

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica

Corso di Laurea di Secondo Livello
in Ingegneria Meccanica

Tesi Magistrale

Circuiti Oleodinamici per Controllo di Attuatori Differenziali



Relatore

Prof. Massimo Rundo

Candidato

Alessio Orsitto 253577

OTTOBRE 2021

Indice

1	Introduzione	6
1.1	Analisi delle Forze.....	7
1.2	Analisi delle Velocità	8
1.3	Analisi Energetica	11
1.4	Differenza fra cilindro idraulico e martinetto idraulico	11
2	Impiego	12
2.1	Settori	12
2.2	Utilizzi.....	12
3	Classificazione	14
3.1	Semplice Effetto	14
3.2	Doppio Effetto	16
3.3	Telescopici.....	17
3.4	A Stelo Passante	17
3.5	Per Usi Speciali	18
3.6	Servoattuatori	19
3.7	Attuatori con Antirotazione dell'Asta	19
3.8	Cilindri Compatti.....	20
3.9	Cilindri Nautici.....	21
3.9.1	Serie MXP.....	21
3.9.2	Serie COA	21
3.10	Attuatori Doppi.....	22
3.11	Attuatori generatore di coppia	23
4	Standardizzazione dei cilindri	24
5	Descrizione.....	25
5.1	Generalità	25
5.2	Componenti	26
5.2.1	Testata posteriore	26
5.2.2	Spilli di regolazione	26
5.2.3	Testa anteriore.....	27
5.2.4	Bussola di guida.....	27
5.2.5	Snodo sferico.....	28
5.2.6	Bussola freno anteriore	28
5.2.7	Camicia	29
5.2.8	Pistone.....	29
5.2.9	Boccola (o pistone) freno anteriore.....	30
5.2.10	Bussola freno posteriore.....	30
5.2.11	Stelo e pistone freno posteriore.....	31
5.3	Tenute.....	32
5.3.1	Guarnizione del pistone	33
5.3.2	Guarnizione dello stelo	34
5.3.3	Raschiatore.....	35
5.3.4	Pattini antifrizione.....	36
6	Criteri di scelta di un Cilindro.....	37
6.1	Condizioni di lavoro in spinta	37
6.2	Condizioni di lavoro in tiro	38
6.3	Diagrammi per la scelta dell'alesaggio	39
7	Sistemi di frenatura per Fondocorsa	41
7.1	Utilizzo di Corpi Frenanti Interni	41
7.2	Valvola di Decelerazione	42

7.3	Andamento delle Pressioni.....	43
7.3.1	Frenatura Ideale.....	43
7.3.2	Frenatura Violenta.....	44
7.3.3	Frenatura Morbida.....	45
8	Software Simcenter Amesim	46
8.1	Sketch Mode.....	47
8.2	Submodel Mode	48
8.3	Parameter Mode	49
8.4	Simulation Mode.....	51
9	Regolazione della Velocità per un Attuatore	52
9.1	Meter-In & Meter-Out.....	54
9.1.1	Meter-In, Estensione	56
9.1.2	Meter-In, Rientro	59
9.1.3	Meter-In, sia Estensione che Rientro	62
9.1.4	Meter-Out, Estensione	65
9.1.5	Meter-Out, Rientro.....	67
9.1.6	Meter-Out, sia Rientro che Estensione	69
9.2	RQ2	72
9.2.1	RQ2, ambiente Amesim.....	74
9.3	RQ3	77
9.3.1	RQ3, ambiente Amesim.....	79
10	Attuazione in Serie, in Parallelo ed in Tandem	81
10.1	Collegamento in Serie.....	81
10.2	Simulazioni Amesim per il collegamento in Serie	83
10.2.1	Attuatori in Serie, con distributori	84
10.2.2	Attuatori in Serie, con uguali superfici di azione.....	86
10.3	Collegamento in Parallelo.....	87
10.4	Simulazioni Amesim per il collegamento in Parallelo	88
10.4.1	Attuatori in Parallelo, con uguali carichi	88
10.4.2	Attuatori in Parallelo, con carichi diversi	89
10.4.3	Attuatori con diverso diametro in Parallelo, con carichi uguali	90
10.4.4	Attuatori con corsa diversa in Parallelo, con carichi uguali	91
10.5	Collegamento Tandem.....	92
11	Movimentazione sequenziale.....	94
11.1	Valvola di Sequenza	94
11.2	Valvola di Sequenza, circuito Amesim	98
12	Rigenerazione della portata.....	101
12.1	Circuito Rigenerativo in una Brocciatrice	102
12.2	Esempio di Circuito Rigenerativo su Amesim	105
13	Movimentazione sincrona	108
13.1	Divisore di Flusso	112
13.2	Ricombinatore di Flusso	113
13.3	Esempi di Divisori di Flusso e di Ricombinatori di Flusso	114
14	Bloccaggio carico sospeso	115
15	Controllo per carichi trascinanti.....	120
15.1	Funzionamento a 4 quadranti.....	120
15.2	Valvole Counterbalance.....	122
15.3	Valvole Overcentre	123
16	Electro-Hydrostatic Actuators.....	125
16.1	Attuatore compatto Elettro-Idrostatico	126
16.2	Esempi EHA	127

17	Ringraziamenti	128
18	Bibliografia	129
19	Elenco Tabelle.....	130
20	Elenco Illustrazioni	131
21	Sitografia Illustrazioni.....	134

*Come un attuatore
ha bisogno del proprio fluido
per realizzare il suo ciclo di lavoro*

*Voi tutti siete stati l'olio
che mi ha permesso di portare
a compimento questo tortuoso cammino*

*Questo è per voi,
Grazie*

1 Introduzione

Nel campo ingegneristico gli attuatori sono uno dei componenti più utilizzati.

Essi hanno la caratteristica di poter convertire l'energia idraulica prodotta dalla pompa, e trasmessa nel circuito, in energia meccanica.

Gli attuatori si dividono principalmente in due categorie, quelli lineari e quelli rotativi. I primi rendono possibile il moto lineare di un carico, mentre i secondi forniscono una velocità angolare, atta a realizzare la rotazione del carico.

Genericamente si è soliti parlare di cilindri idrodinamici ma il fluido che viene usato all'interno dei circuiti può essere di varia natura e specie. Nel caso di circuiti pneumatici si utilizza dell'aria mentre nei circuiti oleodinamici viene utilizzato dell'olio.

Un semplice esempio di cilindro oleodinamico è riportato nella seguente figura.

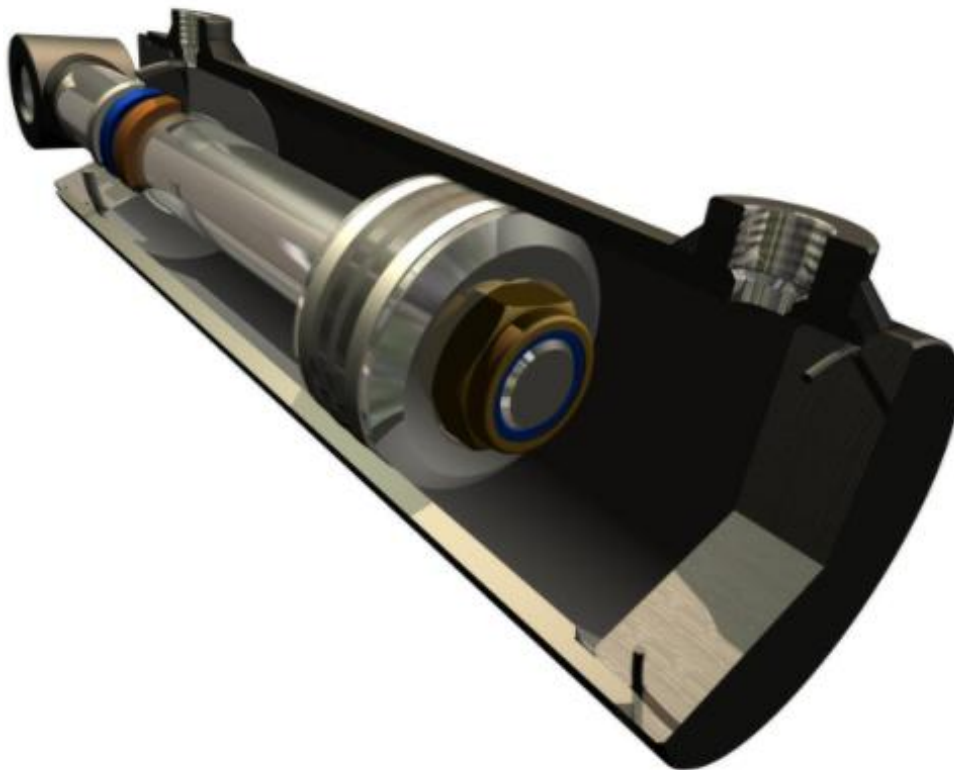


Figura 1 - Attuatore lineare [1]

1.1 Analisi delle Forze

Alla base del funzionamento di questa tipologia di componenti vi è il principio di Pascal, questo principio asserisce che un fluido trasferisce a tutta la sua massa la pressione che gli viene applicata. L'intensità della pressione è trasmessa in ogni punto con lo stesso modulo. Il tutto è indipendente dalla forma del contenitore del recipiente che racchiude il liquido.

Nel caso di attuatori lineari vale la relazione:

$$P = \frac{F}{A}$$

In cui si ha che:

- P è la pressione, grandezza misurata in Pascal ;
- F è la forza, grandezza misurata in Newton;
- A è l'area della superficie che si considera, misurata in metri quadrati o millimetri quadrati, a seconda del caso specifico.

Si è soliti, nel campo dell'oleodinamica, usare come unità di misura per la pressione il bar invece che il pascal, la conversione si realizza dividendo la misura in pascal per un fattore 10^5 .

In un recipiente a tenuta stagna, che contiene un liquido, se viene applicata una pressione sul pistone, questa si trasmette a tutte le parti del liquido contenuto all'interno del cilindro. I due casi possibili sono i seguenti:

- Cala la forza e la conseguenza è un calo della pressione;
- Si innalza la forza e la conseguenza è un aumento della pressione.

La divisione nei due casi precedenti è fatta sulla base dell'idea che rimanga costante l'area del pistone.

Nel seguente esempio si vuole mettere in risalto la differenza di superficie utile che vi è nel caso in cui si alimenti la bocca di sinistra o quella di destra.

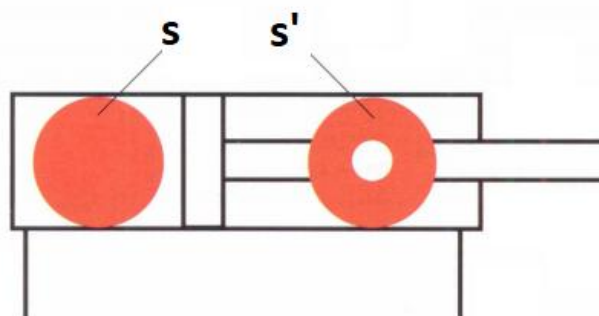


Figura 2 - Attuatore a doppio effetto [2]

Nel caso in cui venga alimentata la bocca di sinistra, si realizza la corsa di fuoriuscita del cilindro, e la superficie utile che viene ad essere bagnata dal fluido è superiore rispetto a quella che verrebbe toccata dal fluido nel momento in cui si alimentasse la bocca di destra, che, al contrario, garantirebbe la corsa di rientro dello stelo

1.2 Analisi delle Velocità

Un aspetto interessante per quanto riguarda la velocità di uscita (o di rientro, a seconda dell'alimentazione) di un attuttore lineare è che essa varia in funzione della superficie del pistone che viene bagnata dall'olio in pressione. La seguente equazione spiega questo principio.

$$v = \frac{Q}{s}$$

In cui:

- v è la velocità con cui si muove il pistone, misurata in m/s ;
- s è la superficie di pistone bagnata dall'olio in pressione, misurata in m^2 .
- Q è la portata di fluido che entra nell'attuatore, misurata in m^3/s ;

Da questa relazione si evince che aumentando l'area trasversale dell'attuatore viene aumentato il tempo necessario al fine di ottenere la corsa del pistone, a parità di portata.

Al fine di rendere ancora più chiaro questo principio, è stato condotto un studio parametrico in ambiente Amesim. Durante questo processo si è fatta variare la superficie del pistone. I valori di riferimento sono stati 3: il primo è un valore di 25 mm per il diametro del pistone, il secondo 50 mm ed il terzo 75 mm .

Il semplice sistema che è stato preso come riferimento è il seguente.

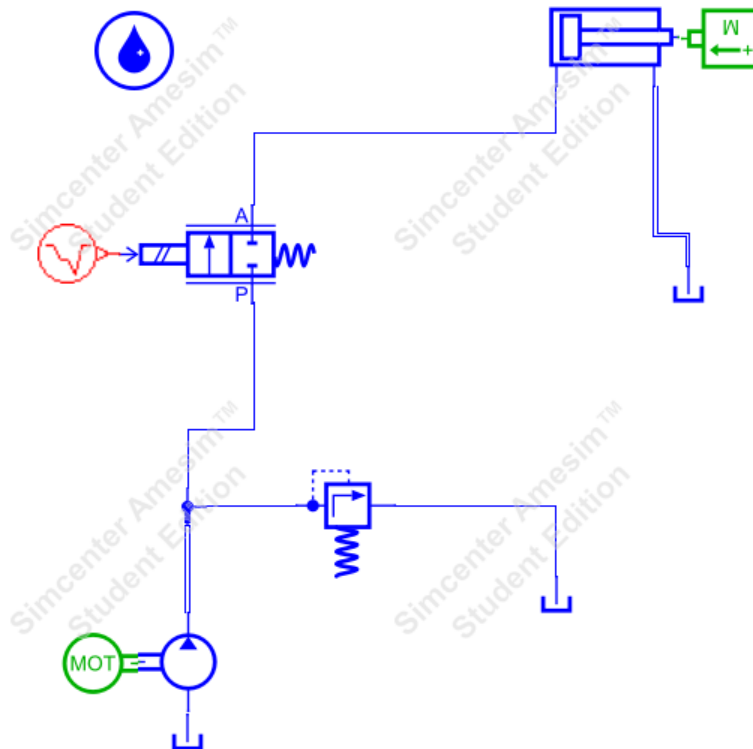


Figura 3 - Sistema Semplice

In questo sistema, oltre all'attuatore ed alla pompa, è presente una valvola attivata tramite solenoide.

Questa valvola permette all'utente di far iniziare il ciclo di lavoro dell'attuatore quando egli preferisce. Il tempo impostato per questa simulazione è stato di 30 secondi, la valvola commuta sempre al quarto secondo della prova.

Dalla figura successiva si nota che le corse dei 3 cilindri partono tutte nello stesso momento, questo a causa della presenza della valvola a 2 bocche e 2 posizioni, con attivazione tramite solenoide.

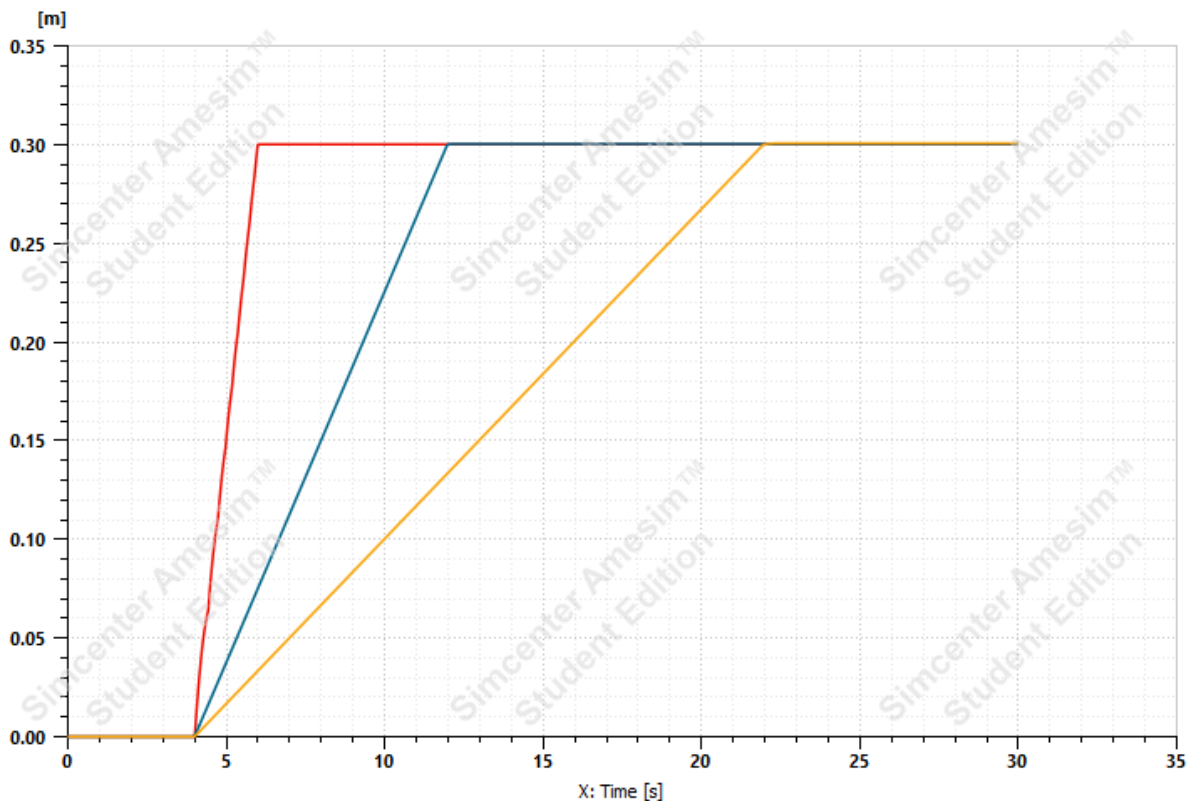


Figura 4 - Analisi Parametrica, Spostamento

Il primo cilindro, quello in rosso, è quello che ha la superficie bagnata più piccola, quindi arriva alla posizione di fondo corsa prima degli altri due. È seguito immediatamente da quello con diametro intermedio, rappresentato tramite la curva in blu. Infine il cilindro con diametro maggiore è quello più lento fra i 3.

In un diagramma Spazio/Tempo, la pendenza della curva è rappresentativa della velocità del corpo che si sta studiando. La pendenza della curva rossa è quella maggiore fra le tre curve considerate, ergo il cilindro dotato di un diametro minore del pistone è quello che arriva al fondo corsa in minor tempo. Ergo è quello più veloce.

Il codice colore della seguente figura è il medesimo della precedente. In rosso è rappresentato il cilindro con diametro minore, in blu quello con diametro intermedio ed in giallo quello con diametro maggiore.

Questa immagine riportata la portata di fluido, in L/min che fluisce attraverso la valvola limitatrice di pressione posta fra pompa e valvola 2/2.

Al quarto secondo della simulazione, la valvola attivata dal solenoide si apre, in questa maniera una minore quantità di portata passa attraverso la limitatrice poiché una parte di essa andrà verso la camera posteriore del cilindro.

Le durate delle varie fasi di fuoriuscita sono diverse e, come c'era da aspettarsi, man mano che aumenta il diametro della camera del cilindro aumenta anche il tempo necessario affinché si abbia il completo riempimento della camera posteriore del cilindro, poiché questo volume è minore per il cilindro con diametro più piccolo.

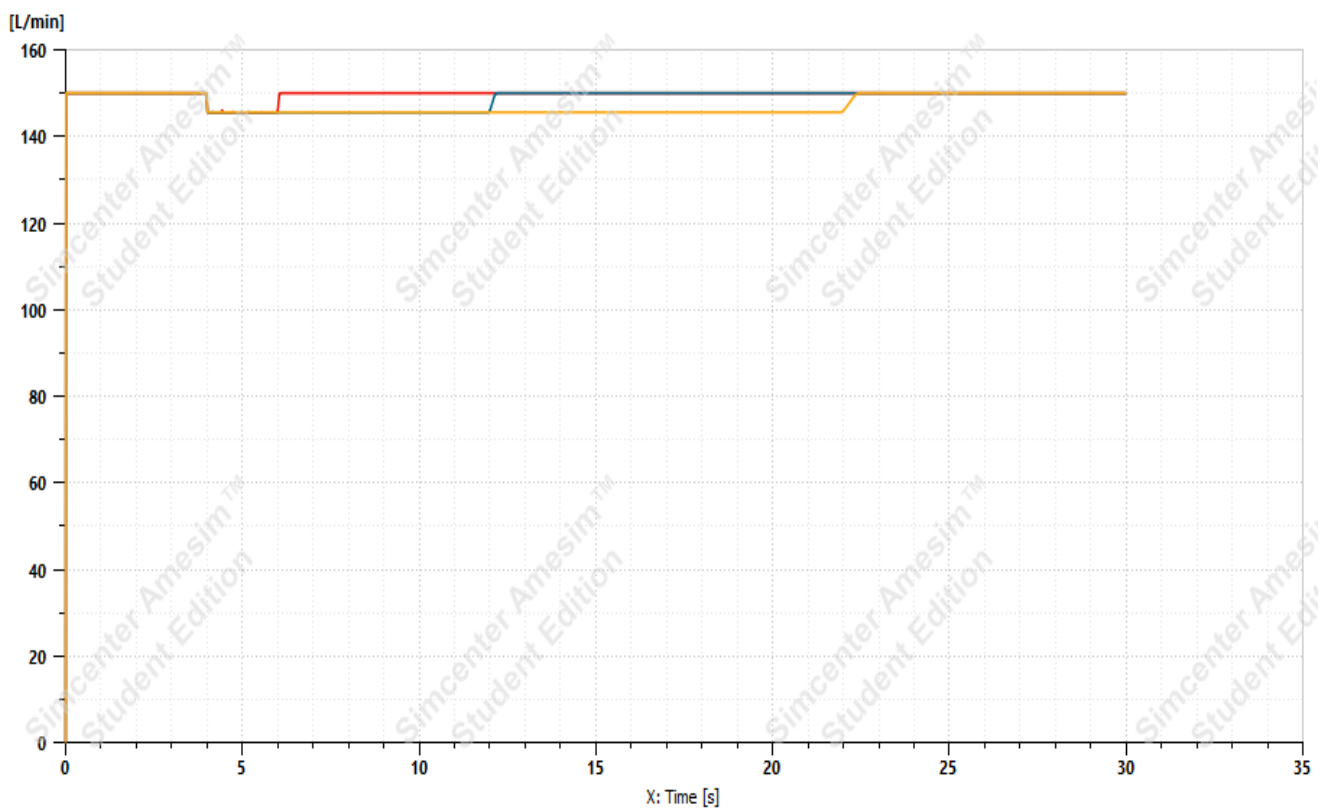


Figura 5 - Analisi Parametrica, Portata attraverso la Limitatrice

1.3 Analisi Energetica

Dal punto di vista energetico il cilindro idraulico realizza rendimenti che in media sono dell'ordine di $\eta = 0.85$. questo è un valore non fisso, poiché varia in funzione di velocità di rotazione della pompa e della pressione nel circuito. La potenza in ingresso, fornita come portata e pressione, è trasformata in effetto utile di velocità e forza. A causa di perdite all'interno dell'attuatore stesso il rendimento non è unitario.

La potenza in ingresso è fornita in termini di pressione e portata, quella in uscita in termini di velocità e forza.

$$P_{in} = p * Q \qquad P_{out} = F * v$$

Entrambe le potenze sono fornite con l'unità di misura propria della potenza, il Watt.

Nello specifico abbiamo che:

- la pressione è in Pascal;
- la portata è misurata in m^3/s
- la forza è misurata in Newton;
- la velocità è misurata in m/s .

Il rapporto tra le due potenze, quella in uscita e quella in ingresso, fornisce il rendimento dell'attuatore.

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}}$$

1.4 Differenza fra cilindro idraulico e martinetto idraulico

I due termini sono impropriamente ritenuti sinonimi. In realtà c'è differenza tra i due, il martinetto idraulico è un sistema per sollevare che utilizza un cilindro al fine di realizzare il sollevamento di una massa. Ha una corsa verticale, tipicamente breve. Da aggiungere è che il martinetto potrebbe anche non essere di tipo idraulico, ma di tipologia a vite. Mentre il cilindro idraulico, o attuatore, permette di applicare una forza lungo la propria direzione di estensione.

Ergo, il cilindro idraulico è quindi un sottosistema utilizzato in molteplici applicazioni, tra cui possiamo citare il martinetto idraulico.

2 Impiego

2.1 Settori

I settori che più fanno utilizzo di questa tipologia di componenti sono:

- Settore cartiero;
- Settore automobilistico;
- Settore minerario;
- Settore aeronautico;
- Settore navale;
- Settore dell'automazione;
- Settore per le macchine movimento terra;
- Settore dello stampaggio, sia metallico che plastico.

2.2 Utilizzi

Gli usi degli attuatori lineari sono molteplici, di seguito se ne riportano alcuni, con relativa spiegazione.

- Arresto; per spiegare questa configurazione possiamo provare a pensare ad un attuatore con posizione verticale. Durante la corsa di fuoriuscita dello stelo, ed una volta arrivato al finecorsa, esso avrà una posizione che interdirà la possibilità di spostamento del pezzo che volevamo arrestare. Per poter muovere nuovamente questo pezzo basterà porre a scarico la camera che prima era stata riempita di olio e caricare l'altra.
- Sollevamento; anche in questo caso pensiamo ad un attuatore con configurazione verticale ed una massa posta sopra lo stelo. Nel momento in cui si faccia affluire olio nella camera a volume maggiore si garantisce la corsa di risalita della massa caricata sullo stelo stesso. Ponendo a scarico questa camera, alla massa sarà garantita la possibilità di scendere.
- Bloccaggio; anche questo caso è realizzabile mediante una configurazione con cilindro verticale. Alimentando la camera a volume minore, possiamo assicurare la corsa di rientro dello stelo. Questo avrà montato su se stesso un corpo (una protuberanza) che garantisce la possibilità di afferrare, e bloccare saldamente, il corpo di cui si vuole interdire il moto. Questo tipo di uso è molto comodo e consono quando si ha a che fare con le lavorazioni meccaniche.
- Espulsione; per questa configurazione si pensi ancora ad un cilindro che abbia asse verticale, durante la corsa di fuoriuscita dello stelo, esso viene posto in contatto con lo stampo nel quale è stato realizzato un manufatto da fusione. Lo stelo, spingendo il manufatto, ne permette la fuoriuscita dallo stampo.

- Spostamento; per questo caso basti pensare ad un attuatore ad asse orizzontale. Lo stelo, durante la fase di fuoriuscita, tocca l'oggetto che si desidera movimentare. Una volta che lo stelo ha raggiunto il finecorsa lo spostamento dell'oggetto è terminato ed è possibile far rientrare lo stelo all'interno della camicia.
- Serraggio; tipologia di utilizzo molto simile a quella citata in precedenza, il bloccaggio. Possiamo pensare, ancora una volta, ad un attuatore con sviluppo orizzontale e ipotizzare di riempire la camera a volume maggiore. Durante la fuoriuscita dello stelo, questo spingerà l'oggetto che desideriamo serrare contro un vincolo fisso. L'oggetto è fermo in questa posizione. Solo nel momento in cui verrà alimentata l'altra camera, quella piccola, sarà possibile muoverlo.

3 Classificazione

La classificazione degli attuatori oleodinamici è fatta sulla base delle caratteristiche dello stesso attuatore e sugli usi per cui esso è utilizzato.

3.1 Semplice Effetto

In questa tipologia di attuatori, una sola delle due camere del cilindro è caricata con dell'olio. In siffatta maniera si garantisce una sola delle corse dello stelo, l'altra corsa, che può essere il rientro o la fuoriuscita, è garantita grazie alla presenza di una molla.

La pressione comanda solamente il moto di uscita o di rientro dello stelo, in questo senso esso sviluppa la forza di spinta o di tiro. Il movimento in senso opposto è garantito dalla molla.

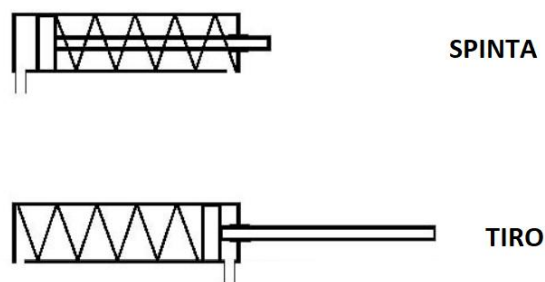


Figura 6 - Configurazione con molla in posizioni diverse [3]

Sovente viene utilizzata una valvola, che può essere comandata in varie maniere (con solenoide o a leva, per esempio), per garantire che il circuito venga completato. Un esempio di valvola può essere una con 2 posizioni e 3 bocche, che in maniera alternata connette la pompa di alimentazione all'attuatore o allo scarico.

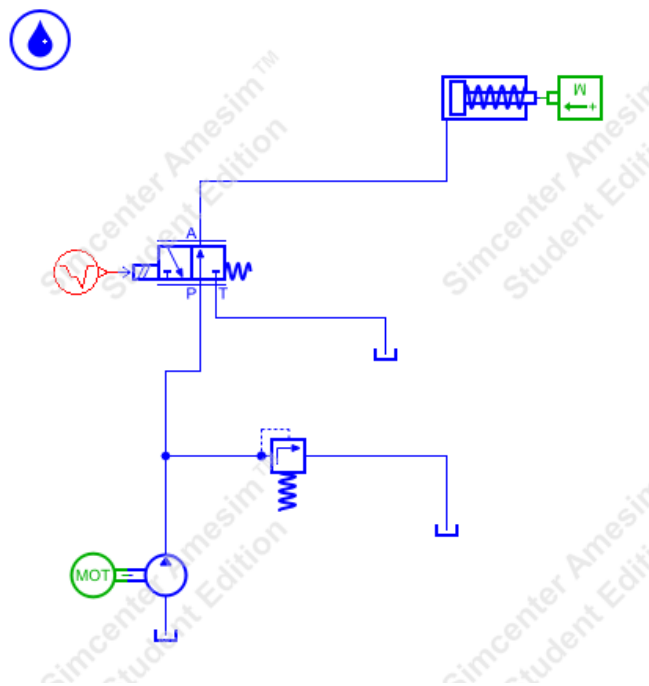


Figura 7 - Attuatore a semplice effetto

Questa tipologia di attuatori presenta vari svantaggi, primo fra tutti l'impossibilità di realizzare corse di lavoro molto lunghe. Questo è dovuto alla impossibilità di realizzare molle molto lunghe che garantiscano una risposta elastica lineare per una corsa estesa di lavoro.

Altro svantaggio, sempre legato alla molla, è relativo alla mancanza di possibilità di garantire una corsa di rientro (se la molla è utilizzata per quel fine) controllata, poiché nel momento in cui la bocca di alimentazione è messa a scarico, la molla agirà in maniera libera.

Inoltre esiste il problema dello spazio morto. La molla, quando compressa alla propria lunghezza di pacco, occupa un volume che limita la corsa dell'attuatore.

3.3 Telescopici

Utilizzati fundamentalmente nel caso in cui si debbano realizzare corse molte lunghe. Il vantaggio di questi attuatori è quello che quando sono retratti hanno un ingombro minimo ma nel momento in cui vengono messi in condizione di lavoro realizzano corse di lunghezza elevata. Trovano vasto impiego nel caso in cui lo spazio per l'istallazione è limitato.

Sono composti da una serie di cilindri cavi e coassiali, di diametro crescente, che rientrano uno dentro l'altro quando l'attuatore è in condizioni di riposo. La corsa di fuoriuscita dei cilindri è realizzata tramite l'azione di spinta esercitata dal fluido sulle pareti mobili, mentre la corsa di rientro è garantita tramite l'uso di una molla o l'azione di una massa.



Figura 10 - Attuatore telescopico [6]

3.4 A Stelo Passante

Questa tipologia di attuatore è molto utilizzata nei campi in cui c'è necessità di una elevata precisione della movimentazione. Sono cilindri che vengono realizzati con un'asta che sporge da entrambe le estremità. Questa caratteristica permette di non avere più una distinzione fra le due camere del pistone, bensì in questa maniera si ha che le superfici di lavoro del pistone sono uguali, ne deriva che la forza di trazione e di spinta risultano uguali nei due versi di lavoro. Questa caratteristica permette, semplicemente imponendo un livello di pressione uguale nelle due camere, di bloccare il pistone nella posizione desiderata. Questo tipo di soluzione è altamente affidabile quando non sono presenti carichi radiali eccentrici sull'asta.



Figura 11 - Attuatore a stelo passante [7]

3.5 Per Usi Speciali

Oltre alle tipologie già viste, esiste questa classe speciale di attuatori, nei quali vengono contemplati cilindri che sono adatti a lavorare in condizioni di lavoro avverse. Possiamo pensare ad attuatori che lavorano in condizioni di elevate temperature o in presenza di un ambiente che presenta valori di pH lontani dalla neutralità. Altri provvedimenti che si possono mettere in atto sono quelli inerenti al miglioramento delle guarnizioni o il rinforzo dell'asta.

Un esempio di attuatore lineare per impieghi *gravosi* è riportato nella figura seguente.



Figura 12 - Attuatore resistente alla corrosione [8]

È un attuatore elettrico che, oltre ad avere dimensioni compatte, è caratterizzato dall'aver una protezione eccellente dalla corrosione. Inoltre, alcuni modelli della stessa casa, la Thomson, presentano un'asta prolungata dal diametro ampio, per le condizioni di lavoro più dure.

Un ulteriore esempio di attuatore lineare, però sempre elettrico, e non oleodinamico, è il successivo. Un attuatore lineare che viene definito antideflagrante dalla propria casa produttrice. È realizzato al fine di poter fornire sicurezza di lavorazione anche negli ambienti più impegnativi e severi.



Figura 13 - Attuatore antideflagrante [9]

3.6 Servoattuatori

Di norma sono cilindri a doppio effetto che sono stati realizzati con un distributore che si prende in carico la responsabilità di gestire la direzione del fluido. Sono attuatori a basso attrito interno. Questo distributore è dotato di un cassetto, che non è altro che un piccolo elemento mobile, la cui posizione è determinata da un segnale elettrico generato da una elettronica montata anche lei sull'attuatore. Inoltre il suddetto cassetto determina il verso con cui è alimentato l'attuatore.

Il distributore è anche conosciuto come valvola proporzionale, dato che lo spostamento del cassetto è direttamente proporzionale al segnale elettrico di comando. Inoltre il sistema può essere dotato di un trasduttore di posizione, finalizzato al controllo della posizione dello stelo.

È un sistema che garantisce tempi minimi di risposta e grande compattezza nella realizzazione, nonché molta flessibilità di impiego.

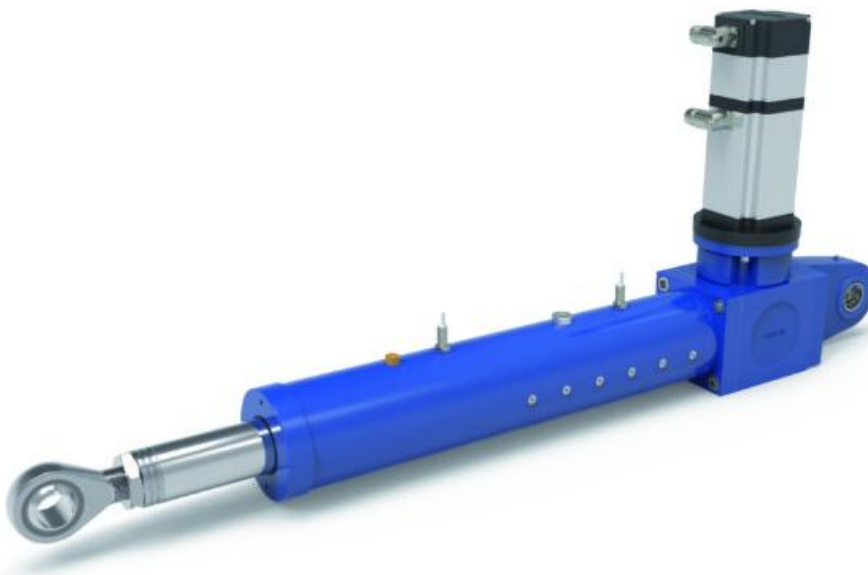


Figura 14 - Servoattuatore idraulico [10]

3.7 Attuatori con Antirotazione dell'Asta

Normalmente nei cilindri oleodinamici, l'assieme che si realizza tramite l'unione di asta e pistone realizza una struttura assialsimmetrica mobile che può traslare all'interno della camicia, poiché quest'ultima è cava. Ma, non essendoci vincoli che impediscano la rotazione dell'asta, questa può ruotare, si pensi a piccole oscillazioni, attorno al proprio asse durante le varie fasi di lavorazione. Queste oscillazioni sono favorite dalle simmetrie e dalle forze resistenti in gioco.

Al fine di evitare questo increscioso fenomeno si è pensato di inserire all'interno del cilindro delle guide di scorrimento. In siffatta maniera si lascia al cilindro una funzione puramente motrice, privandolo della possibilità di ruotare.

3.8 Cilindri Compatti

Questa tipologia di cilindro, dotata di una corsa assai breve e di una compattezza molto spinta, sono la scelta più indicata quando si ha la necessità di asservire dispositivi di bloccaggio. La pressione massima a cui possono essere utilizzati è dell'ordine dei 350 *bar* mentre la velocità massima è di 1 *m/s*.

Sono realizzati con sensori di prossimità, un utile ed affidabile sistema che permette di inviare un segnale per il finecorsa, al fine di evitare urti indesiderati.

Sono destinati ad applicazioni di bloccaggio, presentano minimi ingombri e sono costruiti per garantire minimi spostamenti in caso di funzionamento lungo.

Per le caratteristiche con cui sono realizzati, unita al severo collaudo finale, si ha la garanzia che questi cilindri siano perfetti nelle condizioni di elevate frequenze di ciclo, o anche nel caso di notevoli accelerazioni.

Come esempio applicativo si possono citare sistemi per il bloccaggio delle morse, per il bloccaggio degli stampi ed il controllo di assetto rulli.

