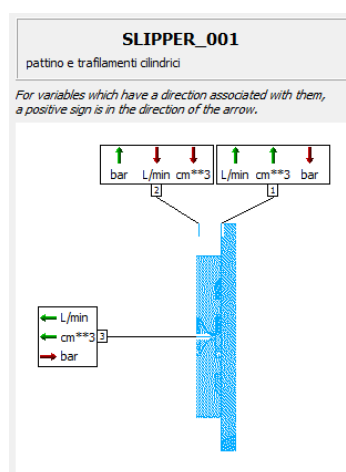


Figura 8.16. External variables: Pattino

Altro componente importante per il corretto funzionamento del gruppo rotante è rappresentato dal pattino. Oltre a permettere ai pistoni di seguire la posizione del piatto inclinato, consentendo a questi ultimi il tipico movimento roto-traslatorio, il pattino ha anche la funzione di lubrificazione e di sostentamento idrostatico dell'intero gruppo rotante, che contempla quindi il calcolo del

trafilamento cilindrico tra piatto inclinato e pattino stesso, dove il modello idraulico è riportato in figura 8.16. Per concludere l'analisi del gruppo rotante, è stata modellata anche l'apposita sezione relativa al piatto inclinato, dove, mediante gli equilibri delle forze e in gioco all'interno della macchina, si è implementato il calcolo delle coppie che vengono scaricate sia sul piatto inclinato stesso, per effetto della pressione all'interno dei pompanti, sia all'albero della macchina. La figura 8.17 riporta il modello dettagliato, realizzato tramite la libreria di segnale, per il calcolo delle coppie, approfonditamente analizzate all'interno del Capitolo 4.

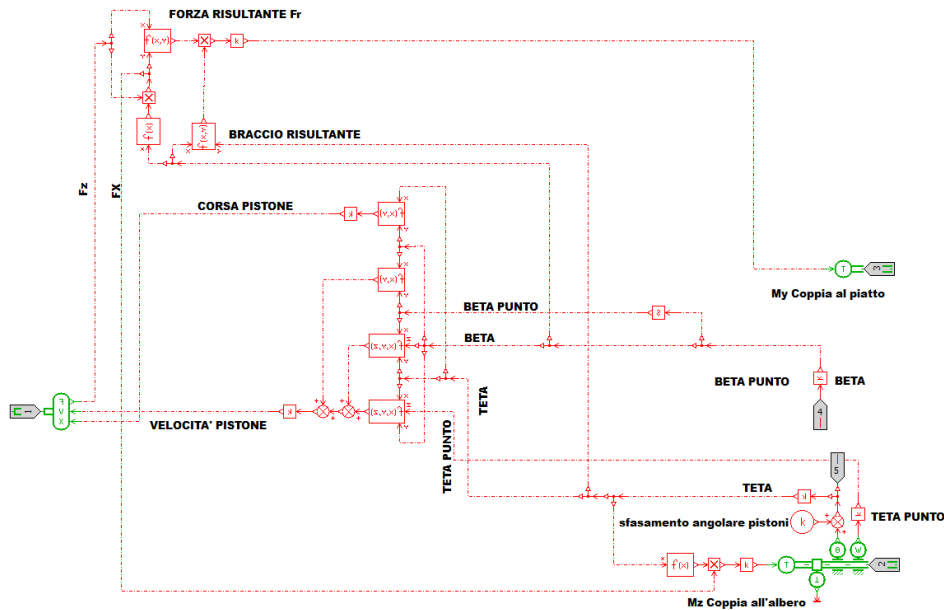


Figura 8.17. Modello del piatto inclinato

Per ognuno dei modelli idraulici realizzati, che vanno a comporre una singola sezione del gruppo pompante, sono stati realizzati differenti sottomodelli che includono al loro interno delle modifiche di modellazione e che aiutano l'utente a coprire una vasta gamma di casistiche di utilizzo in base alla tipologia di macchine oggi in commercio. Questo ha portato alla realizzazione di una libreria di componenti adatta alla modellazione, a differenti livelli di dettaglio, per macchine a pistoni assiali, in ambiente LMS AMESim<sup>®</sup>. In Appendice B viene riportata la lista di modelli e sottomodelli realizzati per la caratterizzazione e la modellazione della macchina a pistoni assiali.

### 8.3.3 Gruppo di alimentazione: Meccanismo di variazione della cilindrata

Nel paragrafo precedente si è esaminato in dettaglio il modello idraulico relativo al solo gruppo rotante della macchina a pistoni assiali. Tale macchina, appartenendo alla famiglia di macchine a variazione di cilindrata, presenta al suo interno il meccanismo dedicato al movimento del piatto inclinato mediante equilibrio delle pressioni agenti all'interno di uno o più attuatori di controllo. Come ampiamente esaminato all'interno del Capitolo 5, esistono differenti tipologie di meccanismi dedicati alla variazione della cilindrata, ed in questa sezione verranno esaminati i modelli virtuali delle due tipologie di uso più comune adottate in casa BOSCH.

#### Singolo attuttore di controllo

La prima tipologia è rappresentata dal singolo attuttore di controllo con contrasto a molla per il riposizionamento del piatto inclinato, così come riportato in figura 8.18. Sono state utilizzate le librerie di segnale (rosso) per eseguire delle retroazioni sui vari componenti del meccanismo, modellati mediante la libreria meccanica (verde). I componenti utilizzati sono del tipo ideale, eccezion fatta per il componente inerzia (RL24), all'interno del quale vengono settati gli end stop effettivi della macchina, corrispondenti al grado massimo di inclinazione del piatto. Mediante l'equilibrio delle coppie generate dall'attuttore di controllo e dalla molla (SPR000A) con apposito rapporto di leva (ARM01A) sullo stesso componente inerziale, questo restituisce, grazie all'equazione di equilibrio presente al suo interno, l'angolo di inclinazione del piatto, utilizzato come retroazione per il movimento dell'attuttore di controllo. La logica utilizzata per la realizzazione di questo modello, è basata sul concetto CLOSED LOOP: a partire da una condizione iniziale pari al massimo grado di inclinazione della macchina, e dal successivo equilibrio di coppia sull'elemento inerziale, viene eseguito il calcolo del nuovo angolo di posizionamento del piatto che fornisce la nuova condizione di equilibrio.

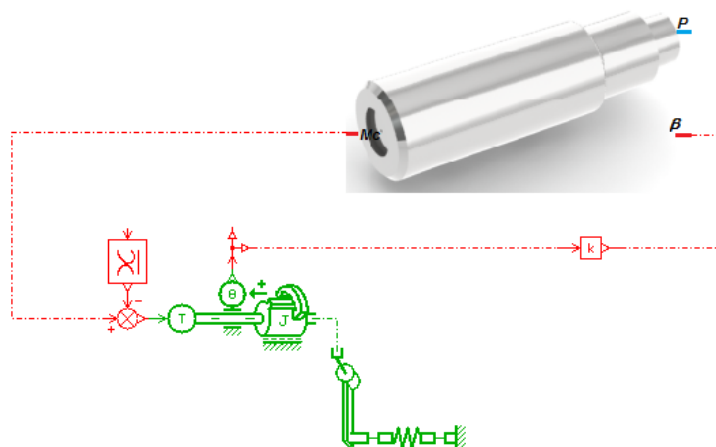


Figura 8.18. Supercomponente meccanismo VNO

Per poter ottenere tale equilibrio di coppia, e quindi necessario considerare il contributo della coppia generata dall'attuttore di controllo, e per questo è stata effettuata una apposita modellazione di alto livello del componente stesso. Infatti, all'interno dell'attuttore agisce la pressione di controllo, proveniente dai compensatori locali di pressione e portata (che verranno presentati nel

paragrafo successivo), e di conseguenza, per ottenere la corretta retroazione, si deve considerare l'equilibrio delle forze di pressione agente nella camera dell'attuatore. Il modello dettagliato è presentato in figura 8.19.

### CONTROL ACTUATOR

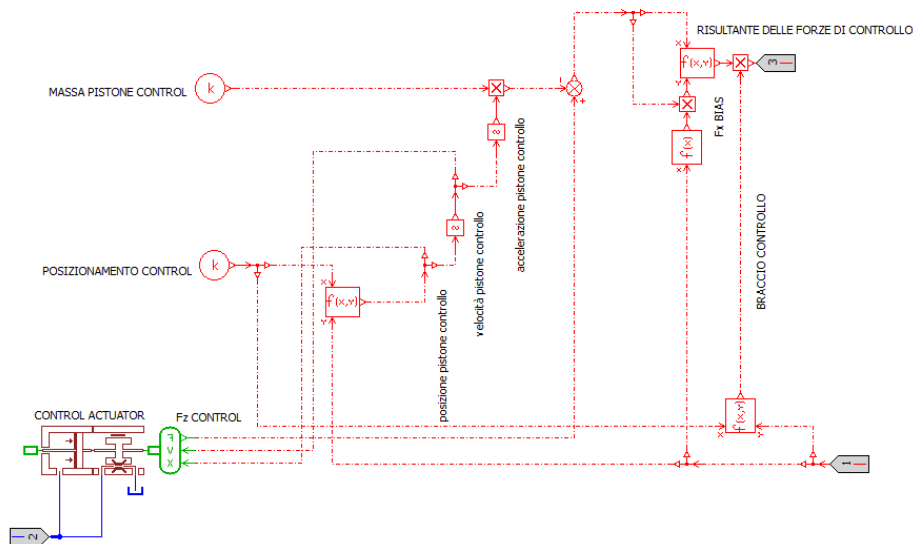


Figura 8.19. Dettaglio attuatore di controllo: meccanismo VNO

La camera dell'attuatore di controllo è stata modellata mediante l'utilizzo del componente BAP12 che permette il setting dei diametri e della lunghezza della camera, i trafiletti sono invece rappresentati dal componente BAF13. Sono inoltre presenti dei blocchi funzionali della libreria di segnale che implementano le equazioni di movimento dell'attuatore, della velocità e della sua accelerazione in funzione sia dell'angolo di rotazione della macchina (velocità angolare fornita all'albero della macchina), sia in funzione dell'angolo di inclinazione del piatto ottenuto dall'equilibrio delle coppie in gioco sull'elemento inerziale. Tutte le equazioni di riferimento sono state precedentemente illustrate nel Capitolo 5.

### Doppio attuatore di controllo

Analogamente a quanto presentato per la tipologia di meccanismo precedente, viene presentato in figura 8.20 il modello del supercomponente con doppio attuatore di controllo. Come esposto nel Capitolo 7, questa tipologia di meccanismo si presta bene ad un controllo di tipo elettroidraulico della variazione della cilindrata, grazie al migliore controllo che è possibile ottenere sull'equilibrio di coppia agente sull'elemento inerziale del piatto (inerzia RL24), che rende la macchina a pistoni assiali estremamente stabile e reattiva, anche a fronte di variazioni di pressioni operative (e di carico) repentine e/o eccessive.

A partire dal modello del singolo attuatore di controllo, si nota come sia stato aggiunto il secondo attuatore (detto attuatore di BIAS), in combinazione con la molla di riposizionamento del piatto inclinato. La modellazione prevede l'utilizzo degli stessi componenti precedentemente utilizzati, ed in figura 8.21 viene riportato il dettaglio della modellazione dell'attuatore di bias.

Al suo interno, vengono implementate le equazioni per il calcolo del contributo di coppia di contrasto che tende a riposizionare il piatto inclinato in configurazione di cilindrata massima. Mentre

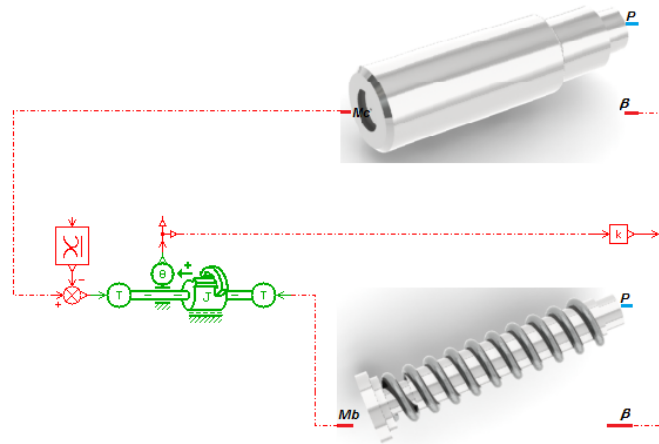


Figura 8.20. Supercomponente meccanismo VSO

l'attuatore di controllo è soggetto alla pressione di parzializzazione, proveniente dai compensatori locali di pressione e portata, e rappresenta l'elemento responsabile della riduzione della cilindrata della macchina, l'attuatore di bias è sempre soggetto alla pressione di mandata della macchina, e rappresenta l'organo responsabile del ritorno in condizioni di cilindrata massima della macchina stessa. Anche in questo si è utilizzato il sottomodello BAP12 per la rappresentazione dell'attuatore e la libreria di segnale per l'implementazione delle equazioni caratteristiche.

**BIAS ACTUATOR**

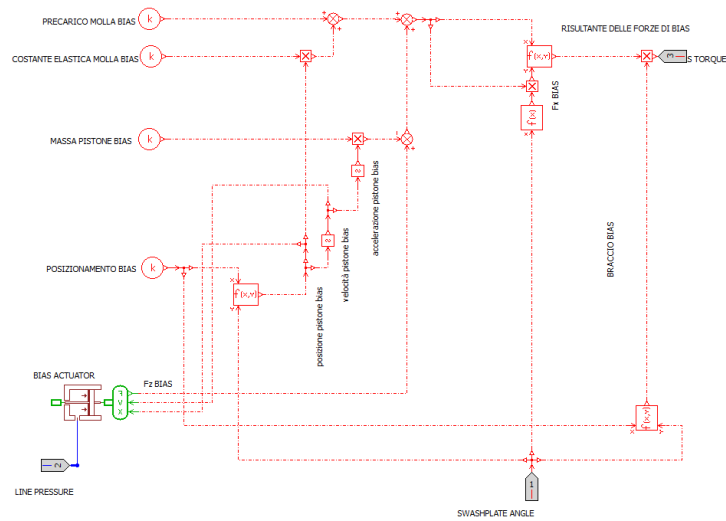


Figura 8.21. Dettaglio attuatore di bias: meccanismo VSO

### 8.3.4 Gruppo di alimentazione: compensatori di pressione e portata

L'ultima parte del gruppo di alimentazione, che completa la modellazione della macchina a pistoni assiali, comprende la descrizione della parte di regolazione della pressione e della portata della stessa macchina. Come ampiamente detto, la famiglia di macchine operatrici a pistoni assiali appartenenti alla serie A10 V della casa BOSCH, presenta una vasta gamma di controlli idraulici per la regolazione della cilindrata, molti dei quali rispondono alla logica Load Sensing, e che prevedono quindi l'accoppiamento delle classiche valvole di regolazione con un compensatore di portata. Anche in questo caso sono stati realizzati differenti sottomodelli, con livelli di dettaglio crescente, a seconda della problematica da esaminare a livello di componente o sistema. L'equipaggiamento della macchina presa come riferimento prevede l'unione di un compensatore di portata con un compensatore di pressione. Quest'ultimo, nella versione base riportata in figura 8.22, è stato modellato come una semplice valvola limitatrice di pressione, opportunamente tarata alla pressione  $P_r$ ; questo componente ideale (RV00), interviene solo in caso di una sovrappressione troppo elevata sulla linea di mandata, bypassando completamente il compensatore di portata.

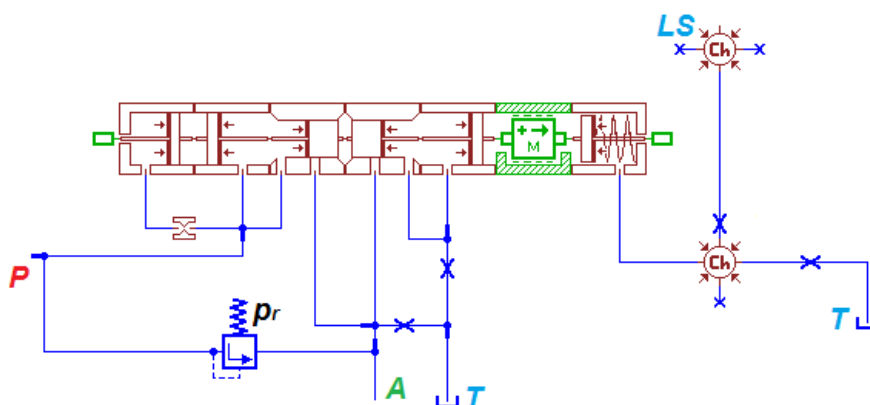


Figura 8.22. Compensatori di pressione e portata: modello semplificato

Il modello riportato nella precedente figura è adatto per studi preliminari riguardanti la determinazione della pressione di stand-by della macchina, ma non si presta allo studio delle complesse dinamiche legate all'intervento del compensatore di pressione qualora il carico applicato al sistema, fosse troppo elevato. A tal proposito, è stato realizzato il modello idraulico dettagliato dei compensatori di pressione e portata, ottenuto mediante una approfondita analisi di reverse engineering, che ha portato alla determinazione e alla caratterizzazione dei condotti interni e delle aree di passaggio di tutto il sistema di regolazione in esame. Dalla figura 8.23 è possibile osservare come siano state modellate le camere del compensatore di portata, e la caratterizzazione degli underlap (ricoprimenti) per il corretto passaggio del fluido operativo all'interno del sistema di regolazione. Le camere sono realizzate mediante la libreria HCD, sempre con l'utilizzo dei sottomodelli dei pompanti BAP11 e BAP11, mentre per tenere conto degli opportuni fori di collegamento e dei ricoprimenti, si sono utilizzati i modelli BAO041 e BAO042. Per considerare gli effetti inerziali delle spole, è stato inserito il componente MASS005 che permette inoltre il set dei fincorsa meccanici. Poiché i compensatori locali presentano delle molle al loro interno, queste sono state opportunamente modellate e parametrizzate mediante il componente BAP16. Le molle presenti caratterizzano la pressione operativa minima (o di stand-by) tarabile sul compensatore di portata, e quella massima del sistema, tarabile sul compensatore di pressione.

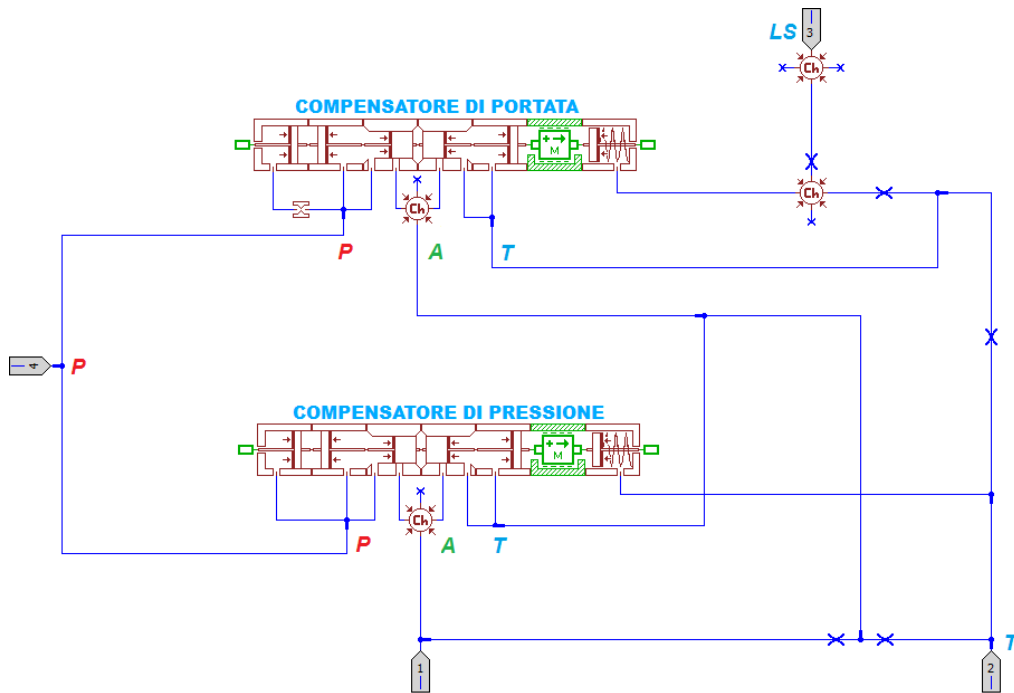


Figura 8.23. Compensatori di pressione e portata: modello dettagliato

Il collegamento tra i due compensatori, viene realizzato da una serie di condotti interni, modellati interponendo tra le varie camere (BHC11) che identificano i piccoli volumi tra le spole e la carcassa, degli strozzatori fissi (OR0000), tarati secondo specifica del costruttore. Gli strozzatori hanno differenti compiti: disaccoppiano le pressioni tra il carico e la camera interna del compensatore di pressione, tra le camere con le molle e lo scarico, ed inoltre simulano alcuni comportamenti dinamici propri delle valvole a cassetto.

Ora che sono stati descritti i sottosistemi semplificati e di dettaglio, per la parte relativa al gruppo di alimentazione, si faccia riferimento all'Appendice B per la lista dei sottomodelli realizzati e disponibili per poter simulare la vasta gamma delle macchine a pistoni assiali presenti oggi in commercio. Il software utilizzato, non presentava alcun tipo di componente con un livello di dettaglio di modellazione adeguato all'analisi delle caratteristiche dinamiche della macchina oggetto di studio in questo lavoro, il che ha portato alla realizzazione di una apposita libreria di componenti per la simulazione in campo zero/mono-dimensionale delle macchine a pistoni assiali. La figura 8.24 mostra una visione di insieme dei componenti creati, mentre in figura 8.24 è riportato un esempio di scrittura del codice C++ utilizzato per l'implementazione di particolari funzioni idrauliche e matematiche per componenti realizzati ad-hoc per alcuni sottomodelli.

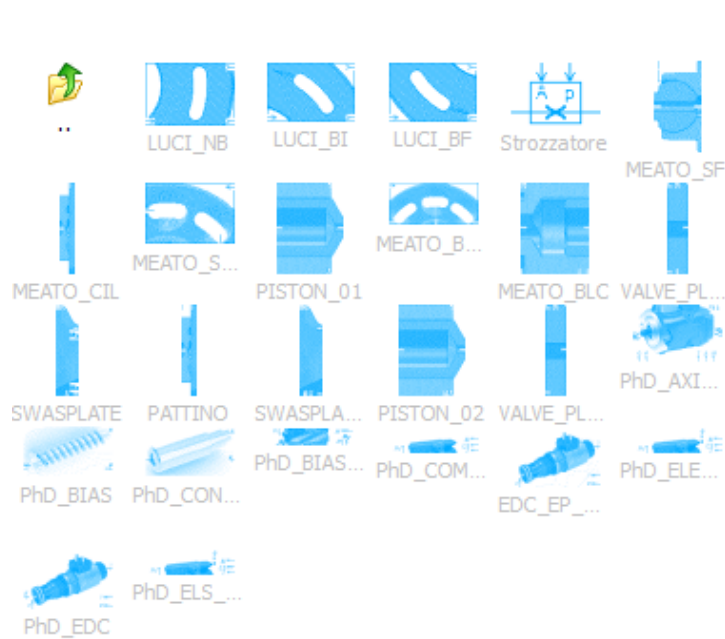


Figura 8.24. AMESim Custom Library

```

C Submodel LUCI_BI01 skeleton created by AME Submodel editing utility
C ven 24. gen 16:24:14 2014

C -----
C TITLE : LUCI_BI01
C -----
C DESCRIPTION : CALCOLO AREE DI PASSAGGIO E PERIMETRO BAGNATO CON FORMULE
C -----
C USAGE : CREAZIONE MODELLO DELLA DISTRIBUZIONE
C -----
C PARAMETER SETTINGS :
C -----
C REVISIONS : ING. F. Pintore
C             DECEMBER 2011/JANUARY 2012/MARCH2012]
C -----
C >>>>>>>>>Insert Private Code Here.
C   subroutine AreaBmaxLUCIBI01(Hb,Lb,gamma,beta,psi,R,AreaN,
C     +xAreaBmax,perim)
C     double precision Hb,Lb,gamma,beta,psi,R,AreaN,AreaT,
C     +xAreaBmax,perim,alpha,segCD,segBC,segAB,segBD
C   C l'area max si ha quando la circonferenza interseca il baffo nei vertici di base
C   C (dove la base non è quella che lo approssima con un triangolo ma quella in corrispondenza
C   C dell'intersezione del raccordo che lo segue (raccordo fisso - 2)
C   C viene raggiunta l'area massima quando nella configurazione BRd la corda intercettata
C   C tra R1 e B è tangente a R2 viene determinata la posizione angolare di R1 per cui si ottiene
C   C tale configurazione e per cui se viene superata l'area è posta pari al valor massimo

C     m=-tan(gamma/2.0d0)
C     x0=R+Hb
C     xA=R
C     yA=m*(xA-x0)

```

Figura 8.25. Esempio di codice AMESet

## 8.4 Valvola di priorità

Direttamente flangiata sul gruppo di alimentazione, si trova la valvola di priorità. Questo componente ha il compito di garantire la corretta alimentazione delle utenze ad essa collegata, imponendo inoltre un certo livello di priorità: in ordine troviamo quindi le utenze di sterzo, del freno rimorchio e tutte le utenze ausiliarie. Il principio di funzionamento è stato precedentemente esposto nel Capitolo 3; poichè questo elemento funzionale del circuito standard rappresenta il cuore della problematica della gestione delle portate e delle pressioni in gioco sulle varie utenze, si è optato per una modellazione dettagliata di ogni sua parte. In figura 8.26 è mostrato il layout idraulico della generica valvola di priorità, fornito dalla casa costruttrice SAFIM [52], mentre in figura 8.28 è mostrato il modello idraulico completo realizzato in ambiente LMS AMESim<sup>®</sup>.

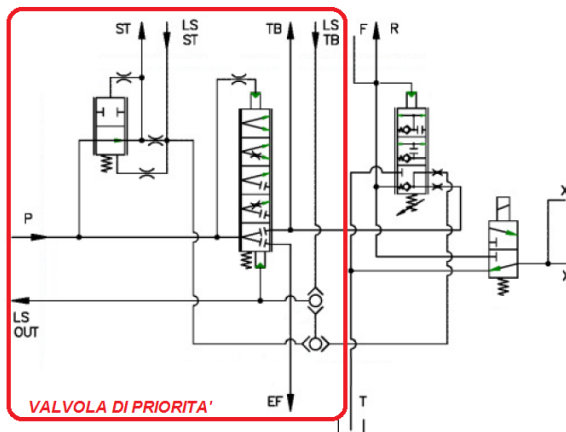


Figura 8.26. Layout idraulico della valvola di priorità; SAFIM

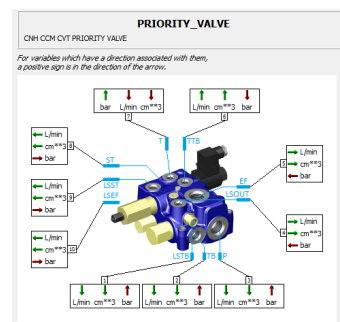


Figura 8.27. External variables della valvola di priorità

Dalle figure precedenti, è facile osservare come sia stata mantenuta per semplicità la stessa nomenclatura per le porte di connessione. Il modello mostra come siano state modellate in dettaglio le due spole della valvola:

- la *Steering spool* contiene al suo interno i componenti della libreria HCD del tipo BAP11 e BAP12 per l'impostazione dei diametri e delle lunghezze delle camere, il componente BAO041 per la simulazione del condotto di collegamento tra la parte di alimentazione della pompa (P) e l'utenza di sterzo (ST). Gli altri componenti, appartenenti alla libreria meccanica e di segnale, simulano gli endo stop meccanici di movimento della spola e l'azione della molla. Si ricorda, ancora una volta, che la steering spool ha un principio di funzionamento analogo ad un compensatore locale di pressione posto a monte dell'utenza sterzante.
- la *Master spool*, è una tipica valvola a cassetto del tipo proporzionale con 3 vie e 5 posizioni. Anche in questo caso i sottomodelli idraulici BAP11, BAP12, BAO041 e BAO042 sono stati utilizzati per la modellazione delle camere della spola e degli appositi underlap presenti. Il componente MAS005 ha ancora una volta il compito di rappresentare i fine corsa meccanici. La camera della molla, direttamente in collegamento con la pressione di load sensing effettivo ed opportunamente strozzato (strozzatore M2) che verrà poi inviata alla pompa per mezzo della porta di collegamento LS, è stata modellata grazie al sottomodulo BAP16.

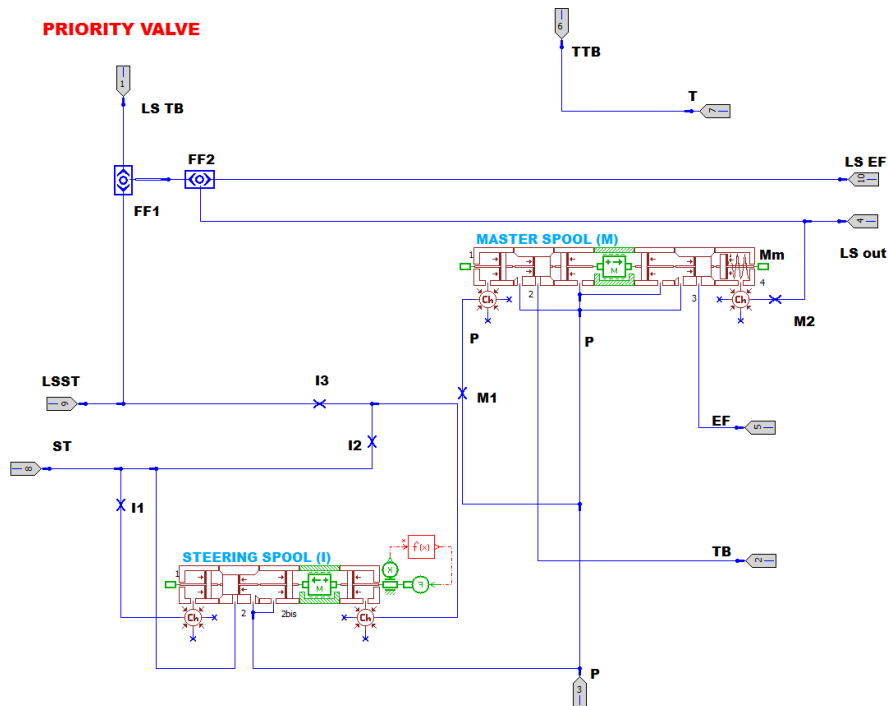


Figura 8.28. Modello idraulico dettagliato della valvola di priorità

Per poter modellare i vari condotti interni della stessa valvola di priorità, e poterne simulare il comportamento dinamico, si introducono 5 strozzatori fissi del tipo OR0000, dove i primi tre (I1, I2 e I3) fanno riferimento ai pilotaggi interni che consentono la regolazione della steering spool e rendono la valvola di priorità del tipo dinamica; gli ulteriori due strozzatori (M1 ed M2) fanno riferimento alla master spool e ne rappresentano i suoi pilotaggi tra la pressione di mandata della pompa (P) e del carico rilevato (LS). Tutte le camere sono modellate con il semplice elemento chamber BHC11. Per la scelta della pressione dell'utenza maggiormente caricata, si è scelto di utilizzare i due componenti ideali che identificano le shuttle valves FF1 ed FF2 (SHTL1). Queste due valvole selezionano in sequenza la pressione più alta delle utenze collegate, seguendo tuttavia la strategia della priorità di assegnazione e di utilizzo; pertanto viene eseguita la prima selezione di pressione tra la porta LSST ed LSTB, in un secondo momento si ha la selezione tra la pressione più alta delle due precedenti e la porta LSEF. In figura 8.27 viene riportata per completezza la valvola di priorità con le sue variabili esterne, che permettono all'utente di osservare con attenzione quali siano le porte di connessione e le grandezze che queste si scambiano. La valvola di priorità, essendo un componente commerciale, come quelli fino ad adesso esaminati, è stata completamente parametrizzata; i valori numerici dei parametri non vengono qui riportati per ragioni di riservatezza.

## 8.5 Utenze Principali

Il circuito idraulico standard, oltre al gruppo di generazione, di sovralimentazione e del filtro, presenta una serie di utenze dedicate all'utilizzazione della potenza idraulica. Queste, a seconda delle problematiche che si vogliono analizzare, necessitano di una modellizzazione ad-hoc sia a livello circuitale che a livello di componente. Per questi motivi, e per brevità di analisi, si riportano nei tre paragrafi successivi, le utenze principali legate principalmente alle operazioni di uso più comune a bordo della trattrice agricola: sterzo, freni e distributori ausiliari posteriori.

### 8.5.1 Sterzo

L'utenza di sterzo è stata modellata in un primo momento mediante l'utilizzo di due strozzatori posti in serie come riportato in figura 8.29. Lo strozzatore fisso (OR0000), rappresenta l'effettiva utenza di sterzo, senza presentare caratteristiche dinamiche di nessun genere. L'utilizzo di questo componente, prevede un opportuno setting della portata e della pressione richiesta per il corretto funzionamento dell'utenza stessa nelle condizioni di lavoro definite da un ciclo di carico scelto come riferimento. Si inizia ad intuire, a questo punto, come la definizione di appositi cicli di carico sia una delle problematiche cruciali per il corretto funzionamento, parametrizzazione e validazione delle utenze connesse alla trattrice agricola.

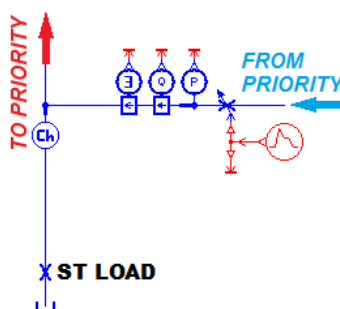


Figura 8.29. Utenza di sterzo: versione ideale

Si è poi introdotto uno strozzatore variabile (VOR002) che simula il segnale di comando per l'effettiva utilizzazione dell'utenza di sterzo, secondo quanto riportato sulla scelta del ciclo di carico utilizzato, ed inoltre implementa le perdite di carico che si generano nell'attraversamento, da parte del fluido operativo, all'interno dell'unità sterzante. Un approccio di modellazione semplice come quello appena descritto, tiene conto di tutte le possibili perdite di carico presenti nelle utenze, ma non permette l'analisi approfondita di quello che può accadere all'interno delle stesse. Dato che l'obiettivo principale di questo lavoro è incentrato sulla stima delle perdite energetiche di un complesso sistema idraulico, tutte le utenze verranno modellate, a livello circuitale, secondo quanto appena descritto. Tuttavia, le problematiche legate al consumo energetico a bordo veicolo, e i conseguenti problemi di affidabilità e comfort di utilizzo dei componenti stessi a livello di sistema, portano inevitabilmente a condurre specifiche analisi, e quindi creare specifici modelli idraulici dettagliati, per valutare le performance degli stessi componenti in condizioni di utilizzo. È stato quindi realizzato un modello dettagliato dell'utenza di sterzo [53], composto, come precedentemente visto per il gruppo di alimentazione, di svariate sezioni che rendono il modello modulare e flessibile. In questo caso, l'unità sterzante viene suddivisa in tre macroblocchi funzionali: Distributore rotante, Retroazione meccanica e Motore orbitale.

## Distributore rotante

Una accurata modellazione del distributore rotante è di primaria importanza per lo studio di dettaglio della sezione sterzante. Infatti il distributore, con le aree di efflusso scoperte, mostrate in una generica configurazione nella figura 8.30, gestisce il circuito idraulico dell'idroguida, influenzando profondamente il comportamento dell'intero sistema di sterzata.

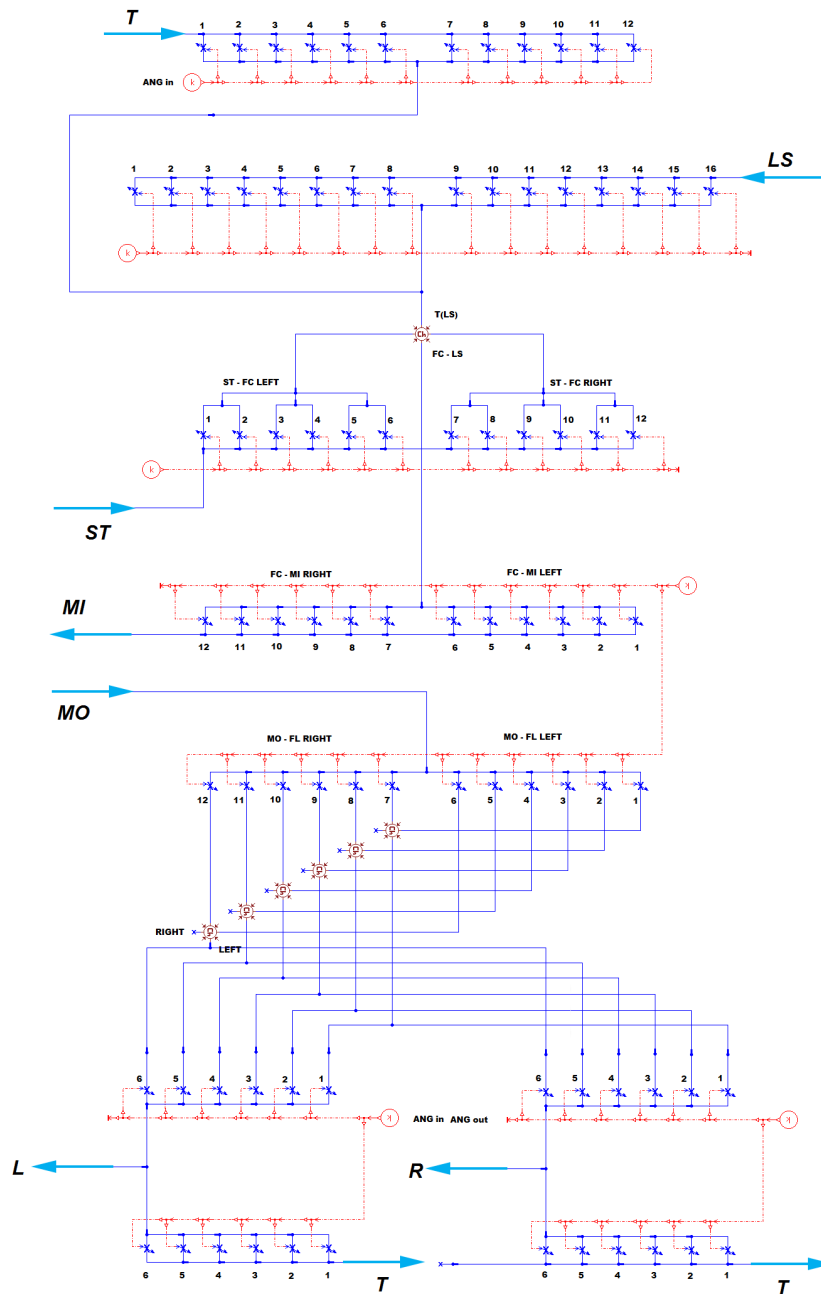


Figura 8.30. Distributore rotante: modello dettagliato

Un'errata fasatura tra le luci del distributore rotante o un valore scorretto delle aree di efflusso scoperte conduce a risultati profondamente diversi rispetto a quanto osservato in alcune prove sperimentali derivanti da cicli di carico riferiti alla sola idroguida. Si noti come un distributore idraulico infatti non è altro che un componente che consente di realizzare opportuni collegamenti tra le linee; nel modello le linee idrauliche connesse all'idroguida sono costantemente collegate tra di loro mediante strozzatori a sezione variabile. In tal modo è possibile sia annullare la sezione di passaggio, impedendo al fluido di lavoro di percorrere il ramo, sia variare la sezione di passaggio, ottenendo la modularità caratteristica del componente reale. Facendo riferimento alla figura 8.30, si può notare come la sezione (variabile) degli orifizi utilizzati debba essere opportunamente comandata. Anche in questo caso, utilizzando il sottomodulo VOR002 che permette la modellazione di un orifizio con aree di efflusso e diametro idraulico variabili secondo equazioni o tabelle specificate dall'utente, è stato possibile inserire come comando del componente, direttamente i dati ottenuti, grazie allo studio del distributore rotante (mediante reverse engineering) su software 3DS-SolidWorks. Il segnale di gestione degli strozzatori risulta dunque essere l'angolo relativo tra il cassetto e la camicia del distributore.

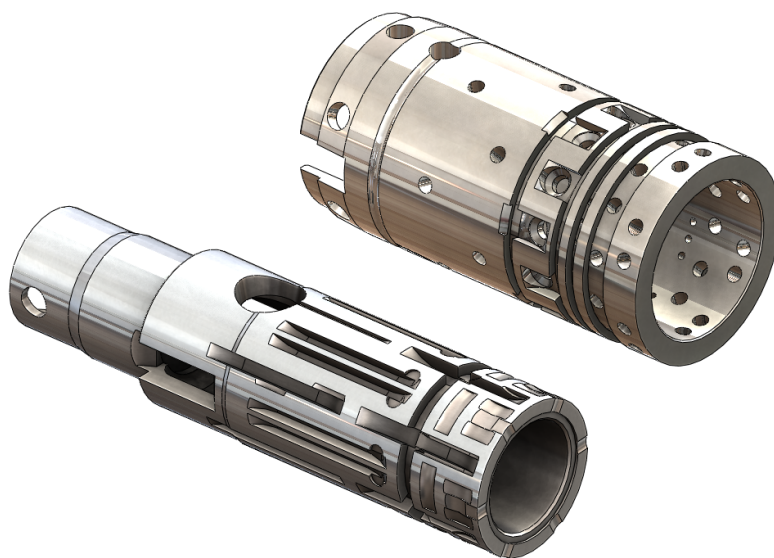


Figura 8.31. Distributore rotante: vista 3D

Il numero di orifizi variabili, è pari al numero di forature e fresature reali presenti sulla camicia, come mostrato per esempio in figura 8.31; tale scelta consente di gestire accuratamente le aree di efflusso anche nel caso di geometrie delle forature o delle fresature diverse, anche tra passaggi della stessa famiglia. Questa tecnica di modellazione consente la creazione di configurazioni geometriche del distributore rotante diverse, semplicemente modificando i file di testo forniti in input al modello idraulico.

### Retroazione meccanica

Il modello del distributore rotante deve includere una modellazione meccanica del componente, che consenta di simulare la rotazione del cassetto e della camicia, unici componenti che costituiscono il distributore rotante, all'interno del quale sono presenti i fori e le fresature esposte nel paragrafo precedente. Mentre la parte idraulica del modello schematizza le connessioni idrauliche realizzate dal distributore, la parte meccanica del modello ha il compito di riprodurre il comportamento fisico del distributore rotante; tra le altre cose la parte meccanica produce il segnale di rotazione relativa tra cassetto e camicia che governa gli orifizi a sezione variabile. Il modello meccanico è mostrato nella figura 8.32. Sono presenti due inerzie rotanti, collegate tra di loro da una molla torsionale e un fine corsa rotativo.

