

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Civile-Idraulica

DIPARTIMENTO ENERGIA

Galileo Ferraris

FLUID POWER RESEARCH LABORATORY

TESI DI LAUREA

Valutazione preliminare del risparmio energetico in circuiti
con attuatori lineari

Relatori

Massimo Rundo

Roberto Finesso

Candidato

Simone Mattio

Marzo 2018

Dedicata a Renzo e Davide i primi ingegneri della mia vita...

1: INTRODUZIONE	4
1.1 Obiettivi della trattazione.....	4
1.2 Oledinamica mobile	4
1.3 Principali componenti dell'Oleodinamica	6
1.4 Funzionamento a 4 Quadranti	7
2: CIRCUITI ESAMINATI.....	9
2.1 Circuito overcentre.....	10
2.1.1 Schema e funzionamento	10
2.1.2 Componenti utilizzati.....	12
2.1.2.1 Pompa a pistoni cilindrata fissa.....	12
2.1.2.2 Valvola limitatrice	13
2.1.2.3 Valvola direzionale.....	14
2.1.2.4 Valvola Overcentre.....	16
2.2 Circuito singola pompa con valvola direzionale.....	18
2.2.1 Schema e funzionamento	18
2.2.2 Componenti utilizzati.....	23
2.2.2.1 Pompa a pistoni assiali cilindrata variabile per circuito semi-chiuso	23
2.2.2.2 Valvola direzionale.....	23
2.2.2.3 Valvola di non ritorno	24
2.3 Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate.....	26
2.3.1 Schema e funzionamento	26
2.3.2 Componenti utilizzati.....	29
2.3.2.1 Pompa a pistoni assiali cilindrata variabile per circuito chiuso	29
2.3.2.2 Valvola di blocco pilotata	29
2.4 Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate e accumulatore	30
2.4.1 Schema e funzionamento	30
2.4.2 Componenti utilizzati.....	31
2.4.2.3 Accumulator	e31
2.5 Circuito con trasformatore idraulico in linea	34
2.5.1 Schema e funzionamento	34
2.5.2 Componenti utilizzati.....	37
2.5.2.4 Pompa-Motore.....	37
3: SIMULAZIONI.....	38
3.1 Software	38
3.1.1 Introduzione ad AMESim	39
3.2 Simulazioni	40
3.2.1 Condizioni di simulazione	40
3.2.2 Premessa	41
3.2.3 Circuito Overcentre.....	41
3.2.4 Circuito singola pompa con valvola direzionale	44
3.2.4.1 Circuito singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco 46	
3.2.4.2 Circuito singola pompa con valvola direzionale e circuito ausiliario con val- vole di blocco pilotate	49

3.2.5	<i>Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate.....</i>	55
3.2.5.1	<i>Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate ed elettrovalvole di blocco</i>	57
3.2.5.2	<i>Circuito singola pompa con doppie valvole di blocco pilotate.....</i>	59
3.2.6	<i>Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate e accumulatore.....</i>	62
3.2.6.1	<i>Circuito singola pompa con accumulatore e elettrovalvole di blocco.....</i>	64
3.2.6.2	<i>Circuito singola pompa con accumulatore e valvole di blocco pilotate.....</i>	66
3.2.7	<i>Circuito con trasformatore idraulico.....</i>	68
3.2.7.1	<i>Circuito con trasformatore idraulico ed elettrovalvole di blocco.....</i>	70
3.2.7.2	<i>Circuito con trasformatore idraulico con valvole di blocco pilotate.....</i>	72
4:	SICUREZZA	74
4.1	Simulazioni con carico accidentale.....	75
4.1.1 <i>Circuito Overcentre</i>	75
4.1.2	<i>Circuito singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco.....</i>	76
4.1.3	<i>Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate e accumulatore con circuito ausiliario di pilotaggio.....</i>	77
4.2	Simulazione con mancanza di corrente di alimentazione	79
5:	ANALISI ENERGETICA	80
5.1	Considerazioni energetiche	80
5.1.1	<i>Circuito Overcentre.....</i>	80
5.1.2	<i>Circuito singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco.....</i>	82
5.1.3	<i>Circuito singola pompa con valvola direzionale ed circuito ausiliario con valvole di blocco pilotate.....</i>	83
5.1.4	<i>Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate ed elettrovalvole di blocco..</i>	85
5.1.5	<i>Circuito singola pompa con doppie valvole di blocco pilotate.....</i>	87
5.1.6	<i>Circuito singola pompa con accumulatore ed elettrovalvole di blocco.....</i>	88
5.1.7	<i>Circuito singola pompa con accumulatore e valvole di blocco pilotate.....</i>	90
5.1.8	<i>Circuito con trasformatore idraulico ed elettrovalvole di blocco</i>	91
5.1.9	<i>Circuito con trasformatore idraulico con valvole di blocco pilotate.....</i>	92
5.2	Soluzioni per lo stoccaggio energia	93
5.2.1	<i>Circuito di stoccaggio dell'energia idraulica.....</i>	94
5.2.2	<i>Sistema EHP Parker Hannifin, sistema di Pompa Elettro-Idraulica.....</i>	96
5.3	Risultati	98
6:	CONCLUSIONI	102
7:	BIBLIOGRAFIA	103
7.1	Testi.....	103
7.2	Articoli	103
7.3	Siti internet.....	103

8: RINGRAZIAMENTI.....	104
------------------------	-----

1: INTRODUZIONE

1.1 Obiettivi della trattazione

L'elaborato si incentra sulla valutazione preliminare del risparmio energetico in circuiti con attuatori lineari valutando alternative circuitali quali Hydrostatic Actuators (attuatori idrostatici) al posto di soluzioni che adottano valvole Overcentre per il controllo del carico. Oggigiorno il tema del risparmio energetico è molto importante per due motivi principali:

- 1) il costo dell'energia in generale sta aumentando a dismisura di anno in anno
- 2) il tema del riscaldamento globale causato principalmente dalle emissioni degli scarichi è un argomento di vitale importanza per il presente e per il futuro.

Si cerca sempre di più di ottimizzare i circuiti idraulici perchè, con l'avvento futuro di batterie elettriche, un minor consumo nelle operazioni consente un periodo di lavoro molto più lungo a parità di batterie oppure permette di dimensionare batterie più piccole. Le soluzioni studiate utilizzano attuatori lineari idraulici, poichè esistono sul mercato attuatori lineari puramente elettrici, ma la forza a disposizione per ora non ne permette una sostituzione in campo mobile.

1.2 Oledinamica mobile

Il successo incontrato dall'oledinamica in moltissimi settori è dovuto ai notevoli vantaggi offerti da questa tecnologia, che combina formidabili concentrazioni di potenza con eccellenti capacità di controllo e regolazione. Le macchine mobili comprendono per esempio: macchine movimento terra, sollevatori telescopici come rappresentato in figura 1.1, trattori agricoli, macchine forestali come si vede in figura 1.2, veicoli comunali visualizzato in figura 1.3.



Fig. 1.1: Sollevatore telescopico - Merlo Roto 45.21-

Tutte queste applicazioni sfruttano tecnologie di oledinamica mobile quali distributori idraulici, valvole a cartuccia e cilindri oleodinamici.



Fig. 1.2: Macchina forestale - Pezzolato PTHAllroad-



Fig. 1.3: Veicolo comunale - NordEngineering-

Nei macchinari mobili interessano sostanzialmente alcuni requisiti:

- a) possibilità di alimentare più utenze contemporaneamente
- b) facilità di manovra ai fini di sicurezza e comfort dell'operatore
- c) sfruttamento ottimale della potenza installata
- d) dimensioni ridotte dei componenti per motivi di spazio

Nella maggior parte dei casi i movimenti del veicolo, come per esempio l'estensione di un cilindro nel caso di un sollevatore, vengono eseguiti dall'operatore dal bracciolo del sedile di guida montato in cabina per mezzo di joystick precisi e sensibili. Il ricorso a pompe e componenti per alte pressioni riduce il peso complessivo e l'ingombro sulla macchina, con aumento di manovrabilità e produttività, permettendo inoltre di sfruttare al meglio la potenza installata. I movimenti combinati di più azioni riducono i tempi di lavoro e ottimizzano lo spazio di lavoro. Un'altra importante caratteristica del settore mobile sono le valvole a cartuccia. I componenti a cartuccia sono identici come funzioni alle valvole in linea usate in campo industriale, quindi si differenziano in controllo pressione, controllo portata (anche proporzionale) e direzionali. La differenza è che vengono inserite in cavità particolari predisposte in blocchi metal-

lici muniti di attacchi filettati sulle facce esterne.

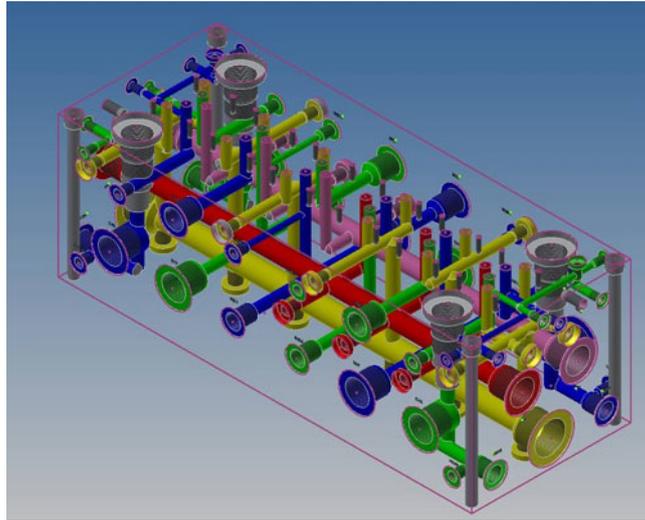


Fig. 1.4: Solido Manifold

Le valvole avvitali sono componenti idraulicamente aperti, cioè vanno inserite a tenuta in corpi individuali, cioè collettore con una sola funzione, oppure in corpi collettivi detti manifold lavorati con sedi normalizzate, canali interni e attacchi filettati in superficie come rappresentato in figura 1.4. I vantaggi derivano dal fatto che si possono costruire circuiti oleodinamici destinati ad un elevato numero di funzioni. In questi casi per macchine costruite in serie è giustificato il costo per la realizzazione di un unico blocco anche relativamente complesso a livello circuitale che però permette di ottimizzare il montaggio in officina, e di semplificare l'installazione a bordo macchina, aumentando l'affidabilità. In definitiva i vantaggi di questa tecnica sono:

- a) circuito fatto "su misura" per l'esigenza della macchina
- b) montaggio compatto
- c) si eliminano le perdite d'olio grazie all'accoppiamento cartucce-sedi con anelli O-Ring
- d) si possono operare sostituzioni immediate di singole cartucce senza smontare il blocco completo

Come evidenziato nei paragrafi successivi le valvole a cartuccia sono disponibili in molteplici schemi.

1.3 Principali componenti dell'Oleodinamica

In questo capitolo sono brevemente elencati i principali componenti utilizzati nelle simulazioni :

- a) **Pompa idraulica:** converte energia meccanica trasmessa dal motore (elettrico, a combustione..) in energia idraulica. L'azione di pompaggio è identica per qualsiasi pompa. Tutte le pompe generano un volume in aumento sul lato di aspirazione ed un volume in diminuzione sul lato di mandata. Il tipo di pompa usata nei sistemi idraulici è la pompa volumetrica. Le pompe possono essere a cilindrata fissa oppure a cilindrata variabile che varia a seconda di un comando voluto o dal carico o dall'operatore;

- b) Valvola limitatrice di pressione: permette di mantenere a monte di essa un livello massimo di pressione prestabilito mediante taratura, viene utilizzata solitamente come sicurezza per salvaguardare l'integrità del sistema;
- c) Elettrovalvola monosolenoidale: valvola che viene azionata elettricamente da un elemento chiamato solenoide, nel nostro caso sono utilizzate elettrovalvole di blocco ed elettrovalvole direzionali;
- d) Elettrovalvola bidirezionale: valvola come sopra che però con il doppio solenoide permette di direzionare il flusso in due sensi diversi;
- e) Valvola monodirezionale: valvola che permette il flusso in un solo senso mentre nell'altro è bloccato.

1.4 Funzionamento a 4 Quadranti

Nelle simulazioni seguenti si farà riferimento al funzionamento a 4 quadranti. In questo paragrafo viene spiegato il meccanismo generale. Inizialmente si definisce la convenzione stabilita per il segno della forza e della velocità, in questa trattazione viene assunta come segue:

- 1) la **velocità V** del cilindro è positiva quando il cilindro è in uscita e negativa al contrario
 - 2) la **forza F** è positiva se orientata contro la velocità del cilindro quando è in estensione.
- In base al segno della velocità e della forza il cilindro può operare in uno dei quattro quadranti come riportato in figura 1.5

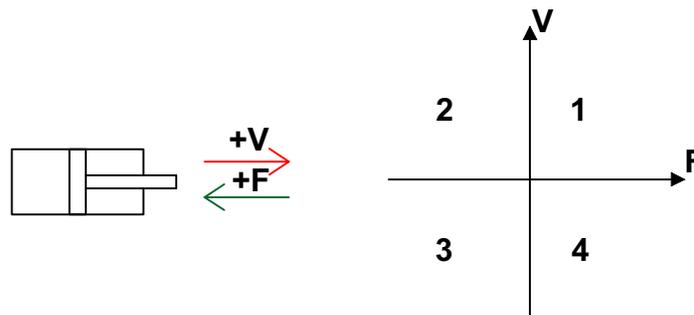


Fig. 1.5: Convenzione del segno e quadranti

Nel primo quadrante il cilindro si muove andando avanti spingendo il carico contro la forza resistente F . Nel terzo quadrante il cilindro in rientro traina il carico contro la forza F . Da notare che in entrambi i casi, l'energia è consumata dalla pompa in ordine prima per spingere e poi per tirare il carico. Invece nei quadranti 2 e 4 il carico aiuta il cilindro a muoversi (carico trascinante). Nel secondo quadrante la forza F aiuta il cilindro ad uscire mentre nel quarto quadrante il carico aiuta il cilindro a rientrare. Nei quadranti 2 e 4 per avere un controllo sul carico si deve generare una contropressione sullo scarico. Il metodo classico è quello di introdurre una contropressione tramite alcuni tipi di valvole chiamate Overcentre (metodo dissipativo), mentre nei quadranti 1 e 3 questa pressione per il controllo del carico non è richiesta. In seguito per i circuiti con Hydrostatic actuators si divideranno le operazioni nel seguente modo:

- a) quadranti 1-3 PUMPING MODE
- b) quadranti 2-4 MOTORING MODE

Il motivo di questa distinzione è data dal fatto che nelle operazioni dei quadranti 1-3 la pompa si comporta effettivamente da “pompa” mentre nei restanti due quadranti la pompa si comporta come motore. Per quanto riguarda il circuito Ovecenter la pompa lavorerà sempre da pompa in tutti e 4 i quadranti.

2: CIRCUITI ESAMINATI

Il lavoro prende in considerazione 4 circuiti idraulici differenti per il controllo del carico. In ognuno di loro si è utilizzato un cilindro a doppio effetto lineare come si vede in figura 2.1.

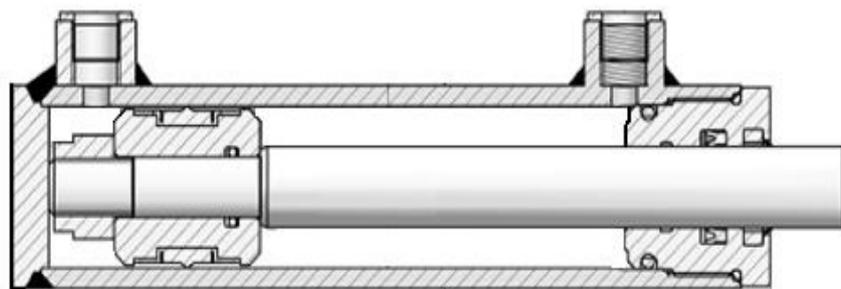


Fig. 2.1: Sezione cilindro doppio effetto

Gli attuatori lineari sono costituiti da un corpo tubolare comunemente denominato camicia o canna al quale vengono fissate due testate, e da uno stantuffo, comunemente chiamato pistone, mobile all'interno della camicia, al quale è collegata un'asta denominata stelo che, attraversando la testata (anteriore) opportunamente forata, permette di trasmettere all'esterno le forze che il liquido in pressione esercita agendo alternativamente su una o sull'altra faccia del pistone. Tali facce sono, a causa della presenza dello stelo, di area diversa e sono generalmente denominate superfici utili. Il pistone è dotato di guarnizioni che evitano trafile di liquido tra le due camere, mentre altre guarnizioni assicurano la tenuta tra lo stelo e la testata e tra le testate e la canna. Inviando in una camera olio in pressione, se l'altra camera si trova a pressione inferiore, si crea sulle due facce del pistone una differenza che genera una forza motrice trasmessa all'esterno dello stelo. Si ottiene un moto alternativo, invertendo il flusso con il distributore posto a monte. Il cilindro a doppio effetto consente di comandare i movimenti del pistone nei due sensi, inviando olio in pressione alternativamente nelle due camere. Per il suo dimensionamento si è tenuto conto del carico massimo di punta che verrà esercitato su di esso cioè 70000 N.

Le caratteristiche principali del cilindro utilizzato come riferimento sono le seguenti:

- 1) Alesaggio 100 mm
- 2) Diametro stelo 70 mm
- 3) Corsa massima 1000 mm

Legenda per circuiti:

- 1) v =velocità
- 2) A_p =area lato culatta
- 3) A_a = area lato stelo

Nei circuiti seguenti verranno utilizzati i seguenti colori:

- c) rosso: linee di pilotaggio idraulico
- d) verde: linee di collegamento elettrico
- e) blu: linee di alta pressione

2.1 Circuito overcentre

Il circuito base di riferimento da cui si è partiti per fare tutte le considerazioni energetiche è il circuito più utilizzato per il controllo del carico. Il suo funzionamento si basa sulla presenza di due valvole chiamate Overcentre. Le overcentre sono delle particolari valvole a due bocche a posizionamento continuo usate per controllare il movimento di un attuatore sottoposto a carico trascinante. Questo schema idraulico deve la sua grande diffusione nel mondo dell'oleodinamica mobile poiché presenta una buona controllabilità ma soprattutto delle dimensioni ridotte grazie al fatto che esistono valvole da 300 litri e 400 bar a cartuccia.

La peculiarità della sua tenuta pressochè perfetta sotto carico è il risultato del fatto che la valvola è ad "otturatore" in cui l'elemento mobile fa tenuta frontale contro una sede ben definita. Quest'ultima consente di ridurre al minimo il trafilamento; in questo modo la valvola, essendo chiusa, non permette la discesa del carico. Quando è presente un cilindro a doppio effetto, con possibile carico trascinante in entrambe le direzioni si tende ad usare una valvola per ogni lato del cilindro, per avere il controllo nei due casi.

2.1.1 Schema e funzionamento

Lo schema presentato in figura 2.2 ci mostra il funzionamento del circuito di riferimento.

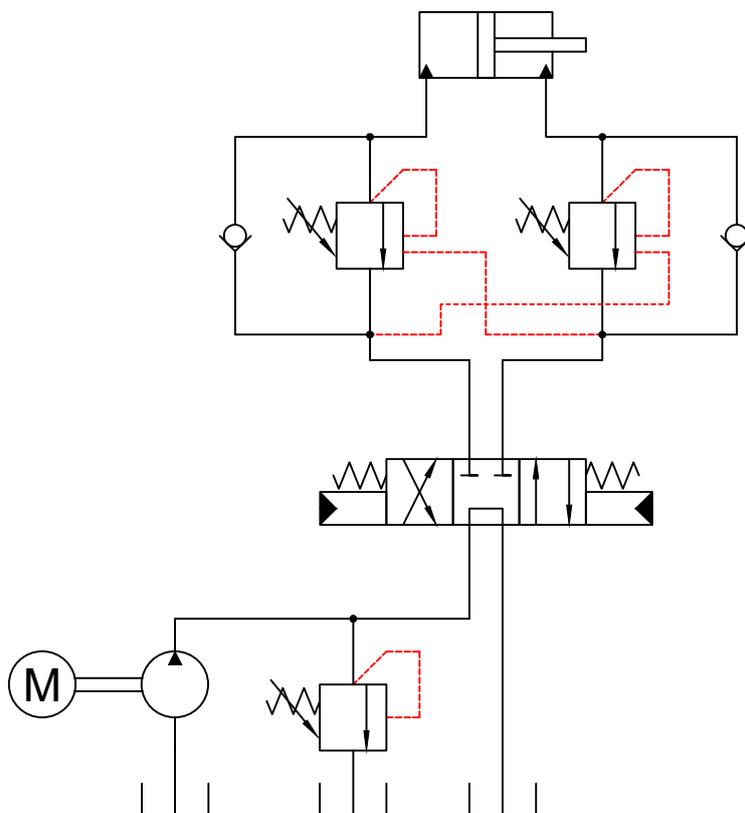


Fig. 2.2: Circuito idraulico di riferimento con due valvole overcentre

Un motore termico o elettrico impone una velocità ad una pompa a cilindrata fissa che eroga una determinata portata. Questa portata scorre nel distributore a 4 vie e 3 posizioni, che permette nella modalità “a frecce parallele” di collegare P (pompa) con la bocca A (culatta) e la bocca B (stelo) con T (serbatoio) cosicché in questo caso si ha il cilindro in estensione nei casi di quadrante 1-3, rappresentato in figura 2.3, per facilità di compressione il distributore viene

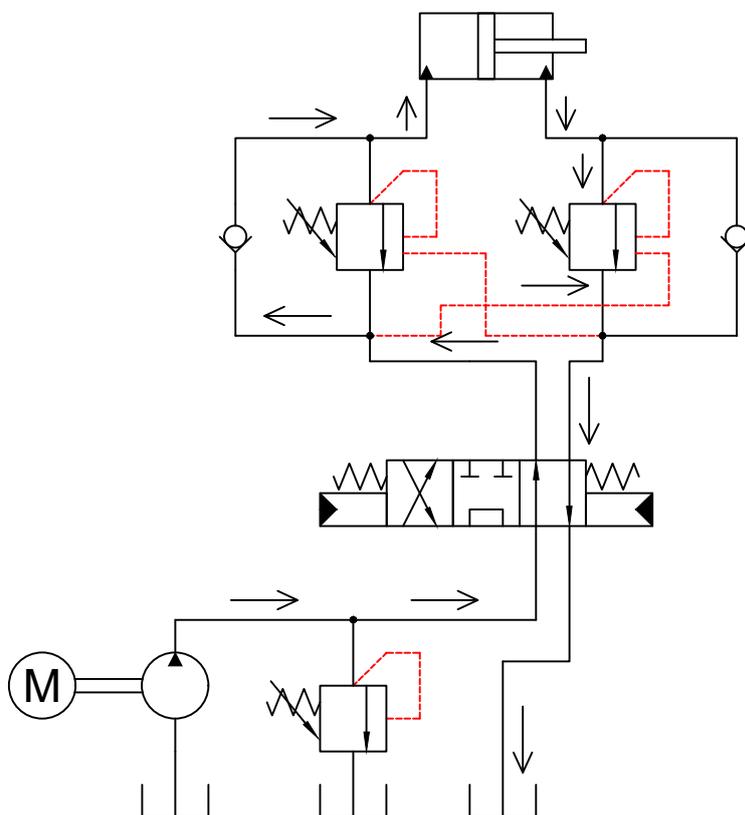


Fig. 2.3: OVC Fase di uscita cilindro Quadrante 1°-2°

rappresentato nella configurazione di lavoro e non di riposo come prevede la norma, la medesima tecnica verrà utilizzata nei circuiti successivi. In seguito l'olio può arrivare attraverso la valvola di non ritorno (valvola che consente un flusso monodirezionale) al lato culatta del cilindro che incontrerà una forza esterna che nel quadrante 1 sarà opposta al carico mentre nel caso opposto sarà concorde al carico. Contemporaneamente dalla camera opposta del cilindro esce una portata che non potendo passare attraverso la valvola di non ritorno (poiché orientata nel senso opposto) obbliga il fluido ad entrare nella overcentre, questa riceve una pressione dal ramo opposto dello schema chiamato pilotaggio remoto che si somma alla pressione di quel lato per aiutare l'apertura della valvola e in questo modo il fluido non incontra idealmente resistenza. Al contrario si genererebbe un'inutile contropressione sullo scarico con conseguente aumento della coppia assorbita dal motore primo. La valvola si apre completamente e permette al fluido di scorrere. Dopodiché il fluido rientra nel distributore e va a serbatoio. A seconda delle manovre di salita o discesa del cilindro si commuterà la valvola direzionale come nel caso di discesa mostrato in figura 2.4.

Nel caso invece in cui si debba mantenere il carico bloccato in posizione predefinita, l'Overcentre non riceve una pressione di pilotaggio dal ramo opposto con distributore al centro, per cui non si apre e tiene sollevato e fermo il carico. Nello schema è presente una valvola limita-

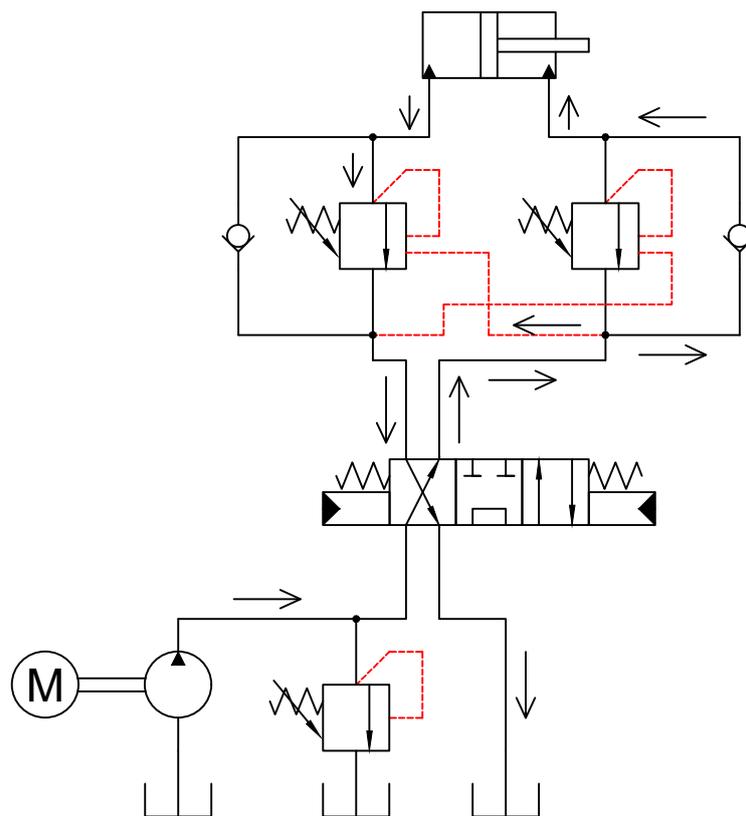


Fig. 2.4: OVC Fase di rientro cilindro Quadrante 3°-4°

trice di pressione che limita la pressione ad un valore massimo imposto dalle condizioni ottimali di pressione di lavoro delle tubazioni e del cilindro, in genere un 30% in meno del valore della overcentre. Quando la valvola direzionale è in posizione di riposo (solenioide non eccitata) cioè senza segnale la portata della pompa confluisce a scarico. Questa scelta è stata fatta per un risparmio energetico visto che quando il distributore è a segnale zero non si scarica il fluido al valore della pressione della valvola limitatrice, ma a pressione serbatoio o al massimo ad un piccola pressione dovuta al fatto che il fluido attraversa il distributore. Scaricando a valore della limitatrice significherebbe dissipare moltissima energia.

2.1.2 Componenti utilizzati

Nella progettazione dei circuito si è tenuto conto di determinati componenti realmente esistenti sul mercato per far sì che le prove simulate fossero il più reali possibili, tenendo conto di rendimenti, isteresi, cadute di pressione e trafilemanti. Tutti i componenti scelti sono valvole a cartuccia per via delle dimensioni ridotte per cui verranno alloggiati in un manifold di alluminio poichè le pressioni di esercizio non saranno così elevate da giustificare l'utilizzo di un collettore in acciaio AVP.

2.1.2.1 Pompa a pistoncini cilindrata fissa

La pompa oleodinamica è una macchina operatrice che trasporta un liquido secondo leggi

volumetriche generando una portata, che in presenza di una resistenza entra in pressione. La funzione della pompa è di convertire la potenza meccanica erogata da un motore, che nel caso in esame imprime una velocità costante di 1800 rev/min, in potenza idraulica. Ne esistono di diverse tipologie costruttive ma la scelta è caduta su quelle a pistoni. Si possono avere pompe a cilindrata fissa o variabile. Le pompe a pistoni assiali ad asse inclinato sono un categoria delle pompe a pistoni. Si differenziano dalle altre perchè l'albero motore è inclinato rispetto al blocco dei cilindri.

La scelta è ricaduta su una pompa fissa ad alto rendimento chiamata F12 prodotta della svedese Parker Hannifin. La serie F12 riportata in figura 2.5 è una pompa a pistoni a cilindrata fissa e ad asse inclinato utilizzata in numerose applicazioni in circuito aperto.



Fig. 2.5: Pompa F12 - Parker Hannifin -

Le caratteristiche principali sono :

- 1) pressione max intermittente fino a 480 bar e in funzionamento continuo fino a 420 bar
- 2) design a 9 pistoni con coppia di avviamento elevata e funzionamento lineare
- 3) alte velocità e pressioni consentono una grande potenza
- 4) design estremamente compatto con ridotto ingombro ed alto rapporto peso/potenza consentono il montaggio in spazi ristretti come può essere il caso di un'applicazione nel campo mobile.
- 5) valvola anticavitazione e flussaggio integrata per la protezione della pompa, assicura il raffreddamento del motore attraverso il carter durante il funzionamento ad alte velocità o livelli di potenza elevati.
- 6) elevato rendimento totale (volumetrica+ meccanico/idraulico)

Nella nostra applicazione si è scelta una pompa di cilindrata $42 \text{ cm}^3/\text{giro}$. L'efficienza totale (volumetrica+meccanica) calcolata a 1800 rpm e 200 bar sarà del 95 % cosicché il consumo di elettricità o carburante sarà minore rispetto a pompa con rendimenti minori.

2.1.2.2 Valvola limitatrice

Tali valvole, in generale inserite in derivazione tra alimentazione in pressione e serbatoio, consentono di mettere in comunicazione l'alimentazione con il serbatoio ogni qualvolta la

pressione di alimentazione raggiunge un valore di pressione predeterminato tramite vite di regolazione, chiamata pressione di regolazione o taratura. In tal modo vengono eliminati i danni ai componenti inseriti nel circuito, dovuti ad un incontrollato anomalo aumento di pressione dettato dal carico esterno oppure da problemi a componenti del circuito stesso. Nel nostro caso sarà una valvola di massima pilotata poichè la portata da scaricare e la pressione massima raggiungono valori molto elevati.

Si è utilizzata una VSPN-12A figura 2.6 prodotta dalla casa tedesca Bosch Rexroth.

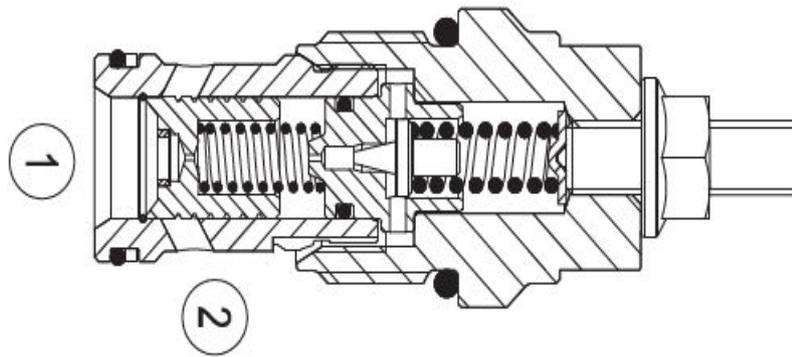


Fig. 2.6: VSPN-12A - Bosch Rexroth -

La portata è bloccata dalla porta (1) alla porta (2) finchè la pressione non arriva al valore della taratura, dopodichè il corpo conico si sposta e l'otturatore pilota si muove dalla sede permettendo la regolazione dello stadio principale a cassetto e quindi il flusso attraverso la porta (2) a serbatoio. Viene montata in cava CA-12A-2N permette di raggiungere 420 bar sulla bocca 1 e circa 140 bar di contropressione dal serbatoio. La pressione sulla porta (2) è da sommare a quella di taratura. Permette una portata massima di 200 litri come descritto in figura 2.7. Molto compatta, resistente e affidabile. Nel nostro caso sarà tarata a 250 bar.

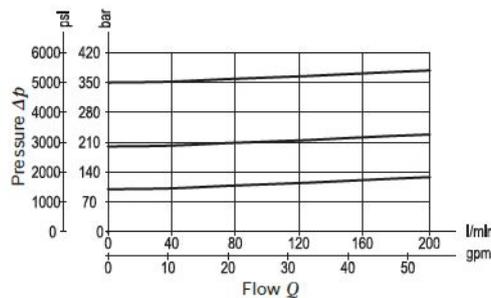


Fig. 2.7: Curva caratteristica ΔP di attraversamento VSPN

2.1.2.3 Valvola direzionale

Le valvole per il controllo della direzione sono sostanzialmente costituite da un corpo fisso dotato di un opportuno numero di bocche e di cavità interne entro le quali si spostano uno o più elementi mobili che, azionati da un comando esterno, aprono determinati passaggi e ne chiudono altri. In questo caso si adotta una valvola a cassetto poichè ha molteplici vantaggi quali la

compensazione della pressione e quindi bassi sforzi d'azionamento oltre, ad avere perdite di carico limitate, nel caso in esame non è richiesta una tenuta perfetta del cassetto. Essa è costituita da un corpo in cui vengono ricavati, perpendicolarmente ad un foro longitudinale che attraversa tutto il corpo, degli opportuni canali anulari i quali formano con il foro longitudinale degli spigoli. Nel foro scorre un elemento mobile chiamato cassetto, il quale è intercambiabile per ottenere molteplici schemi, ottenuti sagomando opportunamente i risalti. Sulle facce terminali del corpo vengono applicate le testate, che servono sia ad assicurare la chiusura idraulica sia a sostenere i meccanismi d'azionamento. Lo spostamento del cassetto collega o seziona i canali anulari che sono collegati alle bocche delle utenze.

Nel caso in esame saranno elettrovalvole ON/OFF a 24 volt, l'azionamento del movimento del cassetto avverrà tramite impulso elettromagnetico, cioè la forza necessaria al suo posizionamento viene sviluppata da un elettromagnete di adeguate proporzioni collegato direttamente al cassetto. Per cui le bocche saranno o aperte o chiuse, tolto un transitorio, senza poter regolare la portata come nel caso di una valvola proporzionale. La scelta migliore per il tipo di cassetto a livello energetico è avere un cursore detto a centro H o in by-pass poichè quando la valvola non è eccitata il flusso dalla pompa arriva a serbatoio senza resistenze elevate se non quella di attraversamento del cassetto, ovvero pochissimi bar. Avendo pochi bar di attraversamento si ha dissipazione pressochè nulla.

La scelta è ricaduta su un'elettrovalvola DS5 S2 (figura 2.8) prodotta dalla Duplomatic.

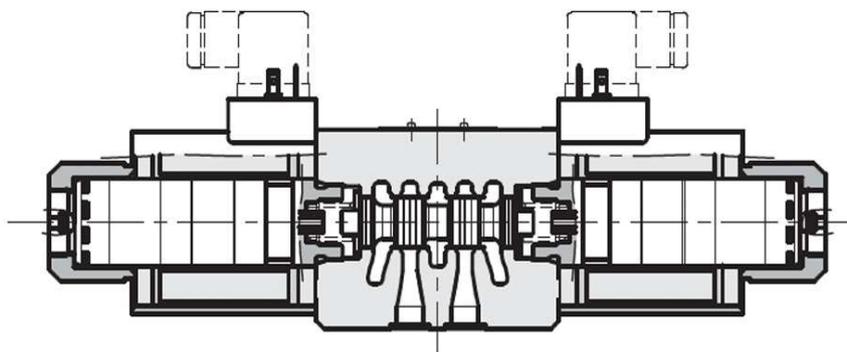


Fig. 2.8: DS5-S2 - Duplomatic Motion Control -

Le principali caratteristiche prestazionali di questa valvola sono:

- 1) 150 l/min di portata massima
- 2) 320 bar di pressione massima di esercizio
- 3) tempi di commutazione pari a 100-150 ms in inserzione e 20-50 ms in disinserione in corrente CC.
- 4) elettromagnete con protezione IP65 adatto a lavorare agli agenti atmosferici
- 5) perdite di carico pari a 11 bar nella posizione centrale cioè P-T
- 6) grafico figura 2.9 che mostra le perdite di carico con elettrovalvola commutata.

Le curve che ci interessano sono la curva 3 che ci mostra il caso P-A,P-B e la curva 1 cioè A-T

e B-T.

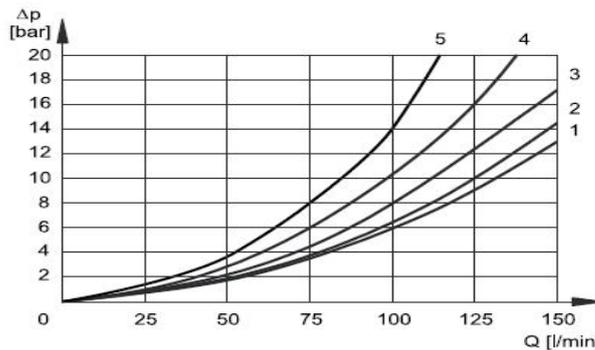


Fig. 2.9: Perdite di carico con elettrovalvola commutata

2.1.2.4 Valvola Overcentre

Questa valvola è molto importante poiché permette di controllare un carico trascinante, la sua funzione è quella di generare una contropressione allo scarico dell'attuatore in modo da bilanciare il carico esterno. Questo viene fatto strozzando lo scarico. La valvola overcentre si basa su due superfici di influenza per il suo funzionamento, per cui l'equilibrio dipende dalla pressione di due linee differenti. Una linea detta di pilotaggio agisce su una superficie di area maggiore diminuendo la pressione di taratura (molla) della valvola in modo proporzionale all'area di pilotaggio. L'altra linea invece è collegata alla camera dell'attuatore, cioè in caso di distributore in posizione neutra si avrà il valore di pressione indotto dal carico esterno. La linea di pilotaggio permette di aprire la valvola permettendo il flusso libero per esempio nella fase di rientro/uscita di un cilindro a doppio effetto. Per una migliore sicurezza dovrebbero essere montate vicine all'attuatore oppure flangiate direttamente sul cilindro. La pressione di taratura della valvola deve essere abbastanza alta per tenere il carico in qualsiasi circostanza cioè va tarata circa 1.3 volte la pressione massima di utilizzo del sistema. La fase di discesa del carico induce una pressione che lavora su una sezione contrapposta al carico della molla, per cui il carico diminuisce la forza necessaria per aprire la valvola. In caso di valvola overcentre montata su cilindro in assenza di attrito di tenuta per avere l'apertura della valvola basta una pressione pilota (pressione presente su ramo opposto alla valvola) determinabile tramite la formula equazione (2.1) nel caso di carico presentato in figura 2.10

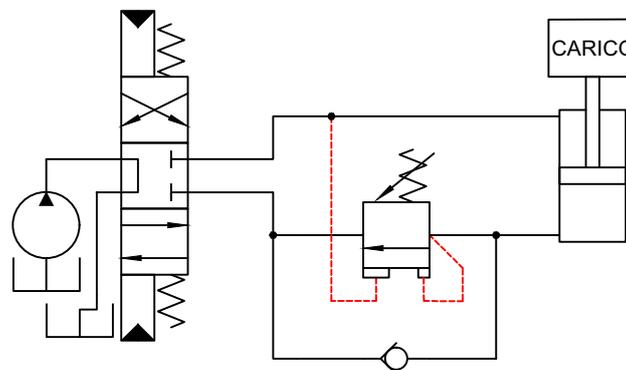


Fig. 2.10: Valvola posta su lato culatta

$$P = (P_t - P_{load}) / (R + 1/\phi) \quad (2.1)$$

oppure l'equazione (2.2) in caso di figura 2.11

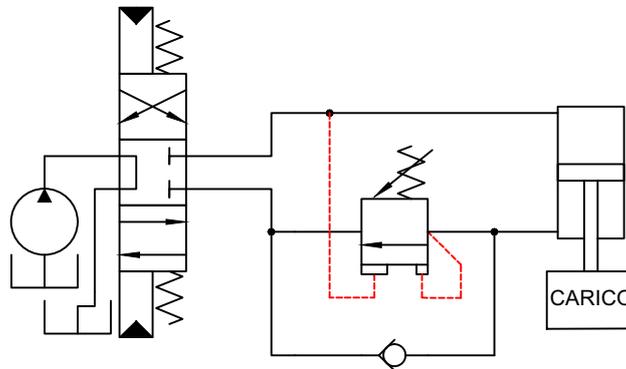


Fig. 2.11: Valvola posta su lato stelo

$$P = (P_t - P_{load}) / (R + \phi) \quad (2.2)$$

dove:

- f) P_t = pressione di taratura della molla in assenza di contropressione, ovvero precarico della molla sull'area piccola
- g) P_{load} = pressione indotta dal carico misurata a monte dell'overcentre
- h) R rapporto di pilotaggio tra le aree in cui agiscono le pressioni (area grande su area piccola)
- i) ϕ rapporto tra le aree del cilindro

Sono disponibili differenti rapporti d'area di pilotaggio. In generale.

- 1) Rapporti di pilotaggio elevato ($R > 8:1$) consentono un abbassamento del carico con ridotta pressione pilota per un funzionamento più veloce della macchina con un risparmio energetico. Vengono utilizzati per applicazioni dove la geometria della struttura mantiene le pressioni indotte dal carico costanti durante i movimenti poiché tende ad essere instabile.
- 2) Rapporti di pilotaggio bassi ($R < 4:1$) richiedono pressioni pilota più elevate per abbassare il carico ma consentono un controllo più preciso e regolare del moto. Vengono sfruttati nei casi dove serve una certa precisione e dove si hanno sempre condizioni di carico differenti.

Nel nostro caso si è utilizzata una valvola a cartuccia chiamata VBST-16U figura 2.12 della casa tedesca Bosch Rexroth con rapporto di pilotaggio 3:1.

La scelta è ricaduta su questa valvola poiché essendo una valvola da 240 l/min con pressione massima di 350 bar presenta una curva caratteristica di caduta di pressione con valori molto bassi come dimostrato in figura 2.13. Da notare che la camera della molla si trova a pressione atmosferica (vented) ciò permette di non risentire della contropressione che può essere presente sulla porta 2.

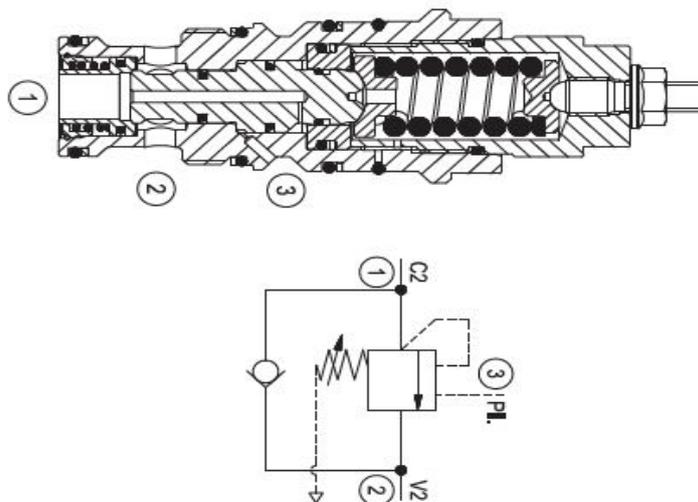
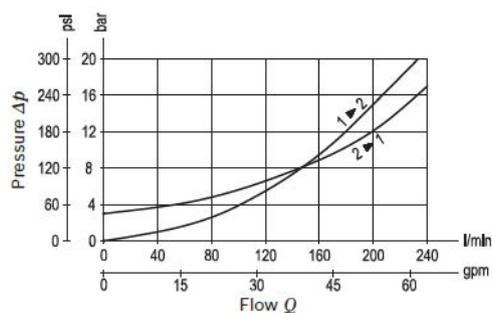


Fig. 2.12: Counterbalance VBST-16 U

Fig. 2.13: Curva caratteristica di ΔP di attraversamento della VBST

Lo schema e il funzionamento dei prossimi circuiti è ripreso dal libro “Hydrostatic transmission and actuators”. Nei circuiti seguenti invece di dissipare l’energia nella fase di carico la si cerca di trasferire all’albero in modo che si possa recuperare.