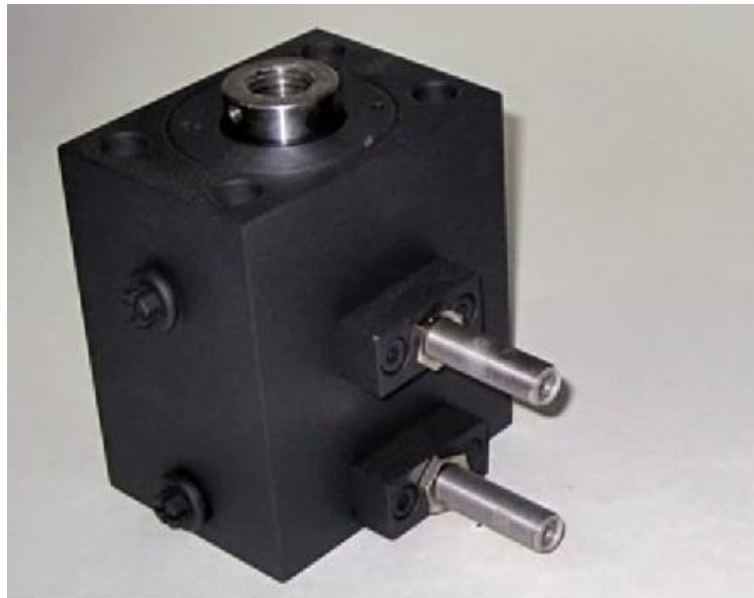


Figura 15 - Cilindro compatto con sensore Balluff [11]

3.9 Cilindri Nautici

Una famiglia di cilindri speciali è quella per uso nautico. Questa tipologia di cilindri, nella fattispecie realizzati dalla Grices, industria italiana del settore, garantisce la precisione di movimentazione degli attuatori unita con dei materiali studiati in maniera appropriata per resistere alla corrosione. Le pressioni di esercizio a cui sono sottoposti questi cilindri sono dell'ordine dei 100 *bar*, valore inferiore rispetto a quello dei normali attuatori per uso terrestre.

3.9.1 Serie MXP

Questa serie di cilindri fa parte della produzione nautica dell'azienda. Si fa uso di acciaio INOX AISI 316, esso assicura la totale assenza di corrosione. In più si ha l'aggiunta dell'alimentazione dal perno posteriore e la conseguente eliminazione dei tubi di alimentazione esterni, in questa maniera si garantisce una pulizia superiore dell'impianto.

La pressione nominale a cui possono essere usati questa classe di cilindri, in maniera continuativa, è di 120 *bar*.



Figura 16 - Serie MXP [12]

3.9.2 Serie COA

Anche in questo caso si utilizza dell'acciaio INOX AISI 316, ma anche dell'ottone OT58.

La pressione nominale a cui possono essere usati questa classe di cilindri, in maniera continuativa, è di 80 *bar*. Questa pressione garantisce che questi cilindri siano perfetti per essere utilizzati nel caso di movimentazione di portelloni e di sfilamento di passerelle.



Figura 17 - Serie COA [13]

3.10 Attuatori Doppi

Questa tipologia di attuatori è utilizzata normalmente in ambienti industriali nei quali si ha richiesta di grandi potenze ma lo spazio di lavoro è ridotto, in questa condizione non è possibile adoperare cilindri con un grosso alesaggio.

La realizzazione è ottenuta unendo due corpi mobili tradizionali, si ha quindi la presenza di due pistoni e di due steli. Le estremità dello stelo più esterno sono invece connesse la prima al carico da movimentare e la seconda alla superficie del pistone più esterno, al fine di garantire una connessione meccanica tra i pistoni ed il carico esterno.

I corpi che si muovono in questo cilindro sono posti all'interno di una camicia dotata di un setto separatore, posizionato in modo che le camere siano poste in comunicazione a due a due. Questa soluzione, sotto l'ipotesi di una geometria identica per i due cilindri, garantisce che si raddoppi la superficie attiva su cui agisce il fluido, ergo la spinta ottenibile è doppia rispetto a quella che si realizza con un cilindro a singolo effetto.

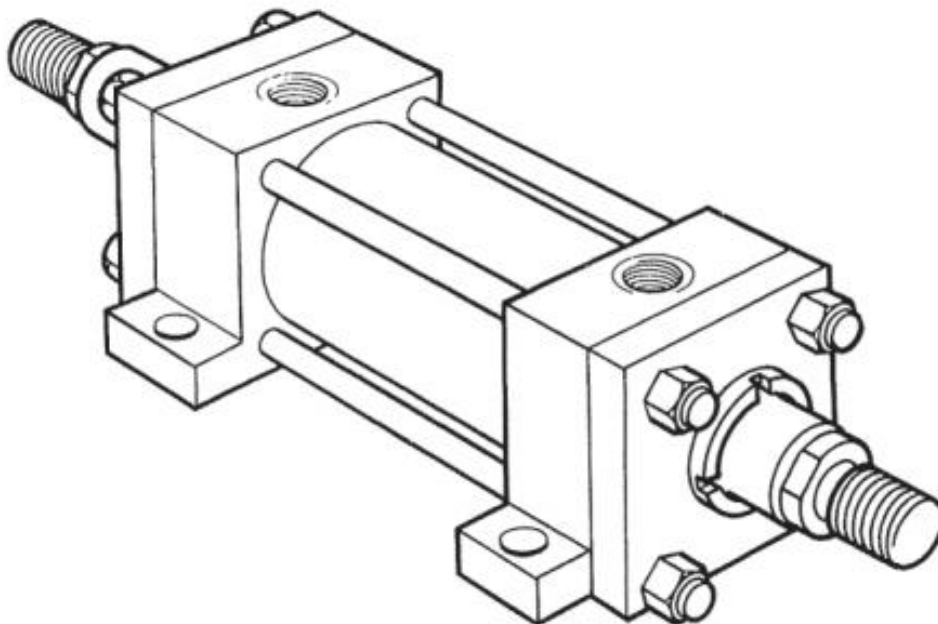


Figura 18 - Attuatore a doppio stelo [14]

3.11 Attuatori generatore di coppia

Questa tipologia di attuatori fa capo alla famiglia dei cilindri a doppio effetto, ma in aggiunta, rispetto a questi ultimi, essi sono dotati di un sistema che riesce a convertire il moto lineare del pistone in un moto rotativo, con generazione di un momento torcente.

Si compongono di due camere a volume variabile che vengono poste in maniera alternata in collegamento alla pompa che manda olio nel circuito, sul pistone è montata una cremagliera che ingrana con una ruota dentata. Durante lo spostamento del pistone, la dentiera viene messa in moto e porta con se in rotazione anche l'ingranaggio, che sarà calettato ad un albero che trasmetterà la rotazione all'ambiente esterno.



Figura 19 - Attuatore generatore di coppia [15]

4 Standardizzazione dei cilindri

Per i cilindri oleodinamici, le ISO che impostano le specifiche degli attuatori sono le seguenti: *6020-1* e *6020-2*.

Le caratteristiche normate sono ad esempio i diametri dello stelo o del pistone, che dovranno essere compresi tra due dimensioni specifiche. O ancora, la pressione di funzionamento e la pressione massima a cui può essere utilizzato un cilindro. Il fluido di lavoro anche è normato e dovrà appartenere alla categoria di oli minerali con un certo grado di purezza, determinato dalla norma *ISO 4406*.

Anche le corse di lavoro sono normalizzate, sono fornite in millimetri. La corsa di lavoro è definita come la distanza percorsa dallo stelo dalla posizione di riposo fino alla posizione di massima estensione possibile.

- Limitazioni per la Pressione; la pressione di utilizzo dell'attuatore dovrà essere nominalmente inferiore di *160 bar*. Mentre la pressione massima di funzionamento dovrà essere di *250 bar*.
- Limitazioni per le Dimensioni; le dimensioni del diametro dello stelo dovrà essere compresa tra un valore di *12 mm* e di *140 mm*. Il diametro del pistone, invece, dovrà essere compreso tra i *25 mm* ed i *200 mm*. Invece la corsa di lavoro è normalizzata, sempre in millimetri, su diverse lunghezze: *25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250 mm*.
- Limitazioni inerenti la tipologia di olio; il bisogno di avere fluidi resistenti al fuoco è diventato importante dagli anni 50 dello scorso secolo in poi, giacché ci si rese conto che molti disastri negli impianti industriali erano resi più gravi, o in alcuni casi addirittura dovuti, all'elevata infiammabilità degli oli impiegati nelle apparecchiature. In casi di perdita o malfunzionamenti in un circuito se il fluido impiegato è un olio minerale e viene a contatto con una sorgente di ignizione, esiste il rischio che le fiamme e l'incendio si possano propagare in maniera rapida nell'intorno della zona interessata. In più dato che l'olio è in pressione nel circuito, nel caso di perdita, fuoriesce sotto forma di spruzzo e la sua infiammabilità risulta maggiorata. Per evitare queste incresciose situazioni sono stati formulati, e resi disponibili, fluidi resistenti al fuoco. Essi resistono alla ignizione ed inoltre riescono ad evitare che le fiamme propaghino.

5 Descrizione

5.1 Generalità

In linea generale, questa tipologia di componente meccanico, è realizzata tramite un corpo cavo. All'interno di questo corpo è posto un setto separatore, concentrico ad esso. Questo setto separatore è libero di traslare lungo il proprio asse. La traslazione è però limitata dalla presenza di testate che definiscono il fondo-corsa. L'elemento che ha la capacità di traslare è comunemente detto pistone.

La presenza del pistone all'interno del cilindro cavo, genera due camere. Queste camere sono isolate fra loro. Ma la presenza di bocche garantisce che il cilindro svolga le proprie mansioni all'interno del circuito in cui è inserito. Le bocche attraverso cui il cilindro è connesso al circuito sono chiamate luci. Ovviamente ne sono presenti due, una che permetta l'ingresso del fluido di lavoro e l'altra che ne permetta lo smaltimento.

Il corpo di cui si può apprezzare il moto alternato dall'esterno è lo stelo. Esso è fissato sul pistone e, a seconda che venga alimentata una camera o l'altra, si realizza la corsa di fuoriuscita o rientro dello stesso, nel caso di cilindro a doppio effetto. Lo stelo è un corpo assialsimmetrico di elevato sviluppo assiale, ma dal diametro contenuto.

Il pistone offre al fluido pressurizzato le superfici su cui agire, attraverso esso si realizza la conversione di potenza. Le due camere del cilindro sono a pressioni diverse, il fatto che una sia più grande dell'altra garantisce che ci sia la nascita di una forza motrice che va a muovere il pistone stesso.

Le forze in gioco sono molto elevate quindi esiste il bisogno di serrare le varie parti del complessivo in maniera opportuna per evitare che vi siano perdite interne o esterne di fluido, con conseguente diminuzione delle prestazioni della conversione.

Vantaggi di questa tipologia di trasmissione di potenza sono:

- possibilità di ottenere moti alternati, in maniera non complessa;
- variazione della velocità di fuoriuscita dello stelo;
- regolazione dell'intensità della forza in uscita.



Figura 20 - Cilindro, stelo, pistone, luci [16]

Nella figura precedente è riportato un esempio di attuatore idraulico della casa Taurasi, in cui sono facilmente distinguibili i componenti a cui si è fatto riferimento nel paragrafo precedente. Le luci sono poste sulla sommità del cilindro, il pistone è il setto che separa le camere e lo stelo è quello che genera l'effetto utile.

5.2 Componenti

Di seguito è presente una disamina dei vari elementi presenti in un cilindro, in linea di massima sono quelli presenti in tutte le tipologie di attuatori lineari.

5.2.1 Testata posteriore

La testata posteriore è un importante componente all'interno degli attuatori lineari. Ha un duplice scopo, oleodinamico e meccanico. Per quanto concerne gli aspetti di natura fluidodinamica, la sua presenza, congiunta a quella della faccia posteriore del pistone e della camicia, permette la nascita della camera posteriore a volume variabile. La testata garantisce la possibilità di mettere in comunicazione, con le adeguate canalizzazioni, il circuito in cui è inserito il cilindro con la camera che viene alimentata.

Dal punto di vista meccanico, invece, questa parte è molto importante per due ragioni, la prima è che permette l'ancoraggio del cilindro ad una struttura esterna portante ma è anche il fincorsa più interno per i corpi mobili all'interno del dispositivo.

Sono presenti all'interno di questo componente due diverse canalizzazioni. Una delle due è una linea di potenza atta allo smaltimento di portata in ingresso o in uscita dall'attuatore. Realizzata tramite due condotti che si intersecano ortogonalmente nei pressi della mezzeria. Una porzione del condotto vede la camera a volume variabile, l'altra estremità presenta una filettatura necessaria al fine di garantire un accoppiamento smontabile con la tubatura del circuito idraulico.

L'altra linea è invece fondamentale durante la fase di frenatura. Questo condotto è ottenuto unendo due diversi condotti, uno inclinato e uno orizzontale. Hanno, entrambi i condotti, diametro molto contenuto rispetto a quello della linea di potenza sopracitata. Uno spillo di regolazione permette l'efflusso di olio attraverso i condotti in una camera dalla piccola capacità.

Durante le fasi di funzionamento ordinario, la linea di potenza principale ha un ruolo fondamentale, mentre l'uso della seconda linea viene ad essere limitato a ruolo più marginale. Ma nella fase di frenatura questa seconda canalizzazione assurge a ruolo principale.

5.2.2 Spilli di regolazione

Gli spilli di regolazione sono componenti che sono alloggiati all'interno delle testate, anteriore e posteriore, dell'attuatore. Il loro scopo è quello di attuare una regolazione precisa e tempestiva della potenza di frenatura.

Esso è un componente a cartuccia, realizzato tramite due elementi fra loro concentrici. Il corpo più esterno è un corpo cavo che al suo interno ospita l'otturatore. Tramite questo secondo corpo si realizza la regolazione vera e propria, poiché la sua traslazione assicura la variazione di area di passaggio della portata lungo la linea di potenza secondaria.

La regolazione dello spillo garantisce la possibilità all'utente di poter stabilire che tipo di frenatura ottenere. Esso permette di poter variare il potere frenante dell'attuatore realizzando frenature più o meno efficaci a seconda dei casi. Esistono casi nei quali si può prediligere una velocità di arresto più graduale lungo l'intera corsa.

5.2.3 Testa anteriore

Questa testata assume, durante le fasi di lavoro, gli stessi incarichi della testata posteriore, sia quello meccanico che quello oleodinamico. Esiste, ciononostante, una diversità. Questa diversità è la presenza di un foro passante che accoglie lo stelo e permette le sue movimentazioni durante le fasi alternate di lavoro.

Per mezzo di 4 fori con dei tiranti tenuti assieme tramite dadi, si realizza il serraggio della testata alla struttura portante.

Al fine di garantire che non vi siano pericolose inflessioni dell'asta e che vi sia precisione negli azionamenti del cilindro, si ricorre all'uso di una bussola di guida. La sede di questo componente è posta nella testa anteriore. Lo sviluppo assiale della sede presenta uno spallamento anulare, esso è utile per realizzare la battuta di arresto per la guida.

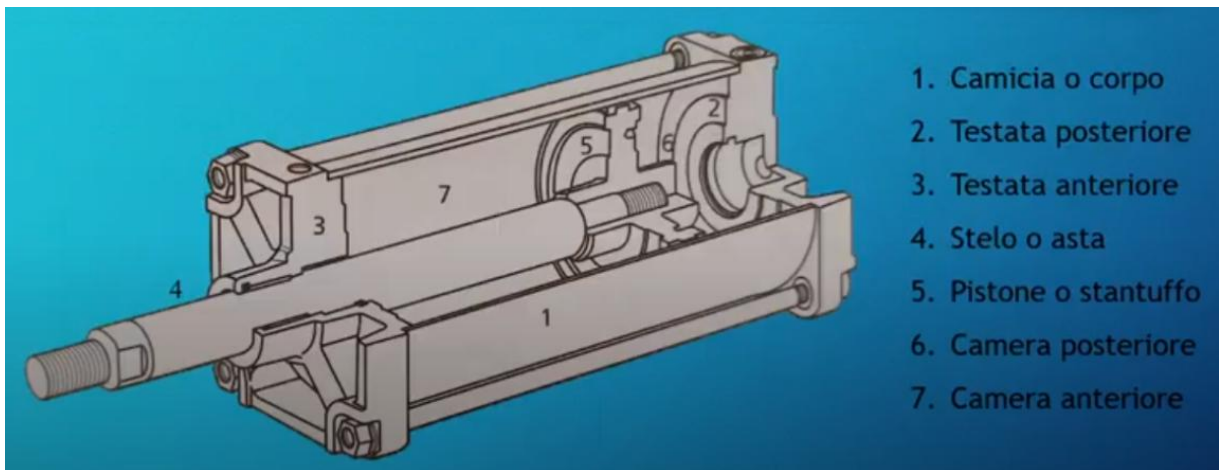


Figura 21 - Complessivo dell'attuatore [17]

5.2.4 Bussola di guida

Per garantire la precisione di movimento lineare ed evitare che ci siano inflessioni dell'asta, si ricorre a questo componente. Essa è posta nella testata anteriore, in posizione frontale. Il collegamento è realizzato tramite un collegamento filettato.

Nel corpo della bussola sono realizzate due sedi diverse che poi saranno l'alloggiamento per il raschiatore e la guarnizione dello stelo.

5.2.5 Snodo sferico

Questo componente risulta fondamentale nella vita di un attuatore, poiché esso riesce a compensare l'incorrere di disallineamenti assiali nelle normali condizioni di lavoro. Questa mancanza di allineamenti possono accadere tra la retta di azione lungo cui è applicata la forza necessaria per muovere il carico e l'asse principale di sviluppo del cilindro.

Lo snodo ha una particolare configurazione, è composto da anelli, che sono resi solidali alle strutture che potrebbero essere soggette ad un disallineamento, tramite un accoppiamento con interferenza. L'anello esterno è collegato alla porzione finale della testa posteriore tramite una cianfrinatura, mentre l'anello interno è fissato alla struttura portante per mezzo di un calettamento forzato.



Figura 22 - Snodo sferico [18]

5.2.6 Bussola freno anteriore

La bussola freno anteriore rappresenta la parte fissa appartenente al corpo frenante anteriore del cilindro. Essa è una ghiera circolare, con un foro centrale passante e diverse estremità equispaziate che facilitano il transito del fluido verso la secondaria linea di potenza. È ottenuta con un diametro di ingombro minore del diametro della sede ospitante, per garantire una mobilità radiale, la possibile traslazione assiale è limitata grazie alla presenza di anelli Seeger.

Sono possibili due configurazioni diverse per questo elemento.

La prima configurazione è quella in cui la bussola di frenatura è in disimpegno con la bussola di guida. In questa situazione infatti la corsa è insufficiente a garantire la condizione di ingranamento tra i due corpi. In questa condizione l'attuatore si comporta come se non fosse dotato di un sistema atto a frenarlo.

La seconda configurazione, al contrario, si realizza quando boccia e bussola si impegnano reciprocamente l'una nell'altra. Questa condizione di impegno permette la nascita della frenatura del cilindro nella sua corsa.

5.2.7 Camicia

La camicia è un componente strutturale, rappresentato da un corpo metallico, cavo, di spessore piccolo, allungato. Insieme all'azione combinata di camicia, testata posteriore e anteriore e pistone, definisce le camere a volume variabile nelle quali si estrinseca il senso dell'attuatore lineare. Inoltre svolge un ruolo di guida per la corsa del pistone.

Poiché si vuol di ridurre al minimo gli attriti, questo componente ha un grado di finitura superficiale molto elevato. Infine svolge anche il ruolo di distanziale fra le testate dell'attuatore.



Figura 23 - Sezione della camicia [19]

5.2.8 Pistone

Il pistone è quel componente che con la sua presenza permetta la nascita, all'interno della camicia, delle camere a volume variabile. È un corpo cilindrico, con una cavità filettata (ricavata lungo il suo asse), che permette il fissaggio meccanico allo stelo. Il suo movimento alterno garantisce che l'attuatore realizzi il suo scopo. Le basi laterali del corpo, sono le superfici attive che vengono messe in gioco durante le fasi di fuoriuscita dello stelo e di rientro. Proprio su queste superfici vi è la generazione delle forze di azionamento.

Poiché esiste un gioco assiale fra pistone e camicia, che comporterebbe l'abbassamento delle prestazioni del cilindro, si ricorre all'uso di guarnizioni, per evitare i trafileamenti di olio fra una camera e l'altra.



Figura 24 – Pistone [20]

5.2.9 Boccola (o pistone) freno anteriore

Essa è l'elemento mobile del freno anteriore. È un corpo cilindrico, con una cavità assiale passante, che garantisce il fissaggio dello stelo. Il foro deve garantire una dimensione tale da poterne permettere il calettamento sullo stelo.

Le tolleranze con cui è realizzato questo elemento sono tali per cui l'accoppiamento con la parte fissa del freno anteriore sia con gioco lungo tutta la lunghezza della corsa di frenatura. Inoltre, per ottenere una frenatura dolce si fa ricorso alle volte all'uso di due scanalature sulla boccola, ottenute mediante fresatura. Queste scanalature hanno altezza decrescente al crescere della corsa frenante, hanno una sezione rettangolare e sono disposte parallelamente all'asse di sviluppo della boccola stessa.



Figura 25 - Boccola freno anteriore [21]

Infine, c'è da ricordare che sia la bussola fissa che la boccola mobile potranno essere sostituite da altri elementi che abbiano lo stesso ingombro, ma con profili geometrici diversi, in questa maniera si può garantire che si riescano a mettere in atto diverse tipologie di frenatura a seconda delle specifiche del progetto.

5.2.10 Bussola freno posteriore

Questo corpo costituisce, invece, la parte fissa del sistema che si prende in carico la frenata nella parte posteriore del cilindro. Anche in questo caso, essa si presenta come una bussola che ha un foro centrale passante e delle estremità radiali, equispaziate e rastremate, realizzate al fine di garantire che vi siano delle luci di passaggio che vadano a creare dei percorsi preferenziali per il transito del fluido per i condotti di potenza secondari. Essa ha una sede realizzata nella testata posteriore.

La ghiera ha una natura flottante, poiché il diametro della bussola è minore di quello della sede ospitante. Questo gioco permette una traslazione assiale della bussola, che però è limitata dalla presenza di un anello Seeger, atto al contenimento.

La mobilità della bussola permette al fluido in pressione di investire la boccola, spostandola dalla sua sede. Tale configurazione garantisce il passaggio di fluido nella camera posteriore, in siffatta maniera è assicurato che l'informazione di pressione venga trasmessa in tempi minori sulla superficie del pistone. Si realizza così una maggiore rapidità di risposta del sistema durante la fase di ripartenza.

5.2.11 Stelo e pistone freno posteriore

Esso è l'unico elemento mobile del sistema insieme con il pistone. Ha una forma cilindrica, resa complessa dalla presenza di varie scanalature e di vari risalti, ognuno dei quali con una funzione specifica.

L'estremità che si unisce al carico ha la presenza di un codolo filettato per garantire il serraggio fra lo stelo stesso ed il carico da movimentare.

Oltre questa zona filettata vi è la presenza dell'asta, un corpo cilindrico dal diametro costante e dall'elevato sviluppo assiale. Essa è l'unico elemento interno al cilindro che durante la movimentazione sarà spinto all'esterno del cilindro stesso. Per questa ragione è rivestita da uno strato di cromo dell'ordine di poche decine di micrometri.

Al termine dell'asta vi è una riduzione di diametro che garantisca la possibilità di calettare la bussola freno e l'avvitamento del pistone. In tale maniera si rendono solidali pistone, stelo e boccola.

Infine, all'estremità dello stelo, vi è la presenza del pistone freno posteriore, posto su delle scanalature realizzate sull'asta.

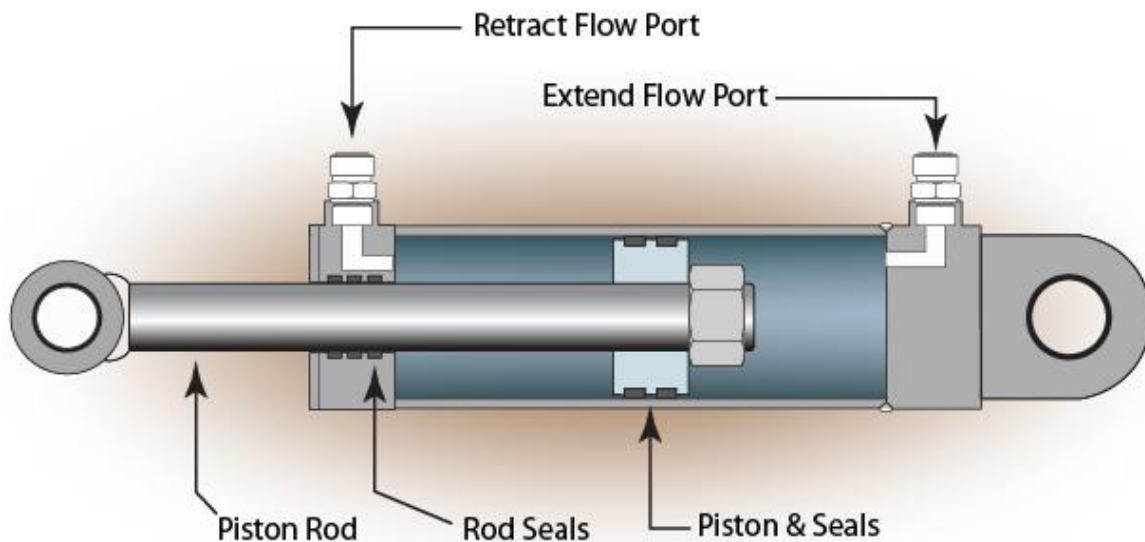


Figura 26 - Stelo del cilindro [22]

5.3 Tenute

Una guarnizione è un elemento che è posto all'interfaccia tra due superfici al fine di evitare che vi sia passaggio di fluido tra di esse. Il fluido può essere di varia natura, nel nostro caso specifico si pensi all'olio che viene usato nei circuiti.

Le guarnizioni, che vengono fornite insieme con l'attuatore, possono essere di due tipologie diverse.

- Guarnizioni statiche, quindi elementi di contenimento che nelle fasi di lavoro danno la garanzia che la tenuta sia tutelata fra due elementi la cui posizione relativa è fissa durante le fasi di lavoro;
- guarnizioni semi-mobili, anche questi sono elementi di contenimento, ma esse assicurano la tenuta fra due corpi che sono in moto relativo fra loro.

Quelle della seconda tipologia rivestono un ruolo molto importante nel mondo degli attuatori lineari, poiché in base alla scelta di queste ultime si ha una variazione delle prestazioni del sistema stesso.

La scelta di una guarnizione è una scelta di compromesso, poiché non è possibile ottenere una tenuta perfetta e una minimizzazione degli attriti. Questi due fattori sono direttamente proporzionali, un aumento del primo implica un aumento anche del secondo.

Il grado di tenuta di una guarnizione è influenzato dalla configurazione che questa assume quando è in stato di deformazione e dall'impronta di contatto che essa genera, ma anche dalla differenza di pressione che essa stessa risente ai suoi capi.

La riduzione degli attriti, invece, è legata al comportamento del materiale che è stato utilizzato per realizzare la guarnizione e all'eventuale strato di lubrificante presente.

Per esempio, grado di tenuta ed attriti, condizionano le prestazioni di una macchina volumetrica poiché: un eccessivo grado di tenuta comporta un rendimento volumetrico elevato ma prestazioni idraulico-meccaniche scarse; al contrario attriti contenuti, realizzati tramite del gioco fra i componenti, implicano un elevato rendimento meccanico-idraulico, ma causano un abbattimento del rendimento volumetrico, a causa della presenza di trafiletti che possono passare attraverso gli elementi di tenuta.

Nei prossimi paragrafi si farà riferimento a quattro tipologie diverse di tenute, per i vari componenti all'interno del sistema attuatore lineare. Tutte le quattro tipologie analizzate saranno classificabili come tenute semi-mobili.

5.3.1 Guarnizione del pistone

La tenuta del pistone consiste in un elemento concentrico, realizzato tramite due guarnizioni montate assieme. La parte esterna, un anello, è solitamente realizzata in poliuretano e i profili della sezione trasversale sono realizzati al fine di avere una sezione di contatto ideale con la superficie interna della camicia. La sua deformazione, in condizioni di lavoro, garantisce che la tenuta sia mantenuta ad un livello elevato, ma non comporta un aumento delle forze di attrito nella zona di contatto. Sono presenti due spalle laterali che rendono più comodo l'appoggio dell'elemento deformabile alla superficie laterale della sede di alloggiamento.

Il volume di contenimento di queste sedi è maggiorato, poiché in questa maniera l'olio in pressione può raggiungere in maniera naturale la base della sede. In questo modo si garantisce che anche la guarnizione più interna sia utilizzata. Questo secondo anello non è altro che un O-Ring in gomma che è inserito al fine di fornire sostegno alla guarnizione primaria.

La pressione agirà esercitando una forza, con componente principalmente orizzontale, lungo il fianco della guarnizione. In questo modo l'intero elemento di tenuta è spinto a schiacciarsi contro la parete opposta della sede. Questa deformazione della guarnizione garantisce la tenuta del sistema.



Figura 27 - Guarnizioni per pistone [23]

5.3.2 Guarnizione dello stelo

Solitamente è una guarnizione in poliuretano anche questa, adatta per cilindri che lavorino in campo industriale. Ha un profilo asimmetrico, con due parti contrapposte. Questa conformazione garantisce che la tenuta sia realizzata solo in una direzione. La faccia con i due lobi contrapposti favorisce l'ingresso del fluido al suo interno, in questa maniera la guarnizione stessa si apre e assicura una tenuta robusta.

Vi è anche la presenza, nella zona di contatto fra guarnizione e stelo, di un piccolo risalto. Esso comporta la nascita di un piccolo volume. In condizioni di lavoro normali questo piccolo volume è riempito di olio ed impedisce lo strisciamento relativo fra la guarnizione e lo stelo stesso.



Figura 28 - Guarnizioni per stelo [24]

Il labbro di tenuta inferiore rappresenta uno sviluppo assiale più piccolo rispetto a quello superiore. La ragione di questa conformazione sta nel fatto che in questa maniera l'estremità inferiore della guarnizione abbia una maggiore flessibilità ed adattamento alle deflessioni dello stelo e alle condizioni di lavoro.

5.3.3 Raschiatore

Questo componente è molto importante, poiché funge da barriera. Il suo scopo è quello di impedire che polvere, umidità o particelle metalliche finiscano nelle camere dell'attuatore e successivamente nel circuito oleodinamico. Al fine di rendere la sua operatività massima, lo si installa solitamente come primo mezzo di tenuta nella testata anteriore, deve essere il primo elemento nella catena di tenuta.



Figura 29 - Raschiatore [25]

Una progettazione oculata di questo componente garantisce che a seconda delle fasi di lavoro esso svolga due mansioni diverse. Nella condizione di fuoriuscita dello stelo esso genera, e mantiene omogeneo, un minimo strato di film di fluido sullo stelo stesso al fine di garantire una protezione a quest'ultimo.

Nella condizione di rientro invece, la geometria particolare implica un effetto di raschiamento sulla superficie dell'asta dello stelo. In questa maniera si evita che agenti contaminanti possano entrare dentro alla camera del cilindro.

La pressione che è presente nella camera garantisce che insista una forza sul raschiatore che attivi e permetta i due scopi per cui è progettato. A questa forza va aggiunta la presenza della deformazione dovuta al precarico in fase di montaggio, che è sempre presente durante tutta la vita del componente.

5.3.4 Pattini antifrizione

In tutti i casi in cui si faccia ricorso a cilindri oleodinamici, esiste sempre la necessità di ricorrere ad un sistema che garantisca la guida dello stelo, tanto più è maggiore lo sviluppo assiale di quest'ultimo o anche a causa della possibile presenza di carichi radiali.

Una soluzione per questo tipo di evenienza è il fare ricorso a dei pattini (o anelli), realizzati in materiali sintetici, posizionati nelle gole ricavate sul pistone. La zona dello strisciamento permette una adeguata superficie di supporto per il sostentamento di stelo e pistone.

Per ottenere un basso coefficiente di attrito, si è soliti realizzare questi pattini con materiali che possano minimizzarlo. Il problema sussiste nel momento in cui si va a realizzare il montaggio dei pattini, poiché questi, a seguito di trattamenti termici, sono particolarmente rigidi. Deformarli per porli nelle sedi a loro destinate non è affatto comodo, per ovviare a questo problema si è soliti ricorrere ad un intaglio trasversale che, interrompendo la continuità di materiale, garantisce la possibilità di poter calettare il componente sul pistone.



Figura 30 - Pattini antifrizione [26]

6 Criteri di scelta di un Cilindro

Basandosi su cataloghi presenti in rete, della casa produttrice KOMPAUT, situata nella provincia di Varese, riporto alcuni criteri per la scelta di un attuatore, in funzione delle caratteristiche di lavoro che devono essere messe in atto. Ipotizzando di conoscere il carico e la pressione di esercizio del sistema, bisogna differenziare i due casi di lavoro, fra tiro e spinta, e, dopo averlo fatto, è possibile, avvalendosi delle due tabelle riportate, stabilire l'alesaggio del cilindro.

6.1 Condizioni di lavoro in spinta

Nel caso in cui l'attuatore lavori in condizioni di spinta, ci si deve attenere al seguente iter e fare riferimento alla tabella successiva.

1. Individuare la pressione di esercizio più prossima a quella richiesta;
2. nella stessa colonna, individuare la forza richiesta per muovere il carico, ovviamente sarà necessario arrotondare il valore, si consiglia di farlo a quello superiore;
3. sulla stessa riga verificare l'alesaggio previsto per il cilindro.

Ø Alesaggio (mm)	Area Pistone (mm²)	Forza di spinta del cilindro in kN				
		50bar	100bar	150bar	200bar	250bar
50	1964	10	20	30	40	50
63	3118	15	31	46	63	79
80	5027	25	51	76	102	128
100	7855	40	80	120	160	200
125	12272	62	125	187	250	312
160	20106	102	205	307	410	512
200	31416	160	320	480	640	801
250	49087	250	500	750	1000	1250
320	80425	410	820	1230	1640	2050

Tabella 1 - Condizioni di lavoro in spinta

6.2 Condizioni di lavoro in tiro

Nel caso in cui lo stelo lavori in condizioni di tiro, la procedura a cui attenersi è riferita alla seguente tabella.

1. seguire i 3 punti della procedura precedente, per il calcolo della condizione di lavoro in spinta;
2. tramite la tabella sottostante, ci sarà la necessità di stabilire la forza prevista in base allo stelo ed al valore di pressione prescelto;
3. sottrarre quest'ultima dalla forza di spinta ricavata con la procedura precedente, il valore così ottenuto è la forza che è necessaria per spostare il carico.

Ø Stelo (mm)	Area Stelo (mm²)	Forza di spinta del cilindro in kN				
		50bar	100bar	150bar	200bar	250bar
32	804	4	8	12	16	20
36	1018	5	10	15	20	25
40	1257	6	12	19	24	31
45	1590	8	16	24	32	40
50	1964	10	19	29	38	49
56	2463	12	25	37	50	62
63	3386	17	34	51	68	85
70	3848	19	39	58	78	98
80	5027	25	50	76	100	126
90	6362	32	64	97	129	162
100	7855	39	79	118	158	196
110	9503	48	96	145	193	242
125	12274	61	123	184	246	307
140	15394	78	156	235	313	392
160	20109	100	201	301	402	503
180	25447	129	259	389	518	648
200	31420	157	314	471	628	785
220	38013	198	387	581	775	969

Tabella 2 - Condizioni di lavoro in tiro

6.3 Diagrammi per la scelta dell'alesaggio

1. Stabilire il valore della pressione di esercizio richiesta;
2. stabilire il valore della spinta richiesta in esercizio;
3. leggere dalle tabelle sottostanti il punto di intersezione fra il valore di pressione richiesto e la spinta necessaria, e scegliere infine l'alesaggio corrispondente alla retta immediatamente inferiore.

La prima tabella fa riferimento agli alesaggi compresi tra i 50 mm ed i 125 mm. Mentre la seconda fa riferimento agli alesaggi compresi tra i 160 mm ed i 320 mm.