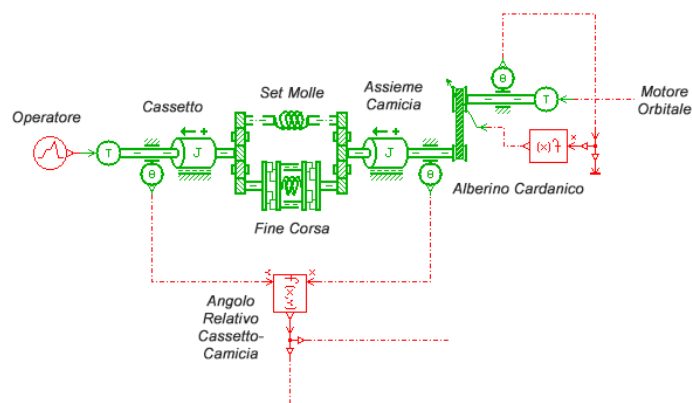


Figura 8.32. Modello meccanico per la retroazione del distributore rotante

Il modello di inerzia rotante utilizzato è il sottomodello RL04. Esso implementa, come visto in precedenza, l'equazione differenziale di equilibrio dell'inerzia contemplando effetti inerziali ed effetti legati agli attriti viscosi, statico e dinamico. La prima inerzia rotante utilizzata modella il cassetto, con un opportuno set degli attriti relativi al contatto tra il cassetto e un componente fisso. Si tratta dunque di attriti presenti tra il cassetto e la carcassa dell'idroguida e presenti sulla colonnina di sterzo, solidale al cassetto. La seconda inerzia modella il secondo gruppo rotante presente all'interno dell'unità di sterzata studiato: la camicia, collegata tramite spina ed alberino cardanico alle ruote dentate interne dei motori orbitali. Questi componenti sono dotati di moto comune, e possono dunque essere modellati grazie ad un'unica inerzia semplificando il modello meccanico. Anche per l'inerzia riguardante la camicia, gli attriti parametrizzati sono legati ai contatti presenti tra camicia e carcassa dell'idroguida e tra i profili delle ruote dentate dei due motori orbitali. La spina, che realizza un fine corsa meccanico, viene modellata usando un fine corsa rotativo, in grado di contemplare un contatto elastico tra i due componenti, in cui gli angoli minimo e massimo di rotazione consentita tra i due componenti sono pari a  $\pm 15^\circ$ . Tale componente realizza la connessione tra le due inerzie rotanti insieme ad un componente rappresentante una molla torsionale. Essa simula il comportamento dell'intero set di 6 molle a balestra, la cui caratteristica è variabile in funzione della rotazione relativa tra cassetto e camicia. La caratteristica variabile viene implementata settando nel sottocomponente RSPR03 un opportuno file di testo che riproduca la caratteristica desiderata. Una volta completata la parte di modellazione idraulica e la sua retroazione meccanica, ed inseriti gli appositi trasduttori per il controllo, il modello restituisce in output l'angolo relativo tra i due componenti che lo costituiscono, i cui segnali, opportunamente combinati, permettono il calcolo dell'angolo di retroazione tra cassetto e camicia. Il segnale giunge quindi ad ogni orifizio variabile della parte idraulica presentata in precedenza.

Il software utilizzato offre la possibilità di inglobare schemi parziali o totali all'interno di un componente realizzato dall'utente, in modo da snellire lo schema finale; il supercomponente creato può essere personalizzato sia per quanto riguarda le porte di connessione, sia per quanto riguarda l'immagine del supercomponente. E' stata perciò creata una libreria dedicata all'unità di sterzata che racchiude al suo interno una serie di supercomponenti creati per ogni tipologia di foro o frestaure presenti sulla camicia e sul cassetto del distributore rotante. Al termine della modellazione descritta l'aspetto del distributore rotante è quello visualizzato in figura 8.33; in questo modo l'immagine riconduce direttamente ai componenti contenuti all'interno del supercomponente.

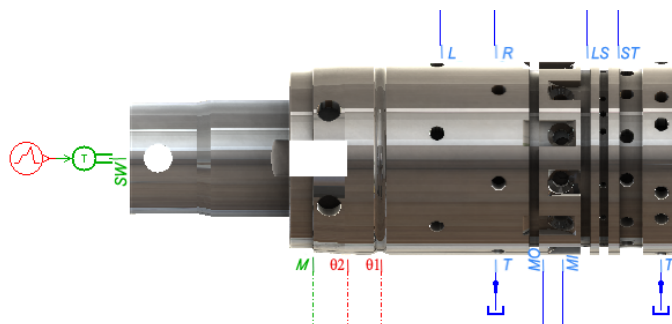


Figura 8.33. Modello idraulico distributore rotante

### Motori orbitali

I motori orbitali presenti all'interno dell'idroguida possono essere ideologicamente modellati da una serie di camere a volume variabile; negli istanti in cui l'andamento del volume del vano è crescente, esso è collegato all'aspirazione, viceversa se l'andamento del volume è decrescente il vano è collegato allo scarico del motore orbitale. Il collegamento ai due ambienti viene realizzato fisicamente nell'unità di sterzata grazie ad alcuni condotti assiali ricavati sulla carcassa dell'idroguida, che collegano alternatamente ammissione e scarico del motore orbitale in seguito alla rotazione del distributore rotante rispetto alla carcassa stessa. In ambiente LMS AMESim<sup>®</sup>, una camera a volume variabile può essere modellata tramite un componente che simuli un pistone; inoltre, settando il diametro del pistone in modo che l'area sia unitaria, si ottiene un rapporto unitario tra il volume della camera e lo spostamento del pistone (BAP12 - BAP13). Il volume descritto dal pistone deve essere collegato ad entrambe le bocche del motore orbitale (indicate in figura 8.34 dalle sigle ASP e MAN); si sfruttano ancora orifici a sezione variabile (VOR002) per simulare i collegamenti idraulici: grazie ad un file di testo, richiamato all'interno degli strozzatori variabili, e dalla lettura del segnale angolare fornito come output dal modello inerziale, si può calcolare con precisione il volume del vano, le forze in gioco e quindi le coppie alla quale è soggetto l'intero motore orbitale.

Ulteriori strozzatori a sezione variabile (visibili in blu sempre in figura 8.34) descrivono le aree di efflusso attraverso i piatti di distribuzione presenti all'interno della carcassa della stessa idroguida, in posizione precedente ai motori orbitali. Il modello realizzato presenta delle simmetrie: questa scelta è dovuta al fatto che il motore orbitale è di tipo bidirezionale implicando così l'inversione della rotazione e quindi alla conseguente inversione delle bocche di ammissione e di scarico del motore stesso. Il modello presentato deve inoltre consentire il calcolo della coppia generata dalle forze di pressione. Infatti la coppia sulle ruote dentate interne dei motori orbitali si ripercuote sull'inerzia rotante relativa alla camicia; durante la simulazione viene calcolato l'equilibrio dell'inerzia rotante, restituendo in uscita il valore di spostamento angolare. Esso viene fornito come input per spostare

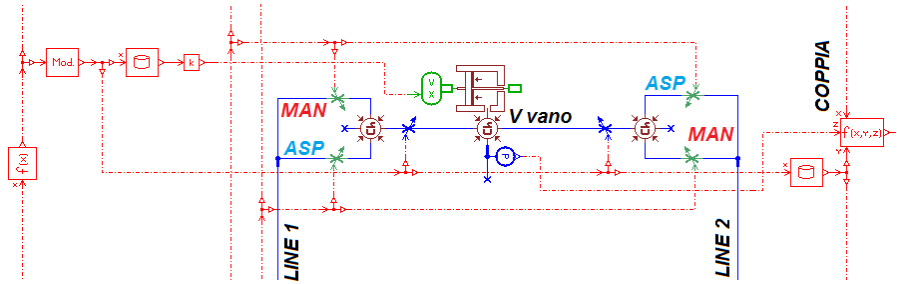


Figura 8.34. Modello idraulico singolo vano del motore orbitale

il pistone che modella il volume di un vano del motore orbitale, influenzando la pressione del vano utilizzata per il calcolo della coppia: si comprende come un corretto calcolo della coppia generata dalla pressione nel vano sia fondamentale per un adeguato funzionamento dell'intero modello, dal momento che la coppia sulla ruota dentata interna e la rotazione della stessa sono collegate al calcolo dell'equilibrio nell'inerzia rotante. I motori orbitali presenti sull'unità di sterzata Sauer-Danfoss sono di tipo 6/7, con 6 denti nella ruota dentata interna e 7 denti sulla ruota esterna. Occorre dunque utilizzare 7 volte il modello del vano presentato ottenendo così il modello completo del motore orbitale appena descritto, e visibile in figura 8.35.

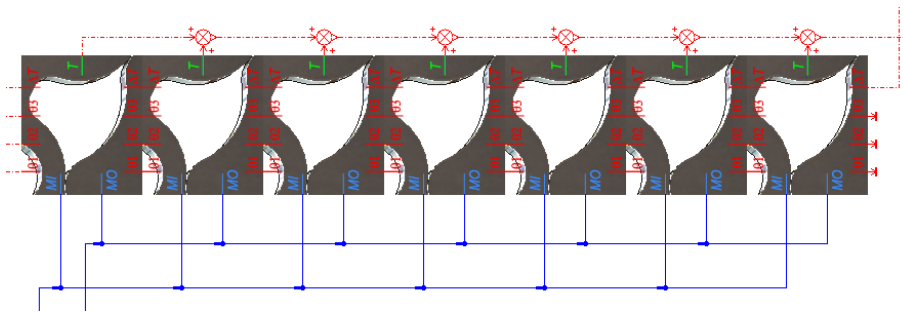


Figura 8.35. Modello idraulico a blocchi del motore orbitale

Il modello così generato risulta completo e consente di valutare correttamente i picchi di portata, pressione e coppia dovuti alla geometria del componente. Tuttavia un modello così dettagliato, risulta oneroso da un punto di vista computazionale: sono stati quindi generati tre diversi modelli per descrivere i motori orbitali presenti nell'unità di sterzata:

- Il primo modello (figura 8.36) possiede due motori orbitali (con differenti cilindrata) collegati dalla shift valve. I due modelli di motori orbitali sono settati grazie ai dati ottenuti da reverse engineering e sono tra loro collegati da una apposita la shift valve tarata come da specifiche interne della casa costruttrice. Il modello consente di simulare sterzate in condizioni di emergenza, dal momento che il solo motore orbitale dalla cilindrata minore può essere posto in rotazione.
- Un modello più leggero (figura 8.37) presenta un solo motore orbitale. Il supercomponente viene settato simulando entrambi i motori orbitali presenti ottenendo così una cilindrata equivalente ai due motori orbitali descritti nel primo modello. Questo modello risulta meno oneroso, ma non consente la simulazione di sterzate in condizioni di avaria del gruppo di alimentazione.

c Infine è stato realizzato un modello di motore orbitale ideale (figura 8.38). Utilizzando il sottomodulo HYDFPM01 si può simulare il comportamento ideale di un motore bidirezionale di cilindrata equivalente ai due motori orbitali presenti. L'uso del distributore consente una duplice funzione: l'introduzione di aree di efflusso equivalenti a quelle ottenute sui piatti di distribuzione, e soprattutto l'inversione delle bocche del motore che viene eseguita in funzione dell'angolo di rotazione della cammia. Il modello ideale è notevolmente più leggero dal punto di vista computazionale, ma non consente la valutazione corretta di oscillazioni di portata, pressione e coppia, nè permette la simulazione di sterzate di emergenza.

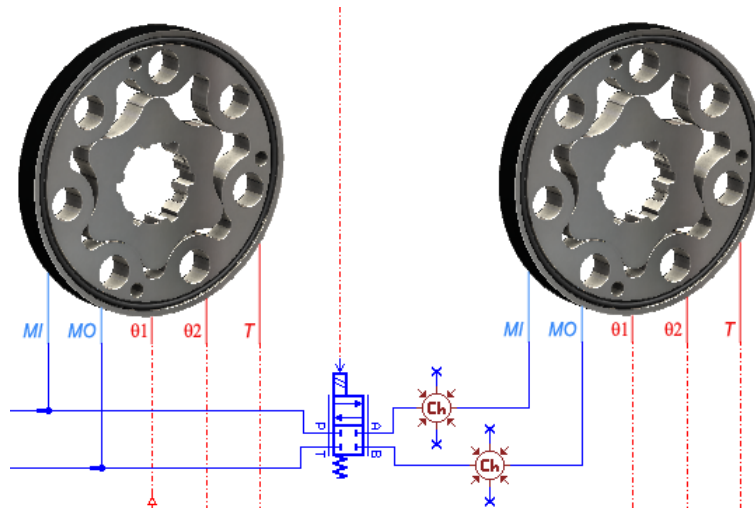


Figura 8.36. Modello idraulico dei motori orbitali dettagliati (a)

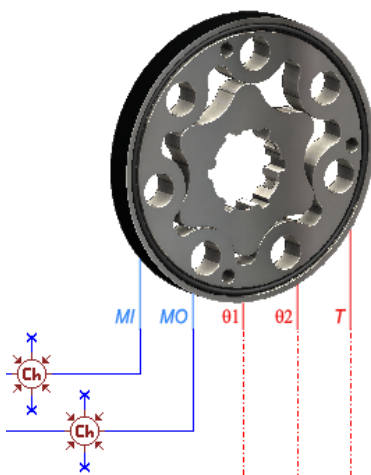


Figura 8.37. Modello idraulico del motore orbitale equivalente (b)

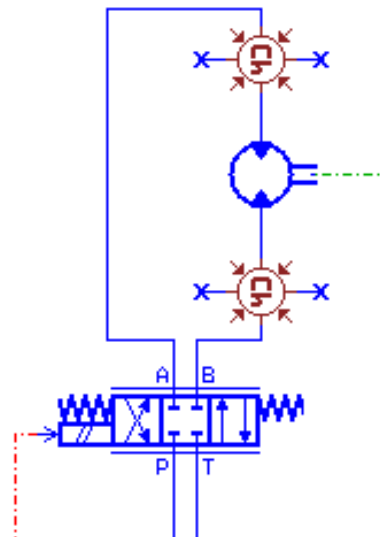


Figura 8.38. Modello idraulico dei motori orbitali ideali (c)

## 8.5.2 Trailer: freno rimorchio

Anche per l'utenza rappresentativa della valvola freno rimorchio, si è deciso di utilizzare la tecnica di modellazione precedentemente sposta per l'unità sterzante. E' stato modellata l'utenza frenante per mezzo di componenti ideali, quali strozzatori fissi e variabili ed opportuni sensori di acquisizione delle grandezze di interesse, così come riportato in figura 8.39.

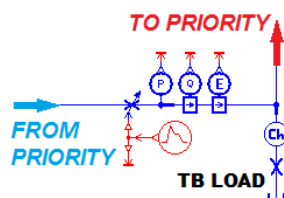


Figura 8.39. Utenza freno: versione ideale

Lo strozzatore fisso (OR0000), rappresenta l'effettiva utenza del freno rimorchio, senza presentare caratteristiche dinamiche di nessun genere. L'utilizzo di questo componente, prevede un opportuno setting della portata e della pressione richiesta per il corretto funzionamento dell'utenza stessa nelle condizioni di lavoro definite da un ciclo di carico scelto come riferimento. Lo strozzatore variabile (VRO002) simula la caduta di pressione equivalente all'attraversamento dell'utenza stessa, tenendo conto dell'opportuno segnale di comando. La versione ideale della modellizzazione dell'utenza frenante, permette di osservare fenomeni di tipo dissipativo a livello di circuito, ma non fornisce indicazioni sul comportamento dell'utenza a livello di componente. Per far ciò, si sta procedendo a modellare anche la valvola freno rimorchio in modo dettagliato. Si riporta in figura 8.40 il supercomponente del componente in esame, a oggi ancora in fase di accurata modellazione. Le external variables, e di conseguenza le porte di connessione, sono state studiate in modo tale da permettere un facile collegamento con la valvola di priorità, alla quale l'utenza freno rimorchio è direttamente flangiata nel caso reale.

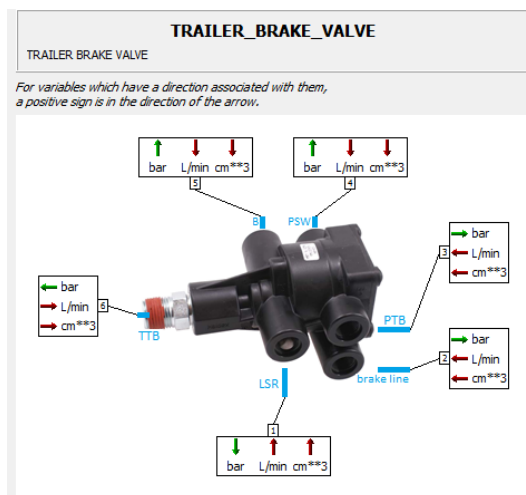


Figura 8.40. Utenza freno: supercomponente

### 8.5.3 Ausiliari

L'ultima utenza che si vuole qui analizzare, anche se non in ordine di importanza, è rappresentata dai distributori ausiliari. Come per le due precedenti utenze, sono stati creati differenti modelli idraulici a diversi livelli di dettaglio. Il modello riportato in figura 8.41, riporta la modellizzazione ideale per mezzo di due strozzatori posti in serie che rappresentano la richiesta di portata (e del conseguente livello di pressione) e la caduta di pressione stessa nell'attraversamento della stessa utenza. Anche in questo caso si sono utilizzati i modelli di strozzatori OR0000 e VRO002 e i trasduttori di potenza, portata e pressione per le misure di interesse.

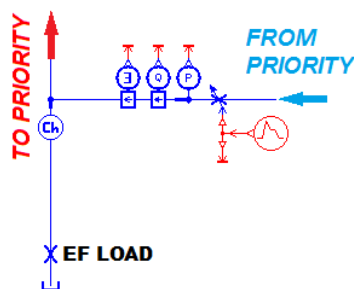


Figura 8.41. Utenza ausiliari: modello ideale

Come nel caso delle due precedenti utenze, a seconda del tipo di analisi che si vuole eseguire sul modello idraulico, e quindi sul livello di accuratezza che si vuole raggiungere, è necessario creare dei modelli idraulici per i distributori ausiliari abbastanza dettagliati. Nel caso specifico della macchina in esame, sono stati creati i modelli idraulici per due famiglie di distributori ausiliari:

- Distributori RACINE: equipaggiano i modelli della serie T7 di alta gamma. Interamente prodotti dalla casa costruttrice della trattrice di riferimento, presentano un controllo elettro-idraulico e un pacco distributore assemblabile in funzione delle utenze richieste.
- Distributori BOSCH SB23 LS EHS1: equipaggiano modelli di media potenza (T5/T6 Series). Sono simili ai precedenti, con controllo elettro-idraulico e stadio di pilotaggio.

Entrambi i distributori ausiliari presentano alcune similitudini: presentano un layout costruttivo simile e composto da una *main spool* (o spola principale), un compensatore locale di pressione per garantire il funzionamento secondo la logica Load Sensing anche quando più utenze lavorano in contemporanea, e sono dotate di una *signal check valve* che ha il compito di selezionare la pressione del carico più elevato (in caso di utenze multiple in contemporanea fase di lavoro), che va a bilanciare opportunamente il compensatore locale di pressione. Nei seguenti sottoparagrafi, si analizzeranno più in dettaglio i modelli idraulici creati per queste due famiglie di distributori ausiliari.

#### Distributori RACINE

In figura 8.42 viene riportato il modello idraulico dettagliato dei distributori RACINE. Si noti come, data la complessità dei componenti che compongono il distributore, si sia preferito racchiudere all'interno dei supercomponenti quelle porzioni di circuito ingombranti o con un dettaglio di modellazione abbastanza alto. In questo caso, a partire dalla parte alta della figura si trova la spola principale, modellata per mezzo della libreria HCD con elementi del tipo BAO041, BAO042 per rappresentare le camere della stessa spola; elementi del tipo BAO011 e BAO012 per simulare dei

semplici fori di passaggio del fluido; elementi del tipo BAO021 e BAO022 per simulare gli spigoli pilotanti della spola, con il setting degli eventuali underlap. Per modellare delle semplici camere (con geometria fissata e semplice) si sono adottati i modelli di pistone BAP11 e BAP12. Sono presenti differenti chamber per simulare i volumi di fluido rappresentativi dei condotti, e una serie di strozzatori fissi che hanno il compito di disaccoppiare le pressioni in gioco nelle varie camere della spola principale.

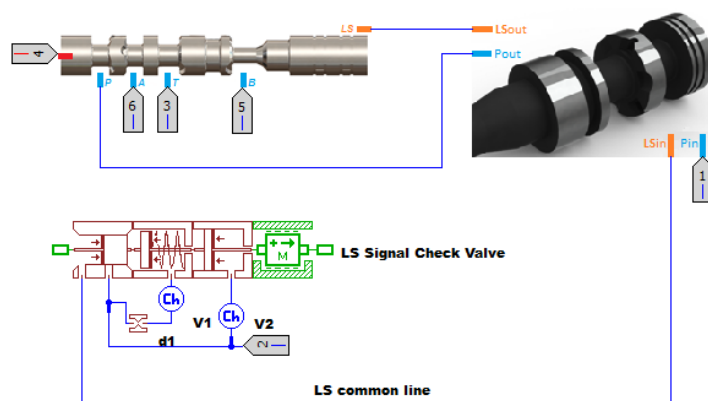


Figura 8.42. RACINE: supercomponenti

Dalla figura 8.43, sono visibili anche altre due valvole, dotate di molla di contrasto ed elemento *poppet-conico* che rappresentano le valvole di ritegno del carico. Questa versione di distributore, presenta quindi due valvole (Utenza A e Utenza B) per il controllo del carico qualora questo sia di tipo trascicante e di intensità troppo elevata.

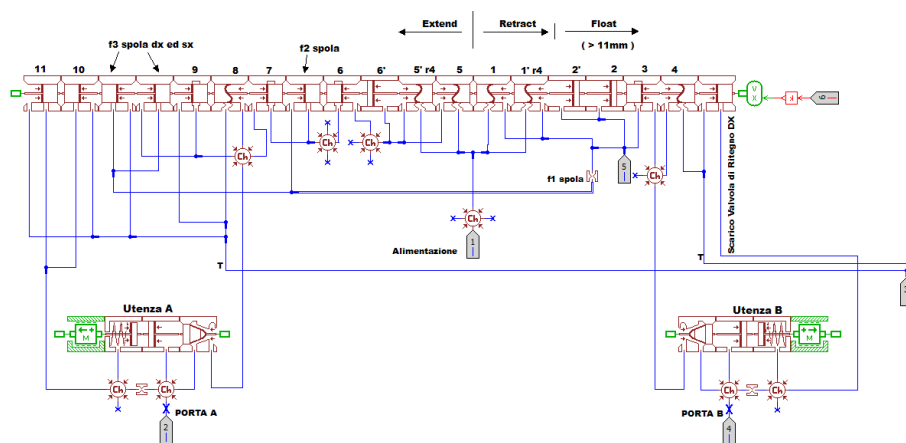


Figura 8.43. RACINE: modello dettagliato spola

In figura 8.44, viene riportato lo schema idraulico per il compensatore locale di pressione. La modellazione è stata effettuata anche in questo caso mediante alcuni componenti della libreria HCD, che permettono di assegnare il profilo della spola del compensatore, mediante un file di testo e previa acquisizione della geometria stessa tramite reverse engineering.

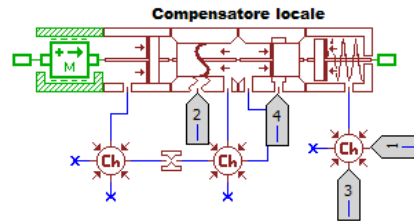


Figura 8.44. RACINE: compensatore locale di pressione

Per il funzionamento dettagliato del distributore, e per una descrizione di maggior dettaglio del primo modello idraulico sviluppato, si faccia riferimento alla tesi di laurea, sviluppata presso il *Laboratorio di Idraulica del Veicolo* dell'Università degli studi di Modena e Reggio Emilia e riportata in [54].

### Distributori BOSCH SB23 LS EHS1

In figura 8.45 viene riportato il modello idraulico dettagliato dei distributori BOSCH. Anche in questo caso, è stata eseguita una modellazione di alto livello, non solo per il distributore di tipo standard, ma per l'intera serie di questi distributori. Questo si è reso necessario poiché il distributore BOSCH standard che equipaggia le macchine motrici agricole di riferimento, presenta una sola valvola di ritegno del carico (posizionata sulla porta B), che rendono quindi asimmetrico il controllo dei carichi. Per poter eseguire, tuttavia, dei confronti energetici del sistema standard, equipaggiato con la stessa tipologia di gestione del carico, sono stati realizzati i modelli idraulici dei distributori BOSCH sia con 1 sola valvola di ritegno (NO LEAK VALVE) sia con doppia valvola.

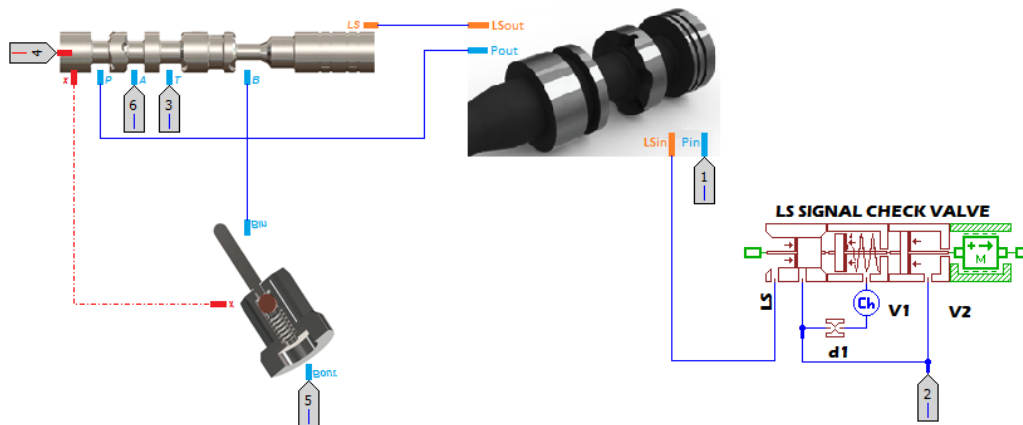


Figura 8.45. BOSCH: supercomponenti

Come precedentemente esposto per i distributori di tipo RACINE, a spola principale è stata modellata per mezzo della libreria HCD con elementi del tipo BAO041, BAO042 per rappresentare le camere della stessa spola; elementi del tipo BAO011 e BAO012 per simulare dei semplici fori di passaggio del fluido; elementi del tipo BAO021 e BAO0222 per simulare gli spigoli pilotanti della spola, con il setting degli eventuali underlap. Il layout circuitale per il distributore ausiliario è sostanzialmente lo stesso, a differenza delle valvole di ritegno del carico: nella versione BOSCH,

queste son di tipo meccanico, con un piccolo cursore che scorre sul profilo della spola principale, scoprendo in modo opportuno il condotto di collegamento con l'utenza. In figura 8.46 si riporta il modello realizzato per la valvola di ritegno; è facile notare come, mediante appositi file di testo (inseriti nei due componenti della libreria di segnale in rosso), sia possibile assegnare il corretto movimento del cursore in funzione dello spostamento della spola principale. In parallelo al cursore principale, vi è anche una check valve per il passaggio del fluido operativo in condizioni di cursore principale fermo.

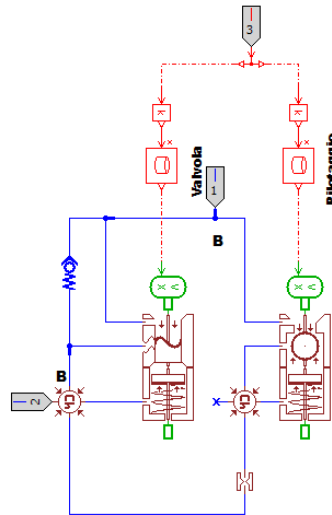


Figura 8.46. BOSCH: valvola no leak

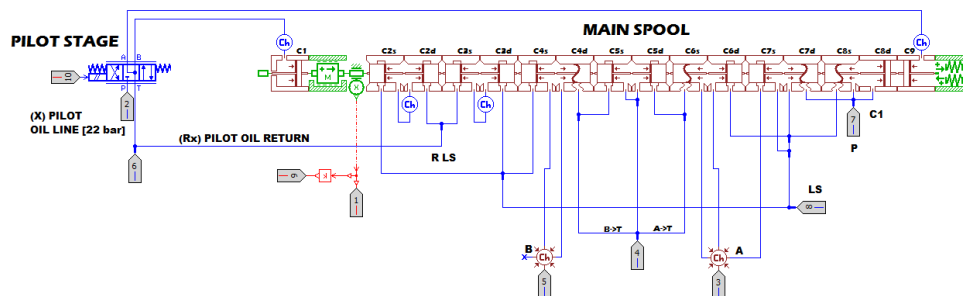


Figura 8.47. BOSCH: main spool e stadio di pilotaggio

In figura 8.47 viene invece riportata la spola principale con stadio di pilotaggio, per il distributore in esame. La spola è stata modellata sempre grazie all'ausilio della libreria HCD, con l'utilizzo dei sottomodelli di pistone e spola già esposti in precedenza. La spola, essendo del tipo a pilotaggio idraulico, presenta due camere comandate in pressione dallo stadio di pilotaggio, che per semplicità è stato modellato mediante l'uso di un distributore 4/3 proporzionale con comando in corrente e centraggio a molla. Il controllo in corrente dello stadio principale risulta abbastanza problematico dal punto di vista della modellazione; la casa produttrice del distributore infatti, non fornisce indicazioni dettagliate riguardo al controllo ed al software di gestione dello stadio principale. Per quanto riguarda la spola principale, si identificano alcuni componenti di colore verde,

appartenenti quindi alla libreria meccanica. Questi, rappresentano la massa della spola stessa, per contemplare effetti legati alla dinamica e al settaggio dei fincorsa meccanici, un trasduttore di posizione, fisicamente presente all'interno del distributore (LVDT) che permette la lettura della posizione spola da inviare alla centralina (ECU) per l'eventuale correzione della pressione di pilotaggio. L'ultimo componente (figura 8.48), è stato creato ad-hoc, e rappresenta l'intervento di due molle contrapposte (una lavora in trazione e la seconda in compressione) che operano all'interno del distributore per mantenere la spola in posizione di neutro. L'azione congiunta delle due molle, in combinazione con l'azione della pressione di pilotaggio, permette di posizionare la main spool nella configurazione di *floating*, cortocircuitando quindi le bocche di lavoro A e B.

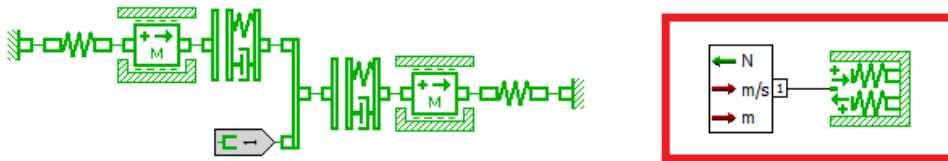


Figura 8.48. BOSCH: molle di centraggio della spola principale ed external variables

## Capitolo 9

# Le soluzioni Energy Saving

In questo Capitolo si presentano tutte le soluzioni alternative e di maggiore interesse sviluppate nell'ambito del dottorato di ricerca e relative alla tematica Energy Saving. Non si entrerà qui nel merito della modellazione, che verrà invece esposta nel Capitolo 10, ma ci si soffermerà sul principio di funzionamento dei componenti introdotti e delle strategie di controllo progettate per una migliore gestione della potenza idraulica del circuito in analisi.

### 9.1 Pompa di carica a cilindrata variabile - VCP

Per limitare le dissipazioni energetiche legate al circuito di alta pressione della trattrice agricola, una delle soluzioni proposte si basa sulla modifica della pompa di carica che alimenta la pompa a pistoncini assiali. Nella versione standard, come visto nel Capitolo 3, la pompa di carica è un Gerotor a cilindrata fissa, che garantisce un corretto livello di sovrappressione all'aspirazione della pompa a pistoncini. Sfruttando una pompa a cilindrata variabile come pompa di carica, si possono ottenere notevoli benefici in varie fasi di utilizzo della macchina agricola. In figura 9.1, è riportato il diagramma energetico relativo al concetto VCP sviluppato. Supponendo di eseguire un certo tipo di lavorazione, l'utenza connessa al circuito idraulico richiede una certa portata  $Q_L$  ad una pressione di lavoro pari a  $p_L$  fornita dalla pompa a cilindrata variabile a pistoncini. In questo caso, dato che la pompa a pistoncini lavora in condizioni lontane dalla saturazione, tutta la portata necessaria all'utenza viene erogata dalla stessa ad un livello di pressione pari a  $p_S$ : si ottiene così l'area DEFG (tratteggiata in grigio chiaro) che rappresenta le perdite del gruppo di alimentazione dovuta alla presenza del compensatore di portata precaricato con una pressione equivalente a  $p_S - p_L$ . Nella generica fase di lavoro, la pompa di carica a cilindrata fissa, non ha possibilità di regolare la portata, mandando a scarico la quantità di fluido in eccesso. L'area identificata dalle lettere OABC, rappresenta la potenza impiegata dalla pompa di carica durante la generica lavorazione. Ci si rende subito conto di come le perdite (riconoscibili dalla zona tratteggiata in celeste) dovute all'impossibilità della variazione della cilindrata siano abbastanza elevate, nonostante la pressione di lavoro della pompa di carica sia bassa (nell'ordine dei 1.0 MPa).

Sfruttando il concetto di pompa di carica a cilindrata variabile, si ha la possibilità di regolare la portata erogata dalla stessa pompa di carica, in funzione della pressione minima da garantire alla pompa a pistoncini ed in funzione della fase di lavoro che si intende svolgere. In questo modo, la pompa di carica a cilindrata variabile si può autoregolare, mediante pilotaggi ed un compensatore di pressione, in modo da non dissipare portata, e contenere quindi le perdite del gruppo di alimentazione complessivo; la zona indicata in tratteggio celeste tende a scomparire durante la fase di regolazione della cilindrata della pompa di carica. La freccia riportata in figura mostra i livelli

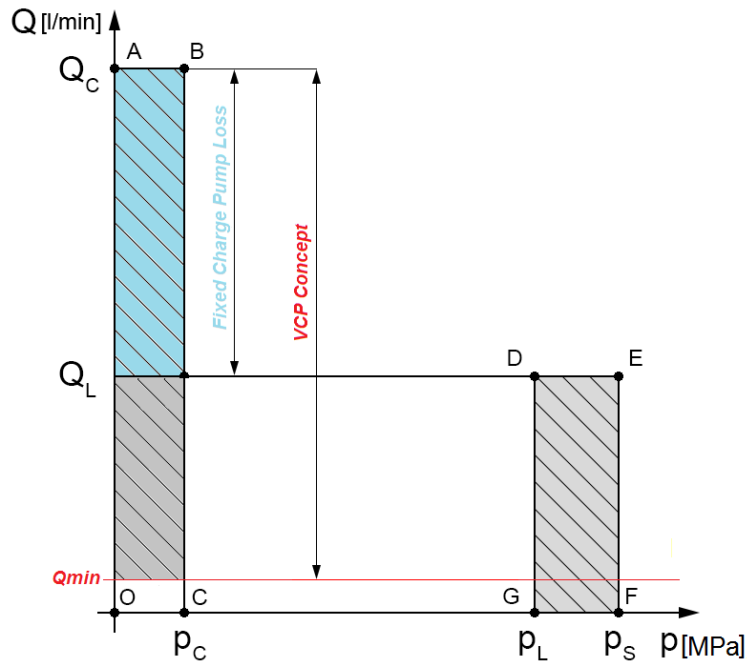


Figura 9.1. Variable Charge Pump Concept

massimo e minimo di regolazione che si può eseguire con questa tipologia di strategia. Il valore massimo corrisponde al sistema standard, mentre il livello minimo, identificato dalla linea rossa, prevede una minima portata di fluido operativo da garantire anche durante la fase di standby per la parte di lubrificazione. Proprio in fase di standby macchina ci si aspetta di ottenere notevoli benefici: infatti, a fronte di una richiesta di portata nulla da parte delle utenze e dovendo garantire la portata minima necessaria al funzionamento del sistema, la pompa di carica è in grado di azzerare (o quasi) la sua cilindrata, portando il sistema ad una condizione di lavoro ottimale con pochissima potenza dissipata.

## 9.2 Electronic Displacement Control - EDC

Una ulteriore strategia di controllo per l'abbattimento dei consumi e legata ai gruppi di alimentazione, è basata sull'utilizzo di una valvola commerciale, denominata EP/EK, permette di avere un fine corsa idraulico del piatto inclinato della pompa a pistoni assiali (A10 CNO). La valvola viene direttamente avvitata nell'apposita sede dell'attuatore di controllo della pompa e mediante la regolazione in corrente permette di variare la corsa del piatto inclinato, regolando di conseguenza la portata erogata dalla pompa principale. Sfruttando questo concetto, la soluzione Electronic Displacement Control (EDC) permette di ottenere la stessa portata di fluido operativo, erogata dal gruppo di alimentazione, a diverse velocità di rotazione del motore endotermico connesso al gruppo di alimentazione. Tale soluzione, necessita tuttavia di una modifica sostanziale del layout di impianto: le cilindrata delle macchine volumetriche presenti a bordo veicolo devono essere aumentate, seppur di poco, per ottenere dei risultati incoraggianti in ottica Energy Saving. In figura 9.2 viene riportata la logica di funzionamento della strategia di controllo EDC.

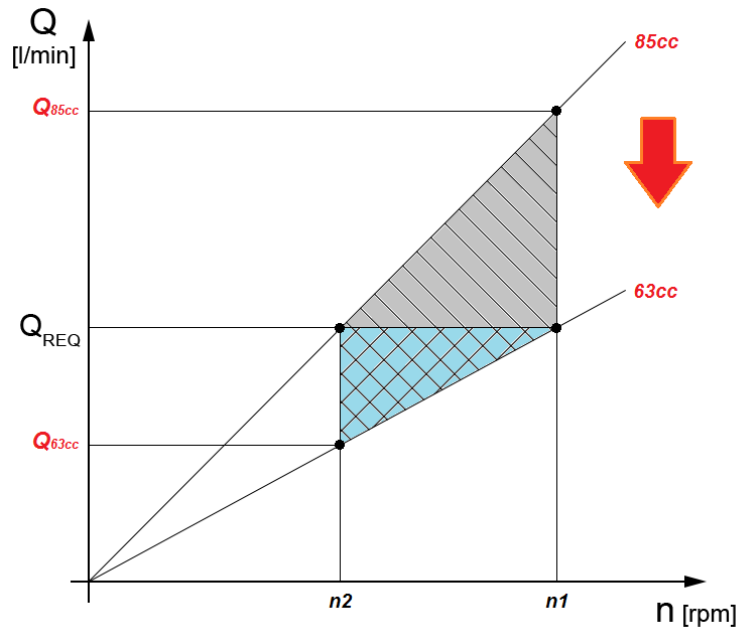


Figura 9.2. Electronic Displacement Control Concept

Supponendo di adottare una cilindrata per la macchina standard pari a 63cc e di 85cc per la macchina con cilindrata maggiorata, si consideri un'utenza fittizia che richieda un livello di portata pari a  $Q_{REQ}$ . Fissato il livello di portata, in condizioni standard, risulta abbastanza evidente come il regime di rotazione della pompa sia abbastanza elevato e pari ad  $n_1$  giri al minuto. Allo stesso regime di rotazione considerando la macchina con aumento di cilindrata, si andrebbe incontro ad un surplus di portata, che sarà inevitabilmente considerata come portata persa (zona grigia della figura 9.2). Seguendo però le caratteristiche lineari delle macchine, ci si accorge come la portata richiesta  $Q_{REQ}$  si possa ottenere ad un regime motore più basso, pari ad  $n_2$  giri al minuto, considerando la macchina con cilindrata maggiorata, portando ad una gestione ottimizzata del motore endotermico, che in queste condizioni si trova a lavorare sempre nell'intorno del suo punto di funzionamento ottimale. Tale strategia ha quindi il grande pregio di aggiungere una funzionalità

aggiuntiva al sistema: permette di ottenere la stessa portata di fluido operativo a differenti regimi motore, in modo elettro-idraulico, rendendo il sistema idraulico più flessibile e funzionale. Per poter eseguire il cambio di caratteristica lineare, si sfrutta l'elettrovalvola EP/EK che mediante sollecitazione del suo solenoide, impone un angolo di inclinazione del piatto della pompa ottimale per la portata richiesta. La strategia di controllo EDC impone la creazione di una mappatura della macchina volumetrica in funzione della portata richiesta e del regime di rotazione che si vuole mantenere per una data lavorazione. Dal punto di vista Energy Saving, l'utilizzo di questa strategia di controllo non apporta un contributo diretto sul gruppo di generazione, ma permette l'elaborazione di strategie di controllo più complesse a livello di ECU per la gestione dei motori endotermici.

### 9.3 Variable Pump Margin - VPM

La strategia del controllo della pressione aggiuntiva del gruppo di alimentazione rispetto alla pressione richiesta dall'utenza, comunemente chiamata Pump Margin, deriva dalla necessità di avere un maggior controllo della potenza idraulica generata dal gruppo di alimentazione. Nei comuni gruppi di generazione per il settore automotive e off-road, equipaggiati con pompe a pistoni assiali e compensatori locali di pressione e portata funzionanti secondo la logica Load Sensing, si ha che la pompa si trova a lavorare ad un livello di pressione maggiore di circa 2.7-2.8 MPa rispetto alla pressione effettivamente richiesta dall'utenza. Questa pressione aggiuntiva, detta anche Pump Margin, è sempre fissata dal precarico della molla del compensatore di portata e da origine a perdite energetiche a volte consistenti a seconda del ciclo di carico o della lavorazione effettuata. Il valore nominale dei 2.7-2.8 MPa assegnati al Pump Margin è il minimo valore possibile di pressione del sistema standard per vincere le perdite di carico generate dalle valvole e dalle utenze principali ad esso connesso.