2.2 Circuito singola pompa con valvola direzionale

In questo caso si ha un circuito con molte meno valvole poichè il movimento ed il controllo del carico lo si effettua agendo direttamente sulla pompa a cilindrata variabile. Le valvole presenti sono due valvole di non ritorno e una valvola direzionale che ha il compito di collegare il serbatoio alle due linee collegate al cilindro.

2.2.1 Schema e funzionamento

Lo schema presentato in figura 2.14 ci mostra il funzionamento.

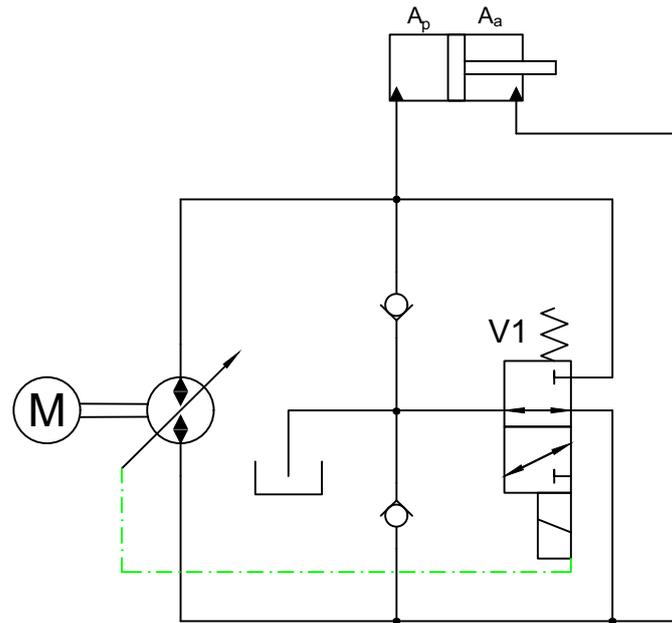


Fig. 2.14: Circuito singola pompa con valvola direzionale

In questo circuito entrambe le parti del cilindro sono collegate in modo alternato al serbatoio attraverso l'elettrovalvola V1. Non è presente nessuna pompa di ricarica, il flusso entra ed esce dal serbatoio grazie alle differenze di pressione che si creano nel circuito, dovute al fatto che vi è una portata a serbatoio derivante dalla differenza di portata elaborata dalla pompa con quella

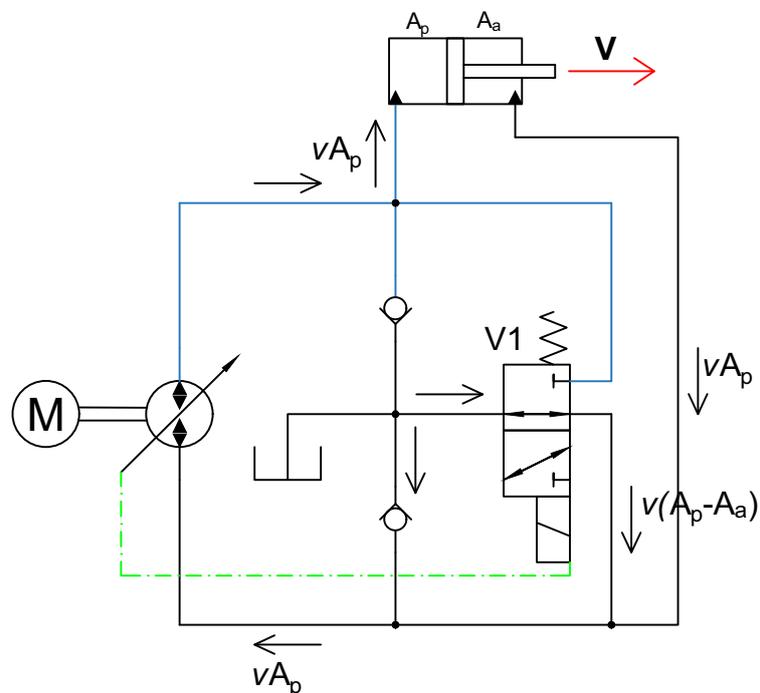


Fig. 2.15: Cilindro in estensione

uscite dal cilindro. E' presente portata a serbatoio poichè l'attuatore ha un comportamento asimmetrico mentre la pompa no.

Nel caso del cilindro in uscita (figura 2.15) osserviamo che il solenoide della valvola V1 rima-

ne inattivo connettendo il lato stelo del cilindro con il serbatoio. Visto che la portata aspirata dalla pompa è maggiore di quella scaricata dall'attuatore, la portata mancante viene prelevata dal serbatoio.

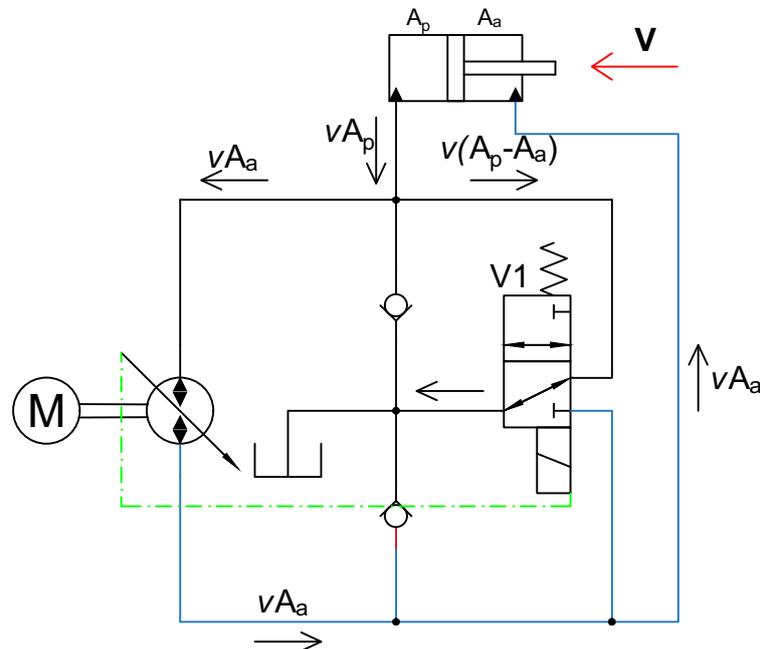


Fig. 2.16: Cilindro in rientro

In modo analogo nel caso di cilindro in rientro (figura 2.16) si ha che il solenoide della valvola V1 è adesso attivo, essendo presente un eccesso di portata uscente dal lato culatta del cilindro, viene ripartita, una parte mandata alla pompa con valore $v(A_a)$, un'altra indirizzata a serbatoio pari a $v(A_p - A_a)$. Come si può capire la posizione della valvola direzionale V1 dipende a seconda del quadrante di operazione. Lo schema di figura 2.17 mostra le operazioni nel 1° e 3° quadrante, ovvero con carico resistente. Si nota subito che la commutazione della valvola direzionale V1 coincide con l'inversione della pompa. Un'altra caratteristica molto importante del circuito si può osservare nel 1° quadrante dove una delle valvole monodirezionali è aperta, creando una linea dal serbatoio verso la linea del lato stelo. Questo fatto permette di prevenire la cavitazione perchè la pressione lato stelo può arrivare ad avere valori notevolmente bassi. Lo stesso problema non si può avere nel 3° quadrante dove la differenza di pressioni tra le camere è positiva. In questo caso aumentando la restrizione tra la linea principale e il serbatoio ha come risultato un aumento della pressione lato stelo, il quale in rientro, contribuisce alla decelerazione del cilindro. Di particolare interesse è il caso di operazione nel 2° quadrante con l'uscita del cilindro (figura 2.18). Se mantenessimo la V1 non eccitata saremmo nel caso in cui il fluido lato stelo verrebbe mandato a serbatoio, questa situazione non permetterebbe di controllare la velocità dell'attuatore o di mantenerlo bloccato sotto carico con la pompa a zero. In questo caso si avrebbe nel lato culatta del cilindro una pressione negativa creata dalla forza esterna F. Si rischierebbe, nel caso di una forza molto alta e quindi alta velocità di uscita, di fare evaporare il fluido con grandi danni al sistema intero, in più il cilindro non sarebbe in equilibrio e quindi accelererebbe in modo incontrollato.

Se invece eccitiamo la valvola V1 il problema viene risolto. Poichè l'alta pressione la troviamo sul lato stelo del cilindro sul quale possiamo mantenere il controllo andando a variare il segnale alla pompa. Ora il carico è trasferito alla pompa la quale si comporta ora come un motore. La stessa situazione riportata in figura 2.19 la ritroviamo nel 4° quadrante.

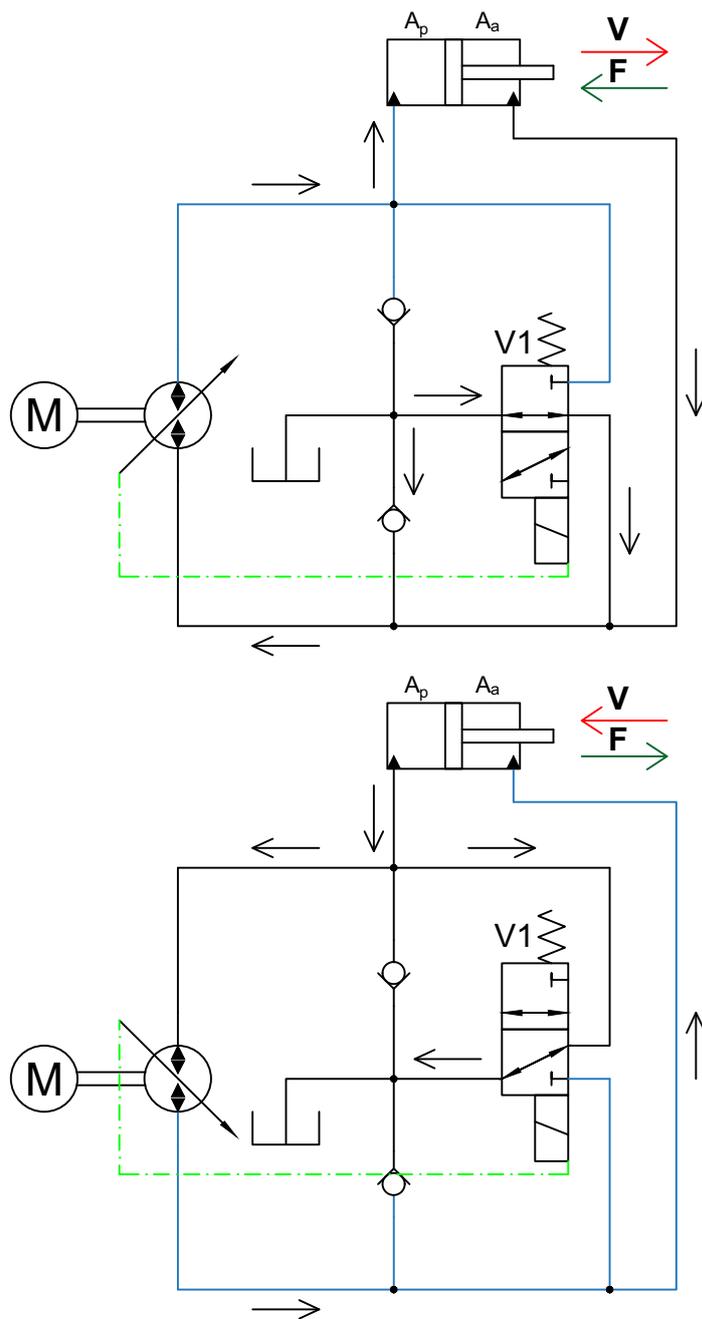


Fig. 2.17: Operazione nel 1° e 3° quadrante

In questo caso non dobbiamo eccitare la V1 cosicchè ci ritroviamo la camera lato culatta in pressione che trasmettiamo alla pompa che anche in questo caso si comporta come un motore. Se avessimo eccitato la V1 avremmo perso il nostro controllo del cilindro.

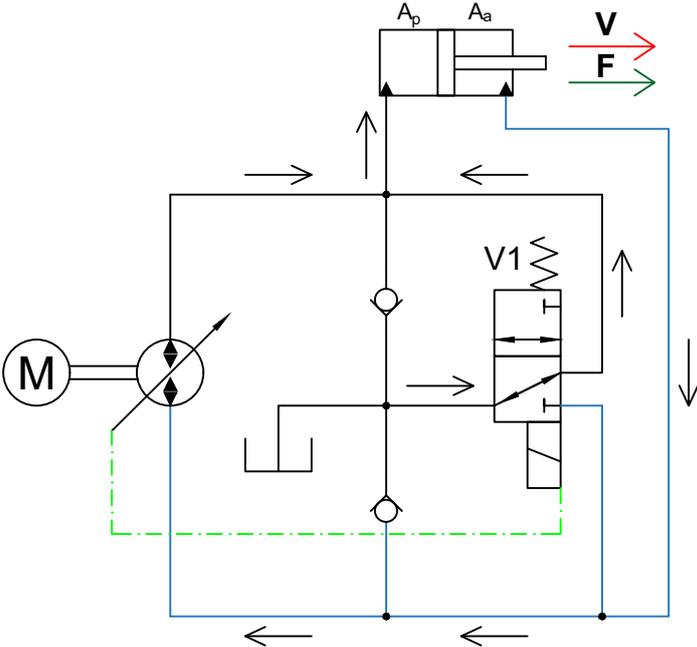


Fig. 2.18: Uscita cilindro 2° quadrante

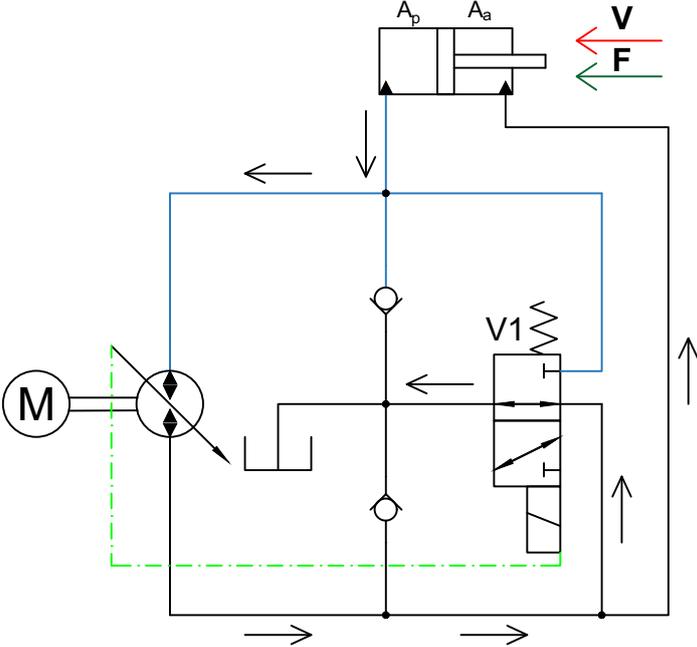


Fig. 2.19: Rientro cilindro 4° quadrante

2.2.2 Componenti utilizzati

2.2.2.1 Pompa a pistoncini assiali cilindrata variabile per circuito semi-chiuso

Una pompa variabile a pistoncini assiali con piatto inclinato contiene un blocco in lega, munito di cavità cilindriche equidistanti, con assi paralleli o convergenti rispetto all'asse. In ogni alloggiamento è infilato un pistoncino in acciaio. All'estremità opposta ogni pistoncino tocca contro un piatto obliquo fisso, il cui angolo rispetto all'albero della pompa sarà variabile. La cilindrata varia con l'angolo di inclinazione. Il beneficio di una pompa a cilindrata variabile è la possibilità del sistema Load Sensing, cioè l'alimentazione precisa per le varie funzioni di lavoro inserite senza sprechi inutili. Nei grafici presenti in figura 2.20 si può notare come è minimizzato il consumo energetico e la generazione di calore rispetto ad una pompa a portata fissa utilizzata nello stesso sistema. Il primo diagramma mostra la potenza richiesta (prodotto tra pressione e portata) in un sistema a portata costante con una pompa fissa. Il diagramma 2 mostra il fabbisogno di potenza considerevolmente inferiore in un sistema load sensing con una pompa a portata variabile. In entrambi i casi, la pressione della pompa è leggermente superiore a quella richiesta dal carico più pesante, ma grazie al minore flusso erogato la pompa richiede solamente la potenza indicata nell'area "Potenza di carico". Tuttavia in un sistema a portata costante il fluido ritorna nel serbatoio e la potenza corrispondente "Potenza dissipata" è tutta una perdita di calore.

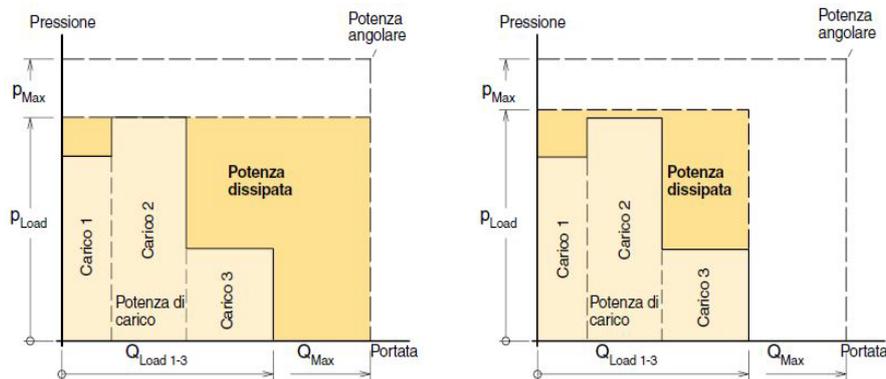


Fig. 2.20: Diagrammi Load Sensing

Nella nostra trattazione non sarà presente un vero e proprio sistema Load Sensing idraulico ma la pompa verrà tarata elettronicamente per l'utilizzo specifico senza sprechi. Si è scelta la pompa A4VSH della Bosch Rexroth, poichè è una pompa nata e costruita per circuiti semichiusi come questo. L'applicazione che sfrutta al meglio questa pompa sono le autogru (controllo del carico). La A4VSH fornisce all'impianto idraulico sempre la quantità corretta di fluido riducendo al massimo il consumo energetico e la generazione di calore. Questa particolare pompa resiste fino a 3 bar di pressione sul drenaggio anzi, vengono consigliati circa 0.5 bar costanti per tenere sempre piena la carcassa della pompa. Nelle simulazioni verrà utilizzata una cilindrata pari 095 cm^3 . Non avendo a riguardo dati sull'efficienza si è deciso di adottare un valore totale pari al 95 % in linea con gli altri casi.

2.2.2.2 Valvola direzionale

Per la valvola direzionale 2 posizioni 3 vie si è scelto per motivi energetici una valvola da

100 litri/min utilizzabile fino a 350 bar poichè avremo circa 60 litri/min di passaggio. La valvola in figura 2.21 quando non è eccitata ovvero quando il cassetto non si sposta, collega P-A e blocca la bocca T. Quando il cassetto si muove invece si ottiene un collegamento diretto tra A-T con la bocca P chiusa.

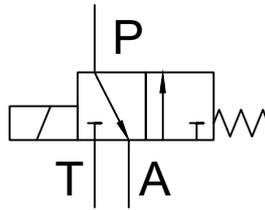


Fig. 2.21: Simbolo valvola direzionale

La scelta anche in questo caso è ricaduta su una valvola prodotta dalla Duplomatic. Una valvola chiamata DS3-TA (figura 2.22) con il transitorio a centro chiuso. Una valvola monosolenoidale a cui verrà tappata la bocca B in modo da ottenere lo schema desiderato.

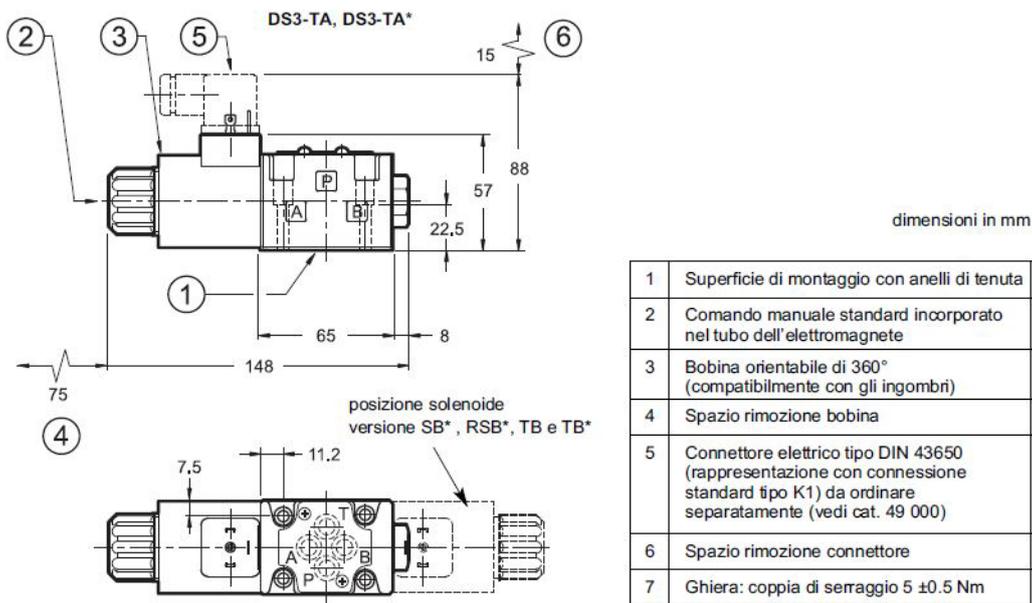


Fig. 2.22: DS3-TA - Duplomatic Motion Control dimensioni e ingombri-

In questo caso le perdite di carico saranno leggermente maggiori se confrontate con il caso della DS5, questo perchè la taglia della valvola è più piccola e noi faremo passare quasi l'80 % del suo massimale. In figura 2.23 viene mostrato il grafico del ΔP di attraversamento dove la curva della versione TA si legge con il numero 3. Anche in questo caso la valvola dispone di connettori IP65 resistente agli agenti atmosferici, adatti in caso di lavoro prolungato all'esterno.

2.2.2.3 Valvola di non ritorno

Una valvola di non ritorno consiste in un corpo con connessioni d'entrata e d'uscita e una parte mobile precaricata da una molla. la parte mobile è molto spesso costituita da una sfera o da un otturatore conico. Attraverso questa valvola la portata può passare in una sola direzione. Quando all'entrata della valvola la pressione del sistema è abbastanza elevata da vincere la resistenza minima della molla di precarica dell'otturatore, il quale viene allontanato dalla sua

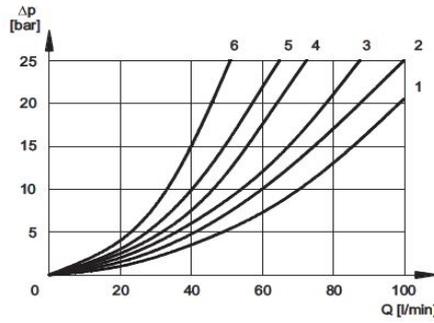


Fig. 2.23: Curva caratteristica di ΔP di attraversamento della DS3-TA

sede di tenuta. La portata così può fluire da 1 a 2. Quando il fluido cerca di entrare da 2 verso 1 l'otturatore fa battuta e non lascia il passaggio.

Si è utilizzata la valvola chiamata VUCN-12A in cavità CA-12A-2N con molla da 0.5 bar (figura 2.24), un valvola che permette 120 litri/min con 12 bar di attraversamento come evidenziato in figura 2.25 .

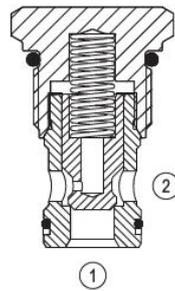


Fig. 2.24: Sezione VUCN-12A - Bosch Rexroth -

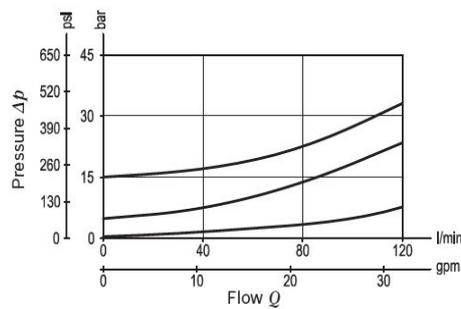


Fig. 2.25: Curva caratteristica di ΔP di attraversamento della VUCN

2.3 Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate

In questo caso si ha un circuito con una pompa variabile principale ed una pompa fissa più piccola detta di ricarica. Anche in questo caso il controllo del carico viene effettuato agendo sulla pompa principale. Le valvole presenti sono due valvole di non ritorno pilotate più una valvola limitatrice di pressione che impone un livello minimo di pressione nel circuito di bassa pressione.

2.3.1 Schema e funzionamento

Il circuito raffigurato in figura 2.26 utilizza 2 valvole di blocco pilotate con un circuito di ricarica che ha lo scopo di compensare il differente flusso causato dalle sezioni diverse del cilindro. Il concetto base è molto simile a quello di una trasmissione idrostatica, dove la pompa di ricarica dimensionata per compensare il volume che viene meno alla pompa per la differenza di area ed evita così la cavitazione di essa.

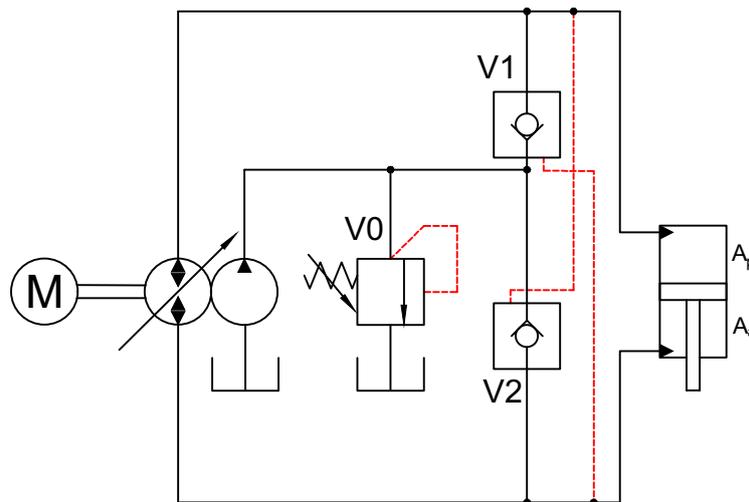


Fig. 2.26: Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate

Il funzionamento è più chiaro con un'analisi attraverso i vari quadranti.

La figura 2.27 mostra le operazioni nel 1° quadrante. Durante l'uscita del cilindro la domanda di flusso della pompa è pari a $v(A_p)$. Il flusso che esce dal lato stelo è quantificato in $v(A_a)$, al quale si aggiunge quello proveniente dalla pompa di ricarica, perciò otterrò $v(A_p - A_a)$ di flusso che attraversa la valvola di blocco V2; così lo stesso flusso $v(A_p)$ rientra di nuovo nella pompa. Il volume in eccesso proveniente dalla pompa di ricarica è deviato nel serbatoio alla pressione di esercizio della valvola limitatrice posta sulla linea di bassa pressione, la quale pertanto regola e predetermina il livello di pressione del ramo di aspirazione della pompa principale.

Importante notare che la differenza di pressione tra lato stelo e lato culatta del cilindro mi permette di tenere aperta la valvola di blocco V2, mentre tiene chiusa la valvola di blocco V1.

Nel caso di operazioni nel 3° quadrante (figura 2.29) la pompa fornisce un flusso pari a $v(A_a)$

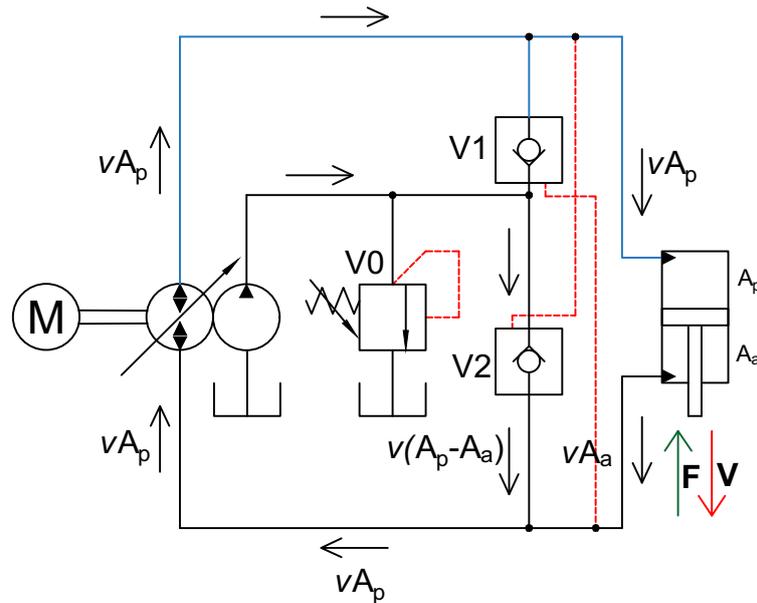


Fig. 2.27: Operazioni nel primo quadrante

al lato stelo del cilindro mentre esce un flusso pari a $v(A_p)$ dal lato culatta. Parte di questa portata equivalente a $v(A_p - A_a)$ viene deviata a serbatoio come nel caso precedente attraverso la valvola V1, così facendo la pompa principale riceve la giusta quantità di olio pari a $v(A_a)$. .

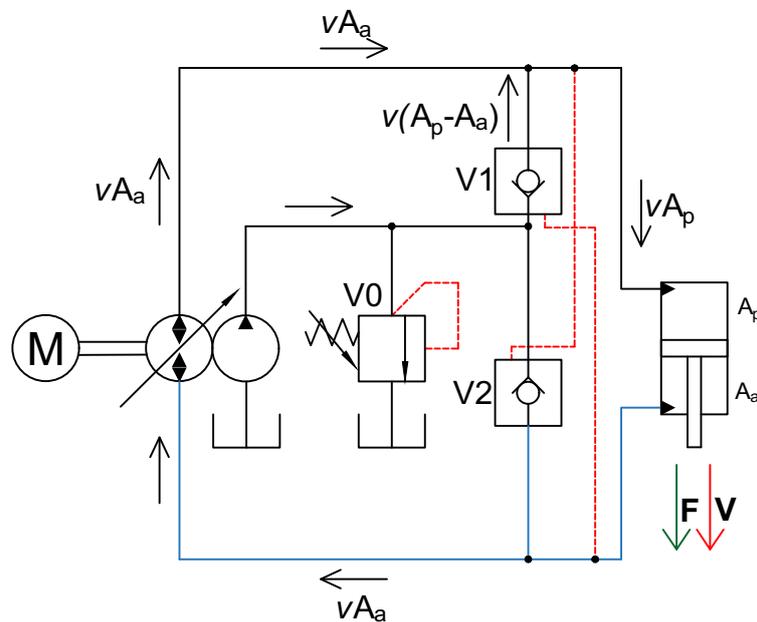


Fig. 2.28: Operazioni nel secondo quadrante

Nel caso di operazioni nel 2° quadrante (figura 2.28) il flusso proveniente dalla pompa pari a $v(A_a)$ è insufficiente per riempire la culatta del cilindro che chiede una portata pari a $v(A_p)$. In questo caso viene in aiuto la pompa di ricarica la quale manda un flusso pari a $v(A_p - A_a)$ attraverso la valvola di non ritorno a sblocco V1, il quale in aggiunta al flusso della pompa principale soddisfa la richiesta della culatta del cilindro. In questo caso la pompa è guidata dal carico esterno per cui lavora come un motore. Un'altra importante osservazione è che la velo-

cità del cilindro può essere facilmente controllata attraverso la variazione di cilindrata della pompa in caso di accelerazione indesiderata. La figura 2.30 ci mostra il 4° quadrante

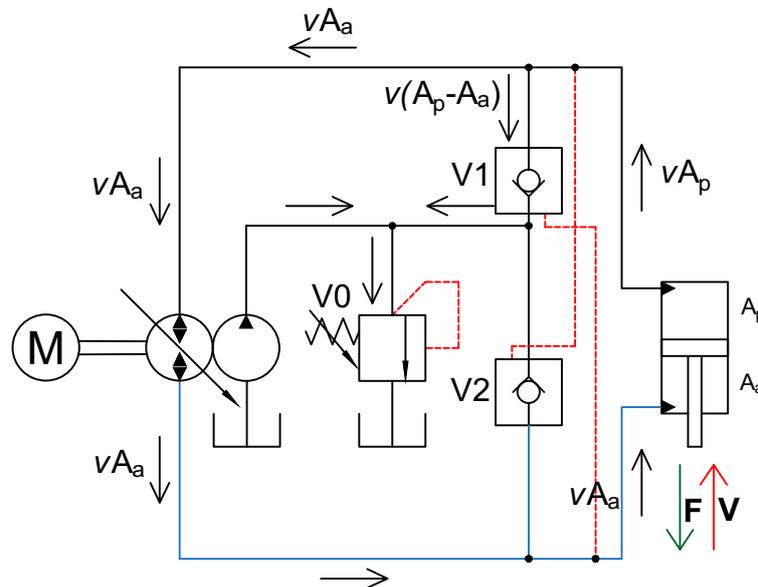


Fig. 2.29: Operazioni nel terzo quadrante

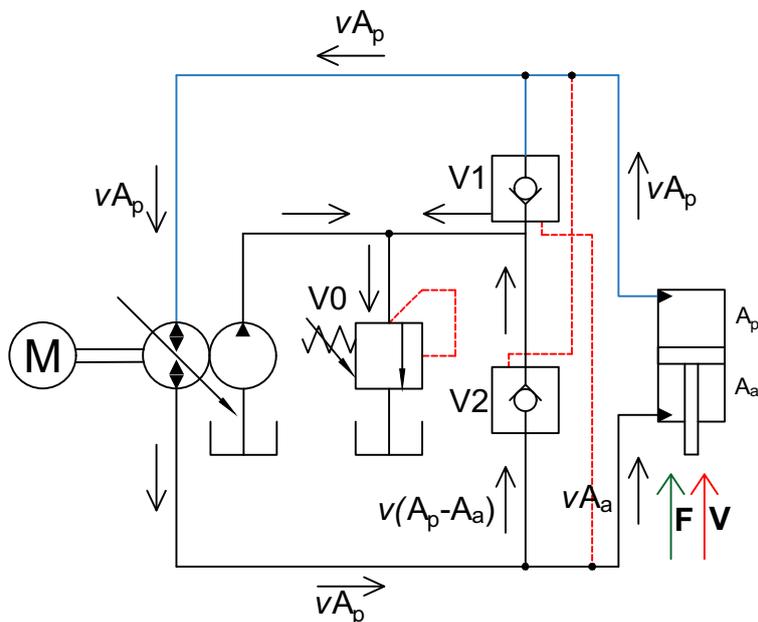


Fig. 2.30: Operazioni nel quarto quadrante

L'azione della forza esterna F forza l'entrata della portata nella pompa principale che lavora come prima da motore. In questo caso parte del flusso che mi esce dalla pompa viene deviato nel serbatoio attraverso la valvola $V2$ e la valvola limitatrice del circuito a bassa pressione. La pompa di ricarica in questo momento convoglia portata nel serbatoio alla pressione di taratura scelta da noi; anche in questo caso si può regolare agevolmente la velocità del cilindro agendo sulla variazione di cilindrata della pompa.

2.3.2 Componenti utilizzati

2.3.2.1 Pompa a pistoncini assiali cilindrata variabile per circuito chiuso

Nel circuito sono presenti due pompe, una che avrà il compito del controllo del carico di cilindrata più grande, un'altra invece più piccola di cilindrata con il compito di sovralimentare il circuito.

La scelta per la pompa principale è caduta su una pompa a pistoncini assiali variabile denominata A4VG(figura 2.31) dalla casa tedesca Bosch Rexroth nella cilindrata $90 \text{ cm}^3/\text{giro}$ con efficienza totale pari 0.95 in mancanza di dati del costruttore. Questa pompa nasce per essere usata nei circuiti chiusi con pressioni che raggiungono anche i 450 bar di picco o 400 bar in continuo.

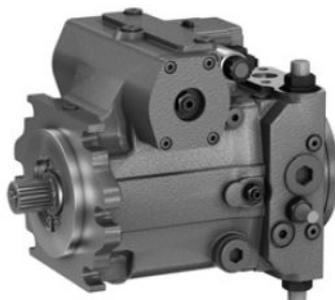


Fig. 2.31: A4VG - Bosch Rexroth -

Per la pompa di ricarica invece si utilizza una pompa a cilindrata fissa di cilindrata $25 \text{ cm}^3/\text{giro}$ necessari a 1800 rev/min a compensare la portata mancante nel circuito principale.

2.3.2.2 Valvola di blocco pilotata

Una valvola di blocco pilotata, visibile in figura 2.32 permette al flusso di passare in una direzione, mentre nella direzione opposta il flusso può passare quando la pressione di pilotaggio allontana dalla sede la parte mobile della valvola.



Fig. 2.32: Valvola di blocco pilotata

Una valvola di di blocco pilotata è formata da un corpo con connessioni di entrata e uscita, e da un otturatore precaricato da una molla, esattamente come una normale valvola di ritegno. Dall'altra parte dell'otturatore della valvola c'è un pistoncino con stelo che è precaricato da una leggera molla. La pressione di pilotaggio è applicata sul lato dello stelo del pistoncino attraverso la connessione di pilotaggio. La camera contenente lo stelo e la molla è collegata ad un drenaggio. La valvola figura 2.33 permette sempre il flusso da 2 a 1. La portata che tenta di

passare attraverso la valvola da 2 a 1 ma spingendo l'otturatore contro la sede non permette il flusso. Quando però al pistoncino si applica una pressione di pilotaggio in 3 adeguata si apre l'otturatore e si permette il flusso da 2 a 1.

La scelta è caduta su una valvola chiamata VSON-12A in cava CA-12A-3C da 120 l/min con un differenziale di pilotaggio pari a 3.2:1 prodotta dalla ditta tedesca Bosch Rexroth.

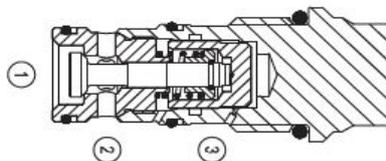


Fig. 2.33: Sezione VSON-12A - Bosch Rexroth -

Interessante vedere dal grafico di figura 2.34 come con 100 l/min si ha un ΔP di circa 18 bar.

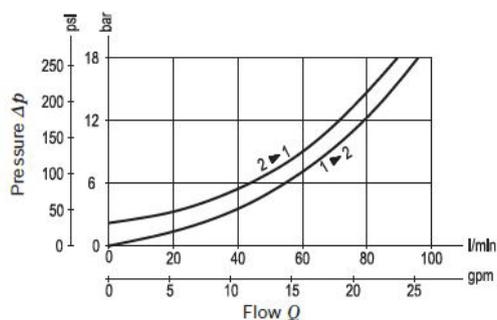


Fig. 2.34: Curva caratteristica di ΔP di attraversamento della VSON-12A

2.4 Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate e accumulatore

Questo schema presenta una modifica a quello proposto nel punto 3, vi è la presenza di un accumulatore che permette di dimensionare la pompa di ricarica per un volume di olio minore visto che nei casi in cui si coinvolgeva l'olio a serbatoio ora si carica e si stocca olio nell'accumulatore. In questo caso la pressione di aspirazione della pompa è imposta dall'accumulatore, mentre la limitatrice viene tarata più alta e quindi in genere non regola ma lavora solo come sicurezza.

2.4.1 Schema e funzionamento

In figura 2.35 è presentato lo schema idraulico. Sono presenti come prima una pompa principale che gestisce il carico più una piccola pompa di ricarica ed un accumulatore; così facendo la pompa di ricarica sarà di minore cilindrata ottenendo un'efficienza energetica maggiore del ciclo per via della minore cilindrata, infatti la pompa di ricarica nei quadranti 1°-2° sopperisce alla quantità d'olio mancante, ma nei quadranti 3°-4° la cilindrata della pompa diventava considerevolmente grande. Questa determinava nel caso 3°-4° un costo energetico maggiore poi-

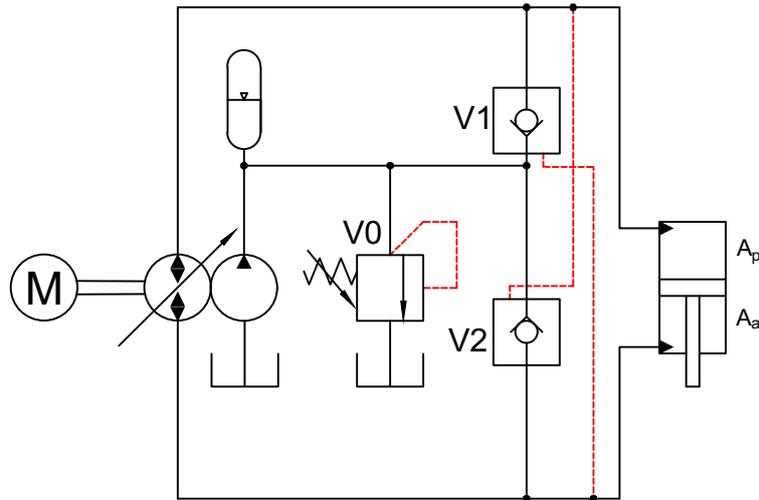


Fig. 2.35: Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate e accumulatore

chè la portata veniva coinvogliata nella valvola limitatrice, così facendo si dissipava tutto in calore. La soluzione adottata in questo caso è quella di connettere l'accumulatore con il circuito di ricarica per sopperire la portata mancante nei quadranti 1 e 2.

In figura 2.36 vengono mostrate le operazioni nel primo e secondo quadrante del circuito illustrato in figura 2.35. In entrambi i casi l'accumulatore scarica la portata nel circuito principale. La dimensione dell'accumulatore regola la dimensione della pompa di ricarica. Infatti considerando le aree del pistone A_p e dell'anello A_a , assieme alla lunghezza della corsa L , l'accumulatore a meno di perdite deve essere dimensionato per contenere un volume di fluido uguale a $L(A_p - A_a)$ alla pressione della valvola V_0 .

Da notare che nei casi di figura 2.37 l'accumulatore è in ricarica durante queste operazioni.

2.4.2 Componenti utilizzati

2.4.2.3 Accumulatore

Gli accumulatori figura 2.38 assolvono la funzione di raccogliere e conservare energia idraulica in tempi diversi rispetto a quelli in cui avviene la restituzione. Negli impianti idraulici si utilizzano normalmente accumulatori che sfruttano l'energia elastica di un gas e talvolta quella di molle o l'energia potenziale di posizione di un peso. Gli accumulatori vengono utilizzati per molteplici scopi quali.

- Riserva di energia:** in sistemi caratterizzati da una domanda discontinua può essere conveniente utilizzare un accumulatore con funzione di livellatore, in modo da ridurre le dimensioni della pompa e conseguentemente avere un risparmio energetico.
- Dispositivo di sicurezza:** ha il compito di garantire che in un certo ramo vi sia sempre un determinato valore di pressione.
- Dispositivo di emergenza:** normalmente escluso dal sistema, l'accumulatore viene automaticamente inserito in situazioni d'emergenza per fornire l'energia necessaria a completare un ciclo di lavoro od una parte di esso.