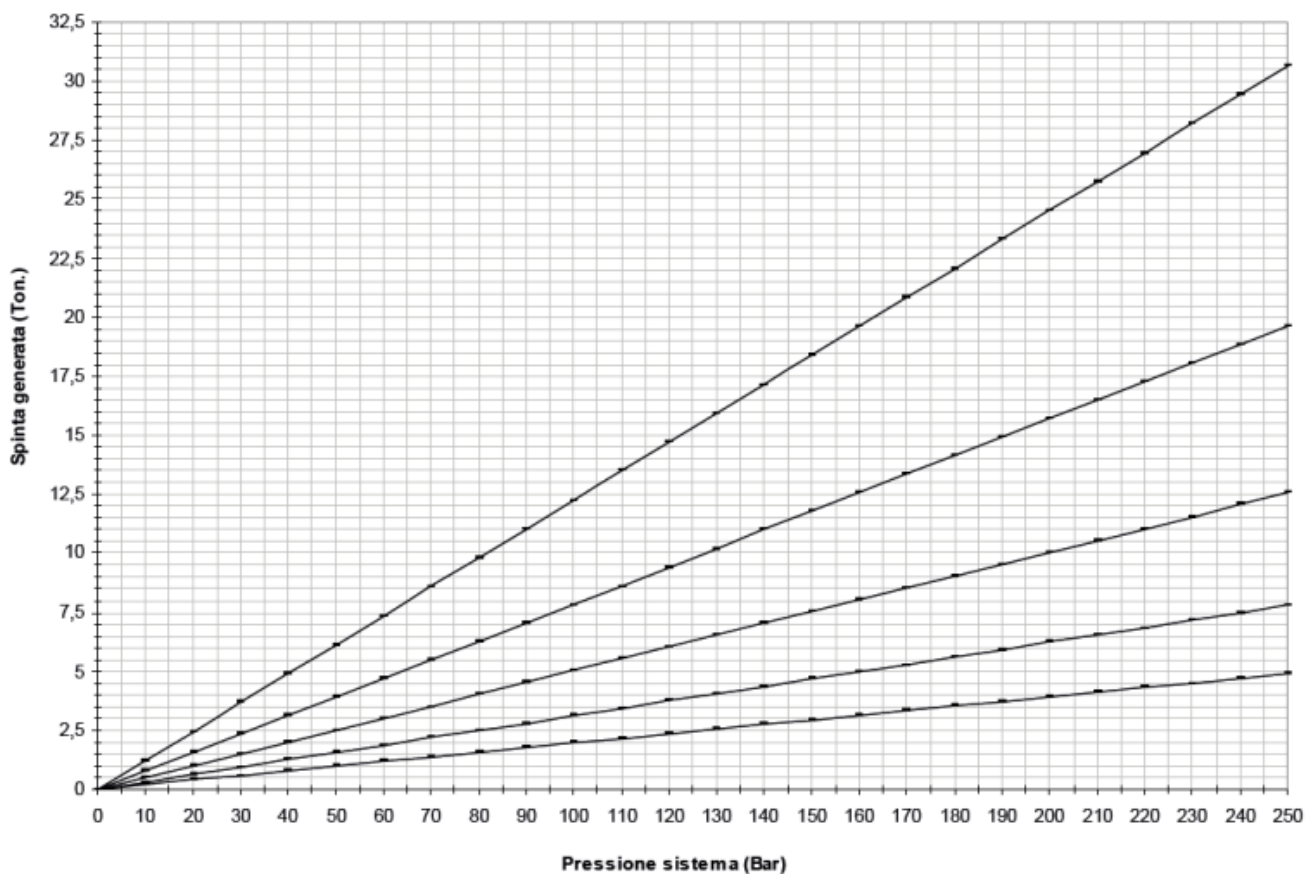


Tabella 3 – Tabella scelta Alesaggio I

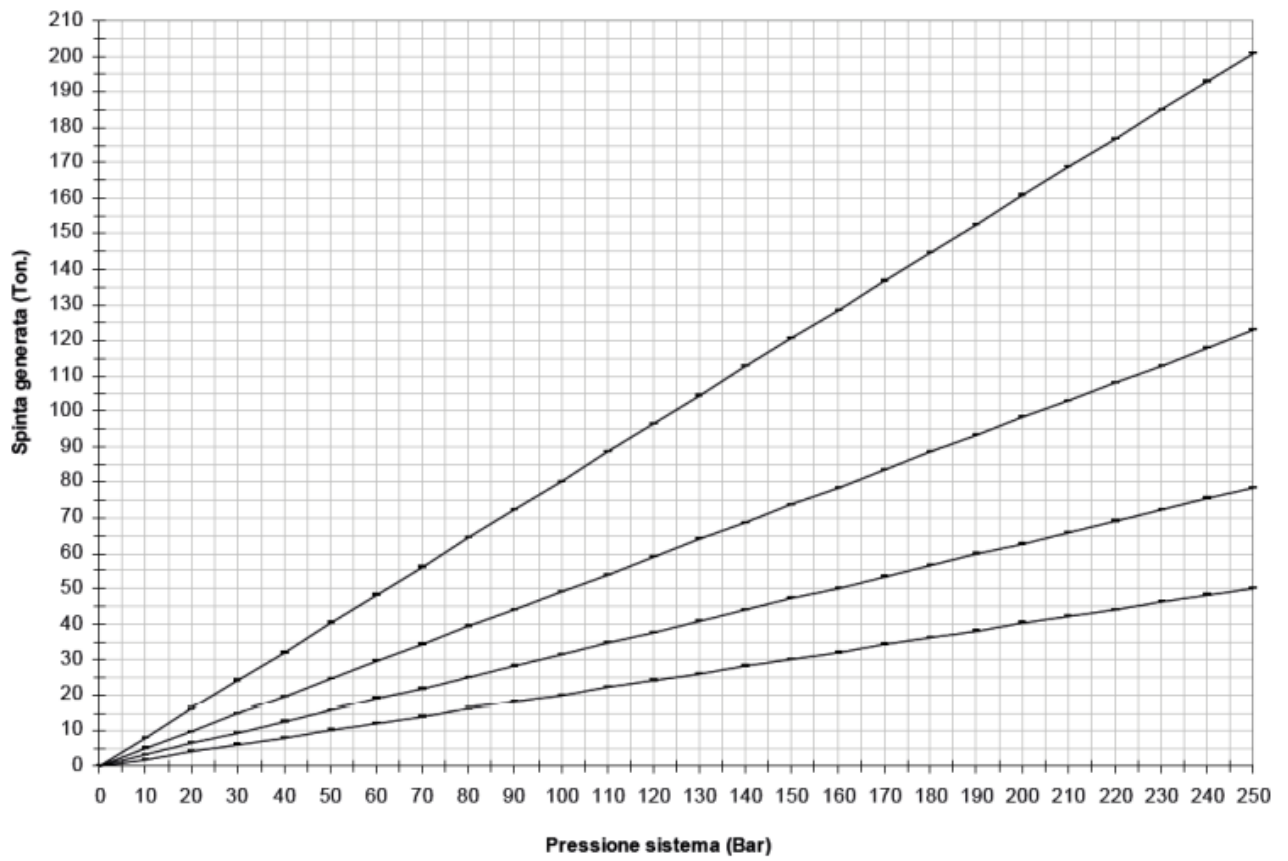


Tabella 4 - Tabella scelta Alesaggio II

7 Sistemi di frenatura per Fondocorsa

Durante l'evoluzione degli attuatori lineari si è passato dall'aver delle potenze e velocità in gioco ridotte, fino ad avere prestazione molto elevate a parità di geometria. È ovvio pensare che sia un aspetto positivo se le velocità messe in gioco durante le fasi del moto crescono ma esiste una controindicazione non indifferente. Si può incorrere nel fenomeno negativo di un urto eccessivamente energetico del pistone contro il fondocorsa del cilindro. Questi urti oltre a generare forze impulsive non indifferenti, possono provocare l'innescò di vibrazioni deleterie per il sistema che si sta utilizzando. Ergo, al fine di ridurre queste evenienze, si fa ricorso a sistemi che vadano a frenare il pistone in prossimità della testata del cilindro. Esistono due alternative che permettono di mettere in atto questo processo di rallentamento e di dissipazione di energia cinetica:

- valvola posta all'interno del circuito;
- impianto auto-frenante, che induca la contropressione desiderata.

La valvola, solitamente, sfrutta uno strozzatore, posto esternamente all'attuatore, ed una valvola di decelerazione. Mentre l'impianto permette di ottenere lo stesso risultato, ma in maniera più compatta e, soprattutto, integrata con il cilindro stesso. Ponendo questo sistema all'interno delle sue testate.

7.1 Utilizzo di Corpi Frenanti Interni

Mediante componenti progettati per questo utilizzo e posti all'interno degli attuatori stessi è possibile realizzare questo tipo di ammortizzamento. La linea di fluido che viene compromessa è quella primaria, poiché in questa maniera si riesce a rallentare il sistema.

Solitamente i corpi frenanti sono costituiti da due parti, una mobile ed una fissa. Quella mobile è solidale allo stelo, mentre quella fissa è posizionata nell'alloggiamento della testata.

I due corpi realizzano un accoppiamento con gioco e creano la frenatura solo quando si impegnano l'uno con l'altro.

Gli elementi mobili, a seconda della maniera mediante la quale sono resi solidali allo stelo, si dividono in due categorie.

- Boccia di frenatura, il corpo frenante è un cilindro cavo montato concentricamente allo stelo e reso solidale ad esso;
- Codolo di frenatura, il corpo frenante è ricavato di pezzo direttamente sullo stelo.

Gli elementi fissi, invece, trovano posizionamento all'interno delle testate. Tramite degli anelli di bloccaggio il loro spostamento è inibito. Sono normalmente denominate bussole di frenatura.

7.2 Valvola di Decelerazione

Questa valvola può essere immaginata come un distributore a due bocche e due posizioni, che viene attivato meccanicamente tramite una rotella, azionata dalla fuoriuscita dello stelo dell'attuatore. In configurazione di non eccitazione, la valvola è mantenuta in posizione di apertura totale tramite una molla precaricata in maniera molto leggera.

Quando lo stelo, durante la corsa di fuoriuscita intercetta la valvola, la commuta nella posizione di centri chiusi. Grazie alla presenza dello strozzatore posto in parallelo alla stessa valvola, si realizza la decelerazione della corsa dello stelo stesso.

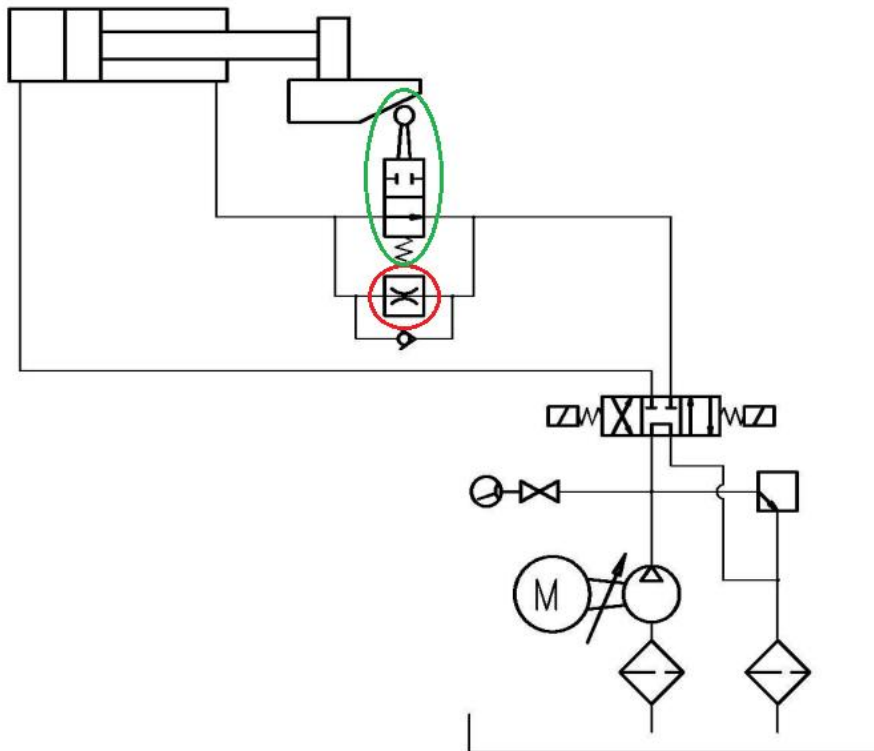


Figura 31 - Valvola di Decelerazione [27]

Nella figura precedente con un cerchietto verde è messa in evidenza la valvola di frenatura, mentre con quello rosso lo strozzatore che è percorso dall'olio quando la valvola di frenatura viene commutata.

La valvola di frenatura riportata nel circuito è della serie IF. Esse consentono di poter regolare la portata mediante la variazione della posizione del cursore sagomato in maniera ragionata per essere posto in contatto con lo stelo dell'attuatore. Trovano largo impiego per frenare e controllare la velocità degli attuatori lineari.

Le norme per una buona installazione delle valvole di frenatura prevedono di:

- poter montare le valvole in qualsiasi posizione si voglia;
- non concedere la possibilità di avere presenza di una contropressione sulla bocca di drenaggio della stessa valvola.

7.3 Andamento delle Pressioni

Gli attuatori sono classificati in base alla pressione di frenatura. La massima pressione di frenatura non dovrebbe superare i 350 *bar* mentre il numero di cicli massimo a cui si è soliti sottoporre un attuatore lineare è dell'ordine di 10^6 *cicli*.

7.3.1 Frenatura Ideale

La frenatura ideale ha un andamento trapezoidale, cioè la pressione di frenatura è costante lungo tutto l'avvenimento. Però c'è da considerare che la parte di accelerazione iniziale e di frenatura finale, non sono istantanee. Se, idealmente, questi avvenimenti fossero istantanei si otterrebbe una forma del grafico a rettangolo.

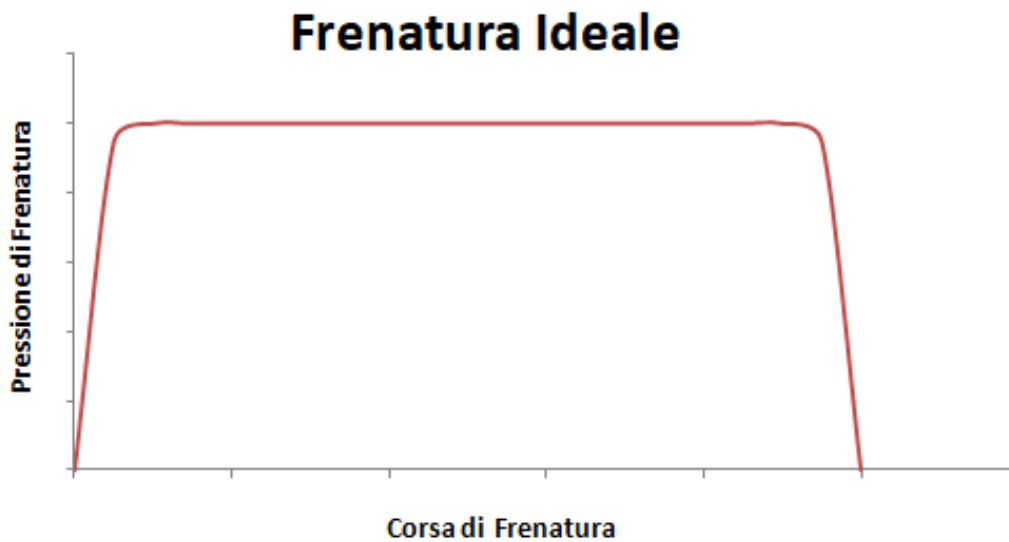


Figura 32 - Caso Frenatura Ideale

7.3.2 Frenatura Violenta

Una prima possibilità è quella di avere una frenatura brusca e violenta, che si realizza nella fase iniziale dell'evento e che poi si esaurisce in maniera abbastanza rapida. Questa frenatura è da evitare poiché è troppo istantanea e porterebbe a danneggiamenti dei componenti interni del sistema.

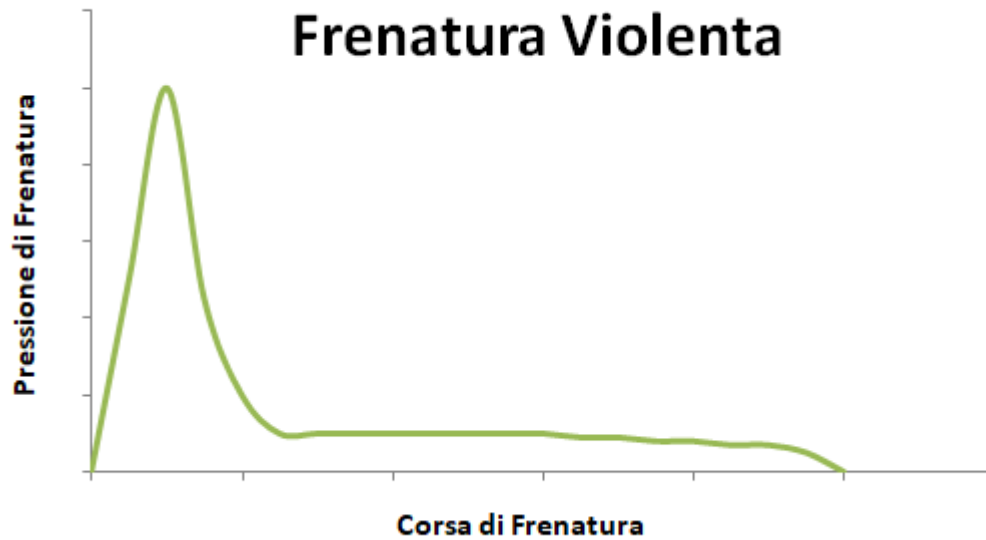


Figura 33 – Caso Frenatura Violenta

7.3.3 Frenatura Morbida

L'altro profilo di frenatura possibile è più dolce. Prevede una pressione di frenatura massima minore rispetto a quella realizzata con il profilo precedente. Ha un andamento pseudo-sinusoidale. Si tende, dal punto di vista costruttivo, a realizzare delle ammortizzazioni che siano comprese tra il profilo violento e quello a forma trapezoidale.

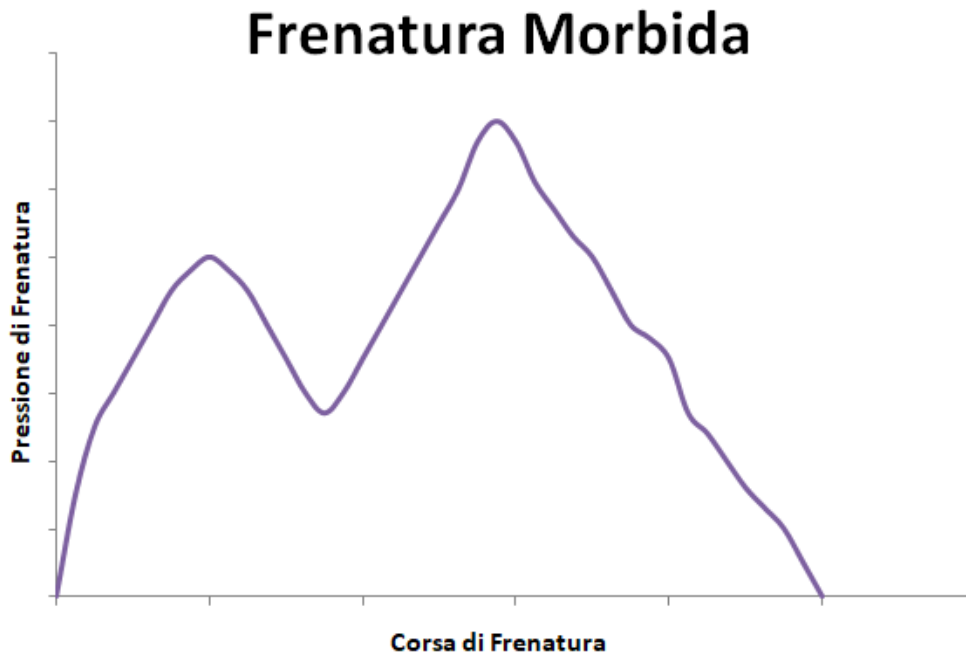


Figura 34 – Caso Frenatura Morbida

8 Software Simcenter Amesim

Amesim è un software utilizzato in ambito industriale per la modellazione e l'analisi di sistemi multidominio.

I modelli vengono descritti tramite delle equazioni analitiche, non lineari, dipendenti dal tempo. Dette equazioni rappresentano i vari comportamenti (meccanico, idraulico, pneumatico, termico) che il sistema meccanico studiato può avere.

Per mezzo di questo approccio è possibile ottenere una simulazione del comportamento dei sistemi prima di avere a disposizione una geometria CAD dettagliata.

Al fine di realizzare un modello di simulazione per un sistema, si utilizzano diverse librerie che afferiscono ai diversi domini fisici che sono presenti sul software. Tutte le icone che vengono usate hanno una o più porte, queste porte garantiscono la messa in comunicazione tra i diversi organi del sistema. Il meccanismo di causalità è garantito collegando gli output di una icona con gli input della precedente, e viceversa. In questa maniera si realizza il modello desiderato.

I quattro passaggi necessari al fine di realizzare il sistema sono:

- Sketch Mode, permette di posizionare e collegare i componenti base;
- Submodel Mode, garantisce la possibilità di scegliere il sottomodello fisico a cui verrà associato ciascun componente;
- Parameter Mode, assicura la possibilità di impostare i parametri per ogni sottomodello;
- Simulation Mode, avvia la simulazione e permette di analizzare i risultati.

I tipi di librerie presenti su Amesim, nella versione Student, sono le seguenti:

- Signal
- Mechanical
- Hydraulic
- Pneumatic
- Thermal
- Electric Motors & Drivers
- Electrical Basics

Durante la mia esperienza con il software ho utilizzato solo le prime tre librerie di questo elenco, cioè la meccanica, l'idraulica e quella che permetteva l'utilizzo di segnali.

8.1 Sketch Mode

Con l'utilizzo di questa modalità è possibile realizzare il circuito, basta selezionare i componenti che ci interessano e portarli nell'ambiente di lavoro. Una volta posizionati si può effettuare il collegamento, unendoli gli uni agli altri.

Mediante le due funzioni "Show Details" ed "External Variables", per ciascun componente è possibile sapere quanti e di che tipologia sono i collegamenti che sono presenti.

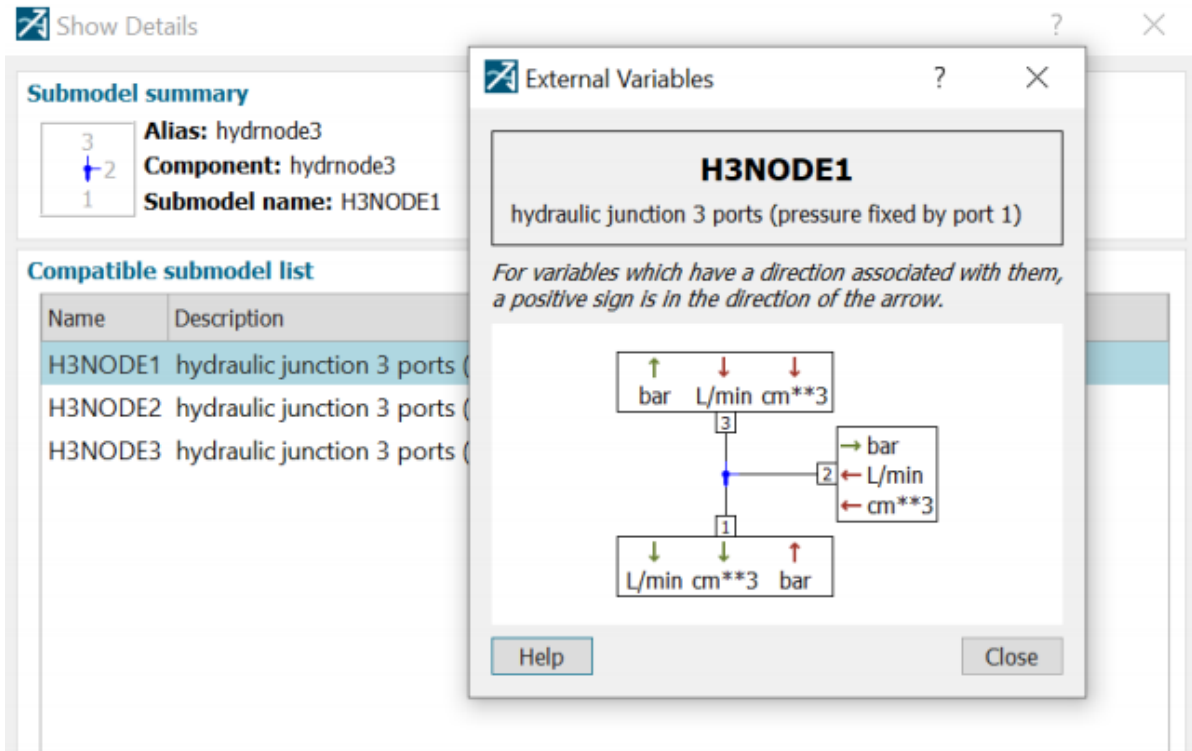


Figura 35 – Esempio delle funzioni citate

Come esempio ho riportato un semplice nodo, esso ha 3 porte. I collegamenti necessari sono ovviamente tre.

Le grandezze associate ad una freccia verde rappresentano le grandezze in uscita dal componente selezionato, al contrario quelle in rosso rappresentano le grandezze in ingresso.

8.2 Submodel Mode

Una volta effettuati tutti i collegamenti tra i vari organi del sistema che si sta studiando, è possibile passare alla fase successiva, la “Submodel Mode”.

Durante l’uso di questa modalità si dovrà definire, per ogni singolo elemento del circuito, il tipo di componente a cui si vuol fare riferimento.

Nella figura riportata, che fa riferimento ad una pompa, dovrà essere selezionata che tipologia di pompa si desidera, se “reale” o “ideale” ed in più anche la tipologia di pompa voluta.

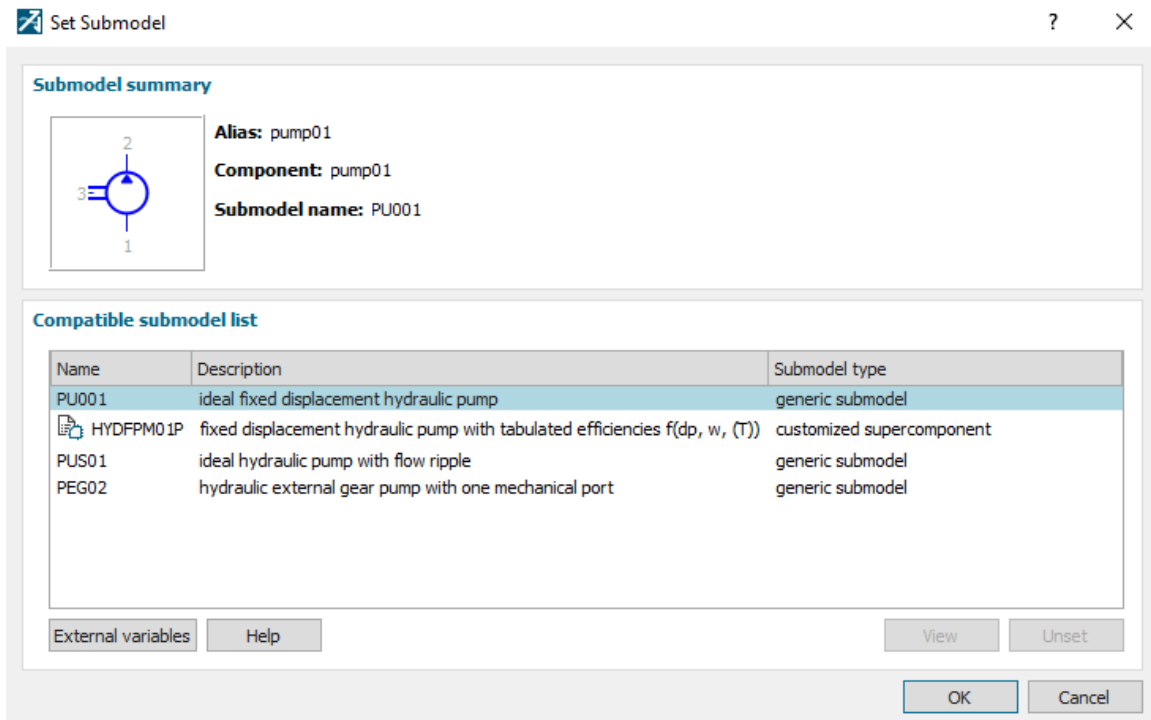


Figura 36 – Selezione del Submodel

Questa fase permette di lavorare in maniera più consapevole sui componenti che realizzano il nostro circuito.

8.3 Parameter Mode

La terza modalità che è necessario usare sul Software, al fine di realizzare il circuito, è la Parameter Mode. Essa permette l'inserimento dei valori che vanno a caratterizzare ogni singolo componente del circuito. È una fase molto importante e delicata.

La complessità di questa fase risiede nel fatto che è necessario inserire la tipologia di dati richiesti da Amesim e correlare tutti i vari elementi del circuito.

A titolo di esempio, vengono riportate le Parameter Mode di due diversi elementi, una pompa ed uno strozzatore (orifizio a geometria fissa).

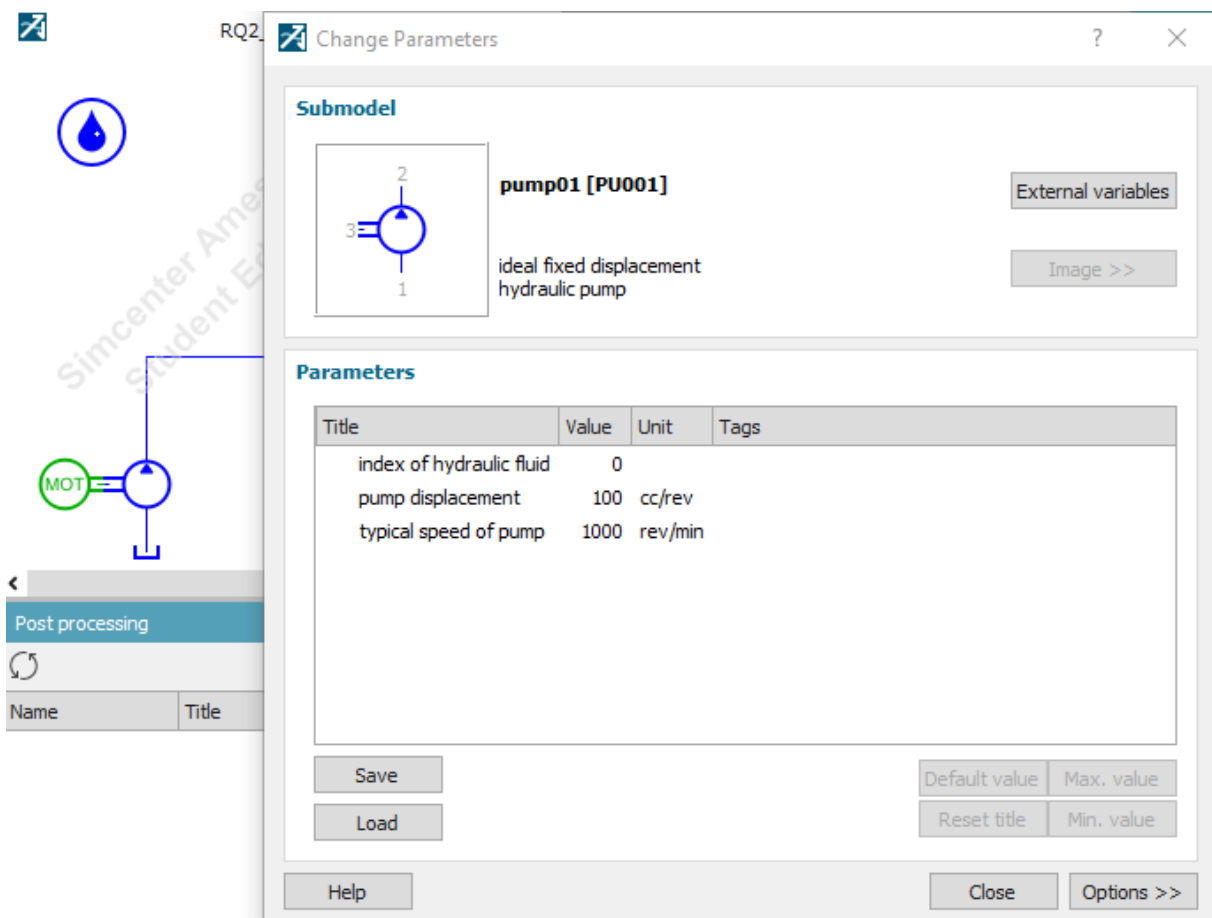


Figura 37 – Parameter Mode per una pompa

Per quanto concerne la pompa, i parametri specifici da inserire sono standard. Vengono richieste cilindrata della pompa e la velocità di rotazione a cui essa è portata in movimento. In più è presente l' Index of Hydraulic Fluid, che è un parametro che definisce il tipo di fluido, per quanto riguarda la mia esperienza con il Software questo valore è sempre stato lasciato nullo.

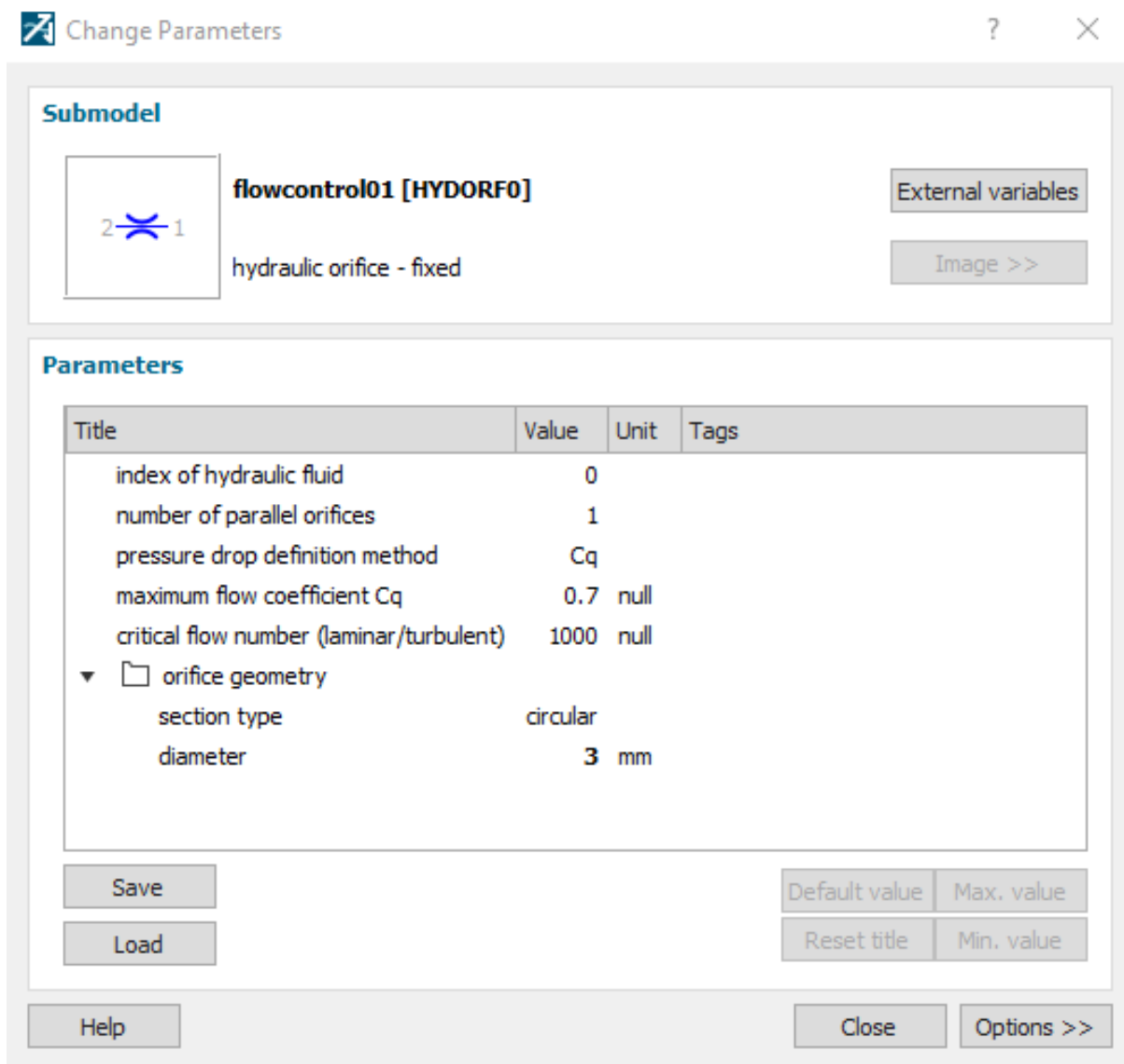


Figura 38 – Parameter Mode per uno strozzatore

Al contrario, per quanto riguarda lo strozzatore vi è la presenza di una quantità maggiore di parametri. Troviamo ancora il già citato Index of Hydraulic Fluid, ma in più ve ne sono altri. Il numero di orifici posti in parallelo, il metodo mediante il quale si definisce la caduta di pressione all'interno del componente, il coefficiente di efflusso, il numero di Reynolds ed infine due quantità che ne definiscono la geometria: il tipo di sezione ed il diametro di essa.

8.4 Simulation Mode

L'ultima fase della nostra procedura è quella che riguarda la simulazione vera e propria, la Simulation Mode.

Questo punto della fase di progettazione è il più delicato e complesso. Avviando questo iter, il programma darà a noi utenti indicazione dei problemi che vengono riscontrati nel circuito prima di avviare la simulazione.

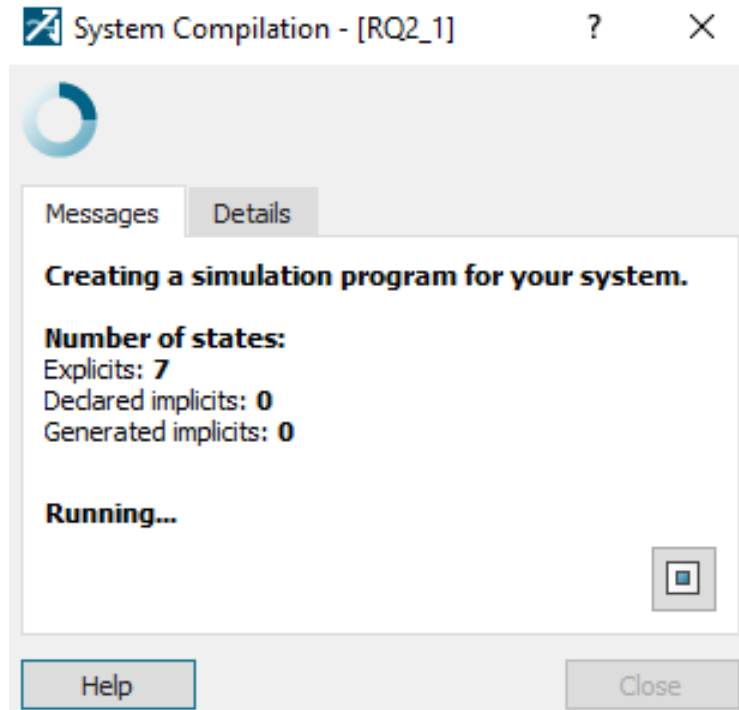


Figura 39 - Simulation Mode

Tramite la schermata sopra riportata il programma analizza il circuito, prima di far partire la simulazione e ne valuterà gli eventuali problemi e criticità. Attraverso la voce "Details" suddetti errori potranno essere visionati.