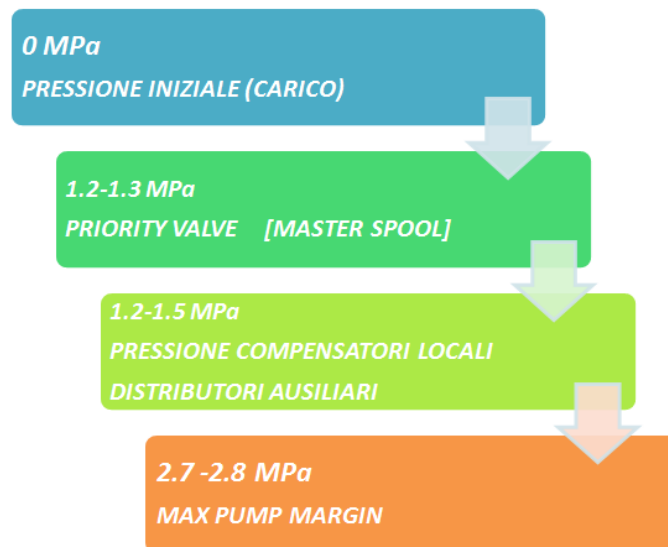


Figura 9.3. Suddivisione del Pump Margin per il circuito idraulico della trattrice

Grazie alla suddivisione delle cadute di pressione lungo la linea di mandata del sistema, così come riportato in figura 9.3, è facilmente comprensibile quali siano i componenti critici per i consumi energetici. La strategia VPM o Variable Pump Margin si basa quindi sulla riduzione del

delta di pressione tra pressione di mandata della pompa e la pressione effettiva dell'utenza, regolando mediante una centralina di controllo (ECU) la taratura del compensatore locale di portata che equipaggia il gruppo di alimentazione. In figura 9.4 viene illustrato il principio di funzionamento della strategia VPM: per un tradizionale circuito comandato dalla logica Load Sensing, il diagramma energetico è rappresentato dalle zone tratteggiate in grigio.

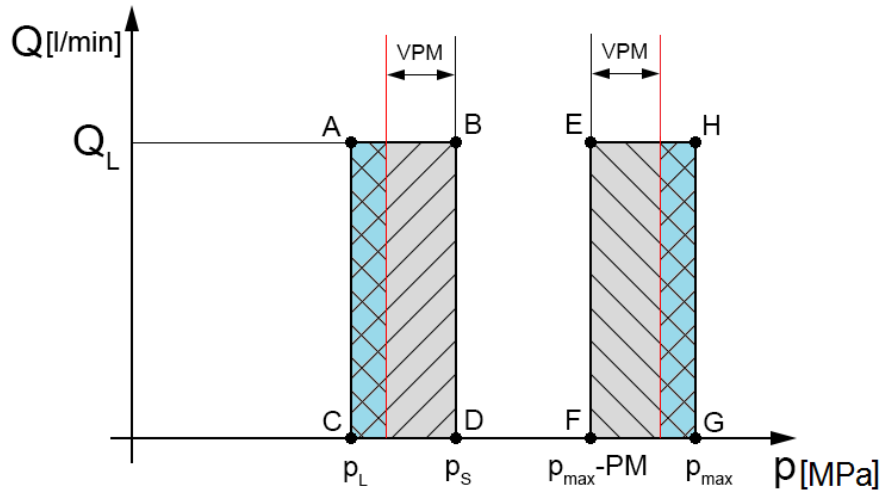


Figura 9.4. Variable Pump Margin Concept

Supposta infatti una portata dell'utenza pari a  $Q_L$  corrispondente ad una pressione  $p_L$ , in seguito alla taratura della molla del compensatore di portata (PM), la pompa principale si trova a lavorare alla pressione  $p_S$ . La potenza dissipata, per condizioni di lavoro standard, è rappresentata dall'area ABCD tra i livelli di pressione  $p_S$  e  $p_L$ ; in condizioni di saturazione e considerando la pressione massima  $P_{max}$ , le dissipazioni energetiche sono rappresentate dall'area EFGH tra i livelli di pressione  $p_{max}$  e  $p_{max} - PM$ . Per l'attuazione della strategia di controllo con Variable Pump Margin, si è deciso di sfruttare la logica di funzionamento di una valvola commerciale, appartenente ancora una volta alla gamma BOSCH e denominata EFX. Questa particolare applicazione, sostituisce il compensatore di portata che generalmente viene montato sulla pompa a pistoni, con un compensatore elettro-idraulico gestito da una apposita centralina di controllo. L'implementazione di una strategia di controllo su centralina di controllo prevede l'adozione di due criteri fondamentali:

- Variable Pump Margin a punto fisso
- Variable Pump Margin dinamico

La strategia a punto fisso, si basa sull'impostazione del minimo livello di pressione raggiungibile dalla pompa per un qualsiasi tipo di lavorazione, senza avere alcuna possibilità di regolazione dinamica: si porta quindi il sistema in condizioni di pressioni più basse, precisamente da 2.7 a 1.4 MPa. Risulta evidente che la strategia a punto fisso può essere adottata solo nel caso di condizioni di standby della macchina: infatti, l'abbassamento della pressione imposto con la strategia VPM a punto fisso non è in grado di sopperire alla caduta di pressione dei distributori ausiliari, o altre utenze collegate, portando a non soddisfare le richieste delle stesse utenze nelle fasi di lavoro, specie se in condizioni di carico gravose. L'attuazione di questa particolare strategia, limitatamente alla sola fase di standby, non apporta dei benefici consistenti al risparmio energetico a bordo vettura:

le pressioni e le portate in gioco durante la fase di standby sono notevolmente basse così come la potenza generata ed il relativo risparmio energetico. Per ovviare a queste problematiche, si adotta la seconda tipologia di controllo basata sulla regolazione dinamica del Pump Margin. Grazie all'utilizzo di alcuni sensori di pressione (linea di mandata della pompa principale, utenze principali) ed alla lettura via rete CAN dei segnali di attuazione delle utenze, è possibile creare una *mappatura* di funzionamento per la centralina di governo (ECU). In prima istanza si è deciso di utilizzare una caratteristica lineare tra la portata totale richiesta (facilmente ricavabile dai segnali EHR Electro Hydraulic Remotes via rete CAN) e la corrente da fornire al solenoide per la variazione dinamica del Pump Margin. In figura 9.5 è riportato un grafico esemplificativo delle caratteristiche lineari utilizzate nella mappatura della centralina di controllo a seconda della specifica utenza collegata al sistema di generazione. La caratteristica di colore verde prevede l'utilizzo di molteplici utenze in contemporanea, come per esempio sterzo e freno rimorchio o sterzo ed ausiliari.

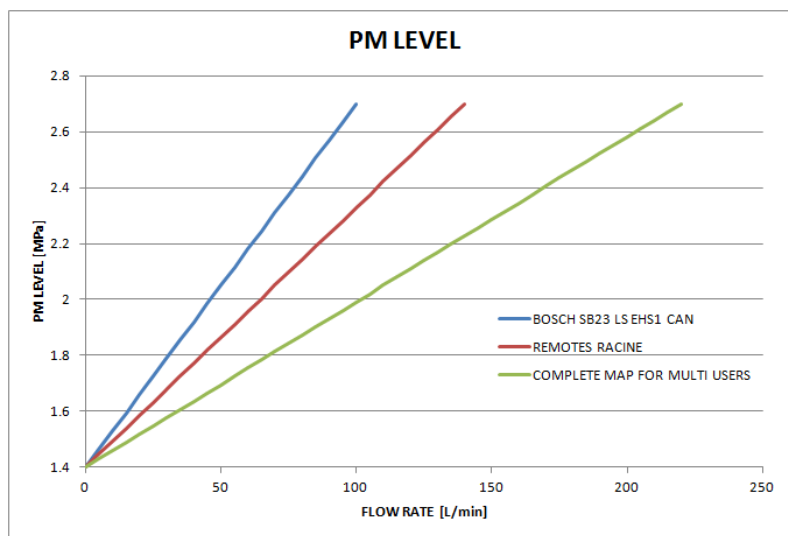


Figura 9.5. Caratteristiche lineari implementate nell'ECU per la strategia VPM

L'utilizzo di questa strategia di controllo, permette di avere una variazione continua del Pump Margin durante la fase di regolazione in funzione delle richieste di portata e pressione effettuate dalle utenze. La variazione dinamica della pressione, permette quindi di incrementare l'Energy Saving a bordo veicolo in tutte le fasi di lavoro, adattando il Pump Margin istante per istante alle nuove condizioni di carico. Nonostante questa soluzione sembri abbastanza promettente, il livello minimo di Pump Margin imponibile in condizioni dinamiche, porta a delle problematiche legate a non soddisfare correttamente le richieste di portata o pressione imposte dalle utenze: il sistema standard, essendo pensato e progettato per avere un battente di pressione fisso di 2.7-2.8 MPa, presenta dei componenti circuitali (valvole e/o distributori) con delle cadute di pressione tali da consentire il corretto apporto di portata. Modificando il battente di pressione, vengono meno le condizioni di progetto: si rende necessaria quindi una ulteriore analisi del sistema a livello di componenti e basata sulla suddivisione del Pump Margin mostrato in figura 9.3. Per ovviare quindi ai possibili problemi legati alla variazione dinamica della pressione, è bene andare a modificare l'elemento chiave per la gestione dei livelli di pressione e portata del circuito: la valvola di priorità. Nei prossimi paragrafi verranno illustrate delle soluzioni Energy Saving che interessano direttamente i componenti interessati alla suddivisione del Pump Margin, proponendo delle valide strategie alternative per soddisfare i requisiti di pressione e portata richiesti della utenze.

## 9.4 Remotes Electronically Compensated - REC

La soluzione che si intende qui presentare, non apporta una sostanziale contributo all'energy saving complessivo a bordo veicolo, ma permette di avere un grado di flessibilità aggiuntivo per il controllo della variazione dinamica del Pump Margin. Come precedentemente illustrato, la suddivisione principale che si può effettuare sul salto di pressione tra utenza e pompa principale è composta prevalentemente da due contributi, uno dei quali è rappresentato dalle cadute di pressione sui compensatori locali delle sezioni dei distributori ausiliari. Mediante l'utilizzo di sensori di pressione posizionati sulle due bocche di collegamento degli attrezzi (generalmente le bocche di uscita del distributore A e B), un sensore di pressione alla mandata della pompa e una apposita centralina di controllo, si può pensare di rimuovere il compensatore locale di pressione, rendendo elettronica la sua funzionalità. In figura 9.6 viene riportata una generica sezione dei distributori ausiliari: nella parte in basso a destra è ripotato il compensatore locale di pressione che viene appositamente rimosso dalla sua sede. Questa modifica non apporta nessuna modifica strutturale al layout circuitale o alla conformazione dei distributori; basta infatti rimuovere il compensatore di pressione ed utilizzare un apposito tappo per chiudere il passaggio al fluido di lavoro.

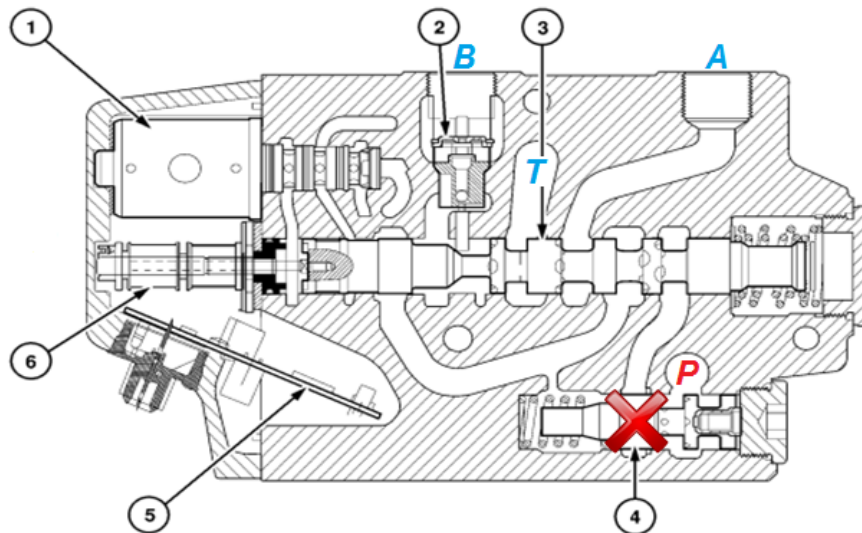


Figura 9.6. Rimozione del compensatore locale per la strategia REC

Il compensatore, sentendo il livello di pressione della pompa ed il livello della pressione di Load sensing, deve essere appositamente sostituito con la programmazione di una centralina di governo che permette di realizzare in elettronico le stesse funzionalità. Mediante il sensore di posizione (LVDT) che generalmente è sempre presente nei distributori (indicato dal numero 6 nella figura), è possibile eseguire una retroazione di controllo per l'elettronica integrata (5). In questo modo, l'ECU di governo, con le opportune mappature del distributore in funzione della pressione e della portata, provvede a rilevare il carico massimo agente sulle due bocche di connessione con gli attrezzi; dall'apposita lettura della posizione spola (3) provvede ad individuare all'interno della mappatura quale sia il corretto livello di corrente da inviare al solenoide dello stadio pilota (1) per generare la pressione di pilotaggio adatta a riposizionare la spola principale. Per soddisfare le richieste di portata e pressione richieste dalle utenze si ha quindi la necessità di utilizzare diversi sensori di pressione e posizione, con la programmazione di una centralina ad-hoc. Dal punto di

vista energetico non si hanno apparentemente dei grossi vantaggi: la perdita di carico associata al passaggio attraverso il compensatore locale di pressione non viene eliminata ma solo sostituita elettronicamente. Il vantaggio consiste nel fatto di rendere variabile in modo programmato, e quindi in funzione del carico, la caduta di pressione massima che si ha durante l'attraversamento dei distributori. Si noti inoltre che la caduta di pressione massima si ha solamente quando il sistema complessivo lavora in multiutenza e deve quindi compensare la pressione inferiore richiesta dall'utenza meno caricata. Tale utenza infatti, non rispettando la logica di funzionamento Load Sensing, tenderebbe a non avere i corretti livelli di pressione e portata richiesti che devono essere quindi soddisfatti e controllati da una apposita strategia di controllo in modo elettronico, o dal classico compensatore locale di pressione.

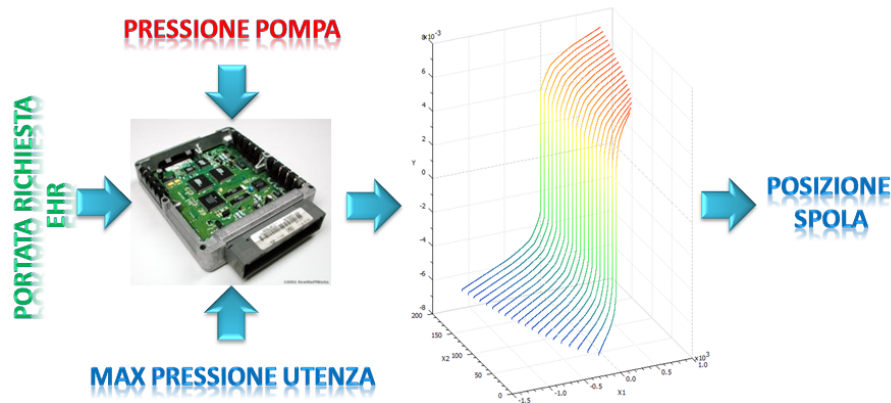


Figura 9.7. Principio di funzionamento della strategia REC

## 9.5 Hybrid Priority Valve - HYB

Tutte le soluzioni proposte fino ad adesso contribuiscono in maniera differente ad aumentare l'efficienza del sistema rendendolo meno dissipativo, o aggiungendo delle funzionalità; tuttavia non sempre tali strategie di controllo permettono di soddisfare le richieste delle utenze in termini di pressione e portata. Come detto in precedenza, uno dei contributi fondamentali per la suddivisione del Pump Margin, è dato dalla caduta di pressione che si genera nell'attraversamento della valvola di priorità: volendo quindi ridurre al minimo le perdite dovute al suo attraversamento, è bene investigarne a fondo il suo comportamento dinamico. Utilizzando una delle precedenti strategie di controllo, può capitare che il carico generico collegato con il gruppo di alimentazione richieda un certo livello di portata ad una determinata pressione; tuttavia, dato il livello di priorità che la valvola impone, tale utenza è soggetta ad una verifica del suo livello di priorità, portando, nel caso di attuazione multiple, a non soddisfare la richiesta. Si consideri a titolo di esempio il caso di richiesta di portata massima da indirizzare verso i distributori ausiliari con strategia di controllo in VPM (Variable Pump Margin): supponendo che vengano attuate simultaneamente anche le utenze di sterzo e freno rimorchio durante una particolare lavorazione, dato per assodato il livello di priorità associato alle utenze (Sterzo-freno-ausiliari) e supponendo di lavorare con una pressione differenziale tra pompa ed utenza (VPM) lontana dalle condizioni di progetto standard (2.7 MPa), il sistema si trova a lavorare in condizioni non ottimali, tali da non riuscire a soddisfare a pieno la richiesta di portata dei distributori. Questa mancanza viene inoltre amplificata dai livelli di priorità imposti dalla valvola stessa che devia una parte del fluido di lavoro verso o sterzo ed i

freni. Questa problematica è dovuta al fatto di attuare delle strategie di controllo che modificano la pressione tra pompa ed utenza, tralasciando il fatto che la stessa valvola di priorità necessita di mantenere ben distinti i livelli di pressione minimi e massimi ai quali le varie utenze dovrebbero lavorare. Per ovviare a tale fenomeno, si è pensato di andare a rendere elettro-pilotate le due spole della valvola di priorità in modo da regolare, in funzione del carico e delle pressioni in gioco, l'apertura e la chiusura delle comunicazioni con le tre utenze principali del sistema oggetto di studio. Il principio base, è quello di inserire dei solenoidi che modifichino il precarico delle molle della steering spool e della master spool in modo dinamico ed in seguito a variazioni di carico, mentre una delle precedenti strategie di controllo viene impiegata per il funzionamento del sistema complessivo.

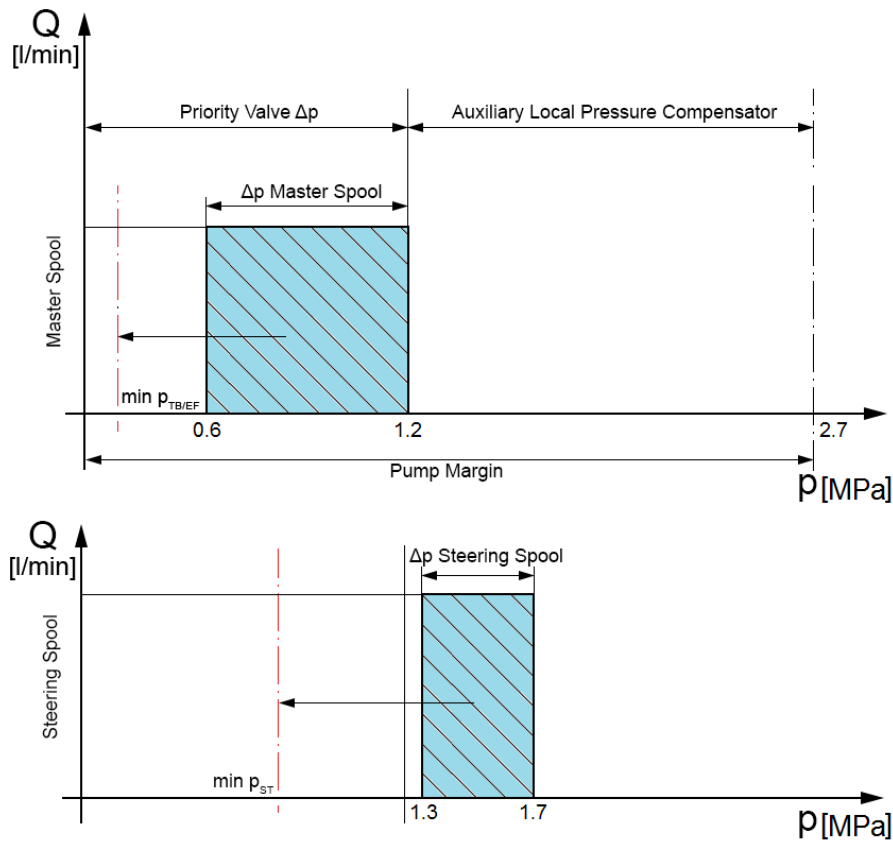


Figura 9.8. Principio di funzionamento della strategia HYB

Questo porta ad avere una regolazione del Pump Margin maggiormente efficace come riportato in figura 9.8: è possibile variare il valore della pressione tra pompa ed utenza ad un valore compreso tra un minimo, imposto per ragioni di sicurezza, ed i 2.7 MPa, andando ad agire sui due solenoidi che ripartiscono i livelli di pressione intermedi per l'alimentazione delle utenze connesse. Generalmente, la master spool della valvola di priorità ha un range di pressione di intervento che varia tra gli 0.6 e i 1.2 MPa; questa caduta di pressione, può essere notevolmente ridotta nel

caso in cui la valvola di priorità sia del tipo ibrido, ovvero sia elettro-pilotata. Oltre a fissare un valore minimo per la sicurezza del livello di priorità, raggiungendo così la linea rossa tratteggiata e relativa al livello di pressione  $p_{TB/ST}$  riportato in figura 9.8, l'utilizzo di una valvola di priorità ibrida permette di ridurre in modo dinamico la differenza di pressione relativa alla completa apertura della master spool  $\Delta p_{\text{master spool}}$ . Un analogo discorso si può effettuare per la parte relativa alla steering spool: si noti che concettualmente le due spole della valvola di priorità lavorano in parallelo; questo consente di non sommare i battenti di pressione relativi alle due spole. La suddivisione del Pump Margin, come precedentemente illustrato, risente solamente delle cadute di pressione relative alle condizioni di funzionamento più gravose, ovvero all'attraversamento della master spool in completa apertura verso gli ausiliari e all'attraversamento dei compensatori locali di pressione dei distributori ausiliari stessi. Abbattendo i battenti di pressione che generalmente si usano per il corretto funzionamento standard della valvola, si rende il sistema molto più reattivo e meno dissipativo. Utilizzare una valvola di priorità ibrida da sola all'interno di un circuito non ha dei grandi benefici energetici: questa soluzione si rivela una scelta vincente solo se accoppiata ad una delle strategie di controllo precedentemente esposte. La scelta di realizzare una valvola ibrida, aiuta non solo per aumentare il risparmio energetico, ma compensa le mancanze delle strategie di controllo presentate assicurando il soddisfacimento di tutte le richieste di pressione e portata delle utenze.

## 9.6 Le soluzioni combinate

Come detto nel precedente paragrafo, l'unione di più strategie di controllo porta ad incrementare i benefici energetici a bordo veicolo, rendendo così il sistema maggiormente performante. L'abbinamento delle strategie di controllo e/o sistemi alternativi viene brevemente illustrato nelle seguenti sottosezioni.

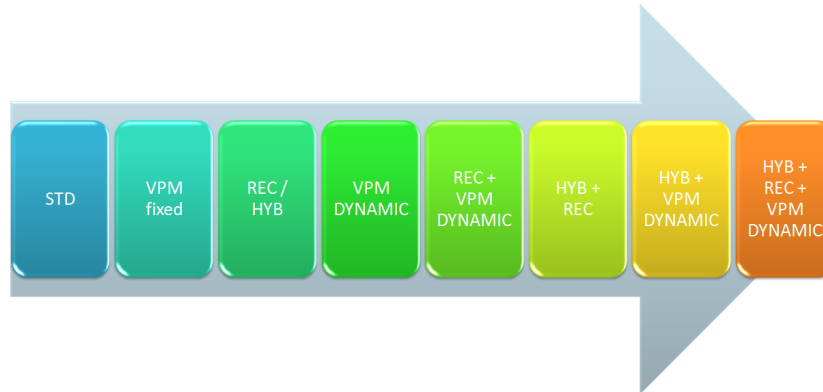


Figura 9.9. Evoluzione delle strategie di controllo



Figura 9.10.

In figura 9.9 viene riportato lo sviluppo delle strategie di controllo elaborate durante questo dottorato di ricerca. A partire dal basso verso l'alto, si mostra la scala delle strategie di controllo che portano ad una riduzione delle perdite energetiche e conseguentemente ad aumento dell'Energy Saving a bordo veicolo. La scala riportata, oltre a presentare un andamento crescente per il risparmio energetico e l'accuratezza delle strategie di controllo, mostra anche la tendenza ad un aumento di costo progressivo: questo è dovuto all'introduzione di un numero elevato di sensori di pressione per il controllo delle utenze e alla scrittura di un codice ad hoc, sempre più performante, per le varie soluzioni.

### 9.6.1 Remotes Electronically Compensated & Variable Pump Margin

L'abbinamento di queste particolari strategie di controllo unisce i vantaggi di una regolazione dinamica del Pump Margin alla flessibilità di controllo dei distributori ausiliari. In questo modo si prevede l'utilizzo di due sensori di pressione per ogni sezione dei distributori, di un sensore di pressione alla mandata della pompa principale e le letture da rete CAN delle richieste di portata delle utenze. Se richiesto, mediante l'utilizzo di altri due sensori di pressione sulle utenze di sterzo e freno rimorchio, è possibile realizzare una programmazione dell'ECU di controllo per una strategia con Variable Pump Margin regolabile per tutte le utenze. Dal punto di vista energetico l'abbinamento qui proposto equivale a quello della strategia con VPM dinamico, con l'aggiunta di

una funzionalità sulla parte relativa ai distributori ausiliari. Il controllo elettro-pilotato della posizione spola mediante lettura di mappe tridimensionali, unitamente alla strategia VPM, permette di avere una maggiore precisione sul controllo delle pressioni e delle portate richieste dalle utenze, rendendo così il sistema flessibile e facilmente gestibile e regolabile dall'utente. In questo caso, in condizioni particolarmente sfavorevoli di carico, si potrebbero riscontrare dei problemi legati al non rispettare le portate e le pressioni effettivamente richieste dalle utenze: la mancanza di una valvola di priorità ibrida, come precedente detto, non dà la sicurezza di garantire le specifiche imposte dalle utenze quando la strategia di VPM dinamico viene attuata.

### **9.6.2 Hybrid priority & Variable Pump Margin**

L'introduzione della valvola di priorità ibrida (elettro-attuata) garantisce il corretto livello di pressione e portata richiesto da tutte le utenze. In abbinamento alla strategia di Variable Pump Margin è possibile variare i livelli di pressione in modo dinamico ed appropriato in base alle richieste effettuate dall'utente sulle utenze. Tuttavia questo sistema è poco flessibile dal punto di vista della regolazione: la lettura di mappe appositamente realizzate per il controllo della corrente del compensatore di portata della pompa, ma non permette nessun tipo di intervento in elettronico per la regolazione della caduta di pressione dei distributori ausiliari. Dal punto di vista energetico, nonostante la flessibilità del sistema ridotta, questo abbinamento permette di avere un notevole risparmio energetico a bordo veicolo: i vantaggi del variable pump margin unitamente alla valvola di priorità ibrida permettono di avere un controllo preciso sulle richieste di portata e pressione che devono essere soddisfatte.

### **9.6.3 Hybrid Priority & Remotes Electronically Compensated**

La soluzione che si intende qui esporre è basata ancora una volta sull'utilizzo di una valvola di priorità ibrida che consente quindi di avere un ottimo controllo delle richieste di carico delle singole utenze. Una volta soddisfatte tutte le richieste, e mediante l'introduzione della strategia di controllo REC (Remotes Electronically Compensated), si introduce una funzionalità aggiuntiva al sistema; togliendo il compensatore locale di pressione e sostituendo in elettronico la sua funzionalità, mediante una apposita ECU e i relativi sensori di pressione, è possibile riposizionare la spola principale dei distributori remoti in modo automatico in funzione delle condizioni di carico estremamente variabili.

### **9.6.4 Hybrid Priority - Variable Pump Margin - Remotes Electronically Compensated**

La combinazione di tutte le strategie di controllo precedentemente osservate, ovvero l'unione della valvola di priorità ibrida con la strategia di controllo con Variable Pump Margin dinamico, e l'introduzione dei distributori ausiliari elettro-compensati, rende il sistema idraulico altamente performante, portando a risparmi energetici non più trascurabili. Le funzionalità aggiuntive introdotte dalla vastità di regolazioni che si possono effettuare sulla pressione operativa di utilizzo dovute alle strategie VPM e REC, permettono di sfruttare a pieno la valvola di priorità ibrida, che mediante la scrittura di un apposito controllo elettronico su ECU, garantisce il corretto livello di portata e pressione richiesto dalle utenze senza introdurre dissipazioni energetiche nocive. Questa soluzione è da preferirsi rispetto alle precedenti in quanto, oltre agli evidenti vantaggi in termini energetici, presenta un costo di installazione pari alle soluzioni precedenti (in base al numero di sensori di pressione, che inevitabilmente ne aumentano il costo), ma presenta prestazioni più elevate grazie ai gradi di flessibilità aggiuntivi garantiti dalle stesse strategie VPM dinamico e REC.

## Capitolo 10

# Analisi dei circuiti alternativi: la modellazione dei componenti

In questa sezione, vengono e vengono illustrati i componenti, e le modifiche a livello di modellazione, che sono state introdotte per la creazione di alcuni layout circuitali che portassero a delle migliorie dal punto di vista *Energy Saving*. Nel capitolo successivo, verranno esposti in dettaglio tutti i risultati di maggior interesse relativi all'utilizzo delle soluzioni alternative impiegando i modelli proposti e realizzati in ambiente virtuale allo scopo di effettuare delle analisi preliminari sui consumi della macchina oggetto di studio. A partire dall'analisi del circuito standard, si è deciso di seguire, anche in questo caso, l'approccio di presentare delle modifiche al layout circuitale, secondo la suddivisione in macroblocchi funzionali, come precedentemente visto all'interno del Capitolo 8.

- Gruppo di sovralimentazione:
  - Pompa di carica a cilindrata variabile: Gerotor
  - Pompa di carica a cilindrata variabile: Pompa a palette
- Gruppo di alimentazione:
  - Pompa a pistoni assiali: compensatore locale di portata elettronico EFX
  - Pompa a pistoni assiali: fine corsa elettroidraulico EP/EK
- Valvola di priorità ibrida
- Utenze:
  - Utenze ausiliarie: distributori remoti con valvole di bypass
  - Utenze ausiliarie: distributori remoti con valvole di ritegno del carico (bocche A e B)
  - Utenze ausiliarie: distributori remoti senza compensatore locale di pressione

Anche in questo caso si è ricorsi alla modellazione utilizzando il software LMS AMESim<sup>©</sup>, proponendo per ogni componente in analisi una serie di sottomodelli che si adattassero alle specifiche esigenze del modello idraulico in esame. L'utilizzo dei sottomodelli e dei supercomponenti rende agevole lo studio di differenti configurazioni circuitali, apportando delle modifiche ridotte rispetto al layout originale.

## 10.1 Gruppo di sovralimentazione

Tralasciando la parte relativa alla filtrazione del fluido di lavoro, è stata concentrata l'attenzione sul gruppo di alimentazione, ed in particolare sui due sottogruppi che lo compongono. Abbiamo già esaminato il circuito standard della trattrice agricola, e concentrando l'attenzione sul gruppo di sovralimentazione, si è pensato di andare a modificare la tipologia della pompa di carica. In questo caso, si è modellato (come visto in precedenza) il Gerotor sia nella sua forma ideale, ovvero come componente della libreria idraulica, sia come modello dettagliato, dove ogni vano è stato realizzato per mezzo di un pistone idraulico (BAP11/12) opportunamente controllato da due strozzatori che ne simulano la fase di aspirazione e di mandata. Il modello dettagliato di un singolo vano del Gerotor é riportato in figura 10.1).

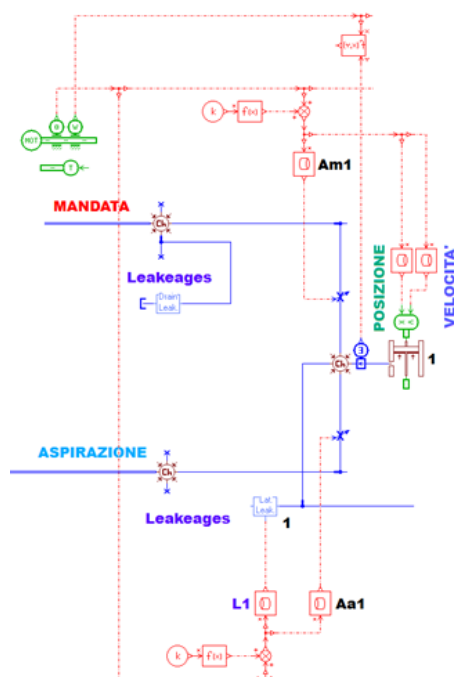


Figura 10.1. Modello dettagliato di un singolo vano della pompa do carica: Gerotor

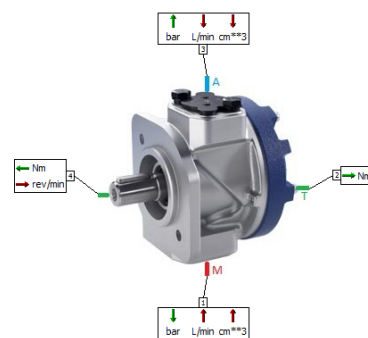


Figura 10.2. External variables: Gerotor

Volendo però cambiare la tipologia di pompa di carica, si è pensato di adottare lo stesso principio di modellazione, realizzando un modello a parametri concentrati di una pompa a palette (cilindrata fissa, così come riportato in figura 10.3).

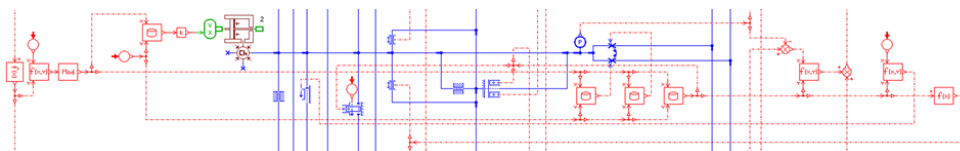


Figura 10.3. Modello dettagliato di un singolo vano della pompa do carica: pompa a palette

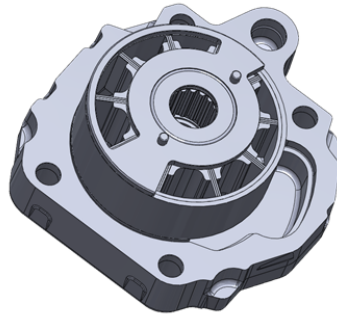


Figura 10.4. Pompa di carica a palette: installazione a bordo veicolo

Altra modello proposto per la pompa di carica, sfrutta il concetto di modularità dei modelli realizzati: è quindi possibile variare il numero di elementi all'interno egli stessi al fine di simulare macchine operatrici (Gerotor o a palette) con numero di vani variabili, tuttavia a cilindrata fissa. L'ultimo modello realizzato per il gruppo di sovralimentazione, è basato sull'utilizzo di un componente ideale, ma sfrutta la variabilità della cilindrata. In questo modo, si è modellato idealmente il meccanismo di variazione della cilindrata della pompa di carica, come riportato in figura 10.5) per mezzo di una semplice funzione matematica.

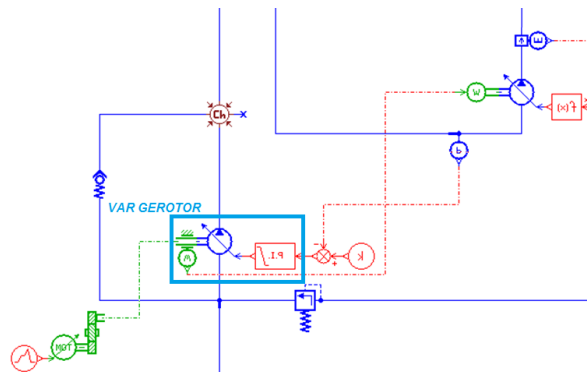


Figura 10.5. Pompa di carica Gerotor a cilindrata variabile

## 10.2 Gruppo di Alimentazione

Nei capitoli 5 e 6, si è parlato dell'influenza di alcuni parametri costruttivi della pompa a pistoni assiali sul comportamento dinamico della stessa macchina. Questo ha portato allo sviluppo di un modello lineare, ed in seguito di un modello a parametri concentrati, proponendo l'intervento sulla parte di modellazione legato al meccanismo di variazione della cilindrata. Sono stati pertanto realizzati differenti modelli della configurazione meccanica (come precedentemente osservato), ma si è concentrata l'attenzione su quegli elementi di regolazione della pressione, della portata e della potenza, presenti a bordo macchina. I compensatori locali, rappresentano quindi il punto cruciale per delle modifiche di layout circuitale per il gruppo di alimentazione. I modelli proposti sono basati sulla modellazione di opportuni elementi di controllo oggi in commercio; nel prossimo capitolo si mostrerà come la combinazione di alcuni di questi componenti con una opportuna strategia di controllo, portino ad evidenti benefici energetici. Viene riportato in figura 10.7) un modello dettagliato della sezione compensatori, all'interno del quale viene implementata la modifica di un solenoide (FORCE03) che agisce sulla spola principale del compensatore di portata in contrapposizione alla molla precaricata.

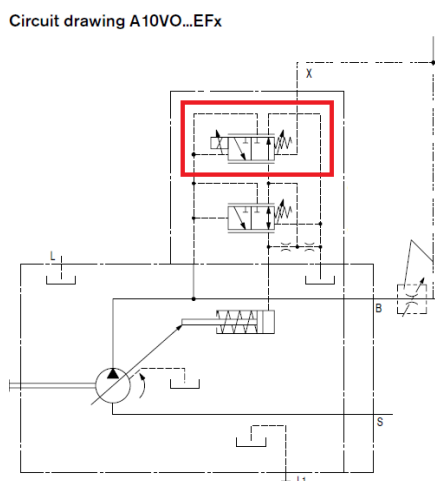


Figura 10.6. Compensatore di portata elettronico: BOSCH EFX Series (layout)



Figura 10.7. Compensatore di portata elettronico: BOSCH EFX Series

I condotti interni, le camere, le spole e le molle presenti all'interno del modello rimangono inalterate rispetto alla versione standard. In figura 10.9) è riportato il modello idraulico di una elettrovalvola commerciale (BOSCH - EP/EK Series), che viene installata direttamente sulla carcassa della pompa a pistoni assiali per il controllo dell'angolo massimo di inclinazione del piattello.

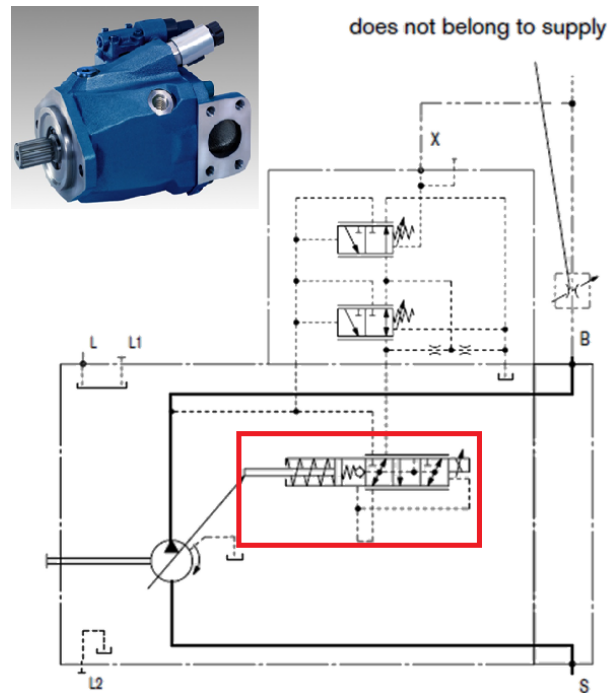


Figura 10.8. Electro-proportional swivel angle control: BOSCH EP/EK series (layout)

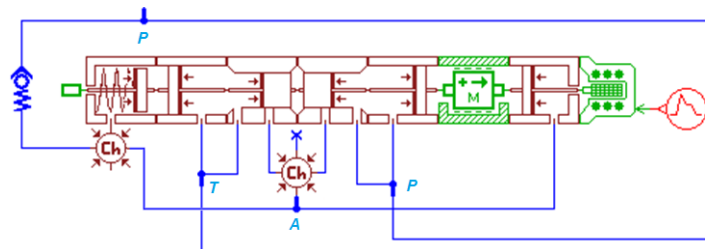


Figura 10.9. Electro-proportional swivel angle control: BOSCH EP/EK series

In particolare, per la fase di montaggio, si rimuove il tappo (battuta dell'attuatore di controllo) e si avvita l'elettrovalvola nella sede dell'attuatore di controllo. In questo modo è possibile regolare la pressione di controllo che agisce sull'attuatore, favorendo o meno l'azione dei compensatori. Per quanto riguarda il funzionamento dettagliato di questi componenti, si rimanda al capitolo successivo.

### 10.3 Valvola di priorità

La valvola di priorità presenta un modello idraulico abbastanza complesso, così come esposto nell'apposita sezione a lei dedicata. A livello di layout circuitale, non si può pensare di rimuovere questo elemento, dal momento che rappresenta insieme alla pompa a pistoni assiali, il cuore del funzionamento dell'intero circuito idraulico della trattrice agricola. Sfruttando l'approccio di modellazione seguito per la modifica del controllo della spola del compensatore di pressione, si è voluto proporre un modello di valvola di priorità *ibrido*. Questa soluzione deve essere ancora investigata a fondo, ma basa il suo concetto sul controllo per via remota delle spole presenti al suo interno (Master e Steering spool), per mezzo di opportune elettrovalvole. Lo schema circuitale riportato in figura 10.10) rappresenta il concetto di valvola di priorità ibrida, realizzato in via virtuale durante questa attività di dottorato di ricerca.