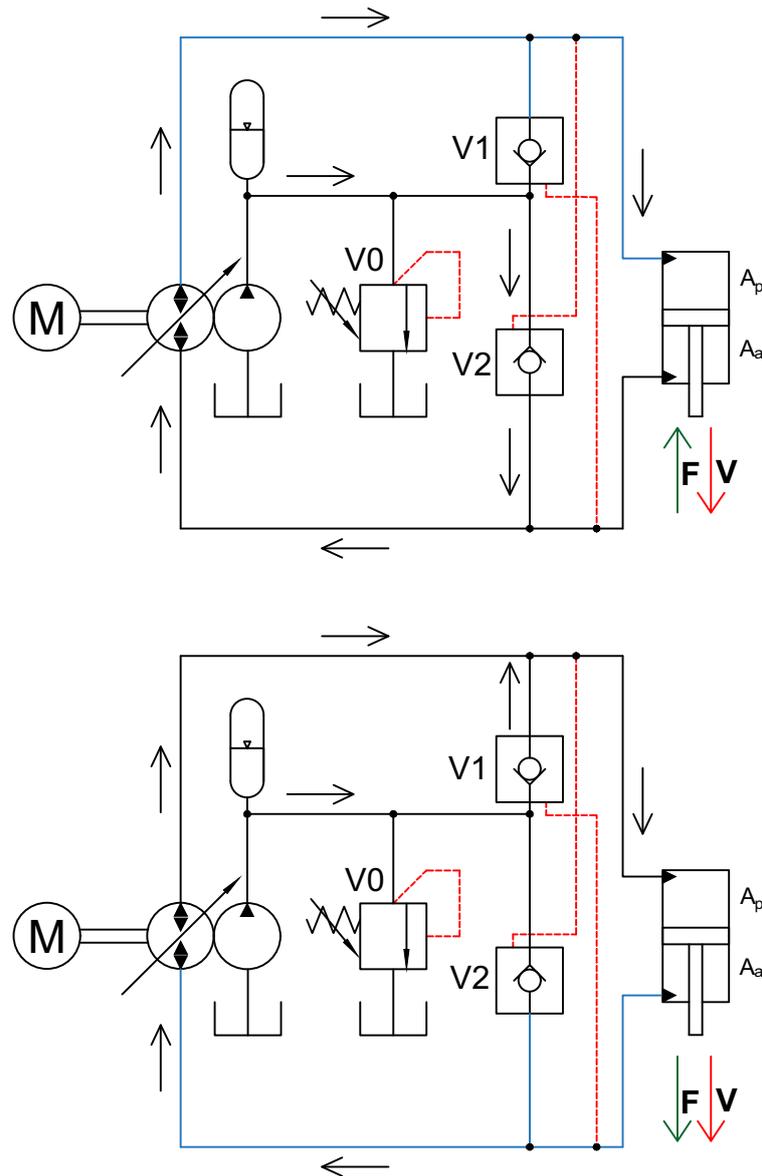


Fig. 2.36: Operazioni nel 1° e 2° quadrante rispettivamente

- d) **Smorzatore:** come smorzatore di pulsazioni, quali ad esempio quelle create da pompe, deve assorbire e quindi restituire volumi di fluido pari alla differenza fra il valore medio ed il valore massimo delle oscillazioni di portata.

La situazione in esame in questo circuito cade nel punto A, poichè nel nostro caso l'accumulatore serve per minimizzare la cilindrata della pompa di ricarica.

L'accumulatore preso in considerazione avrà un volume nominale di 4 litri e una precarica di 5 bar.

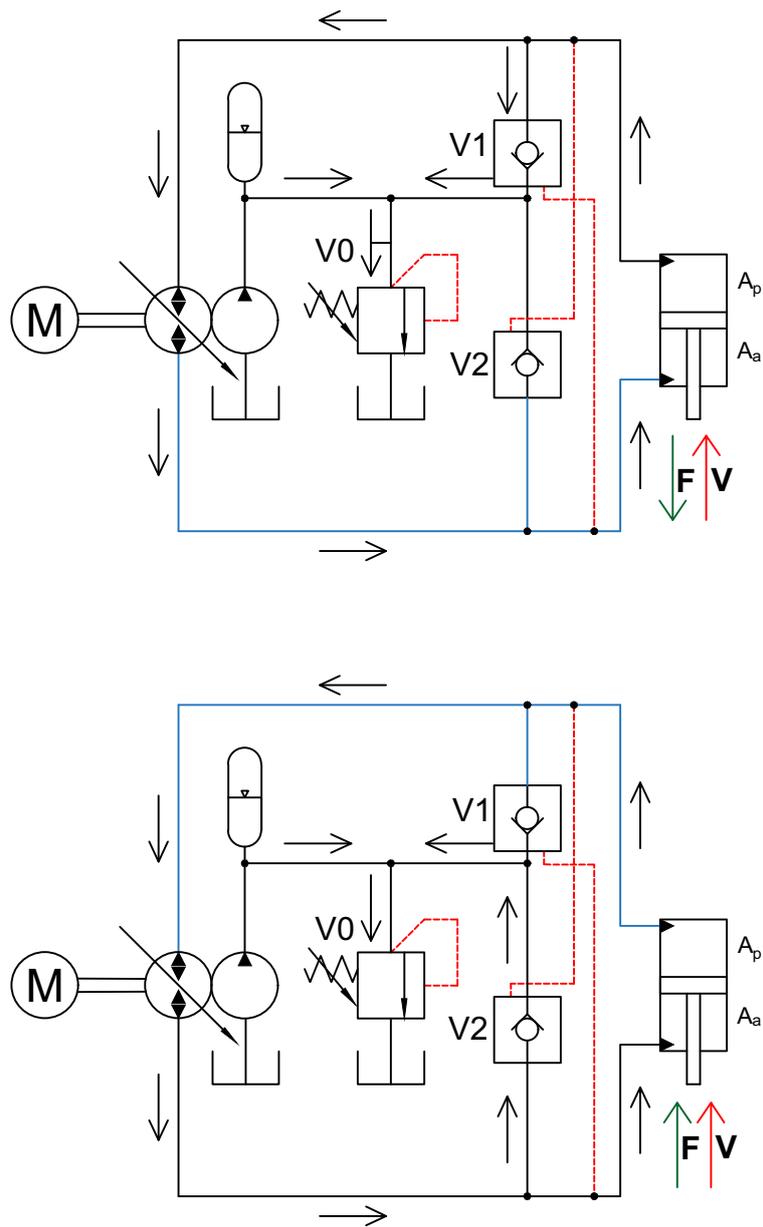


Fig. 2.37: Operazioni nel 3°e 4°quadrante rispettivamente



Fig. 2.38: Accumulatore a pistoni - Parker Hannifin -

2.5 Circuito con trasformatore idraulico in linea

I trasformatori idraulici sono ottenuti connettendo meccanicamente due macchine volumetriche, solitamente identiche, e mettendo in comune due porte idrauliche tramite una giunzione. Il principio di funzionamento è quello di convertire una quota della potenza idraulica in ingresso, in potenza meccanica e quindi nuovamente in potenza idraulica, in modo da ottenere sulle bocche di uscita livelli di pressione o portata diversi rispetto alla bocca di ingresso. Il motore idraulico riceve la portata uscente dalla camera stelo dell'attuatore e la trasforma in energia meccanica che tramite un albero la trasmette alla pompa secondaria, la quale immette o toglie portata al circuito a seconda dei quadranti.

2.5.1 Schema e funzionamento

Nel circuito si vede come la connessione tra le due pompe sia attuata attraverso un motore col-

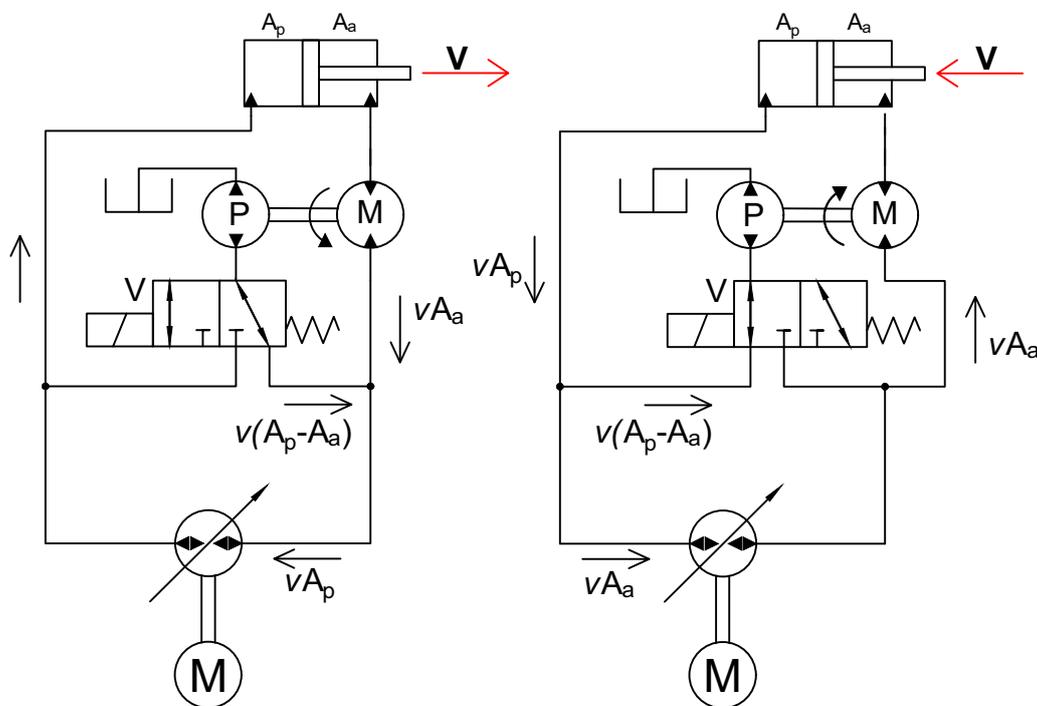


Fig. 2.39: Circuito con trasformatore idraulico: cilindro in estensione e rientro rispettivamente

legato alla linea del lato stelo del cilindro. La coppia pompa-motore viene chiamata trasformatore idraulico. Nel primo caso di figura 2.39, il cilindro si estende con una velocità V che richiede una portata pari a $v(A_p)$ proveniente dalla pompa principale. Contemporaneamente il flusso che esce dal lato stelo pari a $v(A_a)$, entra nel motore idraulico, il quale è connesso meccanicamente alla seconda pompa P . La portata che esce dalla seconda pompa pari a $v(A_p - A_a)$ si aggiunge a quella uscente dal motore idraulico così il totale che si ottiene è una portata pari a $v(A_p)$ cioè quella richiesta dalla pompa principale per avere una velocità V .

Nel caso di destra in figura 2.39 possiamo notare che la portata proveniente dalla pompa principale ed entrante nel lato stelo è uguale a $v(A_a)$. Poiché si ha un differenziale tra le aree del

cilindro si otterrà una portata uscente dal cilindro pari $v(A_p)$ maggiore di quella entrante. La differenza tra le due portate viene coinvogliata attraverso la seconda pompa a scarico. Questo è possibile cambiando la posizione dell'elettrovalvola V. Molto importante è vedere come cambiando il senso di rotazione del motore idraulico si manda la portata a scarico oppure nel circuito a seconda di come cambia il segno della velocità. Prima di analizzare i quattro quadranti in dettaglio, analizziamo il componente principale del sistema cioè il trasformatore idraulico. Il nome trasformatore idraulico identifica un'unità composta da un motore ed una pompa nei quali la potenza di portata al motore pari a $q_m(\Delta p_m)$ esce dalla pompa uguale a $q_p(\Delta p_p)$. Perciò assumendo che non vi siano dissipazioni di energia possiamo scrivere l'equazione (2.3)

$$q_p \Delta p_p = q_m \Delta p_m \quad (2.3)$$

dove (Δp_p) e (Δp_m) sono le differenze di pressione sul motore e sulla pompa. In modo simile q_m e q_p rappresentano la portata che attraversa la pompa e il motore.

L'equazione (2.3) mostra come una riduzione o un'amplificazione del flusso possa avvenire attraverso l'uso del trasformatore idraulico. Osservando la figura 2.39 possiamo sviluppare l'equazione (2.3) ottenendo:

$$(A_p - A_a) \Delta p_p v = A_a \Delta p_m v \quad (2.4)$$

ricordando che possiamo scrivere:

$$T = \Delta p_m \cdot D_m \quad (2.5)$$

dove T e D_m rappresentano la coppia e la cilindrata del motore.

Possiamo infine dire con alcuni passaggi:

$$D_p = D_m \cdot \left(\frac{T_p}{M_m} \right) \cdot \left(\frac{A_p}{A_a} - 1 \right) \quad (2.6)$$

Visto che la pompa e il motore sono connessi dallo stesso albero possiamo sostituire l'equazione (2.5) nella equazione (2.6) ottenendo:

$$D_p = D_m \cdot \left(\frac{A_p}{A_a} - 1 \right) \quad (2.7)$$

Pertanto, poichè nel caso in esame si ha $A_p = 2 \cdot A_a$ si ottiene che idealmente $D_p = D_m$

La parte interessante di questo circuito è che non è richiesto un controllo del piatto oscillante per sincronizzare la cilindrata delle due pompe presenti. Inoltre, solo la pompa principale richiede un controllo variabile. Certamente, vi deve essere un controllo dell'elettrovalvola V, il quale dipende dal quadrante dove si opera come chiaramente illustrato in figura 2.40.

Si nota immediatamente come la valvola V, necessità di cambiare di posizione nel passaggio tra il 1° e 2° quadrante. I circuiti di figura 2.41 mostrano i restanti due quadranti. In questi due quadranti quando la macchina P manda a scarico, la mandata avrà la pressione del ramo di bassa pressione della pompa principale che sarà maggiore della pressione di serbatoio. Quindi se la pressione in ingresso è maggiore di quella in uscita la macchina P trasmette potenza meccanica alla macchina M. Quindi P si comporta da motore e M da pompa. Si vede come adesso il motore abbia un rotazione opposta ai casi precedenti, questo comporta che la pompa secondaria direziona la portata in eccesso verso il serbatoio. Come nei casi precedenti l'elettrovalvola varia di posizione a seconda del quadrante. Infine notiamo come basta variare la cilindrata della pompa principale per controllare agevolmente il carico. Intuitivamente si capisce subito come se una certa quantità di fluido viene perso attraverso i drenaggi, la portata $v(A_p - A_a)$ fornita dalla seconda pompa diventa insufficiente per soddisfare la richiesta dell'attuatore. Una possibile soluzione è quella di inserire una pompa variabile anche sulla pompa secondaria come mostrato nel circuito di figura 2.42, si aggiunge però il controllo di una seconda pompa. Il controllo dipenderà dal volume perso dai drenaggi, quindi dalle corrispondenti variazioni di

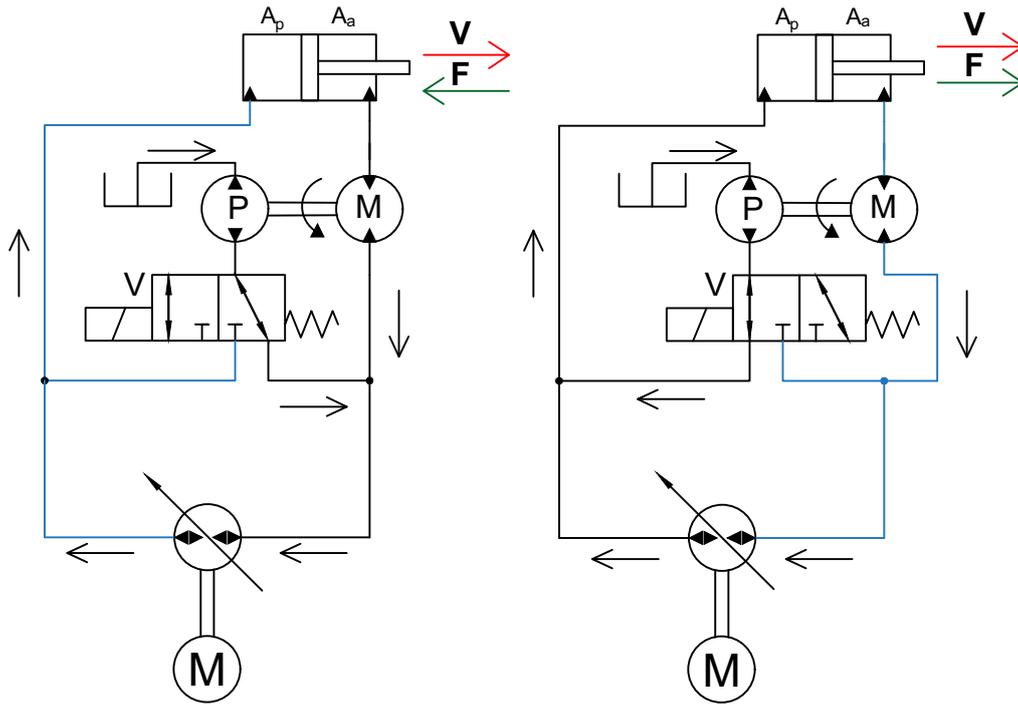


Fig. 2.40: Operazioni 1°-2° quadrante

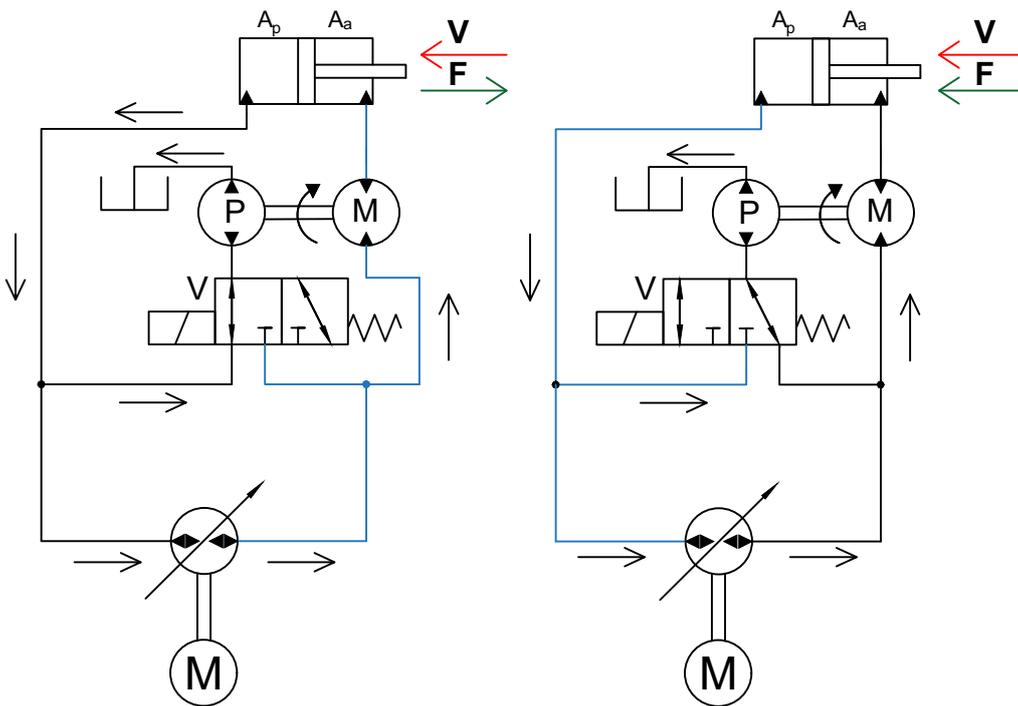


Fig. 2.41: Operazioni 3°-4° quadrante

pressioni nell'attuatore.

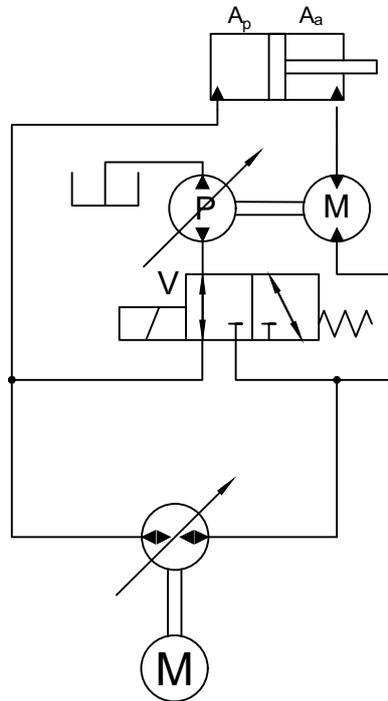


Fig. 2.42: Circuito con pompa secondaria variabile

2.5.2 Componenti utilizzati

Per quanto riguarda la pompa principale si è utilizzata la pompa vista in precedenza cioè la Bosch Rexroth A4VG cilindrata 90 cc/giro. Anche l'elettrovalvola riprende gli stessi valori della DS3-TA presentata in precedenza

2.5.2.4 Pompa-Motore

Nelle simulazioni non si è tenuto conto del drenaggio della pompa secondaria, e grazie all'equazione (2.7) si è dimensionata una pompa e un motore di cilindrata identica pari a 10 cc/giro poichè il rapporto dell'attuatore è circa 2:1 , per cui viene un valore uguale di pompa e motore.

3: SIMULAZIONI

3.1 Software

In generale un software di simulazione idraulica segue un approccio in due fasi per arrivare alla soluzione:

- 1) con il modello costruito dall'utente, il simulatore identifica l'insieme di equazioni differenziali e algebriche che debbono essere risolte
- 2) quindi il software le risolve numericamente fino alla soluzione

In questo caso vengono risolte le equazioni di Navier- Stokes che consistono nell'equazione per la conservazione della quantità di moto. Per descrivere meglio il flusso del fluido sono necessarie ulteriori equazioni quali:

- a) Legge di conservazione della massa (equazione di continuità)
- b) Legge di conservazione dell'energia

Per le nostre simulazioni abbiamo utilizzato il programma a parametri concentrati chiamato AMESim. Di seguito sono riportate alcune formule che il programma sfrutta per il calcolo di vari parametri.

Nel caso di calcolo della portata turbolenta attraverso un orifizio il programma necessita dei seguenti input:

- 1) pressione prima e dopo l'orifizio P_1 e P_2
- 2) sezione di passaggio A
- 3) diametro idraulico H_d
- 4) massimo coefficiente di flusso $c_{q(max)}$
- 5) numero critico di passaggio da moto laminare a turbolento λ_{crit}

come primo passaggio viene calcolata la caduta di pressione nel foro nel seguente modo:

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (3.8)$$

la densità ρ e la viscosità cinematica:

$$\nu = \mu / \rho \quad (3.9)$$

sono valutate a pressione media. Il numero di flusso viene così calcolato:

$$\lambda = \frac{H_d}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta P|}{\rho}} \quad (3.10)$$

il coefficiente di flusso cambia a seconda del numero di flusso in accordo con la seguente formula:

$$c_q = c_{qmax} \times \tanh\left(\frac{2 \times \lambda}{\lambda_{crit}}\right) \quad (3.11)$$

viene settato un valore di $\lambda_{crit} = 1000$, per alcune geometrie lisce si arriva anche ad avere $\lambda_{crit} = 50000$. La velocità media si calcola invece come:

$$V = c_q \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta P|}{\rho}} \quad (3.12)$$

ed infine la portata vale:

$$Q = c_q \cdot A \cdot \frac{\rho}{\rho(0)} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta P|}{\rho}} \cdot \text{sign}(\Delta P) \quad (3.13)$$

3.1.1 Introduzione ad AMESim

AMESim è un programma di modellazione e simulazione sviluppato da LMS international per l'analisi di sistemi monodimensionali. Funziona su piattaforma Windows e Linux. AMESim consente all'utente di modellare e analizzare sistemi multidisciplinari utilizzando i componenti disponibili nelle sue librerie. Dispone di librerie di controllo segnale, idrauliche, elettroniche, pneumatiche e meccaniche. La versione di AMESim utilizzata in questo studio è la Rev 13 Student Edition.

Il software si riassume in 4 modalità di funzionamento:

- 1) modalità disegno
- 2) modalità sub-model
- 3) modalità parametrizzazione
- 4) modalità simulazione

Nella modalità disegno, l'utente modella il sistema utilizzando i componenti presenti nelle varie librerie presenti. Ogni componente è dotato di "connessioni", il programma permette la comunicazione tra due componenti solo se sono dotati di porte che tra loro possono comunicare. Vale a dire che la porta di uscita di un componente deve inviare la medesima quantità alla porta di ingresso del componente collegato.

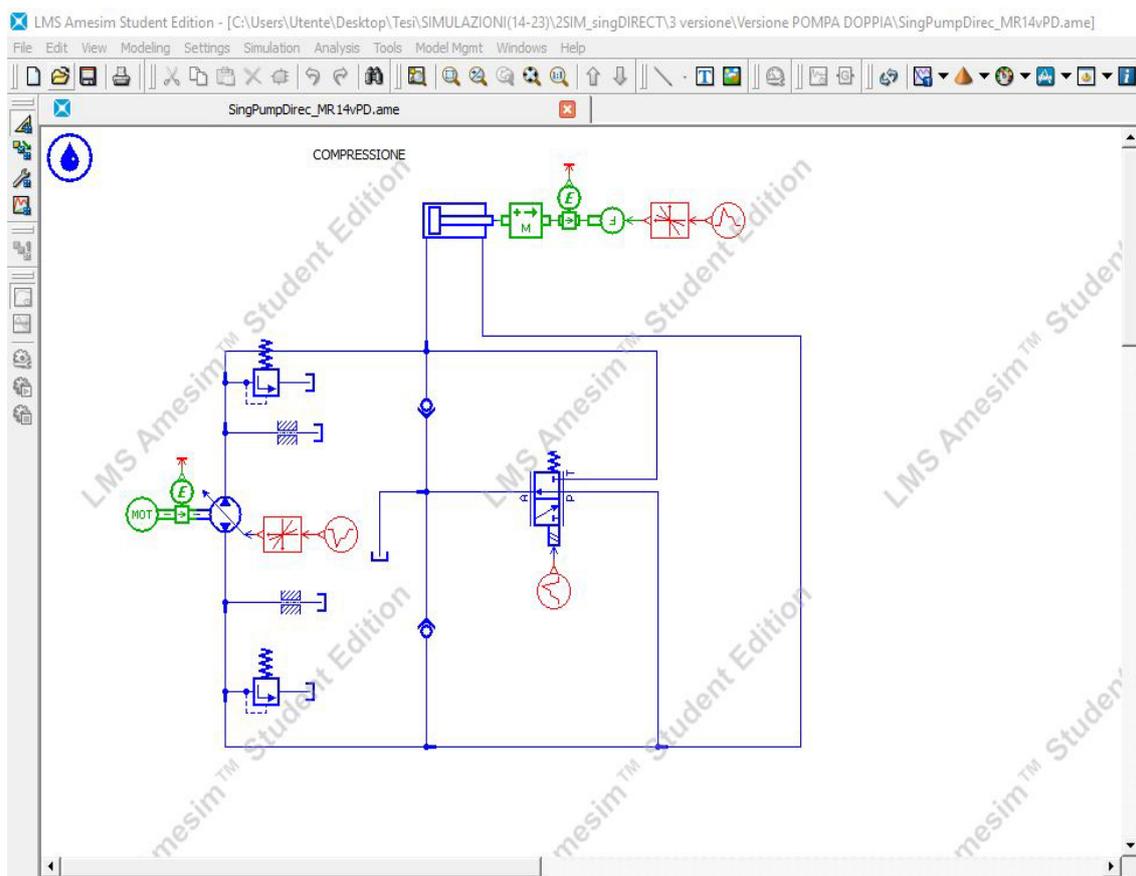


Fig. 3.1: Schermata di disegno AMESim

AMESim consente di passare alle fasi successive solo se ogni componente è collegato correttamente agli altri. Nella modalità sub-model l'utente assegna i modelli prestabiliti dal programma ad ogni componente. Ogni sotto modello differisce nella complessità della modellazione e nel modo in cui vengono specificati i parametri dei componenti. La scelta del giusto sotto mo-

dello è fondamentale per il tempo di simulazione e precisione.

Nella modalità parametri, l'utente assegna fisicamente i parametri scelti come per esempio il valore in bar di una valvola limitatrice di pressione oppure la caduta di pressione di una valvola direzionale. Successivamente l'utente imporrà il tempo di simulazione e l'intervallo di tempo ogni quanto vengono calcolati i risultati espresso in secondi. Il modello in seguito viene compilato. Una volta risolto il sistema è possibile visionare per ogni componente i parametri più importanti quali pressione, portata, velocità che vengono proposti in grafici per vedere il loro andamento nel tempo di simulazione come sarà rappresentato più volte in seguito.

3.2 Simulazioni

3.2.1 Condizioni di simulazione

Per avere un paragone veritiero e realistico del consumo di energia tra i circuiti studiati si è deciso di avere la medesima condizione di carico e velocità dell'attuatore per ogni simulazione. Per quanto riguarda la condizione di carico il ciclo di simulazione è stato suddiviso seguendo i 4 quadranti. La convenzione è di carico positivo se spinge lo stantuffo verso l'interno. Come si può vedere in figura 3.2 dopo 0.5 sec dove non è presente carico, si passa ad una situa-

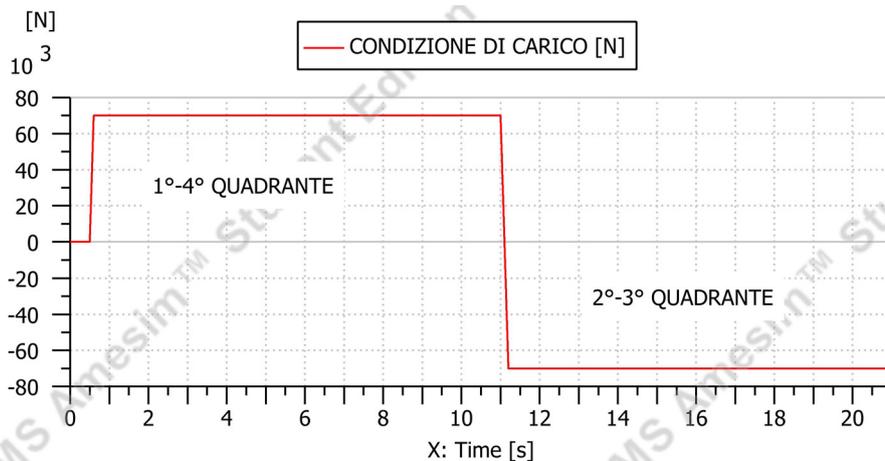


Fig. 3.2: Condizione di carico presente sull'attuatore

zione di carico pari a 70000 N (1°-4° quadr) 10 sec, in seguito in circa 0.5 sec si ha il passaggio ad una situazione di carico pari a -70000 N (2°-3°quadr). La durata totale della simulazione sarà di 21 secondi. Per quanto riguarda la velocità dell'attuatore si è impostata la seguente sequenza:

- 1) uscita con carico resistente pari a 0.15 m/s per circa 4 secondi
- 2) rientro con carico trascinante pari a 0.30 m/s per circa 2 secondi
- 3) uscita con carico trascinante pari a 0.15 m/s per circa 4 secondi
- 4) rientro con carico resistente pari a 0.30 m/s per circa 2 secondi

Il cilindro parte da una posizione di 200 mm e deve arrivare a 800 mm, per poi mantenere il carico fermo in quella posizione per 2 secondi, in seguito fare rientro alla posizione iniziale di 200mm, questo ciclo viene ripetuto 2 volte.

Come fluido viene utilizzato un modello presente nella libreria di AMESim chiamato "advan-

ced” con le seguenti caratteristiche:

- 1) temperatura d’esercizio 40° C
- 2) densità 850 kg/m³
- 3) pressione di saturazione del vapore -0.9 bar
- 4) viscosità 51 cP

3.2.2 Premessa

Di seguito verranno presentate le simulazioni dei circuiti esaminati con i principali valori prestazionali e le varie modifiche che sono state apportate per permettere un confronto reale. Ci si è limitati ad uno studio stazionario trascurando il più possibile i fenomeni transitori. In un capitolo a parte verranno trattati i discorsi energetici.

3.2.3 Circuito Overcentre

Di seguito in figura 3.3 viene presentato il circuito di riferimento in ambiente AMESim.

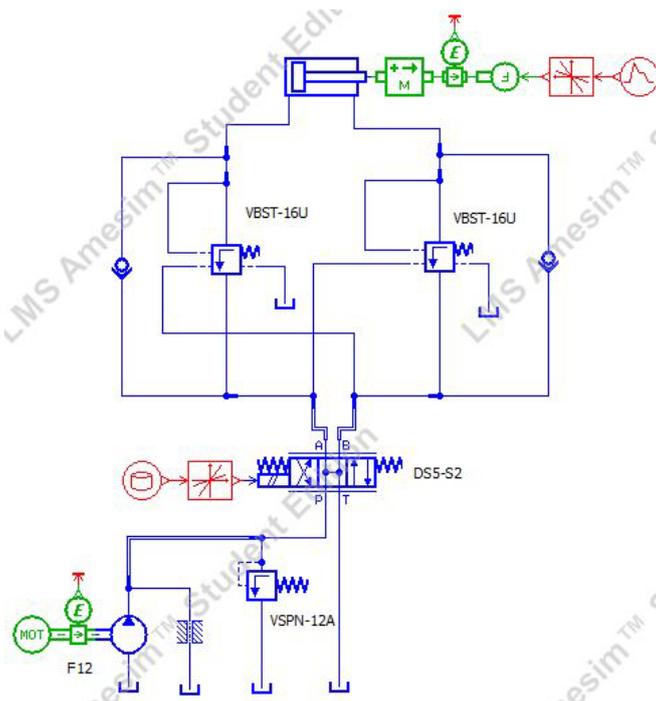


Fig. 3.3: Circuito Ovc in ambiente AMESim

La versione Student di AMESim ha alcune limitazioni, si può notare subito che è presente dopo la pompa un meato laminare che va a serbatoio. Questo meato ci permette di simulare il drenaggio di una pompa, poiché il programma prevede che il componente non presenti flussi verso l’esterno. La valvola direzionale comanda la direzione del flusso quindi il movimento dell’attuatore. Il segnale di input è rappresentato in figura 3.4.

Si nota subito che quando si commuta la valvola non si verifica un salto repentino del segnale da positivo a negativo ma avviene con una rampa di segnale, questo per evitare picchi di pres-

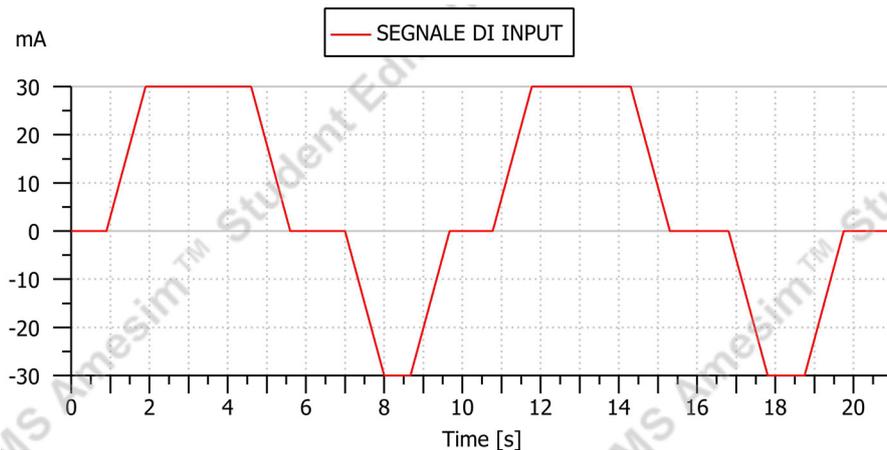


Fig. 3.4: Segnale di comando valvola direzionale

sione troppo elevati. Il valore di commutazione dato in mA non è stato preso dalla DS5-S3 ma è stato tenuto di base il valore del modello di AMESim, cioè quando si ha la massima corrente a 30 mA si ha la massima portata. Per riprodurre una valvola Overcentre bisogna costruirla con un componente a 2 bocche e 3 linee di pilotaggio dove una verrà collegata a serbatoio come artificio per avere una pressione pari a zero ma che in realtà non sarà collegata. In più in parallelo si avrà una valvola di non ritorno. Dove richiesto dal programma per il suo funzionamento le tubazioni sono state dimensionate con il valore di 1 pollice per avere cadute di pressione minori. Dove non richiesto si è preferito introdurre tubazioni dirette, cioè fittizie senza cadute di pressione. Per quanto riguarda il carico sull'attuatore si sono utilizzati due componenti, uno che trasforma il segnale in Newton, l'altro invece serve a simulare un'inerzia del carico. Il simbolo verde con una E disegnata servirà in un secondo tempo per fare le riflessioni sulla questione energetica.

Vediamo nel grafico di figura 3.5 come le condizioni di spostamento e velocità siano rispettate.

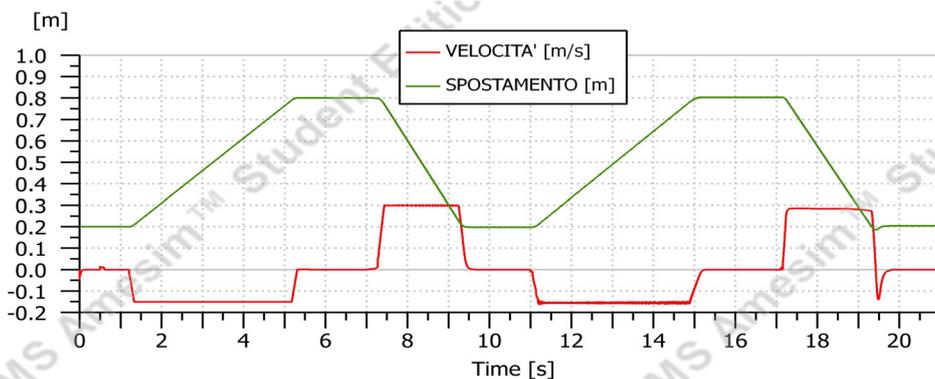
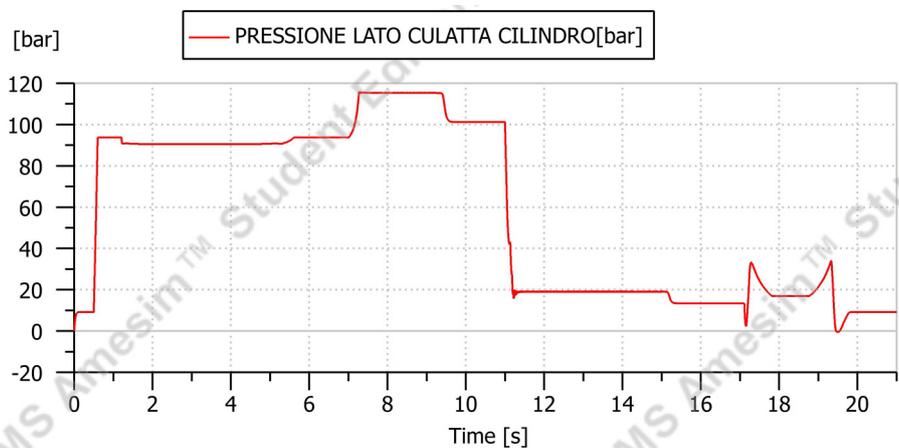
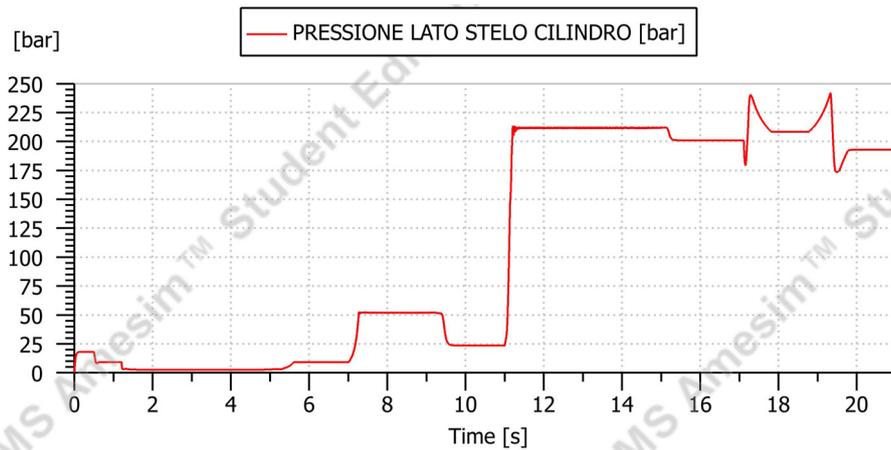
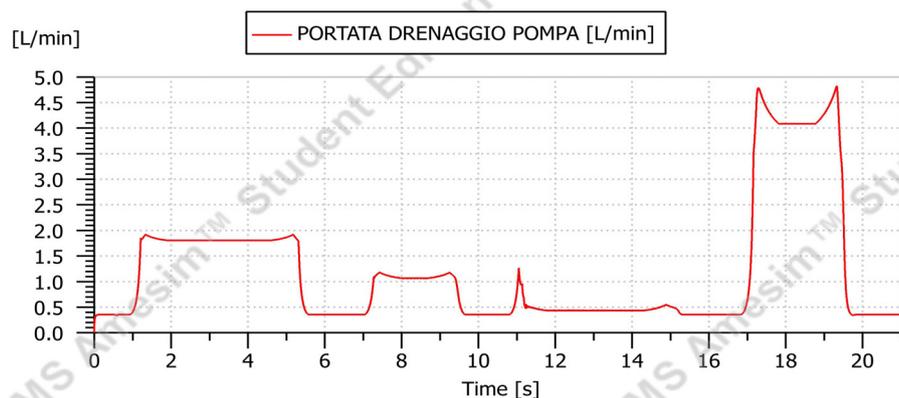


Fig. 3.5: Grafico spostamento-velocità attuatore

Possiamo notare come la velocità nella fase di rientro intorno al secondo 17 non sia perfettamente 0.3 m/s questo è dovuto alla perdita che abbiamo inserito che in questa particolare situazione drena più olio pertanto avendo una pompa fissa, la portata necessaria all'attuatore per avere la stessa la velocità non è più presente. La pressione nella camera lato stelo come vediamo nella figura 3.6 arriva a valori intorno ai 240 bar nel segmento di rientro cioè nel tratto compreso tra i 18 e i 20 secondi. Invece come ci mostra la figura 3.7 la pressione nella fase di rientro è la metà di quella presente nel lato stelo per cui si avrà una portata in uscita dal meato raffigurata in figura 3.8 minore riuscendo a mantenere la velocità costante a quella desiderata.



Nel nostro caso si ragionerà come se il valore fosse 0.3 m/s poichè la differenza è minima.



Nei grafici delle pressioni delle camere del cilindro è interessante vedere come vi siano due zone completamente piatte dove la pressione rimane costante; in questi due punti si vede bene come la valvola overcentre esegua il suo compito di tenuta perfetta. Lo si può anche notare dal grafico di spostamento del cilindro dove la curva è completamente orizzontale, cioè non vi è spostamento neanche minimo del cilindro. Il compito di quella valvola è quello di mantenere il

carico senza trafilamenti, il carico potrebbe restare sospeso per giorni senza avere problemi di posizione.

3.2.4 Circuito singola pompa con valvola direzionale

Il circuito di figura 3.9 di è presentato in ambiente AMESim

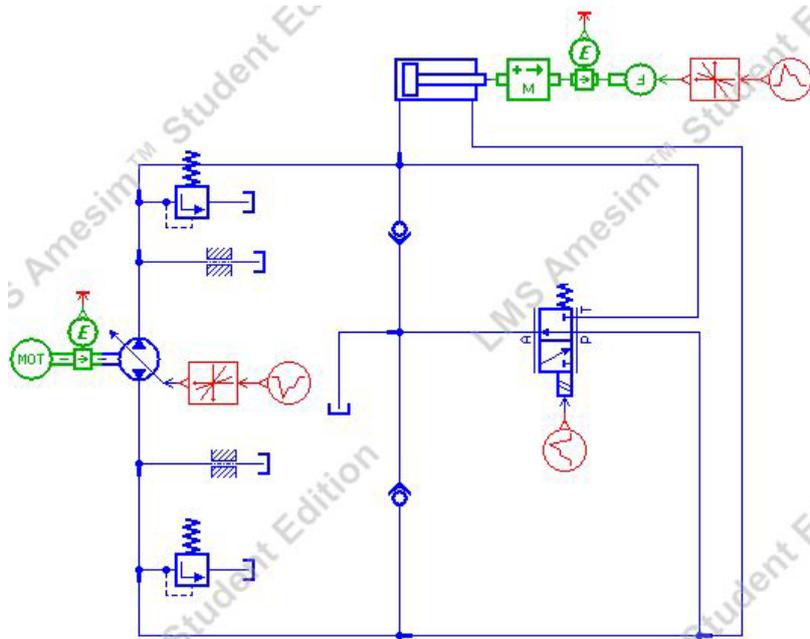


Fig. 3.9: Circuito singola pompa con valvola direzionale in ambiente AMESim

In un primo tempo si è lasciata la cilindrata della pompa del circuito Overcentre ($42.5 \text{ cm}^3 / (\text{giro})$), ma ci si è subito accorti dopo le prime simulazioni di due grandi problemi:

- non si riesce ad ottenere la velocità desiderata in fase di rientro nel quadrante 4° , come dimostrato in figura 3.10, poichè in questo circuito una parte di portata viene mandata a scarico attraverso l'elettrovalvola a tre vie.