Una volta completata la simulazione si avrà la possibilità di visionare ed analizzare i risultati derivanti dalla prova fatta. Potremo capire cosa è avvenuto all'interno del circuito e quali sono state le reazioni del Software Amesim.

Nel caso in cui ci fossero dei "Warnings" il programma avvertirà l'utente, ma la simulazione verrà portata a termine. Mentre, nel malaugurato caso ci fossero degli "Errors", la simulazione verrà arrestata dal Software.

9 Regolazione della Velocità per un Attuatore

Al fine di regolare la velocità di un attuatore, che la regolazione avvenga per la corsa di uscita o quella di rientro di esso, è possibile ricorrere a diverse soluzioni.

Le soluzioni che verranno esaminate in questa sede, sono le seguenti:

- Regolazione *Meter-In & Meter-Out*, tramite strozzatore e valvola di non ritorno;
- Regolazione tramite una valvola RQ2, dove l'acronimo sta a significare che è una valvola regolatrice di portata a 2 bocche;
- Regolazione tramite una valvola RQ3, dove l'acronimo sta a significare che è stata utilizzata una valvola regolatrice di portata a 3 bocche;

In ognuna di queste configurazioni, che verranno approfondite nei paragrafi successivi, vi è la presenza di uno strozzatore.

Essi sono dei componenti dissipativi di potenza. La conservazione di portata attraverso di esso è garantita, ma la pressione fra valle e monte dello stesso va a cambiare. In particolare, cala. L'unico caso per cui è garantito un salto di pressione nullo fra le due bocche dello strozzatore è quello in cui non vi sia presente una portata che attraversa il componente stesso.

Lo strozzatore può essere soggetto ad un campo di moto laminare o di moto turbolento. Il valore che permette di discriminare i due casi è il numero di Reynolds. Esso è un numero adimensionale che permette di caratterizzare con un valore numerico il tipo di moto che si sta realizzando.

- Se il numero di Reynolds è superiore ai 4000 allora si ha regime turbolento;
- se il numero di Reynolds è inferiore ai 2300 allora si ha regime laminare;
- fra il valore di 2300 e il 4000 si ha un regime di transizione per il fluido.

In verità questi valori sono dei numeri convenzionali che si è soliti utilizzare, in realtà il regime di transizione è molto più esteso.

In questa sede ci si occuperà di considerare solamente il caso di moto turbolento. La formulazione che lega portata, caduta di pressione e geometria è la seguente:

$$Q = C_e * A_{str} * \sqrt{2 * \Delta p / \rho}$$

Questa formulazione altro non è che una diretta conseguenza del celebre teorema di Bernoulli. Nella formula sono presenti i seguenti termini:

- Q , la portata di fluido, misurata in m^3/s ;
- C_e , coefficiente di efflusso dello strozzatore, adimensionale;
- A_{str} , area disponibile per il passaggio di fluido all'interno dello strozzatore, misurata in m^2 ;
- Δp , salto di pressione fra monte e valle dello strozzatore, misurato in *bar*;
- ρ , densità del fluido nel circuito, misurata in kg/m^3 .

Il simbolo dedicato allo strozzatore usato la normativa ISO nonché in ambiente Amesim è il seguente:



Figura 40 - Strozzatore, Amesim

Questo tipo di strozzatore ha la caratteristica di avere una sezione di passaggio che è fissa, mentre vi è la possibilità di avere strozzatori che abbiano una sezione trasversale variabile, sarà l'operatore a decidere tale valore. Tali dissipatori vengono rappresentati con una freccia su di essi, che ne indica la caratteristica di poter ottenere una variazione. In ambiente Amesim, questo strozzatore ha una porta in più, che afferrisce proprio sulla freccia, che è regolata tramite un segnale che varia la sezione geometrica di esso.

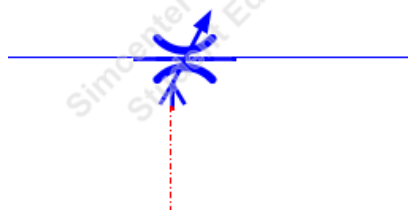


Figura 41 - Strozzatore Variabile, Amesim

L'altro componente necessario per ottenere una regolazione della velocità dei cilindri è quello di implementare all'interno del circuito una valvola limitatrice di pressione. Questa valvola permette di limitare la pressione a monte di essa ad un valore imposto, scelto dall'utenza.

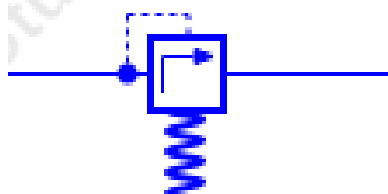


Figura 42 – Valvola Limitatrice di Pressione

Essa è una valvola normalmente chiusa. La regolazione avviene mediante lo scarico di parte della portata che viene mandata nel circuito nel serbatoio. A monte della valvola è presente una pressione che è pari alla pressione di taratura della molla.

9.1 Meter-In & Meter-Out

Operando con un circuito in cui sia presente un cilindro a doppio effetto, come possiamo operare con queste due diverse tipologie di regolazione della velocità? È un modo di affrontare il problema che potrebbe risultare confusionario poiché vengono utilizzati gli stessi componenti, ma posizionandoli in maniera diversa nelle varie configurazioni.

I due dispositivi utilizzati per ottenere questo tipo di regolazione sono i seguenti: uno strozzatore, di cui si è già analizzato il funzionamento pocanzi, ed una valvola di non ritorno, in inglese “Check Valve” o “Non Return Valve (NRV)”.

In ambiente Amesim essa è rappresentata con questo simbolo.



Figura 43 – Check Valve, Amesim

Questa valvola ha questo comportamento. Ipotizzando di posizionarla nel circuito con questa stessa configurazione, essa garantisce che vi sia un passaggio di portata da sinistra verso destra. Ma, nel caso in cui la portata andasse da destra verso sinistra, essa garantirebbe una tenuta pressoché perfetta, e quindi non vi sarebbe flusso di portata transitante all'interno di essa.

Per il tipo di regolazione, Meter-In & Meter-Out, si ha bisogno di uno strozzatore ed una valvola di non ritorno messi in parallelo.

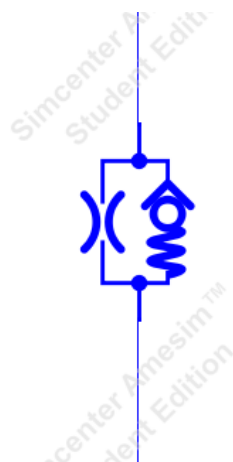


Figura 44 - Parallelo Strozzatore & NRV, Amesim

Con questa configurazione si garantisce che nel momento in cui la portata fluisce dal basso verso l'alto, essa sarebbe costretta a passare per lo strozzatore poiché la valvola di non ritorno risulta chiusa, subendo una caduta di pressione e di conseguenza si avrebbe una portata scaricata tramite la valvola limitatrice di pressione posta immediatamente dopo la pompa. Al contrario, se il flusso di portata andasse dall'alto verso il basso, questo passerebbe in maniera diretta e libera attraverso la valvola posta a destra, senza subire alcuna caduta di pressione. È doveroso aggiungere che nella configurazione presa dal Software Amesim è presente insieme alla NRV una molla. Nelle simulazioni messe in atto in seguito il precarico di questa molla è stato posto pari a 0 *bar*. Questo al fine di evitare cadute di pressioni che non avrebbero portato nessun vantaggio alla simulazione.

Dopo queste considerazioni di carattere generale, possiamo tornare a parlare della regolazione che dobbiamo mettere in atto.

La prima domanda da porsi quando si ragiona con questa regolazione è se stiamo regolando il flusso di portata al fine di variare la velocità di fuoriuscita o di rientro del cilindro. Questa è una domanda molto importante poiché permette di stabilire quale delle due porte del cilindro è l'input e quale è l'output.

9.1.1 Meter-In, Estensione

Al fine di ottenere la regolazione Meter-In sulla corsa di estensione, per esempio, si realizza un circuito come il seguente.

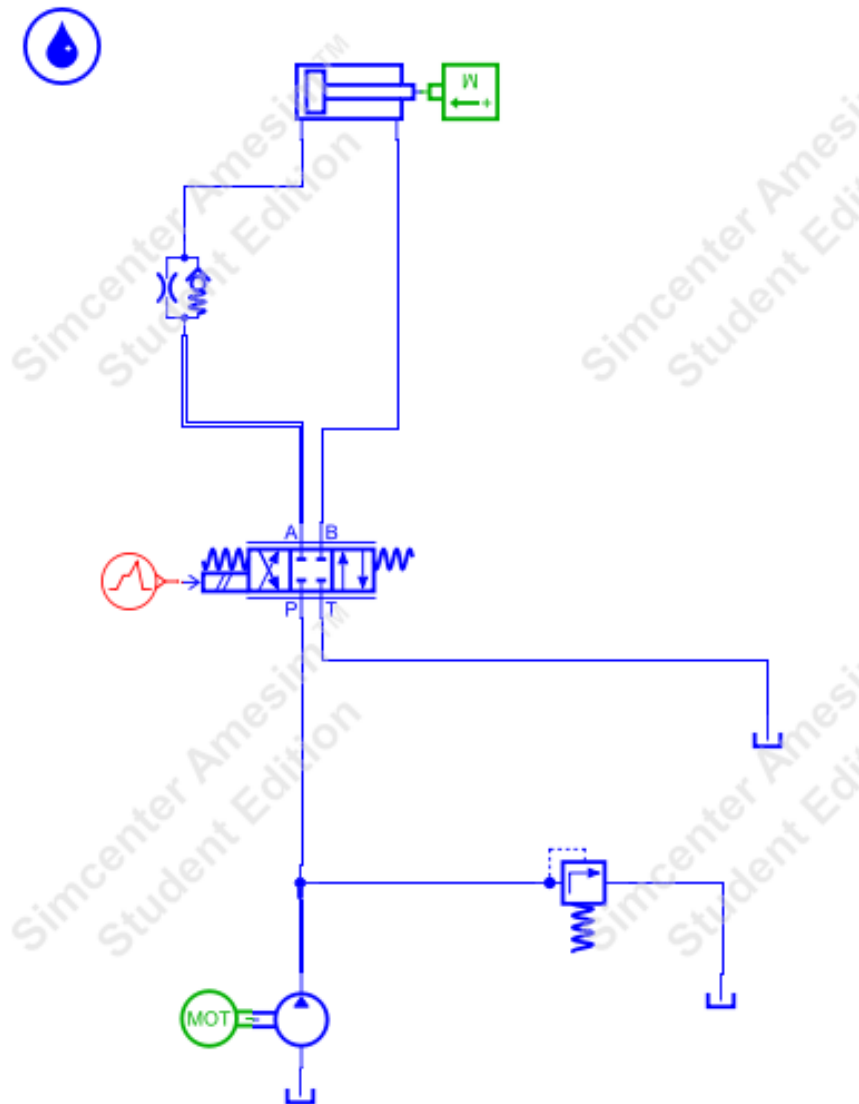


Figura 45 - Circuito Meter-In per estensione, Amesim

Una volta attivata la pompa, si commuta il distributore in condizione di frecce parallele. In questo modo si garantisce la corsa di fuoriuscita dello stelo, ma questa corsa non è libera, giacché regolata dalla presenza dello strozzatore.

Come già accennato, a causa della presenza di strozzatore e della NRV, la portata di flusso è limitata e la velocità a cui uscirà lo stelo sarà minore rispetto al caso senza strozzatore. Però bisogna considerare che la sezione dello strozzatore deve essere abbastanza piccola da ingenerare una pressione che possa garantire l'apertura della valvola limitatrice di pressione, raggiungendo la pressione di taratura della valvola stessa. Nel momento in cui il distributore viene commutato nella condizione a frecce incrociate, il risultato che si otterrà sarà quello di avere una corsa di rientro dello stelo libera, senza alcun tipo di regolazione o rallentamento.

Viene realizzata una simulazione parametrica, scegliendo come parametro da far variare il diametro dello strozzatore. I valori che sono stati selezionati sono 2. Il primo valore è 5 mm che è il valore dato da Amesim di default per la sezione di passaggio dello strozzatore, mentre l'altro valore scelto è quello di 1 mm .

Di seguito sono riportati i due grafici prima dello spostamento e poi della velocità.

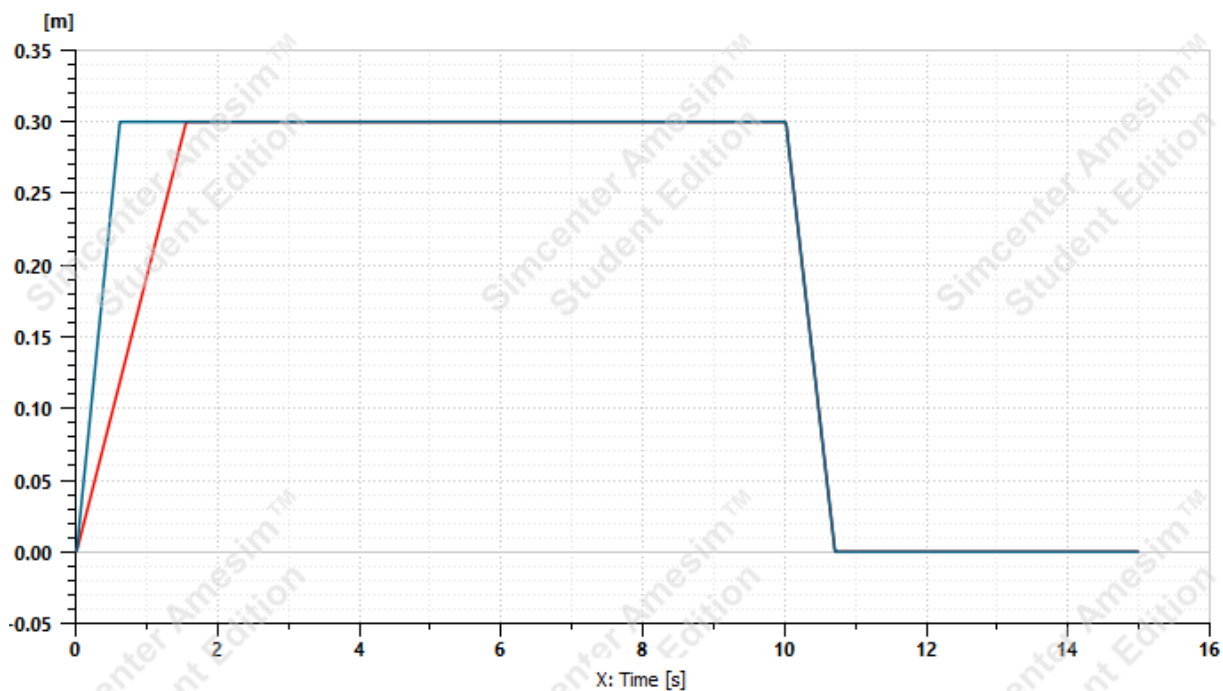


Figura 46 - Spostamento Cilindro, reg meter-in per estensione, Amesim

Il tempo impiego per l'uscita del cilindro nel caso di una sezione di passaggio di diametro di 1 mm è superiore (curva rossa) a quello necessario per la fuoriuscita del cilindro nel caso di una sezione di passaggio con diametro di 5 mm (curva blu).

Al contrario, visto che la regolazione della velocità avviene solo nel caso della corsa di fuoriuscita dello stelo, la corsa di rientro non è regolata in nessun modo. L'olio, come già detto, passerà all'interno della valvola di non ritorno, posizionata in parallelo allo strozzatore, bypassando quest'ultimo.

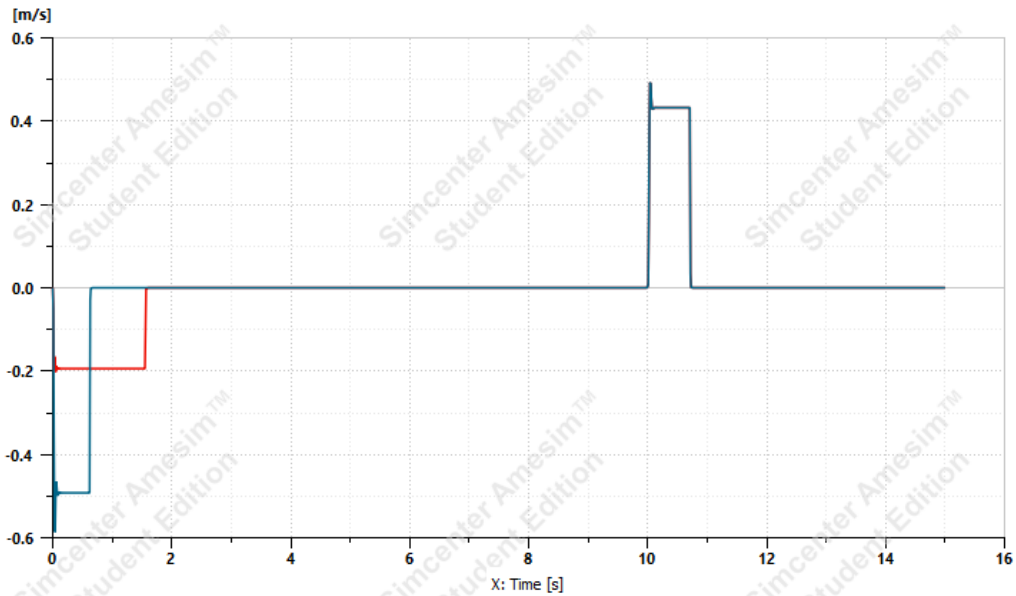


Figura 47 - Velocità Cilindro, reg meter-in per estensione, Amesim

In entrambe le figure la curva in rosso rappresenta la curva ottenuta con lo strozzatore di diametro minore. Per quanto concerne le velocità, l'area più piccola avrà una velocità media pari a 0.19 m/s . Mentre la curva in blu, ottenuta con l'area di passaggio maggiore, avrà una velocità media pari a 0.49 m/s .

Le due curve, in entrambe le figure, si sovrappongono perfettamente nel momento del rientro dello stelo. Il che implica che sia il tempo di rientro dello stelo che la velocità che esso raggiunge quando rientra sono identiche.

9.1.2 Meter-In, Rientro

Invece, per avere ottenere la regolazione Meter-In sulla corsa di rientro si opererà nella seguente maniera.

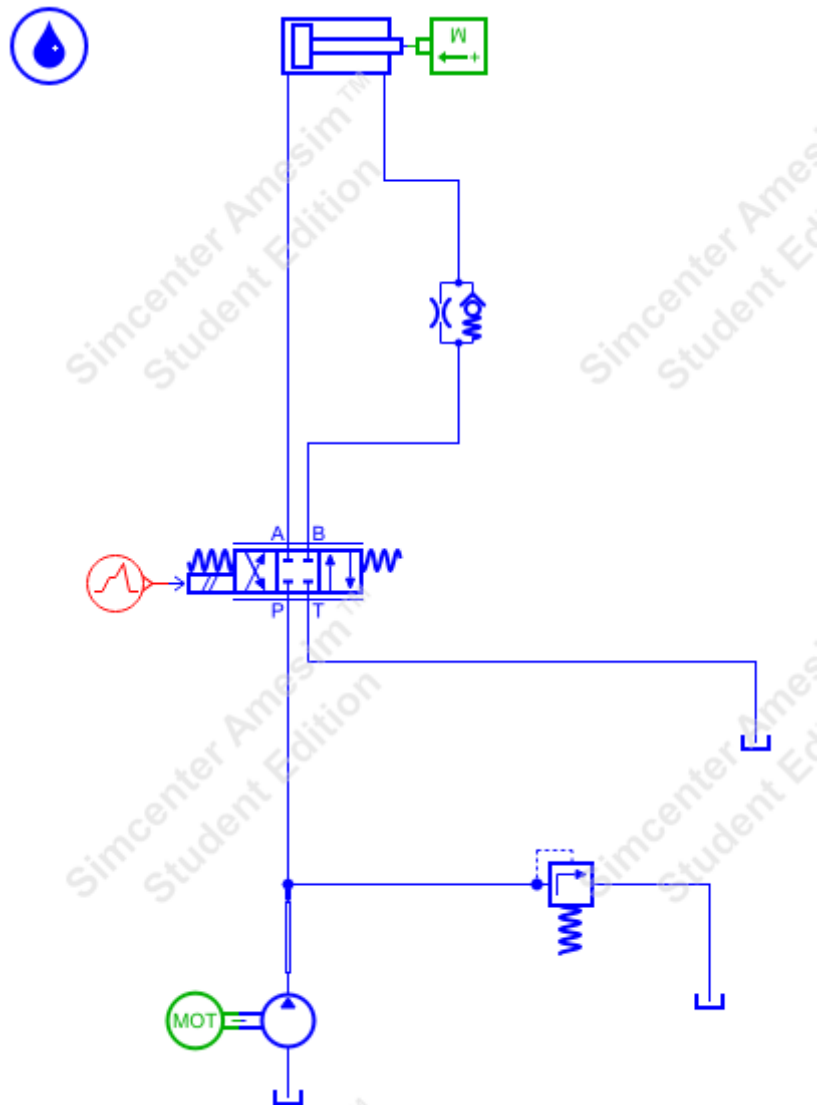


Figura 48 – Circuito Meter-In per rientro, Amesim

Con questa configurazione, commutando il distributore nella condizione a frecce parallele, si otterrà una corsa di estensione per lo stelo non regolata da nessun organo. Mentre la corsa di rientro, ottenuta mediante la configurazione a frecce incrociate sarà rallentata dalla presenza dello strozzatore.

Le due figure seguenti rappresentano spostamento e velocità dell'attuatore in due casi distinti, con diametro della sezione di passaggio pari a 5 mm e ad 1 mm. I risultati delle simulazioni sono simili a quelli ottenuti con la simulazione precedente, ma speculari poiché ora la regolazione (quindi il rallentamento dello stelo) avviene sulla corsa di rientro dello stesso invece che su quella di estensione.

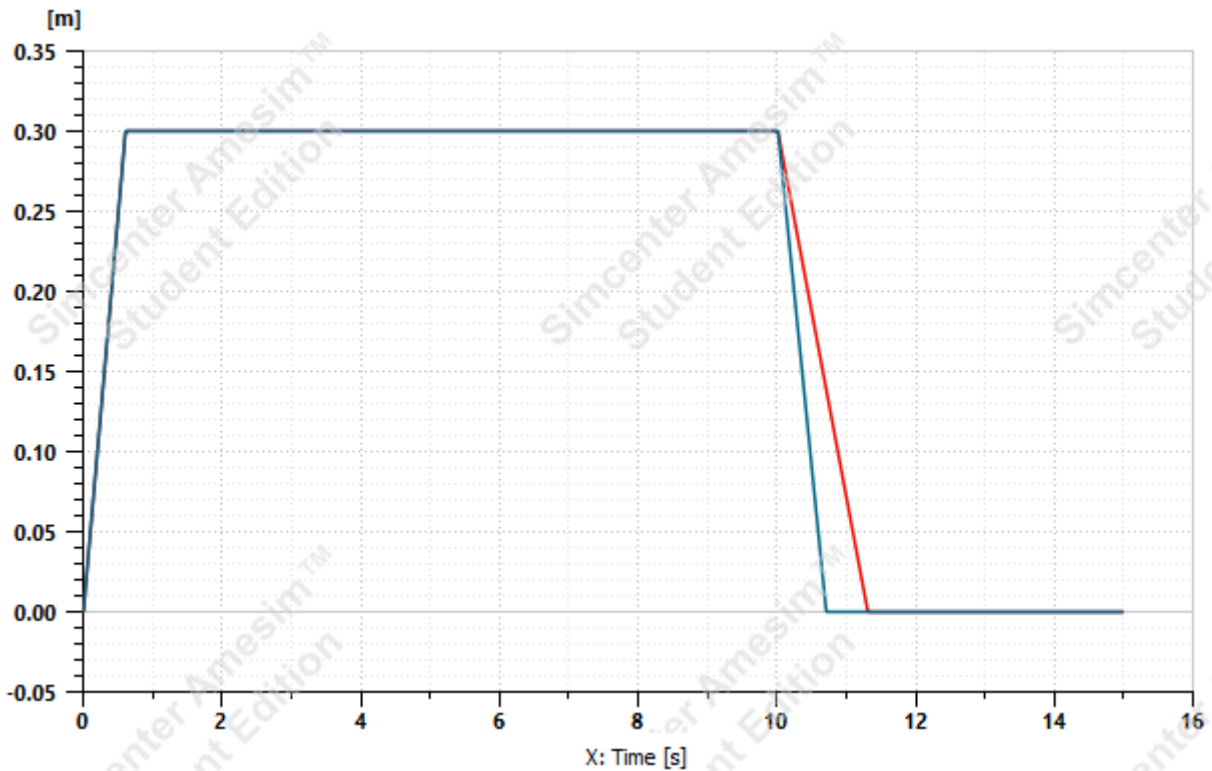


Figura 49 - Spostamento Cilindro, reg meter-in per rientro, Amesim

La curva azzurra è rappresentante della configurazione con sezione maggiore, quindi la corsa di rientro risulta più rapida di quella ottenuta con la sezione inferiore. Al fine di migliorare il controllo e la dolcezza del rientro dello stelo, la curva rossa risulta maggiormente tutelante.

Per quanto riguarda la corsa di fuoriuscita dello stelo invece, le due curve sono perfettamente sovrapponibili, poiché non si realizza alcuna regolazione.

Nella seguente figura, invece, sono rappresentate le curve che derivano dallo studio della velocità degli attuatori.

Le velocità di fuoriuscita di questi ultimi sono perfettamente identiche, non vi è regolazione alcuna. Mentre quelle di rientro sono diverse. Ad un'area maggiore corrisponde una velocità media più alta, che nella fattispecie ha un valore di 0.43 m/s . All'area più piccola corrisponde una velocità media più bassa con un valore di 0.23 m/s .

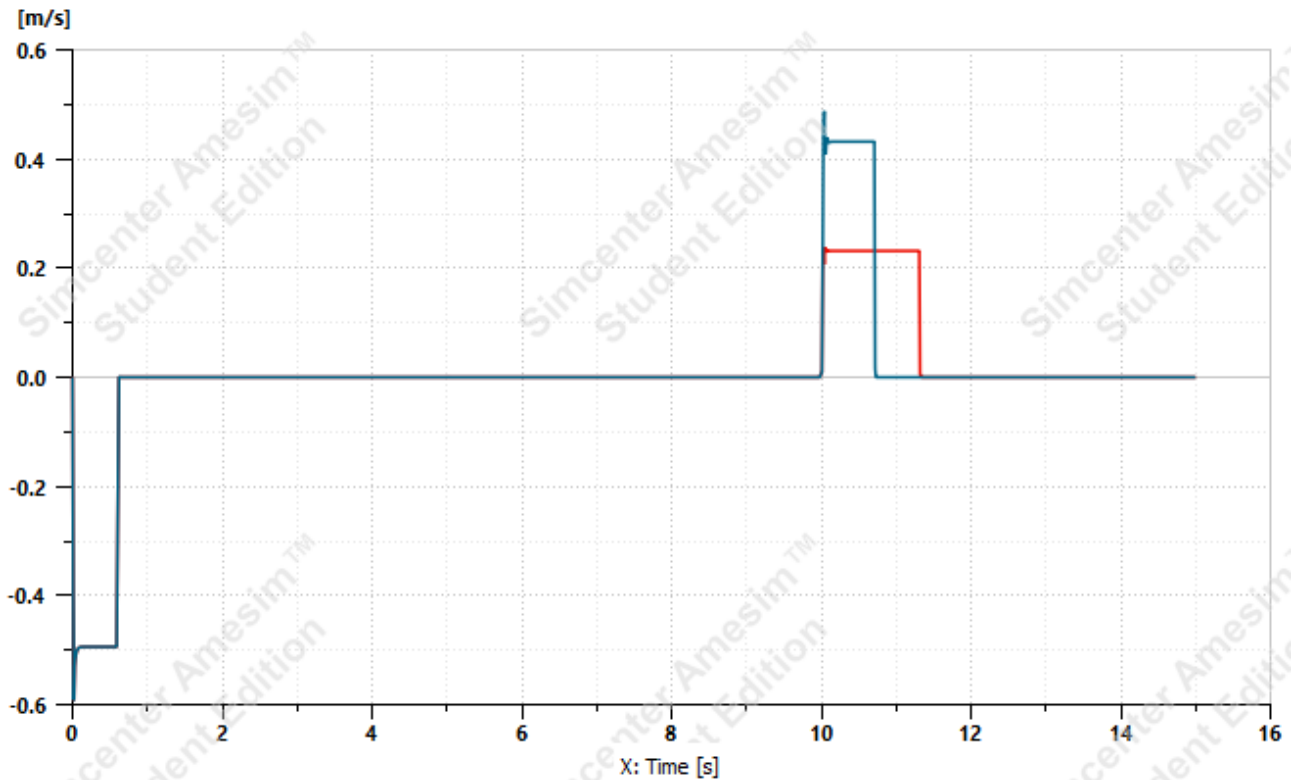


Figura 50 - Velocità Cilindro, reg meter-in per rientro, Amesim

La curva azzurra è rappresentativa della sezione di passaggio con diametro maggiore, mentre quella rossa è rappresentativa della sezione di passaggio con diametro minore.

9.1.3 Meter-In, sia Estensione che Rientro

Infine, questo tipo di regolazione la si può realizzare contemporaneamente sia per l'input che per l'output, ponendo il parallelo dello strozzatore e della NRV su entrambe le bocche dell'attuatore lineare.

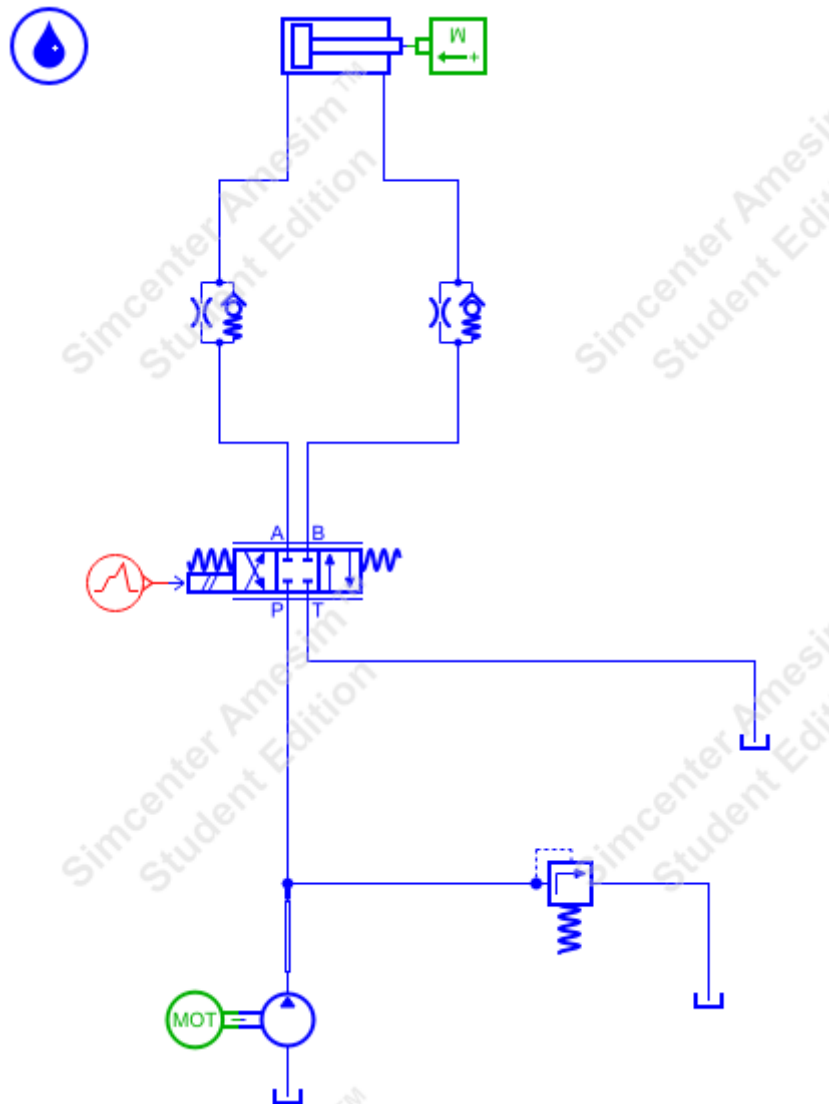


Figura 51 - Meter-In, sia per rientro che per estensione, Amesim

Realizzando in questa maniera il circuito, l'input del cilindro sarà sempre regolato da uno dei due strozzatori, al contrario l'output non verrà regolato poiché sarà sempre presente il bypass sullo strozzatore garantito dalla presenza della NRV.

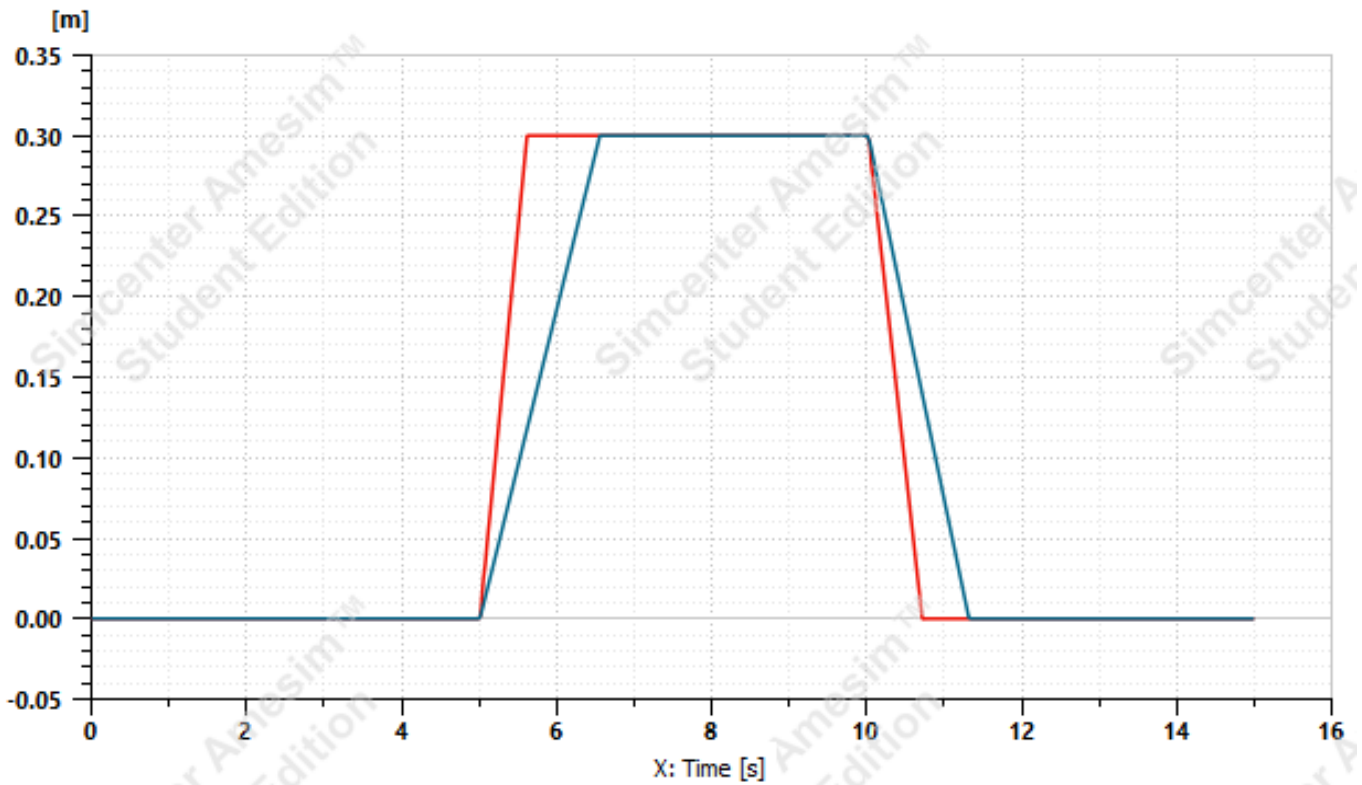


Figura 52 - Spostamento Cilindro, reg meter-in per entrambe le corse, Amesim

Ancora una volta, anche in questo caso, i diametri degli strozzatori sono stati posti pari a 5 mm e 1 mm.

La curva in blu, per entrambi i grafici, rappresenta la sezione con diametro minore. Il che implica che la corsa dell'attuatore duri un tempo maggiore e che la velocità dello stesso sia più piccola, rispetto al caso in rosso. Nel caso in rosso, la curva (nel diagramma *spazio-tempo*) ha una pendenza maggiore, il che comporta una velocità media dell'avvenimento più elevata.