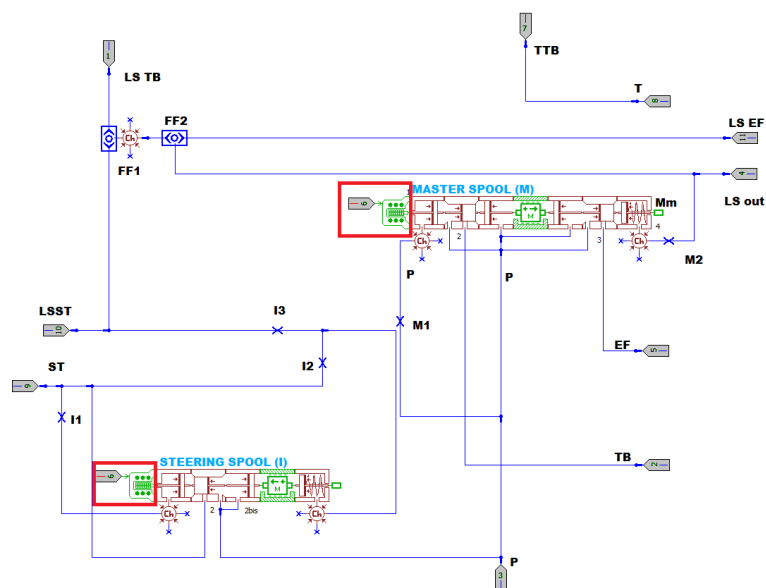


Figura 10.10. Valvola di priorità ibrida

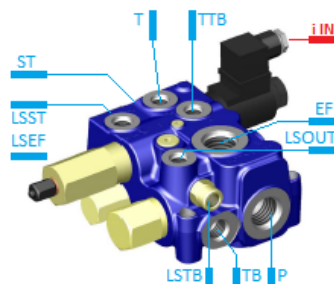


Figura 10.11. Valvola di priorità ibrida: supercomponente

## 10.4 UtENZE principali

Per quanto riguarda la modellazione delle utenze, considerando quindi lo sterzo, i freni e i distributori ausiliari, grande attenzione è stata posta su questi ultimi e sull'utenza di sterzo. Come ampiamente esaminato nei paragrafi precedenti, per l'unità di sterzo (idroguida) si è eseguita fin da subito una modellazione ad alto grado di dettaglio. A seconda della problematica in analisi, si è optato per la costruzione di differenti modelli idraulici più o meno raffinati, senza modificare profondamente il componente originale preso in esame. Per i distributori ausiliari, invece, a partire dalla configurazione standard, si sono modellati in dettaglio anche i distributori della stessa famiglia BOSCH, dotati non più di una sola valvola di ritegno del carico, ma bensì da entrambe le valvole. La figura 10.12) mostra il modelli dettagliato per la configurazione del distributore ausiliario della casa BOSCH dotato di due valvole di ritegno del carico (bocche A e B).

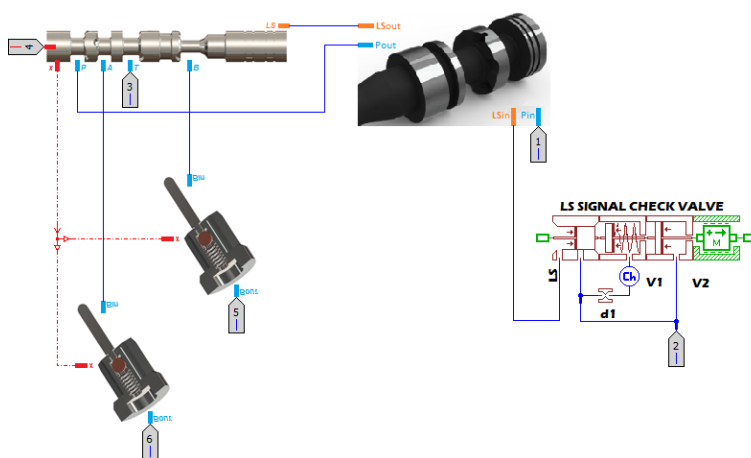


Figura 10.12. Distributori ausiliari: BOSCH SB23 LS EHS1 CAN con 2 valvole di ritegno del carico

Per la famiglia dei distributori RACINE, si è proposto il modello di due particolari valvole, dette di *Bypass* e presentate in [54]. Il concetto delle valvole di bypass è stato adottato anche per la seconda famiglia di distributori, così come riportato nella figura 10.13).

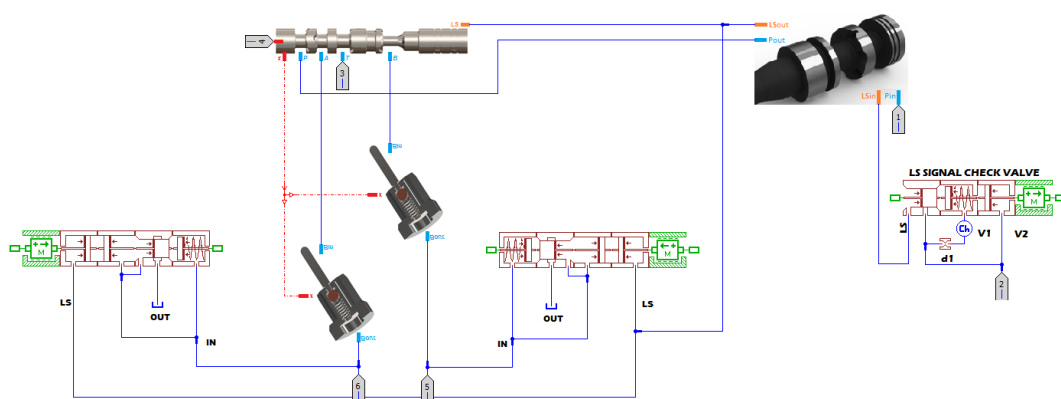


Figura 10.13. Distributori ausiliari: BOSCH/RACINE con valvole di Bypass

Poichè il controllo elettronico dei distributori sta prendendo sempre più piede negli ultimi anni, si è deciso di realizzare un modello idraulico virtuale dei distributori idraulici sprovvisti del compensatore locale di pressione (Figura 10.14).

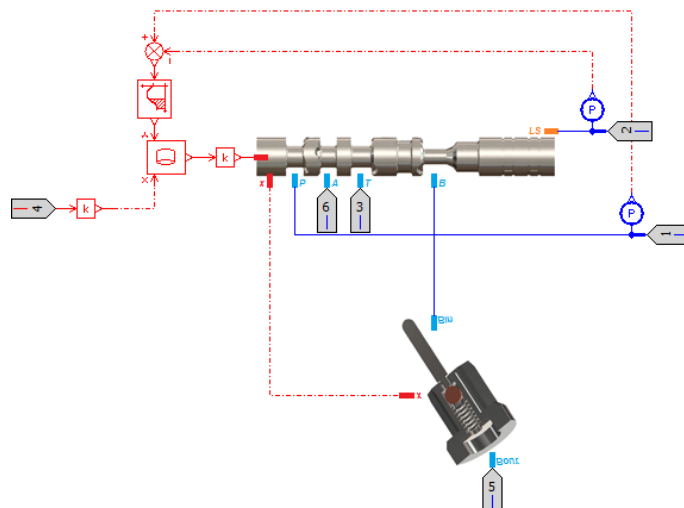


Figura 10.14. Distributori ausiliari: BOSCH/RACINE senza compensatore di pressione e segnali di retroazione del movimento spola

In questo modo, il controllo della posizione della spola, e la conseguente portata che fluisce attraverso i distributori, viene affidata alla programmazione di una ECU di controllo, che verrà presentata nel prossimo capitolo.

## 10.5 Componenti aggiuntivi: ECU

Al fine di garantire un controllo preciso e corretto delle elettrovalvole appena descritte, si è realizzata una centralina di controllo (ECU) che implementasse al suo interno differenti strategie di controllo per la gestione e l'ottimizzazione delle performance dell'intero circuito idraulico. La figura 10.14 mostra l'icona del supercomponente; è facile osservare un elevato numero di porte di connessione: queste garantiscono la gestione di più segnali (Pressione e comandi distributori) in contemporanea.



Figura 10.15. Centralina di controllo ECU

Per la trattazione del funzionamento dettagliato dei modelli idraulici proposti, si faccia riferimento al capitolo successivo dedicato interamente allo sviluppo di strategie di controllo per minimizzare le perdite ed aumentare l'Energy Saving a bordo veicolo.

Mediante una apposita programmazione, realizzata in ambiente LMS AMESet<sup>®</sup>, è possibile settare una delle mappature che rappresentano il controllo delle strategie precedentemente presentate nel Capitolo 9, oltre al tipo di strategia principale, è possibile selezionare anche la tipologia di controllo del Pump Margin (fisso o dinamico). Inoltre, è stata implementata la funzionalità di salvataggio e caricamento delle mappe tridimensionali per un corretto utilizzo delle strategie di controllo dei distributori ausiliari (mappe di Meter-in), e dell'assegnazione della corrente da fornire ai solenoidi per l'attuazione delle strategie VPM ed EDC.

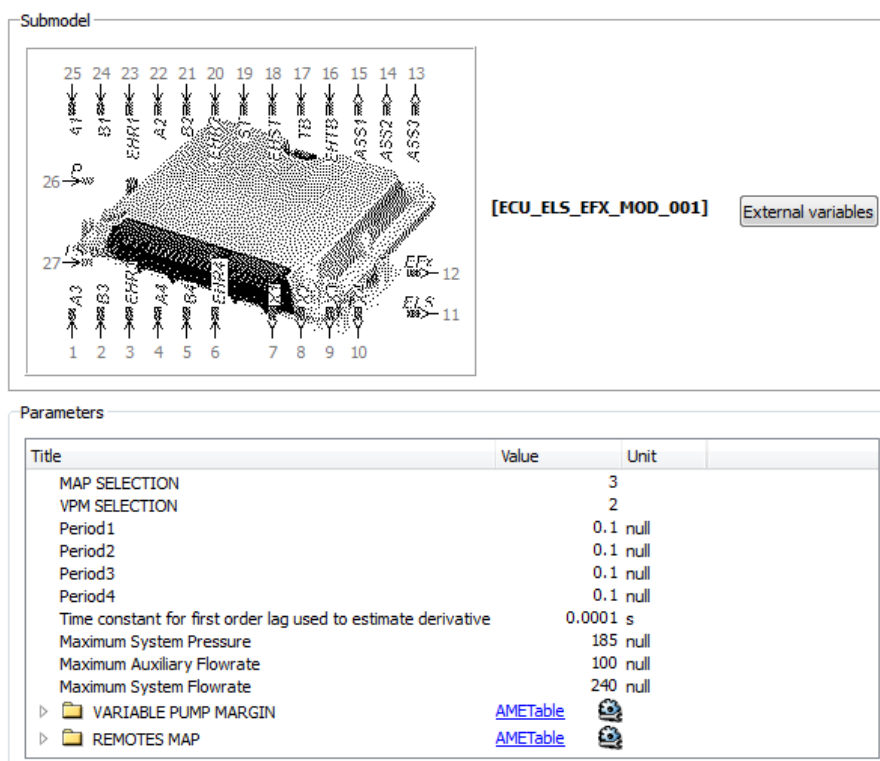


Figura 10.16. Centralina di controllo ECU: parameters

All'interno di ogni singola strategia di controllo, sono stati previsti dei parametri e delle funzionalità aggiuntive basate sul controllo della pressione minima e massima del sistema e della portata massima generata dal sistema. Controlli di questo tipo favoriscono il corretto funzionamento del circuito idraulico, mantenendo lo stesso lontano dalle condizioni di saturazione e cavitazione.

# Capitolo 11

## Analisi e Risultati

Vengono di seguito riportati i risultati più significativi ottenuti dai layout alternativi e dalle strategie di controllo sviluppate nell'ambito di questo dottorato di ricerca, al fine di incrementare l'Energy Saving a bordo veicolo. Mediante la scelta di un ciclo di carico, che verrà presentato nel successivo paragrafo, vengono eseguiti dei confronti energetici a livello circuitale per tutte le soluzioni proposte, andando a monitorare le grandezze di maggior interesse, quali energia e potenze. Solo dove indicato, si farà riferimento a specifici cicli di carico o di test per lo studio di soluzioni particolari a livello di componentistica di circuito. La versione standard del circuito idraulico di alta pressione della trattrice, è stata precedentemente analizzata nel Capitolo 8. Questo capitolo è interamente dedicato alla presentazione e all'analisi dei risultati ottenuti mediante le simulazioni a parametri concentrati realizzate su software LMS AMESim<sup>®</sup>, delle configurazioni circuitali precedentemente introdotte.

### 11.1 Scelta del ciclo di carico

A questo punto è doveroso trattare una delle problematiche di maggior rilievo, quando si ha a che fare con delle simulazioni su software: la determinazione di un ciclo di carico che sia utilizzabile come riferimento e che sia in grado di fornire tutte le indicazioni di interesse sul comportamento del sistema oggetto di studio. Nel settore agricolo, oggi giorno non esistono ancora dei cicli di carico standardizzati e ripetibili, questo non solo è dovuto alla vasta gamma di motorizzazioni e modelli di macchine agricole presenti ai giorni nostri, ma bensì alla grande varietà di attrezzi che possono essere collegati a queste macchine per eseguire determinate lavorazioni. Risulta quindi abbastanza difficoltosa la scelta di un ciclo di carico univoco e che racchiuda al suo interno le possibili configurazioni di lavoro. All'interno di questa trattazione, generalmente ci si riferirà a due ben distinti cicli di carico:

- generico: questo tipo di ciclo di carico è basato prettamente sull'esperienza e sulla conoscenza (della casa costruttrice, in questo caso) delle particolari fasi di lavoro cui la macchina è soggetta
- Dettagliato: questo è un ciclo di carico basato sull'acquisizione in campo di un particolare ciclo di carico di un sollevatore frontale.

### 11.1.1 Ciclo di carico generico

Grazie alla collaborazione tra l'Università di Modena e Reggio Emilia e la casa costruttrice CNH Industrial, si è proceduto alla definizione di un ciclo di carico basato sulle ore di vita totali della trattrice agricola di riferimento. Considerando infatti, le ore di lavoro che una macchina agricola raggiunge durante la sua intera vita, si è deciso di suddividere la vita utile della macchina in quattro fasi ben distinte:

- **TRASPORTO**: rappresenta la fase di utilizzo dove la macchina si muove in alta velocità di marcia, presenta l'utilizzo di un rimorchio e generalmente viene impiegata per spostare grandi carichi tra due stabilimenti produttivi (aziende agricole). Le utenze più sollecitate in questa fase sono l'idroguida e l'impianto frenante.
- **STANDBY**: è la fase di fermo macchina della trattrice agricola. In questo caso non ci sono utenze attive, e le uniche dissipazioni che si possono riscontrare sono legate al minimo del motore endotermico e alle portate di trafilamento degli organi idraulici.
- **LAVORO in ALTA VELOCITÀ**: in questa fase, la trattrice agricola opera in campo, con attaccati alla sua parte posteriore gli attrezzi di uso più comune come ad esempio un aratro. In questa condizione di lavoro, si eseguono le lavorazioni di aratura vera e propria.
- **LAVORO in BASSA VELOCITÀ**: anche in questa fase, alla trattrice sono collegati (agli appositi distributori ausiliari) gli attrezzi di uso più comune. Le lavorazioni eseguite, sempre prendendo come riferimento l'aratro, corrispondono in questa fase a quelle relative al girovomeri, o lavorazioni di fine campo. Per le due fasi di lavoro, le utenze maggiormente sollecitate risultano essere i distributori ausiliari, unitamente alle utenze di sterzo e dell'impianto frenante.

Nelle figure 11.1 e 11.2 vengono riportati due grafici che aiutano a comprendere a pieno la suddivisione del ciclo di lavoro scelto.

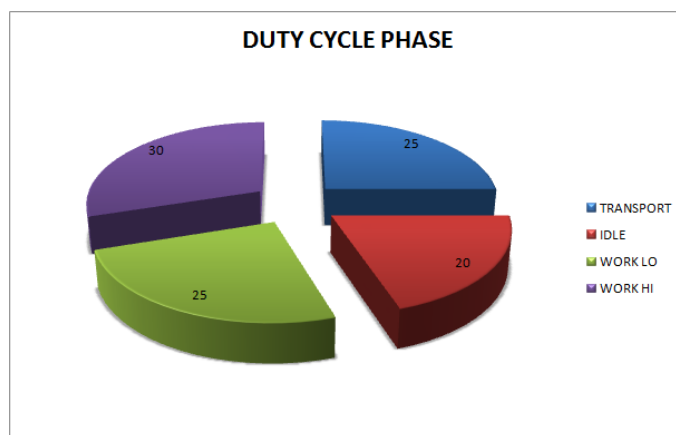


Figura 11.1. Suddivisione della vita utile della trattrice agricola

In particolare, come si può osservare dalla figura 11.1, la fase di standby ricopre circa il 20% della vita utile della trattrice, ma le dissipazioni presenti in questa fase, sono da riferirsi quasi esclusivamente ai trafilamenti dei componenti idraulici presenti a bordo veicolo. Di Maggiore interesse risultano essere invece, le tre successive fasi così suddivise: 25% Trasporto, 25% Lavoro in bassa velocità e 30% Lavoro in alta velocità. In queste fasi, ed in particolare nelle ultime

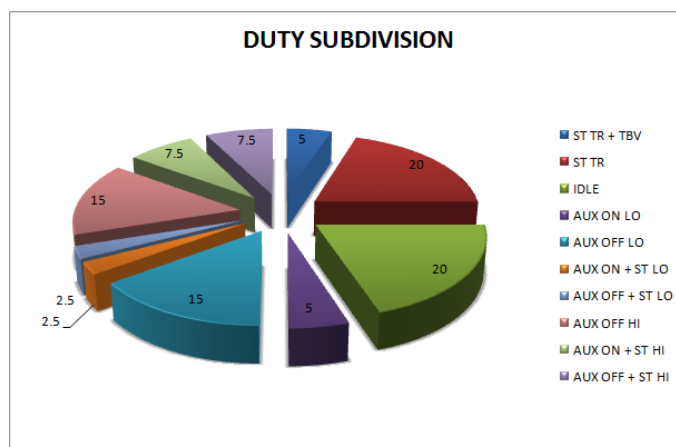


Figura 11.2. Suddivisione delle fasi di lavoro con utenze

due, le dissipazioni energetiche che si riscontrano sono principalmente legate ad una gestione non ottimizzata delle utenze in gioco. Si rende quindi necessario uno studio accurato di alcune strategie di controllo basate su una gestione delle utenze tale da minimizzare le perdite energetiche. Per poter però eseguire uno studio di questo tipo, agendo direttamente sulle utenze che agiscono simultaneamente a livello di sistema, la precedente modellizzazione e la suddivisione delle quattro fasi di lavoro (come riportato in figura 11.2) aiutano l'utente a concepire delle strategie di controllo ad-hoc per il circuito idraulico in esame.

## Trasporto

Prendendo in esame la sola fase di trasporto, e considerando le uniche utenze (di maggior interesse) coinvolte durante questa fase, si è pensato di suddividere tale fase di lavoro nella seguente maniera:

- *Velocità veicolo*: compresa tra i 12 e i 40 km/h
- *Velocità motore*: circa 1700 rpm
- *Sterzo*: durante la fase di trasporto, il conducente del veicolo agisce continuamente sul volante per apportare minime correzioni di traiettoria durante la guida. Per questo motivo, l'utenza di sterzo risulta abbastanza sollecitata e viene quindi utilizzata per il 100% della fase di trasporto, in condizioni di utilizzo non troppo gravose. Si propone un ciclo di carico con pressioni e portate di entità media:
  - Portata: 19 l/min
  - Pressione: 5 MPa
- *Trailer*: durante la fase di trasporto, non è raro considerare la trattoria agricola attaccata ad un rimorchio. In questo caso, l'unità frenante, e la relativa trailer brake valve, gestiscono la comunicazione tra i freni della trattoria e quelli del rimorchio. Quando l'operatore aziona i pedali dei freni contemporaneamente, si ha la frenata su tutto il veicolo, rimorchio compreso. solo in questo caso, l'utenza frenante viene completamente attivata, e per questo motivo, si considera un utilizzo di questa particolare utenza, abbastanza ridotto, ovvero, solo il 5% dell'intera vita utile della trattoria. Inoltre, si è deciso di racchiudere questo 5% nella sola fase di trasporto. Come riportato per l'utenza di sterzo, le pressioni e le portate in gioco vengono di seguito elencate.

- Portata: 30 l/min
- Pressione: 12 MPa

### Standby

Per la fase di standby, che racchiude circa il 20% della vita utile della trattrice, non ci sono utenze attive, e per tale motivo, le uniche dissipazioni presenti sono legate agli organi idraulici presenti a bordo. Si è deciso di contemplare all'interno di questa fase di lavoro le dissipazioni legate principalmente al gruppo di generazione: dato che la pressione minima di esercizio di molte macchine operatrici (pompe a pistoni assiali) in commercio riportano a catalogo una pressione di 2.7 MPa, si è deciso di considerare tale livello, come quello minimo presente anche nella vettura oggetto di studio. Le portate in gioco sono quelle di trafilamento e di alimentazione dei compensatori locali di pressione e portata.

- Portata: 5-6 l/min
- Pressione: 2.7 MPa

### Lavoro in alta velocità

La fase di lavoro in alta velocità prevede l'utilizzo contemporaneo di utenze dalle grandi dissipazioni energetiche quali gli ausiliari. In questo caso, si è pensato di suddividere questa specifica fase come segue:

- *Velocità veicolo*: compresa tra i 5 e i 14 km/h
- *Velocità motore*: circa 2200 rpm
- *Sterzo*: lo sterzo, anche in questo caso risulta abbastanza sollecitato, permettendo aggiustamenti di traiettoria durante la fase di lavorazione. L'entità dei carichi alle ruote, tuttavia, viene profondamente modificata dal momento che le condizioni del terreno, e quindi il contatto tra pneumatico e suolo sono notevolmente diversificate. Si propone un ciclo di carico con pressioni e portate di entità più gravosa rispetto al caso della fase di trasporto:
  - Portata: 19 l/min
  - Pressione: 8 MPa

Per questa particolare fase, la durata del ciclo di carico per l'utenza di sterzo (idroguida) viene considerata equivalente al 50% della sola fase di lavoro in alta velocità.

- *Ausiliari*: trovandoci ora nella fase di lavorazione su campo, nonostante una velocità veicolo abbastanza elevata per macchine agricole, gli ausiliari rappresentano la connessione idraulica tra la trattrice e gli attrezzi per garantire le lavorazioni desiderate. I distributori ausiliari rappresentano uno dei componenti maggiormente dissipativi del sistema e vengono impiegati per una durata di circa il 15% di tutta la vita utile del veicolo. Tuttavia, per semplicità di definizione del ciclo di carico da replicare su software, si è deciso di utilizzare solo per il 7.5% gli ausiliari nella fase di lavoro in alta velocità, considerando che gli stessi lavorino in multiutenza (due o più sezioni che lavorano in contemporanea), al massimo delle loro potenzialità. Il ciclo proposto per i distributori è schematizzato di seguito, riportando le pressioni e le portate di esercizio.
  - Portata: 140 l/min
  - Pressione: 10 MPa

### Lavoro in bassa velocità

Anche per la fase di lavorazione in bassa velocità, valgono le considerazioni appena descritte per la fase di alta velocità. Pertanto si ha un ciclo di carico definito come segue:

- *Velocità veicolo*: compresa tra i 0.05 e i 5 km/h
- *Velocità motore*: circa 2200 rpm
- *Sterzo*: ancora una volta, l'entità dei carichi alle ruote viene profondamente modificata, portando alla definizione delle nuove condizioni di impiego per l'unità sterzante:
  - Portata: 19 l/min
  - Pressione: 10 MPa

Per questa particolare fase, la durata del ciclo di carico per l'utenza di sterzo (idroguida) viene considerata equivalente al 20% della sola fase di lavoro in bassa velocità.

- *Ausiliari*: come detto in precedenza, la rimanente quota parte delle funzionalità dei distributori ausiliari sull'intera vita utile della trattrice, viene riportata nella fase di lavoro in bassa velocità. Valgono le stesse considerazioni del caso precedente; pertanto il ciclo di carico è così definito
  - Portata: 140 l/min
  - Pressione: 10 MPa

A questo punto è facile capire come le varie utenze si interfaccino tra di loro durante le fasi di lavoro, e un riassunto grafico è disponibile in figura 11.2. La figura 11.3, riporta invece la definizione del ciclo di carico appena presentato, su una linea temporale scelta arbitrariamente. Questo aiuta ad avere indicazioni di massima sulle dissipazioni ottenibili dai circuiti idraulici che si intende analizzare.

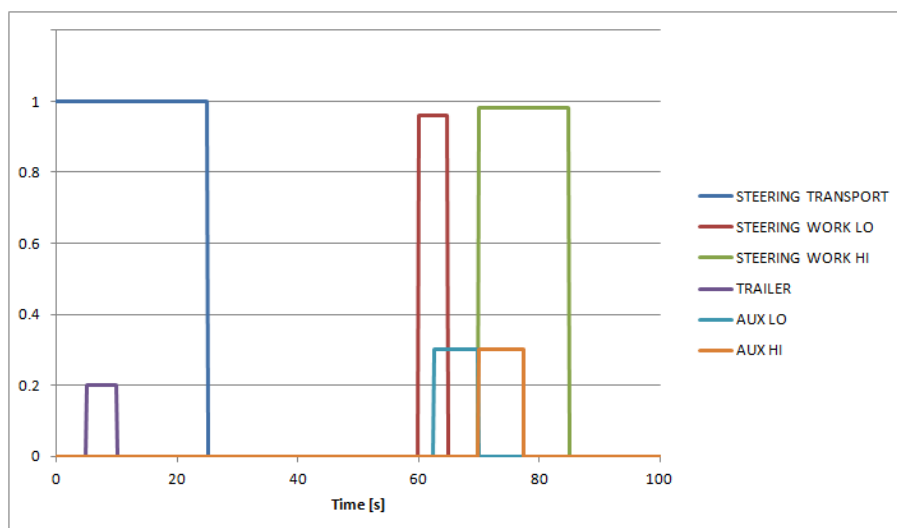


Figura 11.3. Ciclo di carico generale

### 11.1.2 Ciclo di carico dettagliato

Lo studio di un ciclo di carico dettagliato, ed in questo caso riferito ad un sollevatore frontale direttamente collegato ai distributori ausiliari, aiuta a comprendere quale sia la strategia di controllo più opportuna per limitare le dissipazioni energetiche in singoli settori funzionali della macchina motrice agricola in esame. La definizione di questo ciclo di carico, ottenuta mediante l'acquisizione in campo di una vera fase di lavorazione, permette di andare a simulare il comportamento idraulico dei componenti modellati in precedenza. Si utilizzerà, nelle successive analisi energetiche, il ciclo di carico del sollevatore frontale solo per delle particolari applicazioni e soluzioni alternative per una nuova configurazione di funzionamento dei distributori ausiliari. Un ciclo di lavoro di questo tipo, essendo altamente specifico, non permette la valutazione delle performance a livello di sistema; pertanto si ricorrerà al suo utilizzo solo per l'esame di una porzione del circuito idraulico. Nelle figure 11.5 11.6 e vengono riportati gli andamenti della forza (linea verde) applicata, e della richiesta di portata (linea rossa, adimensionalizzata) ai martinetti di un sollevatore frontale classico. Le operazioni che si possono realizzare sono la rotazione ed il sollevamento benna, secondo quanto riportato in figura 11.4.



Figura 11.4. Trattore agricola CASE con sollevatore frontale

Tali misurazioni sono molto utili per la modellazione, in quanto i modelli di martinetti presenti su software, permettono il controllo in forza delle utenze, monitorando di conseguenza gli spostamenti ottenuti e voluti dall'utente.

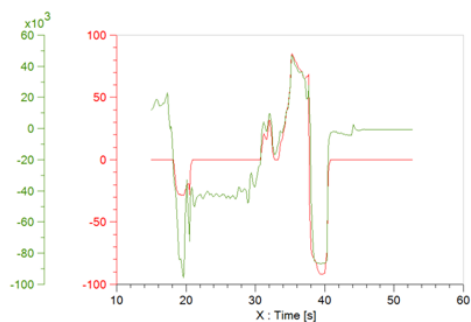


Figura 11.5. Ciclo di carico rotazione benna

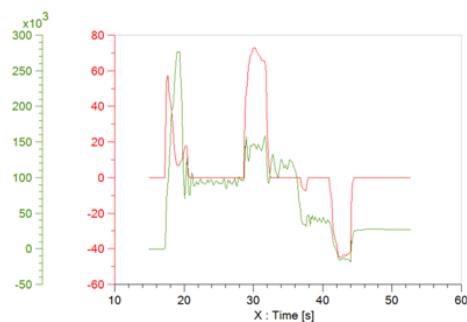


Figura 11.6. Ciclo di carico sollevamento benna

## 11.2 Risultati: Pompa di carica a cilindrata variabile - VCP

Come ampiamente descritto nel Capitolo 10, per la modellazione della parte relativa alla regolazione della cilindrata della pompa di carica, si è ricorsi all'utilizzo di un regolatore PI della libreria di segnale, in modo da realizzare una regolazione della cilindrata della stessa macchina in funzione della pressione di aspirazione della pompa a pistoni (Figura 11.7).



Figura 11.7. Pompa di carica variabile: ideale

Questo permette di regolare correttamente la cilindrata della pompa di carica, mantenendo il giusto livello di pressione di aspirazione alla pompa principale. In figura 11.10 è mostrato il circuito standard realizzato sul software LMS AMESim<sup>®</sup>, mentre in figura 11.11 è riportato lo stesso layout circuitale con la modifica della pompa di carica. Una volta modificato il layout costruttivo su software, impostati i parametri di simulazione e facendo riferimento al ciclo di carico generale precedentemente esposto, è possibile andare ad esaminare alcuni risultati utili, quali la potenza e l'energia dissipata durante il ciclo di lavoro. Durante la simulazione è stato predisposto un blocco di autosalvataggio dati, in modo da monitorare (e salvare su file di testo) le pressioni, le portate, le potenze relative alle due pompe (Gerotor e Pistoni Assiali) e alle tre utenze principali (Sterzo, Trailer e Ausiliari).

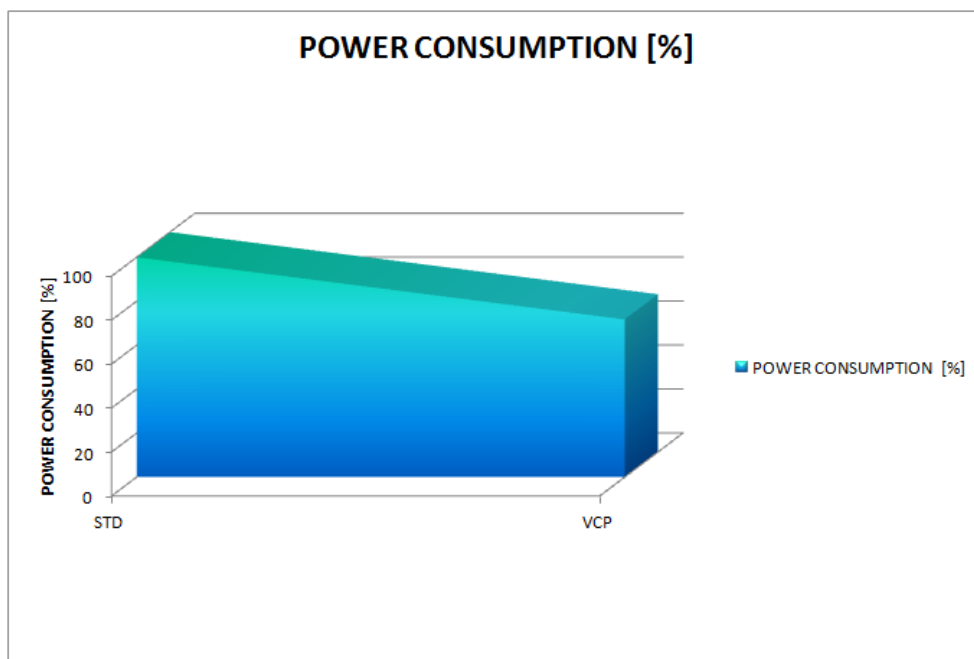


Figura 11.8. Potenza dissipata: VCP vs STD

La quantità di dati ottenuti dalle simulazioni è notevole, ma per brevità di trattazione, vengono esposti in questo lavoro, solo i risultati significativi relativi alle potenze e all'energia dissipate dal sistema, trascurando in questo caso tutti i dati relativi ai livelli di pressione e portate. In figura 11.8 viene riportato il confronto tra la potenza (e quindi la conseguente energia) dissipata dal gruppo di alimentazione completo del circuito standard e del circuito con la pompa di carica a cilindrata variabile, a parità di ciclo di carico. In figura 11.9 viene riportato invece il confronto energetico, ed in particolare la potenza dissipata adimensionalizzata, per le differenti fasi di lavoro, a parità di ciclo.

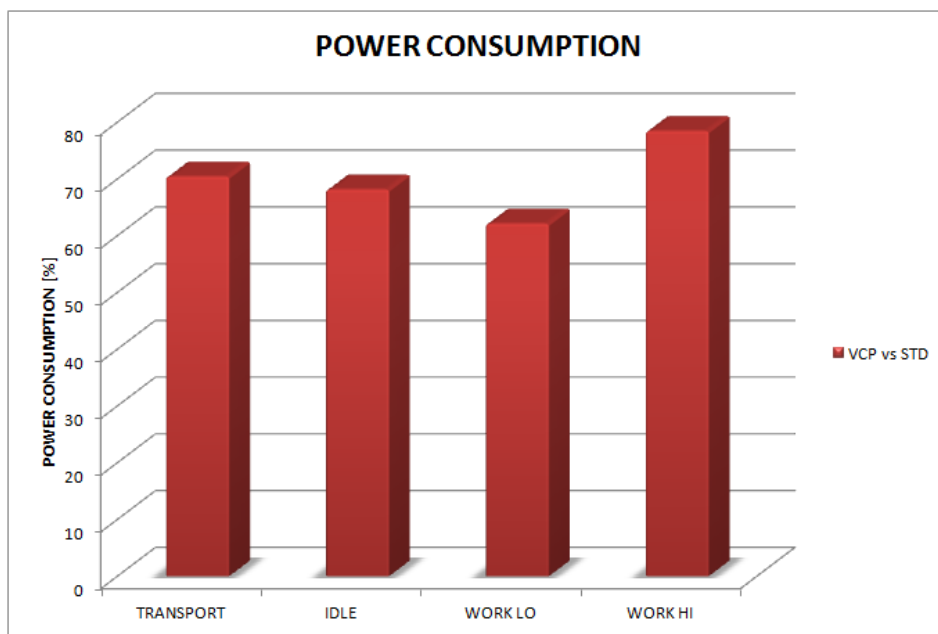


Figura 11.9. Potenza dissipata durante le fasi di lavoro

La potenza e l'energia riportate, sono state opportunamente adimensionalizzate; il risparmio energetico conseguente, facilmente visibile dai dati riportati, si attesta nell'ordine del 28% a vantaggio della modifica apportata. L'utilizzo di una pompa di carica variabile, non solo permette di risparmiare una considerevole quantità di potenza ed energia, ma permette di non modificare il layout complessivo del circuito della trattrice agricola: infatti, la pompa a palette a cilindrata variabile, viene collocata nello stesso punto della pompa Gerotor di sovralimentazione già esistente, mantenendo inalterato l'housing del sistema.

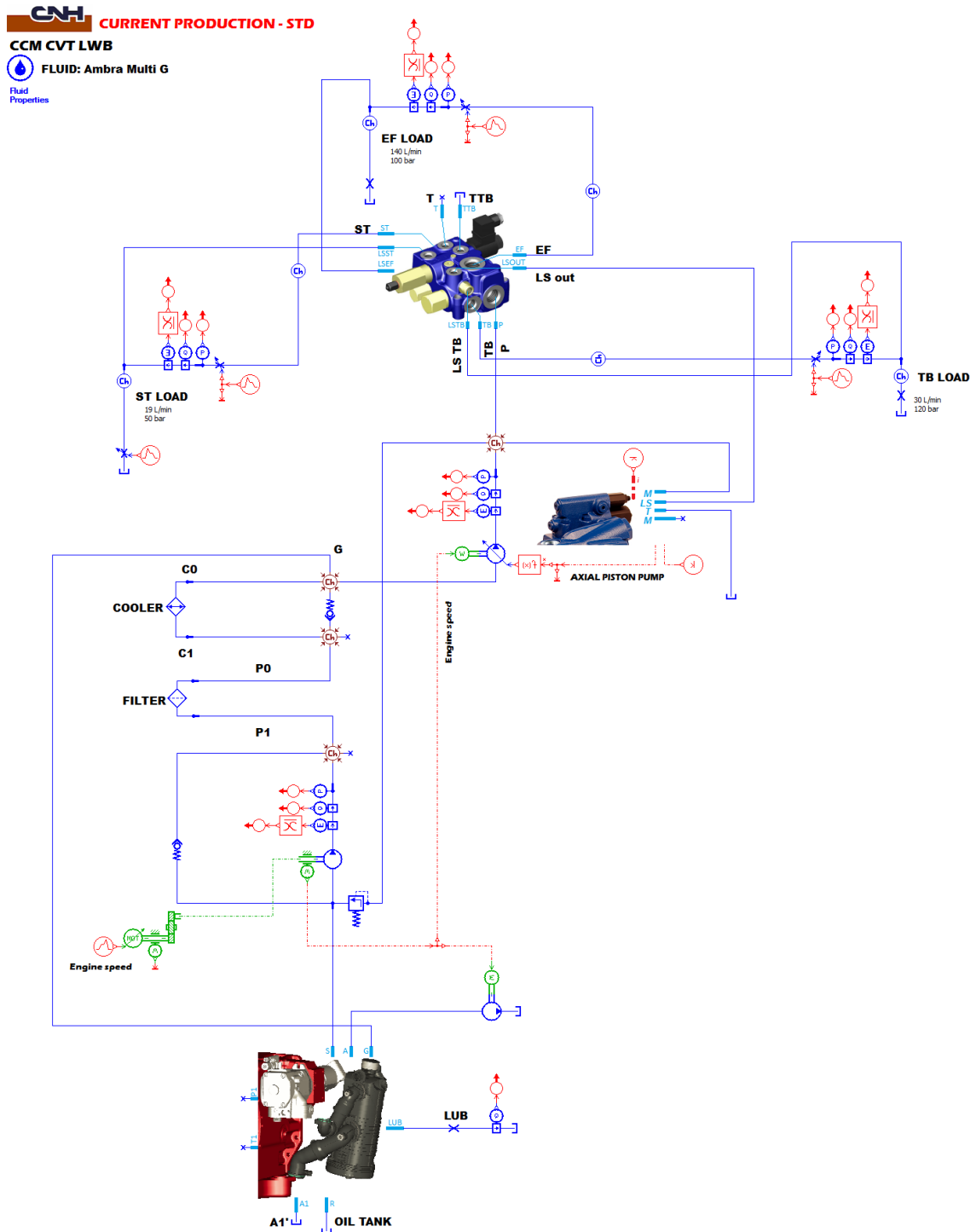


Figura 11.10. Circuito idraulico standard

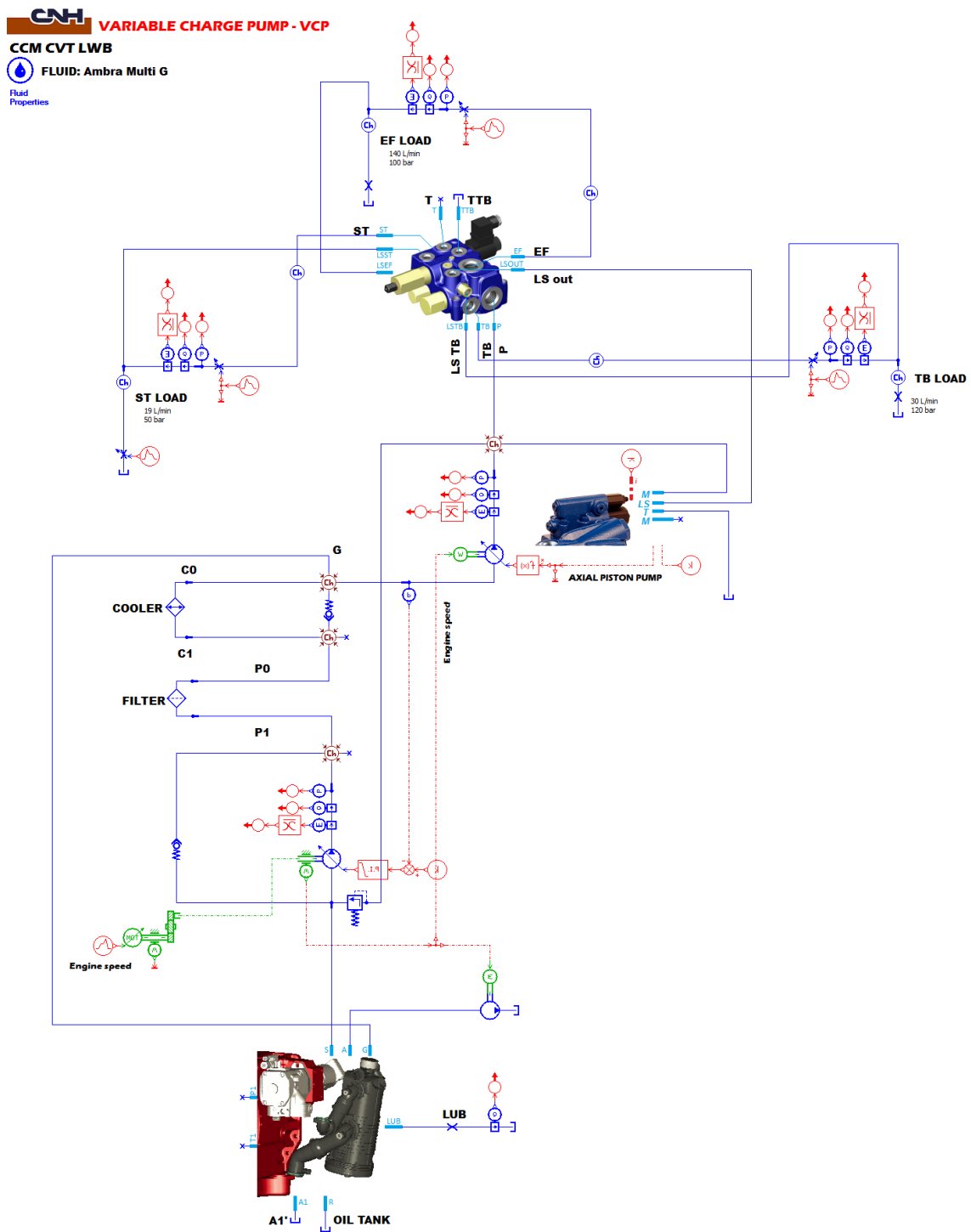


Figura 11.11. Circuito idraulico con pompa di carica variabile

### 11.2.1 Modifica delle cilindrata delle pompe

A partire dal circuito standard presentato in figura 11.10, si esegue a livello di software la modifica delle cilindrata delle due pompe in esame (Carica e Pistoni assiali). Per una prima analisi, si è deciso di scegliere una taglia per entrambe le pompe, maggiorata circa del 30%. Ovviamente, in questo caso, per eseguire i confronti energetici, tutti i risultati mostrati in questa sezione, sono da riferirsi alla potenza massima dissipata dal sistema in condizioni di cilindrata maggiorate e con pompa di carica a cilindrata fissa.