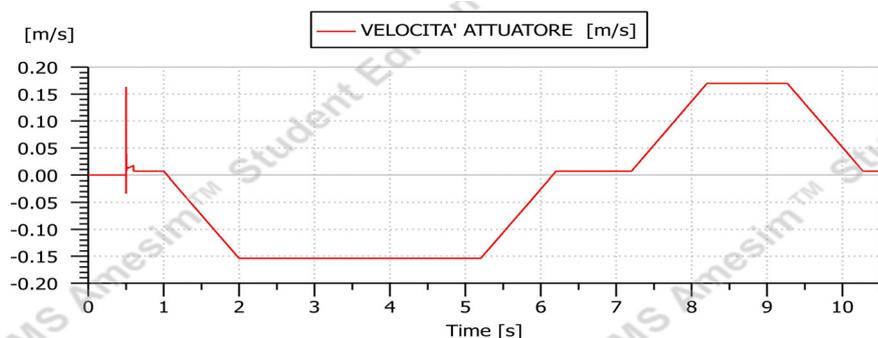


Fig. 3.10: Velocità attuatore 1°-4° quadrante

- il carico non resta in posizione quando si posiziona la pompa a zero come rappresentato in figura 3.11 dove si vede che la posizione del cilindro non è immobile ma subisce un cambiamento ben visibile, questo è dovuto al fatto che tra il cilindro e la

pompa non sono presenti valvole che possano mantenere fermo il carico. La posizione è comandata dalla pompa che però avendo il drenaggio non permette al carico una posizione stabile.

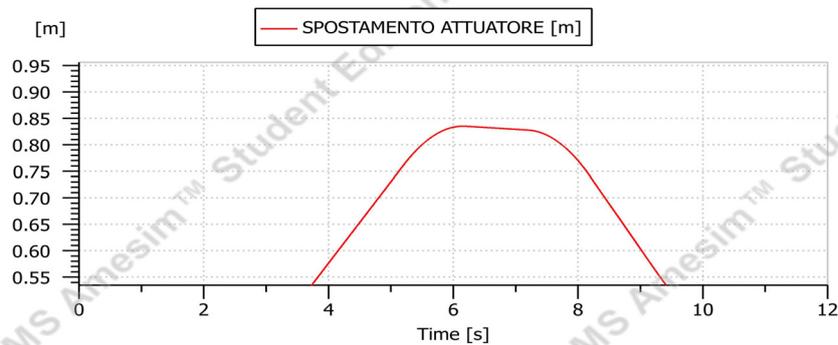


Fig. 3.11: Spostamento attuatore 1°-4° quadrante

Per quanto riguarda il problema del punto (a) si è raddoppiata la cilindrata e si è parzializzata la cilindrata nei quadranti dove non serve portata massima risolvendo il problema, invece per il punto (b) vengono proposte due alternative:

- 1) Inserire due elettrovalvole a tenuta su ciascuna bocca del cilindro che garantiscano una tenuta perfetta come rappresentato nella figura 3.12.

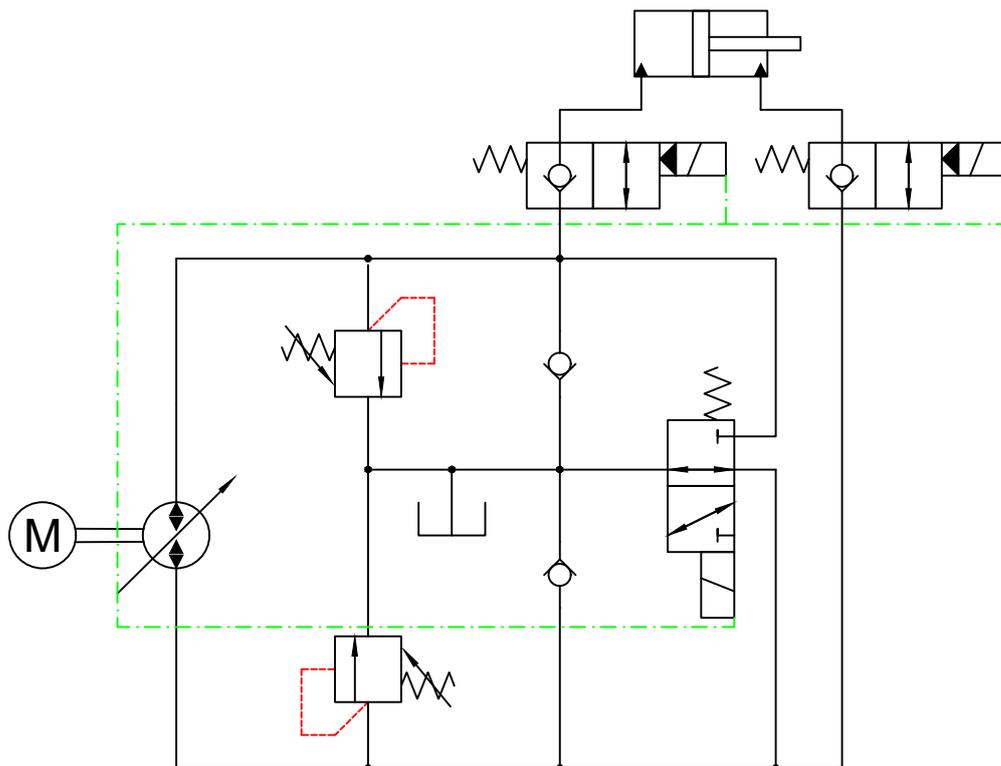


Fig. 3.12: Schema idraulico soluzione con elettrovalvole

- 2) Inserire due valvole di blocco con un circuito ausiliario che gestisca i pilotaggi grazie ad una valvola a tre vie come rappresentato nella figura 3.13.

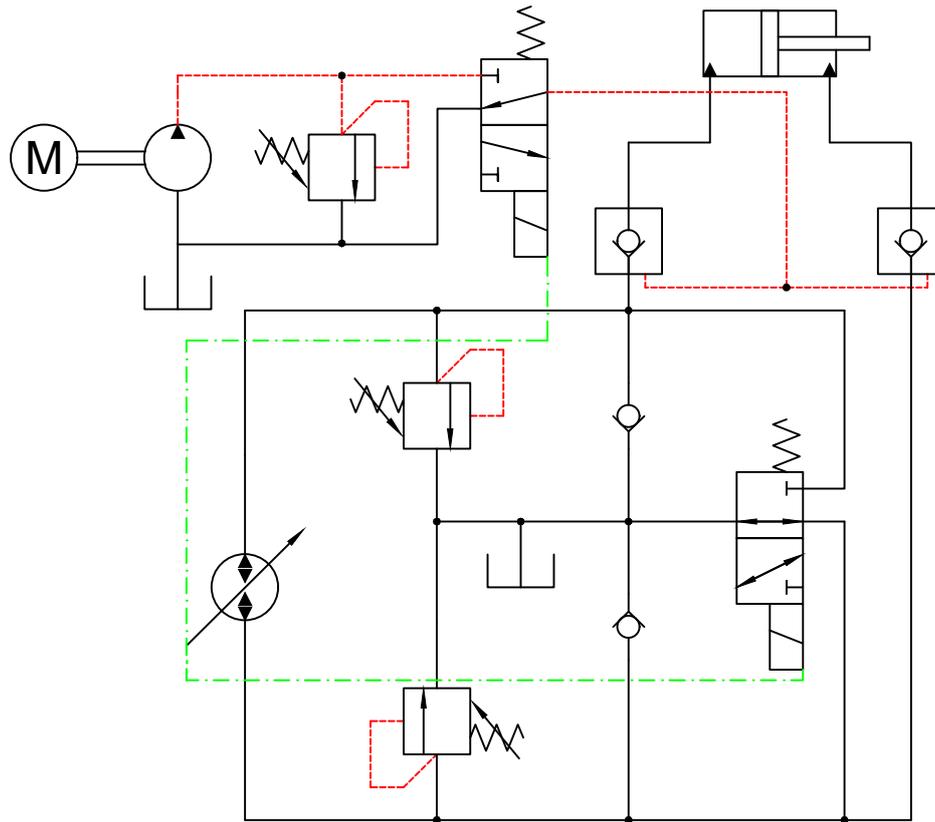


Fig. 3.13: Schemi idraulici soluzione con circuito ausiliario

3.2.4.1 Circuito singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco

Come già esposto in precedenza per ovviare al problema del carico che non resta in posizione con la pompa in condizioni di riposo si è pensato di utilizzare delle elettrovalvole a singola tenuta su ogni bocca del cilindro. L'elettrovalvola è una particolare valvola che utilizza un solenoide (bobina) per commutare la sua posizione. Il solenoide è un dispositivo elettromeccanico che converte l'energia elettrica in una forza e un movimento meccanico lineare. Nel nostro caso avremo una elettrovalvola pilotata con ritorno a molla, poichè la valvola di direzione a 2 posizioni usa un solenoide per far commutare l'otturatore della valvola a uno degli estremi. L'otturatore torna normalmente al suo posto per mezzo di una molla. Le valvole a 2 vie possono essere NA (normalmente aperte) o NC (normalmente chiuse). La valvola scelta è prodotta dalla ditta italiana Atlantic Fluid Tech e si chiama CEBN-200-NC come rappresentato in figura 3.14. E' una valvola da 200 litri, con pressioni massime di esercizio pari a 350 bar, molto compatta, con una bobina di lunghezza 38.5 mm, il flusso normalmente è chiuso da 2 a 1, mentre è bidirezionale in posizione 2. Ha la possibilità di avere un comando manuale richiesto per questioni di sicurezza su alcune applicazioni. La scelta di utilizzare una NC è nata dal fatto che su un'ipotetica applicazione dove il carico magari deve restare giorni interi sospeso con una NC non si deve alimentare, e il carico non subisce cambiamenti di posizione. La curva caratteristica di attraversamento ha un andamento ottimo poichè con 200 litri si pagano solo 12.5 bar come evidenziato in figura 3.15. In aggiunta sono presenti due valvole limitatrici di pressione, una per ogni ramo, prodotte dalla Bosch Rexroth chiamate VSPN-12A, verranno studiate nel capitolo relativo alla sicurezza perchè in questo ciclo di simulazione non entreranno in funzione.

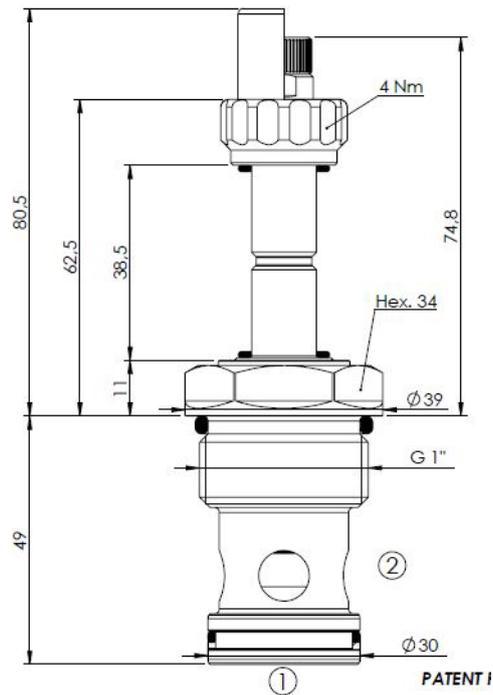


Fig. 3.14: CEBN-200-NC - Atlantic Fluid Tech

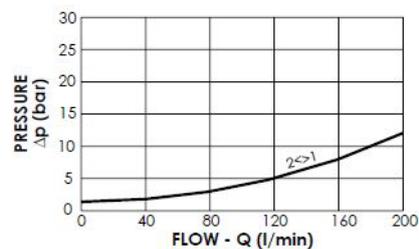


Fig. 3.15: Grafico di ΔP di attraversamento CEBN-200-NC

In figura 3.16 è rappresentato il circuito in ambiente AMESim. Salta subito all'occhio il fatto che le due elettrovalvole CEBN-200 non sono disegnate con il simbolo della tenuta, questo è un problema del programma poichè intende a tenuta un simbolo che nella realtà non corrisponde. Da notare le due valvole limitatrici poste su entrambi i rami che servono per motivi di sicurezza infatti in questo ciclo non entreranno mai in funzione in quanto sono veicoli di dissipazione di calore. Interessanti sono i collegamenti "elettrici logici" rappresentati in rosso che dalla pompa vanno alle due elettrovalvole. La logica di funzionamento è quella di avere corrente, cioè permettere lo spostamento del cursore quando la pompa è in azione, mentre avere segnale nullo quando la pompa va a zero. Dove non è stato possibile usare collegamenti diretti tra i componenti si sono usate tubazioni da un pollice di diametro. Il segnale per la valvola a tre vie prevede segnale nullo nei primi 10,5 secondi, in seguito il segnale diventa positivo permettendo il movimento del cursore per i restanti 10,5 secondi.

Nel grafico di figura 3.17 si nota subito che il cilindro resta perfettamente in posizione senza subire spostamenti dovuti al carico esterno. Lo si può anche notare nel grafico di figura 3.18 dove è ben evidenziato che si ha velocità nulla in concomitanza della tenuta del carico in posizione ferma. Si evidenzia un picco di velocità con il cambio di carico, cioè il passaggio da carico di compressione a carico di trazione, che però non evidenzia spostamenti apprezzabili nell'attuatore in quanto, si ha uno spostamento di 2.1 mm accettabile in quanto il carico usato

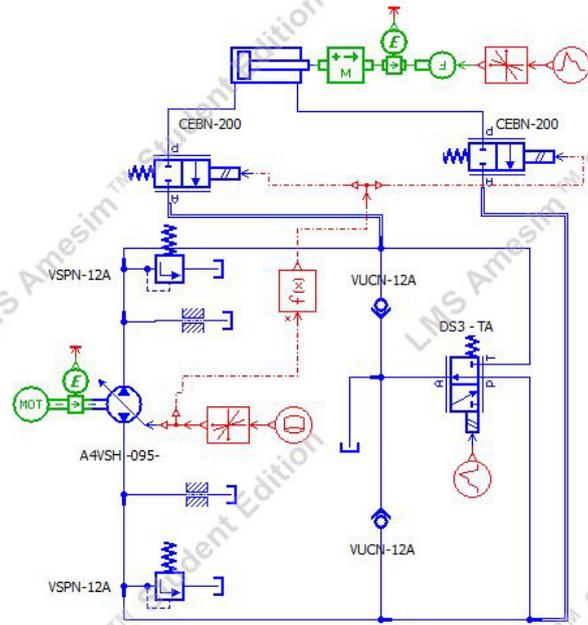


Fig. 3.16: Circuito in ambiente AMESim

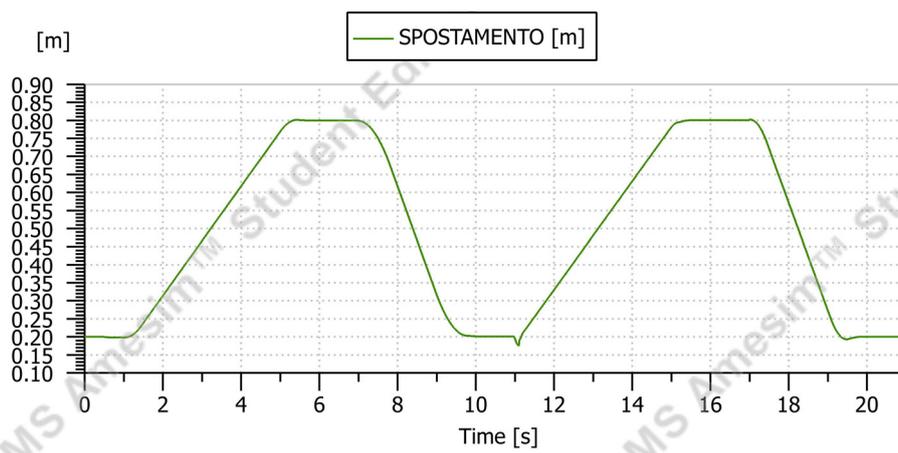


Fig. 3.17: Spostamento cilindro

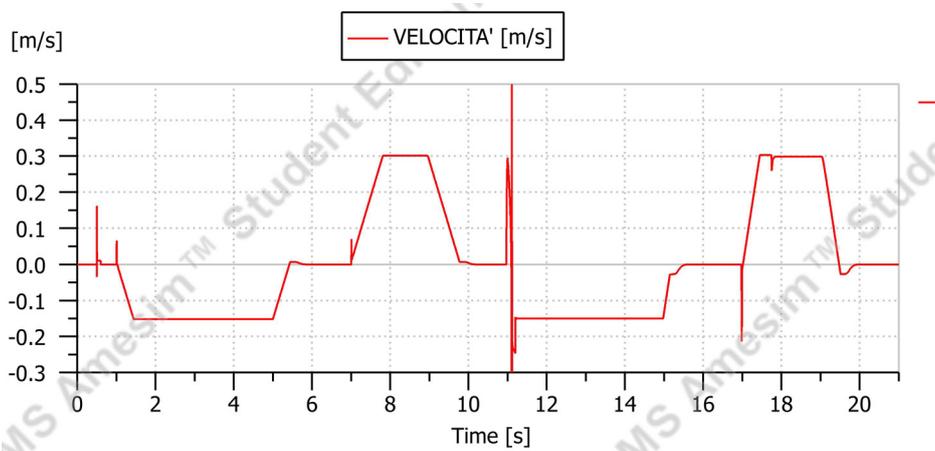


Fig. 3.18: Velocità cilindro

in queste prove sarà il massimo ammissibile dall'utenza. In più è importante dire che questo non è un sistema completamente rigido, in quanto già solo l'olio ha una sua comprimibilità. Per quanto riguarda la velocità dell'attuatore si può notare che intorno al secondo 17.8 si ha una minima variazione della velocità di rientro del cilindro questo fenomeno verrà spiegato grazie ai diagrammi delle pressioni. Una particolare attenzione va posta alle pressioni in gioco nelle camere dell'attuatore come riportato in figura 3.19; si vede subito che ci sono pressioni

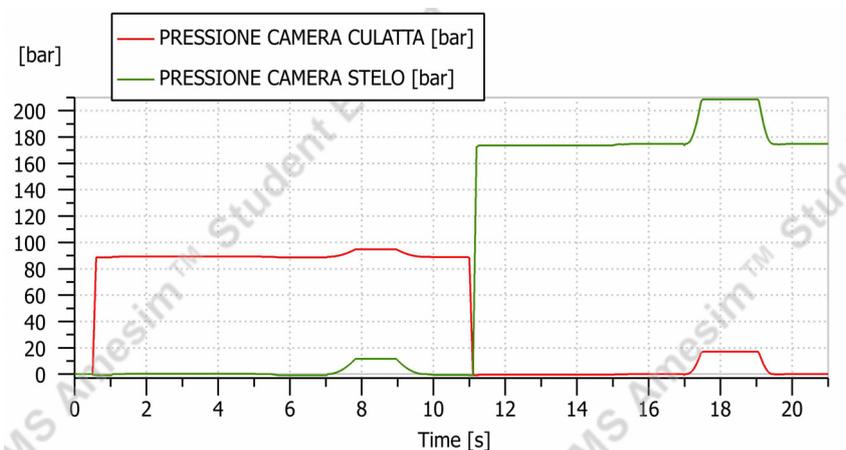


Fig. 3.19: Pressioni camere cilindro

molto basse in entrambe le camere, i dati riportano due situazioni di cavitazione. La prima intorno al secondo 1.3 dove la camera lato stelo va in cavitazione ma questa è meno grave perché dura poco meno di un secondo. La seconda invece è molto prolungata, la riscontriamo per la durata di 4 secondi nella camera culatta quando il carico è trascinante. Questa cavitazione è dovuta al fatto che l'olio non riesce ad arrivare alla camera con meno di 0.9 bar che sarebbe il valore di vaporizzazione dell'olio. Questa cavitazione determina il gradino di velocità visto in precedenza perché nella fase di rientro intorno al secondo 17 si deve prima riempire la camera per cui avrò un flusso verso la culatta e solo in secondo momento avrò il flusso inverso che permette il rientro dell'attuatore. Questo problema può essere risolto usando due valvole di non ritorno subito a valle del cilindro che permettano istantaneamente di prelevare dell'olio per evitare la cavitazione. Valvole che devono coprire il picco di depressione istantaneamente.

3.2.4.2 Circuito singola pompa con valvola direzionale e circuito ausiliario con valvole di blocco pilotate

Anche in questo caso il problema da risolvere è la tenuta del carico, in questa circostanza si è deciso di aggiungere un circuito ausiliario di piccole dimensioni che producesse la pressione necessaria per aprire le 2 valvole di blocco pilotate. Per cui sono necessari una pompa di piccolissime dimensioni, nel nostro caso 1.0 cc/giro, una valvola a tre vie per mettere a scarico la pressione quando non si deve pilotare ed infine una valvola limitatrice di pressione diretta che serve per impostare la pressione di apertura delle valvole di blocco pilotate. Per quanto riguarda la valvola a tre vie che gestisce il segnale si è scelta una valvola chiamata VED-8I prodotta dalla Bosch Rexroth, la valvola può gestire portate fino 10 l/min con pressione massima di 210 bar, nel nostro caso transiteranno circa 2 litri/min ad una pressione di 120 bar. Nelle simulazioni non si è tenuto conto dei valori per questa valvola specifica. La valvola prevede per sicurezza un comando manuale con cui si può mettere a scarico la portata pilota in caso di problemi di sicurezza. La valvola limitatrice di pressione ad azione diretta presente nel circuito pilota,

comprende un corpo nel quale è alloggiato un otturatore a cono come visibile in figura 3.20, appoggiato su una sede e contrastato da una molla tarabile per impostare la pressione d'apertura. L'otturatore è collegato a un pistoncino che grazie ad un ugello di strozzamento smorza le oscillazioni durante lo scarico. La valvola regola la pressione pilota. La scelta è caduta su una VS-30 (figura 3.21) anch'essa prodotta dalla ditta tedesca Bosch-Rexroth. Per le valvole di

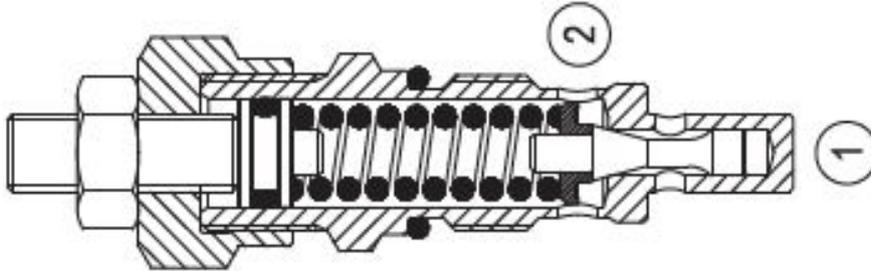


Fig. 3.20: Sezione di valvola limitatrice ad azione diretta



Fig. 3.21: VS-30 - Bosch Rexroth -

blocco pilotate si sono utilizzate delle valvole da 200 litri tenendo conto del fatto che nel caso sfavorevole scorre una portata pari a circa 160 litri/min. La valvola scelta si chiama VSON-16A la più grande valvola di blocco prodotta dalla Bosch Rexroth con un rapporto di pilotaggio pari a 3:1. Come si vede dal grafico in figura 3.22 a 160 l/min si pagano 18 bar di contro

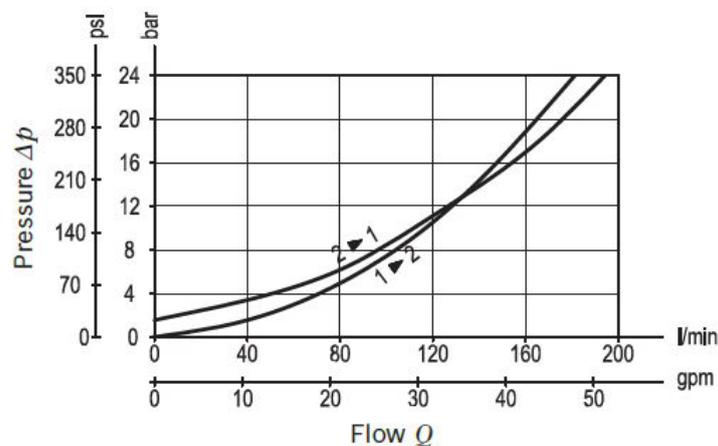


Fig. 3.22: Grafico di ΔP di attraversamento VSON-16A

pressione media nei due sensi.

In figura 3.23 è rappresentato il circuito in ambiente AMESim.

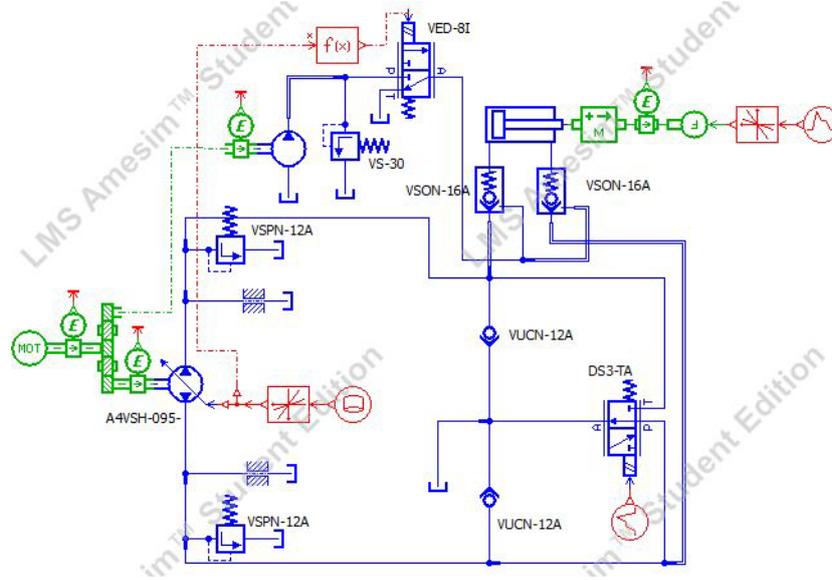


Fig. 3.23: Circuito in ambiente AMESim

Come detto in precedenza è presente una seconda piccola pompa dove per semplificazione non è stato tenuto conto del drenaggio interno. La logica del segnale rosso è la medesima del circuito precedente cioè nel momento in cui la pompa viene messa a zero il segnale va a scarico, togliendo pressione al pilota della valvola di blocco. Un circuito di pilotaggio esterno ha molte più sicurezze di un segnale pilota preso dal ramo opposto del circuito. Questo perché non dipende ad esempio dalle dimensioni del cilindro e dal sistema di inerzia di esso. Si è già visto più volte con delle valvole di blocco pilotate e cilindri con rapporti di area superiori al rapporto delle aree della valvola di assistere alla cricca degli attuatori. Questo ad esempio non succede nelle valvole overcentre dove oltre un certo valore la pressione auto-apre la valvola. Nelle valvole di non ritorno invece più aumenta la pressione più la valvola chiude, fino ad arrivare allo scoppio del cilindro. Anche in questo caso sono presenti le due valvole di sicurezza tarate a 250 bar nei due rami del circuito. Il grafico di figura 3.24 ci mostra come i valori di controllo

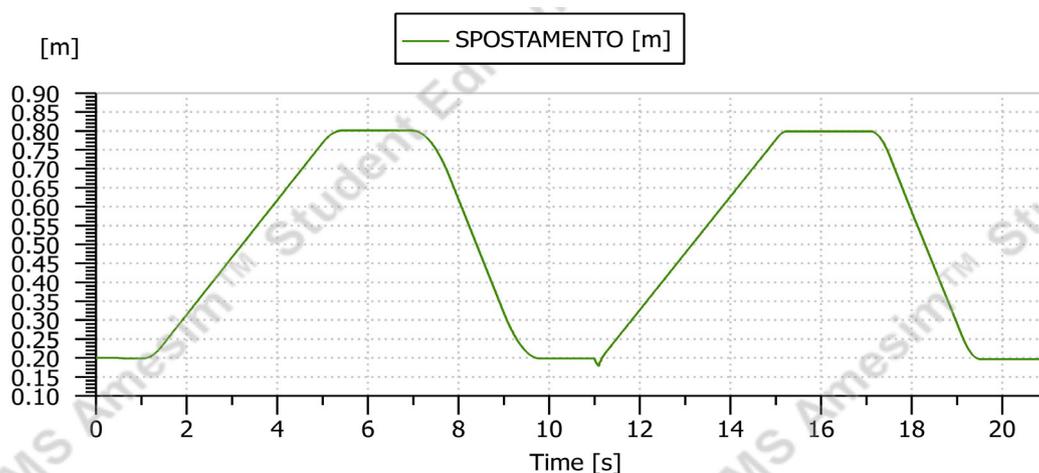


Fig. 3.24: Spostamento cilindro

rispettino le scelte fatte, si vede bene che il cilindro non subisce variazioni di posizione nel mo-

mento in cui la pompa va a zero, questo significa che le valvole di blocco compiono il loro compito. Il grafico di figura 3.25 che mostra la velocità permette di vedere che anche le velocità sono rispettate. Vi è nuovamente un salto incontrollato della velocità derivante dal cambio

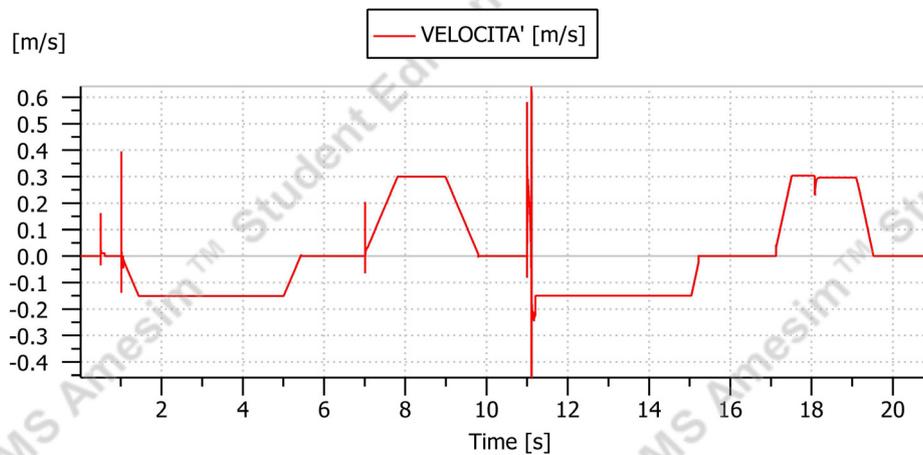


Fig. 3.25: Velocità cilindro

repentino del carico il quale agisce su un sistema non infinitamente rigido perciò si ha un picco molto breve che viene trascurato anche perchè non si apprezzano spostamenti importanti. Anche in questo caso vi è un piccolo salto di velocità intorno al 17 s. Il circuito di pilotaggio attraverso l'elettrovalvola a 3 vie manda il segnale di pressione alle valvole di blocco aprendo il flusso inverso cioè dalla camera (stelo/culatta) al circuito principale come ben dimostrato nella figura 3.26. Si nota che nei tratti 1 e 2 quando si ha la pressione a 120 bar la valvola di non ritorno permette il flusso inverso cioè dalla culatta al circuito in questo caso. Si nota come nella situazione con il numero 2 si nota un flusso inverso cioè dal circuito verso lato culatta anche se il flusso dovrebbe essere inverso. Questo fatto è dettato dalla cavitazione della culatta vista in precedenza cioè l'olio viene risucchiato nella camera e quando questa si è riempita il flusso si inverte cioè la portata inizia a uscire permettendo il rientro del cilindro. Nel caso di anomalia per esempio della pompa secondaria di pilotaggio, ci sarebbe una mancanza di pressione che però permetterebbe al carico sospeso di restare nella sua posizione, evitando una discesa improvvisa. La valvola limitatrice VS-30 presente sulla linea di pilotaggio serve ad imporre la

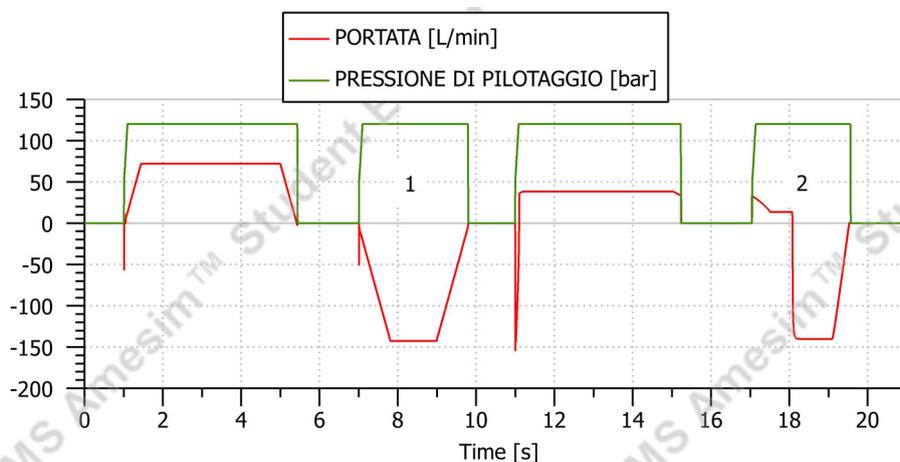


Fig. 3.26: Pressione linea di pilotaggio e portata attraversata dalla valvola di non ritorno lato culatta

pressione di pilotaggio chiaramente è un elemento dissipativo. La quantità che la pompa se-

condaria eroga è pari a 1.87 l/min, perciò l'energia dissipata è molto contenuta. Avendo un circuito unico di pilotaggio è necessario che sia presente la pressione di apertura ad ogni movimento del cilindro. Il grafico di figura 3.27 mostra le portate che passano attraverso la valvola a tre vie DS3-TA a seconda della posizione del cassetto. Negli istanti 1 e 2 quando il

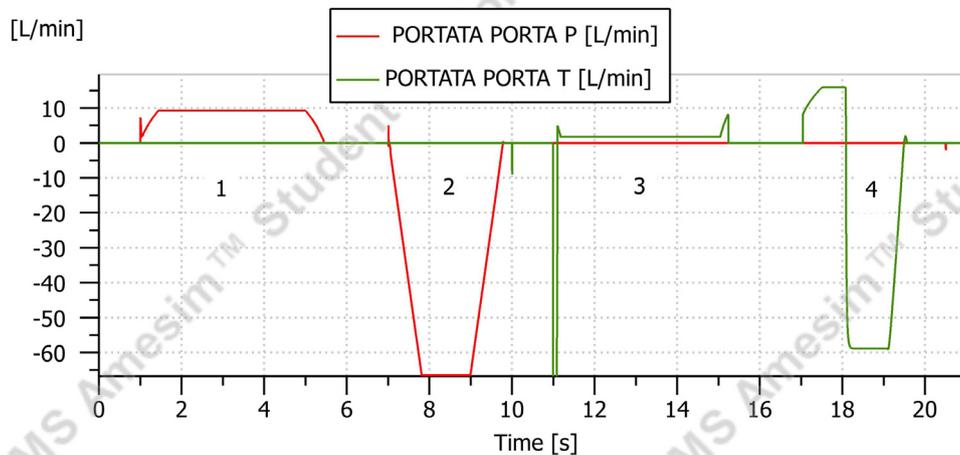


Fig. 3.27: Portate che attraversano la valvola a tre vie DS3-TA

cassetto è nella posizione di riposo sarà presente prima un flusso che dal serbatoio va nel ramo di bassa pressione, in questo caso è il ramo lato stelo, successivamente invece si ha una portata di circa 60 l/min che dal ramo lato stelo viene scaricata a serbatoio. Nei restanti istanti 3 e 4 abbiamo la valvola a tre vie eccitata elettricamente che comporta uno spostamento del cassetto interno. In questo caso avremo collegato il serbatoio con il ramo lato culatta del cilindro. Inizialmente si ha una portata che dal serbatoio va verso la linea, che si invertirà nel momento in cui il cilindro rientrerà alla posizione iniziale in questo caso ci troveremo un flusso che dal lato culatta va a serbatoio.

Per quanto riguarda le pressioni in gioco nel cilindro si nota subito come riportato in figura

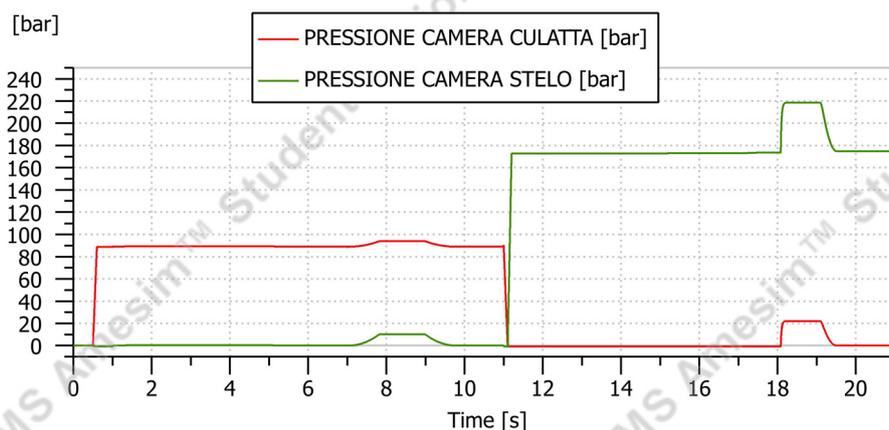


Fig. 3.28: Pressioni cilindro

3.28 che è presente lo stesso problema del circuito passato. Vi sono due zone di depressione con conseguente cavitazione del cilindro. Anche in questo caso con due valvole anticavitazione subito a valle del cilindro si ridurrebbe o persino sparirebbe il problema.

Il diagramma di figura 3.29 ci mostra la portata che viene erogata dalla pompa a cilindrata va-

riabile. Si vede come nel tratto 1 con carico di compressione e uscita del cilindro basti erogare circa 70 l/min per avere la velocità desiderata. Nel tratto 2 invece sono necessari il doppio di l/min cioè circa 140 l/min per avere una velocità di rientro pari a 0.30 m/s come richiesto per un carico di compressione. Nel tratto 3 si trova il minor valore di portata poichè con soli 35 l/min si riesce ad avere la velocità desiderata con carico di trazione per cilindro in uscita. Infine nel tratto 4 per far rientrare il cilindro con carico di trazione si ha bisogno di circa 78 l/min. La figura 3.30 ci mostra il drenaggio della pompa (costruito attraverso due perdite una per lin-

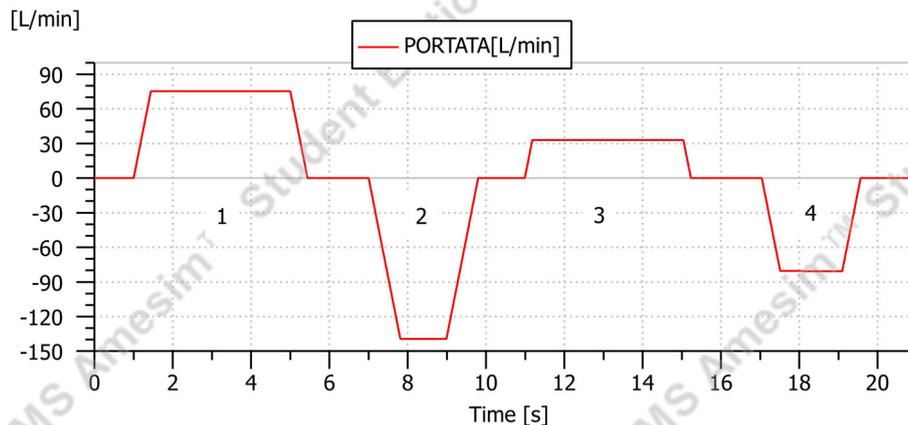


Fig. 3.29: Portata erogata dalla pompa

ea del circuito). Ci mostra un valore di drenaggio pressochè costante tranne che per il tratto finale dove si ha un picco. Questo picco è dovuto alla grande pressione che si ha nel lato stelo come ben visibile in figura 3.28 si raggiungono circa 220 bar. Questa pressione di esercizio provoca una portata di drenaggio molto maggiore quantificabile in circa 8 l/min per tutta la fase di rientro del cilindro. Questo fatto giustifica ancora di più il fatto che la pompa non possa tenere il carico in posizione.

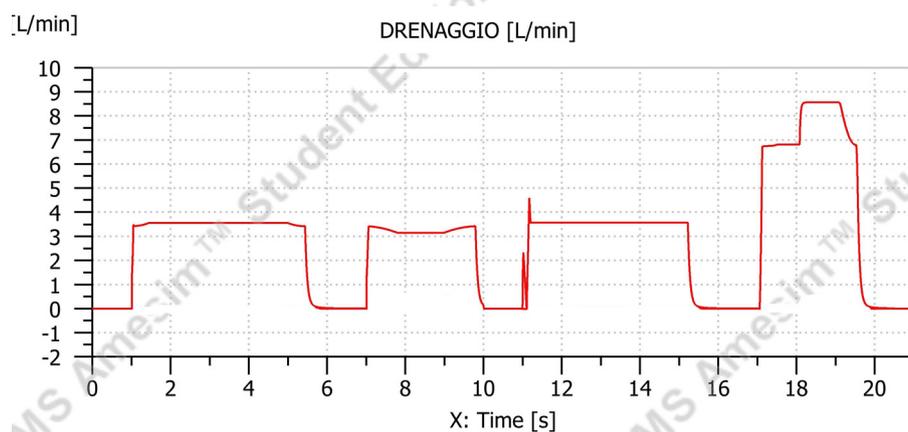


Fig. 3.30: Drenaggio della pompa

3.2.5 Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate

Il circuito di figura 3.31 è presentato in ambiente AMESim. Anche in questo caso come nel

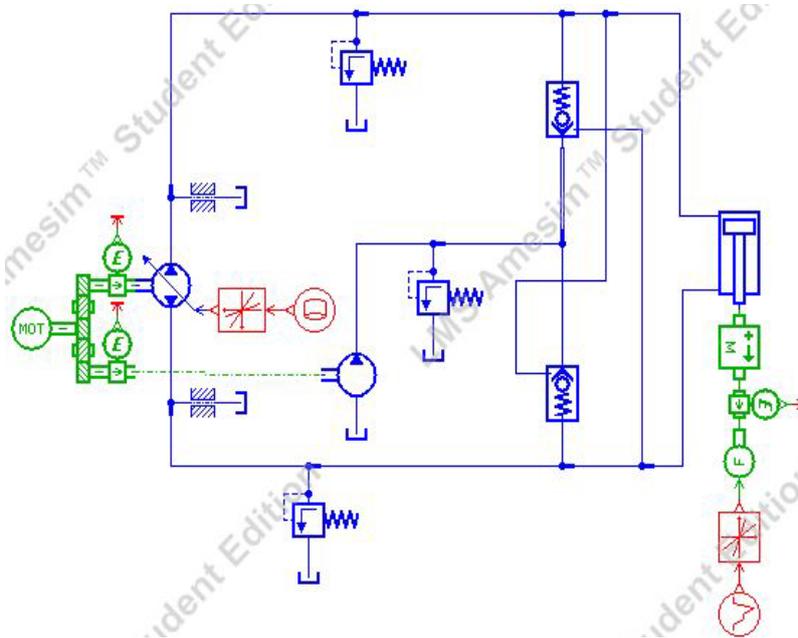


Fig. 3.31: Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate in ambiente AMESim

precedente la cilindrata della pompa principale è stata in un primo tentativo lasciata a $42.5 \text{ cm}^3/(\text{giro})$. Ci si è subito accorti che erano presenti i medesimi problemi del caso precedente cioè:

- a) la cilindrata della pompa non eroga abbastanza litri per avere le velocità desiderate
- b) il carico sul cilindro con pompa a zero subisce spostamenti dovuti al drenaggio interno

le soluzioni applicate saranno le stesse dei precedenti casi:

- 1) raddoppio della cilindrata passando a $90 \text{ cm}^3/(\text{giro})$ della pompa A4VG
- 2) inserimento di valvole di blocco con circuito di pilotaggio dedicato ed utilizzo di elettrovalvole a tenuta presenti su entrambe le bocche del cilindro.