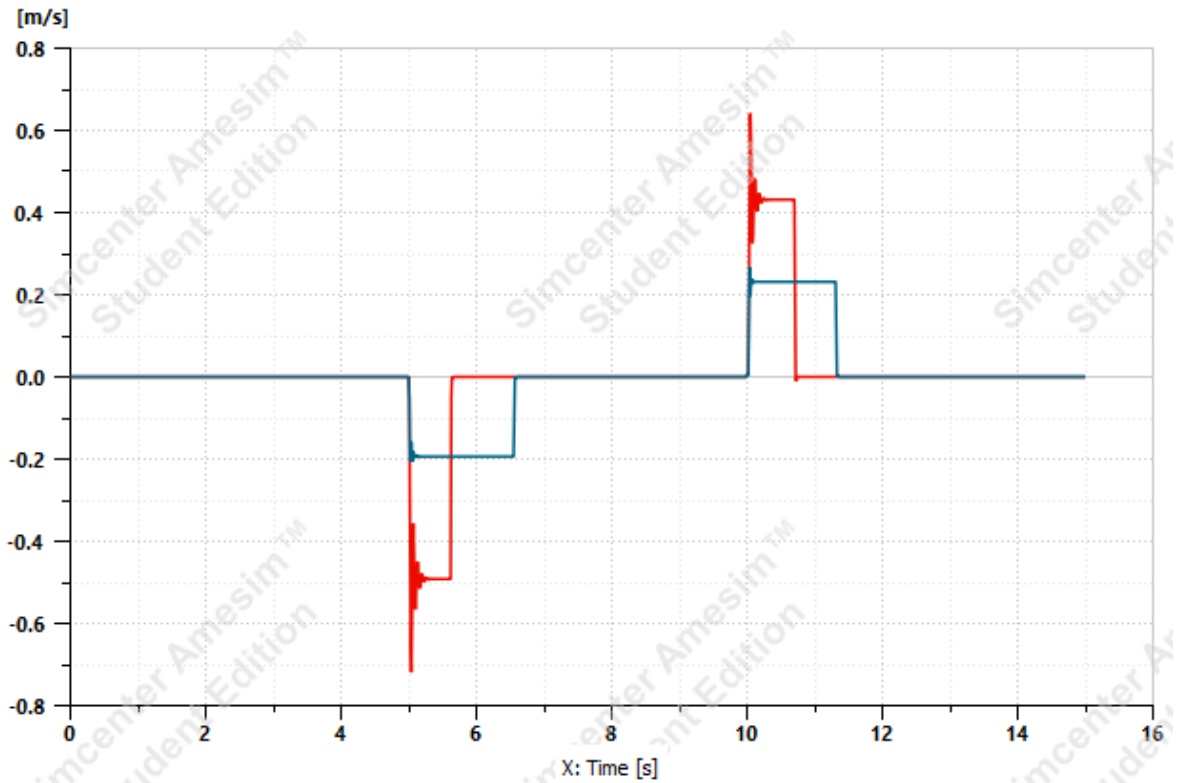


Figura 53 – Velocità Cilindro, reg meter-in per entrambe le corse, Amesim

I valori delle due velocità medie sono diversi fra loro per la curva in rosso e per la curva in blu, a causa del fatto che le aree bagnate dal fluido all'interno dell'attuatore sono diverse.

9.1.4 Meter-Out, Estensione

Per quanto concerne questa regolazione, ora andremo a lavorare sull'output del nostro attuatore, infatti quello che si vuole realizzare è di controllare la fuoriuscita dell'olio dal cilindro.

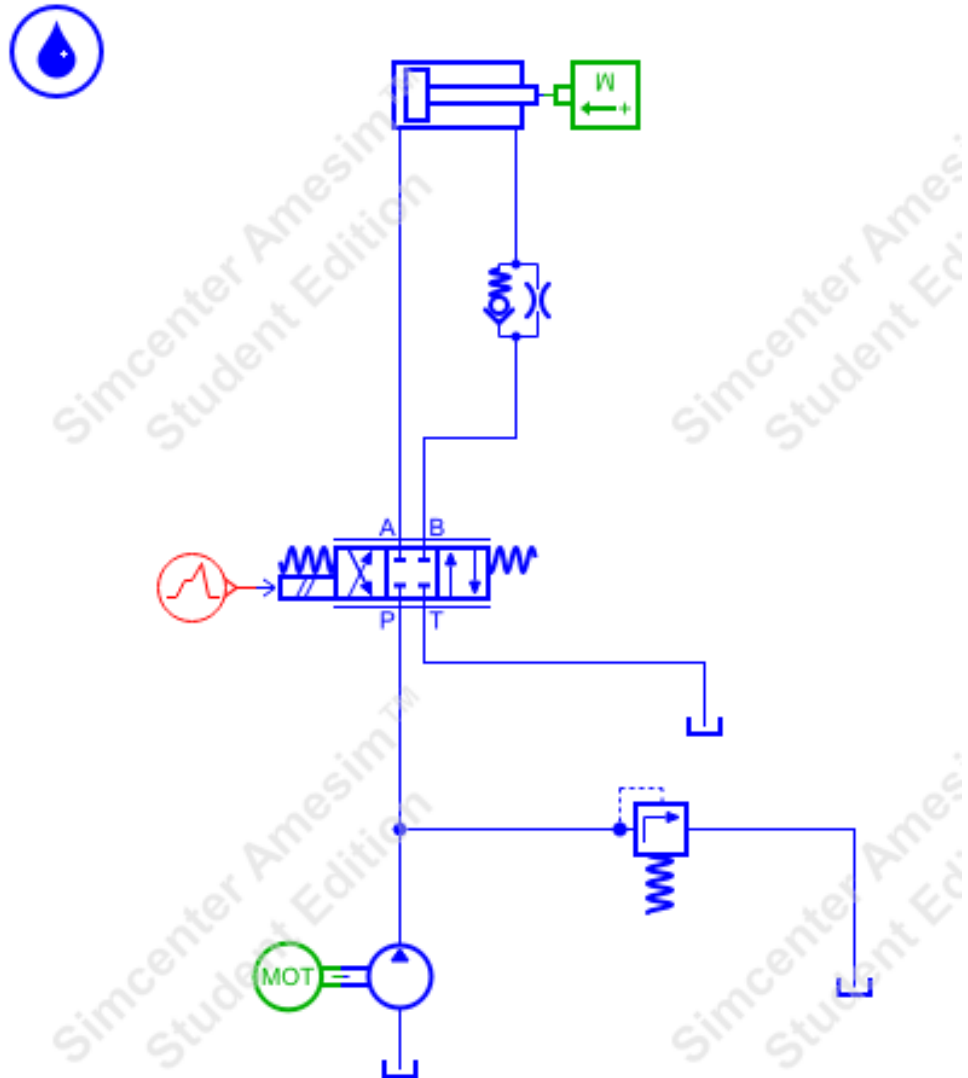


Figura 54 - Meter-Out, per corsa di estensione, Amesim

Commutando il distributore nella condizione di frecce parallele, si garantisce la corsa di fuoriuscita dell'attuatore, ma questa corsa sarà rallentata dalla presenza dello strozzatore che genera al suo interno una caduta di pressione. Ma quando si passerà in condizione di frecce incrociate non si otterrà alcun effetto utile da parte dello strozzatore, poiché esso, messo in parallelo con la NRV, verrà evitato e l'olio sarà libero di fluire senza rallentamenti.

Ancora una volta, come fatto già per la regolazione Meter-In, si sono realizzate due curve diverse per mostrare come il diametro dello strozzatore influisce sulla velocità di uscita dello stelo.

In entrambe le figure successive, la curva in rosso è ottenuta con un diametro della sezione di passaggio pari a 1 mm , che comporta una più piccola velocità di uscita dello stelo, mentre nel caso della curva in blu si è scelto un valore del diametro pari a 5 mm .

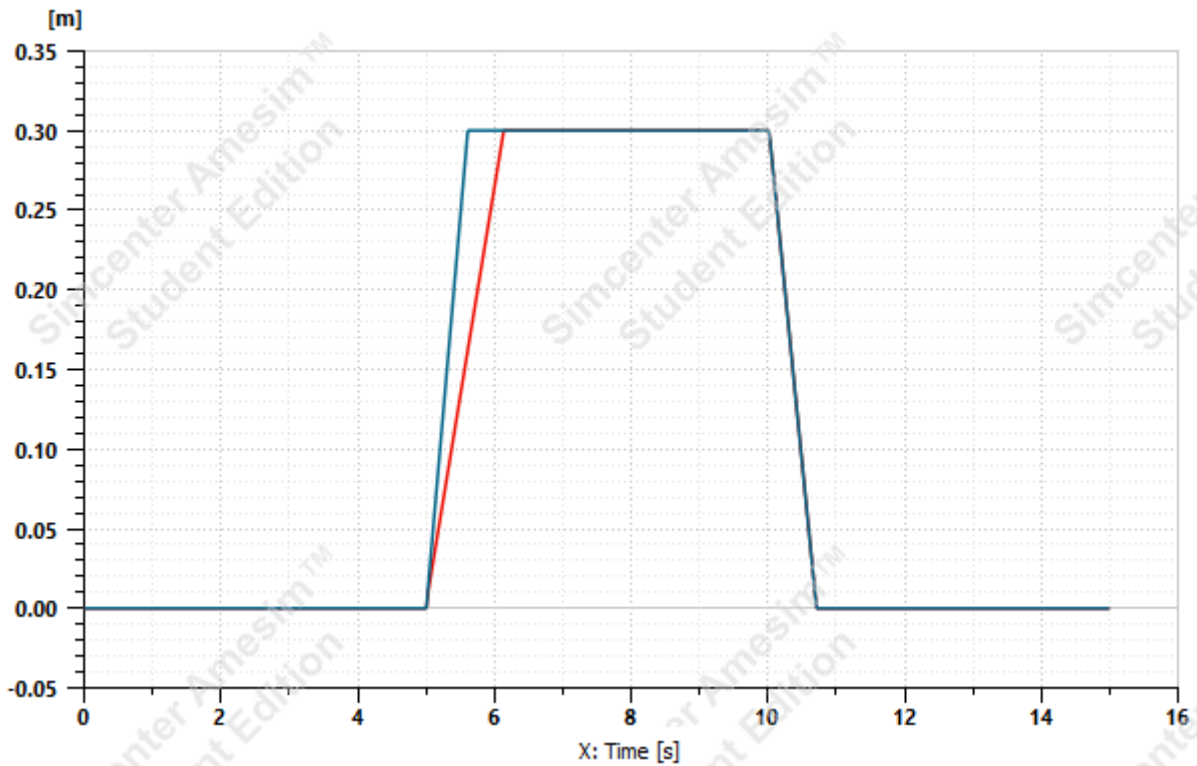


Figura 55 - Spostamento Cilindro, reg meter-out per estensione, Amesim

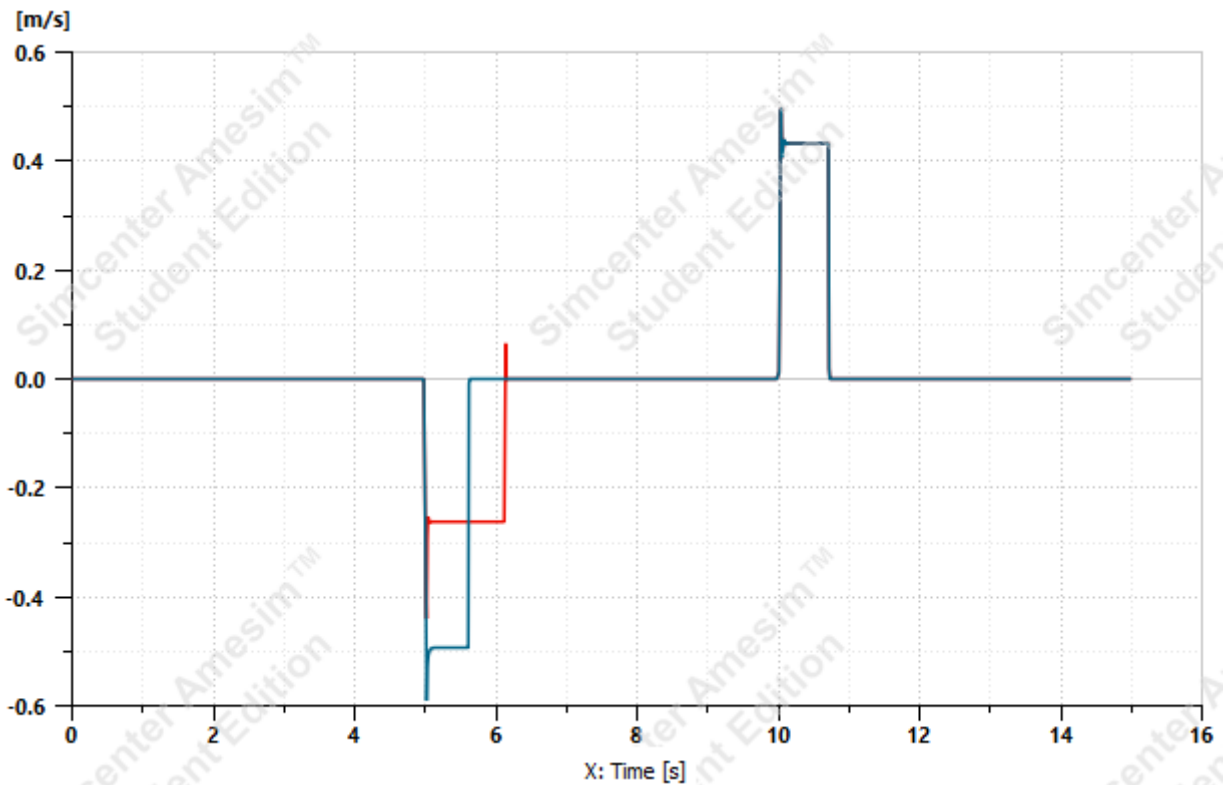


Figura 56 - Velocità Cilindro, reg meter-out per estensione, Amesim

Ancora una volta, le curve della velocità sono identiche quando si passa alla configurazione di frecce incrociate, non vi è nulla che rallenti una corsa o l'altra.

9.1.5 Meter-Out, Rientro

Nel caso si volesse effettuare la regolazione Meter-Out sulla corsa di rientro, non serve altro che spostare la componente dissipativa sul ramo connesso alla camera grande dell'attuatore.

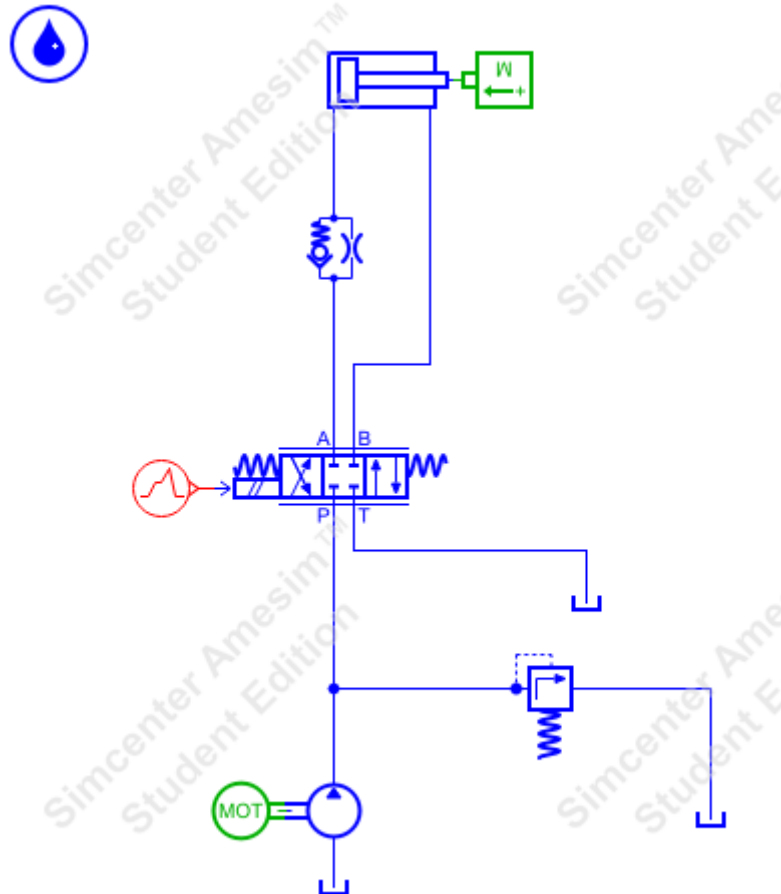


Figura 57 - Meter-Out, corsa di rientro, Amesim

Realizzando un sistema in questa maniera, il risultato che si ottiene è che per la corsa di fuoriuscita dello stelo non si ha nessun tipo di regolazione, ma per quella di rientro invece si ottiene una regolazione grazie alla quale si rallenta tale corsa e la si rende meno rapida.

La simulazione realizzata per questa regolazione è stata svolta con diversi diametri delle sezioni di passaggio dell'orifizio. La sezione maggiore implica una più alta velocità di rientro dello stelo, mentre quella più piccola una corsa più lenta.

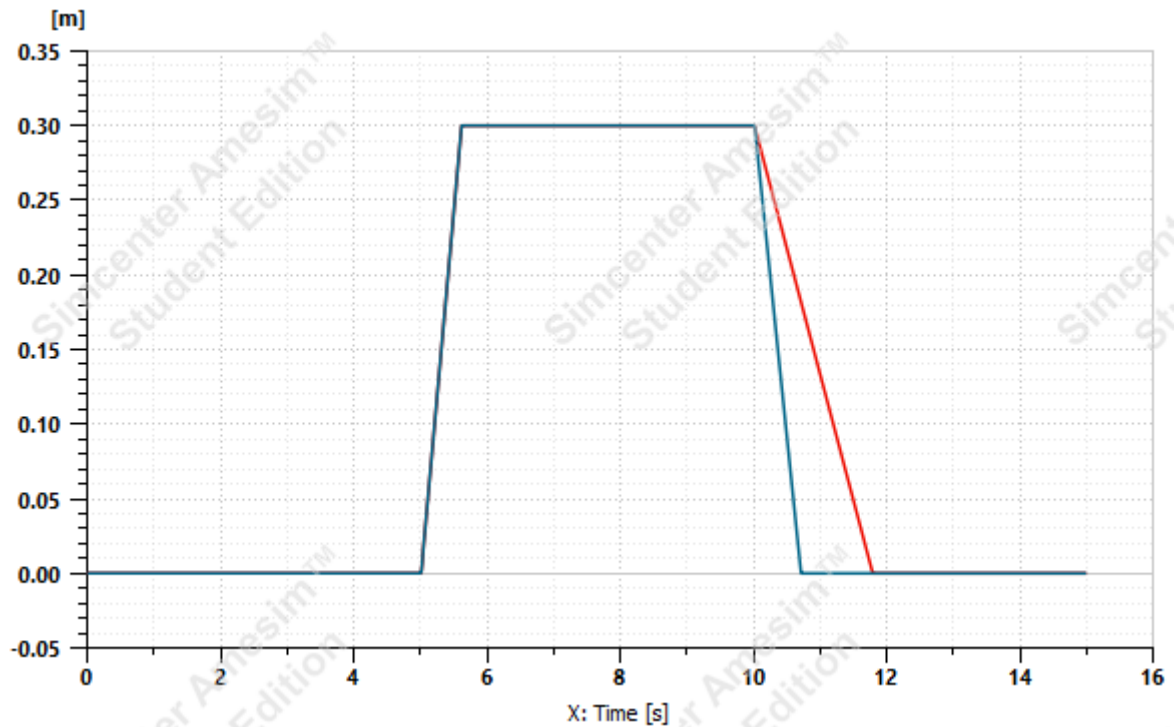


Figura 58 - Spostamento Cilindro, reg meter-out per rientro, Amesim

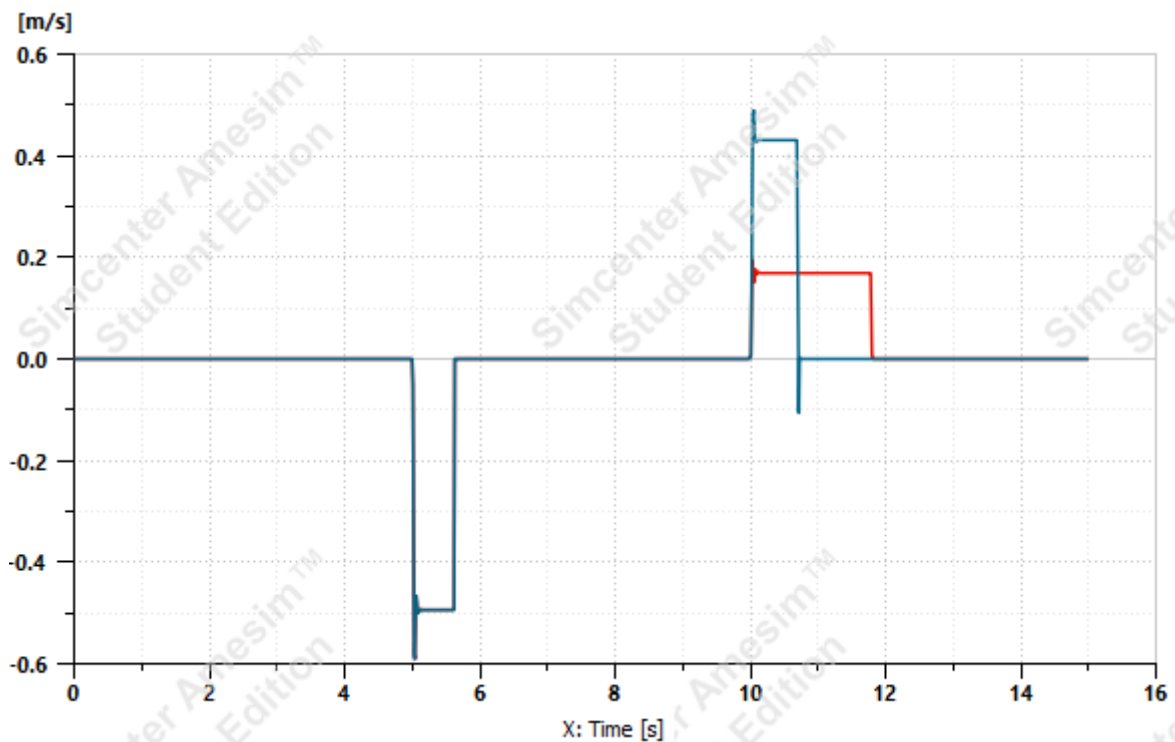


Figura 59 - Velocità Cilindro, reg meter-out per rientro, Amesim

La curva blu è rappresentativa della sezione con diametro maggiore. Anche in questo caso, vi è la sovrapposizione delle due curve nel tratto di fuoriuscita dello stelo, poiché è presente il bypass dello strozzatore, realizzato con la NRV.

9.1.6 Meter-Out, sia Rientro che Estensione

Anche per la configurazione Meter-Out esiste la possibilità di avere due valvole diverse che afferiscano alle due bocche del cilindro.

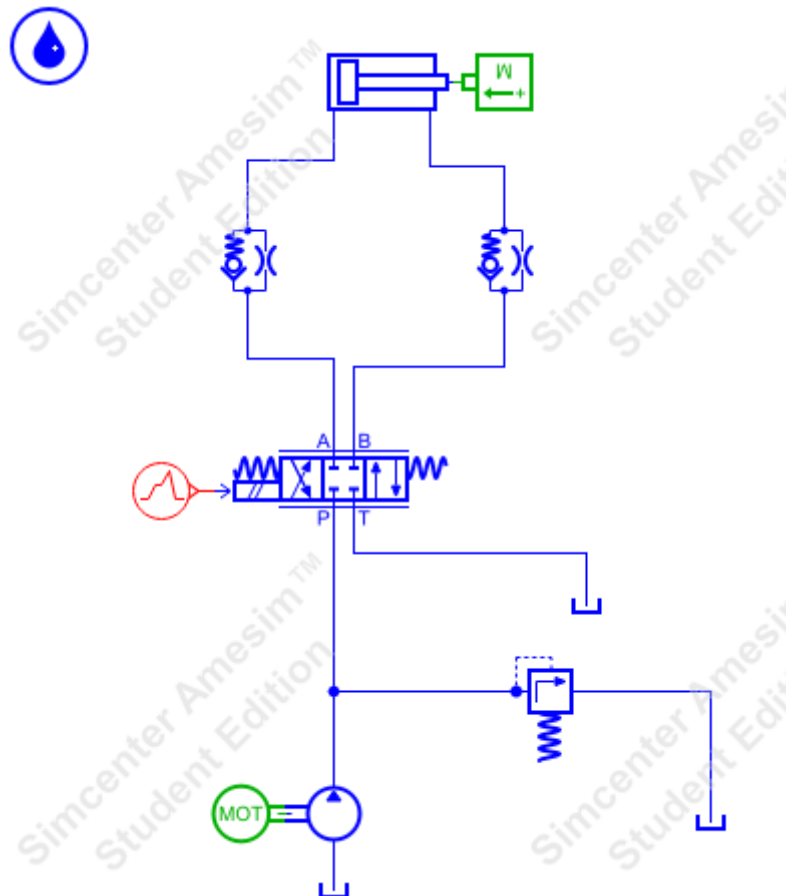


Figura 60 - Meter-Out, sia per rientro che per estensione, Amesim

Attivando il solenoide e portando la valvola nella configurazione a frecce parallele, si realizza la corsa di fuoriuscita del cilindro, che sarà regolata dalla presenza dello strozzatore posto a valle del cilindro stesso. Con un diametro maggiore della sezione dello strozzatore si realizza una corsa più rapida, rappresentata nelle seguenti figure con le curve in blu. Al contrario le curve in rosso sono realizzate con un diametro minore.

Portando invece la valvola nella configurazione di frecce incrociate si ottiene una corsa di rientro rallentata per mezzo dello strozzatore posto dopo il cilindro. Mentre quello posto prima del cilindro non vede una portata che lo attraversi.

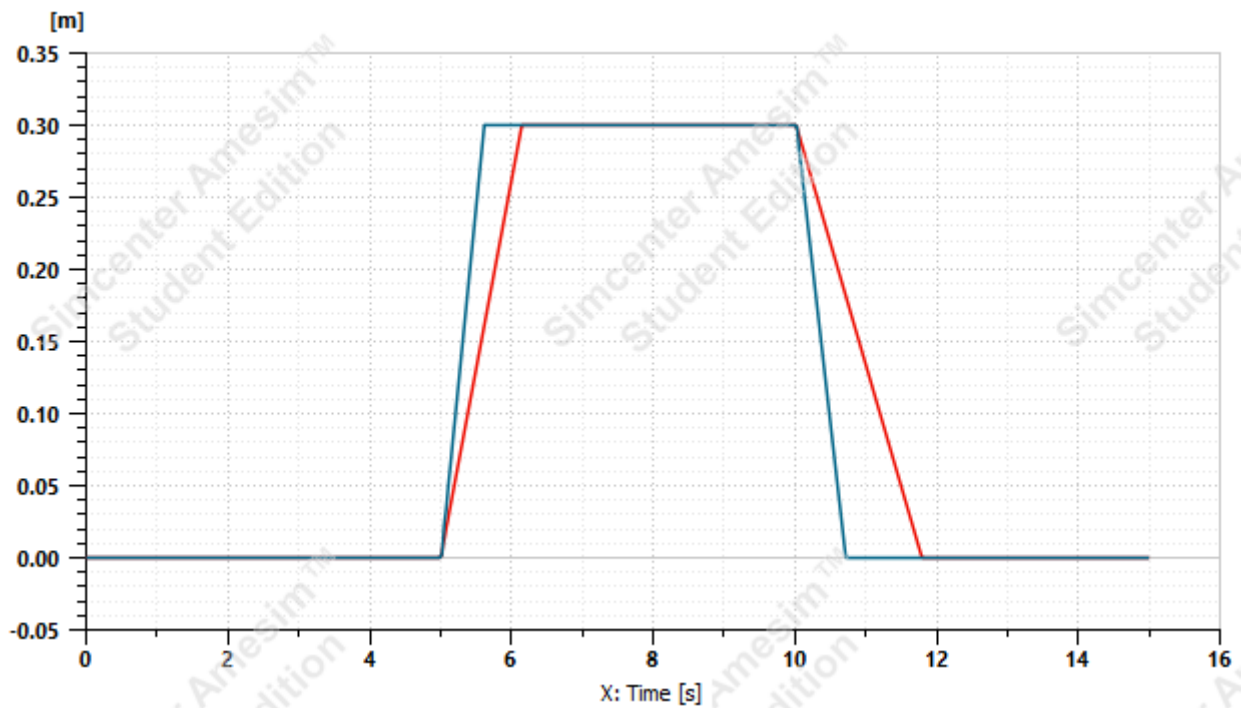


Figura 61 - Spostamento Cilindro, reg meter-out per entrambe le corse, Amesim

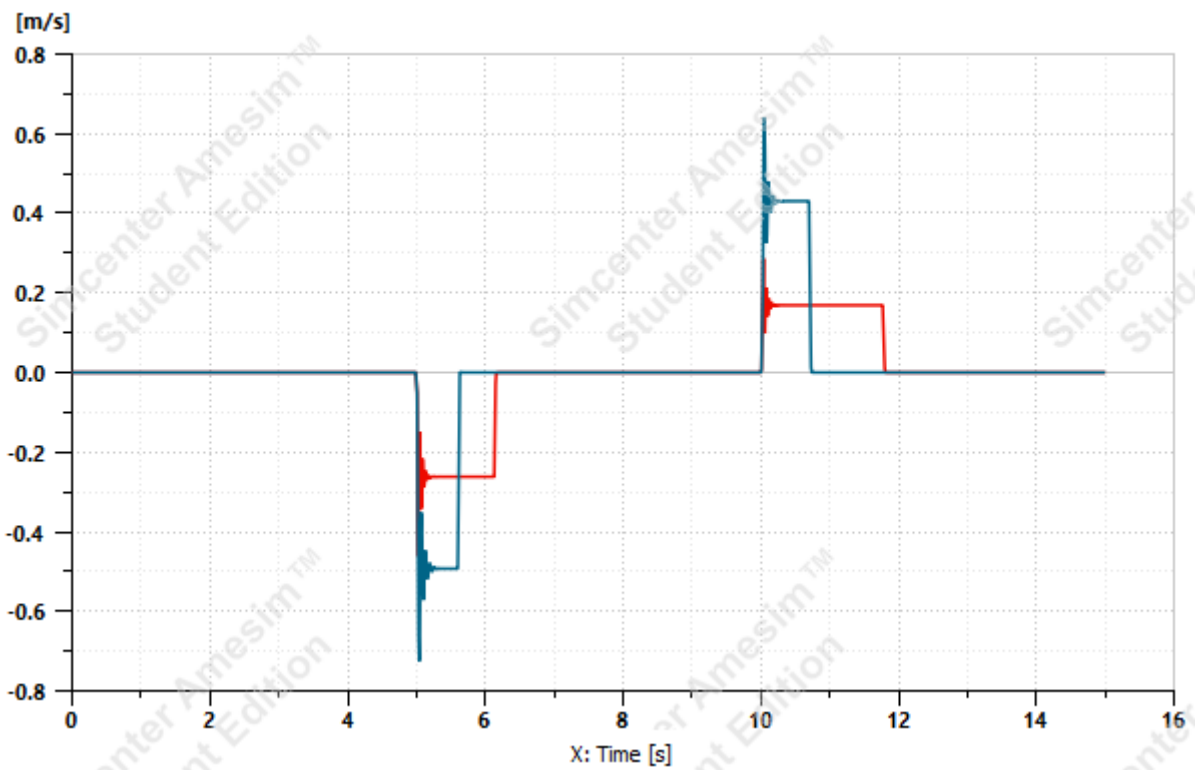


Figura 62 - Spostamento Cilindro, reg meter-out per entrambe le corse, Amesim

Un facile trucco per ricordare e capire se la regolazione è di tipo *Meter-In* o *Meter-Out* è il seguente: guardare la direzione di montaggio delle due valvole di non ritorno. Se le punte sono rivolte verso l'attuatore allora stiamo facendo una regolazione *Meter-In*, al contrario se sono rivolte verso la pompa stiamo mettendo in atto una regolazione *Meter-Out*.

9.2 RQ2

La valvola RQ2, appartiene alla famiglia delle valvole che permettono di controllare la portata. Non a caso, l'acronimo RQ2, sta a significare proprio questo "regolatrice di portata a 2 bocche". Controllando la portata si ha la possibilità di controllare la velocità di un attuatore lineare.

Questa tipologia di valvola si realizza mettendo in serie due componenti diversi, uno strozzatore manuale, su cui l'utenza ha possibilità di variare la sezione di passaggio, ed una valvola normalmente aperta a 2 bocche a posizionamento continuo. Questa valvola viene tenuta aperta per mezzo di una molla, ma di quest'ultima non può essere modificato il precarico. Ergo l'unico grado di libertà che l'utenza ha è quello di modificare la sezione di passaggio dello strozzatore.

Solitamente, si definisce la valvola con l'acronimo italiano SVP, che sta per "strozzatore variabile pilotato", mentre ci si rivolge allo strozzatore chiamandolo SM, "strozzatore di misura".

Esistono due possibilità per quanto riguarda la configurazione di questa valvola.

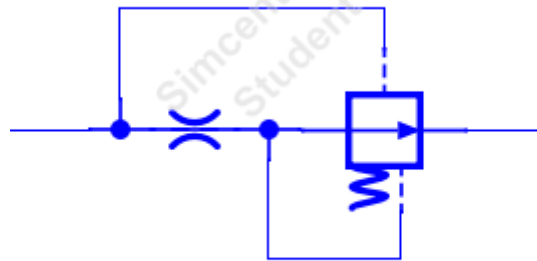


Figura 63 - RQ2, Amesim, prima configurazione

In questa prima possibilità si è posto prima lo strozzatore e successivamente la valvola a 2 bocche.

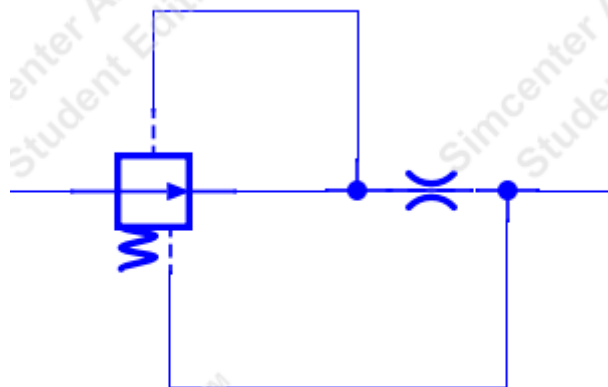


Figura 64 - RQ2, Amesim, seconda configurazione

In questo secondo caso, al contrario, si è deciso di porre prima la valvola a 2 bocche, con posizionamento continuo, e successivamente lo strozzatore.

Quando SVP è in regolazione, ci troviamo di fronte a due consecutivi salti di pressione, uno nell'SVP stesso e l'altro nell'SM.

Lo scopo dello strozzatore variabile pilotato, è quello di garantire un salto di pressione costante e fisso ai capi dello strozzatore di misura.

Bisogna fare attenzione in fase di montaggio a non confondere le porte. Facendo riferimento alla prima configurazione, a titolo di esempio, se per caso venisse connessa la zona prima dello strozzatore al lato della molla, non si potrebbe avere in nessun modo l'apertura della valvola, poiché la caduta di pressione all'interno della strozzatura non potrebbe mai superare la somma fra il precarico della molla e la pressione che è presente prima dell'orifizio.

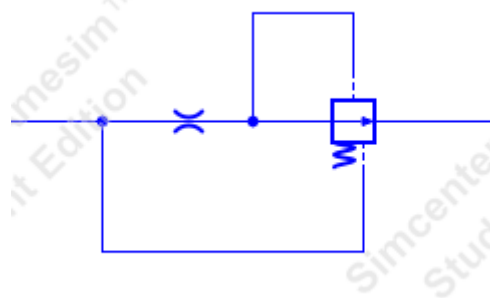


Figura 65 - Montaggio errato della RQ2, Amesim

9.2.1 RQ2, ambiente Amesim

Al fine di poter mettere in pratica la teoria si è realizzato su Amesim un circuito che comprendesse una valvola RQ2.

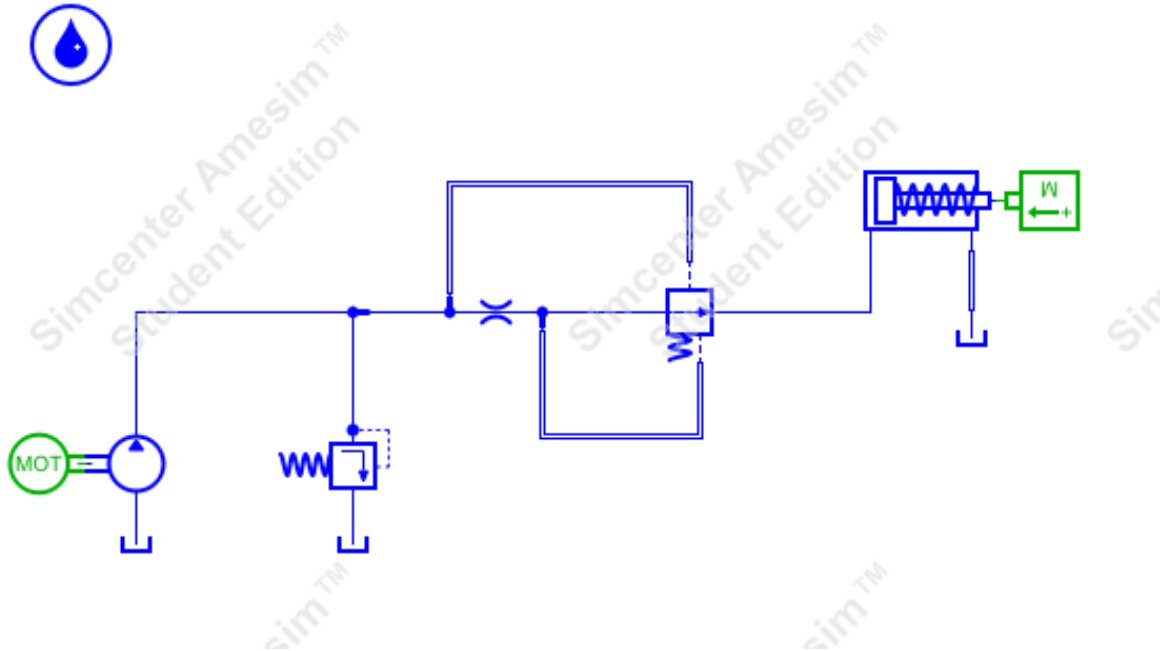


Figura 66 - Circuito con RQ2

Con questo sistema quello che vogliamo andare a modificare è la velocità di uscita dell'attuatore lineare. L'unica possibilità che si può realizzare al fine di poter mettere in atto la regolazione della velocità del cilindro è quella di scaricare attraverso la valvola limitatrice di pressione posta subito dopo la pompa una certa quantità di portata. Così facendo diminuisce la portata che, passando per la RQ2, giunge all'attuatore.