Le dissipazioni energetiche rispetto al caso standard, che identifica il layout di corrente produzione, risultano ovviamente superiori; ci si riferirà quindi a questa condizione, considerata, come detto, energeticamente più sfavorevole per realizzare dei confronti diretti tra le architetture di sistema proposte. Rispetto al caso precedente, l'utilizzo di pompe con cilindrata maggiorata non introducono particolari benefici sull'Energy Saving, ma sono di fondamentale importanza per l'attuazione della strategia di controllo EDC, i cui risultati verranno esposti in seguito. In figura 11.12 si riporta il confronto energetico tra la versione circuitale standard con cilindrata delle pompe maggiorata e la versione con pompa di carica a cilindrata variabile, sempre considerando una maggiorazione della cilindrata.

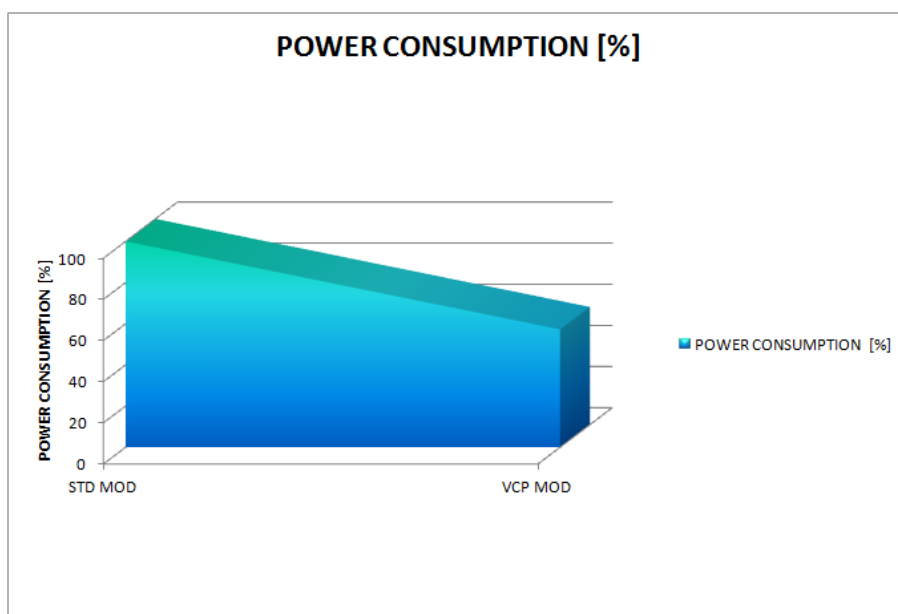


Figura 11.12. Potenza dissipata: VCP mod vs STD mod

Considerando lo stesso ciclo di lavoro, e dato che le utenze effettuano sempre la stessa richiesta di pressione e portata, si ottiene un risparmio energetico dell'ordine del 43% rispetto al caso di circuito standard ma con utilizzo di pompe con cilindrata maggiorata. Il risparmio energetico qui ottenuto è da ritenersi tuttavia poco significativo: considerando infatti una maggiorazione delle cilindrata delle macchine, dato che i livelli di portata e pressione imposti dal ciclo di carico sono fissati, il delta di dissipazione energetica è dovuto solo al considerare un differente riferimento iniziale per i confronti: si passa infatti dalla condizione di normale produzione (pompe con cilindrata standard e pompa di carica fissa) ad un sistema standard ma con cilindrata maggiorate. La differenza delle cilindrata, dell'ordine del 30%, si ripercuote anche sul margine di dissipazione energetica. In figura 11.13 viene invece riportata l'analisi delle potenze dissipate in funzione delle fasi di lavoro.

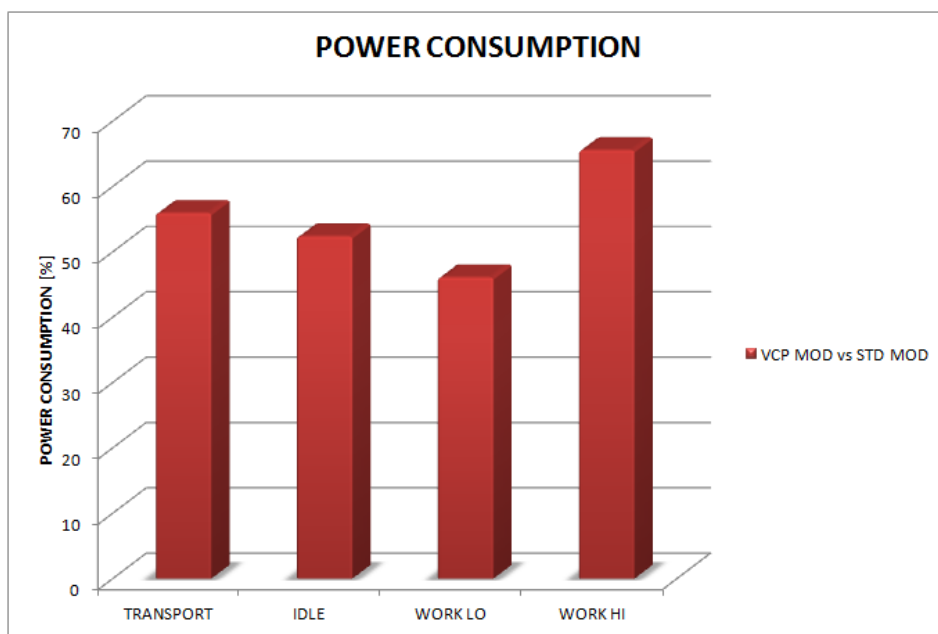


Figura 11.13. Potenza dissipata durante le fasi di lavoro: cilindrate maggiorate

In figura 11.14 si riporta per completezza il confronto tra le due tipologie di circuiti idraulici: il layout costruttivo rimane inalterato, vengono modificate solo le taglie delle due macchine.

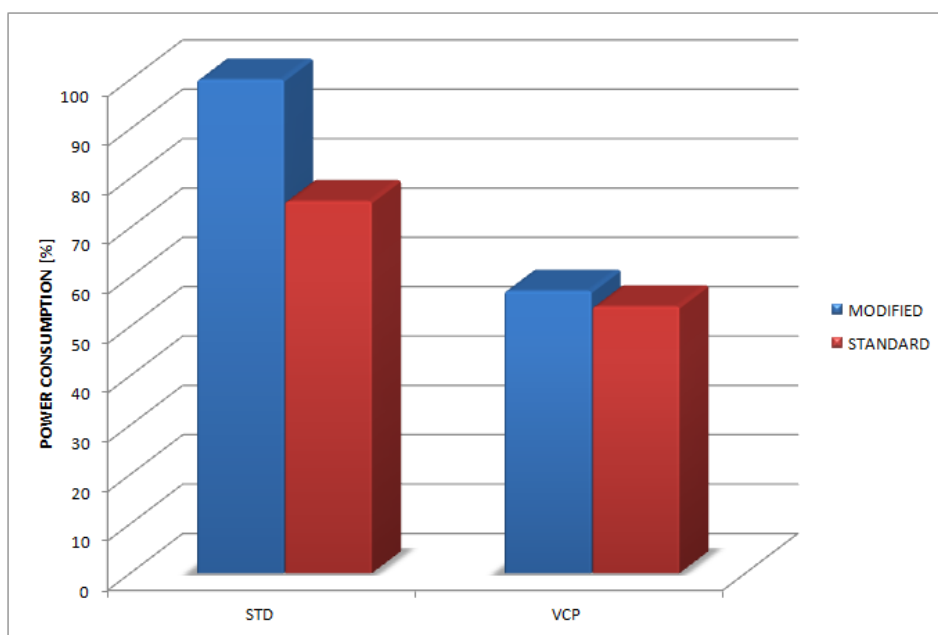


Figura 11.14. Confronto tra le potenze del sistema Standard e con Cilindrate maggiorate

### 11.3 Risultati: Electronic Displacement Control - EDC

Come detto in precedenza, la soluzione di adottare delle pompe maggiorate non apporta alcun beneficio energetico, ma risulta di fondamentale importanza per l'attuazione della strategia di controllo EDC. Nel Capitolo 9, è stata illustrata la metodologia ed il principio di funzionamento che stanno alla base di questa strategia di controllo; nel Capitolo 10 si è invece illustrata la modellazione del circuito ed in particolare della valvola EP/EK che permette di avere un finecorsa elettro-idraulico per la pompa a pistoni, al fine di ottenere una variazione di cilindrata, e quindi di taglia della macchina, a fronte di variazioni delle condizioni operative: in particolare, si sfrutta questa strategia per ottenere la funzionalità aggiuntiva che permette di utilizzare il motore endotermico, connesso alle pompe, nell'intorno del suo punto di ottimo, per tutte le condizioni operative. In figura 11.15, si riporta la potenza dissipata per le varie configurazioni fino ad ora esaminate. Volendo eseguire un confronto di massima, viene riportato un confronto energetico che tiene conto del sistema standard con le cilindrata maggiorate, come punto di riferimento. Questo presenta le dissipazioni massime, ma tuttavia non è installato a bordo veicolo. Tale configurazione circuitale è pertanto da considerarsi come ipotetica.

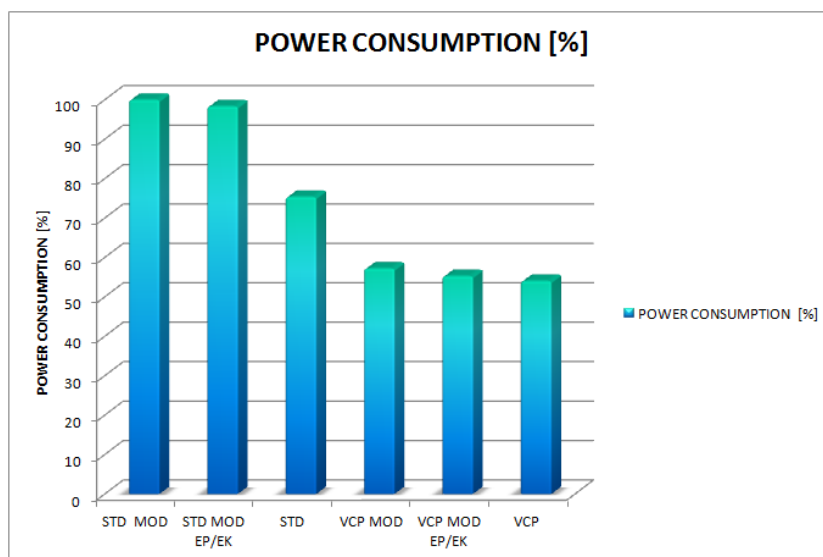


Figura 11.15. Potenze dissipate dai sistemi in esame

Facendo riferimento solamente alla parte relativa al circuito standard di corrente produzione, si riporta in figura 11.16 il confronto tra le potenze dissipate, relative ai sistemi:

- Standard vs pompa di carica a cilindrata variabile (VCP)
- Standard vs pompa di carica a cilindrata variabile e cilindrata pompe maggiorate (VCP MOD)
- Standard vs pompa di carica a cilindrata variabile e finecorsa elettro idraulico pompa a pistoni (VCP EP/EK)

Si consideri ora come riferimento il layout standard caratterizzato dalle pompe con cilindrata come da corrente produzione e pompa di carica a cilindrata fissa, dalla figura 11.16 è facile notare come, nonostante venga eseguito un confronto di potenza tra tre sistemi differenti, le prestazioni

complessive siano praticamente le stesse: questo è dovuto all'utilizzo della pompa di carica a cilindrata variabile che, autoregolando la sua cilindrata, a parità di ciclo di carico, non apporta ulteriori benefici alle soluzioni alternative mostrate. L'utilizzo combinato del sistema con pompa di carica variabile e un controllo EDC, ha però il pregio di ridurre il consumo energetico a bordo veicolo di circa il 28% ed inoltre consente di passare agevolmente da una condizione di massima potenza ad una di massima coppia per quello che riguarda il motore endotermico.

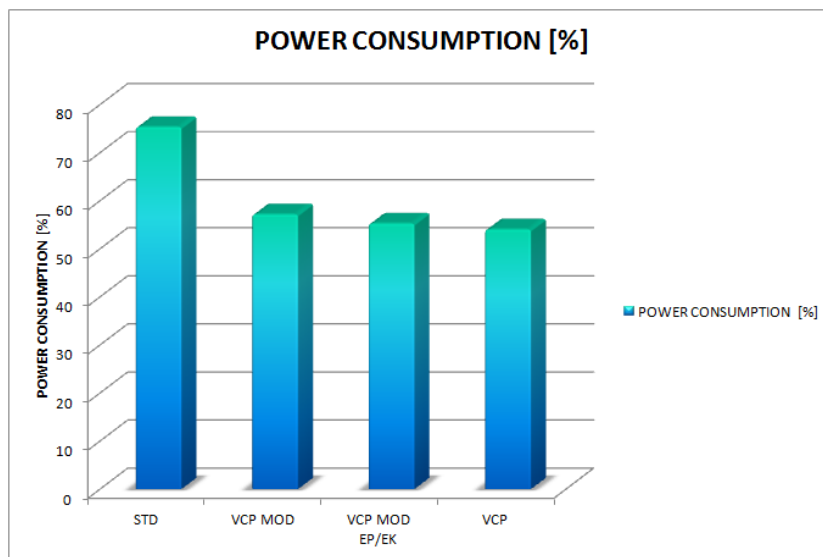


Figura 11.16. Confronto tra le potenze delle versioni STD, MOD ed EP/EK

Facendo riferimento alla figura 11.17, si può facilmente intuire come, mantenendo inalterata la richiesta di portata delle utenze, ma riducendo la cilindrata della pompa a pistoncini mediante la valvola EP/EK, sia possibile variare il regime di rotazione del motore e quindi passare dalla potenza (curva blu) alla coppia massima (curva rossa), in modo elettro-idraulico.

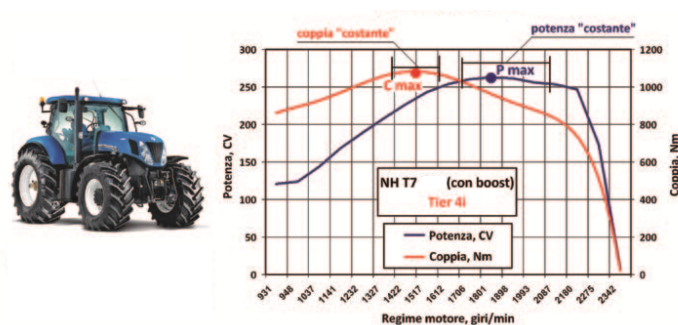


Figura 11.17. Curva di coppia e potenza per una trattoria agricola con EPM ( figura tratta da [59])

Per completezza si riportano nelle figure 11.18 e 11.19 i layout circuitali relativi al sistema standard e con pompa di carica a cilindrata variabile, equipaggiati con la valvola EP/EK per la variazione del finecorsa idraulico.

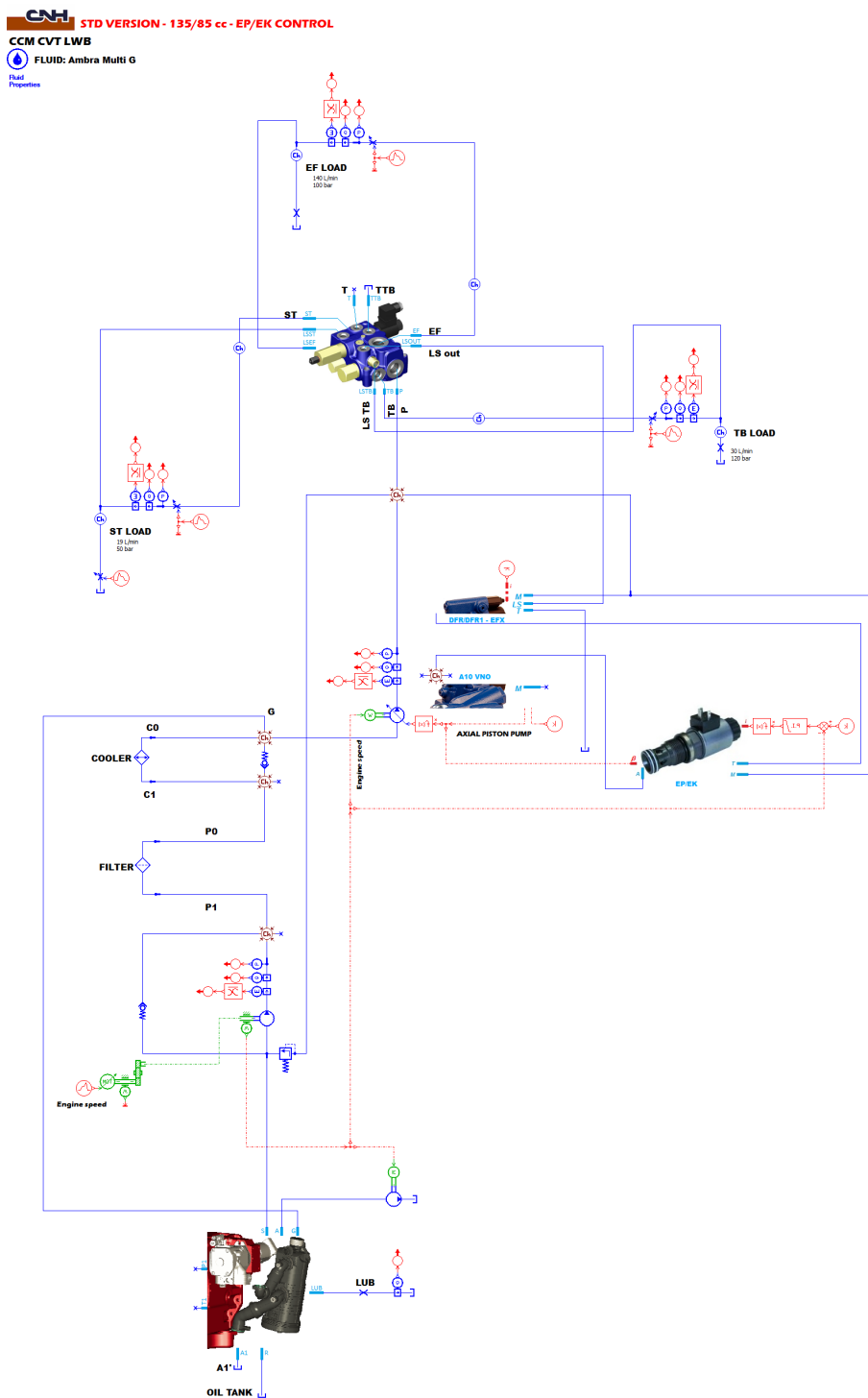


Figura 11.18. Circuito idraulico standard con cilindrata maggiorate e controllo EP/EK

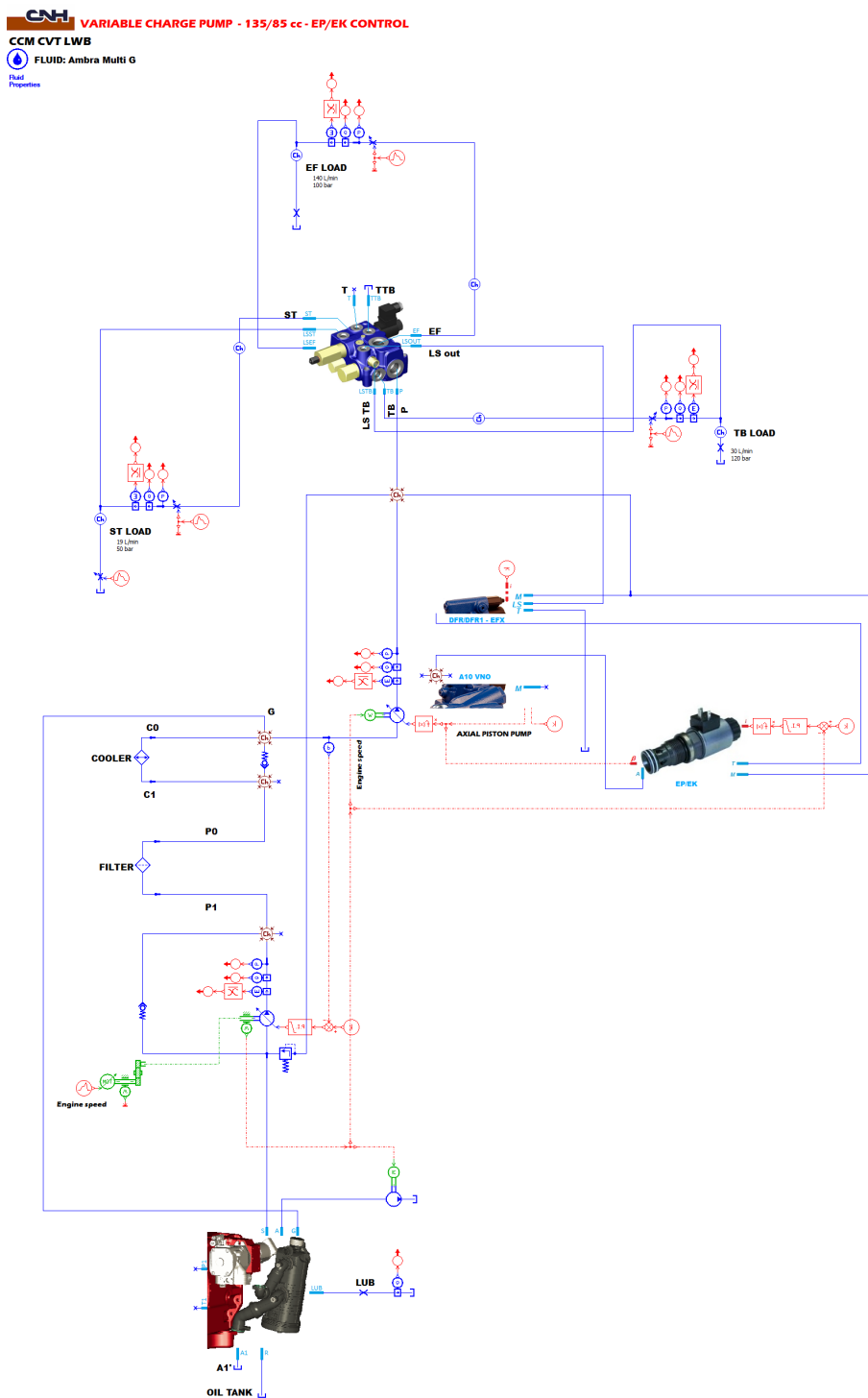


Figura 11.19. Circuito idraulico con pompa di carica variabile, cilindrate maggiorate e controllo EP/EK

## 11.4 Risultati: Variable Pump Margin - VPM

In questa sezione si riportano i risultati ottenuti mediante l'utilizzo della strategia Variable Pump Margin. Come detto in precedenza si ha la necessità di distinguere due casi chiave durante questo tipo di analisi:

- VPM a punto fisso
- VPM Dinamico

La strategia basata sulla riduzione del differenziale di pressione (tra la pressione della pompa principale e la pressione dell'utenza), prevede di mantenere un livello fissato di pressione pari a circa 1.4 MPa. Poichè è impensabile mantenere questo livello di pressione durante tutte le fasi di lavoro, senza perdere il controllo delle utenze, è necessario adottare alcune precauzioni su alcuni componenti di sistema, quali la valvola di priorità, per poter adottare tale strategia. In caso non si possano e/o non si vogliano modificare i componenti circuitali, tale strategia può essere applicata solamente durante la fase di fermo macchina, ovvero durante la sola fase di standby. Nel Capitolo 9 relativo alle strategie Energy Saving, si sono messe in luce le problematiche relative alla strategia VPM a punto fisso, facendo notare come il risparmio energetico ottenibile da tale configurazione nella sola fase di standby sia enormemente ridotto e tale da non giustificare l'installazione a bordo macchina dei componenti aggiuntivi per il corretto funzionamento della strategia di controllo. Come è possibile notare dalla figura 11.20, il risparmio energetico ottenibile dalla configurazione di Variable Pump Margin fissato e attivo nella sola fase di standby, è dell'ordine dello 0.13%. pressochè ininfluenza per il ciclo di carico scelto.

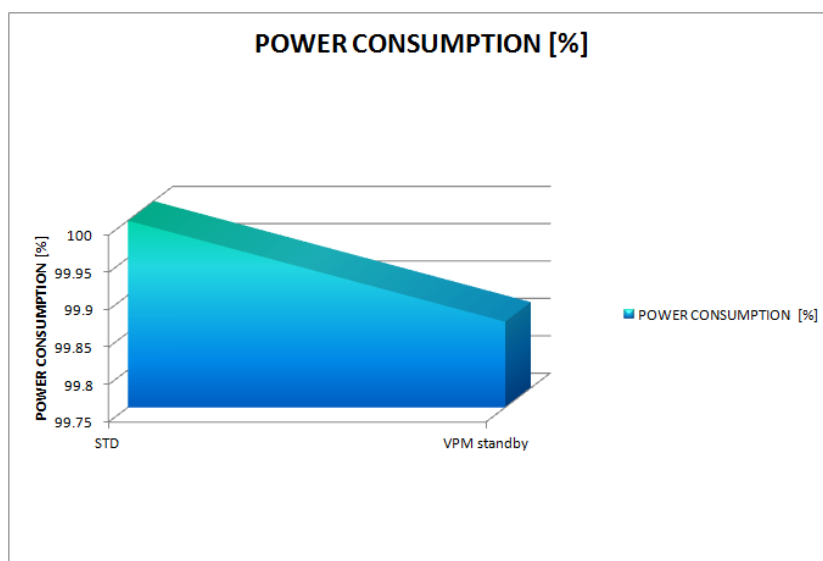


Figura 11.20. Confronto tra le potenze delle versioni STD e VPM a punto fisso

Questo è dovuto al fatto di aver fissato un minimo livello di pressione (circa 1.4 MPa) nella fase in cui le portate di fluido operativo risultano basse. Dato che la potenza idraulica altro non è che il prodotto tra pressione e portata, si capisce facilmente che il risparmio che deriva dall'attuazione di questa strategia di controllo risulta minimo.

Volendo incrementare i vantaggi energetici che potrebbero derivare dall'utilizzo della strategia in

esame, si deve ricorrere ad una variazione dinamica del Pump Margin. Mappando opportunamente la centralina di controllo e inserendo nel circuito idraulico un sensore di pressione per la lettura della pressione di mandata della pompa, unitamente ad altri sensori di pressione (generalmente uno per ogni utenza), è possibile realizzare una strategia di controllo in open loop che permetta la variazione della pressione dinamica, agendo in modo elettronico sul solenoide del compensatore di portata. Seguendo la caratteristica di portata-pressione realizzata e mostrata in precedenza per il corretto controllo della strategia VPM, si possono ottenere dei benefici energetici legati al controllo della pressione di pump margin in funzione del carico rilevato. In questo modo, a seconda della richiesta di portata, rilevabile mediante rete CAN, e dei livelli di pressione delle utenze, l'elettrovalvola regola la taratura del compensatore di portata in modo dinamico. Per meglio comprendere il beneficio che si ottiene dall'utilizzo di questa strategia, si faccia riferimento al grafico della figura 11.21: considerando il circuito standard di normale produzione, e modificando opportunamente il ciclo di carico con una richiesta di portata dei soli distributori ausiliari da zero al massimo consentito (140 l/min), è possibile eseguire un confronto di potenza tra la configurazione standard e quella con Variable Pump Margin Dinamico.

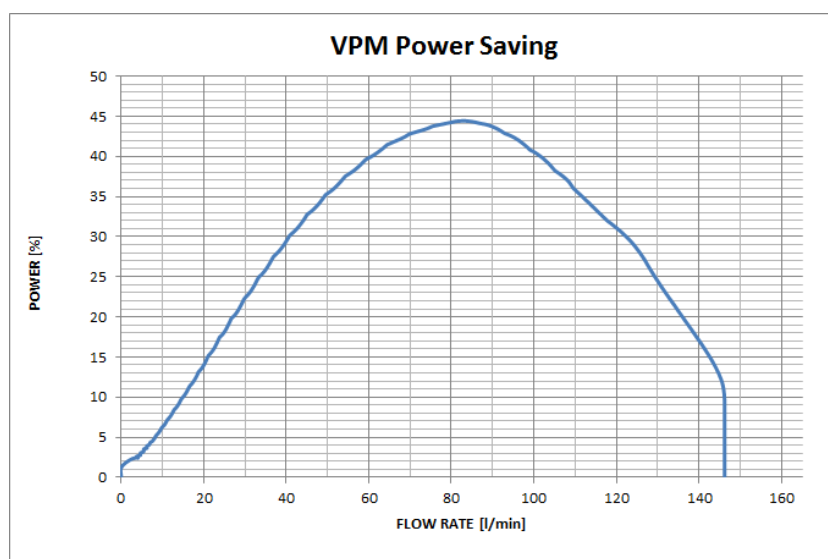


Figura 11.21. Power Saving tra il sistema STD e VPM Dinamico

Si nota con facilità come per basse richieste di portate, il risparmio energetico sia pressochè nullo: questo poichè, nonostante il Pump Margin sia quello minimo richiesto, essendo le portate molto basse, la potenza disponibile risulta anch'essa molto bassa. All'aumentare della richiesta di portata, e seguendo la mappatura lineare effettuata in centralina, si ottiene il massimo risparmio di potenza, e quindi di energia, per portate intermedie. Per alte portate, essendo richiesto tutto il margine di pressione disponibile, non si ha possibilità di ricavare un beneficio energetico; i due sistemi in condizioni di portate minime e massime, si equivalgono. La variazione dinamica del Pump Margin, consente quindi una buona regolazione e gestione della potenza idraulica in gioco all'interno del sistema, ma presenta tuttavia dei limiti consistenti. Infatti, in particolari condizioni di lavoro, specie quando più utenze lavorano insieme, tale strategia presenta una problematica legata ad un non corretto soddisfacimento delle richieste di pressione e portate delle utenze. Se si pensa che l'intero circuito idraulico standard del veicolo è stato concepito per mantenere in condizioni di standby una pressione minima nell'intorno dei 2.7 MPa, anche tutti i componenti

devono rispettare questo requisito. Andando però a modificare in modo elettro-idraulico uno dei livelli di pressione, inferiore ai 2.7 MPa, si tende a minimizzare le cadute di pressione all'interno di alcune linee, e si ha una portata utile di fluido operativo più bassa. Adottare una strategia in *open loop* inoltre, implica l'utilizzo di un tipo di controllo che non presenta retroazioni di alcun genere, ma considera soltanto lo stato attuale della grandezza osservata. Non utilizzando un feedback per determinare se il segnale di uscita ha raggiunto l'obiettivo desiderato, ed imposto dalla grandezza scelta come ingresso, si potrebbero avere dei problemi dovuti al fatto di non poter correggere eventuali errori commessi durante la lettura delle grandezze di riferimento o alla non compensazione di eventuali disturbi del sistema. Per ovviare a queste problematiche, le strategie in *closed loop* sono quelle che generalmente vengono implementate in controlli di questo tipo. Uno degli step successivi per questo lavoro di indagine, relativo all'energy saving a bordo veicolo, prevede la messa a punto delle strategie di controllo in *closed loop*.

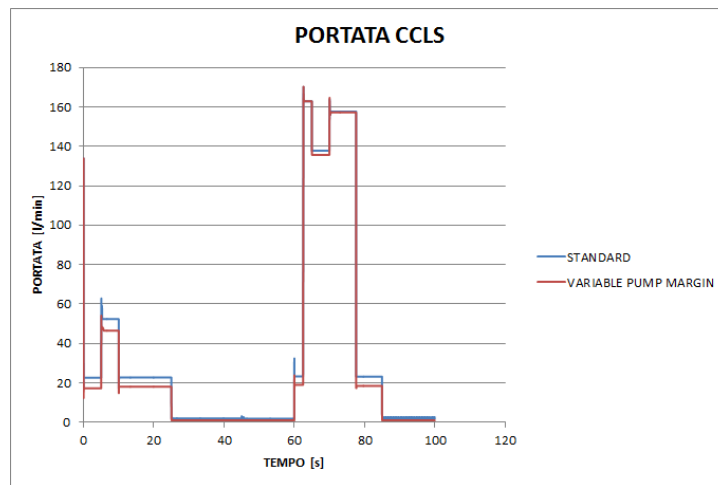


Figura 11.22. Portata erogata dalla pompa a pistoni

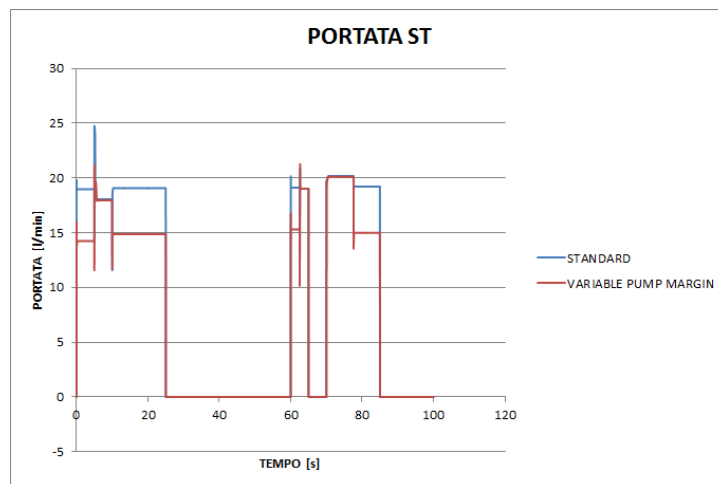


Figura 11.23. Portata per l'utenza di sterzo

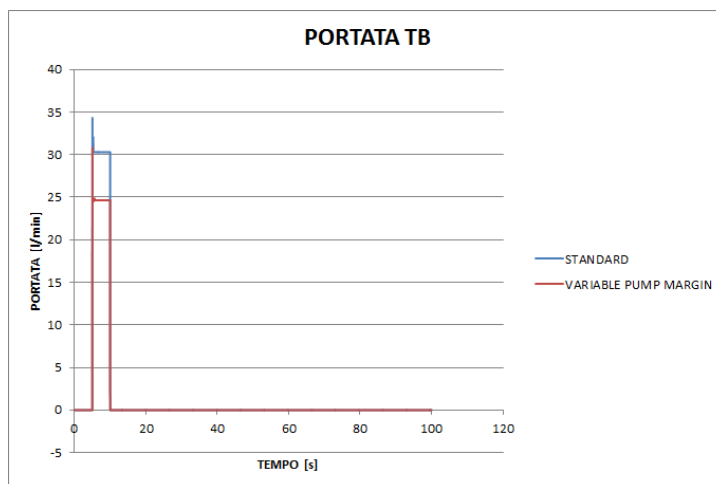


Figura 11.24. Portata per l'utenza freno

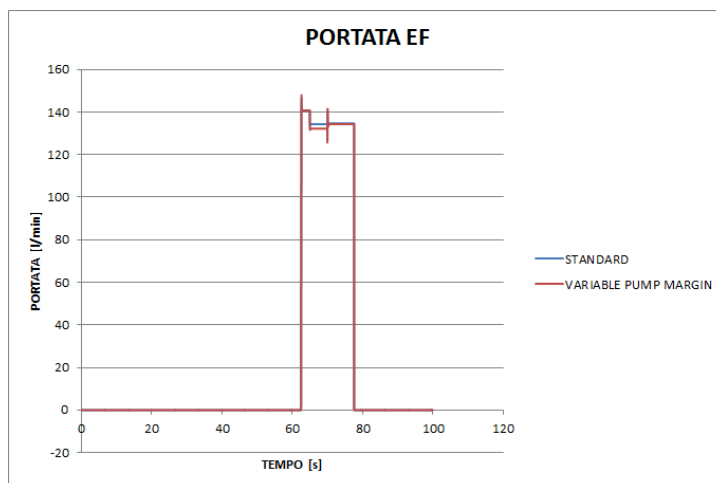


Figura 11.25. Portata per le utenze ausiliarie

Le figure 11.22, 11.23, 11.24 e 11.25, aiutano nella comprensione delle problematiche relative all'attuazione della strategia VPM dinamica: tale strategia realizzata in *open loop*, presenta delle variazioni di portata rispetto al caso standard rappresentato dalla linea azzurra. Si osserva come, per le varie utenze, ed in particolare per lo sterzo ed i freni (figure 11.23 e 11.24) si riscontrino delle differenze di portata abbastanza evidenti, ma tuttavia ritenute accettabili ( $\pm 5$  l/min) secondo quanto riportato dalle specifiche interne della casa costruttrice. Ritenendo quindi accettabile l'errore commesso dall'applicazione della strategia di controllo VPM in esame, si prosegue riportando il confronto tra le potenze dissipate tra il circuito standard e quello equipaggiato con le strategie VPM, mostrato nelle figure 11.26, 11.27 e 11.28.

Dalla figura 11.26, si nota come non ci sia alcuna differenza apprezzabile tra la strategia di controllo con VPM fissato per tutte le condizioni di lavoro, mentre si possa ottenere un risparmio energetico nell'ordine 19% nel caso in cui si adotti una regolazione dinamica del Pump Margin.

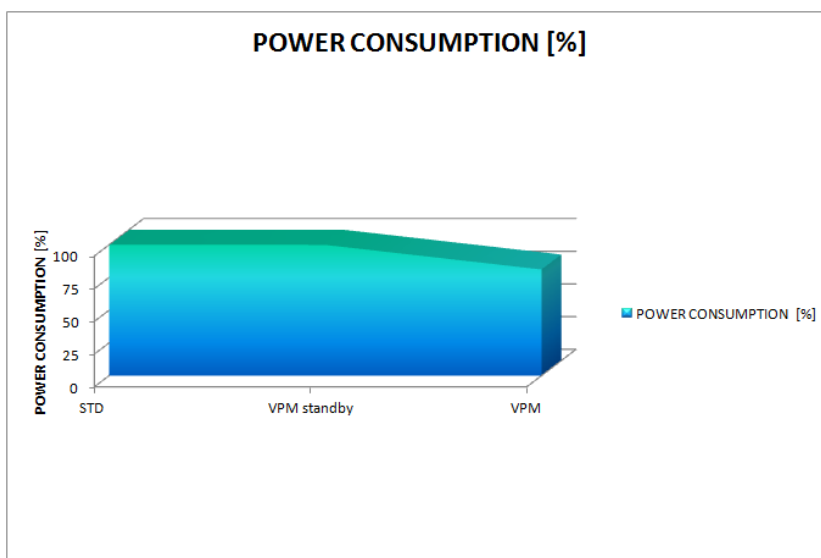


Figura 11.26. Potenza dissipata: STD, VPM fissato e VPM Dinamico

In figura 11.27 viene mostrato il confronto tra le potenze dissipate, a parità di ciclo di carico, dei circuiti idraulici presentati in questa sezione, durante le varie fasi di lavoro.

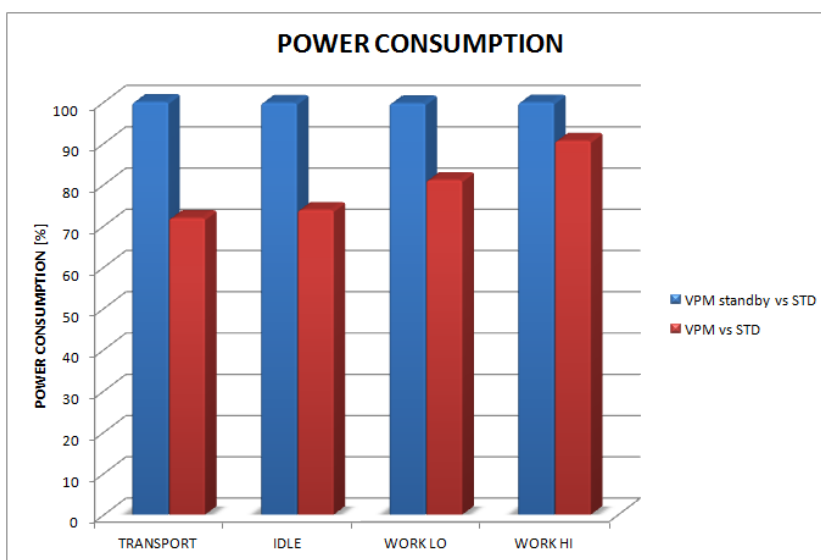


Figura 11.27. Potenza dissipata durante le fasi di lavoro: STD vs VPM Dinamico

La figura 11.28 risulta chiarificatrice: viene qui messa in evidenza la sostanziale differenza tra l'applicazione della stessa strategia per il risparmio energetico, applicando due tipologie differenti di controllo. Durante la fase di trasporto, che prevede una richiesta di carico non troppo gravosa, la strategia VPM dinamica mette in luce il suo punto di forza relativo alla regolazione: per portate intermedie, e riferendoci alla curva del *POWER SAVING* riportata in figura 11.21, si ha il massimo

risparmio ottenibile. Durante le fasi di lavoro, dato che i distributori ausiliari operano ( per scelta del ciclo di carico) ad una portata pari a quella massima imponibile, il delta di pressione tra utenza e pompa principale deve essere impostato sul valore massimo, riducendo di conseguenza a zero il risparmio energetico imponibile.