Per quanto riguarda la cilindrata della pompa di ricarica presente sul circuito di bassa pressione si è andati per tentativi nel dimensionarla. Si è partiti da una cilindrata di $30 \text{ cm}^3/(\text{giro})$ per le prime prove dove però la portata che convogliava a serbatoio era troppo elevata. Si è arrivati ad una cilindrata ottimale $25 \text{ cm}^3/(\text{giro})$. Per quanto riguarda la valvola limitatrice che imposta la pressione della linea di bassa pressione si è trovato che un valore di 15 bar permetteva al sistema di lavorare in condizioni ottimali. Gli schemi presenti rispettivamente in figura 3.32 e figura 3.33 rappresentato le due soluzioni che sono state studiate e di cui si discuteranno i risultati nei paragrafi successivi.

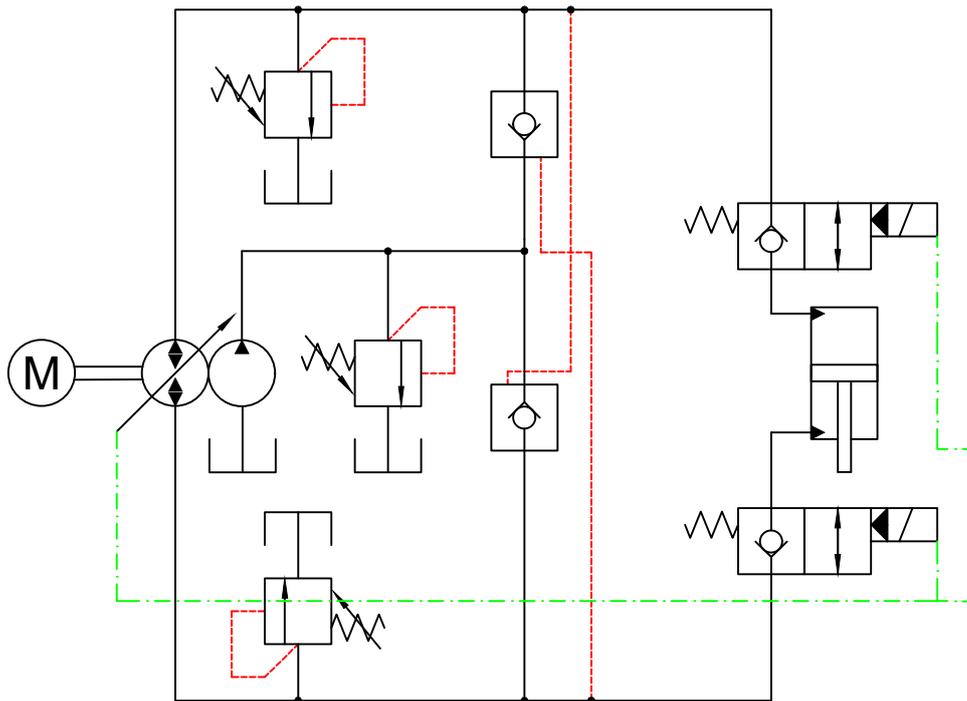


Fig. 3.32: Schema idraulico soluzione con elettrovalvole di blocco

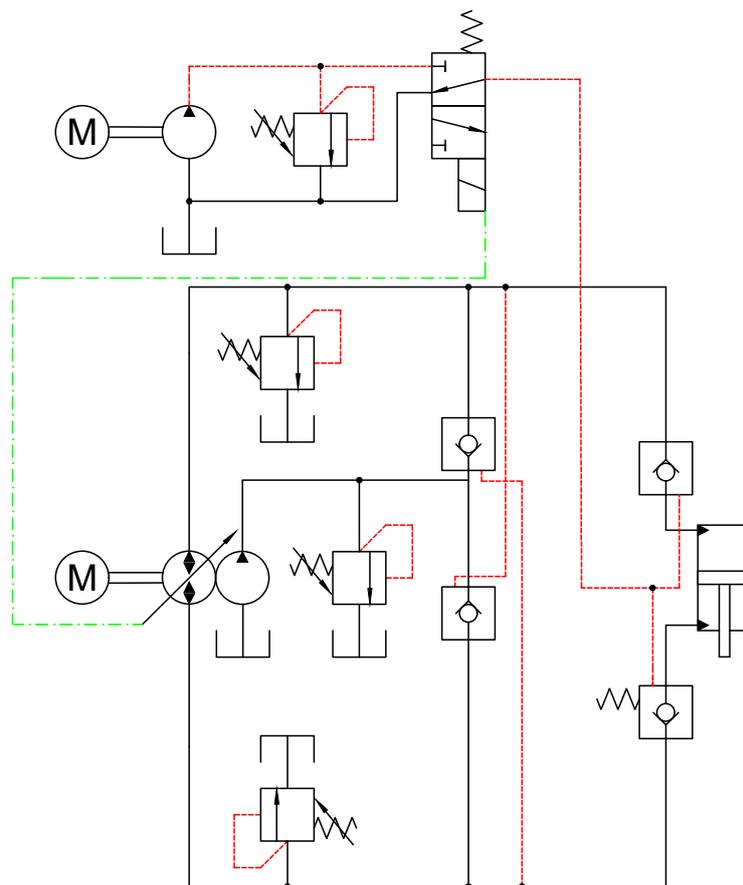


Fig. 3.33: Schema idraulico soluzione con circuito ausiliario e valvole di blocco pilotate

3.2.5.1 Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate ed elettrovalvole di blocco

Le elettrovalvole di blocco usate per ovviare al problema di tenuta del carico sono le stesse del caso precedente per avere un migliore paragone di confronto. Quindi i parametri di settaggio sono rimasti invariati poichè le portate in gioco sono le medesime. In figura 3.34 è rappresentata la soluzione in AMESim. La seconda pompa è collegata alla prima attraverso un connettore rotante meccanico collegato al motore che imprime la stessa velocità di rotazione ad

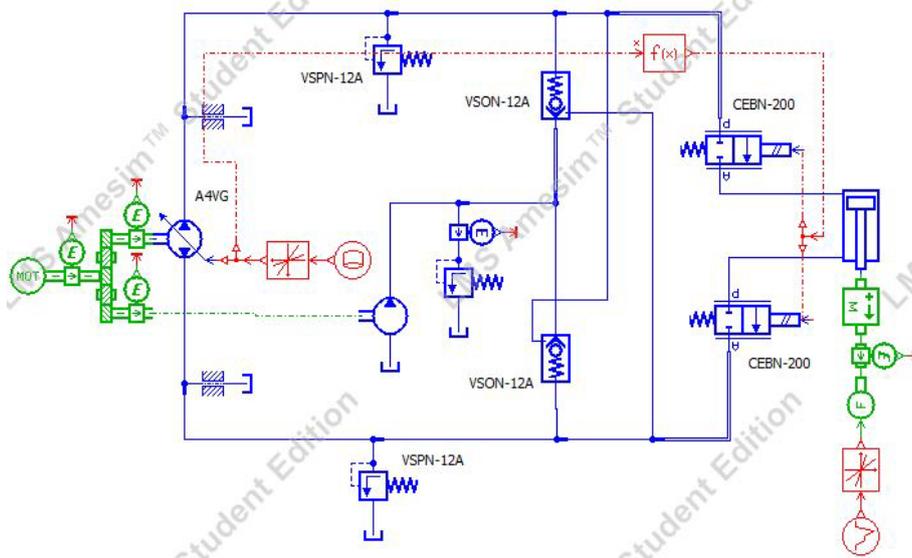


Fig. 3.34: Circuito in ambiente AMESim

entrambe le pompe. La logica di funzionamento elettrica è la medesima del caso precedente cioè si ha segnale ogniqualvolta la pompa non si trova a cilindrata zero. In questo esempio la seconda pompa, cioè quella di ricarica, non è provvista di drenaggio poichè non dovendo reggere il carico come la pompa principale non sarebbe stata soggetta a differenze di pressione quindi a portate differenti in uscita dal drenaggio. Sono presenti le due valvole VSPN-12A che non entreranno in gioco in queste condizioni di esercizio poichè servono solo come sicurezza. Come ben evidenziato nei grafici di figura 3.35 e figura 3.36 lo spostamento del cilindro e la

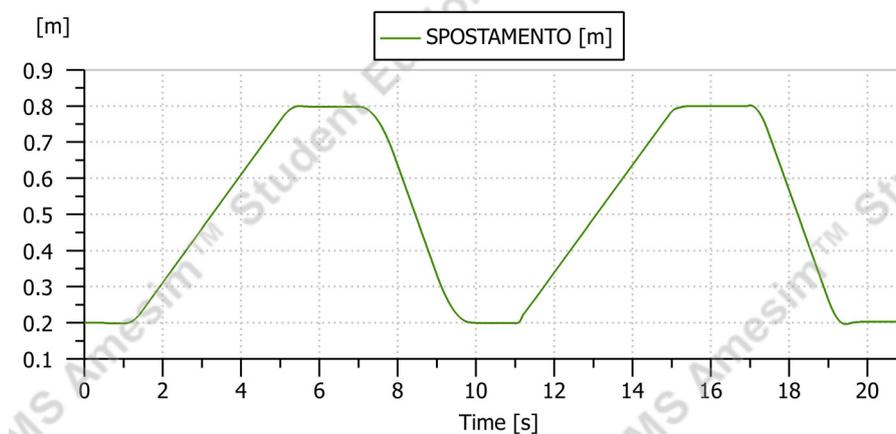


Fig. 3.35: Spostamento cilindro

sua velocità danno esattamente i valori dettati dalla prova. Il cilindro presenta la velocità richiesta e resta in posizione come richiesto nei momenti in cui la pompa principale è a cilindrata

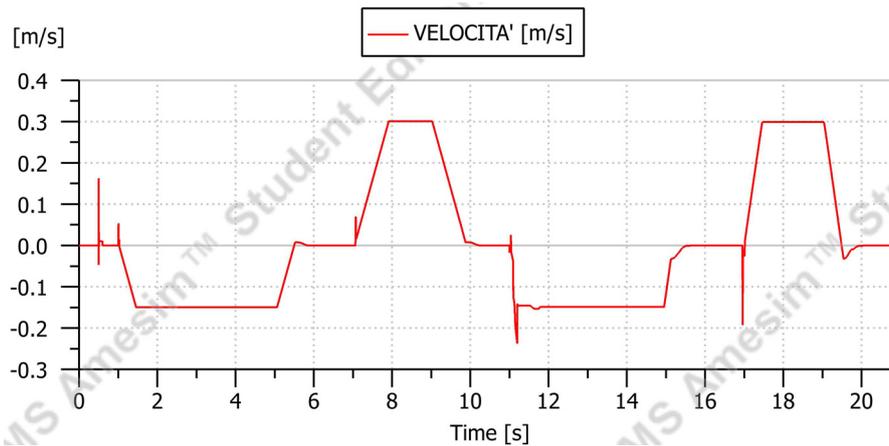


Fig. 3.36: Velocità cilindro

zero. Per quanto riguarda la velocità si può notare in figura 3.36 che durante il passaggio da carico positivo a carico negativo il sistema assorbe meglio lo shock e non presenta particolari picchi di velocità o spostamenti improvvisi. Nel grafico di figura 3.37 si può osservare come

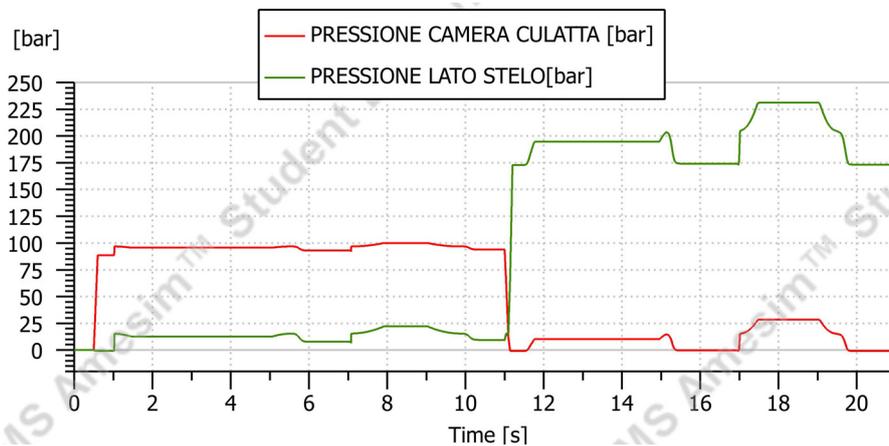


Fig. 3.37: Pressioni attuatore

nel lato stelo è ben evidenziato che il picco di pressione di 230 bar è individuato nella fase di rientro del cilindro in fase di carico di trazione. Non si arriva a depressioni preoccupanti per quanto riguarda il problema della cavitazione ma l'utilizzo di due valvole anticavitazione allungano la vita utile del cilindro stesso. Si può vedere come nella camera culatta nei secondi che vanno dal 17 al 20 sia presente una pressione di circa 25 bar. La pressione è dovuta al fatto che l'olio in eccesso viene smaltito attraverso la valvola di blocco del ramo culatta nel ramo di bassa pressione però, il quale ha una pressione minima di 15 bar dettata dalla valvola limitatrice. Questa pressione si somma anche nella camera lato stelo infatti si nota come i due picchi di pressioni siano simili. Il grafico di figura 3.38 mostra la portata che viene mandata a serbatoio attraverso la valvola limitatrice sul ramo di bassa pressione. Viene evidenziato molto bene come nel momento in cui la pompa principale si trova a cilindrata zero si avrà una portata in uscita dalla limitatrice pari alla portata totale della pompa di ricarica cioè 44 l/min, mentre durante il movimento del cilindro la portata in uscita si può notare come diminuisca fino ad un valore di circa 8 l/min, per arrivare però ad un valore massimo di circa 110 l/min durante le fasi di rientro del cilindro nei due casi di carico. Si può vedere bene nel grafico di figura 3.39 il comportamento simmetrico della portata che hanno le due valvole di blocco pilotate che connettono le due linee principali con quella di bassa pressione. I picchi di 70 l/min sommati ai 40

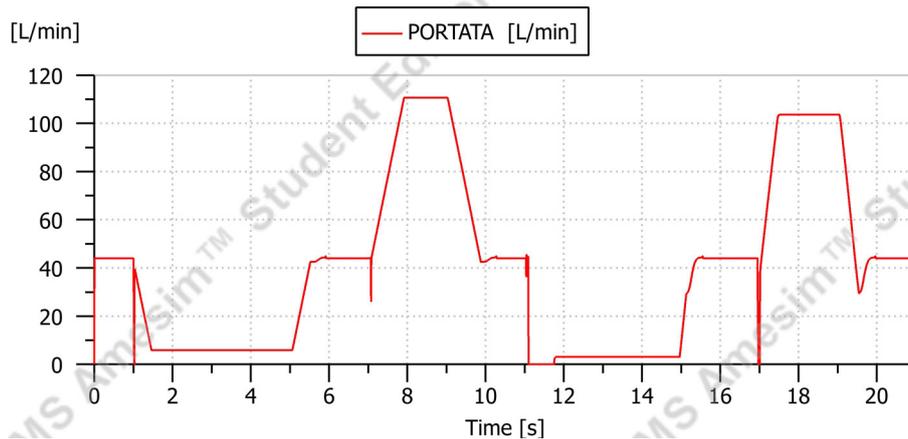


Fig. 3.38: Portata che transita nella valvola limitatrice sul ramo di bassa pressione

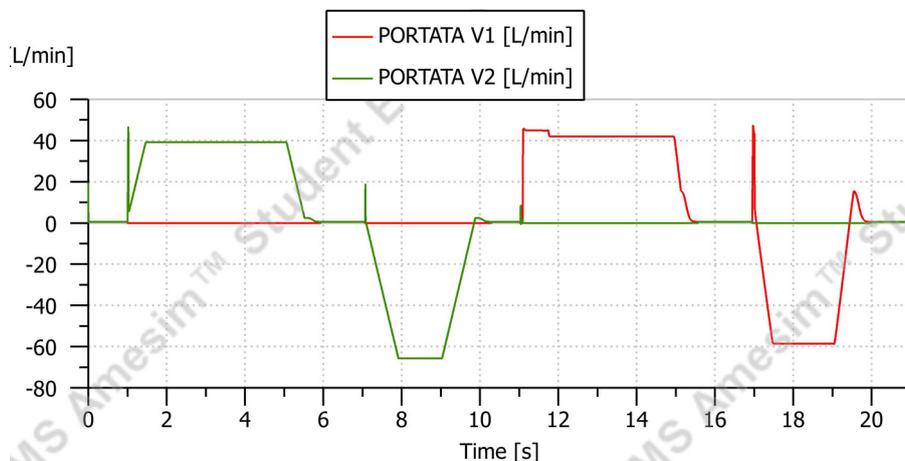


Fig. 3.39: Portata che attraversa le valvole di blocco pilotate V1 e V2

l/min della pompa secondaria danno esattamente il valore massimo che transita nella valvola limitatrice.

Per quanto riguarda la pompa principale è interessante vedere il grafico della coppia richiesta dalla pompa al motore a seconda del carico e delle pressioni in gioco. Si vede molto bene nel grafico di figura 3.40 come la coppia maggiore sia richiesta dove si registra una pressione maggiore poiché l'area di spinta è la minore cioè il lato stelo durante il rientro con carico di trazione.

3.2.5.2 Circuito singola pompa con doppie valvole di blocco pilotate

Anche in questo caso la dimensione e le caratteristiche delle valvole di blocco e del circuito di pilotaggio rimangono invariate rispetto ai precedenti casi come anche la gestione dei segnali. Nella figura 3.41 è possibile osservare il circuito in ambiente AMESim. Le pompe sono collegate al motore quindi hanno tutte e tre la stessa velocità. Il circuito concepito con le valvole di blocco sulle due linee risponde bene al ciclo di carico a cui è sottoposto come dimostrano i grafici di figura 3.42 e figura 3.43, i quali mostrano come lo spostamento sia quello desiderato e la velocità quella voluta. Nel grafico della velocità dell'attuatore si vede che a differenza di prima è presente un leggero picco nel cambio di segno del carico. Per quanto riguarda le pressioni in gioco nel cilindro si osserva bene dal diagramma di figura 3.44 che anche in questo caso è presente un picco dovuto alla pressione che si ha nella bassa pressione. Il primo picco si

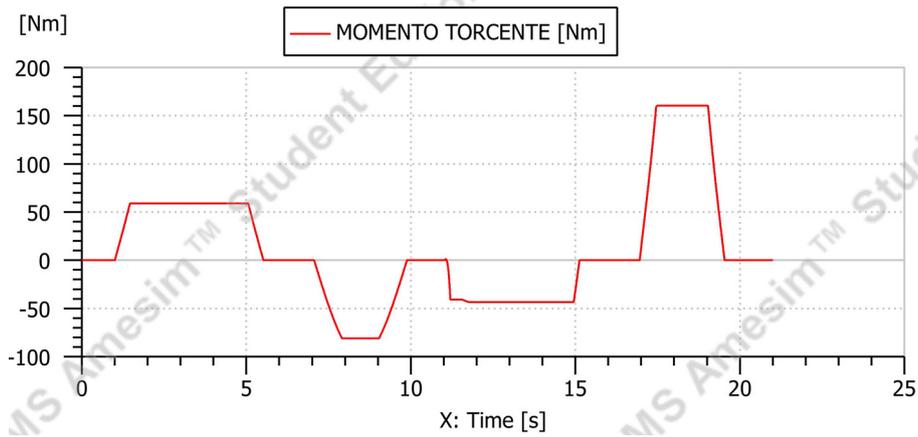


Fig. 3.40: Coppia sulla pompa

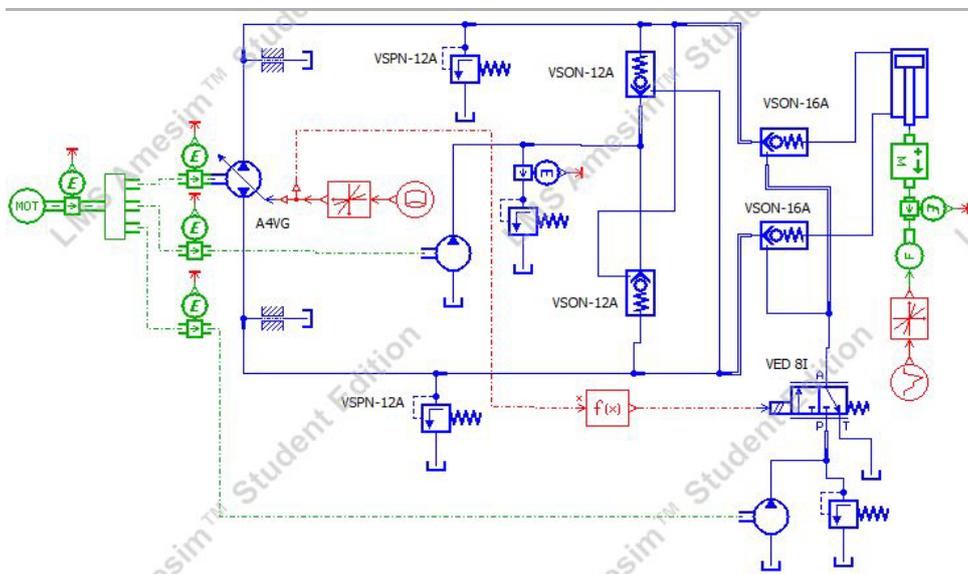


Fig. 3.41: Circuito singola pompa con doppie valvole di blocco

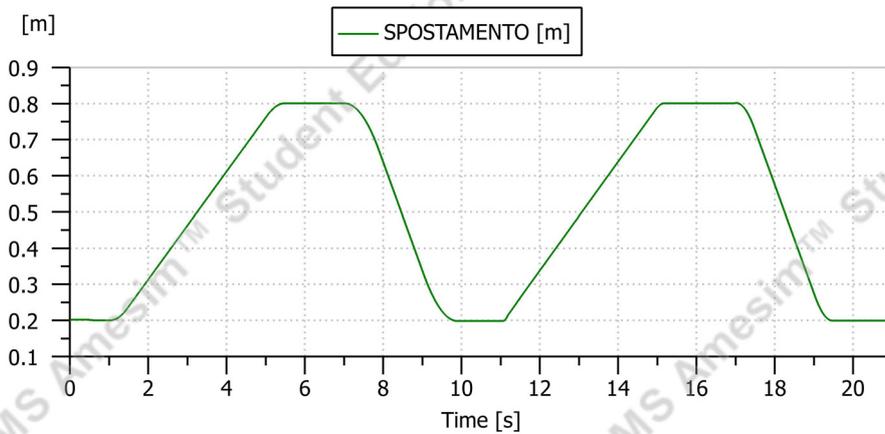


Fig. 3.42: Spostamento cilindro

vede sul lato culatta intorno al secondo 8 mentre nella linea dello stelo è presente intorno al secondo 18. Per quanto concerne la logica di funzionamento della valvola a tre vie presente per gestire i pilotaggi delle valvole di blocco è facilmente intuibile attraverso la figura 3.45 dove è

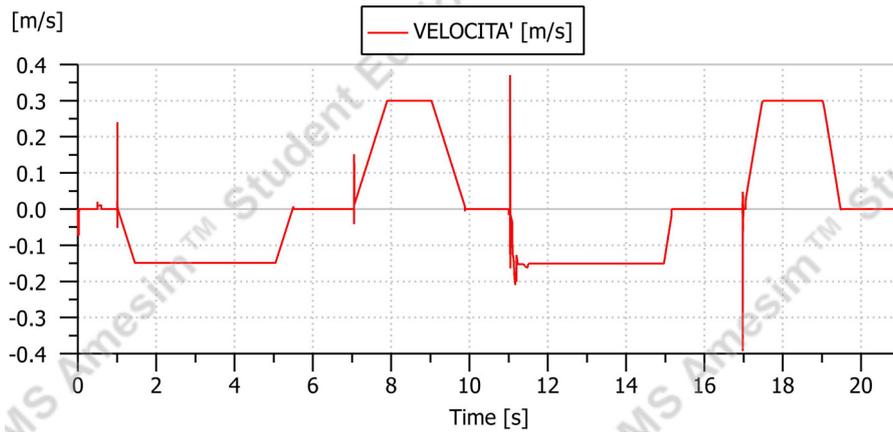


Fig. 3.43: Velocità cilindro

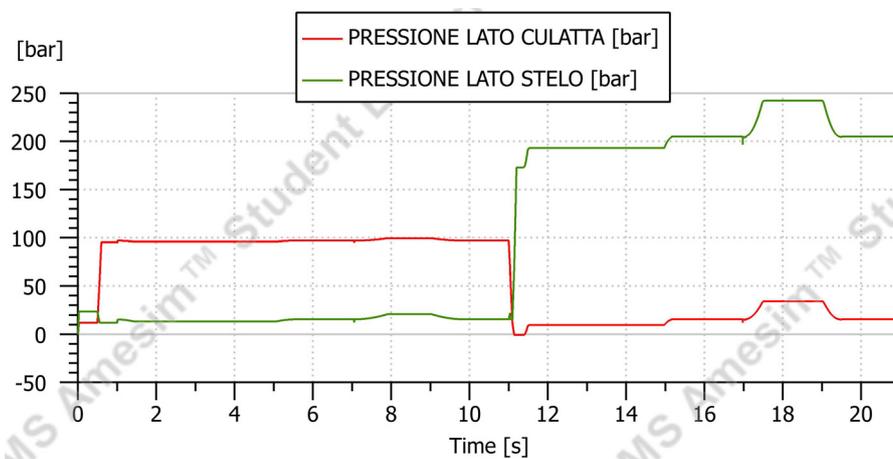


Fig. 3.44: Pressione nei cilindri

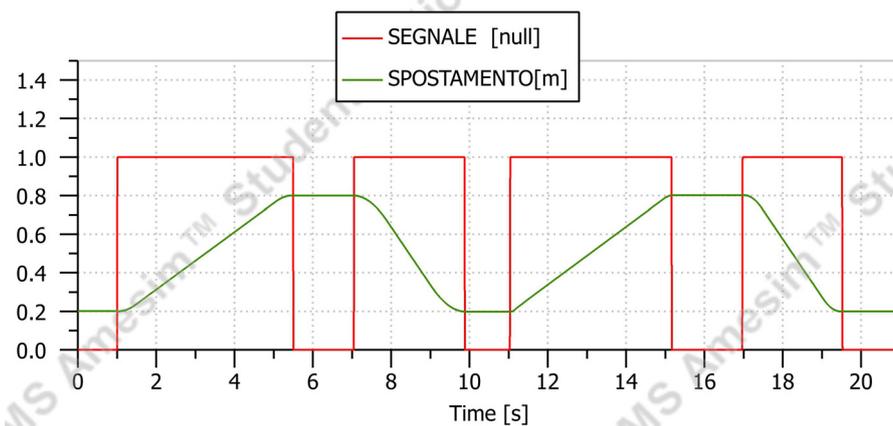


Fig. 3.45: Segnale in funzione dello spostamento del cilindro

presente il segnale che arriva all'elettrovalvola in funzione dello spostamento del cilindro. Si vede subito come quando il cilindro è in movimento l'elettrovalvola viene eccitata e le valvole di blocco ricevono il pilotaggio a 120 bar permettendo il flusso senza ostruzioni. Nel momento che il carico richiede la posizione stabile il segnale viene messo a scarico non eccitando il cursore interno alla valvola.

3.2.6 Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate e accumulatore.

Il circuito sottostante presente in figura 3.46 presenta delle differenze dal circuito preceden-

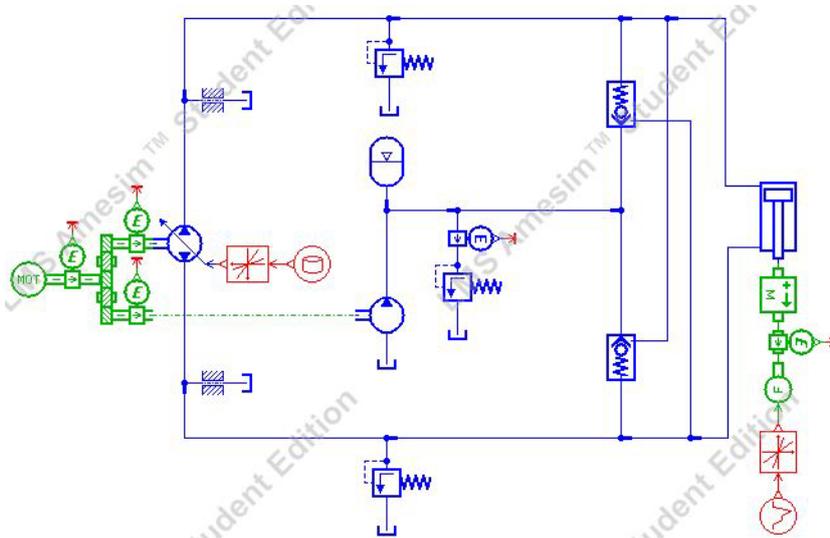


Fig. 3.46: Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate e accumulatore in ambiente AMESim

te, un accumulatore permette di dimensionare la pompa secondaria con una cilindrata più bassa. I problemi sono i medesimi dei circuiti precedenti cioè la cilindrata della pompa per le velocità della prova e l'impossibilità di mantenere il carico in posizione, le soluzioni riportate in figura 3.47 e figura 3.48 sono le medesime utilizzate precedentemente..

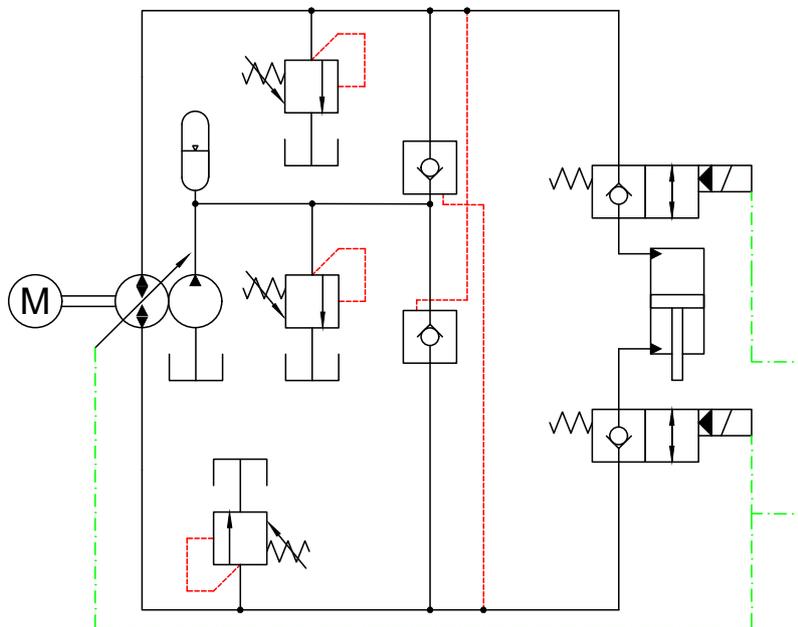


Fig. 3.47: Circuito con elettrovalvole di blocco

Per avere un dimensionamento di massima dell'accumulatore si è dapprima calcolato il volume di olio necessario che corrisponde al volume della camera stelo:

- 1) area stelo: 3846 mm^2

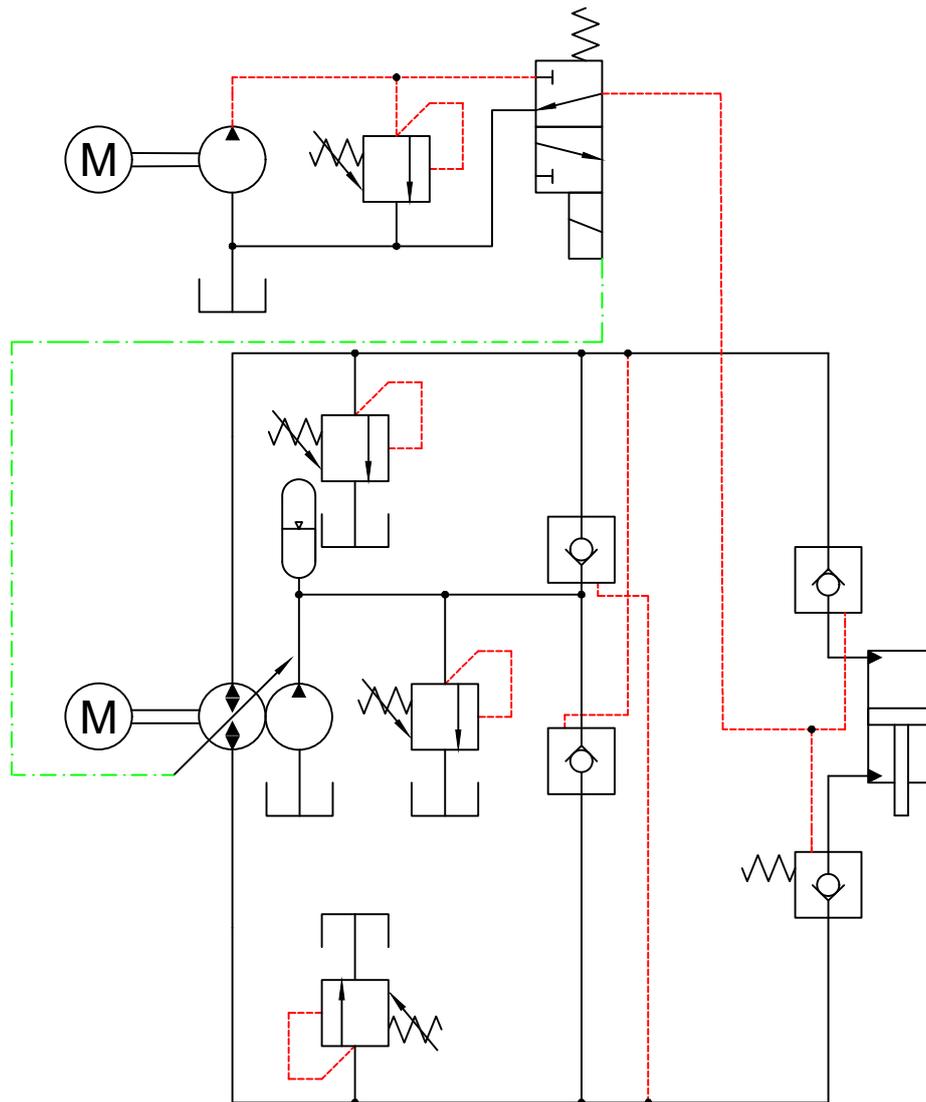


Fig. 3.48: Circuito con valvole di blocco pilotate

- 2) corsa cilindro : 600 mm
- 3) volume stelo = 2.308 dm³
- 4) pressione minima (p1)=5 bar
- 5) pressione massima ramo (p2)=15 bar dettata dalla valvola limitatrice
- 6) pressione di precarica gas alla temperatura di esercizio (p0) = 4.5 bar

il calcolo del volume nominale è stato fatto nel caso di scarica veloce corrispondente ad un comportamento adiabatico con valore del γ pari a 1.4. Utilizzando la formula di equazione (3.14):

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{1.4}} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{1.4}} - 1\right]} \quad (3.14)$$

il volume nominale V_0 va dimezzato poichè non tutta la portata è conferita dall'accumulatore ma la metà arriva dalla pompa principale. Il valore nominale viene 4.58 che verrà dimezzato e per dimensionare si è utilizzato un accumulatore da 4 litri come margine di sicurezza.

3.2.6.1 Circuito singola pompa con accumulatore e elettrovalvole di blocco

In figura 3.49 viene presentata la soluzione del circuito con le elettrovalvole di blocco.

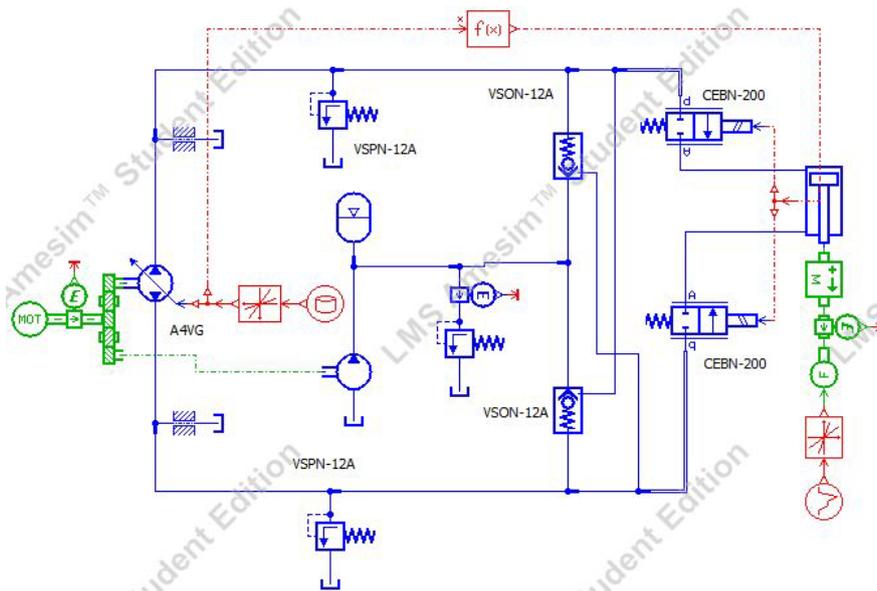


Fig. 3.49: Circuito con accumulatore ed elettrovalvole di blocco in ambiente AMESim

Lo spostamento del cilindro e la sua velocità sono conformi alle altre prove effettuate come dimostrato nel grafico di figura 3.50 dove si vede bene che la velocità di 0.15 m/s per la fase di uscita e quella di 0.3 m/s per il rientro sono ampiamente rispettate. Il sistema ad anello chiuso

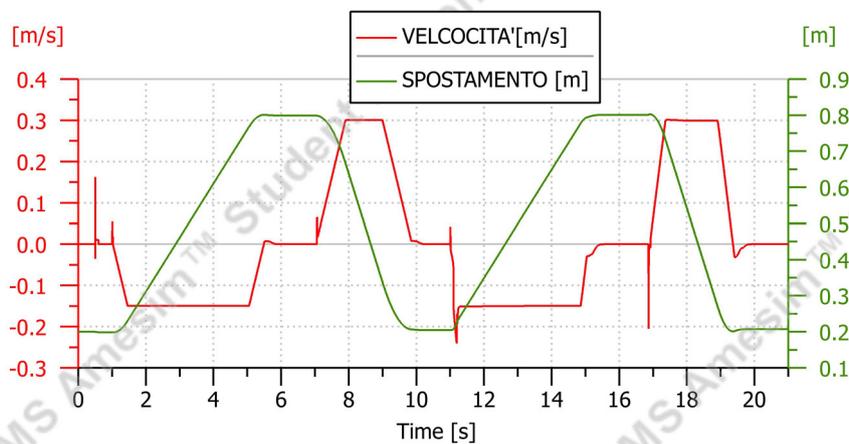


Fig. 3.50: Spostamento e velocità dell'attuatore

con il ramo di bassa pressione in generale risponde meglio al cambio brusco di carico. La grande differenza rispetto al circuito precedente è il fatto che la valvola limitatrice posta sul ramo di bassa pressione scarica a serbatoio una quantità di olio molto minore del caso precedente come è possibile notare nel grafico di figura 3.51 dove si vede il confronto tra i due casi. Questa differenza sostanziale è data dal fatto che adesso solamente nella fase di rientro del cilindro la portata va a scarico e nemmeno totalmente, in tutti gli altri casi invece si va a riempire l'accumulatore. Questo fatto determina un doppio risparmio il primo come già detto in precedenza è dato dal fatto che l'accumulatore permette un dimensionamento minore della pompa secondaria, il secondo invece è dato dal fatto che scaricando meno olio a serbatoio si dissiperà

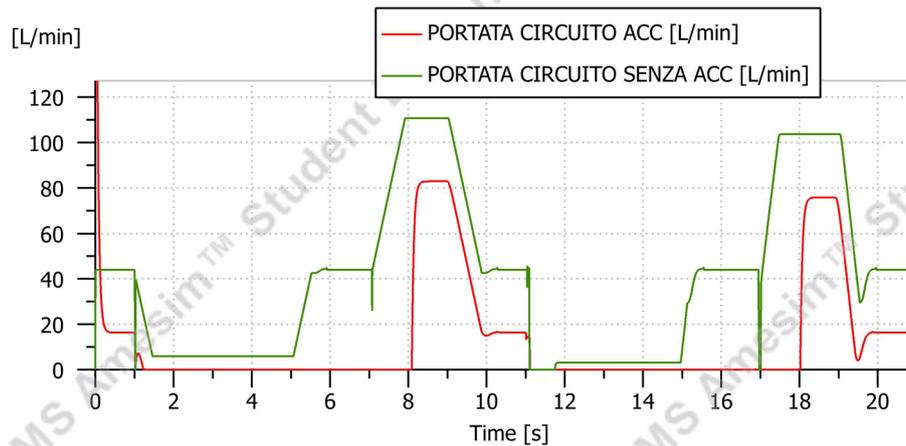


Fig. 3.51: Portata che attraversa la valvola limitatrice nei 2 circuiti

meno energia attraverso la valvola limitatrice. In figura 3.52 è proposto il comportamento

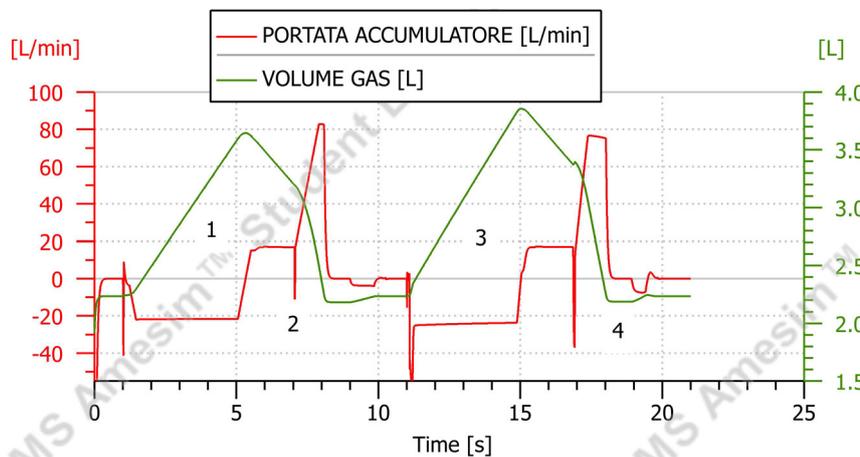


Fig. 3.52: Portata e volume del gas dell'accumulatore

dell'accumulatore, sono diagrammate la portata erogata ed il volume del gas contenuto. Si vede come nei punti 1 e 3 il volume del gas diminuisca per cui siamo nella fase di carica dell'accumulatore che coincide con le fasi di uscita del cilindro. Mentre negli istanti 2 e 4 si vede bene come il gas scenda velocemente di volume facendo fuoriuscire una portata di volume elevata che arriva fino a 80 l/min che serve per compensare la portata mancante della pompa principale.

In figura 3.53 sono rappresentate le pressioni in gioco nelle due camere in funzione dello spostamento del cilindro. Si vede che anche in questo circuito è presente sempre un picco di pressione nelle fasi di rientro del cilindro dovuto al fatto che una parte di flusso finisce nel circuito di bassa pressione che ha una pressione stabile di 15 bar più le cadute di pressione presenti nelle valvole di blocco creano il suddetto picco. Per il resto le pressioni presenti rispecchiano i casi precedenti.

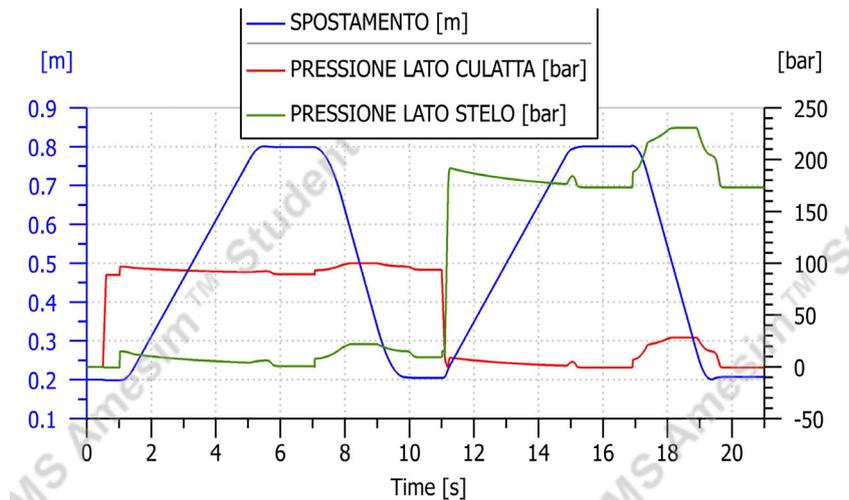


Fig. 3.53: Pressioni e spostamento cilindro

3.2.6.2 Circuito singola pompa con accumulatore e valvole di blocco pilotate

In figura 3.54 viene presentato il circuito sopra citato.