Si dovrà forzare il sistema a raggiungere la pressione di apertura della limitatrice, poiché questa è l'unica maniera che permette di far calare la velocità di uscita del cilindro. Come si forza il sistema? Per realizzare questo meccanismo utilizza la manopola relativa allo strozzatore riducendone la sezione di passaggio.

La portata smaltita attraverso la RQ2 è pari a:

$$Q = C_d * A_{SM} \sqrt{\frac{2 * \Delta p_{RQ2}}{\rho}}$$

In cui:

- C_d è il coefficiente di efflusso;
- A_{SM} è l'area dello strozzatore di misura;
- ρ è la densità del fluido considerato;
- Δp_{RQ2} è il salto di pressione ai capi della valvola, che si è già detto essere costante.

Parte della portata inviata dalla pompa sarà smaltita tramite la limitatrice mentre la restante parte sarà inviata all'attuatore. Una volta stabilita l'area dello strozzatore, ci si rende conto che tutto il resto dell'equazione è già fisso, quindi ad una area corrisponde una ed una sola portata. Di conseguenza nota la portata entrante nel cilindro, sappiamo quale è la sua velocità di uscita. Anche aumentando il carico sull'attuatore, la velocità di uscita di esso non verrà cambiata.

Quando sappiamo che la limitatrice sta regolando, in maniera automatica conosciamo la pressione che è presente nel sistema subito prima della valvola che regola la portata.

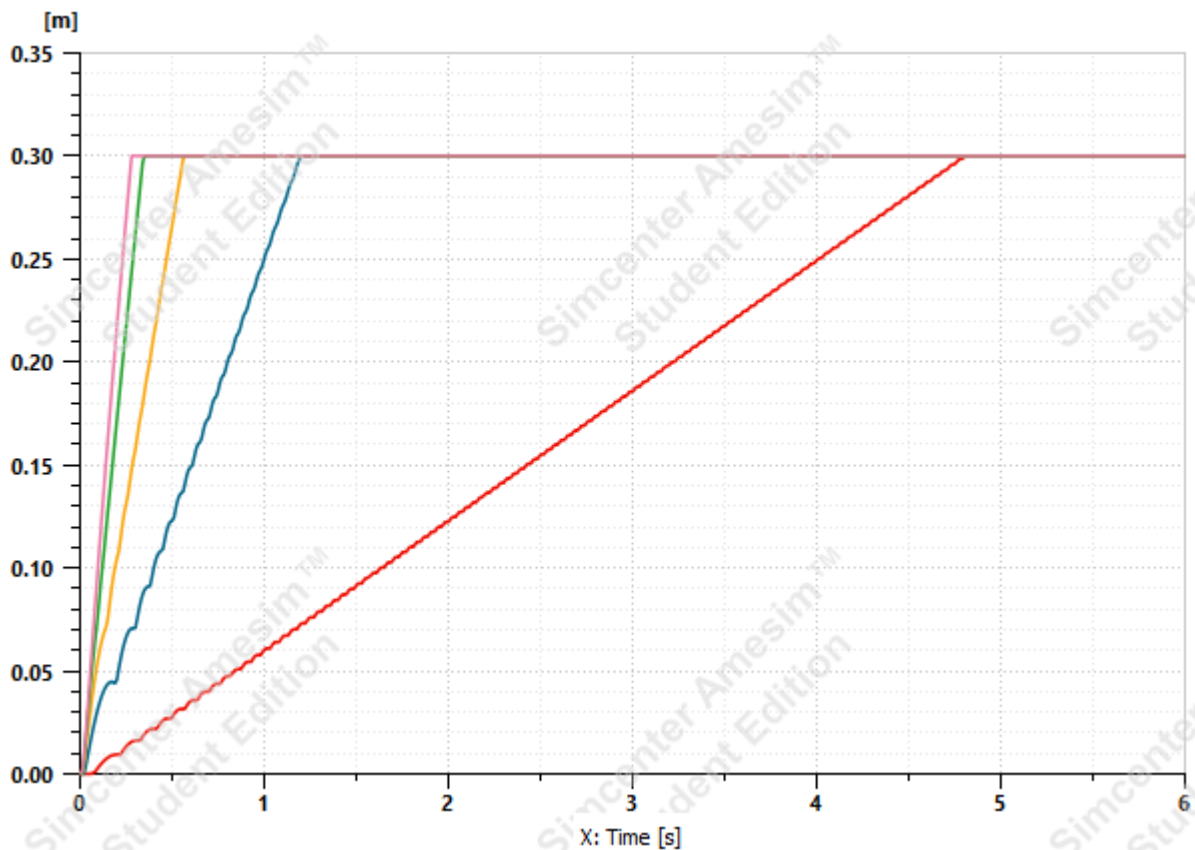


Figura 67 - Grafico Parametrico sulle aree per RQ2

Il grafico precedente mostra come diminuendo la sezione di passaggio dello strozzatore di misura aumenta il tempo necessario affinché venga raggiunto il punto di massima estensione del cilindro. La curva in rosso rappresenta la sezione più piccola scelta, una sezione da 1 mm di diametro, le successive sono state fatte aumentando di una unità man mano. Nel caso in cui la sezione è di 5 mm di diametro si realizza la corsa di uscita dello stelo più veloce fra tutte, come c'era da aspettarsi

Nella simulazione seguente invece, si è fatto variare il carico posto sopra l'attuatore al fine di dimostrare che a prescindere da esso, la velocità di fuoriuscita dello stelo non varia.

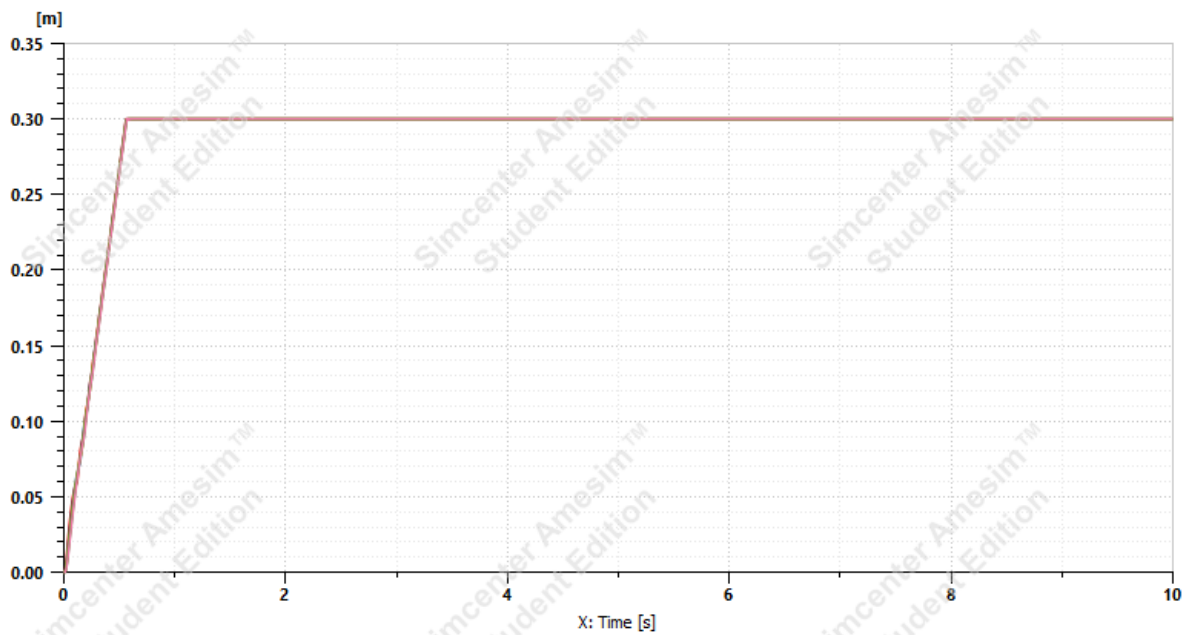


Figura 68 – Grafico Parametrico sui carichi per RQ2

Come era lecito aspettarsi, la portata attraverso la RQ2 non varia a seconda del carico che viene posto sopra l'attuatore. Non variando questa portata, è giusto asserire che le velocità di fuoriuscita degli steli siano uguali per qualsiasi carico scelto, una volta stabilito il diametro della sezione dello strozzatore, in questo caso posta a 5 mm per tutte le 5 prove.

Nella figura precedente, si sono scelti come carichi i valori da 50 kg fino a 250 kg, presi a step di 50 kg.

9.3 RQ3

Una ulteriore tipologia di valvola che possa controllare la portata in ingresso, e quindi regolare la velocità dell'attuatore, è la valvola RQ3. Essa, come la precedente valvola vista, permette di controllare la portata, infatti l'acronimo sta a significare "valvola che regola la portata a 3 bocche". Al contrario della valvola RQ2, in questa configurazione si hanno 2 componenti oleodinamici in parallelo, non in serie. I due componenti sono i seguenti: uno strozzatore di misura ed una valvola, normalmente chiusa, una delle cui porte è connessa allo scarico. Solitamente questa valvola normalmente chiusa viene definita tramite l'acronimo inglese DRV, che sta per "Differential (pressure) Relief Valve".

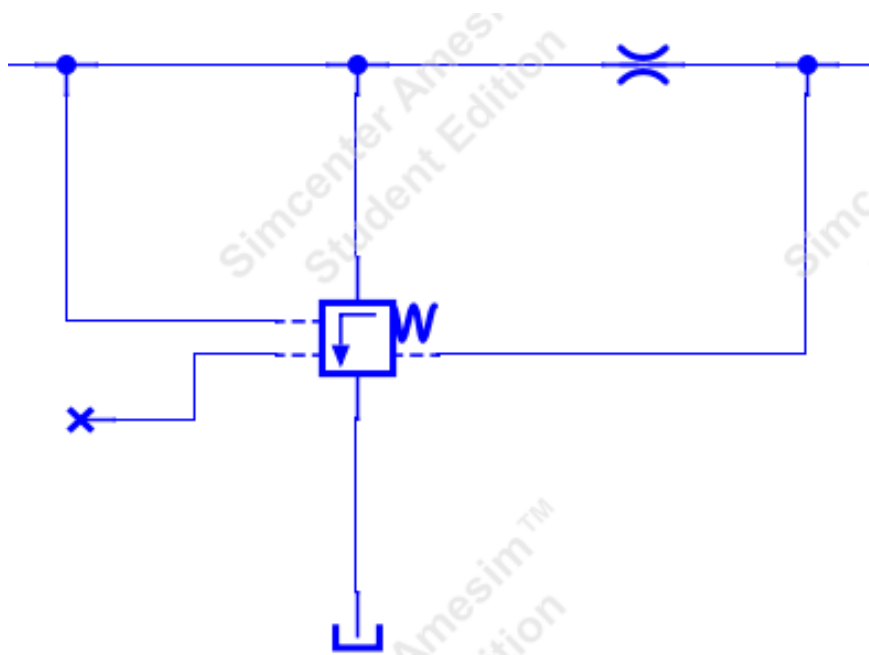


Figura 69 - RQ3, Amesim

Al fine di poter realizzare questa valvola sul Software Amesim, si è dovuto optare per una valvola normalmente chiusa, diversa da quella che in teoria si sarebbe dovuta utilizzare. Questa valvola, riportata nella figura, è dotata di 2 porte sensibili alla pressione sul suo lato sinistro, quando in realtà la porta che sente la pressione dovrebbe essere solamente una. Per ovviare a questo problema si è deciso di utilizzare un tappo idraulico per tenere chiusa questa bocca che sarebbe stata inutile in questa configurazione.

Anche in questa configurazione, il salto di pressione sullo strozzatore è mantenuto costante grazie alla presenza della valvola. Una delle differenze rispetto alla valvola vista in precedenza però sta nel fatto che con quest'altra tipologia l'eccesso di portata non viene smaltito dalla valvola limitatrice di pressione, ma bensì dal complessivo che definiamo RQ3. La valvola limitatrice di pressione, dunque, in questa configurazione risulta inutile al fine di scaricare l'eccesso di portata, l'unica ragione per cui deve essere presente è quella di garantire una sicurezza in caso di guasti o in presenza di un carico eccessivo, che faccia crescere la pressione P_{LOAD} .

Non a caso, la pressione a cui lavora la pompa è uguale alla pressione del carico sull'attuatore sommata alla variazione di pressione che si ha sulla RQ3.

$$P_{Pump} = P_{Load} + P_{RQ3}$$

Nel caso con la RQ2, la pompa mandava fluido in pressione alla pressione di taratura della valvola limitatrice, quindi era necessario un dispendio di energia maggiore per ottenere lo stesso fine, il che implicava un momento torcente sull'albero del motore che porta in rotazione la pompa più elevato. Con la RQ3 invece il momento torcente necessario a far lavorare la pompa è proporzionale al carico applicato sull'attuatore.

Un'ulteriore analogia con le valvole RQ2 è che il flusso di portata che viene inviato all'attuatore è dipendente solo dalla sezione dello strozzatore, non dal carico a cui è soggetto esso.

9.3.1 RQ3, ambiente Amesim

Il circuito realizzato in ambiente Amesim al fine di mettere in atto la regolazione tramite la valvola RQ3 è il seguente.

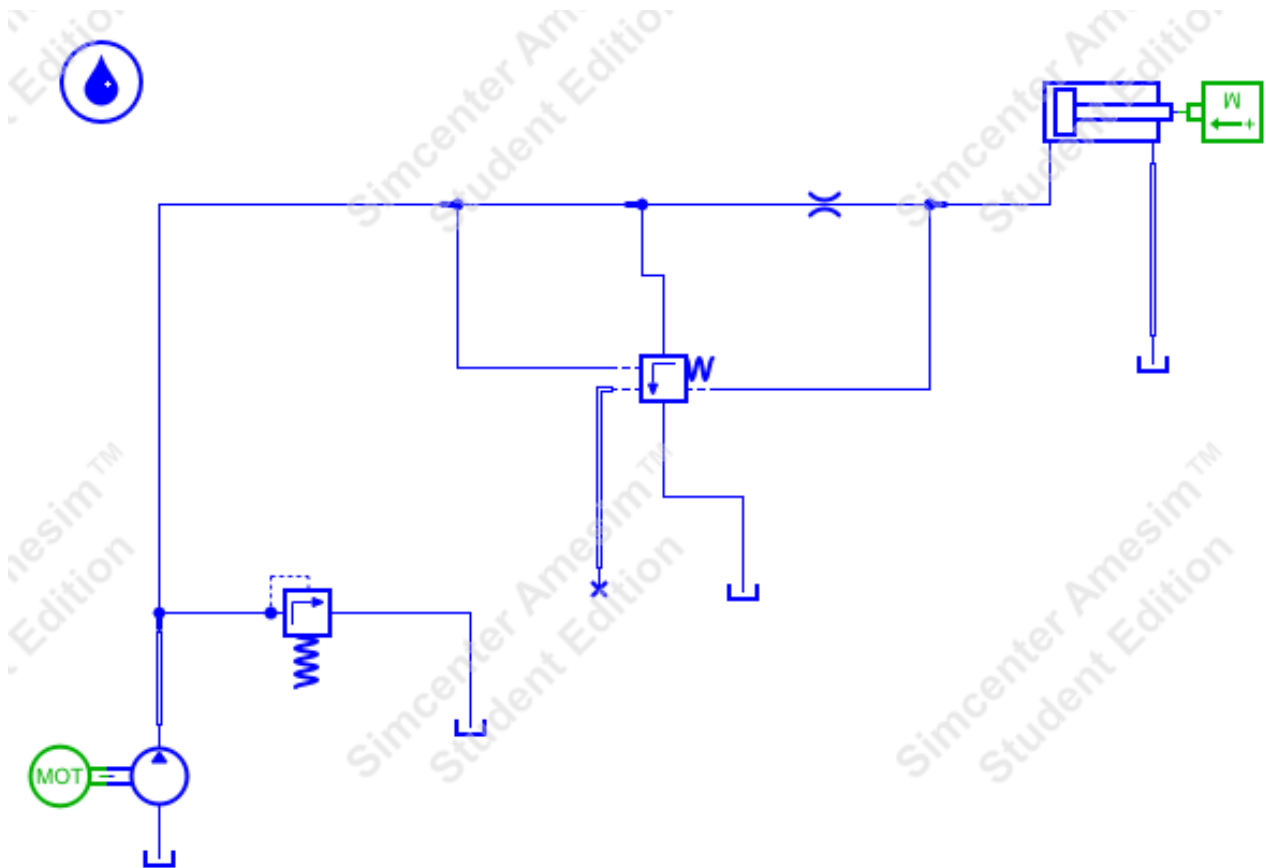


Figura 70 - Circuito con RQ3

I risultati ottenuti dalla simulazione sono riportati in un grafico che mostra la posizione dello stelo in funzione del tempo. Sono presenti 4 curve diverse, quella in rosso rappresenta un diametro dello strozzatore pari a 1 mm, la blu con un diametro di 2 mm, la gialla con un diametro di 3 mm e la verde con uno di 5 mm.

Minore è l'area di passaggio dello strozzatore, minore sarà la portata che raggiunge il cilindro in un intervallo di tempo prestabilito, quindi più lento sarà il cilindro ad uscire dalla sua condizione di stelo completamente retratto.

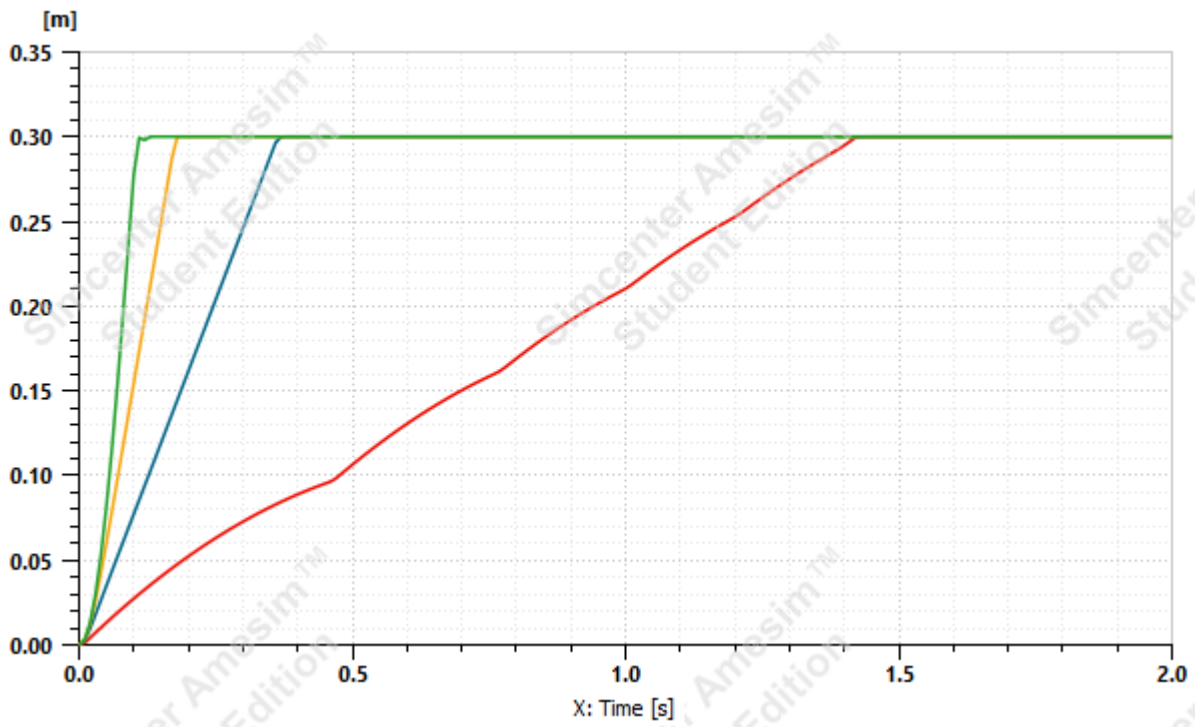


Figura 71 - Grafico Parametrico per vari diametri dello strozzatore, RQ3

10 Attuazione in Serie, in Parallelo ed in Tandem

A seconda degli scopi che si vogliono ottenere e della tipologia di collegamenti che vengono messi in atto all'interno di un circuito, si possono realizzare:

- ❖ circuiti con attuatori in serie;
- ❖ circuiti con attuatori in parallelo;
- ❖ circuiti con attuatori tandem;

Le prime due tipologie di collegamento elencate trovano vasto impiego nelle macchine mobili i cui distributori sono montati uno accanto all'altro. Solitamente questi distributori sono a comando manuale ed il blocco unico di questi distributori è definito "blocco collegato a sandwich".

10.1 Collegamento in Serie

In questa tipologia di collegamento, i cilindri oleodinamici sono collegati in maniera tale che il fluido scaricato dal primo attuatore venga usato per alimentare il secondo, il fluido scaricato dal secondo sia usato per alimentare il successivo, e così via. In questa maniera, ogni cilindro dipende dal precedente, solo il primo si può ritenere "indipendente".

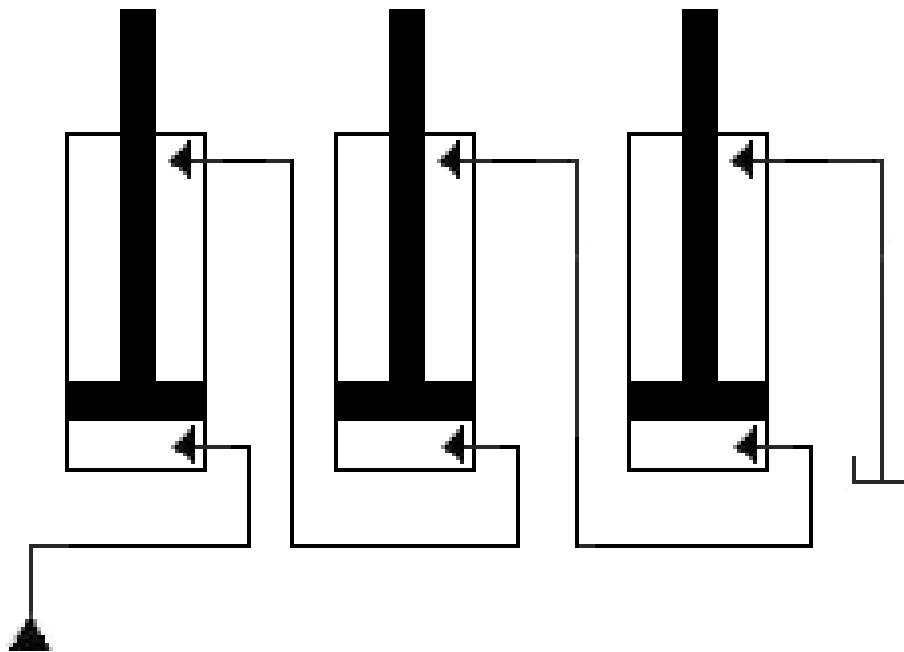


Figura 72 - Attuatori in Serie [28]

Con una analogia perfetta ai circuiti elettrici, anche in questo caso si assiste allo stesso fenomeno. Tutto il flusso uscente da uno degli attuatori, passa in quello successivo.

Un fenomeno che si può osservare con questa configurazione dei cilindri è quello che nel momento in cui si mette in atto la fuoriuscita del primo, il secondo non riuscirà ad arrivare al fondo corsa, si fermerà prima. Questo fenomeno si ripete in maniera più marcata anche per il terzo attuatore. A cosa è dovuto questo particolare comportamento?

La risposta alla precedente domanda è da ricercare nel fatto che se si ipotizza di avere dei cilindri tutti uguali, l'olio che viene espulso dalla camera piccola del primo cilindro, dovrà riempire la camera grande del secondo cilindro. Ma questo volume di olio che viene scambiato sarà sicuramente minore rispetto al volume di olio che è necessario per realizzare la fuoriuscita completa del secondo stelo. Per quanto concerne il terzo attuatore il discorso è identico, ma la sua corsa di uscita è ancora più breve di quella del precedente, per le ragioni appena spiegate.

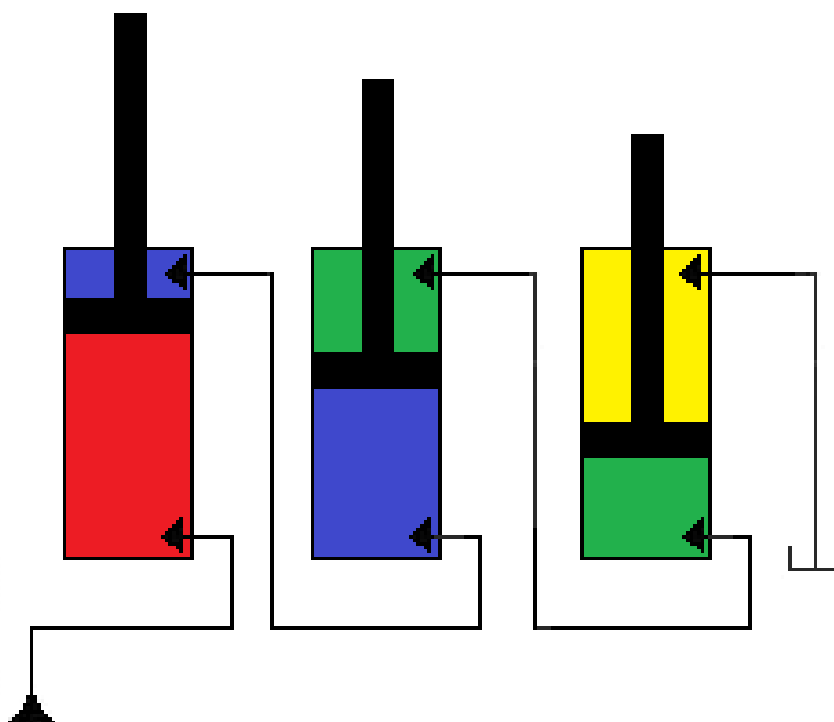


Figura 73 - Tre Attuatori in Serie [29]

Al fine di evitare questo comportamento a “scaletta” degli attuatori lineari si può ricorrere a due soluzioni diverse.

La prima è quella di utilizzare un distributore per ogni attuatore, che poi verrà commutato e posto in condizione di centri aperti nel momento in cui lo stelo è completamente fuoriuscito. In siffatta maniera, il primo cilindro non vedrà più olio derivante dalla pompa, ma la pompa vedrà solo il secondo ed il terzo attuatore. Una volta che il secondo stelo è completamente fuoriuscito si pone in posizione di centri aperti anche il suo distributore ed in questa maniera ci si assicura che tutti gli attuatori raggiungano il finecorsa.

Un'altra possibilità è quella invece di avere dei cilindri realizzati con un'area superficiale particolare. Ipotizzando di avere solo due cilindri, per semplicità di ragionamento, se l'area della superficie anulare del primo è uguale all'area della superficie della camera grande del secondo cilindro, allora si può realizzare una corsa sincrona dei due cilindri ed in più abbiamo la certezza che nel momento in cui il primo pistone giunge al fondo corsa, anche il secondo ci arrivi.

10.2 Simulazioni Amesim per il collegamento in Serie

In ambiente Amesim è stato realizzato un circuito con tre attuatori lineari in parallelo. Questi 3 attuatori sono identici nelle dimensioni ed hanno tutti una uguale massa come carico resistente.

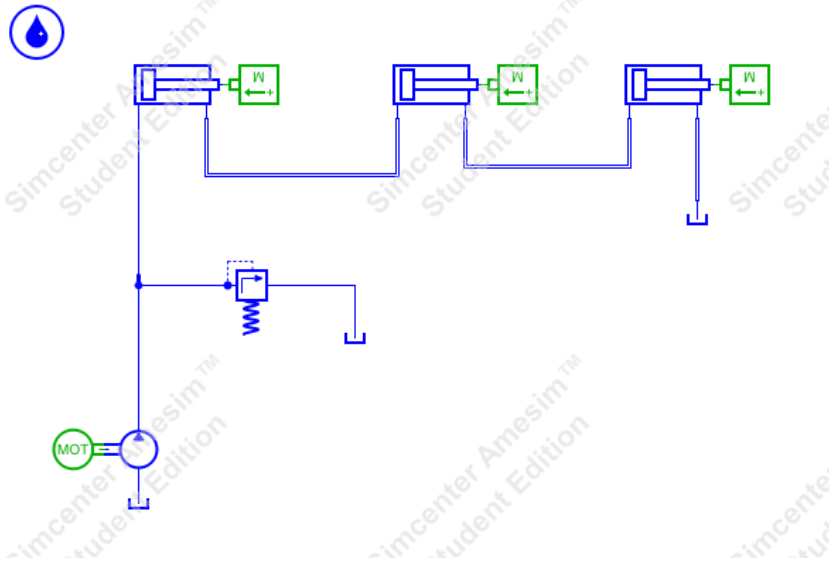


Figura 74 - Cilindri in Serie, Amesim

Al fine di poter apprezzare i risultati al meglio, si è pensato di mettere in atto una simulazione più lunga di quelle usate fino ad ora. Il tempo scelto è stato di 180 secondi, questa scelta è stata compiuta al fine di garantire che si possa apprezzare il fatto che non si realizzino completamente le uscite dei 3 attuatori. Con un tempo di simulazione più corto, dell'ordine dei 5, 10, 20 secondi erano presenti perlopiù oscillazioni dei 3 attuatori attorno alle loro configurazioni di equilibrio. Inoltre è stato alzato da 0.5 secondi a 3 secondi il valore del *print intervall*, questo per andare a depurare il grafico dalla sua caratteristica eccessivamente oscillatoria.

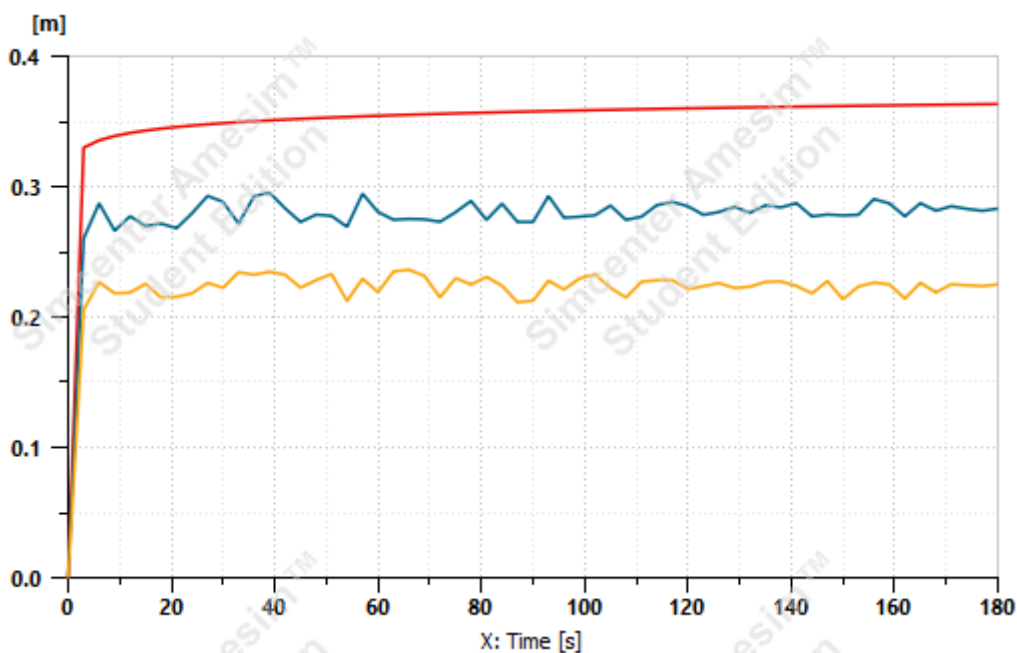


Figura 75 - Spostamento Pistoni, Attuatori in Serie

Come era pronosticato, l'andamento degli spostamenti dei 3 attuatori risulta avere il comportamento a scaletta a cui si è fatto riferimento in precedenza. Questo perché l'olio contenuto nella camera posteriore del primo attuttore non è sufficiente per riempire la camera grande del secondo attuttore. E lo stesso discorso vale per il terzo attuttore, l'olio che arriva non è sufficiente a garantire la totale corsa di fuoriuscita dello stelo.

10.2.1 Attuatori in Serie, con distributori

Una delle possibili soluzioni per evitare il non raggiungimento del fondo corsa da parte degli steli degli attuatori è quello di usare dei distributori.

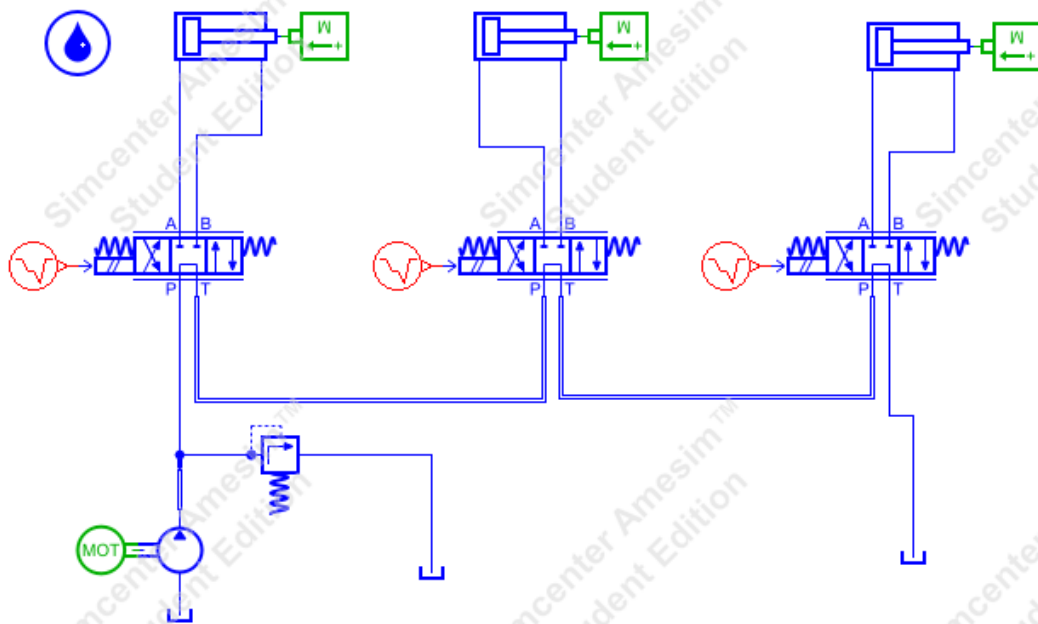


Figura 76 - Attuatori in Serie, con Distributori

I 3 distributori usati sono dotati di 3 posizioni e 4 bocche. Nella loro configurazione centrale, quella a centri aperti, garantiscono il collegamento della pompa con il serbatoio che è posto a valle del circuito. In questa configurazione l'olio non può raggiungere nessuno dei 3 attuatori.

Il ciclo di lavoro inizia, facendo commutare tutti i distributori nella condizione di frecce parallele, al fine di garantire l'uscita degli steli. Questa corsa di uscita risulta però monca, a causa del fenomeno spiegato nel paragrafo precedente. Al fine di sopperire a questo problema si fa ricorso alla possibilità di commutare nuovamente i distributori. In particolare il primo viene riposizionato nella condizione di riposo. In siffatta maniera la camera grande del secondo attuttore ora vede direttamente la pompa e può realizzare, nella sua totalità, la propria corsa di uscita.

Infine, viene messo in atto lo stesso iter per il secondo distributore, lo si commuta nella configurazione di riposo e in questa maniera si permette all'ultimo cilindro di poter arrivare al fondo corsa.

Al fine di poter garantire una elevata chiarezza del grafico si è scelto un tempo di simulazione di 12 secondi. I distributori vengono commutati, riportandoli nella condizione di riposo, il primo a 4 secondi dall'inizio della simulazione ed il secondo a 8 secondi.

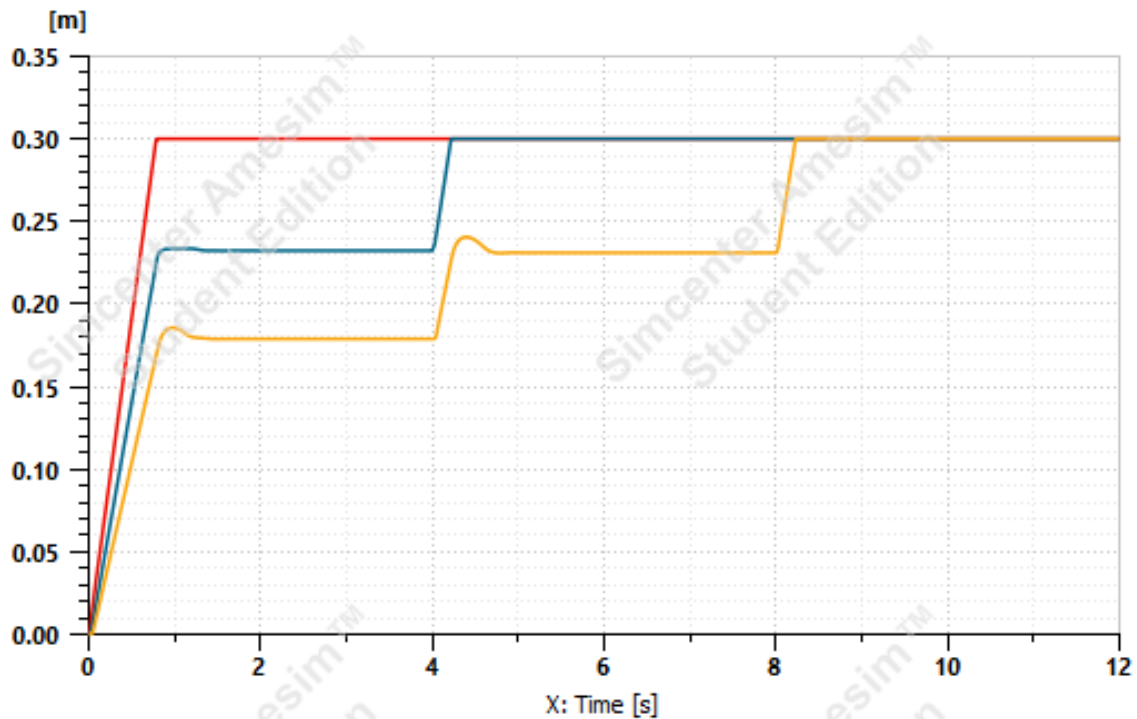


Figura 77 - Spostamento Pistoni in Serie, con Distributori

L'unica controindicazione di questa tipologia di attuazione è che non si riesce ad avere un movimento sincronizzato dei cilindri. Essi vengono attivati in maniera sequenziale in relazione a come si impostano i timer dei solenoidi che attivano i distributori.