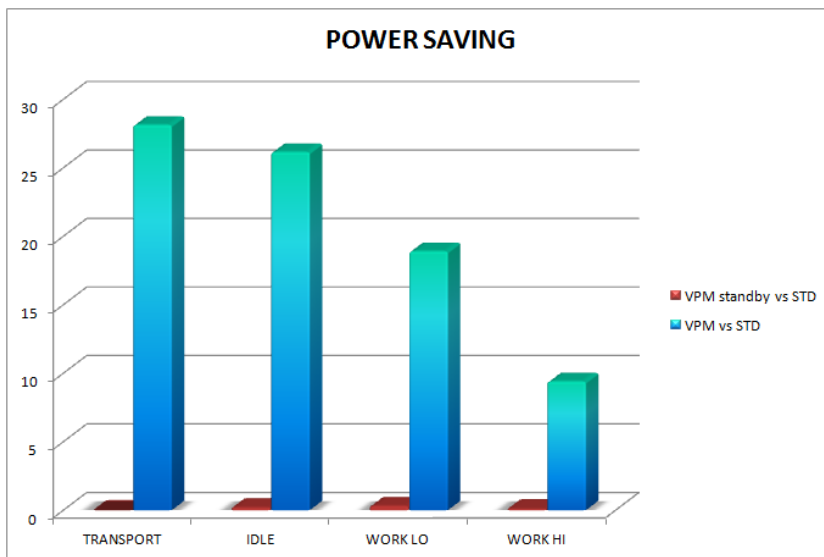


Figura 11.28. Potenza risparmiata tra le strategie di controllo VPM fisso e dinamico durante le fasi di lavoro

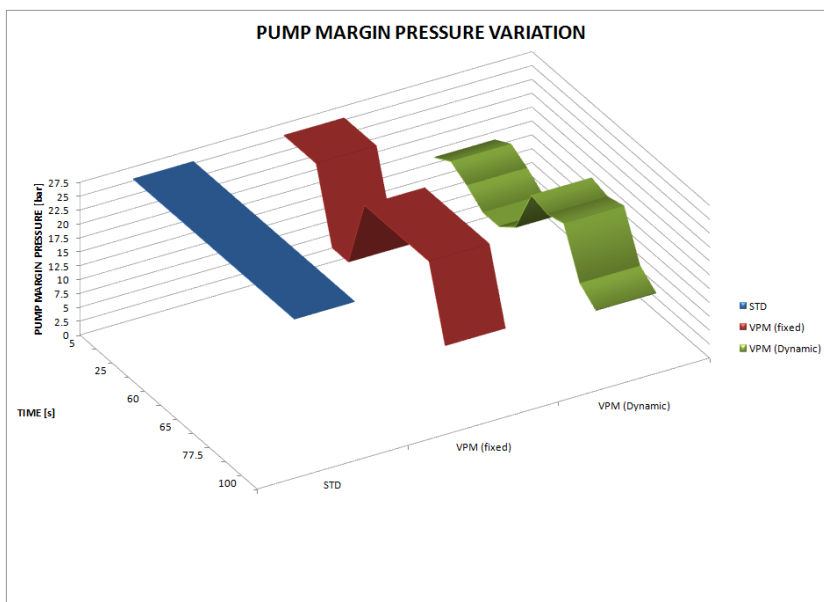


Figura 11.29. Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo: VPM

## 11.5 Risultati: Remotes Electronically Compensated - REC

Come detto in precedenza, la strategia di controllo REC, non apporta un beneficio energetico visibile e consistente: il compito di questa strategia è quello di rimuovere il compensatore locale di pressione per ogni sezione dei distributori ausiliari, aggiungendo un grado di flessibilità e di regolazione più efficiente per la gestione delle utenze. Grazie all'introduzione dei sensori di pressione sulle utenze ed alla lettura dei segnali EHR via rete CAN, che identificano le richieste di portata, la strategia in esame, previa mappatura dei distributori per differenti  $\Delta p$ , è in grado di compensare con maggior precisione le perdite di carico generate nel suo attraversamento garantendo un posizionamento spola preciso e che minimizzi ulteriori perdite di carico. Si vuole ricordare che la caduta di pressione generata dal compensatore idraulico locale, viene sostituita in elettronico dalla mappatura presente nella strategia di controllo REC, ma non può essere annullata. Poiché questa strategia di controllo è basata prevalentemente sul concetto di gestione ottimizzata delle utenze ausiliarie, al fine di migliorare il comportamento del sistema idraulico complessivo, nasce l'esigenza di esaminare più a fondo il comportamento delle stesse utenze a fronte di un ciclo di carico specifico. A tal proposito si è scelto di utilizzare il ciclo di carico dettagliato, rappresentativo dell'utilizzo di un sollevatore frontale, (presentato nel paragrafo 11.1.2), in base al quale si possono effettuare dei confronti energetici che mettano in luce il punto di forza della strategia di controllo REC. Si riporteranno quindi nel seguito i confronti tra le potenze ottenute mediante due approcci differenti:

- Confronto energetico dettagliato: basato sull'analisi delle potenze dissipate, per differenti sistemi idraulici e strategie di controllo applicate, in funzione di un ciclo di carico dettagliato per i distributori ausiliari. Il ciclo di carico utilizzato per questa parte di analisi è stato opportunamente modificato per mettere in risalto l'utilizzo della strategia REC: a tal proposito, sono stati limitati al massimo gli interventi delle utenze di sterzo e freno rimorchio. Durante questo ciclo di carico particolare, si è deciso di dedicare alla parte di funzionamento dei distributori ausiliari circa il 15% del tempo ciclo (o di simulazione), mentre le utenze di sterzo e freno rimorchio lavorano solo nella parte dedicata alla fase di trasporto pari a circa il 65% del tempo totale. La rimanente quota parte del tempo ciclo scelta come riferimento rappresenta la condizione di standby pari a circa il 20% del tempo totale. Per ridurre i tempi di calcolo, e rendere quindi più agevole la simulazione, a fronte di un ciclo di carico per le utenze ausiliarie (fase di lavoro in alta e bassa velocità), non si sono volute introdurre in questa analisi, le parti di sovrapposizione (funzionamento in contemporanea) delle utenze relative allo sterzo, al freno rimorchio e agli stessi distributori ausiliari. Per capire meglio il funzionamento del ciclo in esame, si faccia riferimento alle figure 11.30 e 11.31.
- Confronto energetico a punto fisso: o di massima; basato sull'imposizione di specifiche condizioni di carico, e quindi di pressione e portata, che non variano nel tempo e per l'intera durata della fase di lavoro assegnata. Si è pertanto ricorsi ad una metodologia di analisi e progettazione su foglio di calcolo, in modo da poter avere una stima delle potenze dissipate per ogni singola fase di lavoro. In questo caso si è utilizzata come base di partenza per la suddivisione delle fasi di lavoro, il ciclo generale riportato nel paragrafo 11.1.1)

Il modello idraulico dettagliato utilizzato per le utenze ausiliarie è rappresentato dai distributori ausiliari della famiglia BOSCH, precedentemente introdotti ed analizzati nel Capitolo dedicato alla modellazione. I risultati ottenuti analizzando il circuito idraulico equipaggiati con i distributori di tipo RACINE, presentano una mappatura differente per la centralina elettronica, ed inoltre generano una caduta di pressione aggiuntiva di circa 0.3 MPa per il loro attraversamento. Considerati questi effetti, e dato che i risultati ottenuti differiscono per poco più di un punto percentuale, si riportano in questa sezione i soli risultati ottenuti con la prima tipologia di distributori. Il circuito

idraulico relativo alla sola parte delle utenze ausiliarie, sul quale si implementa il ciclo di carico dettagliato, è riportato in figura 11.32.

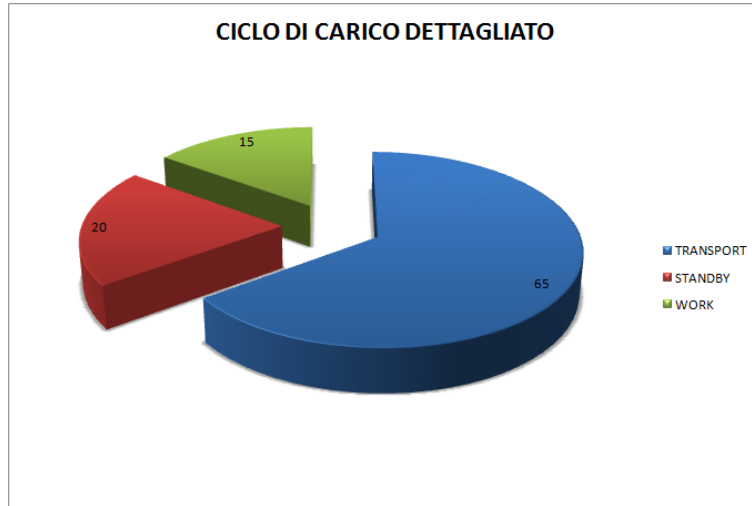


Figura 11.30. Suddivisione delle fasi di lavoro per il ciclo di carico dettagliato

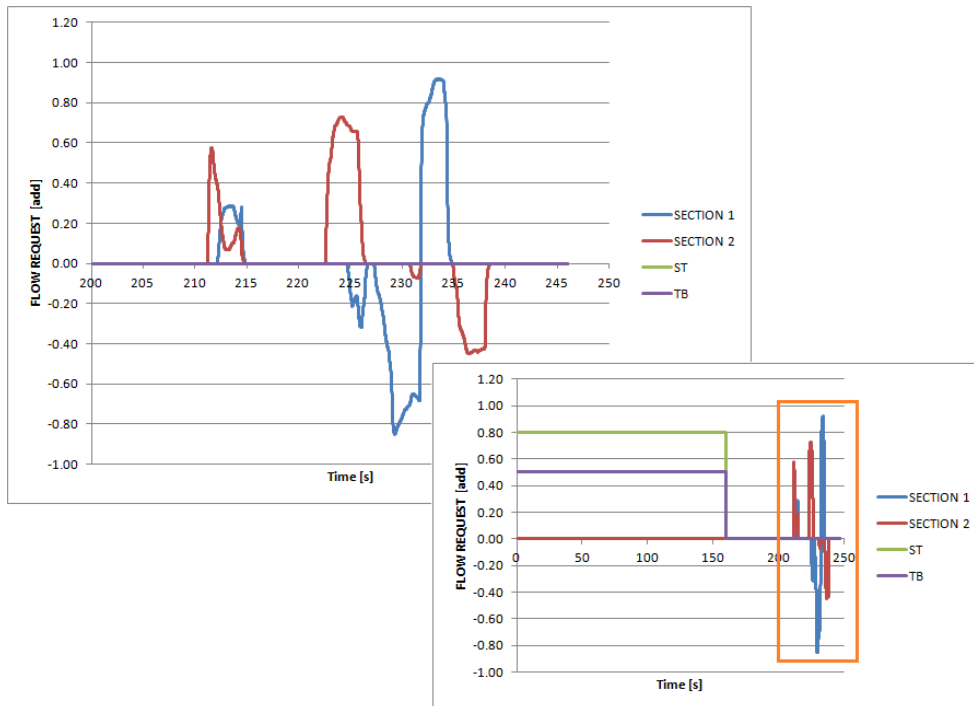


Figura 11.31. Ciclo di carico dettagliato: richiesta delle utenze interessate

Con particolare riferimento al ciclo di carico dettagliato, si riportano di seguito i risultati ottenuti dalle simulazioni in ambiente LMS AMESim<sup>®</sup> per differenti soluzioni circuitali già esaminate

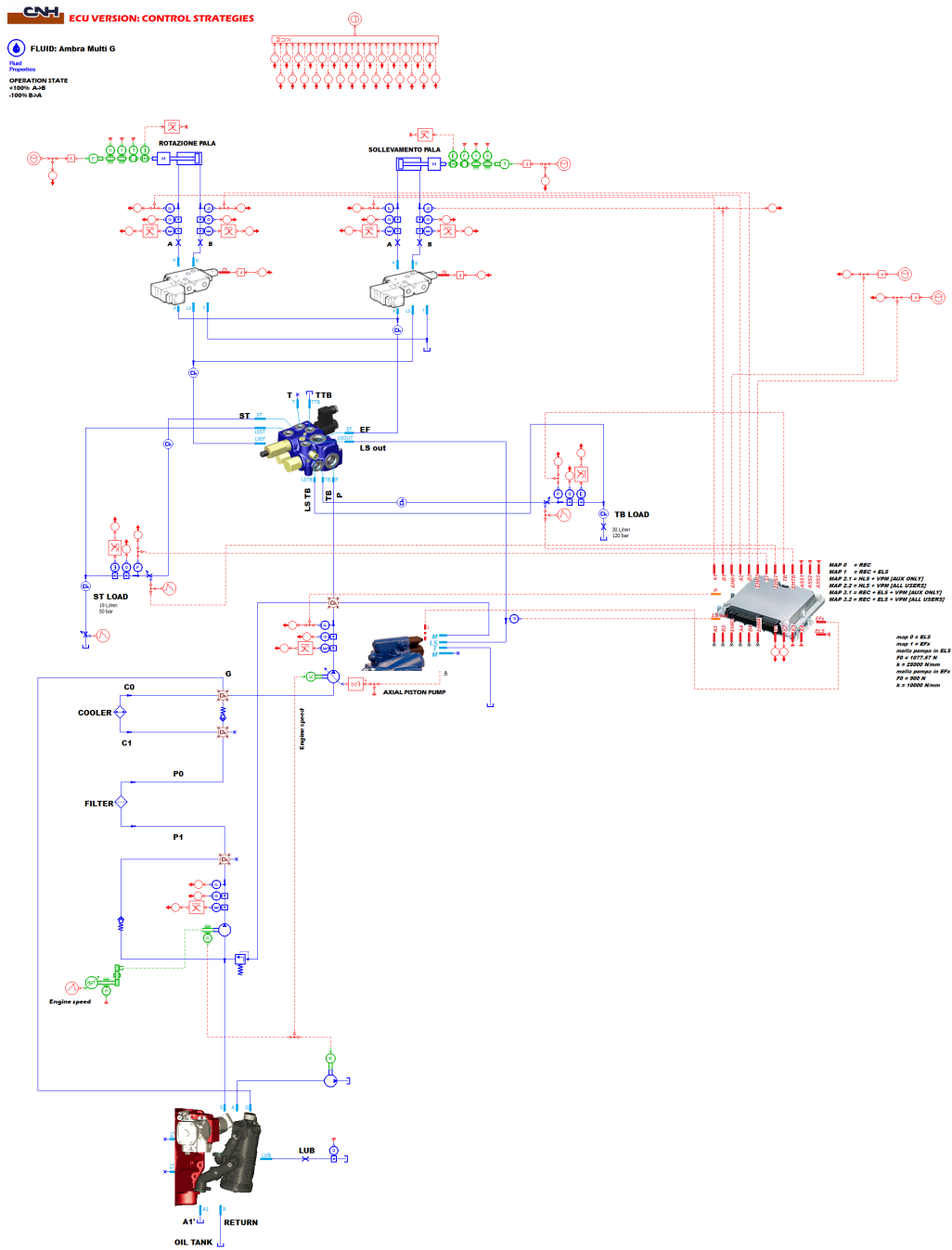


Figura 11.32. Circuito idraulico con distributori ausiliari ed ECU per l'implementazione delle strategie di controllo

in precedenza e confrontate con la strategia di controllo REC. In figura 11.33 vengono mostrati i risultati relativi ai confronti tra le potenze dissipate dal sistema standard, dal sistema con Variable Pump Margin dinamico (VPM) e dal sistema con la strategia di controllo REC.

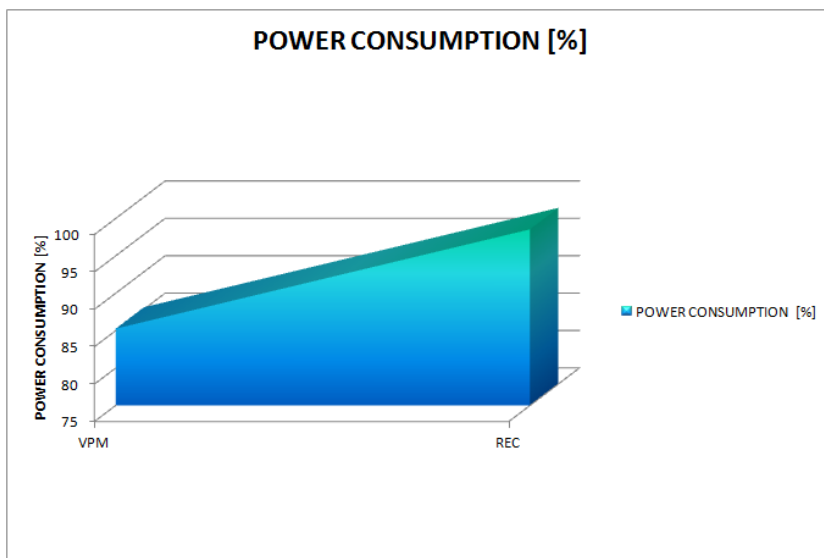


Figura 11.33. Potenze dissipate: confronti tra le strategie STD, VPM e REC

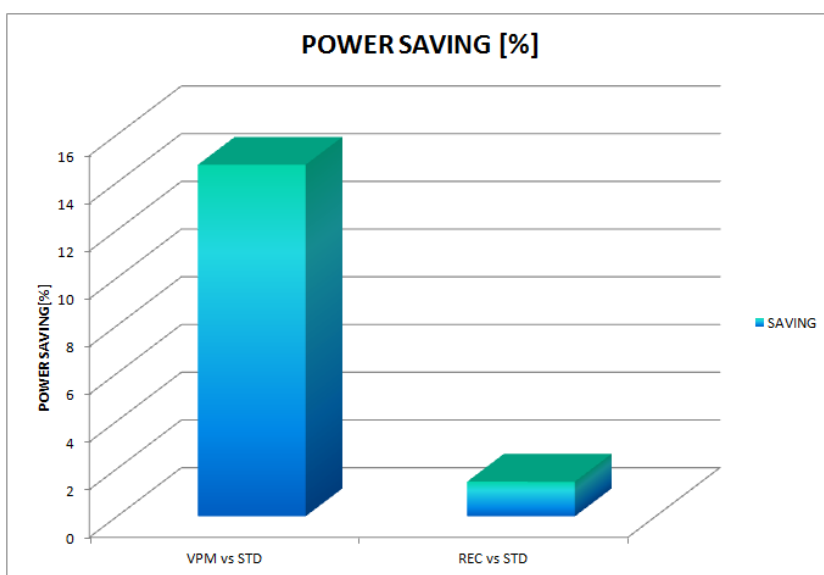


Figura 11.34. Power Saving: VPM vs STD e REC vs STD

Come già preannunciato, risulta evidente che la strategia di controllo REC non apporta un beneficio energetico evidente: si raggiunge un risparmio energetico all'incirca pari all'1.5%, legato principalmente al corretto posizionamento della spola dei distributori ausiliari ottenuto mediante i controlli sulla portata e sulla pressione presenti nella strategia di controllo REC ed implementati

nel codice per la centralina di controllo principale (ECU). Il maggiore risparmio energetico, a fronte del nuovo ciclo di carico dettagliato, lo si ottiene, anche in questo caso, mediante l'impiego della strategia di controllo con Variable Pump Margin dinamico: con un *Power Saving* dell'ordine del 15%, i dati ottenuti risultano essere il linea con quanto precedentemente visto nel paragrafo 11.4, dove con un ciclo di carico completo, ma semplificato per quello che concerne le utenze ausiliarie, si otteneva un risparmio di circa il 18%. Per completezza, è riportato in figura 11.34 quanto appena esposto, mostrando i confronti dirette delle strategie in esame con il relativo *Power Saving*.

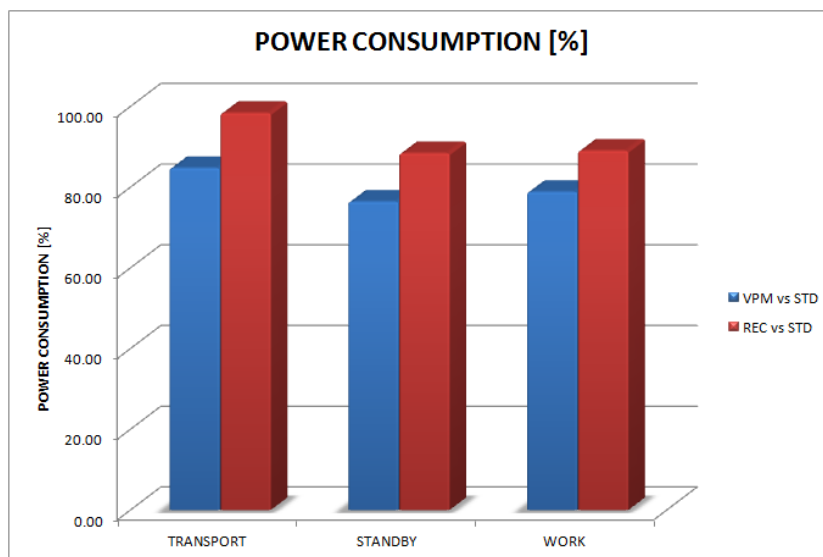


Figura 11.35. Potenza dissipata durante le fasi di lavoro

Nella figura 11.35 viene riportato lo stesso confronto tra le potenze, suddiviso nelle varie fasi di lavoro del nuovo ciclo di carico considerato: anche in questo caso risulta evidente come la strategia REC apporti un minimo risparmio energetico legato solo ad un riposizionamento più preciso della spola principale in funzione delle pressioni e della richiesta di portata effettuata dall'utenza. La strategia VPM risulta ancora quella che apporta il maggior contributo per una ottimizzazione delle potenze del sistema: va comunque tenuto presente che, in mancanza di una valvola di priorità ibrida, si tiene conto di una tolleranza sulle portate erogate e sui livelli di pressione, come precedentemente esposto all'interno del paragrafo 11.4. Si ricorda inoltre che le utenze utilizzate per le simulazioni su software sono rappresentate dai distributori ausiliari della famiglia BOSCH SB23 LS EHS1 CAN. Per completezza di trattazione, bisognerebbe riportare i risultati ottenuti tramite l'introduzione dei distributori della famiglia RACINE, prodotti internamente dalla casa costruttrice della macchina (CNH Industrial), ma, come anticipato, dal momento che gli stessi risultati differiscono tra loro per poco più del punto percentuale, vengono qui omessi.

Seguendo ora l'approccio a punto fisso per i confronti energetici si è deciso di utilizzare delle condizioni fissate per ogni fase di lavoro: in questo caso il ciclo di riferimento è quello generale, presentato nel paragrafo 11.1.1, all'interno del quale vengono stabiliti a priori i livelli ideali di portata e pressione relativi alle utenze di sterzo, freno rimorchio e distributori ausiliari. Per la parte relativa ai distributori ausiliari si sono considerate due sezioni di lavoro separate che lavorano in contemporanea; le richieste di portata di ogni sezione di lavoro, contribuiscono a creare la richiesta totale, arrivando fino al massimo consentito pari a 140 l/min. A titolo esemplificativo viene mostrato in figura 11.36 un esempio classico di foglio di lavoro impiegato per l'analisi appena descritta.

STANDARD CONFIGURATION												
TIME AMESim	5	5	15	20	15	2.5	2.5	5	7.5	7.5	15	
TIME life	400	400	1200	1600	1200	200	200	400	600	600	1200	
	TRANSPORT			IDLE	WORK LO				WORK HI			
TIME range	0-5	5-10	10-25	25-45	45-60	60-62.5	62.5-65	65-70	70-77.5	77.5-85	85-100	
PUMP MARGIN	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	
FLOW RATE MIN	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
STEERING												
PRESSURE	50	50	50	0	0	100	100	0	80	80	0	
FLOW RATE	19	19	19	0	0	19	19	0	19	19	0	
TRAILER												
PRESSURE	0	120	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
FLOW RATE	0	30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
AUX 1												
PRESSURE	0	0	0	0	0	0	120	120	120	0	0	
FLOW RATE	0	0	0	0	0	0	70	70	70	0	0	
AUX 2												
PRESSURE	0	0	0	0	0	0	80	80	80	0	0	
FLOW RATE	0	0	0	0	0	0	70	70	70	0	0	
PUMP												
PRESSURE	77	147	77	27	27	127	147	147	147	107	27	
FLOW RATE	24	54	24	5	5	24	164	145	164	24	5	
CHARGE PUMP												
PRESSURE	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	
FLOW RATE	191.25	191.25	191.25	95.625	247.5	247.5	247.5	247.5	247.5	247.5	247.5	

Figura 11.36. Foglio di calcolo tipico per i confronti energetici a punto fisso

Dalla tabella sopra riportata si effettuano i calcoli relativi alle potenze dissipate per ogni fase di lavoro, fino alla creazione di alcune tabelle comparative che portano alla creazione dei grafici per i risultati di maggior rilievo in ottica Energy Saving. Vengono quindi nel seguito riportati i risultati ottenuti dalla comparazione dei sistemi idraulici Standard (STD), con Variable Pump Margin fisso (VPM fixed) e dinamico (VPM Dynamic) ed infine, con la strategia REC.

Ancora una volta il maggiore risparmio energetico è ottenibile dall'attuazione della strategia di controllo VPM con controllo dinamico della pressione. La strategia con Variable Pump Margin fisso, ovvero attivo solo nelle fasi di standby, non permette di ottenere un vantaggio energetico consistente poichè pressioni e portate in gioco risultano essere troppo basse al momento dell'attuazione della strategia di controllo. Per l'implementazione della strategia REC, come ci si attendeva, il risparmio energetico è praticamente nullo: questo è dato dal fatto che l'obiettivo principale di questa strategia di controllo è quello di aggiungere una funzionalità di regolazione al sistema idraulico complessivo. Si tenga ben presente che i risultati ottenuti in questa sezione sono difficilmente comparabili con quelli ottenuti mediante simulazione su software poichè nell'analisi a punto fisso, non sono contemplate perdite per trafilamento, attraversamenti di componenti aggiuntivi quali cooler e filtri, e non è presente alcuna linea dedicata alla lubrificazione. Sotto queste ipotesi, si ottengono le potenze dissipate dal solo gruppo di alimentazione completo (pompa di carica e pompa a pistoni assiali) a fronte di un ciclo di carico che impone delle richieste di pressione e portata per le utenze note e fissate a priori.

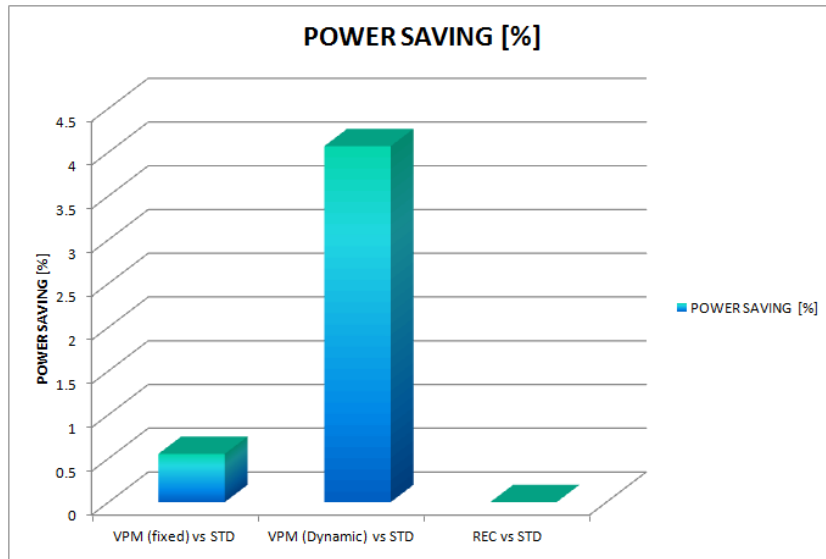


Figura 11.37. Confronti tra le potenze dissipate mediante analisi a punto fisso

In figura 11.38 si mostra per completezza il confronto energetico tra le strategie prese fin'ora in considerazione, durante le fasi di lavoro classiche del ciclo generale prese come riferimento.

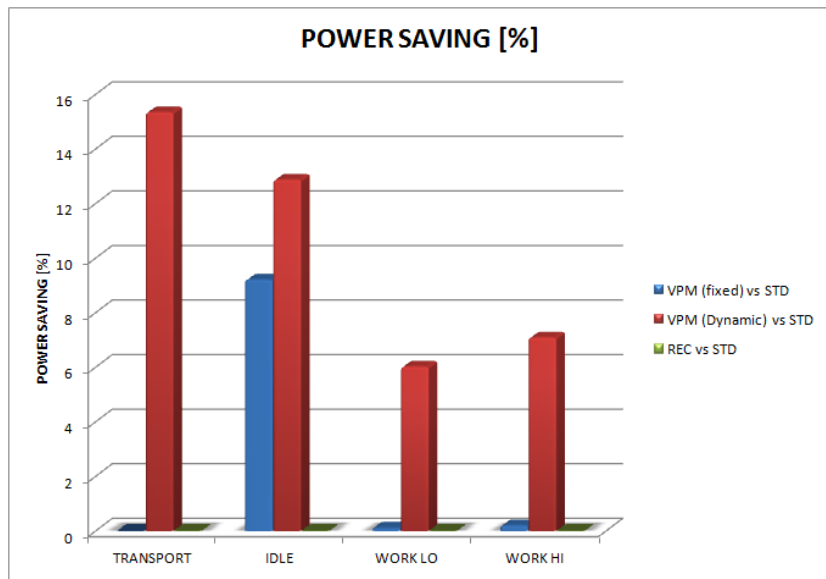


Figura 11.38. Confronti tra le potenze dissipate mediante analisi a punto fisso durante le fasi di lavoro

## 11.6 Risultati: Hybrid Priority Valve - HYB

Per la strategia di controllo basata sull'utilizzo di una valvola di priorità ibrida, ovvero dotata di un controllo elettro-idraulico delle due spole (Steering spool e Master spool), si è deciso di ricorrere alla tipologia di confronto a punto fisso. Tale soluzione Energy Saving, essendo ancora in via di sviluppo, e necessitando di una modellazione della valvola di priorità standard molto accurata, non permette di ottenere dei risultati accurati per quello che riguarda la parte di simulazione su software. Si sta infatti procedendo all'ottimizzazione dei tempi di calcolo e del controllo elettro-idraulico da implementare sulla centralina di controllo al fine di ottenere dei risultati comparabili per tutte le strategie di controllo prese in considerazione. Come detto in precedenza, la scelta di adottare solo ed esclusivamente una valvola di priorità ibrida, senza sfruttare l'unione con una delle strategie di controllo precedentemente introdotte, non rappresenta una soluzione particolarmente vincente nonostante riesca ad apportare un beneficio sull'Energy Saving minimo: la necessità di avere una valvola di priorità ibrida per mantenere sotto controllo i livelli di pressione e portata richiesti dalle varie utenze, in maniera dinamica mediante un controllo elettronico delle spole della stessa valvola, permette di avere un controllo ottimizzato della potenza richiesta dal circuito e fornita dal gruppo di alimentazione, aggiungendo un grado di flessibilità aggiuntivo per il controllo elettronico, in vista della gestione di strategie di controllo sempre più complesse che interessano l'intero circuito idraulico. Il controllo elettronico delle spole effettuato mediante la centralina di controllo, permette di andare a modificare i livelli di pressione minimi e massimi che caratterizzano la valvola di priorità, in funzione della richiesta di portata effettuata dalle utenze ad essa collegate (figura 11.41). Nel seguito sono mostrati nelle figure 11.39 e 11.40 i risultati relativi al confronto tra le potenze per i sistemi Standard (STD), Variable Pump Margin fisso e dinamico, REC e con valvola di priorità ibrida (HYB). Il risparmio energetico e di potenza ottenibile da questa soluzione alternativa si aggira nell'intorno del 2% rispetto alla condizione standard di corrente produzione.

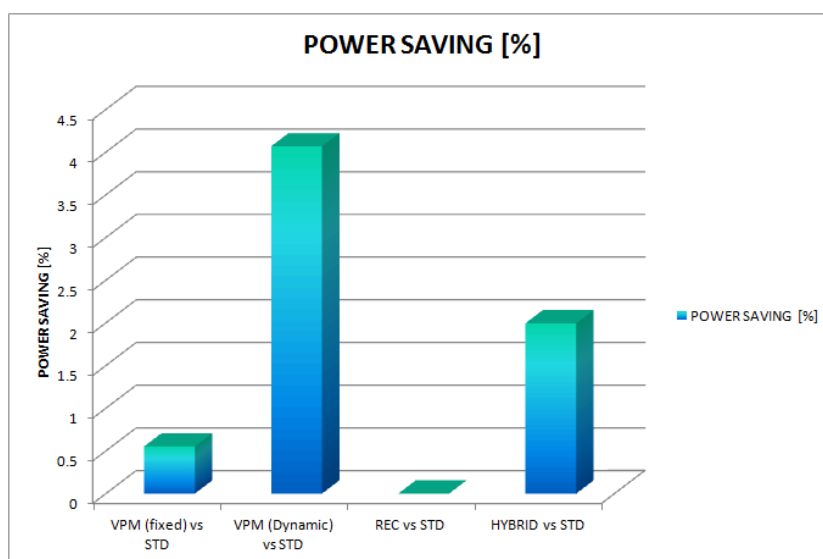


Figura 11.39. Power Saving: STD, VPM Fixed, VPM Dynamic e HYB

Per completezza, si mostra anche la suddivisione delle potenze dissipate durante le fasi di lavoro (figura 11.40).

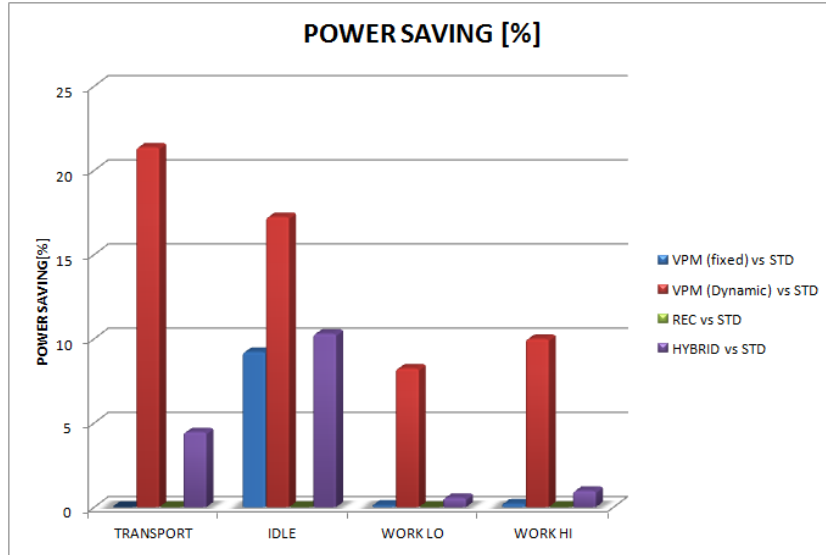


Figura 11.40. Confronti tra le potenze dissipate durante le fasi di lavoro

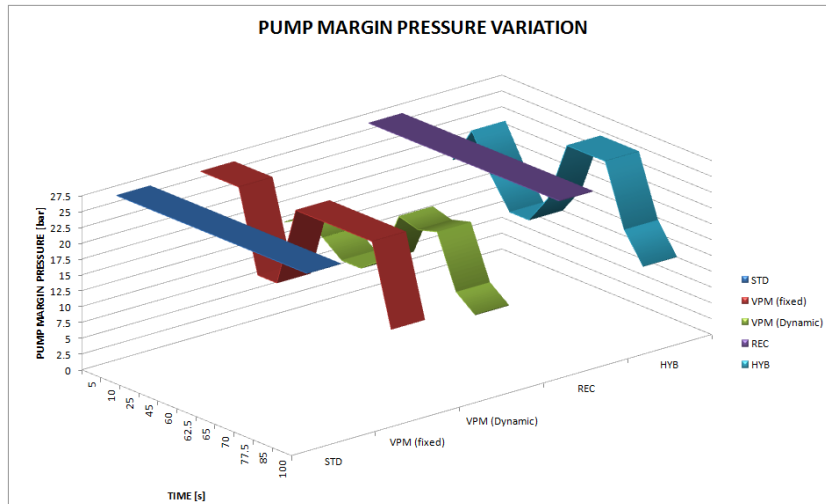


Figura 11.41. Modifica della pressione di Pump Margin per le strategie STD, VPM, REC e HYB

## 11.7 Risultati: Le soluzioni combinate

Arrivati a questo punto dell'analisi energetica si vuole qui presentare l'esposizione dei risultati di maggiore interesse, ottenuti mediante le valutazioni energetiche a punto fisso. A partire dal foglio di calcolo standard opportunamente realizzato, e modificando i livelli di pressione a seconda delle fasi di lavoro e della particolare strategia attuata, si riportano nel seguito i risultati di interesse relativi all'abbinamento delle strategie di controllo impiegate durante l'analisi. Per facilitare al lettore l'interpretazione dei risultati, si è deciso di riportare nei grafici il confronto tra la condizione standard (STD) e la strategia di controllo impiegata. Si analizzeranno nel seguito i confronti tra le potenze in gioco relativi agli abbinamenti tra:

- Remotes Electronically Compensated & Variable Pump Margin
- Hybrid priority & Variable Pump Margin
- Hybrid Priority & Variable Pump Margin & Remotes Electronically Compensated

### 11.7.1 Risultati:

#### Remotes Electronically Compensated & Variable Pump Margin

L'utilizzo di una strategia di controllo basata sul Variable Pump Margin dinamico, precedentemente esposta, utilizzando una caratteristica lineare tra la portata richiesta ed il livello di delta di pressione di Load sensing da fornire alla pompa, modifica i livelli di pressione durante le fasi di lavoro. Posta in abbinamento alla strategia REC, qui analizzata, e lavorando in *closed loop*, la nuova configurazione circuitale (REC+VPM) ha il pregio di essere molto flessibile e robusta, adattandosi facilmente a variazioni di carico notevoli una volta mappata correttamente la centralina di controllo. Combinando quindi la strategia di controllo con Variable Pump Margin dinamico (che presenta quindi le migliori performances in ottica Energy Saving), con la strategia basata sui distributori ausiliari elettro-compensati, si raggiunge un risparmio energetico e di potenza nell'ordine del 6%, con l'aggiunta di una funzionalità aggiuntiva rappresentata dall'eliminazione del compensatore locale di pressione e dal riposizionamento in elettronico della spola principale del distributore stesso. In figura 11.42 viene riportata la modifica relativa ai livelli di pressione durante le fasi di lavoro.

	TRANSPORT			IDLE	WORK LO				WORK HI		
TIME	0-5	5-10	10-25	25-45	45-60	60-62.5	62.5-65	65-70	70-77.5	77.5-85	85-100
PUMP MARGIN	15.18181818	16.95454545	15.18181818	14.295	14.29545	15.18181818	23.45454545	22.57	23.45454545	15.18181818	14.2955
FLOW RATE MIN	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5

Figura 11.42. Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo

In figura 11.44 si riporta il confronto tra le potenze dissipate per ogni fase di lavoro individuata dal ciclo di carico generale. Come per i casi analizzati in precedenza, si è voluto riportare il confronto tra la versione standard del circuito idraulico della trattrice di riferimento e la versione con la modifica apportata; risulta abbastanza semplice intuire il principio di funzionamento delle strategie di controllo prese in esame.

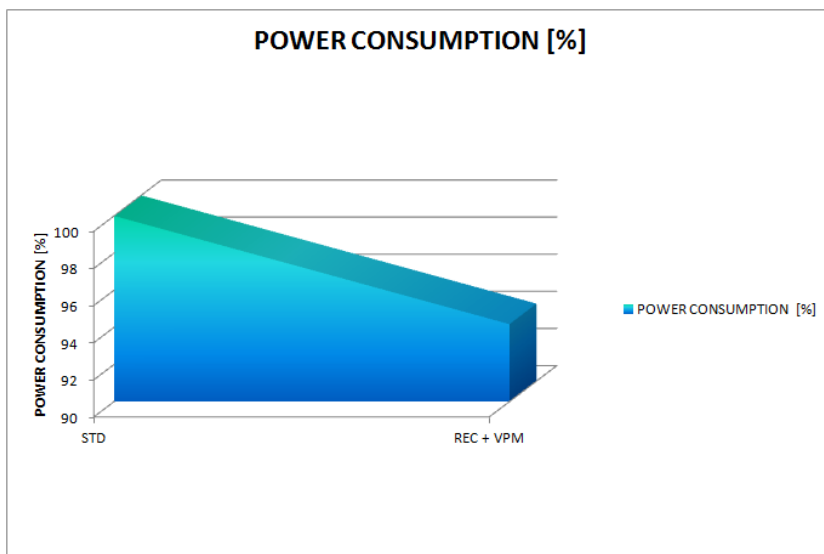


Figura 11.43. Confronti tra le potenze dissipate: REC+VPM vs STD

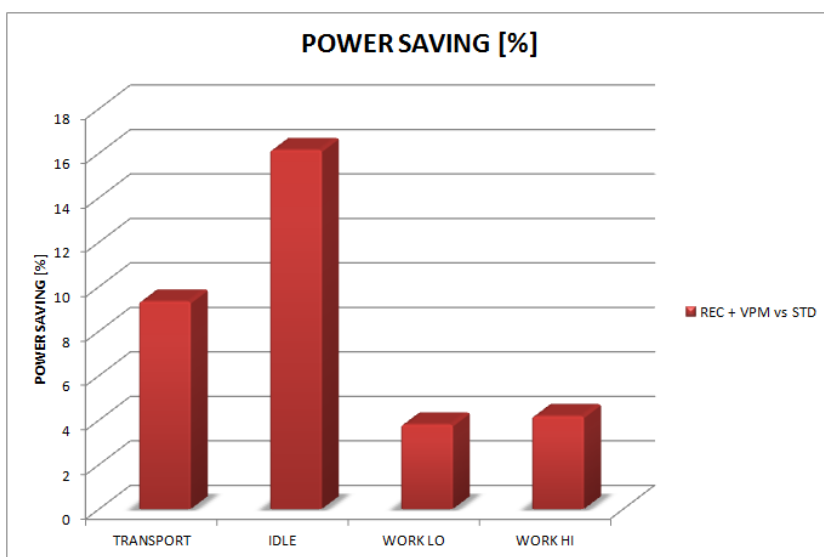


Figura 11.44. Confronti tra le potenze dissipate durante le fasi di lavoro REC+VPM vs STD

### 11.7.2 Risultati: Hybrid priority & Variable Pump Margin

L'unione delle strategie di controllo con valvola di priorità ibrida (HYB) e Variable Pump Margin dinamico (VPM) presenta circa lo stesso risparmio energetico della strategia precedente (REC+VPM), ma presenta un grado di regolazione e flessibilità differente. Il livello di risparmio energetico pressoché equivalente (5.90% per la strategia combinata HYB+VPM contro il 5.80% della strategia REC+VPM) è da riferirsi quasi esclusivamente all'utilizzo, in entrambe le configurazioni, del Variable Pump Margin Dinamico, che tende a livellare le performance delle due strategie REC e HYB una volta combinate. L'unica differenza è da ricercarsi nel grado di flessibilità che il sistema idraulico completo acquisisce mediante l'uso delle varie strategie di controllo. In questo caso, la valvola di priorità ibrida, rende i livelli di pressione e portata da destinare alla utenze, controllabili in modo elettro-idraulico. In questo modo, viene sempre garantito il corretto livello di pressione e portata richiesto, nonostante si vada a modificare il battente di pressione tra utenza e pompa, imposto dalla valvola elettroidraulica che sostituisce il compensatore locale di portata della pompa. Il conseguente risparmio energetico ottenibile è dell'ordine del 6%, visibile in figura 11.45, con una funzionalità aggiuntiva che permette un controllo con un grado di sicurezza e robustezza di sistema molto elevato.