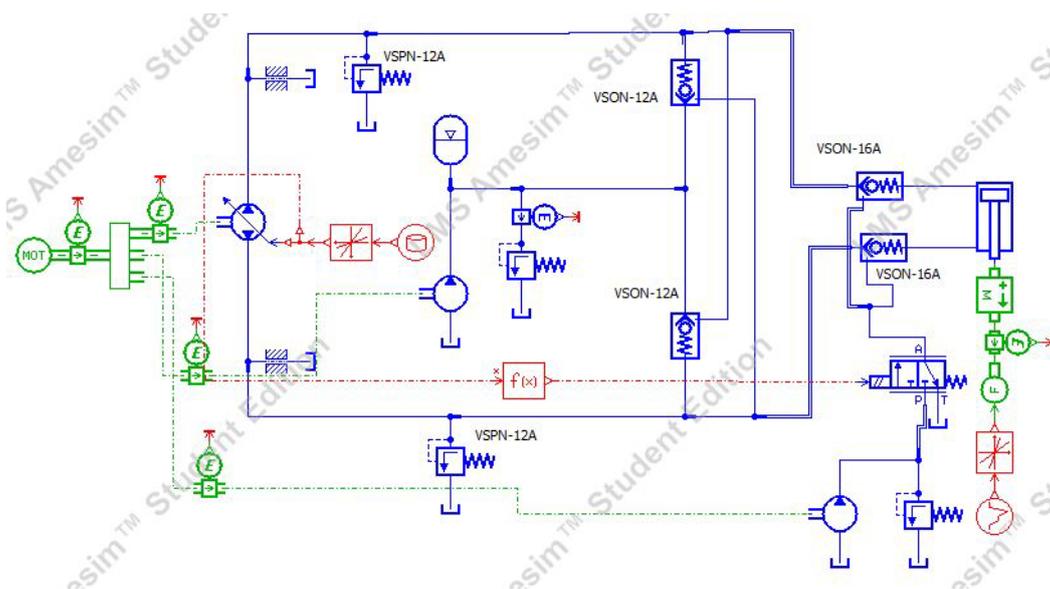


Fig. 3.54: Circuito con accumulatore e valvole di blocco pilotate in ambiente AMESim

Il grafico di figura 3.55 dimostra come anche in questo caso le velocità e gli spostamenti sono consoni alla prova. Le pressioni in gioco sono le medesime del caso precedente come raffigurato in figura 3.56. Con questi valori di pressioni chiaramente le valvole di sicurezza VSPN-12A tarate a 250 bar non entreranno mai in gioco evitando una forte dissipazione. Interessante è il grafico di figura 3.57 dove vengono riportate 3 portate:

- portata erogata dalla pompa
- portata in uscita dalla camera lato stelo
- portata erogata dall'accumulatore

si nota come nei primi 5 secondi la pompa principale eroga circa 70 l/min in uscita dal lato stelo ne leggiamo circa 40 l/min la restante portata viene usata per ricaricare l'accumulatore che quando è pieno la manda a serbatoio tramite la valvola limitatrice. Successivamente tra 7 e 10

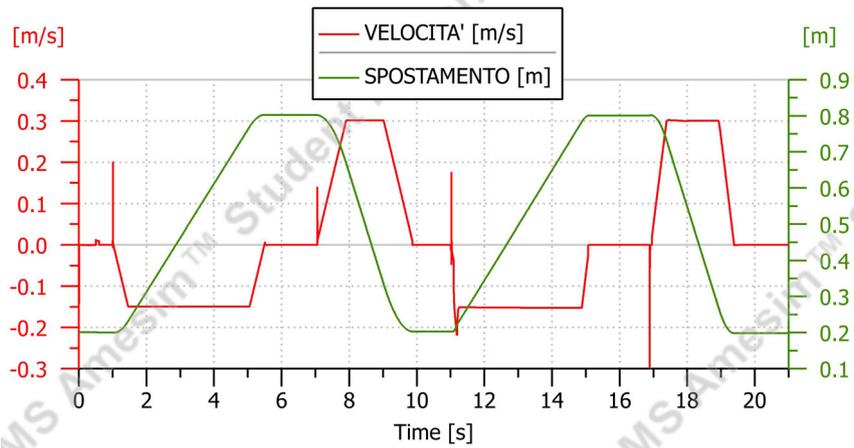


Fig. 3.55: Velocità e spostamento cilindro

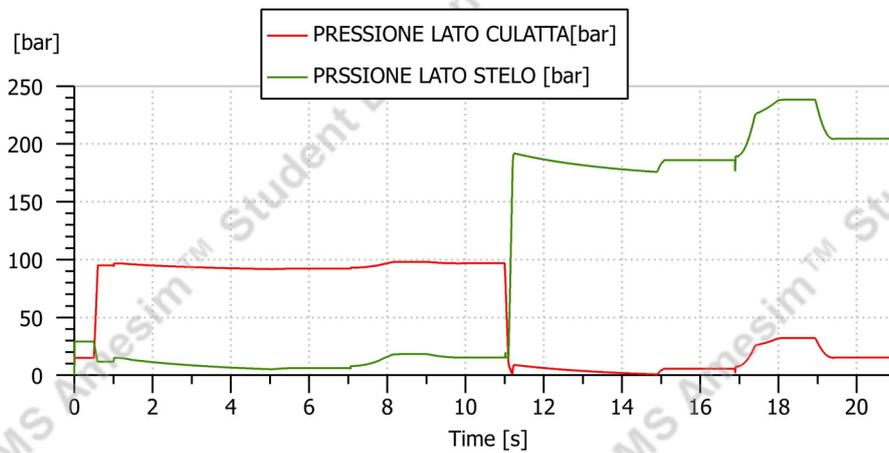


Fig. 3.56: Pressioni nel cilindro

secondi invece si nota come la portata uscente dalla pompa principale sia circa 140 l/min mentre quella in uscita dalla camera stelo sia solo 70 l/min, la restante copertura viene coperta dalla scarica veloce dell'accumulatore che mi assicura altri 70 l/min.

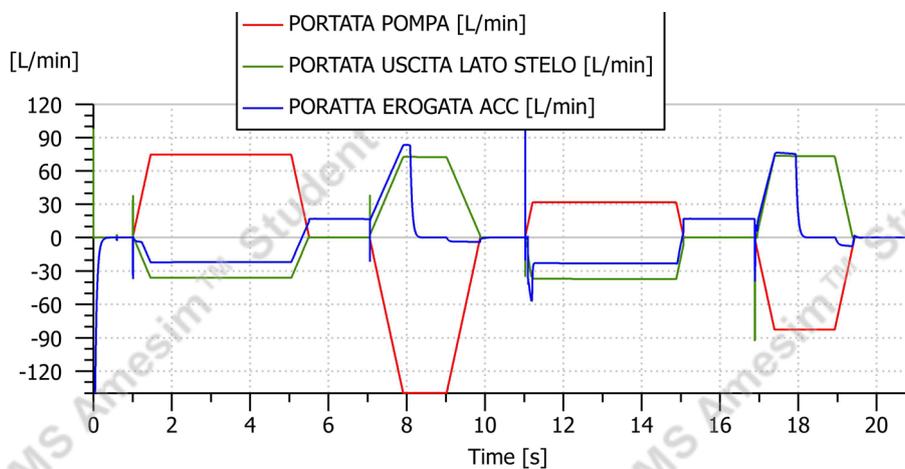


Fig. 3.57: Portate in funzione del tempo

3.2.7 Circuito con trasformatore idraulico

In figura 3.58 viene presentato il circuito con trasformatore idraulico.

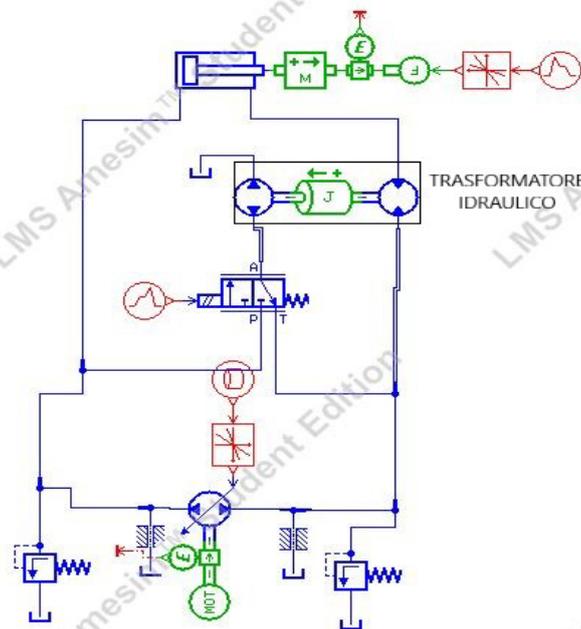


Fig. 3.58: Circuito idraulico con trasformatore idraulico in linea

Si nota che tra la pompa e il motore è stato inserito un elemento che riprende un albero di collegamento tra gli elementi. Si è assegnato un valore di momento di inerzia molto basso. Dopo le prime simulazioni si sono presentati i due problemi visti in precedenza legati al posizionamento ed alla velocità risolti nel medesimo modo degli altri circuiti. Il circuito così come presentato ha un problema di fondo cioè che non vi è nessun elemento che imponga la pressione sulla linea di aspirazione della pompa principale. Il problema viene risolto inserendo una selettiva che seleziona il ramo con la pressione minore con a valle una limitatrice di pressione tarata a pochi bar che impone la pressione. Interessante è vedere il funzionamento di questa valvola rappresentata figura 3.59. La logica di funzionamento è spiegata bene nel simbolo. La valvola seleziona la pressione minore attraverso il pilotaggio che sposta il cassetto unendo l'altro ramo con l'uscita 2. In più è sorto un problema legato alle cilindrata della pompa e del mo-

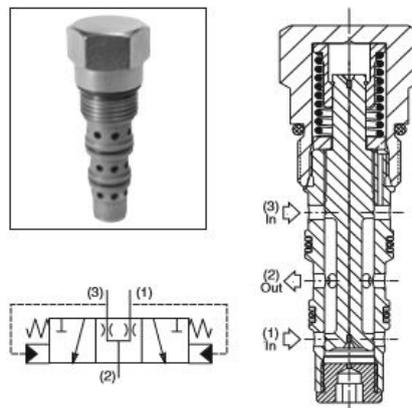


Fig. 3.59: Valvola shuttle K04F3 - Parker Hannifin -

tore del trasformatore idraulico. Come spiegato nel capitolo precedente, tramite l'equazione (2.7) è stata calcolata una cilindrata identica tra gli elementi, ma per avere una regolazione di portata si deve immettere nel circuito più olio di quanto esca. Per questo motivo si è adottata una cilindrata maggiore della pompa la quale con la velocità dettata dalla pompa principale eroga la portata necessaria per compensare la differenza di area del cilindro. La cilindrata della pompa è stata aumentata a 12 cc/giro mentre il motore è stato lasciato a 10 cc/giro. Il problema non è stato risolto perchè nelle fasi successive del ciclo la macchina a sinistra rimanda a serbatoio più olio di quanto scaricato dall'attuatore. Per questo problema la soluzione adottata è quella di inserire una valvola di non ritorno con funzioni di anticavitazione a valle del cilindro e a valle della valvola a tre vie cosicchè si eviti la cavitazione del cilindro ma anche della pompa legata al motore. Come valvole anticavitazione si sono utilizzate due taglie diverse di valvole di non ritorno della ditta tedesca Bosch-Rexroth chiamate VUCN. La taglia VUCN-10A è stata inserita su ogni ramo collegato al cilindro a valle delle elettrovalvole o delle valvole di blocco a seconda del caso. La taglia più grande, cioè la VUCN-12, è stata inserita tra la valvola a tre vie e la pompa. Si è utilizzata una dimensione consona all'olio che può essere risucchiato dalla pompa per evitare la cavitazione. Le soluzioni adottate sono presentate in figura 3.60 e in

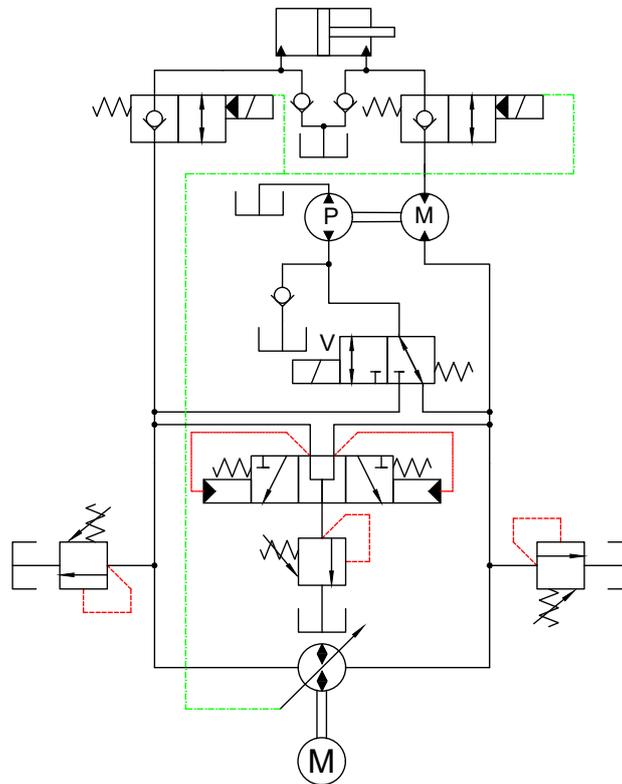


Fig. 3.60: Soluzione con elettrovalvole di blocco

figura 3.60.

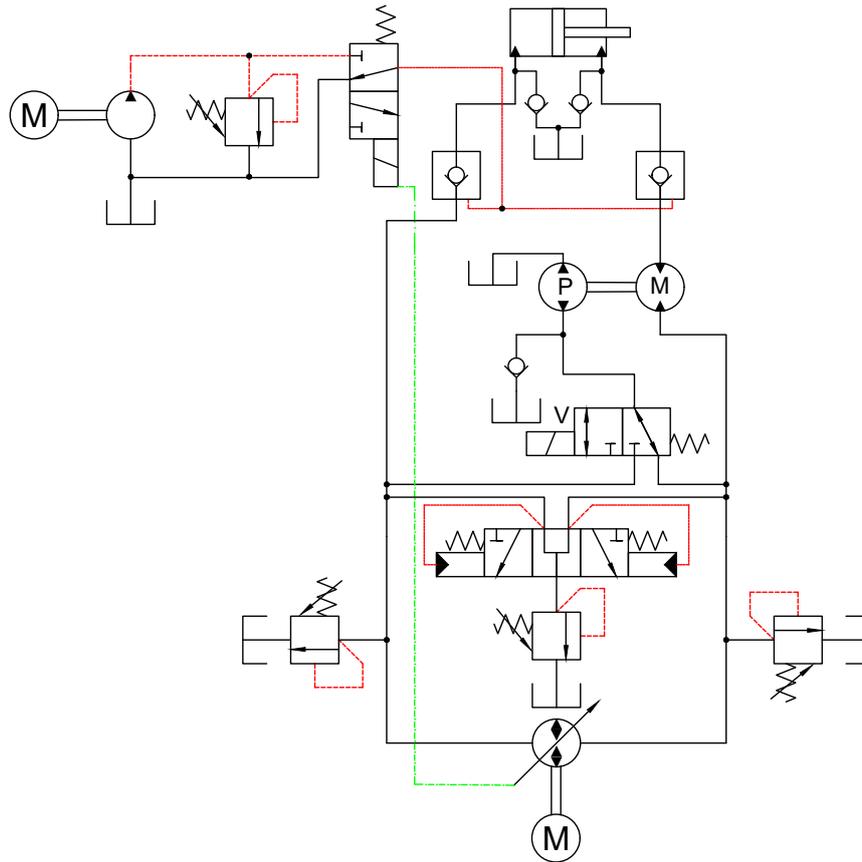


Fig. 3.61: Soluzione con valvole di blocco pilotate

3.2.7.1 Circuito con trasformatore idraulico ed elettrovalvole di blocco

In figura 3.62 viene mostrata la soluzione in ambiente AMESim. Come primo risultato viene visualizzato in figura 3.63 la velocità dell'attuatore e la sua posizione che rispettano le ipotesi della prova. Il salto presente intorno al 11 secondo è dovuto al fatto che per far funzionare meglio il sistema si è dovuto ritardare il comando alla valvola a 3 vie che non commuterà al secondo 10.5 ma a quello 11.6. Dettando il fatto che per qualche decimo di secondo il cilindro si muove. Nel grafico di figura 3.64 sono evidenziate le pressioni in gioco nelle due camere del cilindro. Si vede bene come nella camera lato culatta nella seconda metà del ciclo la pressione di 15 bar sia imposta dalla valvola limitatrice posta a valle della selettore di pressione. Per quanto riguarda le valvole anticavitazione poste a valle del cilindro, si possono notare in figura 3.65 alcuni picchi di portata che durano pochissimi decimi di secondo, ma che permettono al cilindro di non avere depressioni come evidenziato nel grafico in figura 3.64. Interessante vedere come la portata della pompa principale è formata da due valori. Il grafico di figura 3.66 ci mostra come esempio che la portata di circa 80 l/min al secondo 8 è ottenibile con due contributi uno che arriva dalla valvola a tre vie di circa 60 l/min mentre il restante la pompa del trasformatore lo aspira dalla valvola di anticavitazione che in questo caso non serve solo a togliere il picco di mancanza d'olio ma ha una funzione di apporto portata mancante. Questo è il motivo per cui si è deciso di usare una valvola di grandezza maggiore per far passare molto olio senza pagare troppa pressione di attraversamento. Si nota come la valvola lavori solo in caso di carico trascinante, cioè velocità e spostamento concordi.

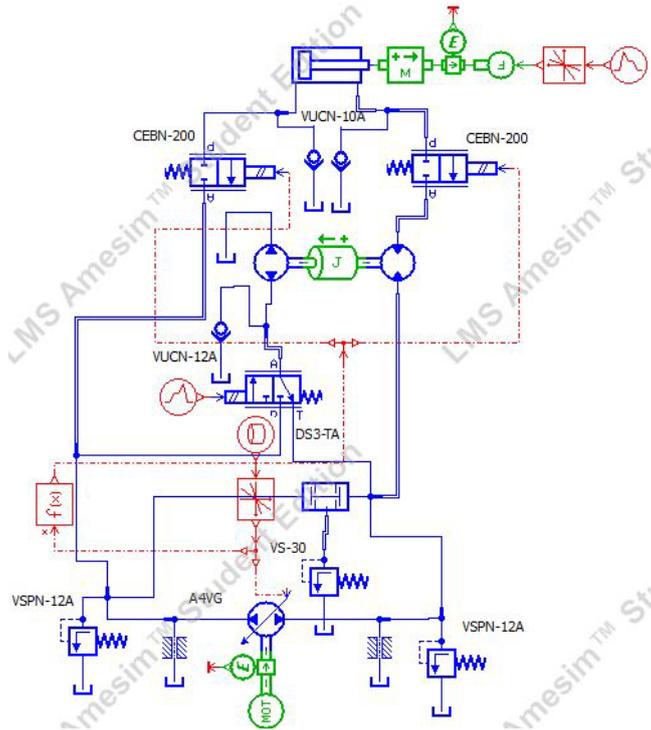


Fig. 3.62: Circuito idraulico con trasformatore idraulico ed elettrovalvole di blocco in ambiente AMESim

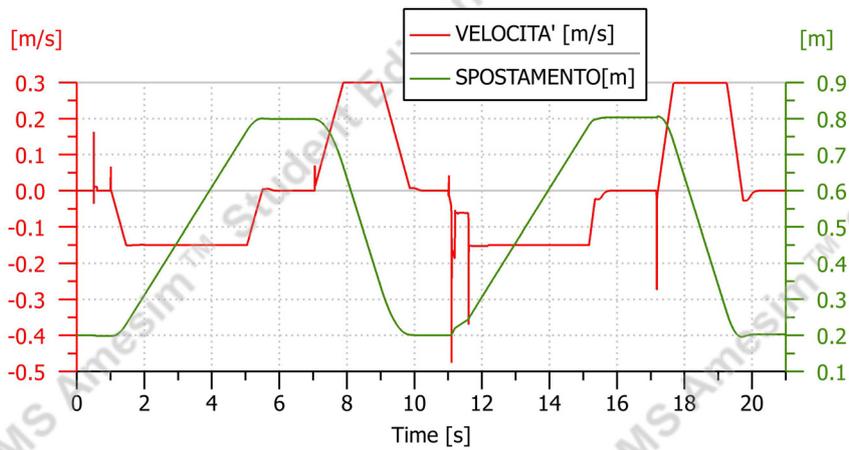


Fig. 3.63: Velocità e spostamento cilindro

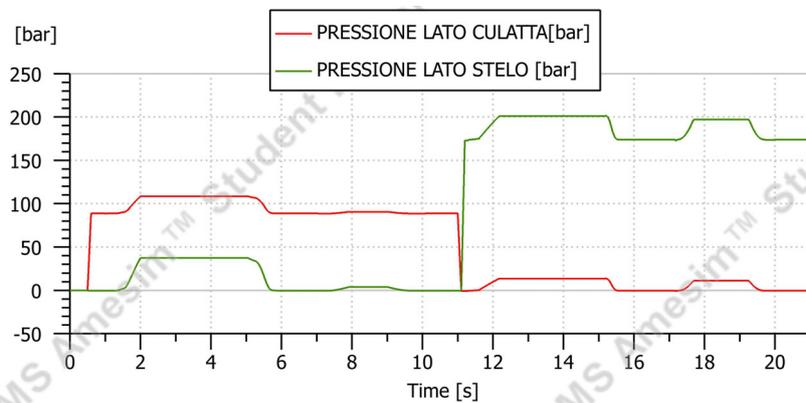


Fig. 3.64: Pressioni cilindro

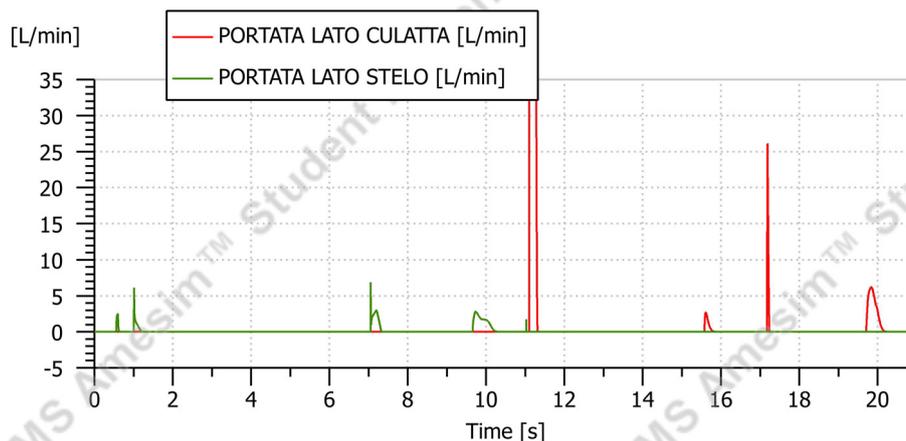


Fig. 3.65: Portata valvole anticavitazione

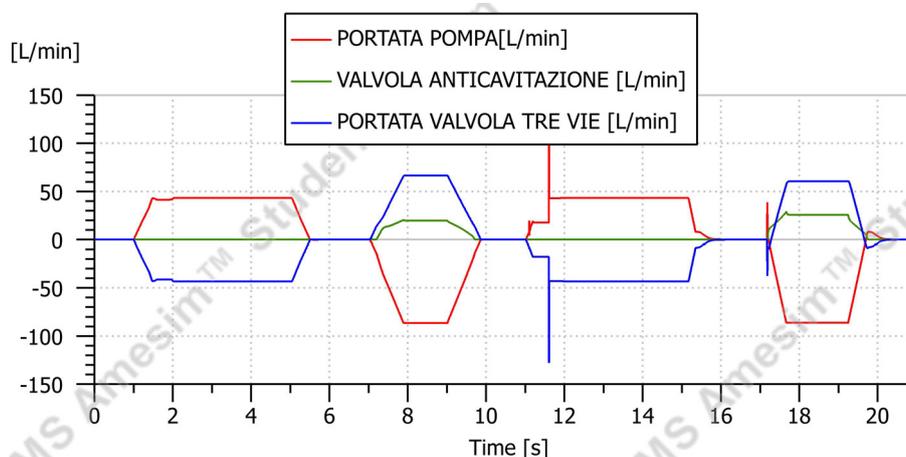


Fig. 3.66: Portata pompa del trasformatore

3.2.7.2 Circuito con trasformatore idraulico con valvole di blocco pilotate

In figura 3.67 viene mostrato il circuito in ambiente AMESim. Come si può vedere in figura 3.68 le velocità e gli spostamenti sono rispettati anche in questa configurazione. Si nota una discontinuità della velocità dovuta al cambio repentino delle condizioni di carico. Per quanto riguarda le pressioni nei cilindri e il funzionamento delle valvole anticavitazione, oltre a quello del gruppo motore-pompa non si notano differenze dal caso precedentemente trattato in modo dettagliato.

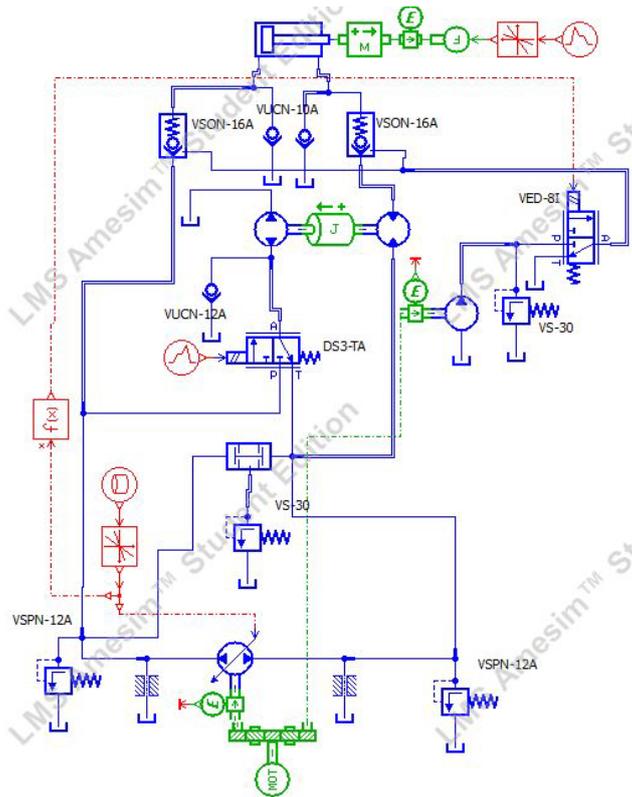


Fig. 3.67: Circuito con valvole di blocco pilotate

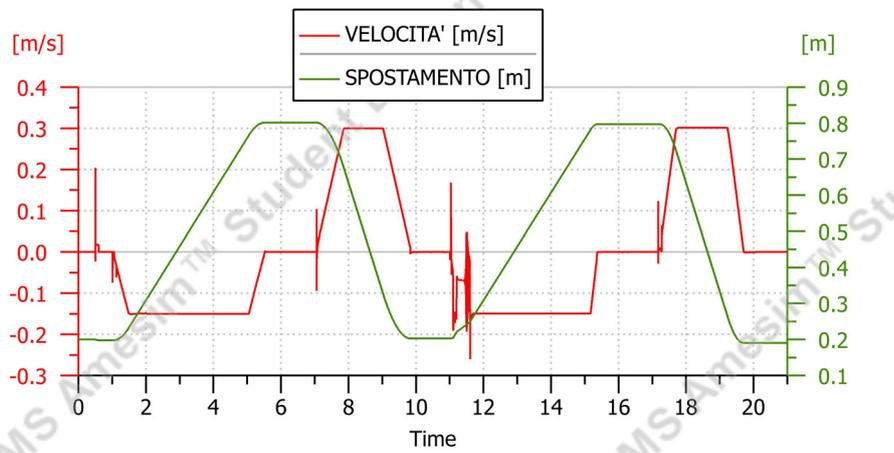


Fig. 3.68: Velocità e spostamento attuatore

4: SICUREZZA

Nei circuiti analizzati fino ad ora si è cercato di tenere conto nella progettazione delle possibili situazioni in cui un macchinario mobile possa incappare, per rendere lo studio il più vicino possibile alla realtà. Sono stati inseriti in tutti i circuiti analizzati le valvole limitatrici di pressione su ogni ramo tarate a 250 bar per non permettere alla pressione di salire a valori che creerebbero situazioni di pericolo all'operatore e a chi sta intorno. Le valvole di blocco che siano esse elettriche o pilotate idraulicamente con il circuito ausiliario sono studiate in modo che se si verificassero problemi di mancanza di alimentazione il carico resterebbe immobile nella sua posizione. Sono previsti comandi di emergenza su ogni elettrovalvola per permettere alla valvola di operare se l'operatore ritiene sia necessario. In figura 4.1 vengono mostrati le opzioni

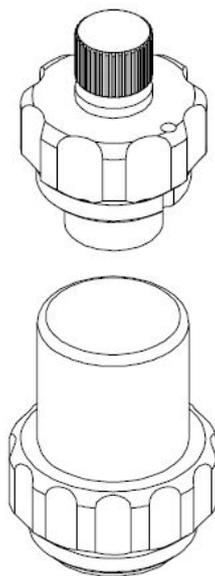


Fig. 4.1: Comando manuale e cappello di piombatura

previste per esempio per le valvole elettriche. Nel nostro caso in esame si è pensato di utilizzare un comando manuale girevole ed un cappuccio di piombatura cosicché, se ci fosse la necessità facendo saltare il cappuccio la valvola potrebbe essere mossa manualmente dall'operatore. In un ipotetico progetto, per ragioni di sicurezza tutti i cablaggi e la parte elettronica sarebbero progettate con un valore di resistenza agli agenti atmosferici pari ad un IP68. Successivamente si eseguirà una prova su alcuni circuiti studiati in precedenza con un carico ancora maggiore a quello usato per le simulazioni precedenti per vedere che le valvole limitatrici entrino in azione. Verrà simulato un altro caso in cui non arrivi corrente alle elettrovalvole di blocco oppure che la pompa ausiliaria subisca un problema e interrompa il flusso, per mostrare che il carico non subisca spostamenti improvvisi per danni accidentali.

4.1 Simulazioni con carico accidentale

Il carico che si è applicato per simulare una situazione critica è raffigurato in figura 4.2.

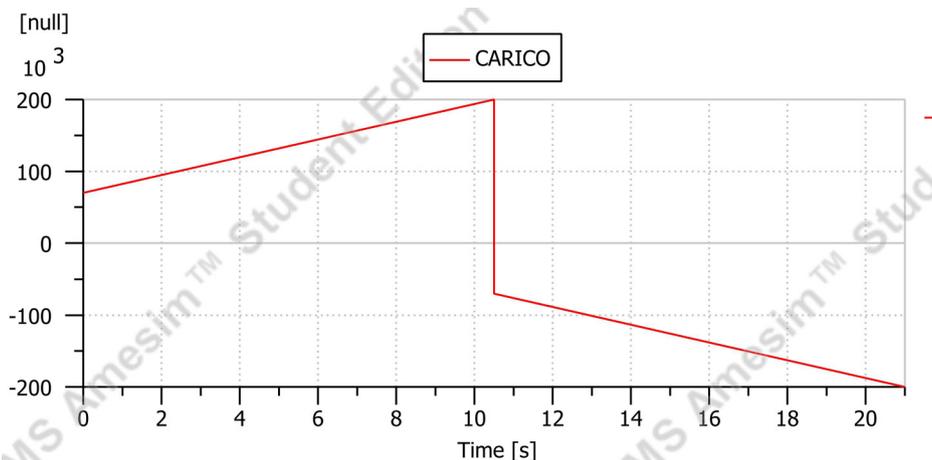


Fig. 4.2: Carico applicato

Il carico applicato parte in compressione con un valore pari a quello massimo utilizzato nelle simulazioni precedenti ovvero 70 kN per arrivare ad un valore pari a 200 kN, per poi invertirsi come carico di trazione nelle stesse modalità. Il ciclo di comando del distributore rimane invariato dalle precedenti simulazioni.

4.1.1 Circuito Overcentre

Nel grafico di figura 4.3 è rappresentato il valore della pressione del circuito durante il ciclo

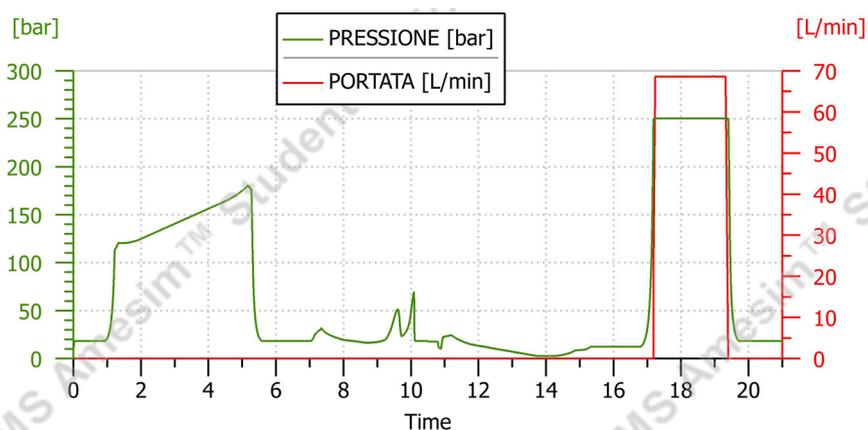


Fig. 4.3: Circuito Overcenter

con il carico di sicurezza, salta subito all'occhio come la valvola limitatrice di pressione posta a valle della pompa principale entri in fuazione scaricando quasi 70 l/min a serbatoio, solo nel tratto compreso tra i 17 e 19 secondi cioè quando si avrebbe la fase di rientro del cilindro con carico di trazione. Ma nella figura 4.4 si evidenziano due cose importanti, la prima è che la velocità di uscita di cilindro con carico di trascinante intorno al secondo 14 aumenta all'improvvi-

so raggiungendo valori pari a 2 m/s. Questa situazione è dettata dal fatto che la valvola overcentre va in autoapertura sul ramo lato stelo per cui non tiene più il carico. Il cilindro arriva a fondo corsa improvvisamente e poi la pressione viene tagliata a 250 bar che non permettono più il suo rientro alla posizione iniziale.

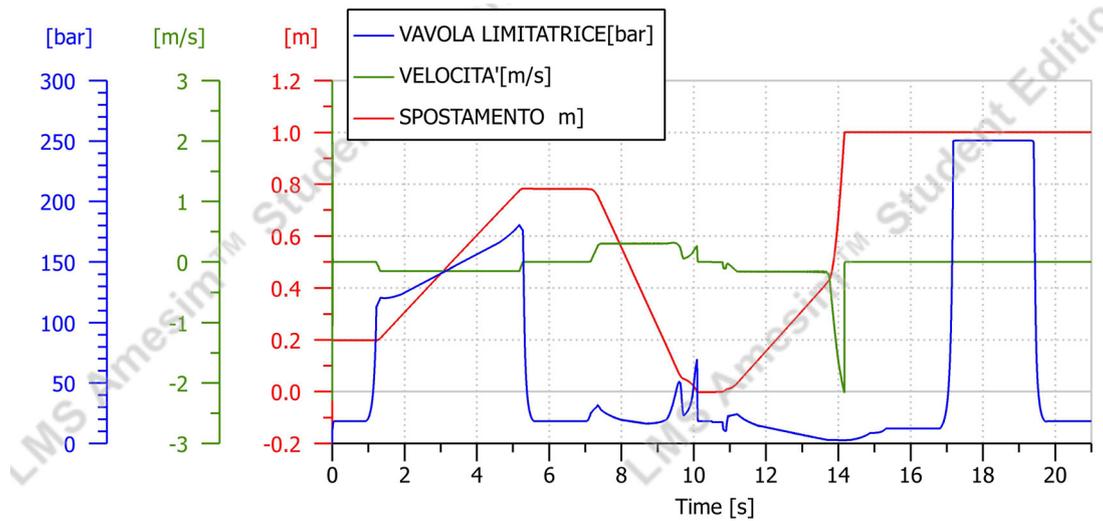


Fig. 4.4: Pressione, velocità e spostamento del cilindro nel circuito Overcentre.

4.1.2 Circuito singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco

In figura 4.5 sono rappresentate entrambe le valvole limitatrici presenti sui due rami, si nota come entri in azione solo la valvola presente sul ramo lato stelo.

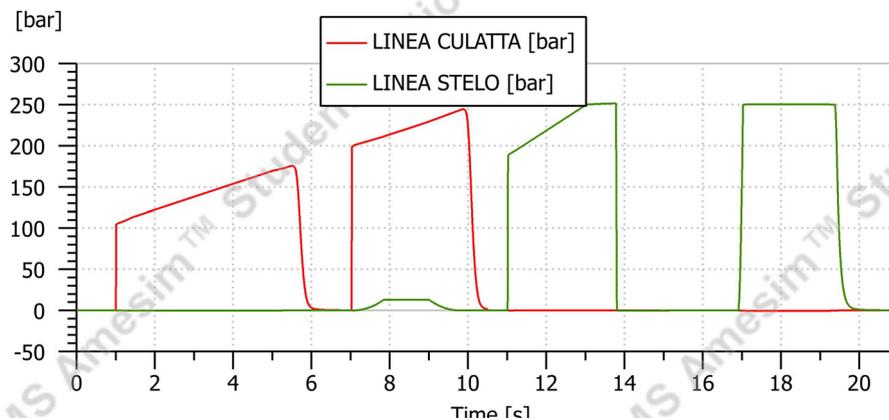


Fig. 4.5: Circuito singola pompa con valvola direzionale

In figura 4.6 si nota come anche in questo caso si presenta il picco di velocità in corrispondenza dell'uscita del cilindro con carico trascinante. Questa volta dal grafico si intuisce come la velocità aumenti di colpo nel momento in cui la valvola limitatrice taglia la pressione e scarichi molto olio a serbatoio, questo olio scaricato fa meno resistenza sul cilindro che prende una velocità inaspettata ed arriva a fondo corsa. Dopodichè anche in questa situazione la pressione di 250 bar della valvola limitatrice non basta più al cilindro per rientrare nella sua posizione di

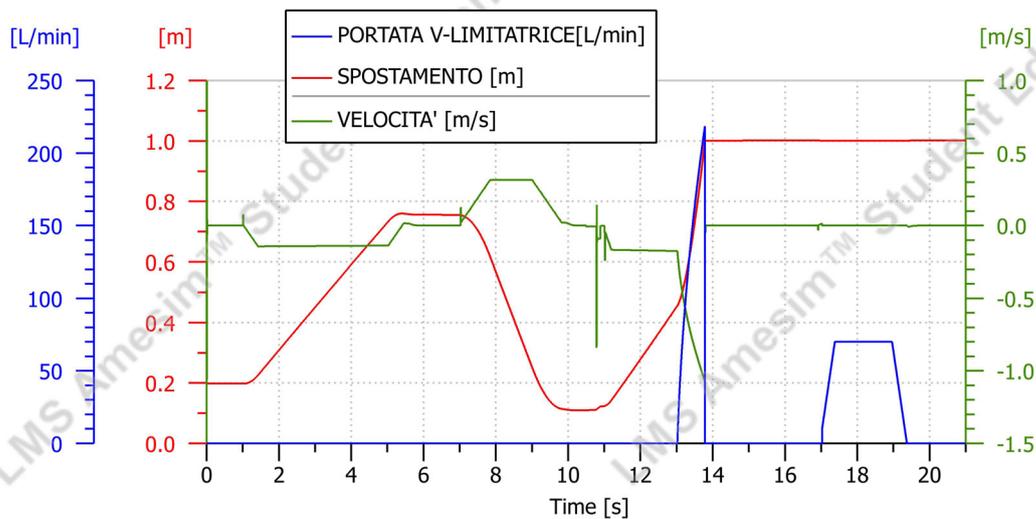


Fig. 4.6: Portata, pressione e velocità del cilindro

partenza.

4.1.3 Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate e accumulatore con circuito ausiliario di pilotaggio.

In figura 4.7 viene rappresentato il valore di pressione delle due linee prima delle valvole di blocco. Si vede bene come entri solo in azione la valvola limitatrice sulla linea della stelo nel momento in cui il cilindro deve rientrare. Inoltre in figura 4.8 vengono rappresentate le due linee del circuito dopo le valvole di blocco, si nota subito che le pressioni aumentano a dismisura, questo è dovuto al fatto che il circuito di pilotaggio tarato a 120 bar non basta più per aprire la valvola di blocco e permettere il passaggio inverso comportando un intrappolamento di pressione che raggiunge valori molto alti. Il picco di pressione superiore ai 250 bar che si raggiunge sulla linea culatta è dovuto al fatto che in quel momento si ha la pompa a zero per cui il segnale non viene mandato alle valvole e il cilindro resta fermo, essendo sotto carico e non avendo un collegamento alla linea principale la pressione aumenta. Questo problema si risolve inserendo delle valvole antishock posizionate direttamente sui cilindri. In figura 4.9 vengono riportate le velocità e lo spostamento che avviene al cilindro. Si presenta lo stesso problema di prima, ma questa volta non solo il cilindro non rientra per mancanza di spinta ma ho pure un aumento smisurato della pressione perchè la valvola di blocco lato culatta non riesce ad aprirsi e quindi non collega la culatta con la linea dove la pressione verrebbe tagliata.