10.2.2 Attuatori in Serie, con uguali superfici di azione

L'altra soluzione per evitare che gli steli degli attuatori non raggiungano il fondo corsa è quello di realizzare che il volume della camera piccola del primo attuttore sia uguale al volume della camera grande del secondo. Per semplicità di calcolo questa simulazione è stata realizzata con un sistema che è dotato solo di due attuatori in serie.

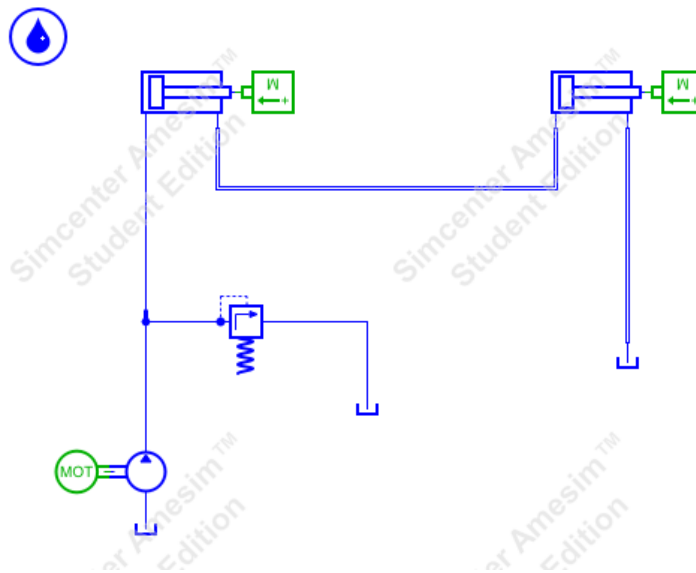


Figura 78 - Attuatori in Serie

I calcoli di massima che sono stati realizzati per mettere in atto questa simulazione sono stati i seguenti. Si è calcolato il volume di olio che è presente nella camera più piccola del primo attuttore, utilizzando i dati inerenti la corsa del pistone, la superficie attiva del pistone e la superficie occupata dallo stelo. Successivamente si è posto questo volume pari al volume che doveva avere la camera grande del secondo attuttore, dividendo questo volume per la lunghezza della corsa del pistone si è ottenuta la superficie bagnata dall'olio nel secondo cilindro. Ottenuto questo valore, tramite formule inverse si è risalito al diametro che è necessario avesse il pistone.

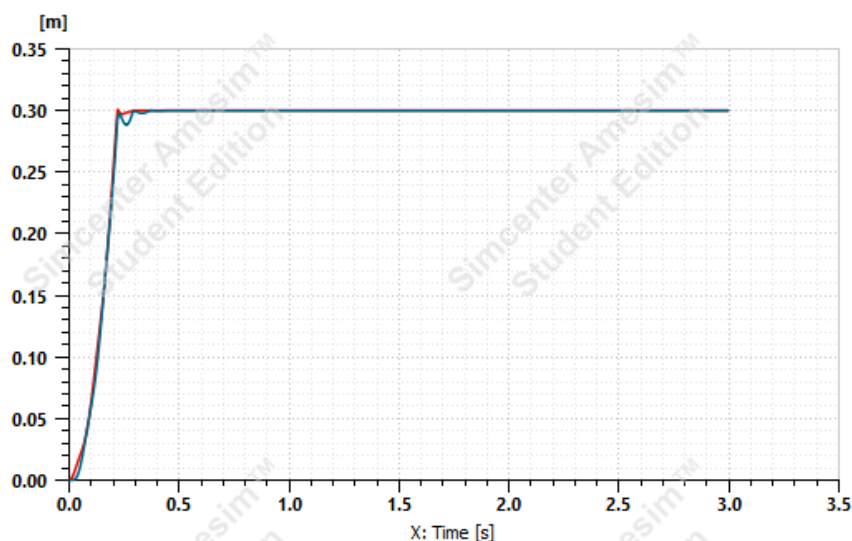


Figura 79 - Spostamento Attuatori in Serie

Come c'era da aspettarsi le due corse risultano sincronizzate.

10.3 Collegamento in Parallelo

Anche in questo caso possiamo fare riferimento e ipotizzare un parallelo con il caso elettrotecnico. Due utenze sono collegate in parallelo quando tutti gli ingressi e le uscite sono collegate fra loro. In questa situazione ogni cilindro del nostro circuito è sottoposto alla stessa differenza di pressione. Al contrario però la portata inviata dalla pompa deve necessariamente essere maggiore, poiché deve andare ad alimentare tutti gli attuatori. Questa necessità di aumento di portata non era necessaria nel caso precedente di collegamento in serie.

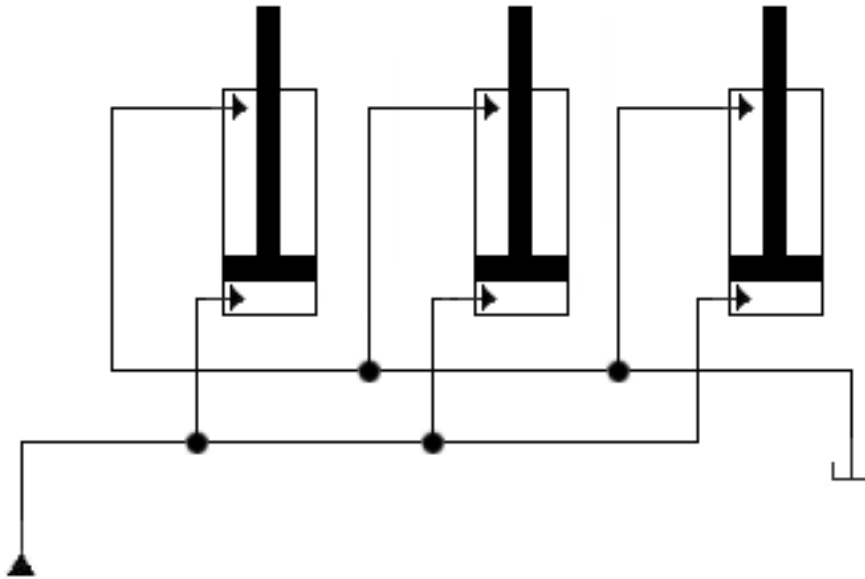


Figura 80 – Attuatori in Parallelo [30]

Mediante questa configurazione si realizza che i pistoni non partono tutti nello stesso momento quando verrà attivata la pompa, ma si muoverà prima il pistone che è sottoposto ad un carico inferiore. Questo pistone, oltre a muoversi prima degli altri, si muoverà anche più rapidamente.

10.4 Simulazioni Amesim per il collegamento in Parallelo

10.4.1 Attuatori in Parallelo, con uguali carichi

In questa prima simulazione sono stati considerati tre attuatori, posti in parallelo. Diversamente dalla figura riportata in precedenza, in questa sede si è preferito, collegare ogni singolo attuatore ad un serbatoio diverso, al fine di non rendere eccessivamente complessa la fruizione dell'immagine. Questa nuova disposizione però non muta il senso della disposizione in parallelo.

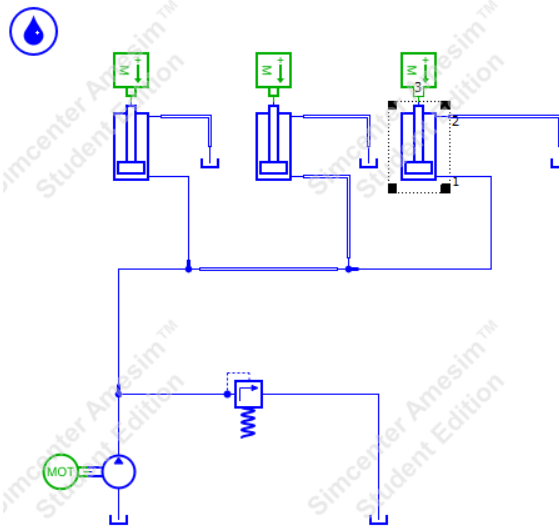


Figura 81 - Collegamento Parallelo Amesim

Imponendo che le tre masse poste sugli steli abbiano lo stesso valore si realizza, come era prevedibile, che le corse di uscita degli steli inizino tutte nello stesso momento. Nella seguente figura sono riportate le corse di uscita. I 3 grafici ottenuti sono identici fra loro e, quindi, risultano sovrapposti.

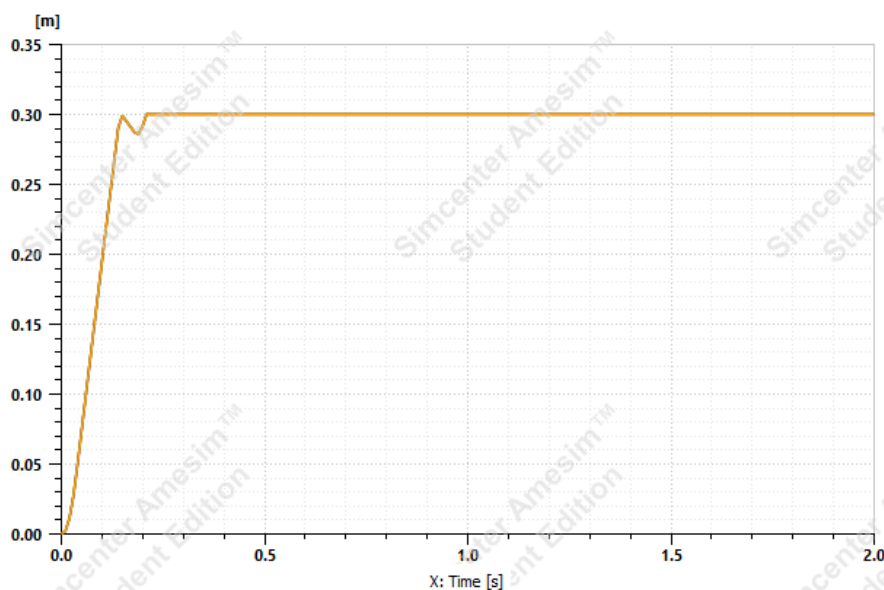


Figura 82 - Corse di Uscita Parallelo

10.4.2 Attuatori in Parallelo, con carichi diversi

In questo caso invece, si sono posti sui 3 attuatori diversi carichi. Al fine di apprezzare al meglio la progressione delle uscite le masse scelte sono state di: 200 kg sul primo attuttore, di 100 kg sul secondo e di 10 kg sul terzo.

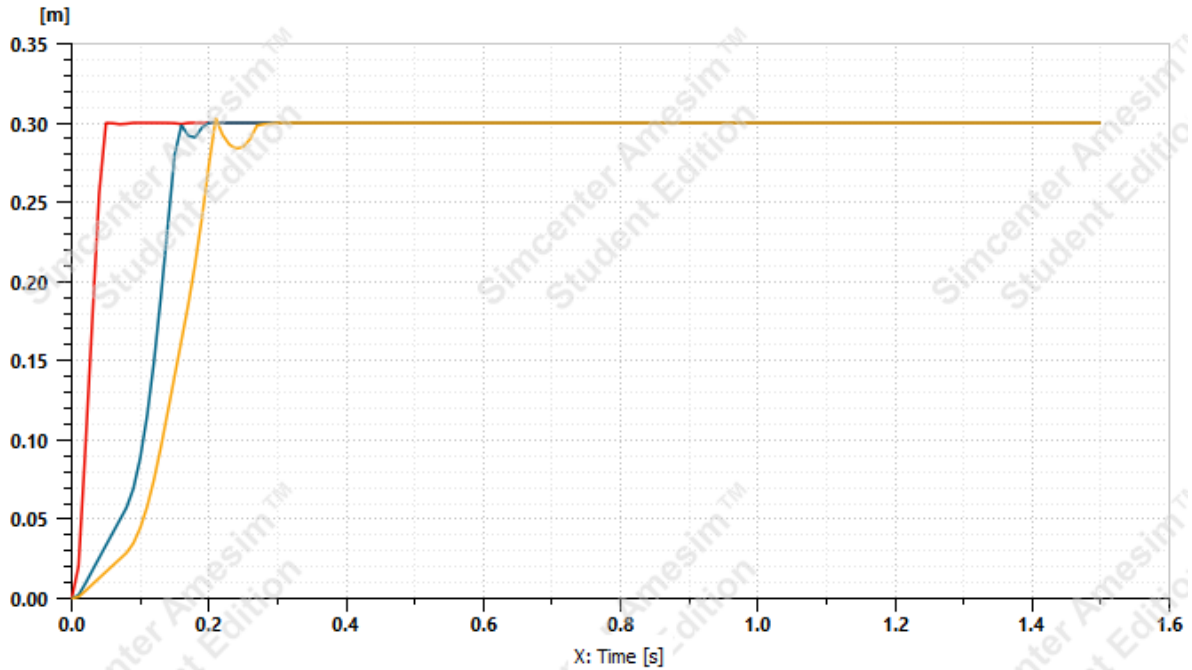


Figura 83 - Attuatori in Parallelo, carichi diversi

Come era prevedibile, il primo attuttore (curva gialla) è quello che inizia la sua corsa di fuoriuscita per ultimo, poiché il suo carico è quello più elevato. Segue il secondo attuttore (curva azzurra) ed infine il terzo (curva rossa) è il primo che inizia la sua corsa di fuoriuscita nonostante sia quello che è posto più lontano dalla pompa che manda l'olio in pressione nel circuito.

È stato scelto un tempo di simulazione basso poiché in questa maniera era possibile apprezzare al meglio le curve che rappresentano le corse degli steli.

10.4.3 Attuatori con diverso diametro in Parallelo, con carichi uguali

Durante questa simulazione si è impostato che i 3 attuatori fossero soggetti allo stesso carico. Ma, al contrario rispetto ai casi precedenti, si è supposto che fossero di dimensioni diverse le superfici bagnate dall'olio nella camera a volume maggiore della camicia. Sono stati impostati 3 diversi valori. Il primo cilindro era dotato di un pistone di diametro di 75 mm, il secondo di 50 mm ed il terzo di 25 mm.

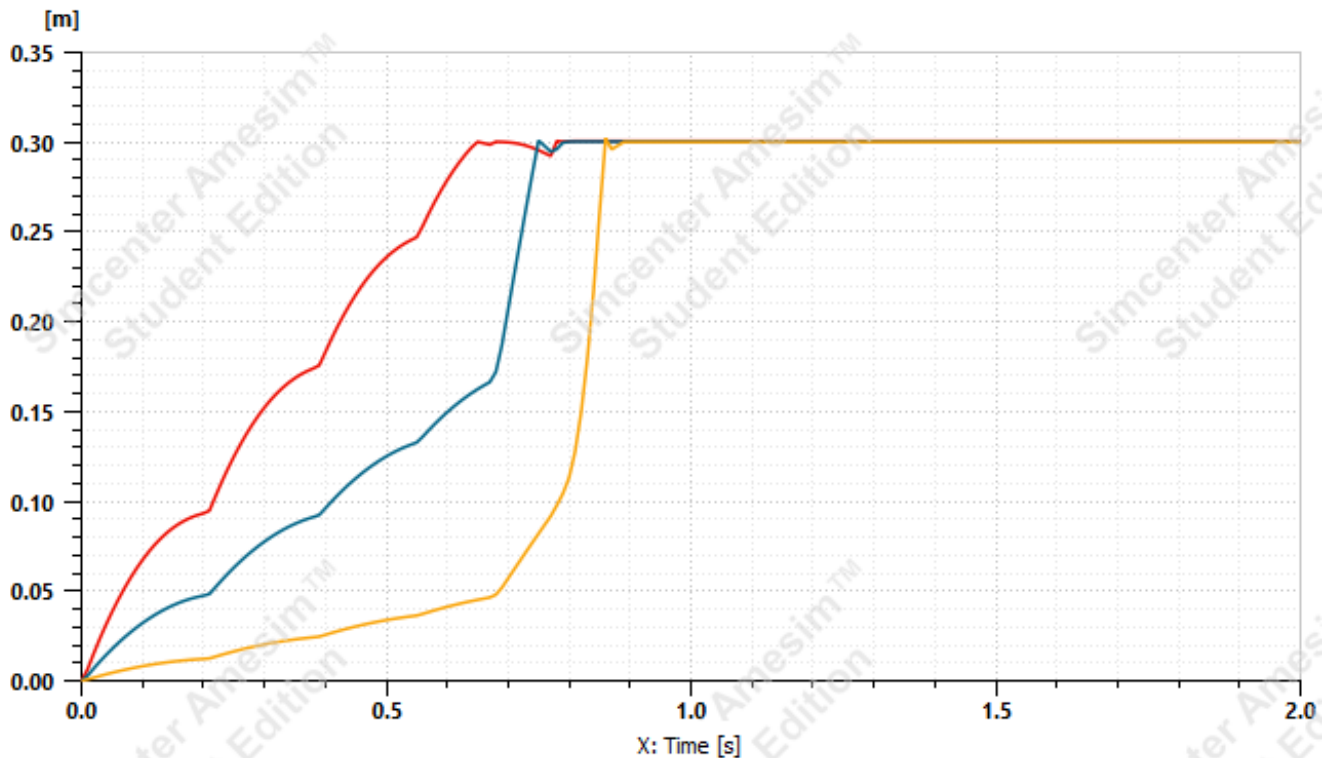


Figura 84 - Attuatori in Parallelo, superfici diverse

A colpo d'occhio, grazie alla figura, ci si rende conto che l'attuatore con diametro maggiore, la curva in rosso, è quello che raggiunge la configurazione di stelo completamente uscito prima degli altri.

10.4.4 Attuatori con corsa diversa in Parallelo, con carichi uguali

Con questa ulteriore simulazione si è pensato di provare a connettere in parallelo 3 attuatori lineari uguali, ma con lunghezze della corsa differenti.

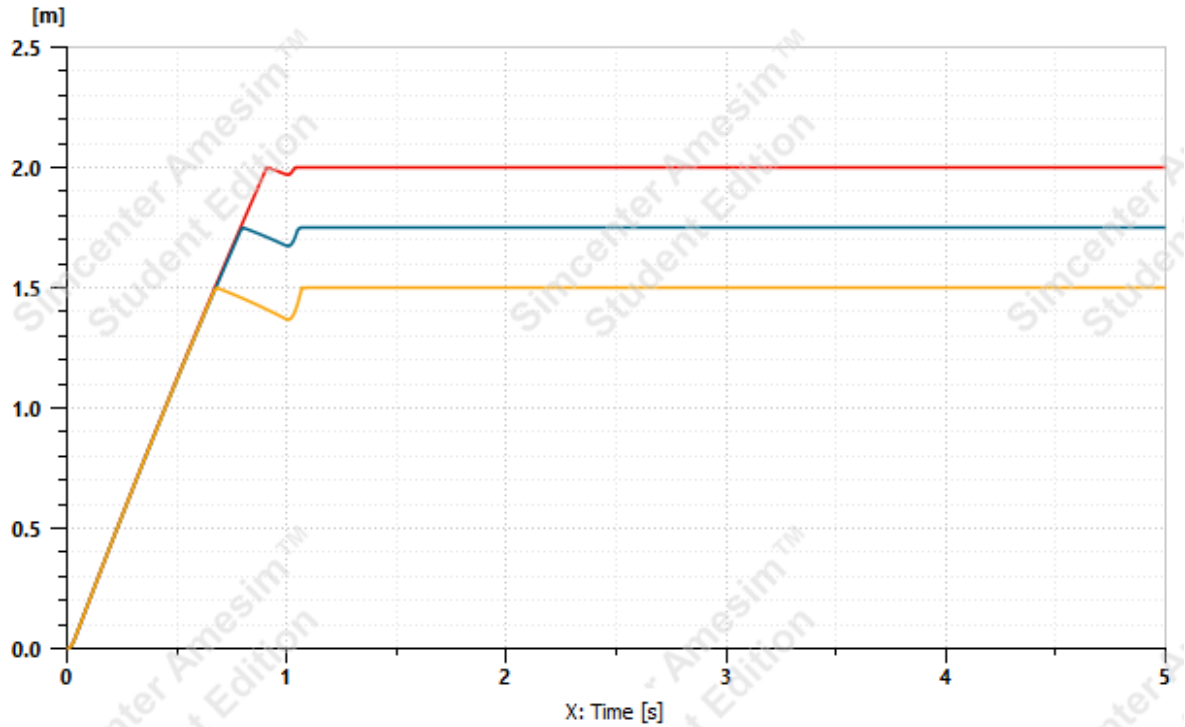


Figura 85 - Attuatori in Parallelo, corsa diversa

L'attuatore in rosso è quello con la corsa più lunga, 2 m. La seconda curva, quella azzurra, rappresenta l'attuatore con una lunghezza della propria corsa di 1 m ed infine la curva in giallo rappresenta l'ultimo attuatore, quello di taglia minore, che ha una corsa di 0.5 m.

Il comportamento che gli attuatori mettono in atto è quello che ci si aspetterebbe. Partono nello stesso momento ma la loro corsa si arresta quando raggiungono la configurazione di stelo completamente fuoriuscito.

10.5 Collegamento Tandem

I cilindri collegati in maniera tandem consistono in 2 o più attuatori lineari costruiti insieme come se fossero un'unica entità, totalmente integrata.

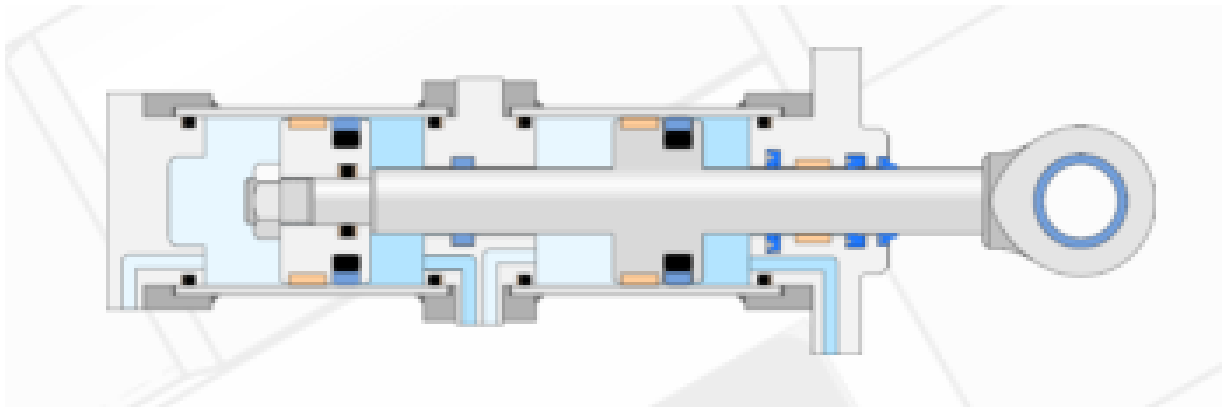


Figura 86 – Sezione di Attuatore in Tandem [31]

Ognuno dei cilindri, in una disposizione tandem, ha il suo pistone e le sue porte. Essi, però, condividono uno stelo comune.

Solitamente le superfici bagnate dal fluido all'interno di questa tipologia di collegamento sono uguali, ma si può avere la possibilità di aree diverse.

Gli attuatori idrodinamici, con disposizione in tandem, sono molto utili in numerose aree dell'industria.

- Garantiscono una forza assiale più grande rispetto a quella che convenzionalmente viene fornita da cilindri di stessa taglia;
- permettono il moto rapido nei cilindri delle presse;
- offrono la possibilità di attivare macchinari che abbiano più di un gruppo indipendente di alimentazione;
- sincronizzano in maniera accurata la corsa di uscita di un assieme di più cilindri.

Questa tipologia di applicazioni è usata dove c'è necessità di una grande forza richiesta ad un cilindro che però ha un diametro piccolo. La pressione è applicata su entrambi i pistoni, in questa maniera si ha un incremento della forza in relazione alla maggiore area che è messa in gioco. Lo svantaggio di questa metodologia è che i cilindri dovranno essere più lunghi di quelli standard, poiché la portata di olio che viene mandata nel sistema, deve raggiungere entrambi i pistoni.

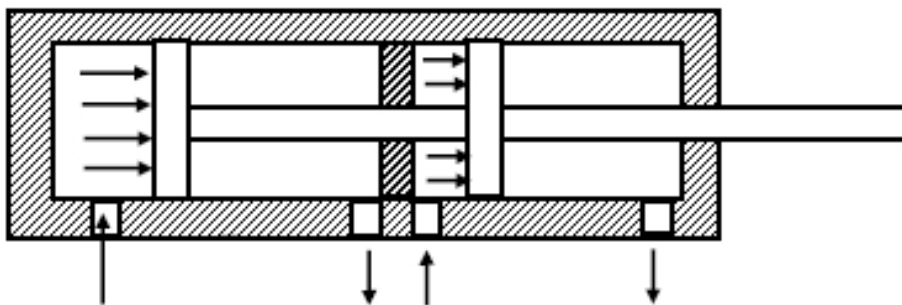


Figura 87 - Collegamento Tandem [32]

Una applicazione particolare dei collegamenti in tandem di due attuatori è quella che prevede di unire un circuito pneumatico ad uno oleodinamico.

Un attuttore che sfrutti sia l'aria che l'olio in una configurazione tandem è un compromesso che garantisce aspetti positivi.

Se si ha necessità di una forza leggera che muova un carico posto sullo stelo, è preferibile utilizzare un cilindro pneumatico, poiché ha costi inferiori rispetto alla controparte oleodinamica. Lo svantaggio derivante dall'uso dell'aria è però evidente. Essa non è incomprimibile, al contrario dell'olio che invece ha questa proprietà.

Alcune applicazioni richiedono la commistione di questi due mezzi al fine di ottenere un vantaggio. Queste unità tandem sono attivate pneumaticamente, il che implica che si abbia una forza modesta come output del sistema ma ad un costo basso. L'inclusione di olio nel sistema, invece, garantisce la possibilità di controllare con precisione la velocità del moto. Unendo assieme nelle unità tandem sia aria che olio vengono eliminate le mancanze che un sistema puramente pneumatico o idraulico avrebbe.



Figura 88 - Tandem Aria/Olio [33]

Un sistema tandem ibrido è utile quando si ha a che fare con una corsa verticale del cilindro. In questa situazione infatti la gravità potrebbe causare una eccessiva accelerazione durante la corsa di rientro. In questo modo si potrebbe addirittura evitare di porre un sistema esterno che blocchi il circuito.

11 Movimentazione sequenziale

In generale, esistono casi in cui bisogna alimentare diversi attuatori attraverso lo stesso gruppo di alimentazione. Come si può fare per ottenere la possibilità di dare priorità all'uscita di uno degli steli rispetto agli altri? Una possibile risposta a questa domanda è quella di usare una valvola di sequenza.

11.1 Valvola di Sequenza

Come è già stato accennato in precedenza, nel caso in cui sono presenti più attuatori in parallelo, quello che è soggetto ad un carico minore è il primo ad iniziare la sua corsa. Se si ha una sequenza da comandare ed il primo cilindro da muovere è quello con carico minore, non si hanno problemi. Ma nel momento in cui si deve realizzare, per esempio, prima la corsa relativa ad un cilindro maggiormente caricato e dopo quella di uno caricato in maniera più leggera, bisogna ricorrere ad una valvola di sequenza.

Essa è una valvola che in condizioni di riposo è chiusa, viene usata per alimentare un'utenza presente a valle di essa, solo nel caso in cui la pressione di monte raggiunge il valore di pressione di apertura della molla integrata con la valvola stessa. Questa tipologia di valvola è simile ad una valvola limitatrice di pressione, ma ha due grandi diversità.

La prima è che a valle della valvola stessa è sempre presente una linea in pressione e la seconda è che deve sempre essere presente un drenaggio esterno.

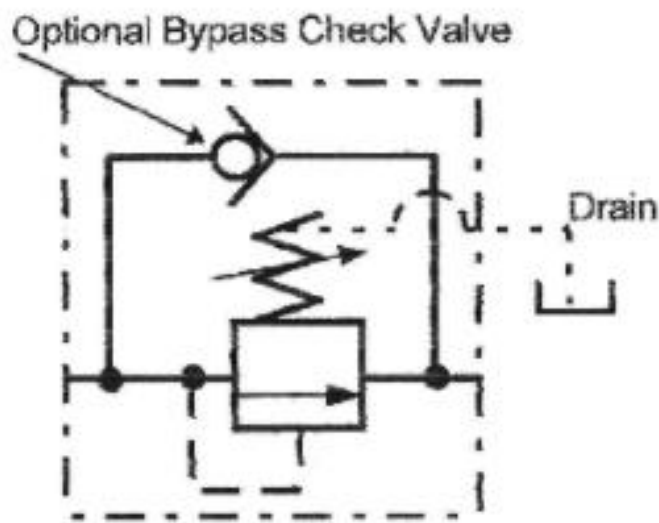


Figura 89 - Valvola di Sequenza [34]

Nella figura mostrata sono presenti il drenaggio esterno sulla destra, in più vi è la presenza di una valvola di non ritorno che permette il bypass della valvola stessa, nel momento in cui il circuito sia percorso nel verso opposto.

Viene riportato di seguito un esempio di come viene utilizzata una valvola di sequenza. Nel circuito sono presenti due cilindri, un distributore, la valvola di sequenza (con in parallelo una valvola di non ritorno), una limitatrice di pressione e la pompa.

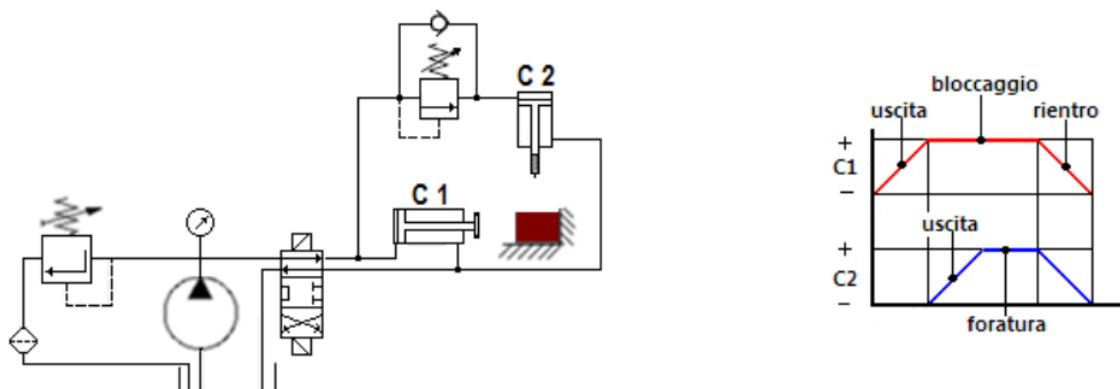


Figura 90 - Circuito con Valvole di Sequenza e Diagramma Movimento-Fasi [35]

Immaginando di commutare il distributore e porlo nella condizione di frecce parallele, si può garantire la fuoriuscita dei due steli. Ma se non vi fosse la valvola di sequenza, come già è stato detto, il primo cilindro a mettersi in moto sarebbe quello su cui è applicato il carico minore.

Fortunatamente in questo circuito è presente questa valvola, che regolerà il moto dei cilindri. Ipotizziamo di avere necessità di usare il primo cilindro **C1** per posizionare un pezzo da lavorare, mentre il secondo cilindro **C2** deve essere utilizzato per forare il pezzo ormai in posizione. Se non vi fosse sequenzialità nei movimenti, avremmo dei pezzi che non verrebbero lavorati dopo essere stati posti nella giusta posizione, ma forati in posizioni intermedie. Ma utilizzando la valvola di sequenza e settando il precarico della molla ad un valore superiore rispetto al carico a cui bisogna arrivare per muovere il cilindro **C1**, si riesce ad ottenere la sequenzialità dei movimenti.

La presenza della valvola di non ritorno, garantisce che nel momento in cui il circuito venisse attraversato nel verso opposto non vi sarebbe il problema di dover attivare la valvola di sequenza. Questa valvola essendo normalmente chiusa ed avendo una linea di pilotaggio che è a monte di se stessa, risulta impossibile da aprire nel caso in cui venisse alimentata da valle.

In più nella figura è riportato un *diagramma movimento-fasi* che spiega per via grafica cosa accade all'interno del circuito e con quale ordine si muovono i vari attuatori.

Al fine di garantire la fase di rientro è necessario commutare la valvola 3/4 nella posizione di frecce incrociate.

La successiva immagine riporta la sezione di una valvola di sequenza.

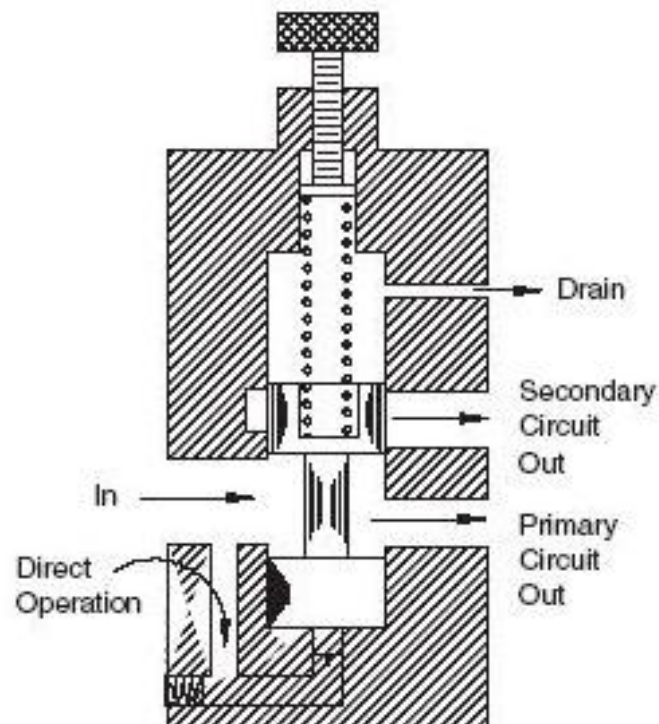


Figura 91 - Valvola di Sequenza in Sezione [36]

Nella precedente immagine possiamo notare la presenza di un circuito primario ed un secondario. Nel momento in cui la pressione del fluido nel circuito è abbastanza alta da poter contrastare la forza di precarico della molla, allora il cassetto della valvola si sposta verso l'alto. Grazie a questo spostamento l'olio in pressione potrà raggiungere la bocca di uscita che si getta sul circuito secondario.

In più, su questa valvola, è presente una rotella che permette di aumentare il precarico della molla e, di conseguenza, la sua pressione di taratura. Quindi facendo aumentare il precarico della molla si garantisce che ci debba essere una pressione maggiore nel fluido al fine di poter muovere il cassetto.

In generale possiamo dire che per attivare n attuatori in parallelo, che dipendono tutti dallo stesso gruppo di alimentazione, si ha necessità di $n - 1$ valvole di sequenza.

A titolo esemplificativo viene riportata di seguito una valvola di sequenza ad azionamento diretto.



Figura 92 - Sequence Valve [37]

Questa valvola ha un corpo in acciaio zincato, i componenti interni invece sono in acciaio rettificato e temprato termicamente. I trafilamenti interni sono trascurabili e la tenuta è a cono guidato.

Esiste la possibilità di montare diverse molle per diversi campi di taratura.

La temperatura dell'olio durante l'utilizzo deve essere di 50 °C e la viscosità deve essere intorno ai 30 cSt.

In tabella sono riportate le perdite di carico che si hanno attraverso la valvola, a seconda della portata di olio che passa nella valvola stessa.

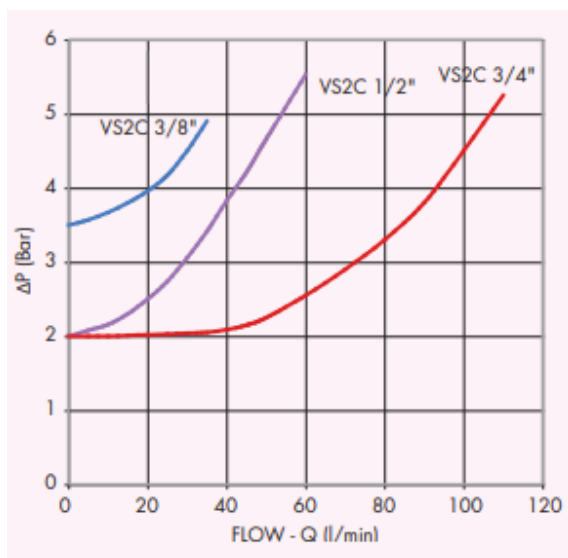


Tabella 5 - Perdite di Carico VS Portata

Le 3 diverse curve sono legate alla possibilità di usare diverse valvole con diverse dimensioni, ma con le stesse caratteristiche

11.2 Valvola di Sequenza, circuito Amesim

Il circuito con valvola di sequenza realizzato in ambiente Amesim è il seguente.