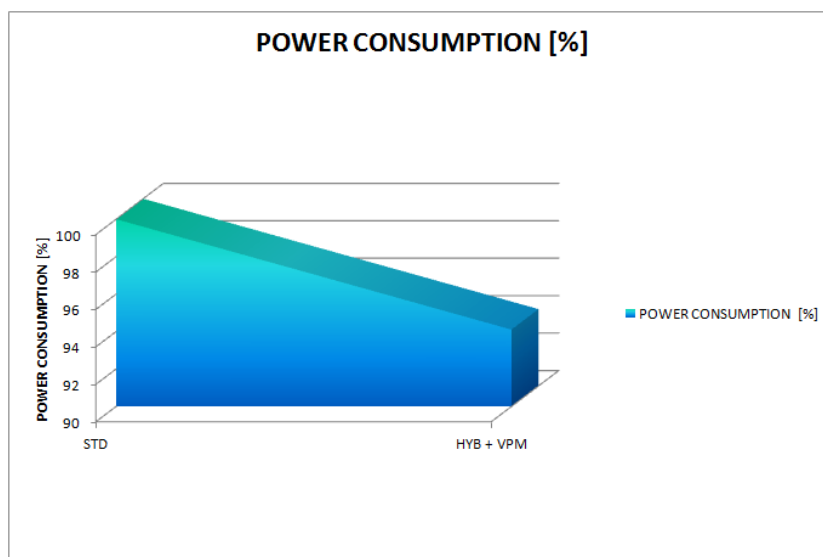


Figura 11.45. Confronti tra le potenze dissipate: HYB+VPM vs STD

	TRANSPORT			IDLE	WORK LO				WORK HI		
TIME range	0-5	5-10	10-25	25-45	45-60	60-62.5	62.5-65	65-70	70-77.5	77.5-85	85-100
PUMP MARGIN	15.18181818	16.95454545	15.18181818	12.8	12.8	15.18181818	23.45454545	22.57	23.45454545	15.18181818	12.8
FLOW RATE MIN	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5

Figura 11.46. Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie: HYB+VPM

Anche in questo caso si riporta in figura 11.47 il confronto tra le potenze medie dissipate per ogni fase di lavoro del ciclo di carico in esame.

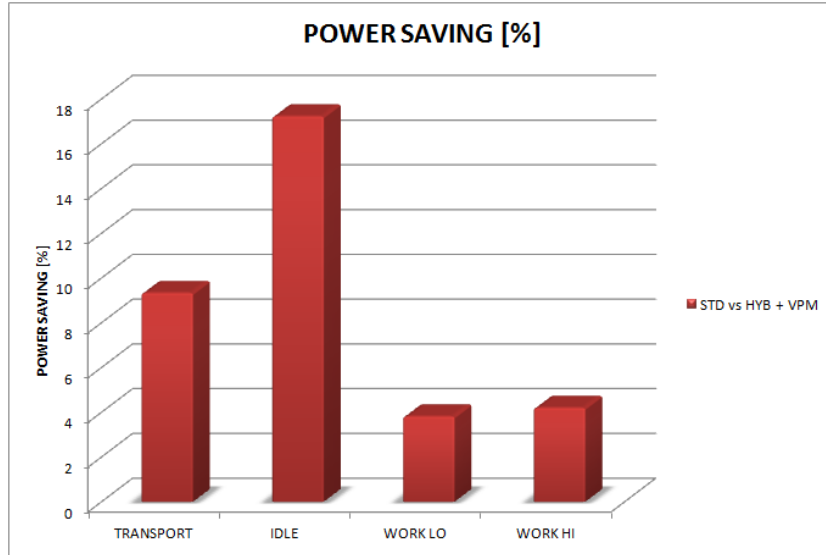


Figura 11.47. Confronti tra le potenze dissipate durante le fasi di lavoro HYB+VPM vs STD

Viene riportato in figura 11.48 l'andamento della pressione di Pump Margin per le differenti soluzioni Energy Saving adottate.

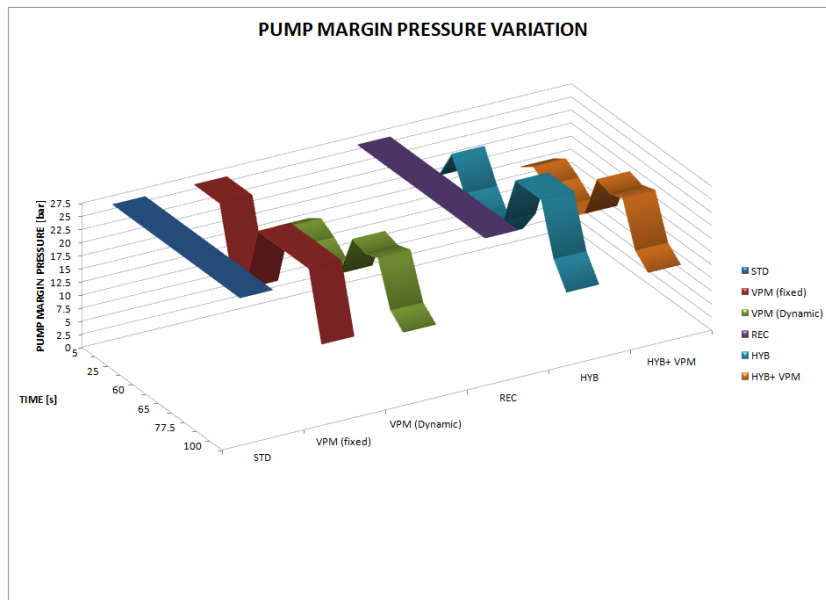


Figura 11.48. Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo

### 11.7.3 Risultati: Hybrid Priority & Remotes Electronically Compensated

In questa sezione si analizza il confronto energetico ottenuto mediante l'utilizzo combinato delle strategie di controllo con valvola di priorità ibrida (HYB) e distributori ausiliari eletto-compensati. L'unione di queste due strategie di controllo permette di avere due gradi di flessibilità aggiuntivi per il sistema idraulico: la regolazione dei livelli intermedi di pressione durante le fasi di lavoro del ciclo di carico è completamente affidata alla valvola di priorità ibrida che posizionerà le sue due spole in modo da garantire il corretto apporto di pressione e portata per le utenze; per la gestione ottimizzata delle utenze ausiliarie, si sfrutterà invece la strategia REC per il riposizionamento in modo elettronico della spola principale dei distributori. In figura 11.49 è riportato il confronto tra la potenza dissipata dal circuito standard e quella dissipata dal nuovo layout concettuale: è facilmente visibile come la combinazione delle due strategie di controllo apporti un miglioramento dell'efficienza del sistema dell'ordine del 3%, prevalentemente dovuto alla modifica dei livelli di pressione intermedia generati dalla valvola di priorità ibrida e riportati nelle figure 11.50 e 11.52.

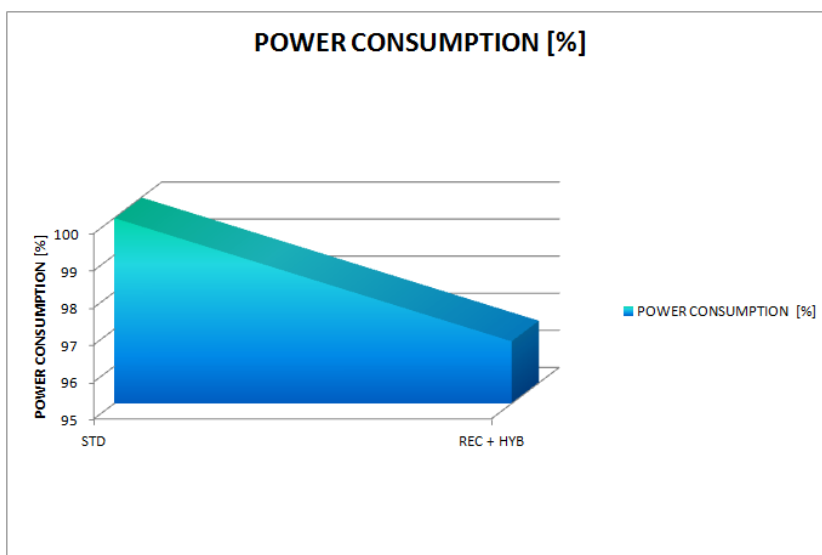


Figura 11.49. Confronti tra le potenze dissipate: HYB+REC vs STD

TIME	TRANSPORT			IDLE	WORK LO					WORK HI	
	0-5	5-10	10-25		25-45	45-60	60-62.5	62.5-65	65-70	70-77.5	77.5-85
PUMP MARGIN	17.4	17.4	17.4	12.8	12.8	17.4	27	27	27	17.4	12.8
FLOW RATE MIN	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5

Figura 11.50. Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie: HYB+REC

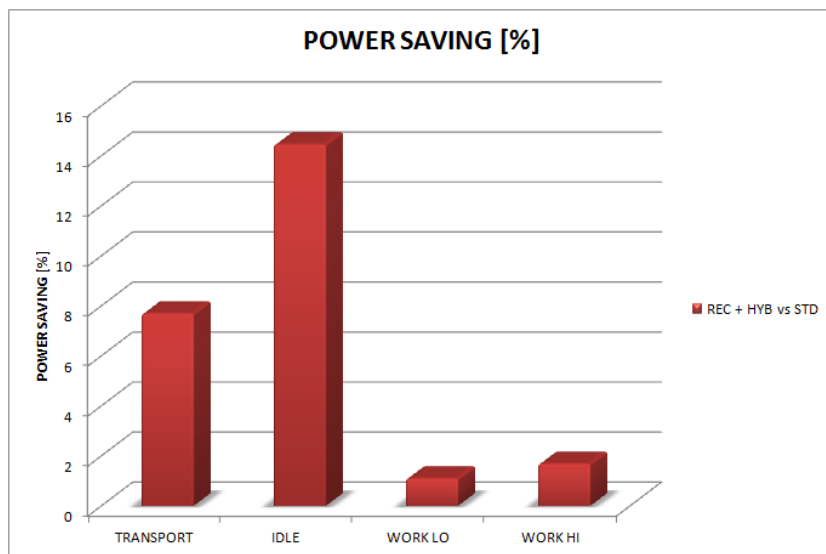


Figura 11.51. Confronti tra le potenze dissipate durante le fasi di lavoro HYB+REC vs STD

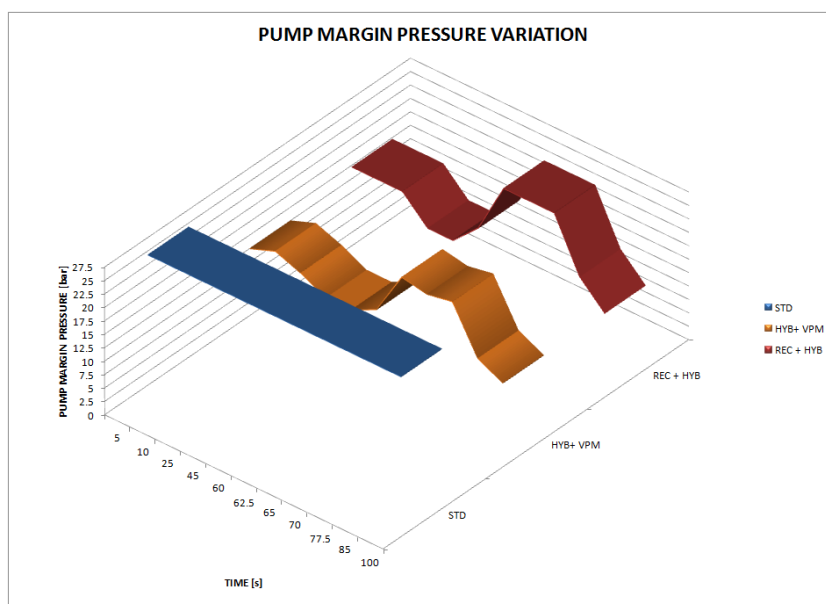


Figura 11.52. Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo

### 11.7.4 Risultati: Hybrid Priority - Variable Pump Margin - Remotes Electronically Compensated

Nei paragrafi precedenti sono state analizzate tutte le strategie di controllo sviluppate durante questo lavoro di Dottorato di ricerca, e dalla loro unione, tale da massimizzare il risparmio energetico a bordo veicolo, si è arrivati alla configurazione finale del sistema idraulico identificato tramite l'interazione tra la promettente strategia con Variable Pump Margin dinamico, l'utilizzo di una valvola di priorità ibrida e la strategia con controllo elettronico dei distributori ausiliari. Tale sistema, denominato REC+HYB+VPM, unisce i vantaggi energetici di una regolazione della pressione differenziale tra carico e pompa dinamica alla flessibilità ed alla robustezza dei gradi di libertà aggiuntivi garantiti dalle strategie REC e HYB. In figura 11.53 si riporta il confronto tra le potenze dissipate tra il sistema standard (STD) e la soluzione circuitale qui proposta.

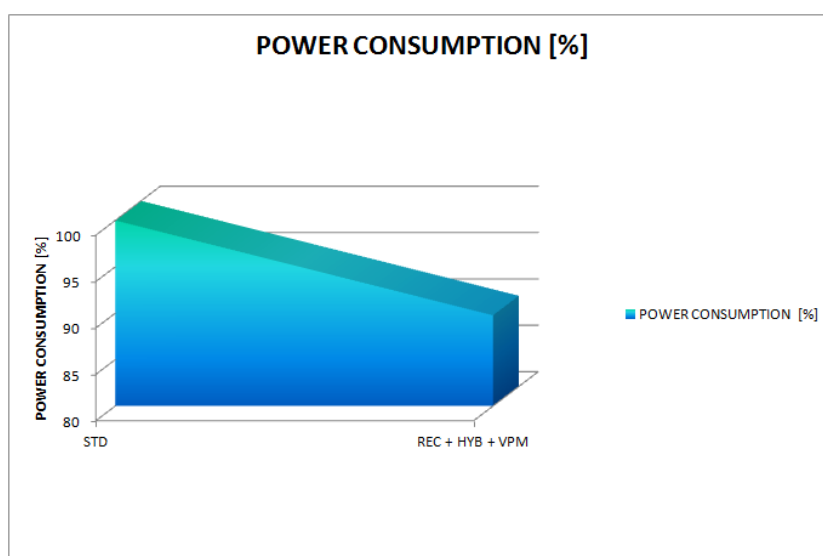


Figura 11.53. Confronti tra le potenze dissipate: REC+HYB+VPM vs STD

Poichè l'unione di più strategie di controllo porta ad una radicale modifica dei livelli di pressione alla quale si può erogare la portata necessaria alle utenze, in figura 11.54 si riporta la tabella con i minimi livelli di pressione ottenibili dalla configurazione combinata qui esaminata.

TIME	TRANSPORT				IDLE	WORK LO				WORK HI	
	0-5	5-10	10-25	25-45		45-60	60-62.5	62.5-65	65-70	70-77.5	77.5-85
PUMP MARGIN	12.8	14	12.8	10	10	12.8	14	14	14	12.8	10
FLOW RATE MIN	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5

Figura 11.54. Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo: HYB+REC+VPM

Il risparmio energetico ottenibile, grazie all'unione di tutte le strategie di controllo, si attesta intorno al 10.2% per il particolare ciclo di carico preso come riferimento. Un risparmio energetico di tale entità, porterebbe a giustificare un investimento da parte dell'azienda costruttrice della trattoria agricola, per la realizzazione di un prototipo fisico (e non virtuale) sia della centralina di controllo (ECU) che di una valvola di priorità ibrida: questa soluzione è quindi la migliore candidata per ridurre le dissipazioni energetiche a bordo veicolo. Per completezza, si riporta nella

figura 11.55 il confronto tra le potenze dissipate durante le quattro fasi di lavoro imposte dal ciclo di carico.

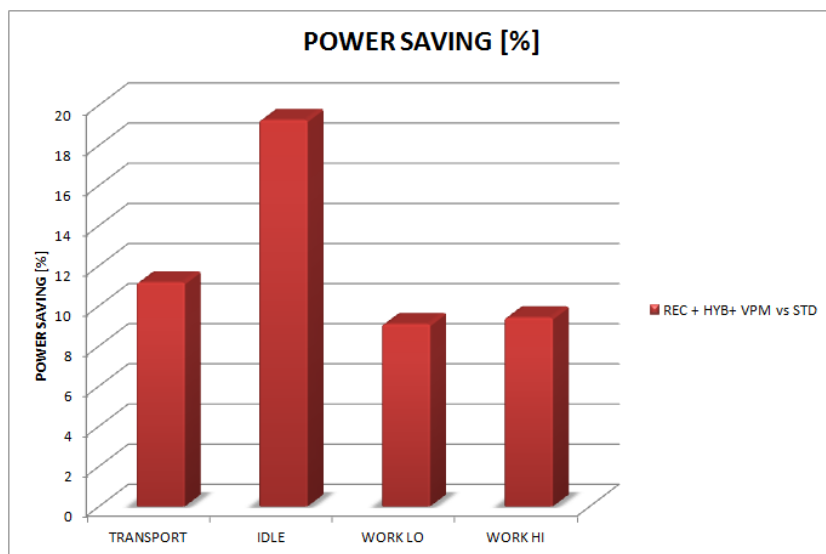


Figura 11.55. Confronti tra le potenze dissipate durante le fasi di lavoro REC+HYB+VPM vs STD

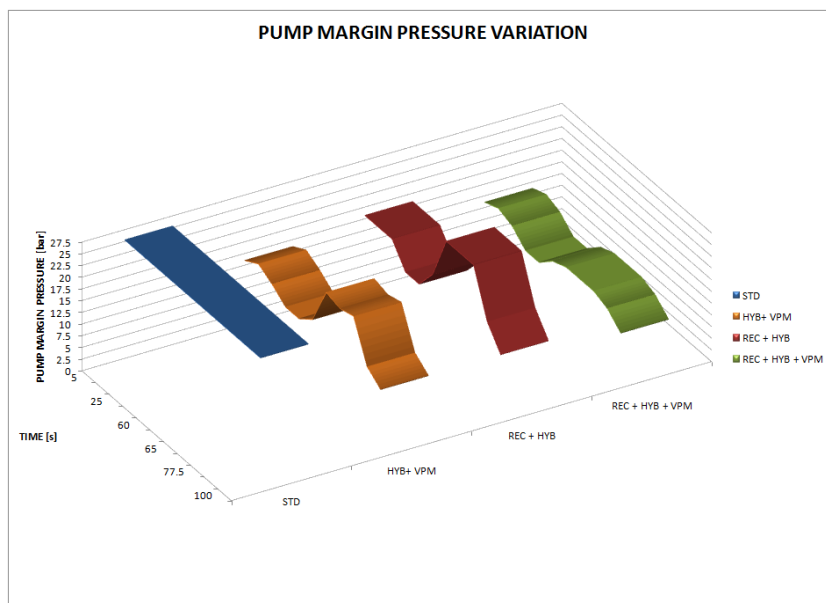


Figura 11.56. Livelli di pressione modificati mediante l'utilizzo delle strategie di controllo

### 11.8 Risultati: Comparazione

In questa ultima sezione si riportano i dati relativi alle potenze, energia ed ai livelli di pressione di Pump Margin relative a tutte le strategie di controllo esaminate. In figura 11.57 è riportato il confronto tra le potenze dissipate dai sistemi considerati, a meno delle soluzioni alternative con pompa di carica a cilindrata variabile, che risultano esenti dal controllo elettronico dell'ECU qui riportato.

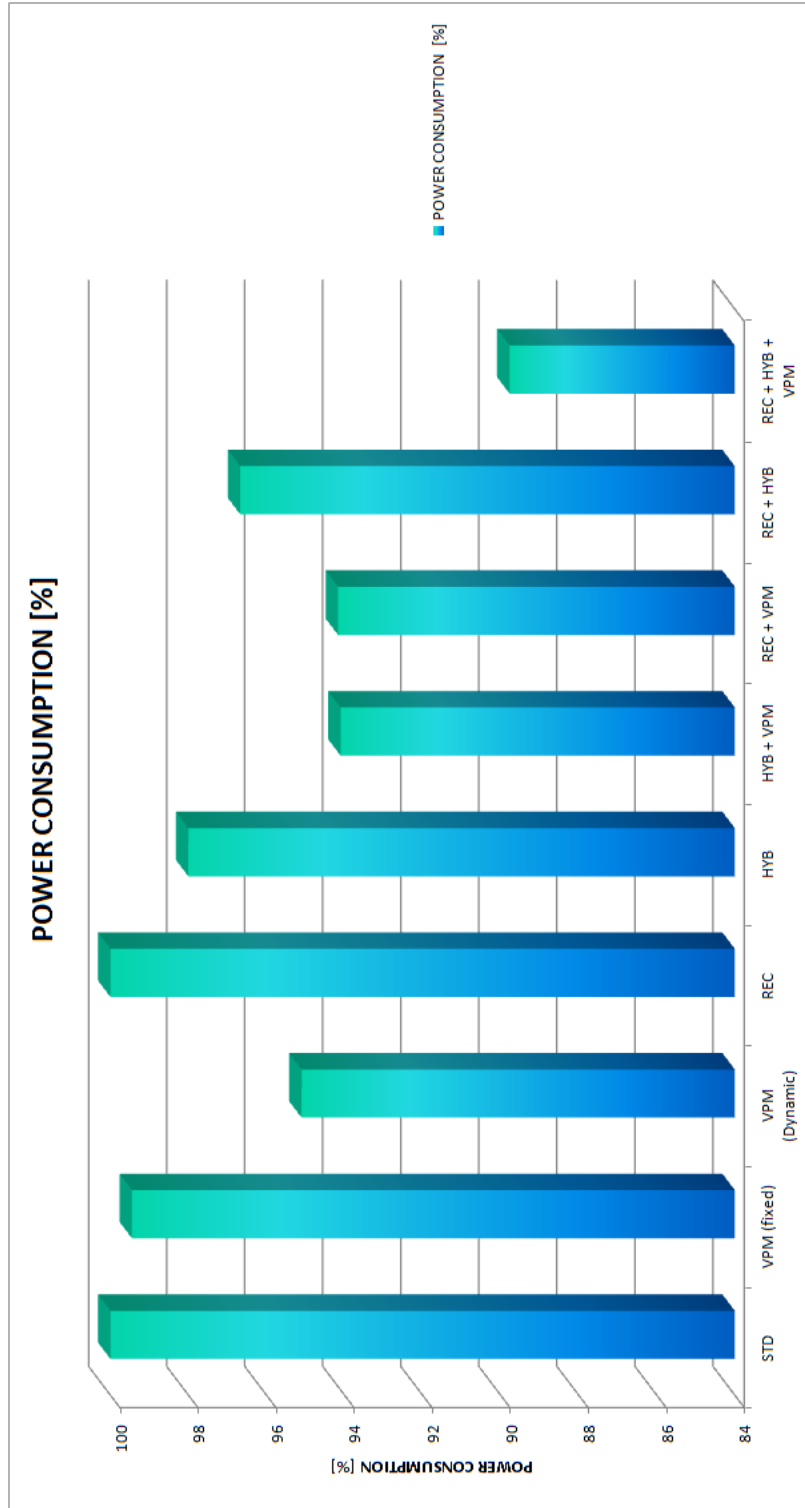


Figura 11.57. Potenza dissipata dalle strategie di controllo elettroniche esaminate

Nella figura 11.58 vengono riportati i risparmi di potenza, equivalenti a quelli energetici, ottenibili mediante l'attuazione delle strategie di controllo qui esaminate.

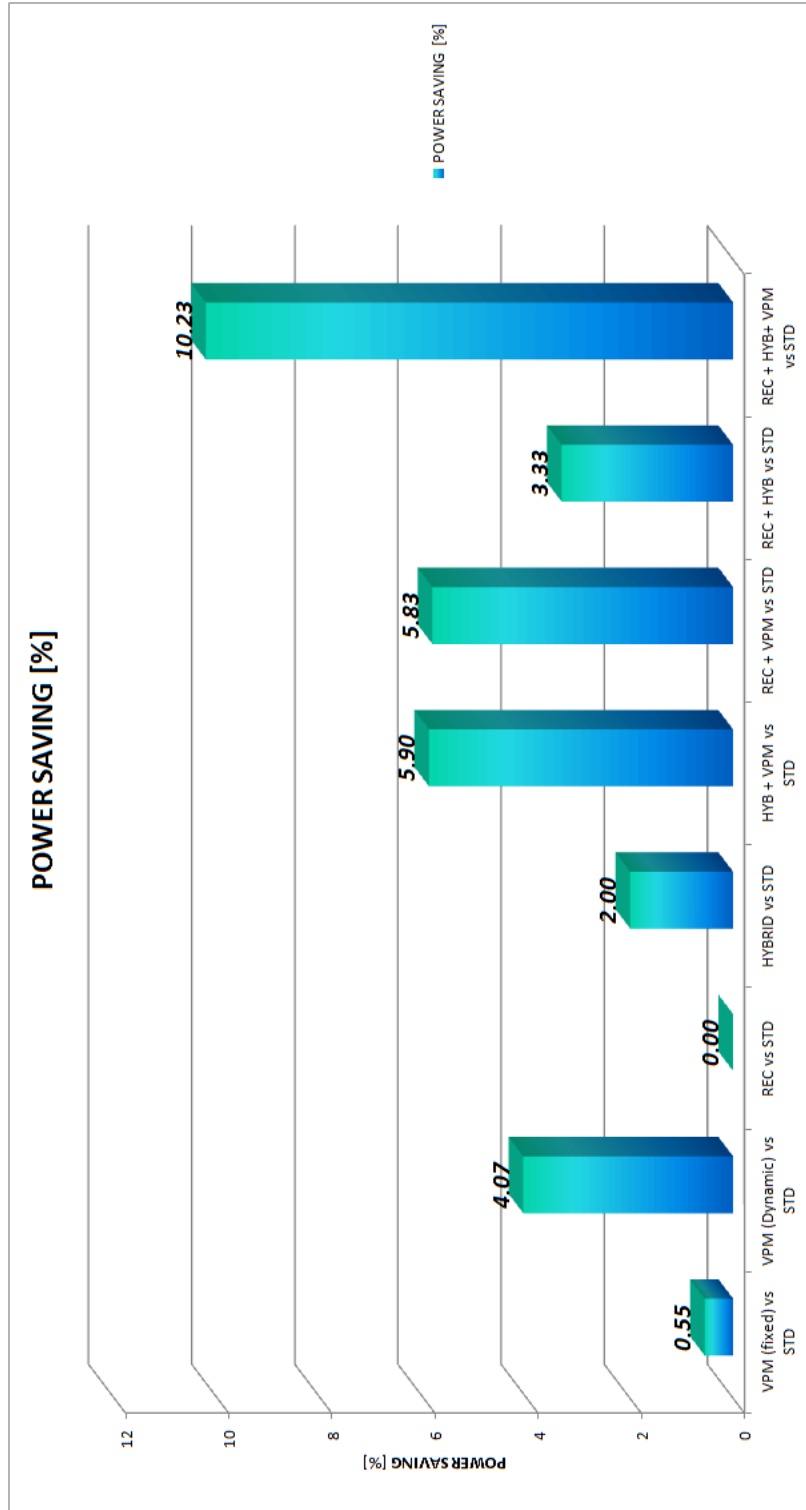


Figura 11.58. Potenza risparmiata dalle strategie di controllo elettroniche esaminate

Infine, per completare la trattazione e l'analisi finora eseguita, nella figura 11.59 vengono riportati i risparmi di potenza, e quindi energetici, ottenibili mediante l'attuazione delle strategie di controllo qui esaminate durante le quattro fasi di lavoro che compongono il ciclo di carico generale preso come riferimento.

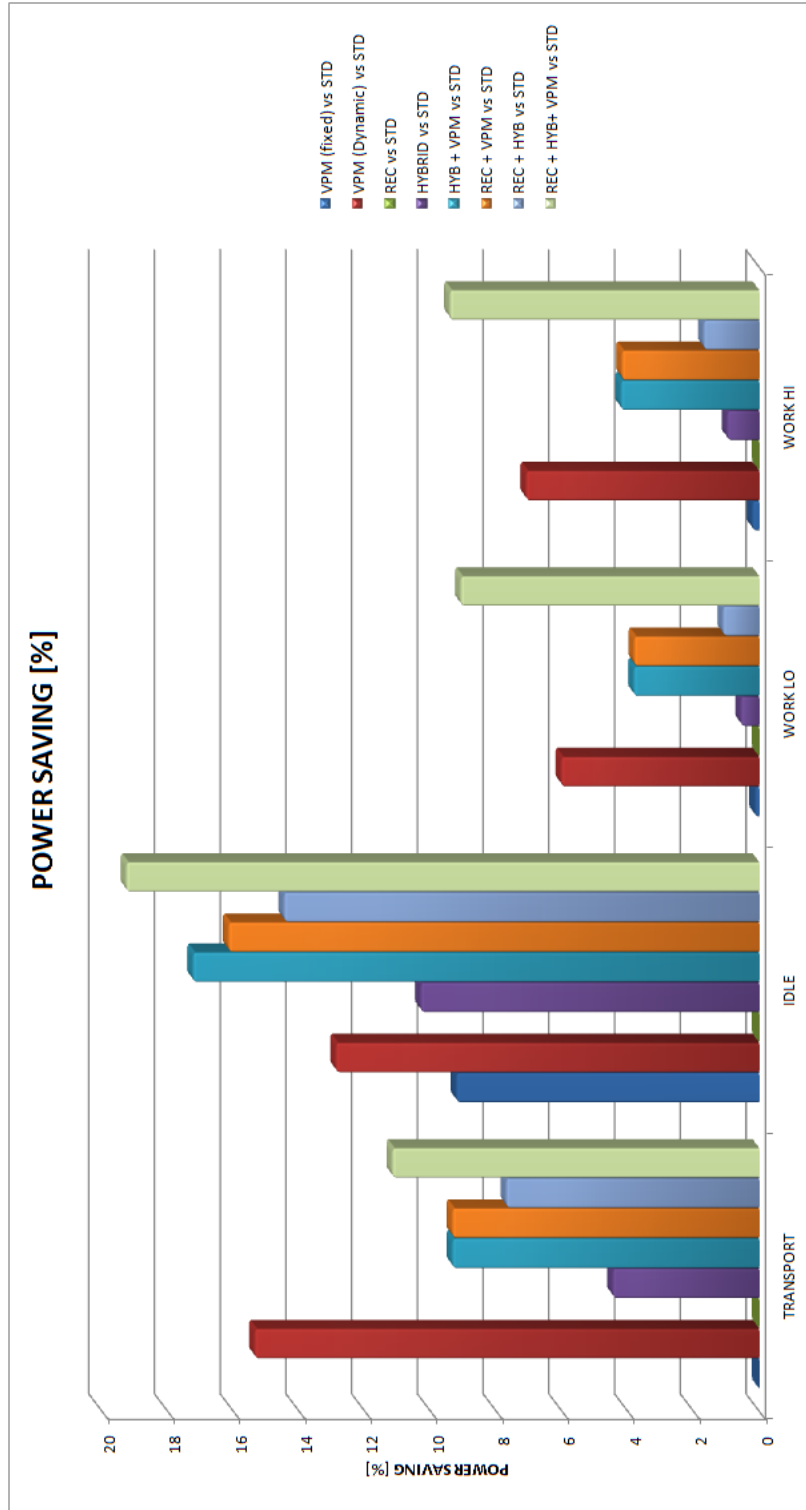


Figura 11.59. Potenza risparmiata dalle strategie di controllo per le fasi di lavoro

## Capitolo 12

# Conclusioni e Sviluppi futuri

Durante l'attività di ricerca svolta nell'ambito di questo Dottorato, si è esaminata a fondo la tematica relativa al risparmio energetico relativo alla trattrice agricola, percorrendo differenti metodologie di indagine su una moltitudine di elementi caratterizzanti il circuito idraulico di una trattrice agricola presa come riferimento. Come ormai noto, le stringenti normative imposte per la tutela ambientale riguardanti l'abbattimento delle emissioni inquinanti per tutti i mezzi del settore off-road, ed agricolo in questo particolare caso, entrate in vigore agli inizi di questo anno, hanno reso necessaria una approfondita analisi dei consumi energetici di queste macchine così complesse. Da una stretta collaborazione tra l'Università degli studi di Modena e Reggio Emilia e la casa costruttrice di mezzi agricoli e da lavoro CNH industrial, si è scelta una macchina di riferimento sulla quale eseguire una approfondita indagine energetica con la finalità di caratterizzare l'intero circuito di alta pressione della macchina, individuandone le problematiche e le criticità e proponendo, infine, delle possibili soluzioni alternative, sia a livello di layout circuitale che di singoli componenti, in modo da massimizzare l'Energy Saving a bordo veicolo.

Si è deciso di analizzare il circuito idraulico della macchina, ed in particolare quello di alta pressione, poichè, gli organi idraulici presenti all'interno del circuito (pompe, valvole di regolazione della pressione e della portata e componenti ausiliari) sono in diretto collegamento con il motore endotermico che rappresenta il primo indiziato per l'eccessiva emissione in atmosfera di agenti inquinanti quali  $CO_2$  ed  $NO_x$ .

Agendo quindi sui componenti idraulici che generano o utilizzano potenza idraulica, ed ottimizzando il loro funzionamento a bordo veicolo, è stato possibile creare delle soluzioni circuitali alternative che apportassero dei miglioramenti tangibili riguardo la potenza dissipata dal circuito in fase di lavoro.

Identificato il modello di trattrice agricola di riferimento, noto come New Holland T7.220, si è passati alla fase di analisi vera e propria riguardante lo studio dell'intero circuito idraulico di alta pressione, suddividendolo (per comodità di indagine) in cinque macro-blocchi principali, brevemente riportati qui nel seguito:

- **Blocco 0** (Generazione) include l'intero set di pompe e dispositivi associati, utili a generare e controllare la potenza fornita in termini idraulici di portata e pressione. Il motore a combustione interna provvede a fornire la potenza meccanica necessaria a trascinare le pompe.
- **Blocco 1** (Prioritaria) include tre differenti funzioni: una relativa alla gestione del blocco idroguida, una relativa alla gestione della valvola freno rimorchio (non riportata qui per brevità) e l'ultima relativa alle operazioni delle implementazioni di potenza (sollevatore idraulico e distributori ausiliari).

- **Blocco 2** (Idroguida) include l'idroguida convenzionale agente sull'assale anteriore.
- **Blocco 3** (Trasmissione) include la maggior parte delle valvole e degli altri componenti necessari al funzionamento del cambio, sia per le operazioni di cambio che per la lubrificazione.
- **Blocco 4** (Ausiliari) include componenti necessari alla lubrificazione e alle operazioni relative all'innesto/disinnesto del superriduttore, del blocco differenziale, del 4WD (qualora sia prevista) e della PTO (Presa di Potenza).

Una delle parti chiave del circuito idraulico è rappresentata dal blocco di generazione, ovvero dal gruppo di alimentazione e sovralimentazione della trattrice agricola, ed in particolare dalla pompa a pistoni assiali a cilindrata variabile. Questa particolare macchina volumetrica identifica il cuore dell'intera trattrice agricola, garantendo il giusto livello di portata e pressione per tutte le utenze collegate alla stessa per mezzo di svariati controlli, quali i compensatori locali di pressione e portata. Data l'influenza e l'interesse che l'elettronica sta suscitando in questi anni, specialmente ed insistentemente anche nel mondo idraulico, si è deciso di effettuare un'analisi sulla dinamica di questa tipologia di macchine, a fronte di variazioni delle condizioni operative e/o dei cicli di carico, in modo da ricercare ed individuare la migliore tipologia di macchina utilizzabile in combinazione con le nuove soluzioni elettroniche disponibili (e non) oggi sul mercato.

All'interno del circuito idraulico della trattrice agricola è presente una pompa a pistoni assiali, appartenente alla famiglia di macchine A10V della casa BOSCH, che prevede un meccanismo di variazione della cilindrata con singolo attuatore di controllo e ritorno a molla. Da una approfondita indagine bibliografica si è deciso di analizzare due tipologie di macchine a pistoni assiali della stessa casa BOSCH, che differiscono tra loro proprio per il meccanismo di variazione della cilindrata al fine di scegliere la migliore tipologia di macchina adattabile alle soluzioni elettroniche.

La prima tipologia scelta è analoga alla pompa standard di corrente produzione, basata sul singolo attuatore di controllo e ritorno a molla, mentre la seconda è basata su un meccanismo di variazione della cilindrata con doppio attuatore di controllo più molla di riposizionamento.

Da questa analisi preliminare si è creato un modello lineare delle due tipologie di pompe a pistoni assiali equipaggiate con compensatore di pressione che ha permesso di analizzarne la dinamica, a fronte di variazione delle condizioni operative, ed ha portato inoltre alla proposta di una rosa di parametri di progettazione per l'ottimizzazione dei tempi di risposta caratteristici per queste tipologie di macchine.

Il modello matematico realizzato ha fornito non solo delle valide indicazioni di base, utili per la scelta ottimale della tipologia di macchina da utilizzare in abbinamento a delle soluzioni elettroniche, ma ha reso disponibile un'ottima base di partenza per lo sviluppo di un secondo modello: questo, assai più raffinato del primo, si basa sulla modellazione delle macchine volumetriche mediante un software a parametri concentrati.

In questo modo è stato possibile contemplare anche gli effetti dinamici introdotti da un compensatore locale di portata a bordo delle pompe, cosa nettamente più complessa e di difficile realizzazione nel campo dell'analisi lineare. Comparando quindi i dati ottenuti dalle simulazioni eseguite in ambiente LMS AMESim<sup>®</sup>, con i dati dichiarati a catalogo dalla casa costruttrice delle macchine volumetriche a pistoni, e previa generazione di una apposita libreria, creata ad-hoc durante questa attività di ricerca, è stato possibile scegliere la migliore configurazione di macchina a pistoni assiali adatta per l'implementazione dei controlli elettronici.

La scelta finale è ricaduta sulla macchina a pistoni assiali dotata di doppio attuatore di controllo e molla di riposizionamento, appartenente alla famiglia BOSCH A10VSO, in grado di avere degli ottimi tempi di assestamento e di risposta, a fronte di variazioni di carico gravose per il sistema, e rendendola di conseguenza la migliore candidata per l'implementazione dell'elettronica per il controllo della cilindrata.

Tenendo presente l'obiettivo di questo lavoro di ricerca, e data la complessità dell'intero circuito idraulico, si ha l'esigenza di analizzare a fondo anche gli altri macro-blocchi fondamentali: ci si può facilmente rendere conto che le problematiche relative all'Energy Saving a bordo veicolo risultano molteplici, ed a volte in stretta correlazione tra di loro nonostante agiscano in differenti parti del circuito idraulico stesso.

Si è deciso pertanto di proseguire con la metodologia di indagine basata sulla modellazione idraulica su software a parametri concentrati, realizzando un modello di tutto il circuito idraulico di alta pressione della trattrice agricola. Anche in questo caso sono state create delle apposite librerie, a differenti livelli di dettaglio di modellazione, per ogni tipologia di componenti presenti all'interno del circuito, in modo da realizzare la prima configurazione di layout idraulico da prendere come riferimento, e che rappresentasse la soluzione standard attualmente in produzione e commercio. La creazione e lo studio del circuito idraulico standard ha richiesto una gran parte del tempo e delle risorse impiegate durante questo dottorato di ricerca, ma ha portato alla creazione di un modello idraulico in grado di fornire utili indicazioni sui livelli di pressione, portata, potenze ed energia, presenti in tutte le parti del complesso circuito idraulico costituito da molteplici componenti tra loro interconnessi e qui nel seguito brevemente elencati:

- **Filtro principale**
- **Gruppo di sovralimentazione:**
  - Pompa di carica
  - Cooler e scambiatore di calore
- **Gruppo di alimentazione:**
  - Pompa a pistoni assiali: gruppo rotante
  - Pompa a pistoni assiali: meccanismo di variazione della cilindrata
  - Pompa a pistoni assiali: compensatori locali di pressione e portata
- **Valvola di priorità**
- **UtENZE:**
  - Idroguida
  - Valvola freno rimorchio (Trailer)
  - UtENZE ausiliarie: distributori remoti

I modelli precedentemente elencati, costituiscono, come detto, il complesso circuito idraulico standard della trattrice agricola: per ognuno di essi sono disponibili differenti sottomodelli a diversi livelli di dettaglio a seconda dell'analisi energetica richiesta.

Si è così creata una intera libreria di componenti in ambiente LMS AMESim<sup>®</sup>, che può essere utilizzata per la generazione di modelli idraulici per macchine motrici agricole di differenti famiglie e taglie: questo è reso possibile sfruttando il concetto di parametrizzazione dei componenti che lo stesso software è in grado di offrire.

Dallo studio del circuito idraulico standard, si sono individuate le problematiche legate ad un risparmio energetico a bordo veicolo, ed è stato quindi possibile progettare differenti soluzioni alternative al layout di partenza, che permettessero di incrementare le performances energetiche dell'intero sistema e/o dei componenti più dissipativi dell'intero circuito idraulico.

Oltre allo studio dettagliato dei componenti fondamentali del sistema, per ottenere dei confronti energetici abbastanza realistici, si è reso necessario realizzare un ciclo di carico che tenesse conto di tutte le fasi di lavoro che generalmente si realizzano durante il ciclo di vita medio di una trattoria agricola. Differentemente da quanto accade nel settore automotive e automobilistico, dove esistono dei cicli di carico standard per valutare le prestazioni dei veicoli, in campo agricolo e off-road non si dispone di alcuno standard data la vastità di attrezzi e lavorazioni che si realizzano per questa tipologia di macchine. Grazie alla grande esperienza, ed ai dati raccolti sul campo e resi disponibili dell'azienda CNH Industrial, si è realizzato un ciclo di carico generico che fosse in grado di contemplare tutte le interazioni delle utenze principali presenti a bordo veicolo.

Una volta realizzato il modello idraulico del sistema standard, e assegnato il ciclo di carico, si è notato che le maggiori dissipazioni energetiche sono prodotte da una gestione non ottimizzata dei livelli di pressione e/o portata in uscita dal gruppo di alimentazione, o da eccessive cadute di pressione riscontrabili nell'attraversamento delle valvole di controllo e comando della portata.

Per rendere allora il sistema complessivo il meno dissipativo possibile, e quindi realizzare l'obiettivo di questo lavoro, sono state sviluppate delle apposite strategie di controllo basate sull'utilizzo di una centralina di controllo (ECU) e di alcuni sensori di pressione, in grado di ottimizzare sia i componenti circuitali specifici, sia l'intero circuito stesso.

A partire dal gruppo di sovralimentazione della trattoria, si è pensato di limitare la portata in eccesso erogata dalla pompa di carica, rendendo quest'ultima una macchina a cilindrata variabile con controllo di pressione integrato, ottenendo un risparmio energetico pari a circa il 28%, senza modificare il layout idraulico o l'housing dello stesso gruppo di alimentazione.

Questa soluzione, risulta molto vantaggiosa dal punto di vista energetico, ed inoltre consente di contenere i costi legati all'investimento di un cambio di componente su veicolo.

Sempre osservando con attenzione il gruppo di alimentazione, ci si è accorti che il sistema idraulico, in alcune condizioni di funzionamento, richiede una portata di fluido di lavoro maggiore rispetto al caso standard. Questo porta inevitabilmente la pompa principale a lavorare in condizioni operative vicine alla saturazione.