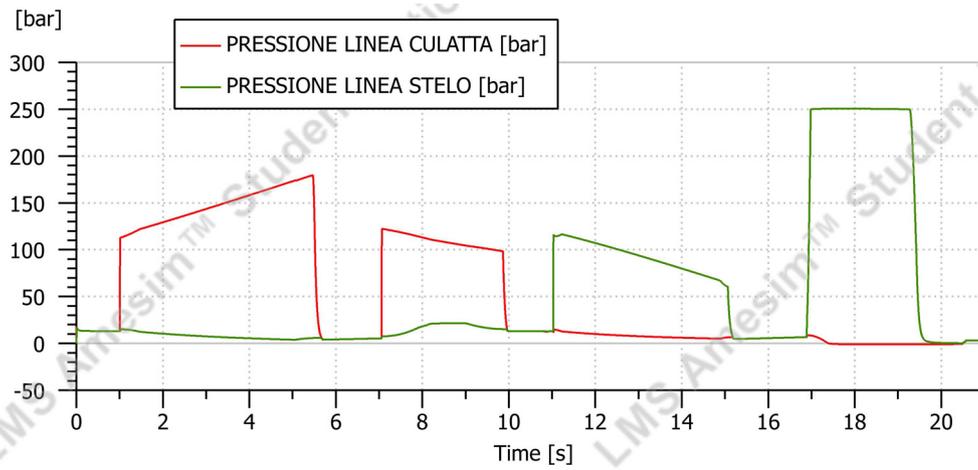


Fig. 4.7: Pressione linee prima delle valvole di blocco

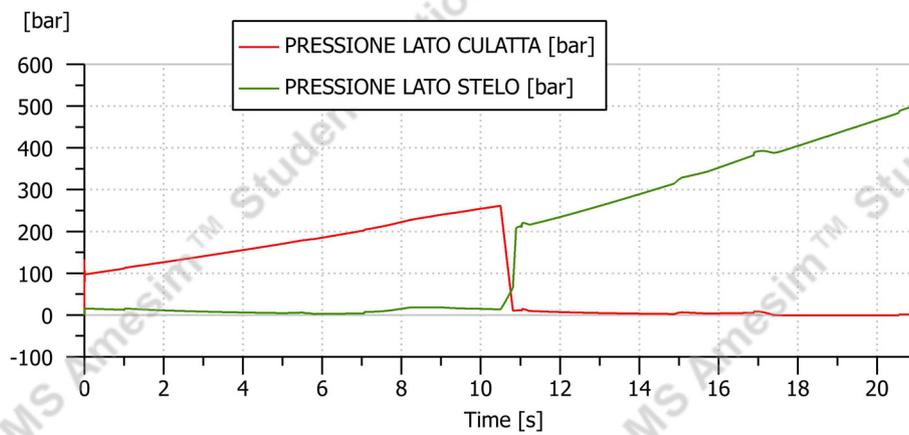


Fig. 4.8: Pressione linee dopo le valvole di blocco

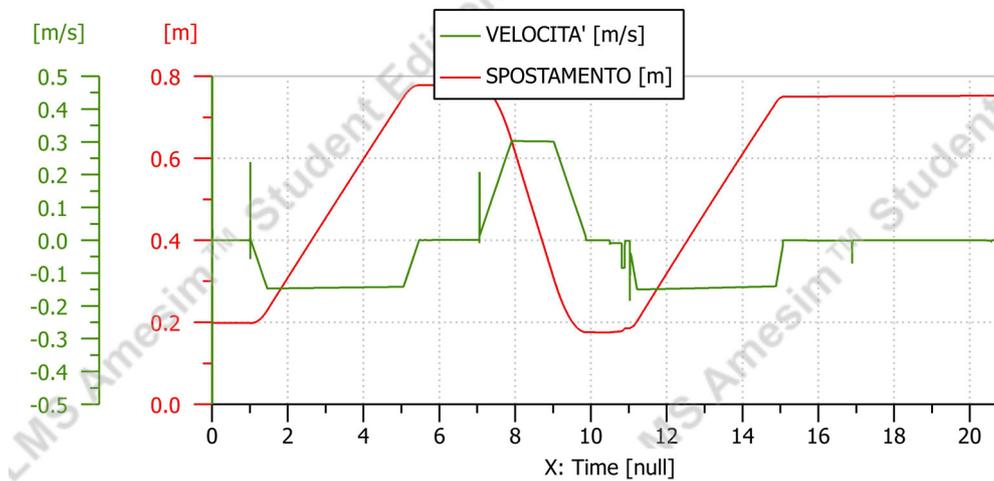


Fig. 4.9: Velocità e spostamento

4.2 Simulazione con mancanza di corrente di alimentazione

In questa simulazione viene affrontato il problema di un'improvvisa mancanza di alimentazione, prima alle elettrovalvole di blocco, poi alla pompa secondaria che gestisce i pilotaggi delle valvole di blocco. Come si vede in figura 4.10 il cilindro in uscita al secondo tre subisce un ar-

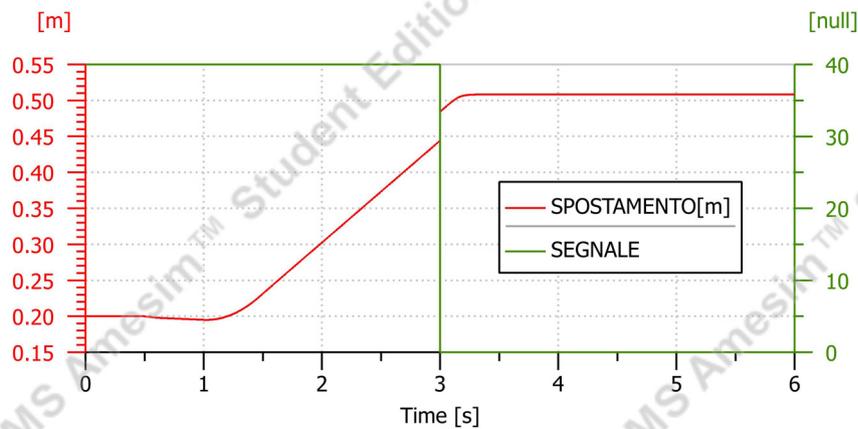


Fig. 4.10: Spostamento del cilindro in funzione del segnale dell'elettrovalvola nel circuito con valvola direzionale

resto dovuto alla mancanza di corrente data all'elettrovalvola di blocco. Questo diagramma ci dimostra come il cilindro non subisce spostamenti improvvisi o cadute utilizzando una valvola NC (normalmente chiusa). L'operatore tramite il comando manuale della valvola può decidere di far rientrare il cilindro. Chiaramente la logica di funzionamento del circuito è di non permettere alla pompa di erogare portata se non riceve più un segnale dall'elettrovalvola. Per cui la pompa principale viene messa in stand-by nel momento in cui manca la corrente all'elettrovalvola. In figura 4.11 è rappresentato il caso in cui manchi l'alimentazione alla valvola che gestisce i pilotaggi. Si vede bene come anche in questo frangente in caso di malfunzionamento il sistema risponde in modo che il carico non precipiti.

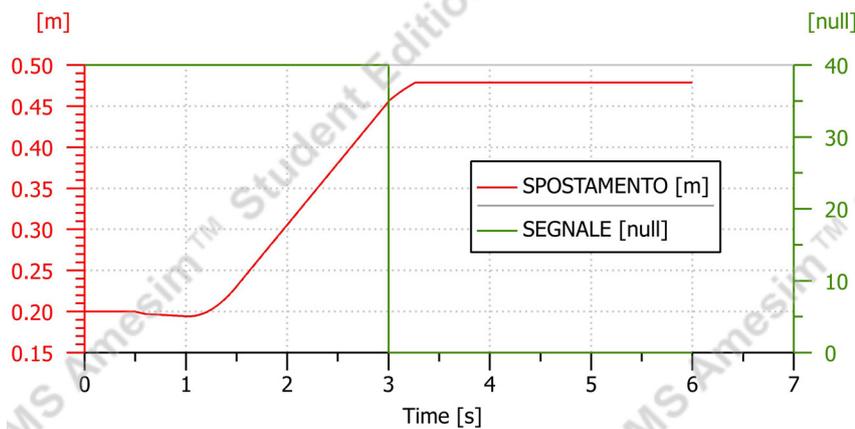


Fig. 4.11: Spostamento del cilindro in funzione del segnale dell'elettrovalvola direzionale nel circuito di pilotaggio (medesimo circuito della simulazione sopra)

5: ANALISI ENERGETICA

In questo capitolo si affronta il discorso energetico per ogni circuito analizzato fino ad ora, si farà un confronto a livello di consumo/recupero di energia a parità di ciclo. Verranno presentate due possibilità esistenti per recuperare energia dove questo sia possibile.

5.1 Considerazioni energetiche

Prima di iniziare la trattazione bisogna spiegare alcuni termini che verranno utilizzati in seguito:

- 1) Energia positiva: energia che viene spesa ovvero viene data al sistema dalla pompa collegata al motore primo
- 2) Energia negativa: energia che viene data dal sistema alla pompa potenzialmente accumulabile
- 3) Energia: differenza delle due energie.

Quando si parla di energia meccanica (ad esempio sull'albero motore) questa è calcolata come integrale sul ciclo del prodotto tra la coppia e la velocità, mentre per l'energia idraulica è l'integrale del prodotto tra portata e caduta di pressione.

5.1.1 Circuito Overcentre

Nel circuito di riferimento ovvero quello dotato di valvole Overcentre si può notare in figura 5.1 come il bilancio energetico a livello dell'attuatore sia zero. Il calcolo viene fatto dal tra-

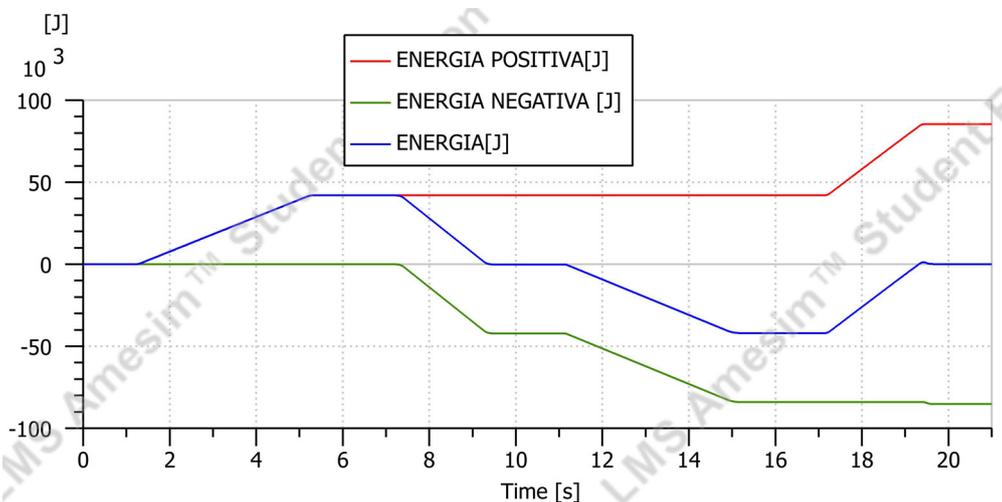


Fig. 5.1: Bilancio energetico a livello dell'attuatore

sduttore di energia posto a valle dell'attuatore come raffigurato in figura 5.2. Ciò significa che l'energia che viene data all'attuatore è identica a quella che l'attuatore ci restituisce. Infatti si vede come a fine ciclo, cioè al secondo 21, la curva blu dell'energia arrivi a zero. Analizzando

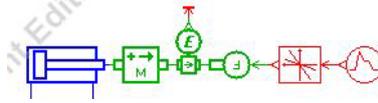


Fig. 5.2: Posizionamento del trasduttore di energia sull'attuatore

la curva dell'energia positiva si vede come nel tratto centrale il valore non aumenta più fino al secondo 17, questo è dovuto al fatto che durante le fasi di carico trascinante non si deve fornire energia al sistema per muoversi. Analizzando la curva dell'energia negativa si nota come nel tratto centrale il valore aumenti notevolmente, questo conferma quanto detto prima cioè che durante questa fase è il carico a fornire l'energia necessaria al movimento. Invece in figura 5.3

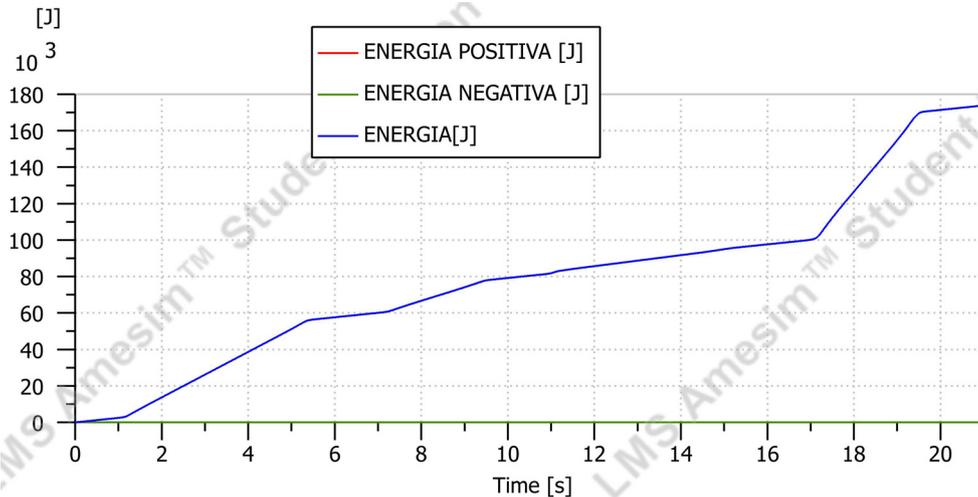


Fig. 5.3: Bilancio energetico a livello della pompa

viene riportato il bilancio energetico a livello della pompa. Si nota subito come la curva verde dell'energia negativa è pari a 0, questo significa che la quota di energia che il carico conferisce al sistema non arriva al motore ma viene dissipata prima. La curva dell'energia è identica a

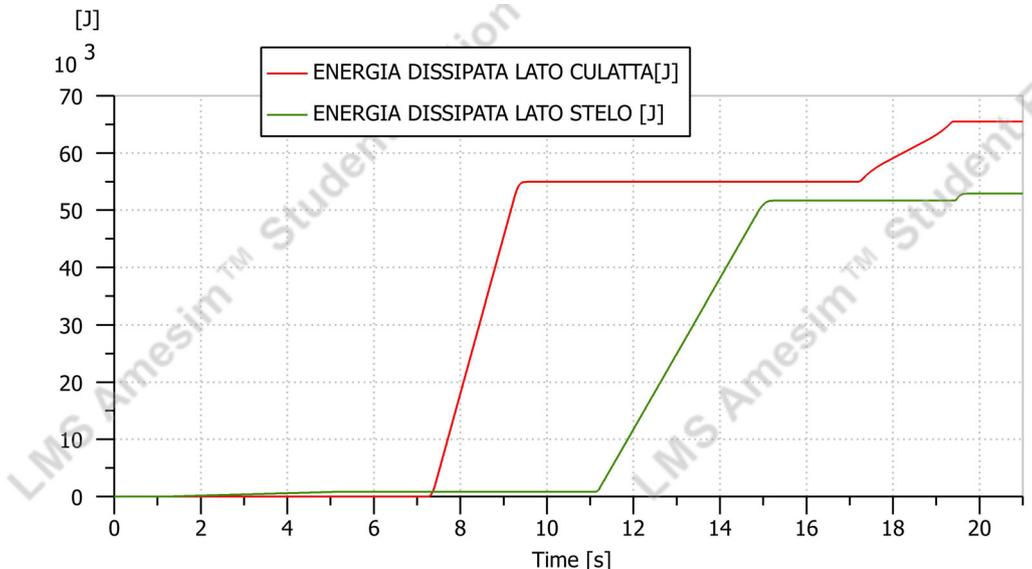


Fig. 5.4: Energia dissipata dalle valvole OVC

quella dell'energia positiva. La pendenza della curva dell'energia positiva è minore nella parte centrale, in questa fase si ha il carico trascinante a cui però si deve fornire dell'energia per pilotare l'Overcentre del ramo opposto. Il bilancio di energia a livello del motore dimostra che il circuito Overcentre non ci permette di immagazzinare l'energia che il carico trascinante ci restituisce, questo fatto è dovuto perchè nel circuito sono presenti le due valvole Overcentre come dimostrano le due curve presenti in figura 5.4: si vede molto bene come dissipino tutta l'energia che il carico dà al sistema cioè quella parte dove il carico è trascinante.

5.1.2 Circuito singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco

In figura 5.5 è riportato il bilancio energetico a livello dell'attuatore. Valgono le stesse cons-

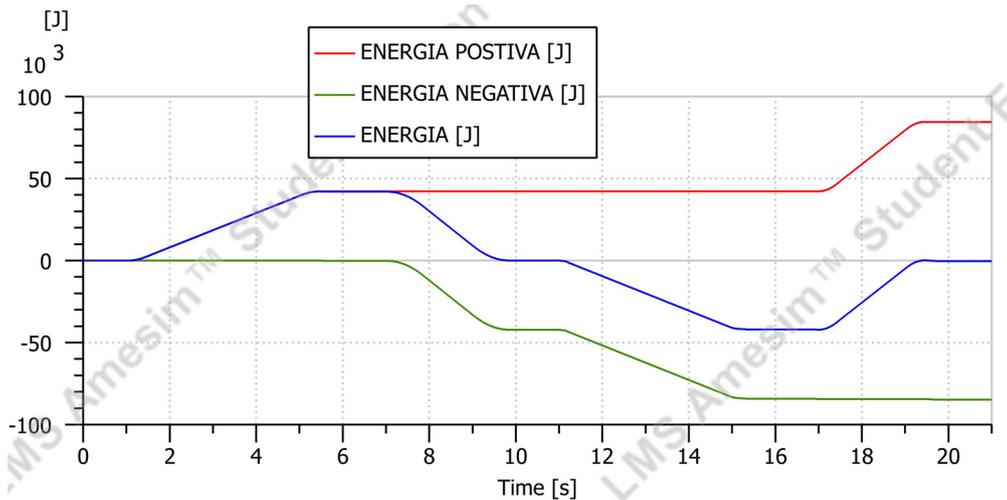


Fig. 5.5: Bilancio energetico a livello dell'attuatore

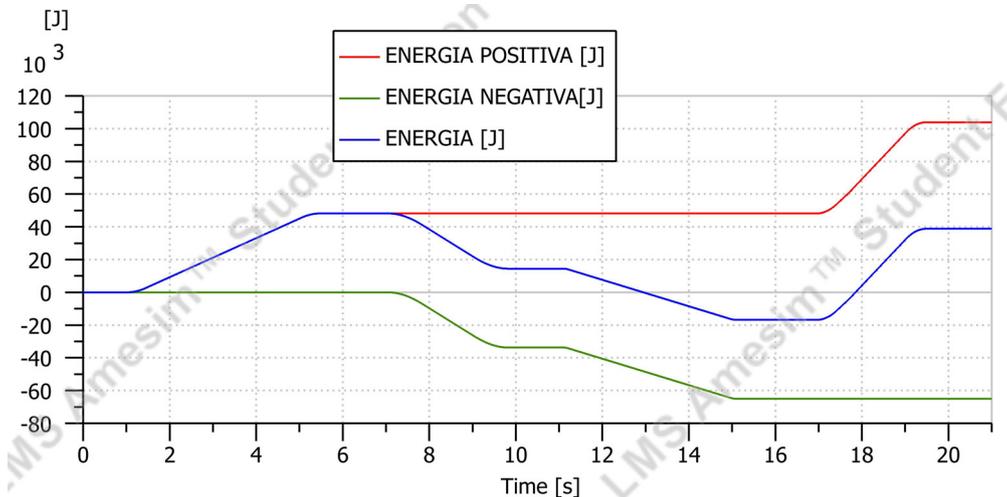


Fig. 5.6: Bilancio energetico a livello della pompa principale

derazioni fatte nel caso precedente. Tuttavia in figura 5.6 si nota che in questo caso una parte di energia negativa che l'attuatore restituisce arriva alla pompa principale che in questa configu-

razione non accumula. Tuttavia a differenza del caso overcentre si può pensare di utilizzarla. Come già detto la quota di energia negativa arriva alla pompa principale nel tratto in cui il carico è trascinante. Chiaramente una parte viene dissipata attraversando le valvole di blocco, ma nella progettazione si è tenuto conto di questo fatto progettando valvole con basse cadute di pressione.

5.1.3 Circuito singola pompa con valvola direzionale ed circuito ausiliario con valvole di blocco pilotate

Anche in questo caso come ben evidenziato in figura 5.7 il bilancio energetico a livello

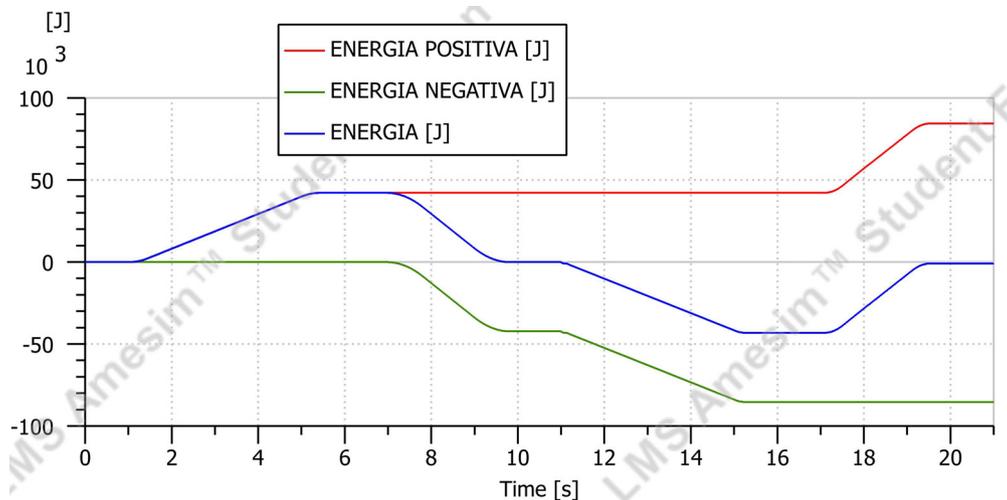


Fig. 5.7: Bilancio energetico a livello dell'attuatore

dell'attuatore è pari a zero come nei casi precedenti. In questo caso il valore di energia consumato dal sistema va diviso in due contributi:

- 1) pompa circuito ausiliario (gestione pilotaggi)
- 2) pompa circuito principale

In figura 5.8 viene evidenziato come nel caso della pompa che gestisce i pilotaggi l'energia negativa sia pari a zero, questo perchè il carico esterno non influisce sul circuito secondario, per cui in questo caso non è possibile recuperare energia, si nota infatti che la curva dell'energia positiva è identica a quella dell'energia totale.

In figura 5.10 invece si riporta il bilancio energetico a livello della pompa principale, in questo caso si vede invece come nel caso di carico trascinante l'attuatore restituisca una fetta di energia negativa. Pertanto si consuma energia quando il carico è resistente mentre si può accumulare energia quando il carico è trascinante. Va detto che i circuiti in questa configurazione, la quota di energia la dissipano perchè non sono progettati per un eventuale accumulo. Nei paragrafi successivi verranno esposte delle possibili soluzioni per ovviare a questo problema. Per completezza viene riportato in figura 5.10 il bilancio a livello del motore principale dove vengono sommati i due grafici presentati in precedenza, viene sommato il consumo di energia positiva del circuito ausiliario. Anche in questo caso vi è la possibilità di accumulare energia.

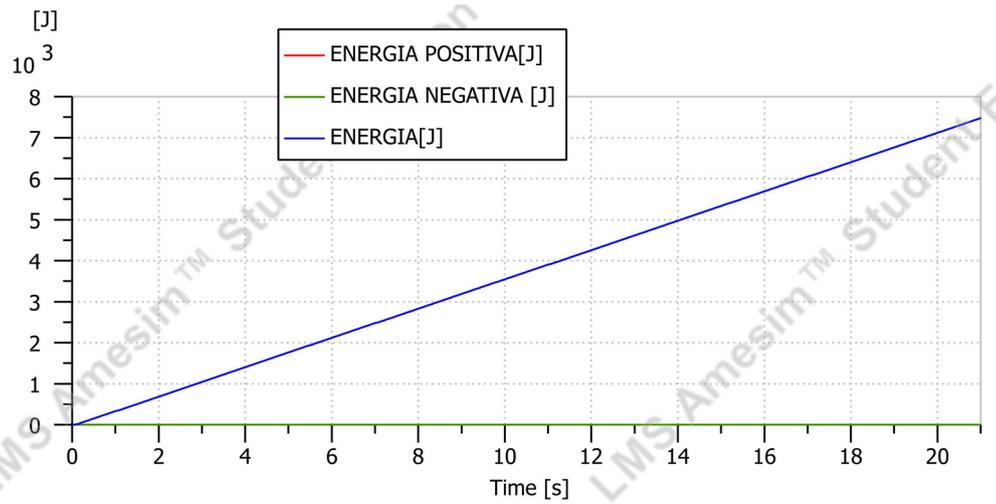


Fig. 5.8: Bilancio energetico a livello della pompa secondaria del circuito ausiliario

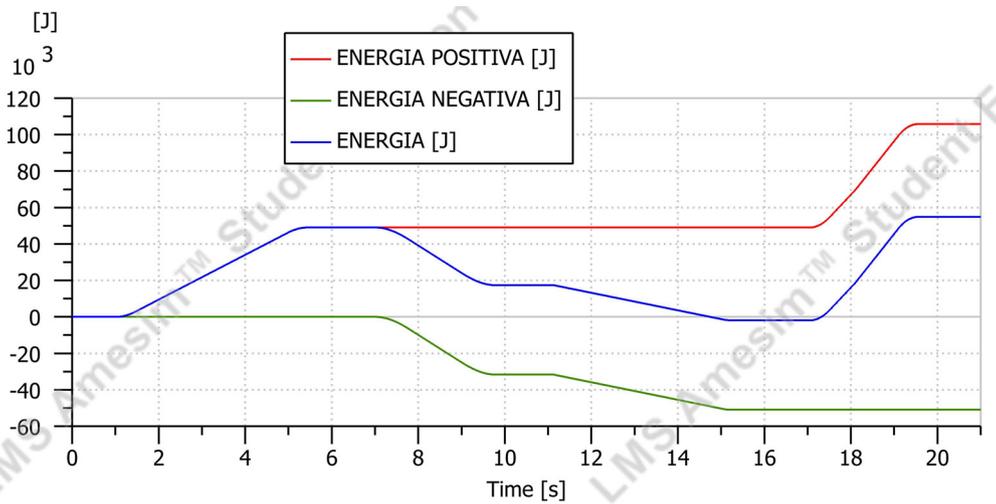


Fig. 5.9: Bilancio energetico a livello della pompa principale

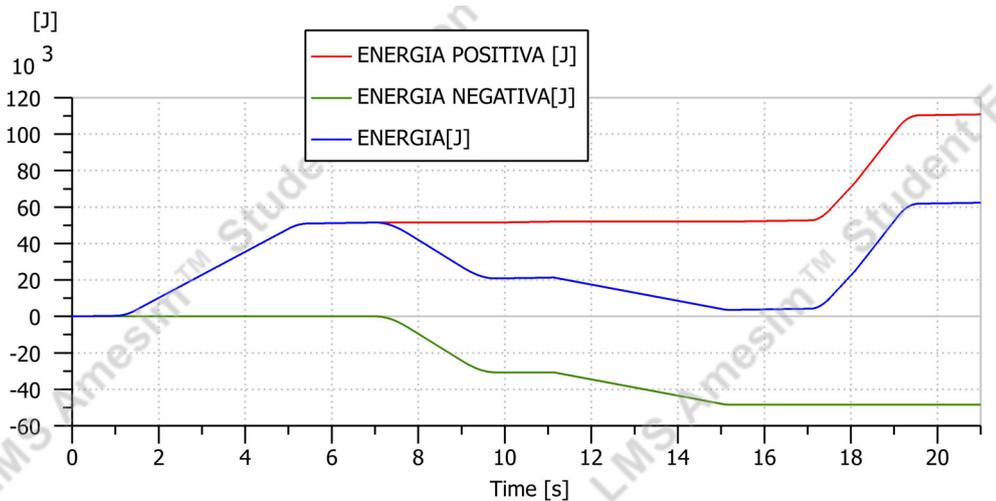


Fig. 5.10: Bilancio energetico a livello del motore principale

5.1.4 Circuito singola pompa con valvole di blocco pilotate ed elettrovalvole di blocco

Il bilancio energetico a livello dell'attuatore non viene più ripresentato in quanto identico ai casi precedentemente esposti. In questo caso il bilancio di energia al motore è dato da due contributi:

- 1) pompa principale
- 2) pompa secondaria nella linea di bassa pressione

Come evidenziato in figura 5.11 si può notare come vi sia solo energia positiva a livello della

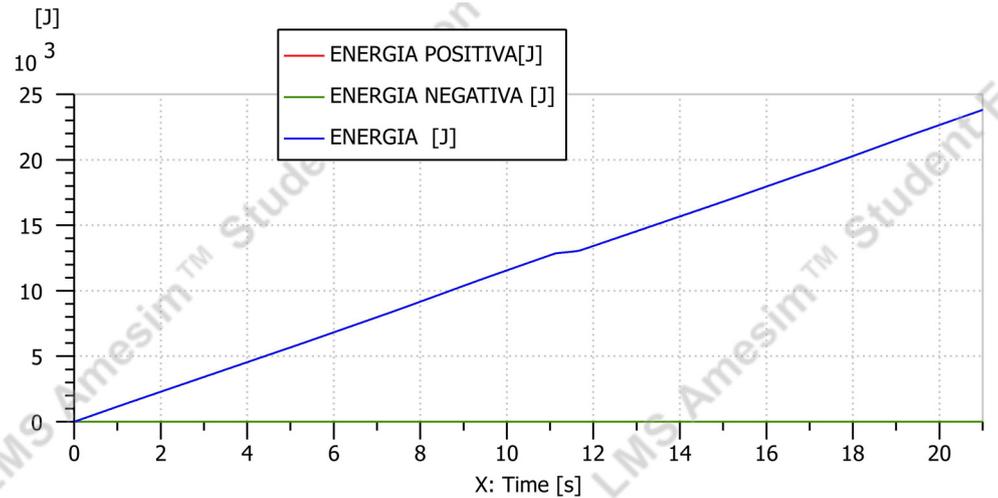


Fig. 5.11: Bilancio energetico a livello della pompa secondaria

pompa posta sulla linea di bassa pressione, questo significa che non si può immagazzinare energia dalla pompa secondaria. Invece come si vede dal grafico di figura 5.12 vi è una grande

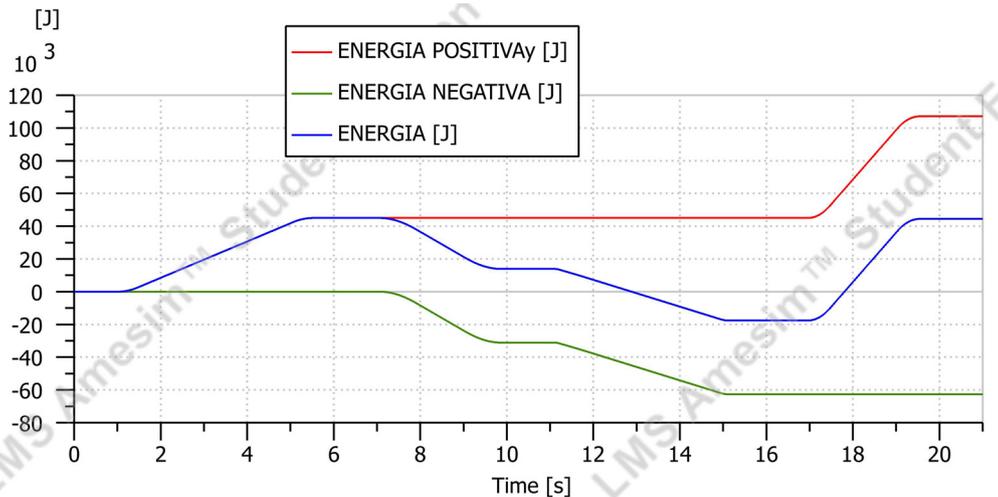


Fig. 5.12: Bilancio energetico a livello della pompa principale

quota di energia negativa che può essere immagazzinata. Per completezza viene riportato il bilancio energetico totale sul motore, somma di questi due contributi, raffigurato in figura 5.13. Per quanto riguarda l'equilibrio energetico a livello dell'attuatore si prende come riferimento quello dei casi precedenti in quanto è identico. Si può notare che la quota di energia negativa è

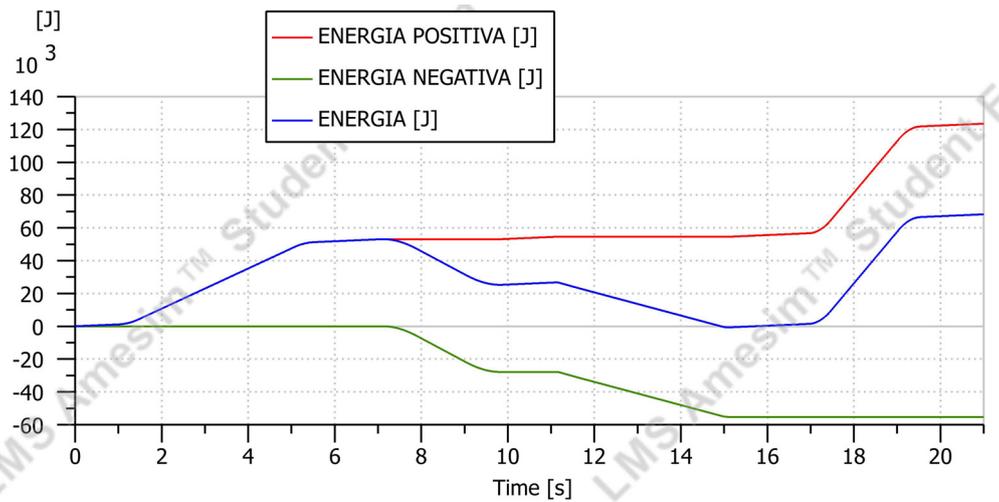


Fig. 5.13: Bilancio energetico a livello del motore

molto differente a livello della pompa principale da quella presente a livello dell'attuatore. Questo fatto è spiegabile tramite il grafico di figura 5.14 dove si può vedere l'energia che viene dissipata a livello della valvola limitatrice nel circuito di bassa pressione nel caso in cui la portata venga scaricata attraverso essa.

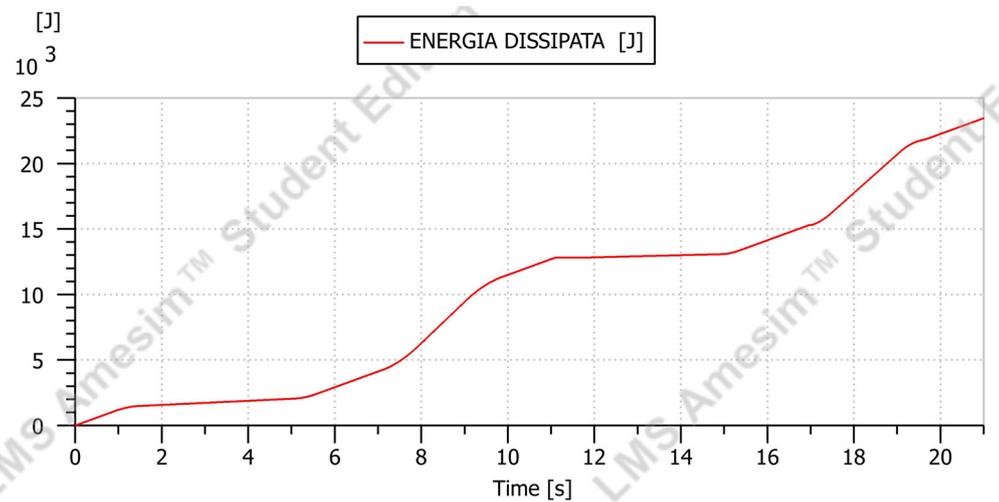


Fig. 5.14: Energia dissipata a livello della valvola limitatrice

5.1.5 Circuito singola pompa con doppie valvole di blocco pilotate

Anche in questo particolare caso il bilancio energetico all'attuatore non verrà più proposto. Per quanto riguarda il bilancio energetico al motore in questa situazione è formato da tre contributi:

- 1) pompa principale
- 2) pompa secondaria posta sulla linea di bassa pressione
- 3) pompa che gestisce i pilotaggi

si nota subito come nei grafici di figura 5.15 e figura 5.16 non vi sia la possibilità di immaga-

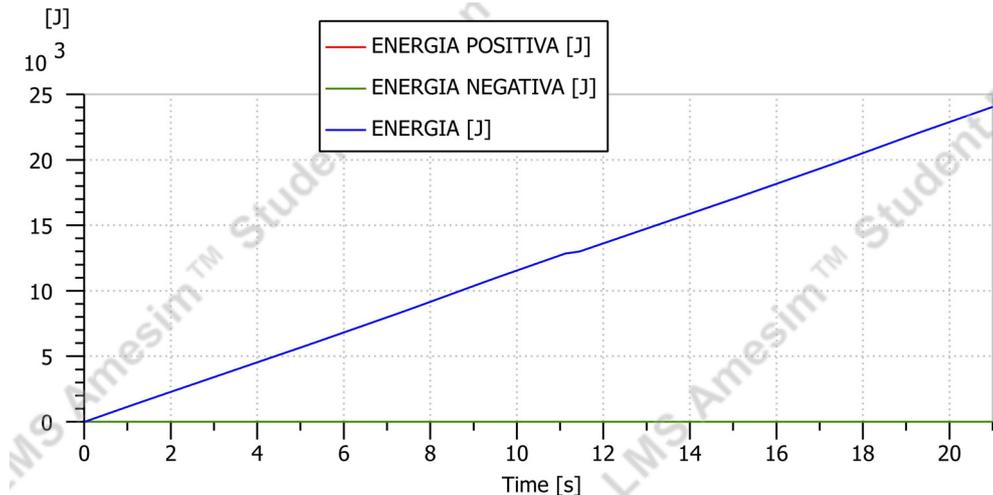


Fig. 5.15: Bilancio energetico a livello della pompa secondaria

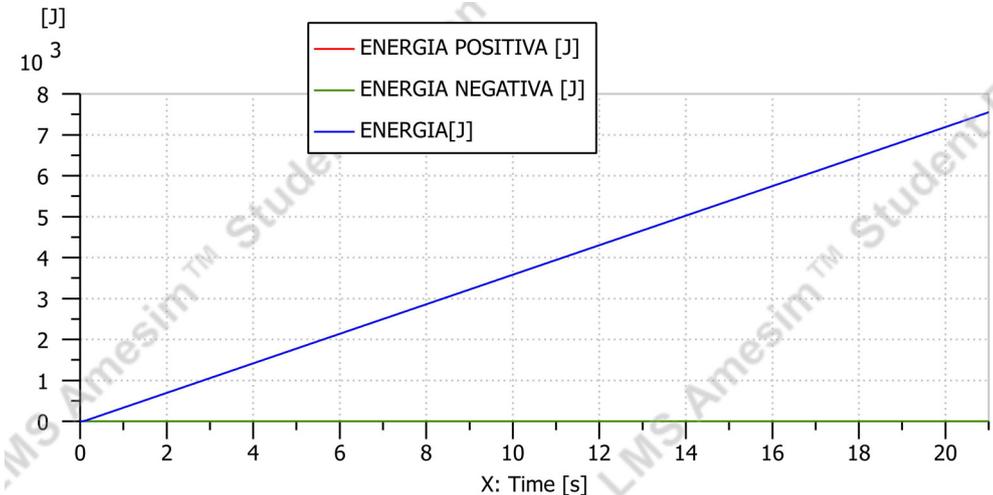


Fig. 5.16: Bilancio energetico a livello della pompa che gestisce i pilotaggi

zzinare energia poichè non è presente l'eventuale energia negativa in arrivo dal carico esterno: questi due contributi ricevono solo energia dal motore principale. Mentre, come anche nel caso precedente ma in misura minore, è presente una quota di energia negativa sulla pompa principale come raffigurato in figura 5.17. La somma dei tre contributi è raffigurata in figura 5.18. Anche in questo caso, analogamente al caso precedente una parte dell'energia negativa viene dissipata dalla valvola limitatrice nel ramo di bassa pressione.

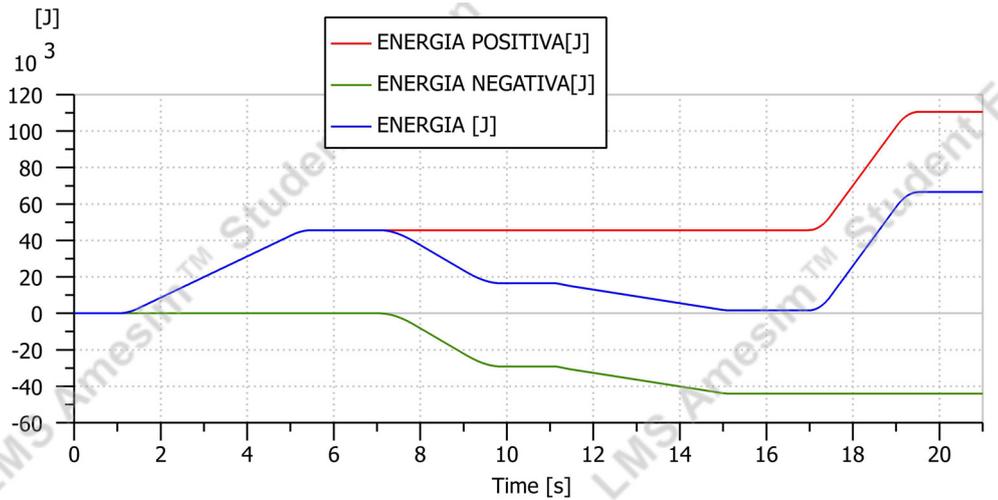


Fig. 5.17: Bilancio energetico a livello della pompa principale

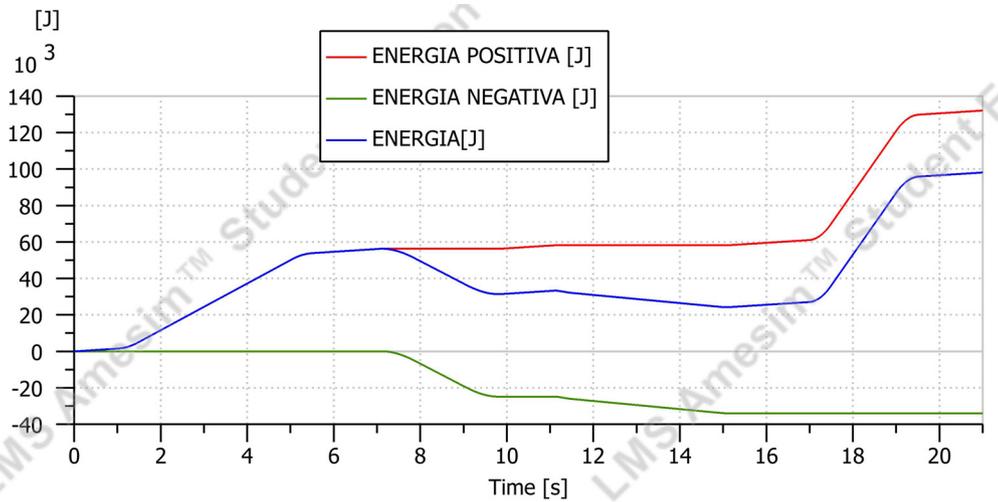


Fig. 5.18: Bilancio energetico a livello del motore

5.1.6 Circuito singola pompa con accumulatore ed elettrovalvole di blocco

In questo caso, come nei precedenti, il bilancio energetico a livello dell'attuatore viene pari a zero. I grafici in figura 5.19, figura 5.20 e figura 5.21 mostrano come nel circuito valgano le stesse considerazioni fatte in precedenza. Si nota come il valore di energia negativa sia inferiore al caso del circuito senza accumulatore. Questo fatto è dovuto alla cilindrata della pompa secondaria. Di notevole interesse invece è il caso della valvola limitatrice nel circuito in bassa pressione. Si vede bene nel grafico di figura 5.22 come il valore di energia dissipata dalla valvola sia notevolmente inferiore al caso precedente, questo perchè molta energia finisce nell'accumulatore presente sulla linea di bassa pressione.