Si è allora realizzata una configurazione circuitale con pompe a cilindrata variabile maggiorate del 30%, dove il controllo della cilindrata della pompa a pistoncini assiali è affidato ad una elettrovalvola in grado di creare un fine-corsa idraulico. Con questa soluzione è possibile infatti mantenere dei livelli di portata elevati, qualora richiesti dalle utenze, sfruttando la cilindrata massima delle pompe modificate, ma, funzionalità assai più notevole, questa tipologia di controllo, prevede di poter erogare la stessa portata di fluido operativo richiesto, ad un numero di giri motore più basso, rendendo quindi disponibile una regolazione aggiuntiva per il motore endotermico, che quindi può operare in condizioni più favorevoli, abbattendo le emissioni inquinanti.

Una ulteriore soluzione circuitale alternativa, dimostratasi tra le più promettenti, è stata sviluppata grazie ad un attento studio delle fasi di lavoro del ciclo di carico, precedentemente introdotto, in particolare ponendo una grande attenzione sulla gestione delle pressioni e delle portate da destinare alle utenze durante le stesse fasi.

Generalmente, durante le normali operazioni di lavoro e routine, che una qualsiasi macchina dotata di un sistema Load Sensing svolge, la pompa si trova a lavorare ad un livello di pressione superiore a quello richiesto dall'utenza. Questa differenza, detta Pump Margin, comporta delle perdite energetiche a volte anche consistenti. La sua composizione è generalmente imputabile a due componenti fondamentali: differenza di pressione dovuta all'attraversamento della valvola di priorità e differenza di pressione dovuta all'attraversamento dei distributori ausiliari.

Si è realizzata pertanto una strategia di controllo che gestisse la variazione totale del Pump Margin, in modo da minimizzare le perdite energetiche in qualsiasi fase di lavoro. Questa strategia di controllo, denominata Variable Pump Margin (VPM), sfrutta una variazione della pressione dinamica tra carico e pompa a seconda dell'entità di portata richiesta dalle stesse utenze controllata

da un'elettrovalvola gestita da una apposita ECU. Riducendo opportunamente il battente di pressione per tutte quelle condizioni di carico che non lo richiedano, si può ottimizzare la gestione dei livelli di portata e pressione ottenendo un risparmio energetico di circa il 18% rispetto alla versione standard, considerando un ciclo di carico generale e che preveda l'utilizzo in contemporanea di più utenze.

Analizzando i risultati ottenuti tramite l'impiego di questa strategia di controllo, si sono riscontrati tuttavia alcuni problemi di gestione delle portate in gioco: riducendo troppo il battente di pressione (Pump Margin) si raggiungono delle condizioni tali per cui la portata erogata dalla pompa risulta inferiore a quella richiesta effettivamente dalle utenze. Questo può essere causato da una strategia di controllo che opera in anello aperto e che quindi non risulta abbastanza accurata.

Da ulteriori analisi, si è poi notato che uno dei maggiori problemi sul controllo della strategia di Variable Pump Margin è dovuto proprio alla valvola di priorità (che definisce una quota parte del Pump Margin) che ha il compito di dividere le tre utenze principali (sterzo freno rimorchio e distributori ausiliari) per range operativi di pressione e di sicurezza. Questa valvola infatti lavora correttamente per livelli di pressione stabiliti a priori dalla taratura delle molle delle sue due spole di lavoro. Per ovviare al problema appena esposto, si è realizzato il modello idraulico *virtuale* di una valvola di priorità ibrida, dove il controllo delle spole viene gestito da una apposita centralina di controllo in modo del tutto elettronico. Si è sfruttato il principio operativo dell'elettrovalvola impiegata per la regolazione del Variable Pump Margin (compensatore elettro-idraulico di portata) per entrambe le spole della valvola di priorità. Rendendo variabili i margini di pressione massimi e minimi imponibili, è possibile generare una corretta erogazione della portata e della pressione verso le utenze, senza andare in alcun modo ad influenzare i livelli di sicurezza del sistema.

Dato che lo studio di questa particolare soluzione progettuale è ancora in fase di sviluppo, ed i dati a disposizione sono stati ottenuti solo mediante *simulazione*, si è ricorsi ad una metodologia di indagine ed analisi basata su condizioni stazionarie di lavoro. Non contemplando molti degli effetti dinamici del sistema idraulico, quali trafile e linee dedicate alla lubrificazione, il che equivale a generare un ciclo di carico nettamente più semplice e meno dettagliato del ciclo di carico generale finora utilizzato, i conseguenti risparmi energetici calcolati, ottenuti e qui riportati, sono da considerarsi come delle linee guida per i passi successivi di sviluppo e progettazione.

Adottando quindi la metodologia di progettazione stazionaria, e creando un apposito foglio di calcolo, si è dimostrato che l'utilizzo della sola valvola di priorità ibrida apporta un beneficio energetico di circa il 2%, abbastanza contenuto, ma ha il vantaggio di introdurre una funzionalità di flessibilità sul controllo del sistema idraulico complessivo, che si rivelerà poi un grande pregio quando si abbineranno differenti strategie tra loro.

Poiché il Pump Margin è definito anche come un differenziale di pressione dovuto all'attraversamento dei distributori ausiliari, si è cercato di migliorare le prestazioni di questi componenti, andando ad eliminare il componente più dissipativo al loro interno, identificato dal compensatore locale di pressione. Utilizzando tuttavia una soluzione elettronica (REC) per la gestione della spola principale dei distributori, dopo l'eliminazione del compensatore e la completa mappatura della centralina, si è notato che dal punto di vista energetico tale strategia di controllo non apportava alcun beneficio (Energy Saving circa pari allo 0.5%), ma introduceva un grado di flessibilità aggiuntivo al circuito idraulico complessivo.

Esaminate tutte le soluzioni alternative separatamente, operanti a livello di macro-blocchi del circuito idraulico, si è deciso di combinare tra loro alcune di queste, al fine di aumentare al massimo il risparmio energetico ottenibile. Sfruttando allora la soluzione basata sul Pump Margin Variabile dinamico, ed abbinandolo alle due strategie dotate di valvola di priorità ibrida e/o con distributori elettro-compensati, si è in grado di raggiungere livelli di risparmio energetico dell'ordine del 6% per entrambe le strategie REC+VPM e HYB+VPM.

Volendo tuttavia raggiungere il massimo Energy Saving ottenibile, si è creata una strategia di controllo che prevede l'abbinamento di tutte le strategie di controllo proposte (VPM+REC+HYB):

si ottiene così un risparmio energetico dell'ordine del 10.2%, introducendo inoltre i due gradi di flessibilità e robustezza garantiti dalle soluzioni HYB e REC.

In questo lavoro di Dottorato si è creato un modello a parametri concentrati di una trattrice agricola di riferimento, ne è stato studiato a fondo il circuito idraulico di alta pressione e se ne sono individuate le criticità, sia a livello di componenti che a livello circuitale. Suddiviso l'intero circuito in sottosezioni, si è ricercata la migliore tipologia di macchina volumetrica a pistoni assiali per la generazione della potenza idraulica che meglio si adattasse all'utilizzo dell'elettronica a bordo veicolo. Per ogni criticità riscontrata si sono proposte delle valide alternative, fino allo sviluppo di varie strategie di controllo che potessero massimizzare l'Energy Saving a bordo veicolo, mediante l'utilizzo di componenti idraulici gestiti dall'elettronica. Le soluzioni più promettenti individuate sono state:

- l'utilizzo di una pompa di carica a cilindrata variabile, che ha portato l'azienda costruttrice CNH Industrial ad utilizzare tale strategia come prodotto di serie sui suoi modelli di gamma medio alta. Questa soluzione, prevede l'utilizzo di una pompa di carica a palette con compensatore di pressione che alimenta la pompa a pistoni assiali.
- Variable Pump Margin, o variazione dinamica del battente di pressione tra carico e pompa (VPM)
- Valvola di priorità ibrida (HYB)
- Distributori Ausiliari elettro-compensati (REC)
- Abbinamento delle tre strategie di controllo

La strategia di controllo che permetterà in futuro il massimo Energy Saving disponibile su questa particolare tipologia di trattrice agricola, o su macchine affini, è garantito dalla strategia combinata VPM+REC+HYB, con un risparmio energetico pari al 10.2% rispetto alla soluzione standard. Nonostante il costo di investimento iniziale per l'implementazione di questa strategia sia ragionevolmente elevato, dovuto alla creazione di una apposita ECU e all'utilizzo di sensori di pressione in alcune sezioni del circuito idraulico, tale costo viene ben ammortizzato dai grandi benefici energetici che si traggono dalle nuove soluzioni Energy Saving qui proposte.

## 12.1 Sviluppi futuri

Il presente lavoro di ricerca ha fornito molti spunti, idee e soluzioni circuitali alternative, ritenute valide dalla stessa casa costruttrice CNH Industrial, tanto da programmare dall'inizio di questo anno, una vasta campagna di prove sperimentali a bordo veicolo per l'implementazione della prima strategia di controllo studiata, basata sul controllo della pressione differenziale tra carico e pompa (VPM). Si è infatti deciso di programmare una completa sensorizzazione della macchina scelta come riferimento, e implementare poi la strategia di controllo VPM dinamico, previa programmazione dell'apposita centralina di comando, al fine di valutare accuratamente in campo quanto presentato durante questa attività di ricerca. Parallelamente a questa attività, la stessa casa costruttrice, ha ritenuto fondamentale proseguire l'indagine dell'utilizzo di una valvola di priorità ibrida, in maniera tale da programmare per i prossimi mesi la realizzazione di un modello idraulico dettagliato su software, per poi arrivare alla generazione del prototipo fisico in collaborazione con l'azienda produttrice di tale valvola (SAFIM). Durante l'attività svolta nell'ambito di questo Dottorato di ricerca, sono stati molteplici gli spunti e le idee relative ad una ottimizzazione del circuito idraulico della trattoria agricola, alcune dei quali sono stati sviluppati ed analizzati in alcune Tesi di Laurea all'interno del Laboratorio di Idraulica del Veicolo dell'Università degli studi di Modena e Reggio Emilia. Una tra le tematiche di maggior interesse, e che porterà anch'essa alla realizzazione di un prototipo, è relativa ad una delle utenze principali della trattoria: l'idroguida. Si è infatti notato da alcune analisi investigative, come l'idroguida presente a bordo veicolo, presenti per certe condizioni di carico, una coppia di feedback sul volante relativamente bassa. Questo porta il conducente a non avere un ottimo feeling sterzo, rendendo instabile l'operazione di sterzata. La complessa interazione tra coppie e pressioni in gioco all'interno del sistema sterzante composto dall'idroguida, è stato ampiamente discusso e presentato in [53], ma a titolo informativo, la causa principale del problema è legata alla generazione della pressione di Load Sensing dell'utenza di sterzo, che per certe operazioni di lavoro risulta troppo elevata, portando il sistema complessivo a lavorare in condizioni non ottimali, riducendo la coppia che l'utente sente come reazione sul volante. Per ovviare a questo inconveniente, si è realizzato il modello idraulico dettagliato di tutta l'idroguida e del relativo circuito idraulico interessato da tale utenza, ed una volta analizzate a fondo le problematiche si è proposta la realizzazione di una valvola limitatrice di pressione differenziale che potesse regolare, o meglio *falsare* la lettura della pressione di Load Sensing sterzo in modo da migliorare il feeling sterzo ed abbattere, seppure in minima parte, le perdite energetiche a cavallo dell'utenza di sterzo e sulla valvola di priorità.

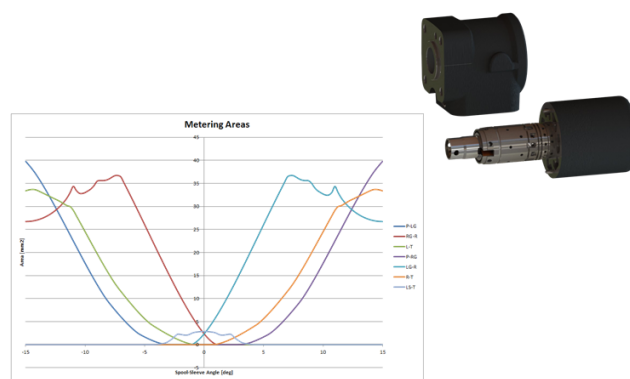


Figura 12.1. Aree di passaggio LSST - T dell'idroguida

In figura 12.1 viene mostrata, per completezza di trattazione, la scatola idroguida con le aree di passaggio interne tra il segnale di pressione di LS dello sterzo e lo scarico: sono proprio tali connessioni idrauliche a stabilire il corretto livello di coppia sentito dall'utente sul volante. Non potendo agire direttamente su tali connessioni, e volendo raggiungere una condizione di sterzata ottimale, che prevede di avere alte coppie ad alti angoli di rotazione del volante, ottenendo quindi un andamento della curva di feeling sterzo come quella rossa riportata in figura 12.2, si è deciso di falsare il livello della pressione di Sensing mediante l'utilizzo della valvola limitatrice differenziale, tutt'oggi in fase di sviluppo.

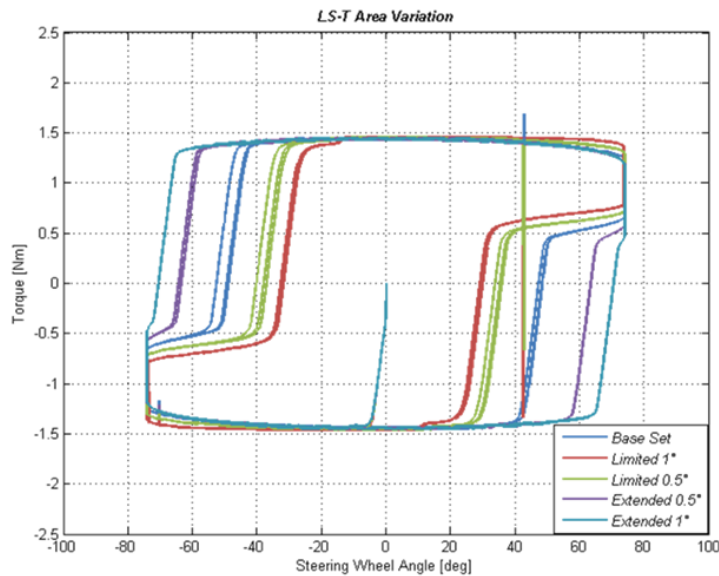


Figura 12.2. Curve di feeling sterzo dell'idroguida

Parallelamente a questa attività, all'interno del Laboratorio di idraulica del Veicolo dell'università degli studi di Modena e Reggio Emilia, si sta procedendo all'analisi a banco prova della strategia di controllo REC. Sul banco prova è già stato montato l'intero blocco dei distributori ausiliari presenti a bordo della trattoria agricola, e rimuovendo da una delle fette di lavoro il compensatore locale di pressione, si procederà in questi prossimi mesi alla realizzazione del controllo su base Open Source ARDUINO, in modo da realizzare delle prove sperimentali che confermino la bontà delle analisi effettuate durante questo lavoro di Dottorato.

## Appendice A

# Tabelle dei parametri per l'analisi lineare

Tabella A.1. Dati di progetto - BOSCH A10 VNO

Simbolo	Descrizione	Valore	Unità
$\alpha_{max}$	Angolo massimo del piatto inclinato	0.3141	rad
$\omega_{max}$	Velocità di rotazione massima	157.0796	$\frac{rad}{s}$
$P_{d0}$	Pressione di mandata di riferimento	15e+06	Pa
$\alpha_0$	Angolo piatto inclinato di riferimento	0.1570	rad
$\beta$	Bulk modulus fluido	1e+09	Pa
$\gamma$	Angolo di transizione della pressione (carry-over angle)	10	degree
$\rho$	Densità del fluido	850	$\frac{kg}{m^3}$
$D_b$	Diametro attuatore di bias	0	m
$A_b$	Area attuatore di bias	0	$m^2$
$k_b$	Rigidezza molla attuatore di bias	25000	$\frac{N}{m}$
$F_{0b}$	Precarico molla attuatore di bias	962.1127	N
$L_b$	Braccio applicazione forza attuatore di bias	0.089	m
$M_b$	Massa attuatore di bias	0	kg
$D_c$	Diametro attuatore di controllo	0.0250	m
$A_c$	Area attuatore di controllo	4.91e-04	$m^2$
$L_c$	Braccio applicazione forza attuatore di controllo	0.089	m
$M_c$	Massa attuatore di controllo	0.024	kg
$V_c$	Volume attuatore di controllo	7.80e-06	$m^3$
$N$	Numero pompanti	9	add
$D_p$	Diametro dei pistoni	0.017	m
$A_p$	Area dei pistoni	2.27e-04	$m^2$
$M_p$	Massa dei pistoni	0.058	kg
$r$	Raggio alloggiamento medio pistoni	0.033	m
$I$	Momento d'inerzia del piatto inclinato	1.14e-02	$kgm^2$
$C$	Coefficiente d'attrito viscoso del piatto inclinato	0.6	Nms
$G_p$	Pump Flow gain	3.73-03	$\frac{m^3}{srad}$
$V_d$	Cilindrata della macchina	43.80	$\frac{cc}{rev}$
$V_h$	Volume della linea di mandata	0.003	$m^3$
$K$	Coefficiente di perdite volumetriche della macchina	8.57e-12	$\frac{m^3}{Pa \cdot s}$
$D_v$	Diametro spola compensatore di pressione	0.007	m
$A_v$	Area spola compensatore di pressione	3.85e-05	$m^2$
$k_v$	Rigidezza molla compensatore di pressione	200000	$\frac{N}{m}$
$M_v$	Massa spola compensatore di pressione	0.025	kg
$u$	Underlap spola compensatore di pressione	0.0015	m
$K_c$	Pressure flow coefficient	8.14e-11	$\frac{m^3}{Pa \cdot s}$
$K_q$	Flow gain	8.85e-1	$\frac{m^2}{s}$
$\lambda$	Distanza dalle porte P-T compensatore	0.01	m
$K_{fc}$	Pressure flow force coefficient	1.24e-06	$\frac{N}{Pa}$
$K_{fq}$	Flow force gain	10000	$\frac{N}{m}$

Tabella A.2. Dati di progetto - BOSCH A10 VSO

Simbolo	Descrizione	Valore	Unità
$\alpha_{max}$	Angolo massimo del piatto inclinato	0.3141	rad
$\omega_{max}$	Velocità di rotazione massima	157.0796	$\frac{rad}{s}$
$P_{d0}$	Pressione di mandata di riferimento	15e+06	Pa
$\alpha_0$	Angolo piatto inclinato di riferimento	0.1570	rad
$\beta$	Bulk modulus fluido	1e+09	Pa
$\gamma$	Angolo di transizione della pressione (carry-over angle)	10	degree
$\rho$	Densità del fluido	850	$\frac{kg}{m^3}$
$D_b$	Diametro attuatore di bias	0.007	m
$A_b$	Area attuatore di bias	3.85e-05	$m^2$
$k_b$	Rigidezza molla attuatore di bias	25000	$\frac{N}{m}$
$F_{0b}$	Precarico molla attuatore di bias	962.1127	N
$L_b$	Braccio applicazione forza attuatore di bias	0.089	m
$M_b$	Massa attuatore di bias	0.0088	kg
$D_c$	Diametro attuatore di controllo	0.0250	m
$A_c$	Area attuatore di controllo	4.91e-04	$m^2$
$L_c$	Braccio applicazione forza attuatore di controllo	0.089	m
$M_c$	Massa attuatore di controllo	0.024	kg
$V_c$	Volume attuatore di controllo	7.80e-06	$m^3$
$N$	Numero pompanti	9	add
$D_p$	Diametro dei pistoni	0.017	m
$A_p$	Area dei pistoni	2.27e-04	$m^2$
$M_p$	Massa dei pistoni	0.058	kg
$r$	Raggio alloggiamento medio pistoni	0.033	m
$I$	Momento d'inerzia del piatto inclinato	1.14e-02	$kgm^2$
$C$	Coefficiente d'attrito viscoso del piatto inclinato	0.6	Nms
$G_p$	Pump Flow gain	3.73-03	$\frac{m^3}{srad}$
$V_d$	Cilindrata della macchina	43.80	$\frac{cc}{rev}$
$V_h$	Volume della linea di mandata	0.005	$m^3$
$K$	Coefficiente di perdite volumetriche della macchina	8.57e-12	$\frac{m^3}{Pa \cdot s}$
$D_v$	Diametro spola compensatore di pressione	0.007	m
$A_v$	Area spola compensatore di pressione	3.85e-05	$m^2$
$k_v$	Rigidezza molla compensatore di pressione	200000	$\frac{N}{m}$
$M_v$	Massa spola compensatore di pressione	0.025	kg
$u$	Underlap spola compensatore di pressione	0.0015	m
$K_c$	Pressure flow coefficient	8.14e-11	$\frac{m^3}{Pa \cdot s}$
$K_q$	Flow gain	8.85e-1	$\frac{m^2}{s}$
$\lambda$	Distanza dalle porte P-T compensatore	0.01	m
$K_{fc}$	Pressure flow force coefficient	1.24e-06	$\frac{N}{Pa}$
$K_{fq}$	Flow force gain	10000	$\frac{N}{m}$

## Appendice B

# Modelli e sottomodelli idraulici

### ***SEZIONE 1: COMPONENTS LAYOUT***

#### ***POMPE A PISTONI ASSIALI:***

- ◇ Modellazione pompe a pistoni assiali e creazione della apposita libreria in ambiente LMS AMESim<sup>©</sup>
- ◇ Calcolo dei trafiletti della macchina
- ◇ Studio della dinamica della macchina e tempi di risposta
- ◇ Predisposizione dei modelli per intere famiglie di macchine (45/63/85/100cc)
- ◇ BOSCH A10 VNO (single actuator)
- ◇ BOSCH A10 VSO (double actuator)

#### ***COMPENSATORI DI PRESSIONE E PORTATA VALVOLE DI CONTROLLO***

- ◇ Modellazione degli elementi principali che equipaggiano le macchine a pistoni assiali
- ◇ Compensatore di pressione (BOSCH DR)
- ◇ Compensatore di portata (BOSCH DFR/DFR1)
- ◇ Compensatore di pressione e portata (BOSCH DRS)
- ◇ Compensatore elettronico di portata (BOSCH EFx)
- ◇ valvola di controllo elettronico della cilindrata (finecorsa idraulico (BOSCH EP/EK)
- ◇ Compensatore elettronico di portata e finecorsa idraulico (EFx+EP/EK)

#### ***GEROTOR***

- ◇ Modellazione pompa Gerotor e Duocentric e creazione della apposita libreria in ambiente di lavoro LMS AMESim<sup>©</sup>
- ◇ Calcolo dei trafiletti della macchina
- ◇ Predisposizione dei modelli per intere famiglie di macchine

- ◇ Routine di calcolo delle aree di aspirazione e mandata automatico in ambiente SolidWorks

## **SEZIONE 2: CNH COMPONENTS**

### **SUPPLY UNIT :**

- ◇ Pompa a pistoni assiali (CCLS)
- ◇ Pompa di carica Gerotor
- ◇ Pompa di carica a Palette (Vane Pump)

### **FILTER**

- ◇ Modellazione dettagliata filtro
- ◇ Modellazione dei condotti di collegamento filtro

### **PRIORITY VALVE**

- ◇ Modellazione dettagliata della valvola di priorità versione standard
- ◇ Modellazione della valvola di priorità in configurazione ibrida

### **TRAILER BRAKE VALVE**

- ◇ Modellazione con componenti ideali della trailer brake valve
- ◇ Modellazione con componenti ideali del master cylinder

### **HITCH VALVE**

- ◇ Modellazione con componenti ideali della Hitch valve

### **AUXILIARY**

- ◇ Modellazione dettagliata valvole NO LEAK (BOSCH SPV)
- ◇ Modellazione dettagliata valvole di ByPass (stand alone application)
- ◇ Modellazione dettagliata RACINE standard version
- ◇ Modellazione dettagliata RACINE con valvole di bypass
- ◇ Modellazione dettagliata BOSCH SB23 LS EHS1 CAN
- ◇ Versione B STD (Normal Production - 1 check valve on B port)
- ◇ Versione B STD con valvole di bypass (1 check valve on B port)
- ◇ Versione AB STD (come da catalogo BOSCH -2 check valve on A - B port)
- ◇ Versione AB con valvole di bypass (2 check valve on A - B port)

## **SECTION 3 : CNH CCM CVT CIRCUIT TEST**

### **SUPPLY TEST:**

- ◇ Circuito di alimentazione STD (Normal Production) costituito da:

- ◇ Pompa a pistoni assiali CCLS
- ◇ Pompa di carica Gerotor (FIXed Charge Pump - FCP)
- ◇ Filtro
- ◇ Cooler
- ◇ Valvola di priorità
- ◇ Strozziatori equivalenti per la simulazione delle eventuali utenze quali lubrificazione, ausiliari, idroguida e valvola freno rimorchio
- ◇ Circuito di alimentazione con pompa di carica variabile (VCP)
- ◇ Circuito di alimentazione CCLS + FCP (cilindrate maggiorate)
- ◇ Circuito di alimentazione CCLS + VCP (cilindrate maggiorate)
- ◇ Circuito di alimentazione STD con pompa a pistoni controllata elettronicamente in portata (CCLS+ EF<sub>x</sub>)
- ◇ Circuito di alimentazione STD con pompa a pistoni controllata con finecorsa idraulico (CCLS +EDC)
- ◇ Circuito di alimentazione STD con pompa a pistoni controllata elettronicamente in portata e con finecorsa idraulico (CCLS+EF<sub>x</sub>+EDC)

#### ***PRIORITY VALVE TEST***

- ◇ Test per validazione modello secondo specifiche di pressione e sicurezza sulla pressione minima da garantire all'idroguida

#### ***AUXILIARY TEST***

- ◇ Test validazione modelli secondo cicli di carico sperimentali (RACINE)
- ◇ Test funzionamento distributori secondo cicli ideali in condizione di carico resistente e trascinate (BOSCH - BOSCH + ByPass)

#### ***POWER COMPARISON***

- ◇ Test di confronto energetico per dato ciclo di carico al fine di valutare il risparmio energetico dovuto ai componenti caratteristici del circuito idraulico della trattrice, o di singoli componenti del circuito di alimentazione.

#### ***SEZIONE 4: CCM CVT LIBRARY AND HYDRAULIC CIRCUIT LAYOUT***

- ◇ Creazione di una libreria su software LMS AMESim che racchiude i principali componenti idraulici della trattrice.
- ◇ Creazione di un super-modello idraulico della trattrice suddiviso per sezioni operative (in via di sviluppo ed ampliamento)

# Publicazioni

- 1 M. Borghi, B. Zardin, F. Pintore, A. Benevelli (2013)  
***Banco prova per analisi e test di componenti oleodinamici***  
TRASMISSIONI DI POTENZA OLEODINAMICA PNEUMATICA LUBRIFICAZIONE  
n. volume 5/2013 - pp. da 32 a 37 ISSN: 1122-5017  
Pubblicazione in Rivista - Articolo su rivista
- 2 M. Borghi, B. Zardin, F. Pintore, F. Belluzzi (2013)  
***Energy Savings in the Hydraulic Circuit of Agricultural Tractors***  
Autori Vari - Atti del 68 Congresso Nazionale Associazione Termotecnica Italiana  
ATI Associazione Termotecnica Italiana Bologna (ITA)  
n. volume 1 [Atto di Convegno (in Volume)]  
Relazione in Volume di Atti di Convegno
- 3 F. Pintore, B. Zardin, M. Borghi (2012)  
***Fluid power supply unit for agricultural tractors: towards energy saving through simulation***  
Autori vari - Proceedings of "7th International FPNI PhD Symposium on Fluid Power"  
Edizioni Tecnograf - Reggio Emilia Reggio Emilia (ITA)  
n. volume 1 - pp. da 493 a 516 ISBN: 9788875590697  
Atto di Convegno (in Volume) - Relazione in Volume di Atti di Convegno
- 4 M. Borghi, B. Zardin, F. Pintore, F. Belluzzi (2012)  
***Hydraulic Circuit in Agricultural Tractors, a Step Forward for Energy Saving***  
Autori vari - Atti della Giornata di Studio in ricordo del Prof. Roberto Bettocchi  
SGEditoriali Padova Padova (ITA)  
n. volume 1 - pp. da 155 a 167 ISBN: 9788889884218  
Atto di Convegno (in Volume)  
Relazione in Volume di Atti di Convegno
- 5 M. Borghi M., B. Zardin, E. Specchia, F. Pintore, E. Corradini (2011)  
***Displacement Control in Variable Displacement Axial Piston Swashplate Type Pumps***  
Proceedings - Harri Sairiala & Kari T. Koskinen Tampere (FIN)  
n. volume Volume 3 - pp. da 51 a 65 ISBN: 9789521525209  
Atto di Convegno (in Volume)  
Relazione in Volume di Atti di Convegno

- 6 M. Borghi, B. Zardin, E. Specchia, F. Pintore (2011)  
***Analisi di macchine oleodinamiche a pistoni assiali a piatto inclinato***  
66° Congresso Nazionale ATI - Atti del Congresso  
Barcello Editore Cosenza (ITA))  
pp. da 1 a 11 ISBN: 9788895267111  
Atto di Convegno (in Volume)  
Relazione in Volume di Atti di Convegno
- 7 B. Zardin, E. Specchia, F. Pintore (2011)  
***Simulazione integrata per macchine a pistoni assiali***  
TRASMISSIONI DI POTENZA OLEODINAMICA PNEUMATICA LUBRIFICAZIONE  
n. volume 5 - pp. da 26 a 34 ISSN: 1122-5017  
Pubblicazione in Rivista - Articolo su rivista
- 8 F. Pintore, M. Lorenzelli, B. Zardin, E. Specchia (2011)  
***Modellazione di una pompa duocentric e riduzione delle emissioni sonore***  
TRASMISSIONI DI POTENZA OLEODINAMICA PNEUMATICA LUBRIFICAZIONE  
n. volume 5 - pp. da 18 a 24 ISSN: 1122-5017  
Pubblicazione in Rivista - Articolo su rivista

# Bibliografia

- [1] Ivantysyn J. and M. Ivantysynova  
2001. *Hydrostatic Pumps and Motors, Principles, Designs, Performance, Modelling, Analysis, Control and Testing*.  
Academia Books International, New Delhi.
- [2] Manring, N.D., and V.S. Mehta.  
2011. *Physical limitations for the bandwidth frequency of a pressure controlled, axial-piston pump*.  
ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 133:1-12.
- [3] Zeiger G. e A. Akers.  
1985. *Torque on the swash plate of an axial piston pump*.  
ASME Journal of Dynamics Systems, Measurement and Control. 107:220-26.
- [4] Schoenau G.J., Burton R.T., and G.P. Kavanagh.  
1990. *Dynamic analysis of a variable displacement pump*.  
ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 112.1:122-32.
- [5] Baz, A.  
1983. *Optimization of the dynamics of pressure-compensated axial piston pumps*.  
Journal of Fluid Control. 15.2:64-81.
- [6] Akers A., e S.J. Lin.  
em 1987. *Control of an axial piston pump using a single-stage electrohydraulic servovalve*.  
Proceedings of the American Control Conference. p 1865-1870.
- [7] Akers A., e S.J. Lin.  
1988. *Optimal control theory applied to a pump with single-stage electrohydraulic servovalve*.  
ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 110.2:120-25.
- [8] Lin S.J., e A. Akers.  
1990. *Optimal control theory applied to pressure-controlled axial piston pump design*.  
ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 112.3:475-81.
- [9] Manring N.D., e R.E. Johnson.  
1996. *Modeling and designing a variable displacement open-loop pump*.  
ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 118:267-71.
- [10] Manring N.D.  
2000. *The discharge flow ripple of an axial piston swash plate type hydrostatic pump*.  
ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 122:263-68.
- [11] Manring N.D. e V.S. Metha.  
2005. *Torque ripple attenuation of an axial piston pump by continuous swash plate adjustment*.  
Proceedings of International Mechanical Engineering Congress and Exposition 2005  
IMECE2005, Orlando, Florida. Paper number 79627.

- [12] Manring N.D., X. Zhang e J. Cho.  
2000. *Damping on the swash plate of an axial piston pump*.  
Proceedings of the American Control Conference, Chicago, Illinois. p 3590-3594.
- [13] Manring N.D.  
2001. *Designing a control and containment device for cradle-mounted, transverse-actuated swash plates*.  
ASME Journal of Mechanical Design. 123:447-55.
- [14] Manring N.D.  
2002. *Designing a control and containment device for cradle-mounted, axial-actuated swash plates*.  
ASME Journal of Mechanical Design. 124:456-64.
- [15] Manring N.D.  
2003. *Valve plate design for an axial piston pump operating at low displacements*.  
ASME Journal of Mechanical Design. 125:200-205.
- [16] Manring N.D., Z. Dong.  
2004. *The impact of using a secondary swash plate angle within an axial piston pump*.  
ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 126:65-74.
- [17] Dobchuk J.W., Burton R.T., Nikiforuk P.N., e P.R. Ukrainetz.  
1999. *Mathematical*
- [18] Manwaring S. e A. Alleyne.  
2009. *Dimensionless design of variable displacement pumps*.  
Proceedings of the ASME 2009 Dynamic System and Control Conference, DSCC2009. Paper number 2543.
- [19] Leslie L., Burton R.T., e G. Schoenau.  
2006. *Feasibility study on the use of dynamic neural networks (DNN's) for modeling a variable displacement load sensing pump*.  
Proceedings of 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2006 – Fluid Power Systems and Technology Division. Paper number 15588.
- [20] Li L., Bitner D., Burton R. e Schoenau.  
2007. *Experimental study on the use of a Dynamic Neural Network for modeling a variable load sensing pump*.  
Proceedings of Power Transmission and Motion Control, PTMC, 2007, Bath, UK. p 175-88.
- [21] H. Schildt.  
1994. *Guida al linguaggio C++*.  
Osborne McGraw-Hill
- [22] P Krus  
1989. *Modelling and Analysis of the Dynamic Properties of Mobile Hydraulic Systems*  
LiTH-IKP-R-571. Presented at 'Fluid Power Components and Systems, Second International Fluid Power Workshop  
Bath, UK 1989
- [23] P Krus  
1988. *On Load Sensing systems With Special Reference to Dynamic Properties and Control Aspects*  
Linköping Studies in Science and Technology. Dissertations. No. 198. Linköping 1988
- [24] P. Krus, J-O Palmberg.  
1989. *Damping of Fluid Power Systems with High Inertia Loads*  
presented at JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo, Japan 1989.
- [25] P. Krus, J-O. Palmberg, T. Persson.  
1988. *Dynamic Properties of Load Sensing Systems with Complex Mechanical Loads*  
NCFP88, Chicago, USA 1988.

- [26] T. Persson, P. Krus, J-O. Palmberg.  
*1988. Regulators for Load Sensing Pumps*  
NCFP88, Chicago, USA 1988.
- [27] P. Krus, J-O. Palmberg, T. Persson.  
*1988. Complementary Control of Pressure Control Pumps*  
Modelling Identification and Control, IASTED Conferences, Grindelwald, Switzerland 1988.
- [28] P. Krus, T. Persson, J-O. Palmberg.  
*1987. Dynamic Properties of Load Sensing Systems*  
International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 1987.
- [29] P. Krus, J-O. Palmberg.  
*1987. Simulation of Fluid Power Systems in the Time and Frequency Domains, Applications on a Load Sensing System*  
International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 1987.
- [30] P. Krus,  
*1985. Simulation Of Fluid Power Systems With Complex Load Dynamics*  
Journal of Modelling and Simulation. ACTA Press, February 1986.  
Also in proceedings from IASTED konferensen MIC'85, Grindelwald, Switzerland 1985.
- [31] J-O. Palmberg, P. Krus, Ding Kangzhi.  
*1985. Dynamic Responce Characteristics of Pressure Control Pumps*  
First International Conference on Fluid Power Transmission and Control  
Zhejiang University Hangzhou, China, 1985.
- [32] Merritt H.E.  
*1967. Hydraulic Control Systems*  
John Wiley & Sons, Inc. New York, London, Sydney.
- [33] Wu, D.  
*2003. Modelling and experimental evaluation of a load sensing and pressure compensated hydraulic system*  
Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan.
- [34] Wu, D., Schoenau, G., Burton, R., Bitner, D.  
*2005. Model and experimental validation of a load sensing system with critically lapped regulator spool*  
International Journal Fluid Power, Volume 6, Number 3, November 2004, ISSN 1439-9776.
- [35] Wu, D.  
*2002. Steady State Analysis of the Load Sensing Systems*  
Proceeding of the Second International Ph.D. Conference, FPNI, Modena, Italy, July.
- [36] Kim, S. D. and Cho, H. S.  
*1991. A Suboptimal Controller Design Method for the Energy Efficiency of a Load-sensing Hydraulic Servo System*  
Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control. Vol. 113, p487-493.
- [37] Bitner, D. and Burton, R. T.  
*1984. Experimental Measurement of Load Sensing Pump Parameters*  
Proceeding of the 40th National Conference on Fluid Power, Chicago, p153.
- [38] Kim, S. D., Cho, H. S. and Lee, C. O.,  
*1987. On the Order Reduction of the Dynamic Model of a Pressure-Compensated Variable Displacement Hydraulic Pump*  
ASME Winter Annual Meeting.  
Boston, Massachusetts, USA, Dec. 13-18.266
- [39] Kim, S. D., Cho, H. S. and Lee, C. O.  
*1987. A Parameter Sensitivity Analysis for the Dynamic Model of a Variable Displacement Axial*

- Piston Pump*  
Proceedings of Institute of Mechanical Engineers. Vol 201, No C4, pp235-243.
- [40] Book, R. and Goering, C. E.  
1997. *Load Sensing Hydraulic System Simulation. Applied Engineering in Agriculture*  
ASAE Vol.13(1), p17-25
- [41] Mai, V.K.L., and Dransfield, P.  
1989. *Load-sensitive Pump Control Performance*  
Mechanical Engineering Transactions –Institution of Engineers. ME14(3) p149-157.
- [42] Acuna-Bravo W.; Canuto E.; Malan S.; Colombo D.; Forestello M.; Morselli R.  
2009 *Fine and simplified dynamic modelling of complex hydraulic systems*  
American Control Conference, St. Louis, MO, USA, June 10-12, 2009. pp. 5480-5485
- [43] Marco Forestello, Pandeli Borodani, Davide Colombo, Patrizio Turco and Riccardo Morselli  
2010 *Simulation and Field Experiments With an Agricultural Tractor of a Robust Control for a Complete Fluid Power Circuit Using a New Electro-Hydraulic Pump: Part I—Modelling*  
ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis  
Volume 5; Istanbul, Turkey, July 12–14, 2010; ISBN: 978-0-7918-4919-4 — eISBN: 978-0-7918-3877-8
- [44] Marco Forestello, Pandeli Borodani, Davide Colombo, Patrizio Turco and Riccardo Morselli  
2010 *Simulation and Field Experiments With an Agricultural Tractor of a Robust Control for a Complete Fluid Power Circuit Using a New Electro-Hydraulic Pump: Part II— Control*  
ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis  
Volume 5; Istanbul, Turkey, July 12–14, 2010; ISBN: 978-0-7918-4919-4 — eISBN: 978-0-7918-3877-8
- [45] Pandeli Borodani, Davide Colombo, Marco Forestello, Riccardo Morselli, Patrizio Turco  
2011 *Robust Control of a New Electro-Hydraulic Pump for Agricultural Tractors*  
18th IFAC World Congress, Milano; August 28 -September 2 - 2011, Volume 18 — Part 1
- [46] Zarotti L. G., Nervegna N.  
1988. *Saturation Problems in Load Sensing Architectures*  
Proceeding of the 43rd National Conference on Fluid Power, NCFP, Chicago, p393.
- [47] Marani P., Ansaloni G., Paoluzzi R.  
2008. *Load Sensing with active regeneration system*  
Proceedings of the 7th JFPS International, Symposium on Fluid Power  
TOYAMA 2008, September 15-18, 2008.
- [48] Borghi M., Zardin B., Mancarella F.  
2010. *Energy Dissipation Of The Hydraulic Circuit Of Remote Auxiliary Utilities Of An Agricultural Tractor*  
Proceedings of the Bath/ASME Symposium on Fluid Power & Motion Control  
FPMC 2010, 15th-17th September 2010, Bath, UK.
- [49] Borghi M., Zardin B., Specchia E., Pintore F., Corradini E.  
2011. *Displacement Control in Variable Displacement Axial Piston Swashplate Type Pumps*  
Proceedings of “The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power  
SICFP11, May 18-20, 2011, Tampere, Finland - ISBN 978-952-15-2522-3.
- [50] Borghi M., Zardin B., Specchia E., Pintore F., Mancarella F.  
2011. *Analisi Di Macchine Oleodinamiche A Pistoni Assiali A Piatto Inclinato*  
Atti del 66° Congresso Nazionale, 5-9 Settembre, Rende (Cosenza) Italia.
- [51] Pintore F., Zardin B., Borghi M.  
2012. *Fluid power supply unit for agricultural tractors: towards energy saving through simulation*  
Proceedings of “7th International FPNI PhD Symposium on Fluid Power” , Reggio Emilia Reggio Emilia (ITA)  
n. volume 1 - pp. da 493 a 516 ISBN: 9788875590697

- [52] SAFIM; Master Priority Valve; Hydraulic Brakes and servo-assisted brake systems catalogue; 2013.
- [53] N.Zanasi (B.Zardin, F.Pintore, A.Benevelli, M.Borghi)  
*2013. Modellazione e simulazione del sistema di sterzata di una trattrice agricola*  
A.A. 2012/2013, Università degli studi di Modena e Reggio Emilia. Tesi di Laurea
- [54] F.Centi (M.Borghi, R.Morselli, B.Zardin, F.Mancarella)  
*2009 Progettazione di una valvola di bypass per la riduzione dell'assorbimento di potenza del circuito idraulico di una trattrice agricola*  
A.A. 2008/2009, Università degli studi di Modena e Reggio Emilia. Tesi di Laurea
- [55] L.Lanzoni (M.Borghi, B.Zardin, A.Vertua)  
*2012 Mission Profile per trattori agricoli: Caratterizzazione del ciclo di lavoro delle utenze ausiliarie*  
A.A. 2011/2012, Università degli studi di Modena e Reggio Emilia. Tesi di Laurea
- [56] [www.newholland.com/it](http://www.newholland.com/it)
- [57] [www.boschrexroth.com/en/ex](http://www.boschrexroth.com/en/ex)
- [58] [www.agricoltura24.com/speciale-trattori/0,1254,28\\_ART\\_1538,00.html](http://www.agricoltura24.com/speciale-trattori/0,1254,28_ART_1538,00.html)
- [59] [www.agricolturanews.it/tier-3-vs-tier-4i-vince-il-piu-evoluto/](http://www.agricolturanews.it/tier-3-vs-tier-4i-vince-il-piu-evoluto/)