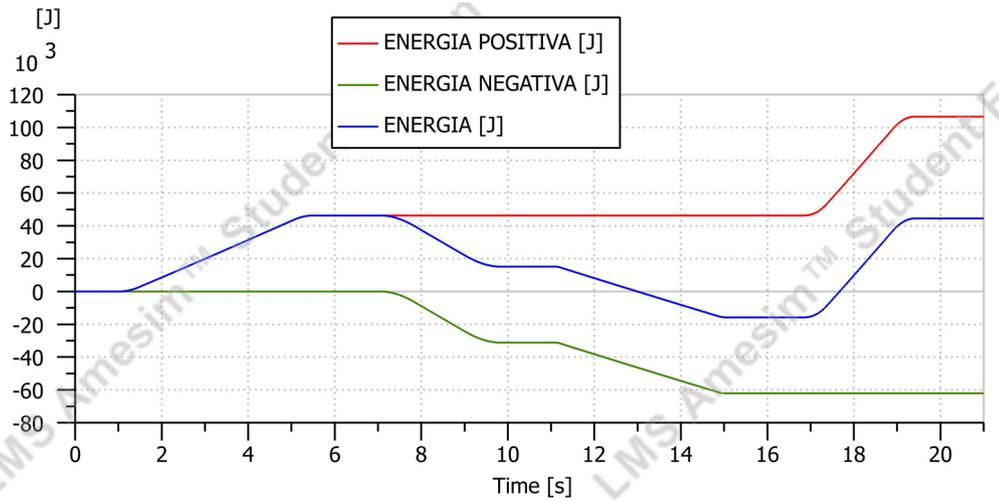


Fig. 5.19: Bilancio energetico a livello della pompa principale

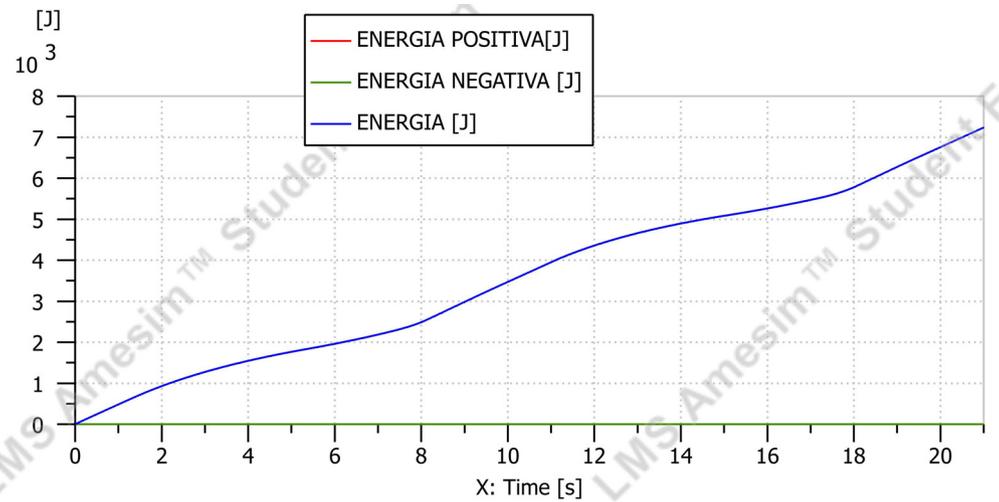


Fig. 5.20: Bilancio energetico a livello della pompa secondaria

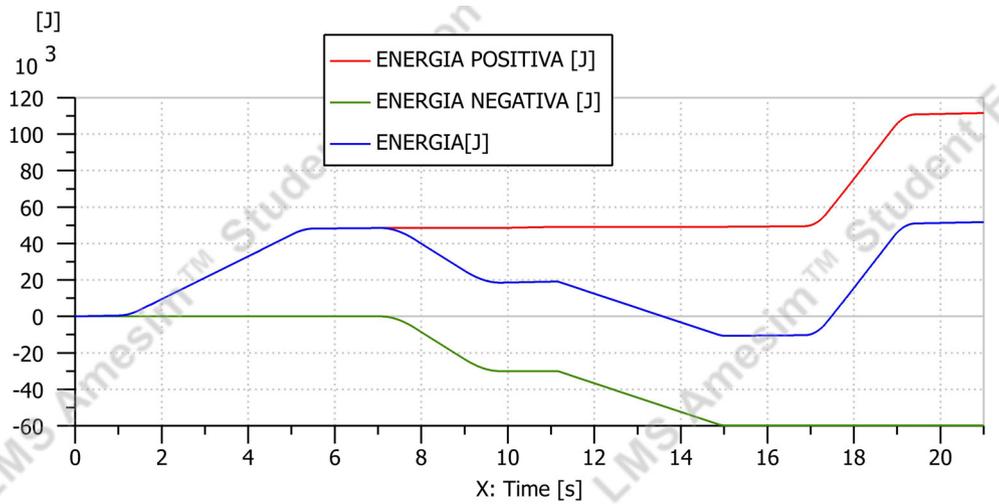


Fig. 5.21: Bilancio energetico a livello del motore

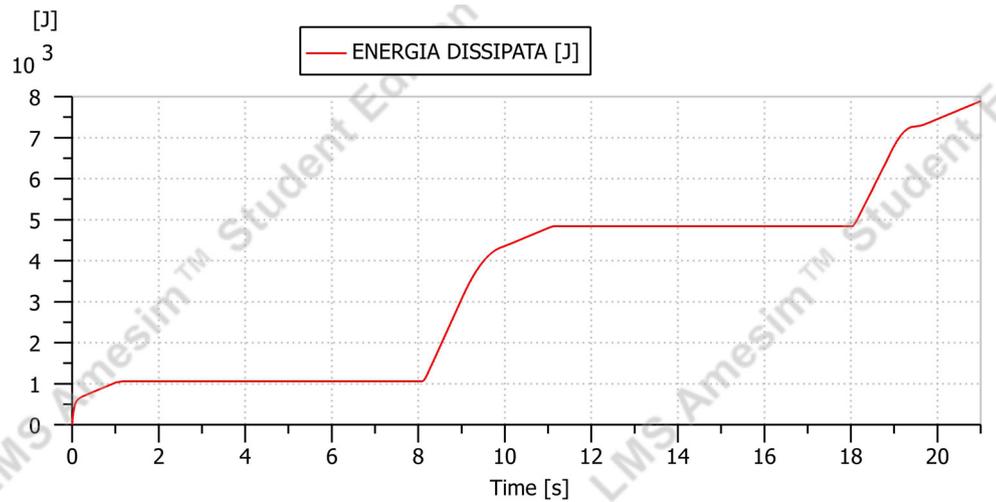


Fig. 5.22: Energia dissipata a livello della valvola limitatrice

5.1.7 Circuito singola pompa con accumulatore e valvole di blocco pilotate

Per questo circuito vengono presentati i grafici relativi al bilancio energetico della pompa che gestisce i pilotaggi (rappresentato in figura 5.23) e quello relativo al motore principale di

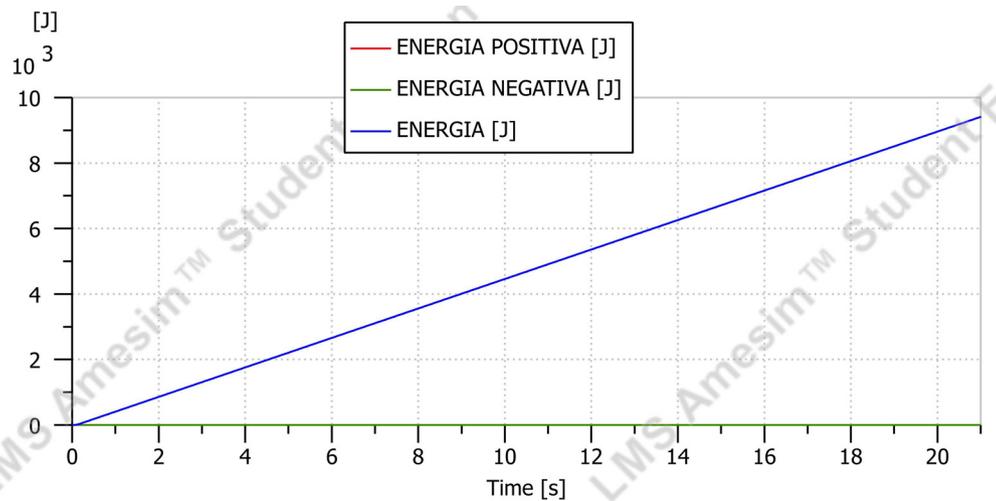


Fig. 5.23: Bilancio energetico a livello della pompa di gestione dei pilotaggi

figura 5.24, poichè valgono le considerazioni fatte in precedenza.

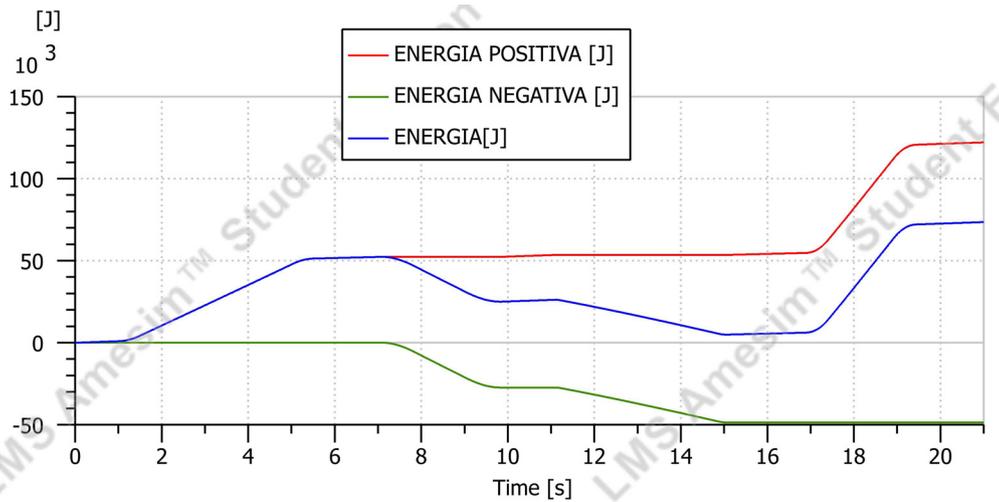


Fig. 5.24: Bilancio energetico a livello del motore

5.1.8 Circuito con trasformatore idraulico ed elettrovalvole di blocco

Viene riportato in figura 5.25 il bilancio energetico a livello del motore. Il valore di energia

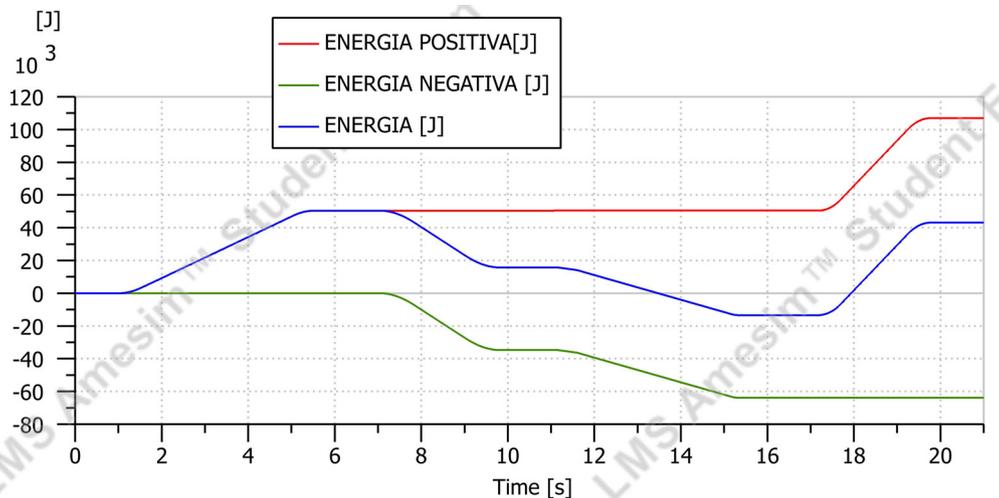


Fig. 5.25: Bilancio energetico a livello del motore

negativa sarà sicuramente maggiore del circuito con valvole di blocco pilotate. Interessante è vedere in figura 5.26 il bilancio energetico a livello del trasformatore. Vengono riportate le curve dell'energia positiva con un valore molto basso mentre quella dell'energia negativa presenta un valore decisamente maggiore. Questo significa che il trasformatore idraulico così come studiato non consuma molta energia, in realtà il valore aumenta se si tiene conto del rendimento delle macchine, ma in questo caso non è stato fatto.

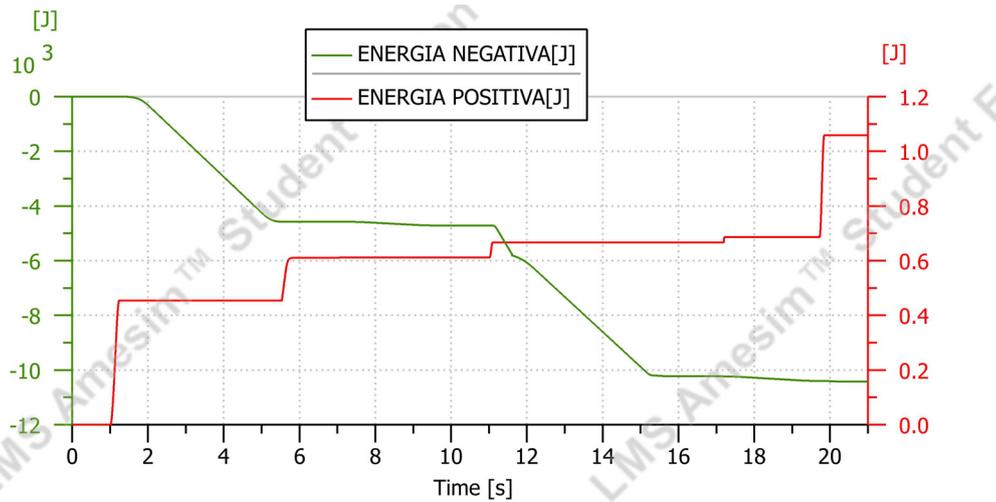


Fig. 5.26: Bilancio energetico a livello del motore

5.1.9 Circuito con trasformatore idraulico con valvole di blocco pilotate

In figura 5.27 si riporta il grafico del bilancio energetico livello della pompa principale. Si nota subito come la quota di energia negativa non sia molto alta rispetto ai casi precedenti. Si può notare in figura 5.28 come sia presente dell'energia negativa a livello del trasformatore

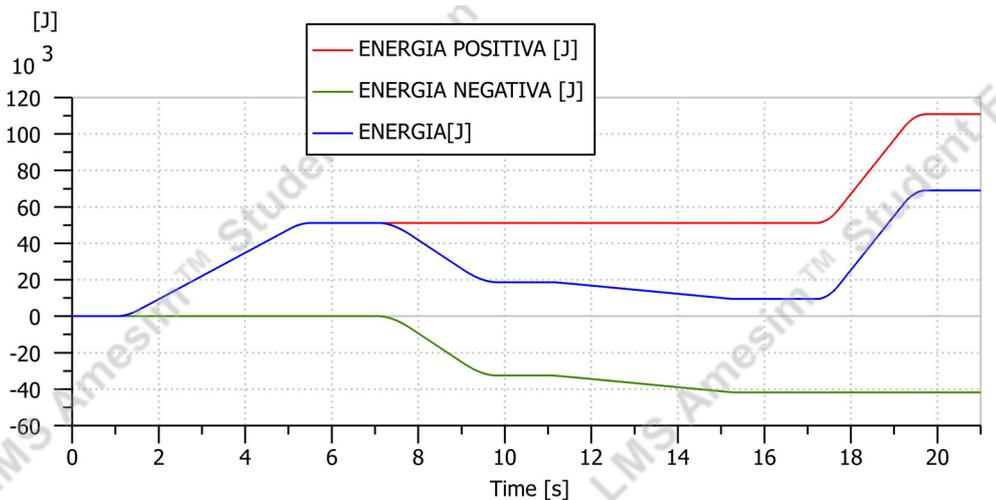


Fig. 5.27: Bilancio energetico a livello della pompa

idraulico. Si riporta solo la linea dell'energia negativa poichè quella dell'energia positiva ha un valore esiguo. Questo significa che per far funzionare il trasformatore idraulico non si ha un consumo di energia ulteriore. Viene riportato anche il grafico che tiene conto del funzionamento del circuito ausiliario di blocco in figura 5.29.

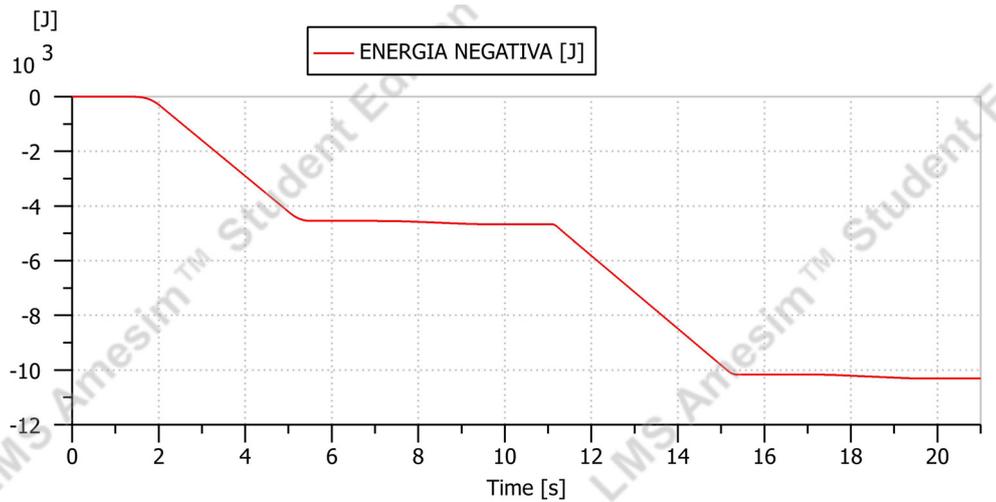


Fig. 5.28: Energia negativa del trasformatore idraulico

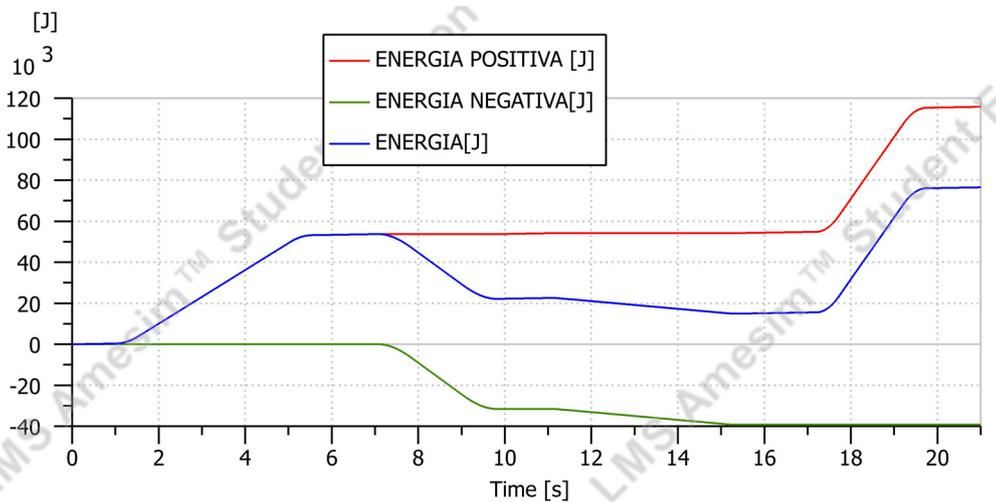


Fig. 5.29: Bilancio energetico a livello de motore

5.2 Soluzioni per lo stoccaggio energia

Come si è visto nei casi precedenti, l'attuatore lineare restituisce una parte di energia che viene resa disponibile all'albero del motore primo. In assenza di un sistema di recupero, tale energia deve essere dissipata. Successivamente vengono proposte due possibilità di stoccaggio e utilizzo dell'energia restituita. La prima immagazzinando energia idraulica utilizzabile sia con motori termici che elettrici, la seconda utilizzando il sistema EHP di Parker che però prevede l'uso di un motore principale elettrico a controllo elettronico e quindi di una pompa fissa. Nei casi precedenti si agiva sulla pompa mentre in questo caso si agisce sul motore elettrico.

5.2.1 Circuito di stoccaggio dell'energia idraulica

Una possibilità di utilizzo dell'energia che viene fornita dal carico nei quadranti 2 e 4 è data da un circuito secondario per lo stoccaggio di “**energia idraulica**”. Il circuito è rappresentato in figura 5.30. Si possono vedere una pompa/motore, una valvola limitatrice R, un accumulato-

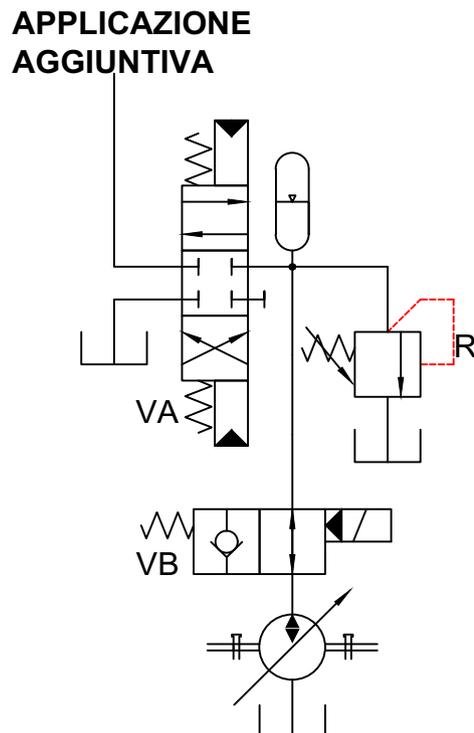
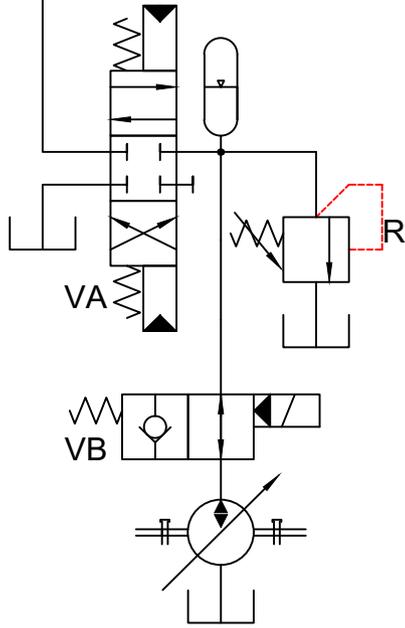


Fig. 5.30: Circuito di stoccaggio energia idraulica

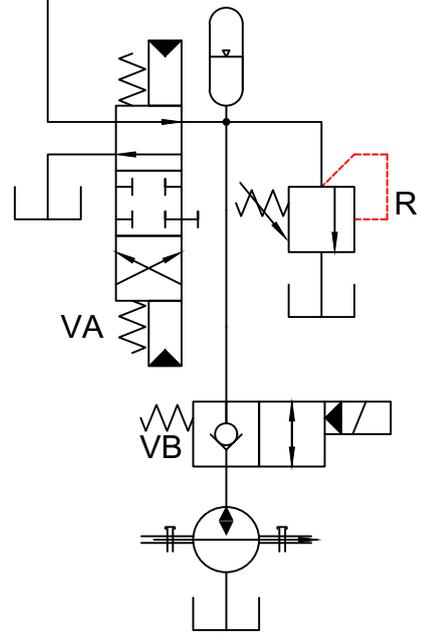
re, due valvole direzionali VA e VB e due frizioni che connettono l'albero del motore elettrico/ a combustione e la pompa principale con la pompa/motore del circuito di stoccaggio. Si possono identificare quattro operazioni principali che chiameremo **stoccaggio**, **rigenerazione**, **scarico** e **by pass**. La figura 5.31 rappresenta 4 posizioni di lavoro ma tre possibili operazioni del circuito di stoccaggio; per maggior chiarezza le valvole sono rappresentate in posizione di lavoro. Nel caso dello stoccaggio figura 5.31 (a) l'energia arriva dalla pompa principale del circuito principale e la pompa/motore del circuito di stoccaggio lavora come pompa caricando l'accumulatore. Durante questa operazione la valvola VB rimane aperta mentre la valvola direzionale VA rimane chiusa permettendo all'accumulatore di caricarsi. L'energia immagazzinata può essere mandata ad un altro utilizzo come visibile in figura 5.31 (b) oppure mandata di nuovo sulla pompa/motore come in figura 5.31 (c) per aiutare la pompa principale del circuito generale. In entrambi i casi l'energia immagazzinata viene riutilizzata. Per utilizzare l'energia in un' altra applicazione bisogna cambiare la posizione VB e VA come mostrato in figura 5.31 (b). Da notare anche che serve mettere a zero la pompa/motore del circuito di stoccaggio in questo caso. La pompa a zero serve anche nel caso di scarico come rappresentato in figura 5.31 (d) dove l'energia è mandata direttamente a serbatoio. Il circuito di stoccaggio può essere messo anche in by-pass staccando entrambe le frizioni cioè scollegandolo sia dal motore che dalla pompa, chiaramente il motore rimane collegato alla pompa del circuito principale.

**APPLICAZIONE
AGGIUNTIVA**



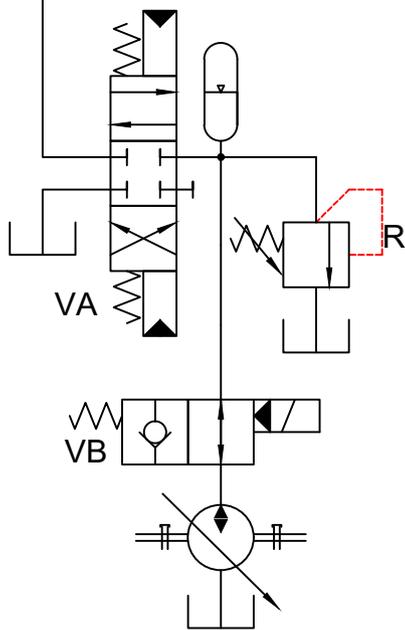
(a)

**APPLICAZIONE
AGGIUNTIVA**



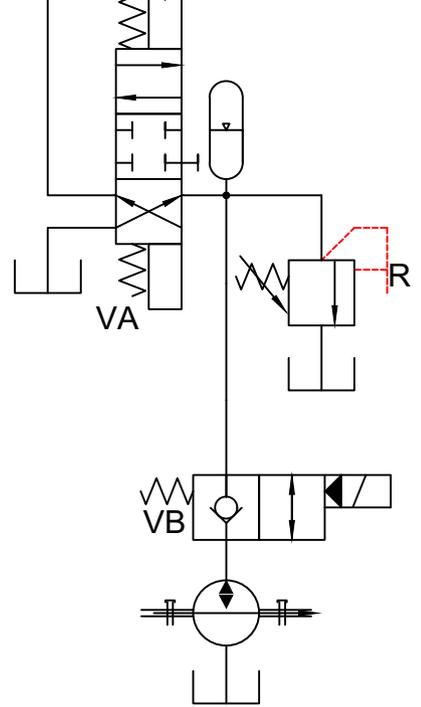
(b)

**APPLICAZIONE
AGGIUNTIVA**



(c)

**APPLICAZIONE
AGGIUNTIVA**



(d)

Fig. 5.31: Operazioni del circuito di stoccaggio (a):accumulo, (b)(c):rigenerazione, (d) scarico

5.2.2 Sistema EHP Parker Hannifin, sistema di Pompa Elettro-Idraulica

Il sistema EHP è progettato per l'impiego su veicoli ibridi e applicazioni elettriche mobile. I sistemi sono composti da un motore elettrico accoppiato direttamente ad una pompa idraulica a cilindrata fissa controllata da un azionamento elettronico sul motore come rappresentato in fi-

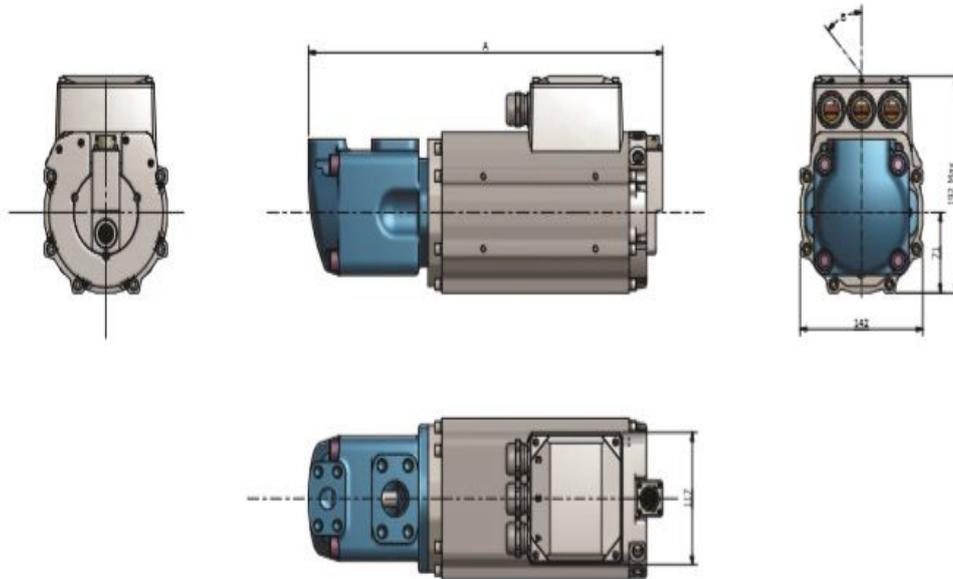


Fig. 5.32: Sistema EHP

gura 5.32. Impiegato in modo particolare per veicoli mobili, la pompa elettroidraulica azionata elettronicamente permettere di ridurre il carico sul motore principale del veicolo. In caso di veicolo fermo durante le manovre è possibile eliminare il funzionamento a vuoto del motore termico che prima serviva ad azionare la pompa, risparmiando sul carburante ed evitando emissioni inquinanti. In caso di veicolo in movimento invece, la presenza di un carico inferiore consente di utilizzare un motore più piccolo ed efficiente. Il sistema EHP applicato ai circuiti analizzati fino ad ora permette un risparmio energetico notevole poichè permette di immagazzinare l'energia che verrebbe dissipata. In figura 5.33 è rappresentato un caso di macchinario mobile per movimentazione container. L'elettronica non viene utilizzata per gestire la trazione principale, ma per facilitare il risparmio energetico nel sollevamento ed estensione del cilindro sotto carico come avviene anche nei casi studiati fino ad ora. Il motore a combustione non è collegato alla pompa principale ma serve solo per la trazione e per caricare la batteria per i servizi attraverso un generatore. La movimentazione del container risulta indipendente dal motore a combustione interna. Il sistema gestisce le funzioni di generazione e carica, ne risulta un veicolo molto efficiente che recupera molta energia che andrebbe dissipata. Il livello di potenza massima richiesta al motore a combustione interna è inferiore poichè serve solo per la trazione e la ricarica della batteria, cioè i picchi di potenza per gestire l'idraulica non sono più necessari in quanto è presente la batteria. Quando la movimentazione del container risulta essere nei quadranti di operazione 2 e 4 l'energia che arriva dal cilindro serve per caricare la batteria in quanto verrà impiegata successivamente. Il sistema quando si trova con la carica massima nella batteria è provvisto di un dissipatore di energia a livello del motore che permette di tenere il carico, così è sempre presente una coppia frenante. Nella equazione (5.34) viene riportato lo schema idraulico con il modulo EHP.

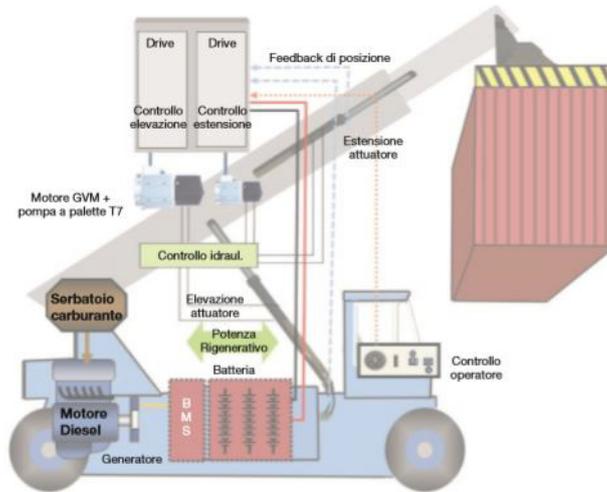


Fig. 5.33: Sistema EHP per movimentazione container

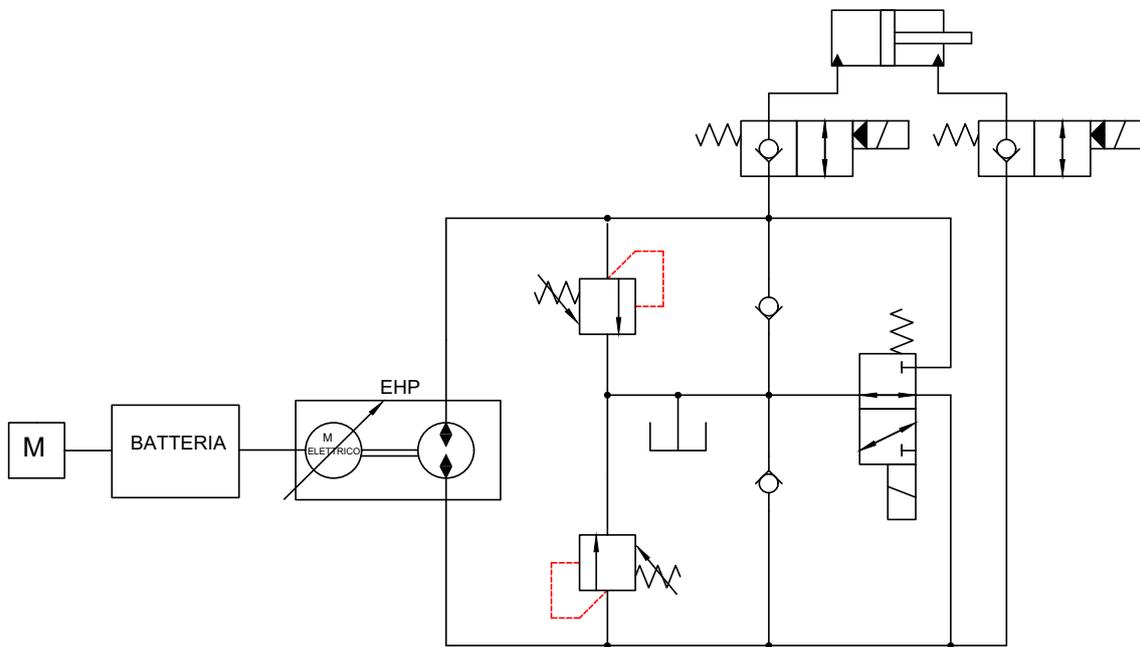


Fig. 5.34: Modulo EHP predisposto su circuito idraulico

5.3 Risultati

Dopo aver descritto a livello energetico i vari circuiti studiati ed aver proposto alcune soluzioni per il recupero dell'energia di seguito verranno fatti dei conteggi preliminari per vedere se vi è un vero risparmio energetico rispetto al caso di circuito Overcenter che ha dissipato un valore di 173865[J]. I calcoli verranno divisi in due, la prima parte si baserà solo sui valori di energia positiva consumati dai sistemi, mentre la seconda parte terrà conto della quantità di energia che si può accumulare. I casi sotto riportati non tengono conto dell'energia utilizzata per gestire le elettrovalvole. Per rendere più chiaro questi passaggi verranno proposte tre tabelle.

CIRCUITO	ENERGIA POSITIVA [J]	RISPARMIO %
Overcenter	173865	-
Singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco	103859	40.3
Singola pompa con valvola direzionale ed valvole di blocco pilotate	110919	36.2
Singola pompa con valvole di blocco pilotate ed elettrovalvole di blocco	123525	28.9
Singola pompa con doppie valvole di blocco pilotate	132113	24
Singola pompa con accumulatore ed elettrovalvole di blocco	111584	35.8
Singola pompa con accumulatore e valvole di blocco pilotate	122135	29.7
Singola pompa con trasformatore idraulico ed elettrovalvole di blocco	106941	38.5
Singola pompa con trasformatore idraulico e valvole di blocco pilotate	115793	33.4

Si nota subito come tutti i circuiti proposti presentano dei vantaggi rispetto ad un classico circuito Overcenter. A livello numerico le tre soluzioni più vantaggiose sono:

- 1) Singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco che porta un risparmio netto del 40.3 %
- 2) Singola pompa con trasformatore idraulico ed elettrovalvole di blocco che ha un risparmio netto del 38.5 %

- 3) Singola pompa con valvola direzionale ed valvole di blocco pilotate con un risparmio del 36.2 %

Va sottolineato come in questi casi non si sono applicati sistemi di recupero energetico, qui il risparmio è solamente dato dal diverso tipo di circuito. Quindi anche su una soluzione senza recupero di energia utilizzando queste possibili alternative si ha un notevole risparmio quantificabile in circa il 30% dalla soluzione classica.

In seguito in vengono riportati i valori % di risparmio tenendo conto di un ipotetico utilizzo della soluzione spiegata nel paragrafo 5.2.1 tenendo conto di un rendimento totale del sistema di accumulo idraulico pari al 60% del valore di energia negativa.

CIRCUITO	ENERGIA NEGATIVA NETTA[J]	RISPARMIO %
Overcenter	0	-
Singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco	39018	62.7
Singola pompa con valvola direzionale ed valvole di blocco pilotate	29082	52.9
Singola pompa con valvole di blocco pilotate ed elettrovalvole di blocco	33152	48
Singola pompa con doppie valvole di blocco pilotate	20389	35.7
Singola pompa con accumulatore ed elettrovalvole di blocco	35893	56.5
Singola pompa con accumulatore e valvole di blocco pilotate	29163	46.5
Singola pompa con trasformatore idraulico ed elettrovalvole di blocco	38310	60.5
Singola pompa con trasformatore idraulico e valvole di blocco pilotate	23562	47

Si nota immediatamente come inserendo la possibilità di un recupero dell'energia si ha un risparmio notevole da una soluzione di base dove non si bada ad ottimizzare l'intero processo.

A livello numerico in questo caso le soluzioni più vantaggiose sono:

- 1) Singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco che porta un risparmio netto del 62.7%
- 2) Singola pompa con trasformatore idraulico ed elettrovalvole di blocco che ha un risparmio netto del 60.5 %

- 3) Singola pompa con accumulatore ed elettrovalvole di blocco con risparmio pari al 56.5 %

Come ultimi risultati vengono inseriti i risparmi ottenuti con un ipotetico sistema EHP di Parker, per questo determinato caso si è pensato di utilizzare un' ipotetica efficienza del sistema di recupero più alta pari al 75% dell'energia negativa, poichè un sistema collegato ad un motore elettrico avrà prestazioni maggiori.

CIRCUITO	ENERGIA NEGATIVA NETTA[J]	RISPARMIO %
Overcenter	0	-
Singola pompa con valvola direzionale ed elettrovalvole di blocco	48773	68.3
Singola pompa con valvola direzionale ed valvole di blocco pilotate	36353	57.1
Singola pompa con valvole di blocco pilotate ed elettrovalvole di blocco	41440	52.8
Singola pompa con doppie valvole di blocco pilotate	25487	38.7
Singola pompa con accumulatore ed elettrovalvole di blocco	44866	61.7
Singola pompa con accumulatore e valvole di blocco pilotate	36454	50.7
Singola pompa con trasformatore idraulico ed elettrovalvole di blocco	47887	66
Singola pompa con trasformatore idraulico e valvole di blocco pilotate	29453	50.3

I risparmi sono molto elevati, quasi tutti i circuiti dimostrano che si può ottenere lo stesso ciclo di carico con un risparmio ipotetico più alto del 50%.

In linea generale si è visto come i risparmi si ottengono con circuiti dove l'uso della valvole è "ridotto all'osso", questo perchè come già detto all'inizio del lavoro la valvola in linea di principio è un elemento dissipativo. Questo è dimostrato pienamente nei risultati, i circuiti che hanno ottenuto risultati migliori sono ad esempio il circuito con valvola direzionale, dove l'elemento più dissipativo e la valvola a tre vie che serve per la gestione della portata in eccesso. Caso particolare è quello legato al trasformatore idraulico, come evidenziato nel capitolo precedente, il trasformatore idraulico consuma poca energia, per cui a differenza degli altri casi

dove l'elemento che deve gestire le portate differenti dissipa molta energia, il trasformatore non ne consuma in modo eccessivo, per questo si hanno risparmi notevoli. In tutti i casi si è dimostrato come la gestione dei pilotaggi in modo esterno oltre ad aggiungere componenti consuma una piccola parte di energia. Il vantaggio si può avere a livello di sicurezza con la gestione esterna dei pilotaggi. La soluzione con linea di bassa pressione senza accumulatore si è dimostrata la meno conveniente per due motivi principalmente:

- 1) cilindrata più grande del caso con accumulatore
- 2) senza accumulatore si manda a serbatoio la portata in eccesso attraverso la valvola limitatrice presente sulla linea di bassa pressione, cioè si manda a scarico sempre a 15 bar.

Queste situazioni sono meno accentuate nel caso di utilizzo di accumulatore, perchè una grande parte di quella portata che prima si dissipava viene immagazinata e poi riutilizzata.

I risultati ottenuti dimostrano come il discorso legato agli Hydrostatic Actuators può avere risvolti molto importanti in un discorso di efficienza energetica, legata o meno al recupero di energia.

6: CONCLUSIONI

Il lavoro svolto ha offerto l'opportunità di effettuare un'analisi preliminare dell'efficienza energetica e dell'eventuale miglioramento del circuito idraulico più utilizzato nel mondo per la gestione di carichi, cioè il circuito Overcentre. Da questo lavoro preliminare, si è compreso che la strada è giusta, merita di essere approfondita e studiata più a fondo, poichè i risultati ottenuti fanno pensare ad un possibile utilizzo futuro. Nel primo capitolo, è stato presentato brevemente il mondo dell'oleodinamica mobile, dal momento che lo studio effettuato in questo elaborato in prima battuta si rivolge a produttori di macchinari mobili, ma non per questo non utilizzabile nel mondo industriale. Nel secondo capitolo vengono presentati, in modo approfondito, tutti i circuiti studiati e simulati per capirne meglio il funzionamento. Vengono anche mostrati i prodotti utilizzati, poichè tutte le simulazioni utilizzano valvole presenti sul mercato, questo per rendere ancora più veritiere le simulazioni. Attraverso il terzo capitolo, si è spiegato in modo dettagliato ogni singola simulazione effettuata per permettere al lettore di comprendere meglio il valore dei risultati. Vengono proposti moltissimi grafici per capire a pieno il comportamento di ogni elemento presente nel circuito. Il capitolo quarto tratta il tema della sicurezza, perchè, per ogni circuito in esame, si è sempre ricercata una soluzione che permettesse la piena sicurezza di un'eventuale operatore posto a bordo macchina. Nel quinto capitolo si è affrontato il cuore del lavoro, cioè il valore reale del risparmio energetico che le proposte effettuate possono produrre. I risultati sono incoraggianti e, pertanto, si ritiene vantaggioso proseguire nel loro studio visto che l'argomento in analisi merita delle verifiche sperimentali per un'eventuale utilizzo futuro. Interessante sarebbe simulare il sistema di recupero, tenendo conto di fenomeni transitori, come ad esempio la dinamica delle valvole. Probabilmente le soluzioni pensate e simulate in questo lavoro non sono economicamente vantaggiose in questo momento, ma chissà che in futuro con l'aumento del costo dell'energia e la sensibilità dell'uomo verso il cambiamento climatico, non possano essere impiegate su larga scala.

7: BIBLIOGRAFIA

7.1 Testi

- 1) Assofluid “**Corso di oleoidraulica applicata**” Milano 1996
- 2) Gustavo Costa, Nariman Sepehri “**Hydrostatic trasmission and actuators**” Hoboken 2015
- 3) Hanno Speich, Aurelio Bucciarelli “**Manuale di Oleodinamica**” Milano 2007
- 4) Parker training “**Tecnologia oleodinamica industriale**” Corsico 2000
- 5) Bosch Rexroth “**Hydraulic for tractors**” Cernusco sul Naviglio 2014

7.2 Articoli

- 6) K.G Cleasby, A.R Plummer “**A novel high efficiency electrohydrostatic flight simulator motion system**”
- 7) C.Williamson, J. Zimmerman, M.Ivantysynova “**Efficiency study of an excavator hydraulic system based on displacement-controlled actuators**”
- 8) C.Williamson, J. Zimmerman, M.Ivantysynova “**Reduction of engine and cooling power by displacement control**”

7.3 Siti internet

- 9) Bosch Rexroth (valvole,motori) www.boschrexroth.com
- 10) Duplomatic MS (valvole) www.duplomatic.com
- 11) Atlantic Fluid Tech (valvole) www.atlanticfluidtech.it
- 12) Parker Hannifin (motori,sistema recupero) www.parker.com
- 13) Hydrover (collettori) www.hydrover.it

8: RINGRAZIAMENTI

“DEDICATO A CHI NONOSTANTE TUTTO NON HA MAI MOLLATO”

Iniziando dalla parte accademica, voglio ringraziare il mio relatore Massimo Rundo per il supporto, le pronte risposte e l’entusiasmo che non mi ha mai fatto mancare. Voglio ringraziare anche Roberto Finesso per la collaborazione.

Per questo lungo percorso che sta volgendo al termine devo ringraziare mia Madre che mi ha insegnato il sacrificio e la costanza senza il suo incoraggiamento sarebbe stato tutto più complesso. Un grazie va a mio Padre, che mi ha insegnato che il sole sorge sempre anche dopo brutti periodi, lo ringrazio per non avermi mai fatto mancare nulla. Un grazie grande va al resto della mia famiglia, mia sorella Fabiola che mi ha sopportato durante questo cammino, a mio fratello Alessandro e a sua moglie Zoe che si sono sempre ricordati di me, ma soprattutto a mia nipote Lucia che con i suoi grandi abbracci e sorrisi mi ha rallegrato giornate difficili.