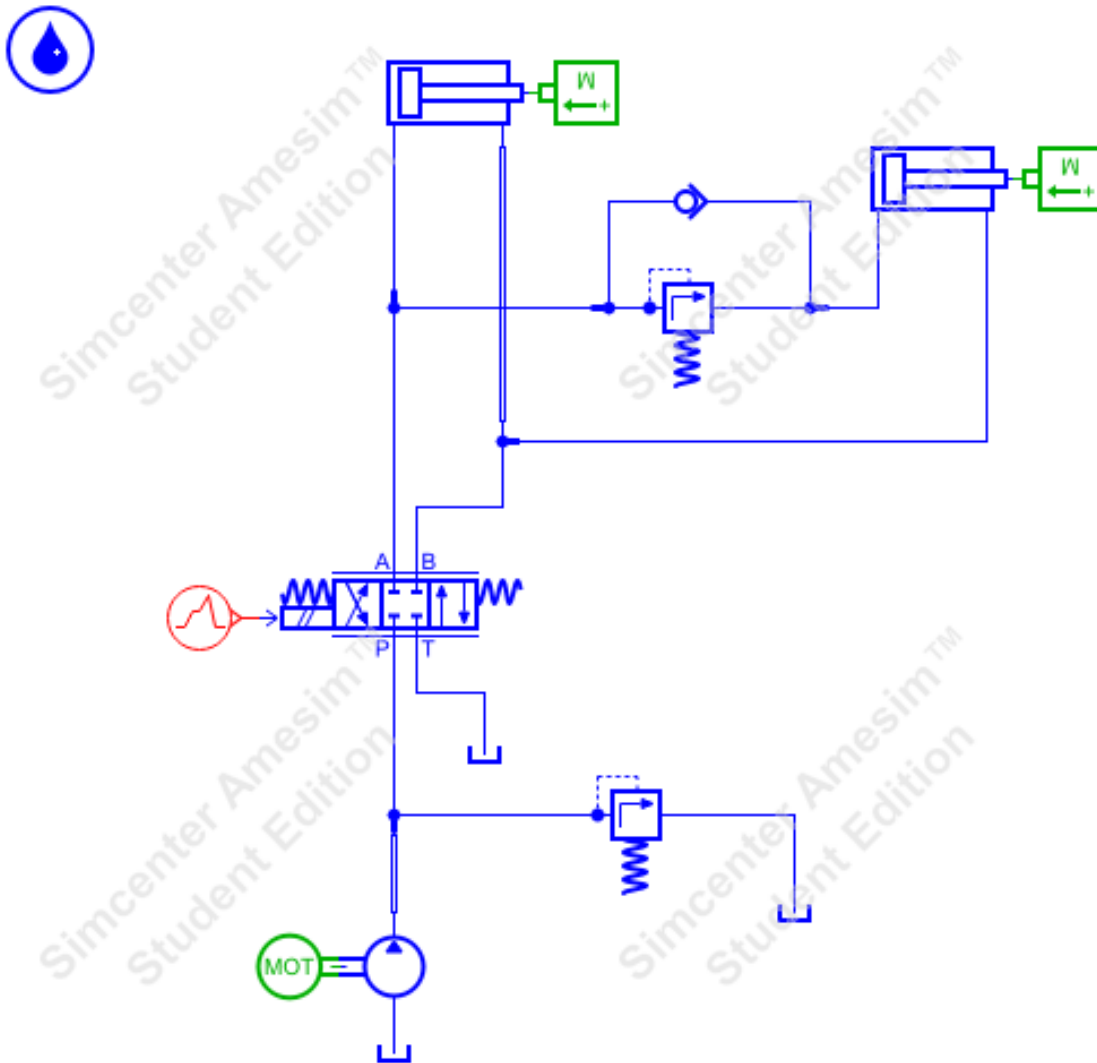


Figura 93 - Circuito con Valvola di Sequenza, Amesim

Il distributore è regolato in maniera tale che rimanga chiuso per il primo secondo di simulazione e che poi successivamente passi in condizione di frecce parallele.

I risultati della simulazione sono quelli che ci si aspettava. Ponendo la limitatrice ad un valore di pressione superiore rispetto alla taratura della valvola di sequenza si ottiene che il primo attuatore cominci la sua corsa di uscita mentre l'altro rimane fermo. Una volta che il primo è completamente fuoriuscito allora la pressione nel circuito cresce e fa aprire la valvola di sequenza che realizzerà la corsa di uscita del secondo attuatore.

Il valore di taratura per l'apertura della limitatrice di pressione è stato scelto di 300 *bar* mentre quello della valvola di sequenza è stato scelto di 250 *bar*.

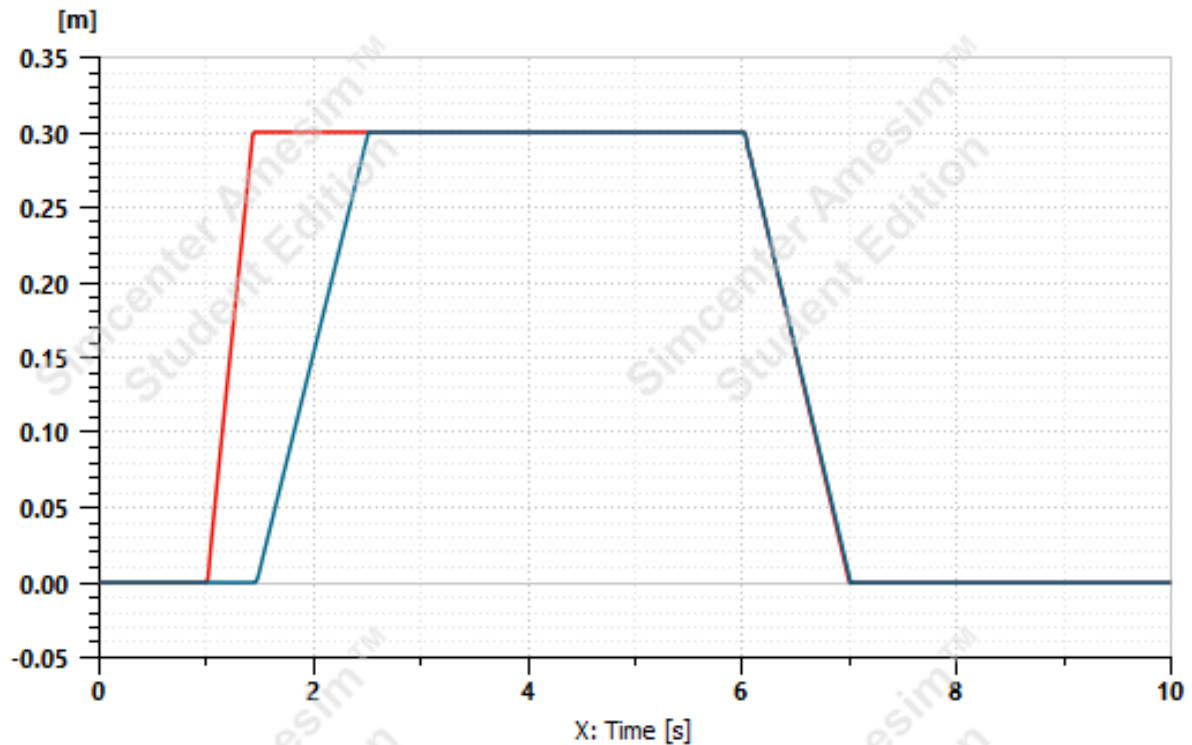


Figura 94 - Spostamento degli Attuatori, Valvola di Sequenza

Al contrario, per quanto riguarda la corsa di rientro i due cilindri sono perfettamente sincronizzati. Questo è a causa del fatto che sono due attuatori identici per dimensioni e sui quali sono presenti due carichi uguali.

Cosa succederebbe nel caso in cui venissero invertiti i valori di taratura delle due valvole? Se ipotizziamo di avere la limitatrice posta ad un valore di 250 bar e la valvola di sequenza ad un valore di 300 bar, quale sarà il risultato di questa simulazione?

Quello che accade in questa configurazione è che solo il primo cilindro riesce a realizzare la sua corsa di fuoriuscita. Il secondo non ci riesce poiché la valvola di sequenza non viene aperta ma rimane chiusa. Questo a causa del fatto che la limitatrice di pressione entra in regolazione prima della valvola di sequenza e quindi manda al serbatoio tutta la portata di fluido.

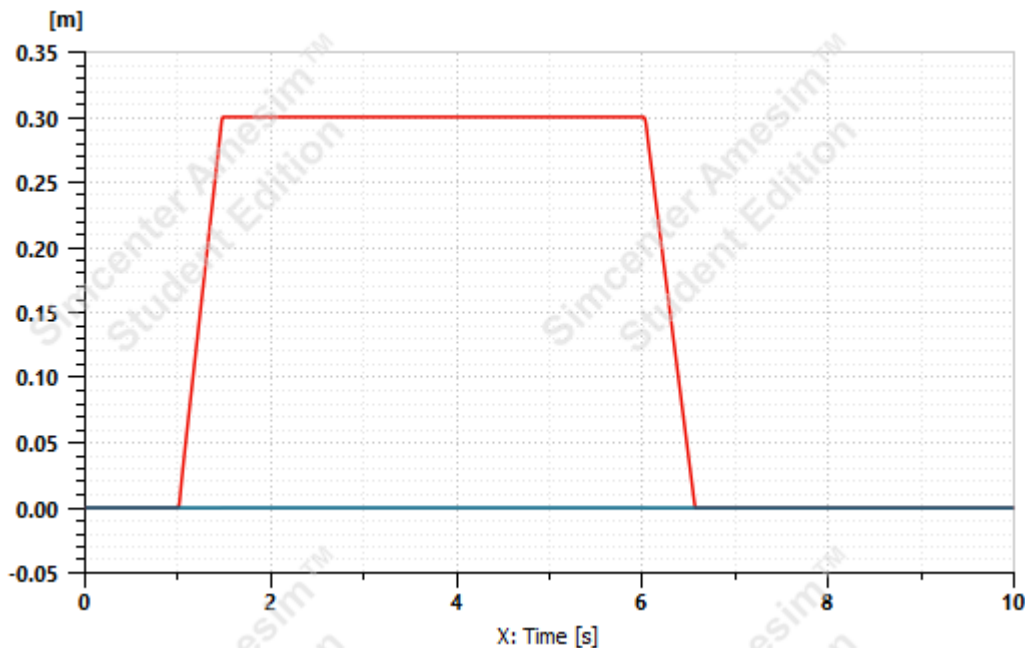


Figura 95 - Valvola di Sequenza con taratura errata, Amesim

In blu nella figura precedente è riportato il grafico relativo all'attuatore posto dopo la valvola di sequenza, quello che non realizza un movimento. Mentre il rosso realizza la sua corsa di fuoriuscita e quella di rientro.

12 Rigenerazione della portata

Al fine di poter descrivere al meglio questo sistema che è implementato all'interno di alcuni circuiti idrodinamici è necessario realizzare un circuito come quello in figura.

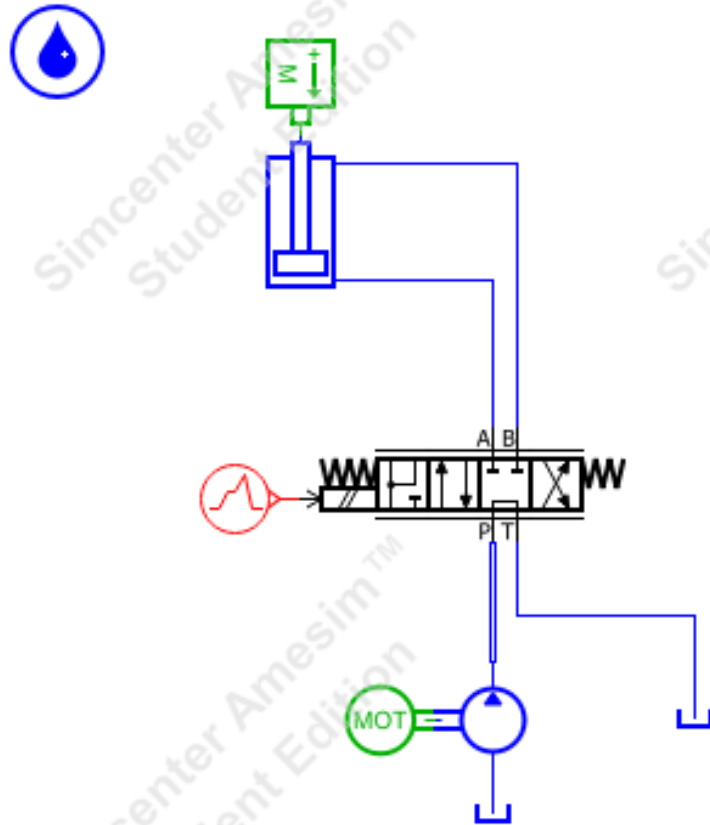


Figura 96 - Circuito con Rigenerazione della Portata

Sono necessarie altre due accortezze per realizzare al meglio questo circuito.

- Il rapporto fra le superfici attive del cilindro a doppio effetto deve essere: $A: a = 2: 1$;
- il distributore deve essere dotato di una posizione in più rispetto a quelli visti fino ad ora.

Questa ulteriore posizione permette di connettere le due camere dell'attuatore alla pompa che è posta all'inizio del circuito. In questa maniera entrambe le camere sono alla stessa pressione. La rigenerazione della portata consiste nell'invio della portata che viene scaricata dalla camera piccola, insieme con quella generata dalla pompa, alla camera grande dell'attuatore.

In questa maniera si ottiene che:

$$Q_A = Q_a + Q_P$$

In cui tutte le portate sono calcolate in m^3/s , oppure equivalentemente in L/min , e nello specifico:

- Q_A è la portata inviata alla camera grande;
- Q_a è la portata inviata dalla camera piccola;
- Q_P è la portata inviata dalla pompa.

Tramite la rigenerazione è possibile ottenere una velocità di uscita dello stelo amplificata rispetto a quella che si realizza senza la rigenerazione stessa.

Con un distributore realizzato in maniera simile a quello riportato in figura si ha la possibilità di realizzare tre tipi di configurazioni.

La prima è quella di una uscita dello stelo non rigenerativa, ottenuta mediante una configurazione a frecce parallele.

La seconda configurazione è quella che si realizza con le frecce incrociate nel distributore.

Infine l'ultima possibilità è quella di avere l'uscita rigenerativa, più veloce rispetto a quella precedente, ma necessaria per equilibrare carichi minori.

La ragione per cui è necessario, o perlomeno conviene avere un rapporto delle superfici di 2:1 è che in questa maniera durante la fase di rientro dello stelo la velocità è uguale a quella che si ottiene con la fuoriuscita rigenerativa.

12.1 Circuito Rigenerativo in una Brocciatrice

Un esempio applicativo di un circuito in cui è implementata la rigenerazione della portata è quello di un circuito attraverso cui si controlla una brocciatrice.

La brocciatrice è la macchina utensile che permette di realizzare la lavorazione denominata brocciatura. È una lavorazione che consiste nell'asportazione di truciolo tramite un utensile chiamato spina o broccia. Viene sovente utilizzata al fine di garantire delle finiture superficiali molto più elevate di quelle ottenibili con una fresatura, permette la lavorazione di superfici interne o esterne del pezzo. È una lavorazione molto rapida ma abbastanza costosa, che viene messa in atto soprattutto quando si ha a che fare con delle lavorazioni realizzate in serie.

Esistono due diverse tipologie di brocciatura, quella interna e quella esterna.

La prima è usata quando si ha necessità di rifinire la superficie interna di un foro preesistente oppure per dare il profilo desiderato ad un foro circolare. In questo caso la broccia è realizzata con dei denti di sporgenza crescente atti ad asportare in maniera progressiva materiale dalla superficie. Ovviamente è necessario che il foro di partenza sia della dimensione adatta affinché la broccia possa entrare al meglio dentro il foro.

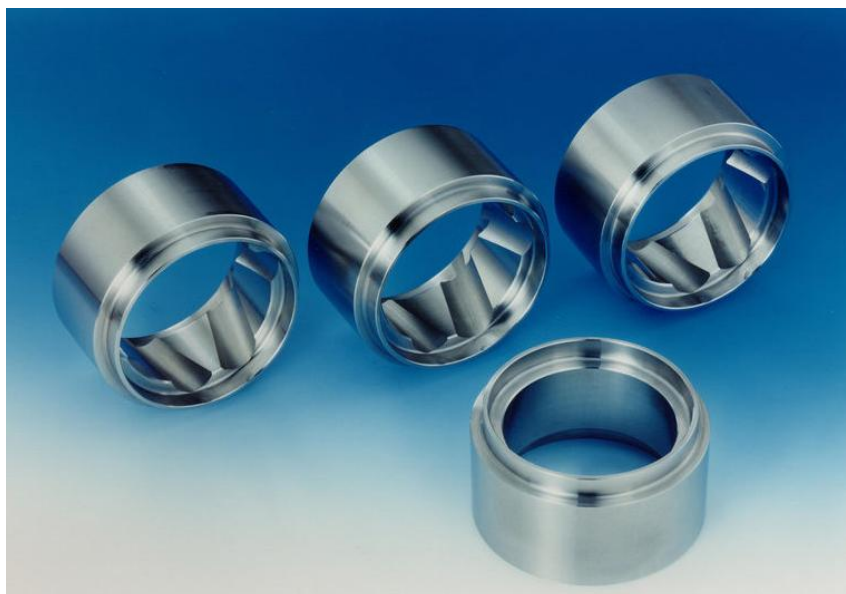


Figura 97 - Esempio di Brocciatura Interna [41]

La brocciatura esterna invece è quella particolare lavorazione che viene messa in atto quando sia ha necessità di lavorare la superficie esterna di un pezzo in lavorazione. Gli utensili, che nella lavorazione precedente avevano una forma ad asta dentata, in questo caso si presentano come delle piastre dotate di molteplici file di denti. Il moto di lavoro può essere fornito all'utensile o al pezzo.



Figura 98 - Esempio di Brocciatura Esterna [42]

Le brocciatrici possono essere a struttura verticale o orizzontale. Nella figura seguente è riportato il cilindro idraulico che comanda la broccia, nel caso di una lavorazione per brocciatura orizzontale.



Figura 99 - Cilindro Idraulico di comando per Brocciatrice [43]

Il circuito che prevede la rigenerazione della portata per la brocciatrice è il seguente.

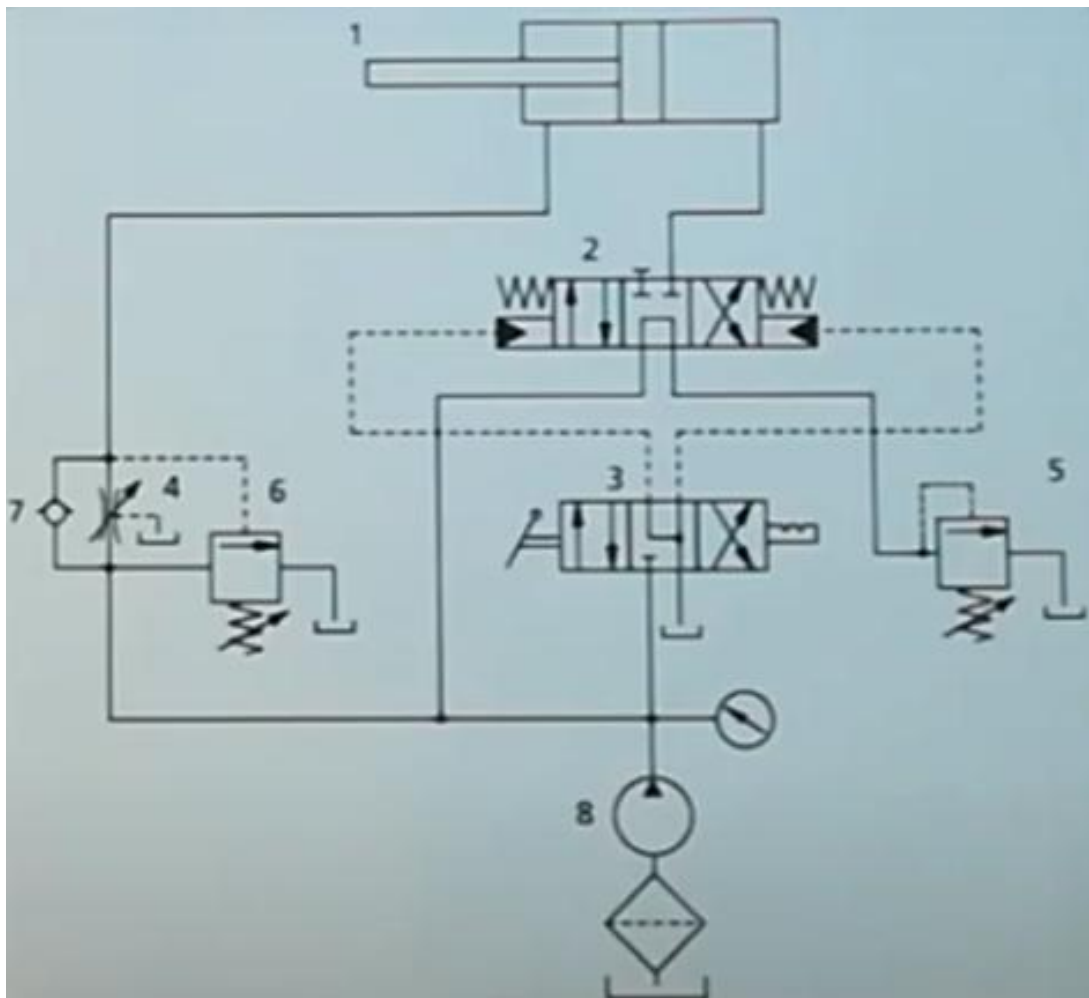


Figura 100 - Circuito Rigenerativo, per una Brocciatrice [44]

Il cilindro 1, rappresenta il cilindro tirabroccia, la sua corsa di rientro permette la lavorazione. Al contrario la fuoriuscita dello stelo servirà al fine di riposizionare la brocciatrice.

Il distributore del cilindro, che è dotato di un pilotaggio idraulico, permette di poter mettere in atto la corsa di fuoriuscita e quella di rientro.

Per poter mettere in atto la corsa di rientro dello stelo, sarà necessario commutare la valvola 3 in posizione di frecce parallele. In questo modo si attiva il distributore 2, tramite un pilotaggio, nella posizione a frecce parallele e la camera grande del cilindro vedrà la valvola 5 che è una limitatrice di pressione, al fine di non avere una corsa di rientro eccessivamente veloce ma una corsa controllata. Al contrario, la camera lato stelo, continua a vedere la pompa che invia portata. Con questa configurazione si permette una lavorazione molto regolare e una movimentazione precisa.

Una volta che la lavorazione è completata, ci sarà necessità di far riuscire lo stelo, posizionando il distributore 3 in posizione di frecce incrociate, potremo realizzare questo scopo. Il pilotaggio di sinistra andrà in scarico e andrà in pressione quello di destra. Con questa procedura si realizza che la camera grande del cilindro sarà alimentata direttamente dalla pompa, mentre la piccola verrà scaricata. Ma questa portata scaricata non è inviata al serbatoio, bensì viene sommata alla portata che sta entrando nel cilindro. La somma di queste due portate sarà quella che arriva al pistone in camera grande.

In questo modo, la velocità che viene realizzata per la corsa di fuoriuscita dello stelo è molto elevata. Questa pratica è utile perché permette di non controllare la velocità di uscita dello stelo in una fase nella quale non si è interessati alla precisione di moto

12.2 Esempio di Circuito Rigenerativo su Amesim

Al fine di rendere più chiara la trattazione dei circuiti rigenerativi, si è usato Amesim per mostrare i risultati di quanto detto in precedenza. Il circuito a cui si farà riferimento nella parte successiva della trattazione è il seguente.

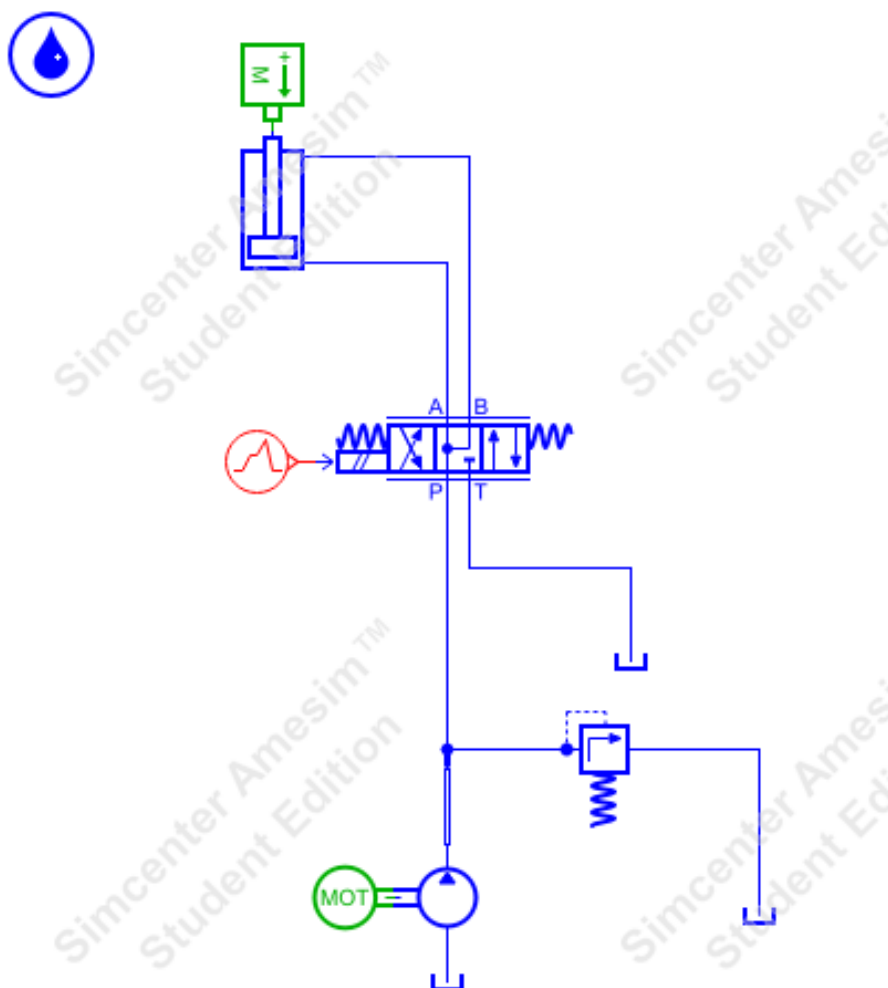


Figura 101 - Circuito Amesim, per la Rigenerazione

In questo circuito è presente, oltre al solito cilindro e alla pompa, un distributore con 3 posizioni e 4 bocche, con attivazione tramite solenoide. La posizione centrale del distributore è quella che garantisce la fuoriuscita rigenerativa dello stelo, quella a sinistra (a bocche incrociate) permette il rientro, senza rigenerazione. La bocca di destra (a frecce parallele) permette la fuoriuscita dello stelo, senza rigenerazione.

Il comportamento del solenoide che attiva la valvola distributrice è leggermente più complesso rispetto ai casi visti fino ad ora, mentre in precedenza abbiamo sempre fatto riferimento ad una valvola che da una posizione commuta in un'altra qui abbiamo 3 posizioni diverse che vengono toccate durante la simulazione.

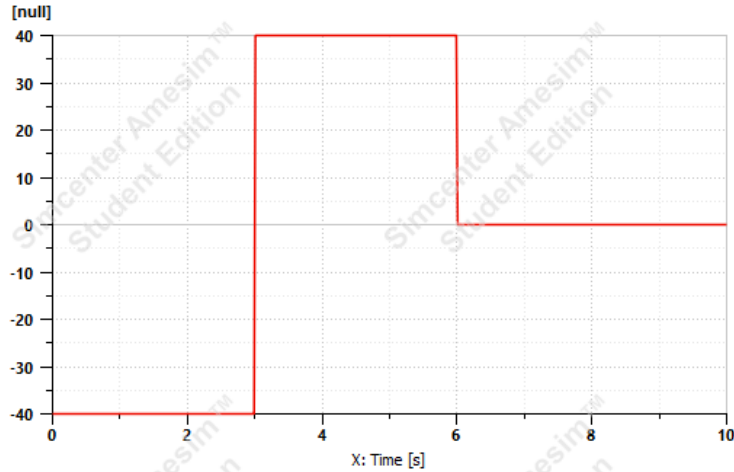


Figura 102 - Andamento del Segnale del Solenoide

Il solenoide commuta ad inizio simulazione la valvola nella posizione di frecce parallele, in maniera tale da alimentare la camera grande dell'attuatore, realizzando la corsa non rigenerativa dello stelo. Successivamente il segnale del solenoide sul distributore cambierà di segno e attiverà il distributore in configurazione di frecce incrociate. Così facendo si realizza la corsa di rientro dello stelo. Terminata questa fase il solenoide viene disattivato, il risultato è che ora siamo nella configurazione di riposo del distributore, l'effetto è che si realizzerà la corsa rigenerativa per il nostro attuatore lineare.

Il tempo totale di simulazione è stato di 10 *secondi* le prime due fasi sono durate 3 *secondi* mentre la terza fase 4 *secondi*.

Il rapporto fra le superfici di azione dell'attuatore è di 0.5, l'area della superficie utile della camera grande misura 1964 mm^2 mentre la superficie utile della camera piccola misura 982 mm^2 .

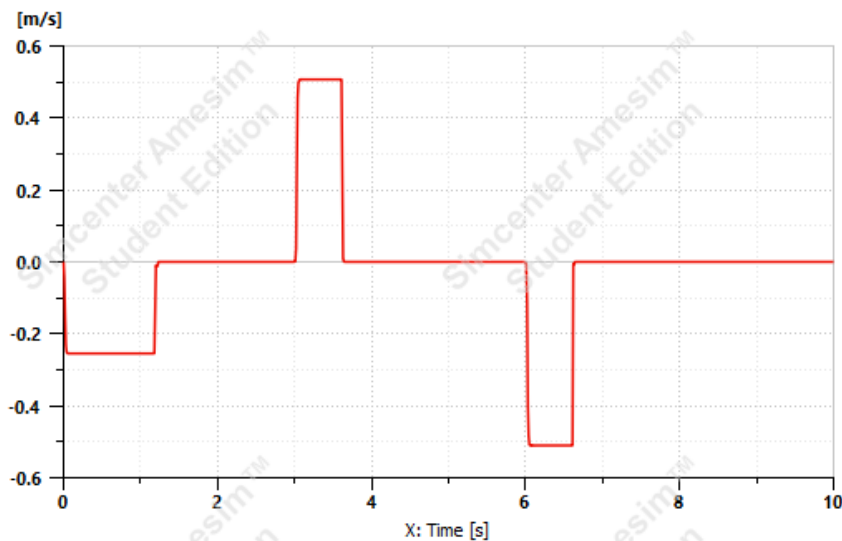


Figura 103 - Andamento Velocità, Rigenerazione della Portata

I risultati ottenuti dalla simulazione con Amesim, sono concordi a quelli che ci si sarebbe aspettato di ottenere. La corsa di fuoriuscita *rigenerativa* è più rapida di quella con fuoriuscita *normale*.

Nel seguente grafico è riportato l'andamento dello spostamento del pistone in funzione del tempo, sempre nel caso appena studiato, quindi in presenza di una rigenerazione della portata.

La prima parte del grafico riporta la fuoriuscita dello stelo senza rigenerazione, la seconda la corsa di rientro e l'ultima parte è il risultato della corsa di fuoriuscita con rigenerazione della portata.

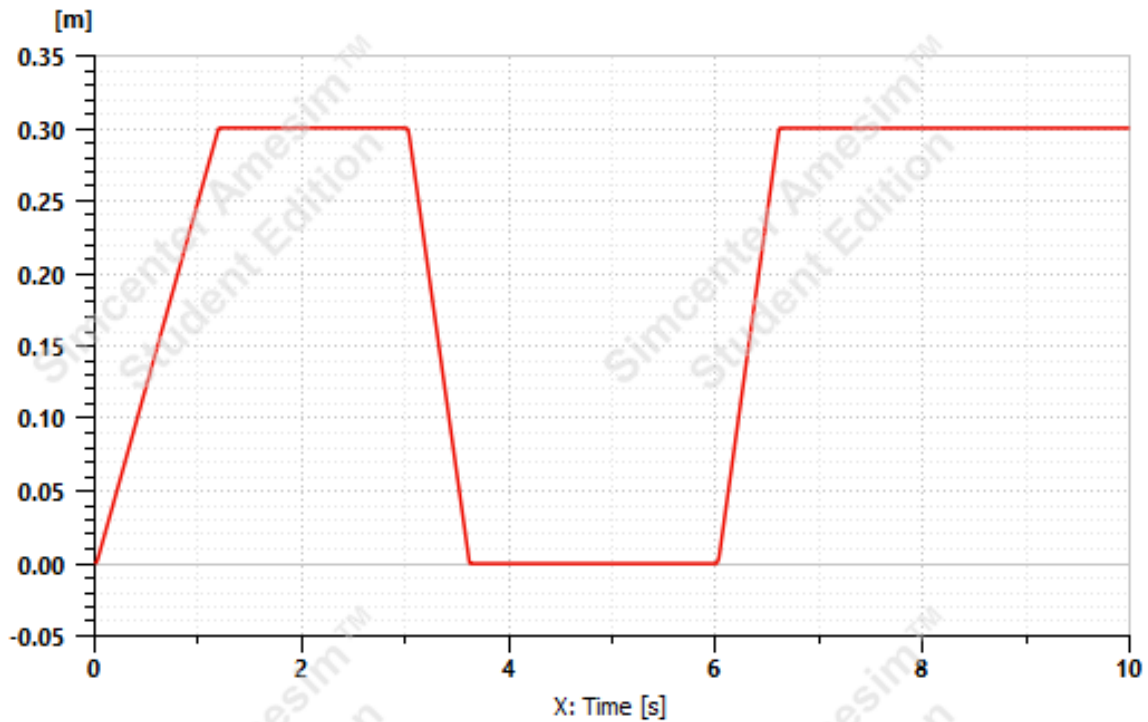


Figura 104 - Andamento Spostamento, Rigenerazione della Portata

13 Movimentazione sincrona

Immaginiamo di voler alimentare due attuatori lineari, posti in parallelo dal punto di vista idraulico, ma con il desiderio di voler ottenere una corsa sincronizzata fra i due. Come si può ottenere la corsa sincrona di questo gruppo?

Si ipotizza di avere due identici cilindri, questa ipotesi non è verificata nella sua totalità, poiché delle discrepanze relative alle tolleranze geometriche e dimensionali ci saranno. Il fine ultimo di questa configurazione è quello di realizzare la stessa velocità di fuoriuscita per entrambi i corpi, immaginando che partano entrambi dalla configurazione di stelo completamente rientrato.

Il sistema a cui si fa riferimento è il seguente:

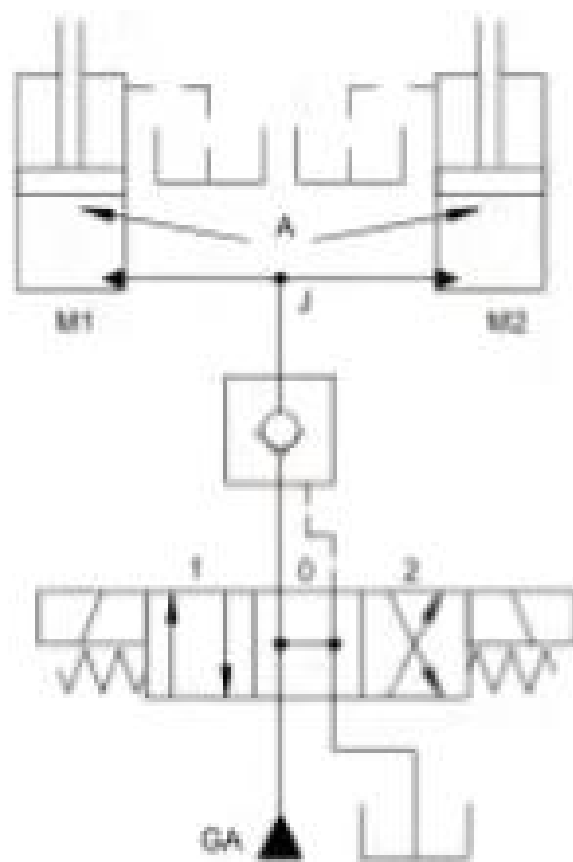


Figura 105 - Schema Circuitale, sincronizzazione attuatori

Anche ipotizzando di avere un carico esterno sui due steli differente, quello che si vuole realizzare è ottenere una velocità uguale di fuoriuscita.

Un'idea per rendere più chiara la trattazione può essere quella di immaginare di avere una tavola posta sui due attuatori, che verrà sollevata, ma il carico di questa tavola non è posizionato al centro ma bensì su uno dei due steli. A causa di questa eccentricità risulta che il carico su uno dei cilindri è superiore all'altro.

Utilizzando un circuito come quello in figura, in cui abbiamo connesso semplicemente le due porte delle camere grandi dei cilindri con la pompa, non sarà possibile avere la stessa velocità dei due steli, perché l'olio mandato in pressione nel circuito tenderà ad andare nel cilindro dove il carico è inferiore. In altre parole il fluido tenderà ad andare per la strada a minore resistenza.

Una volta commutata la valvola 3/4 e posta in condizione di frecce parallele, l'olio inizierà a circolare nel circuito e, una volta superata la valvola di non ritorno pilotata, giungerà nella giunzione che connette i due cilindri. La pressione inizierà a salire fino al raggiungimento del valore che permette la risalita del cilindro con carico minore (poiché stiamo ipotizzando di avere cilindri geometricamente identici). Esso sale e durante il suo moto, visto che il pistone è in equilibrio, questa pressione viene imposta anche nella giunzione e nella camera grande dell'altro cilindro, che però non sarà messo in moto. Questa pressione non è abbastanza elevata per bilanciare la forza che è esercitata sul secondo attuatore, ergo questo cilindro rimane completamente ritratto.

Questa situazione permane fino a quando l'attuatore caricato in maniera più leggera non arriva al fondocorsa, poiché solo in questa condizione si realizza che la pressione nel circuito sale al punto tale da poter garantire che anche l'altro attuatore entri in movimento. Una volta che anche questo è in movimento, la pressione nel circuito permane a quel valore fino a quando anche questo cilindro non raggiunge il fondocorsa. Immaginando di lasciare la valvola direzionale commutata in questa posizione, l'olio in pressione nel circuito verrà scaricato dalla valvola limitatrice di pressione posta subito dopo la pompa del circuito una volta che anche il secondo attuatore ha completato la sua corsa.

Implementando su Amesim il circuito appena analizzato, con qualche semplificazione, al fine di alleggerire la trattazione, il risultato è il seguente schema circuitale.

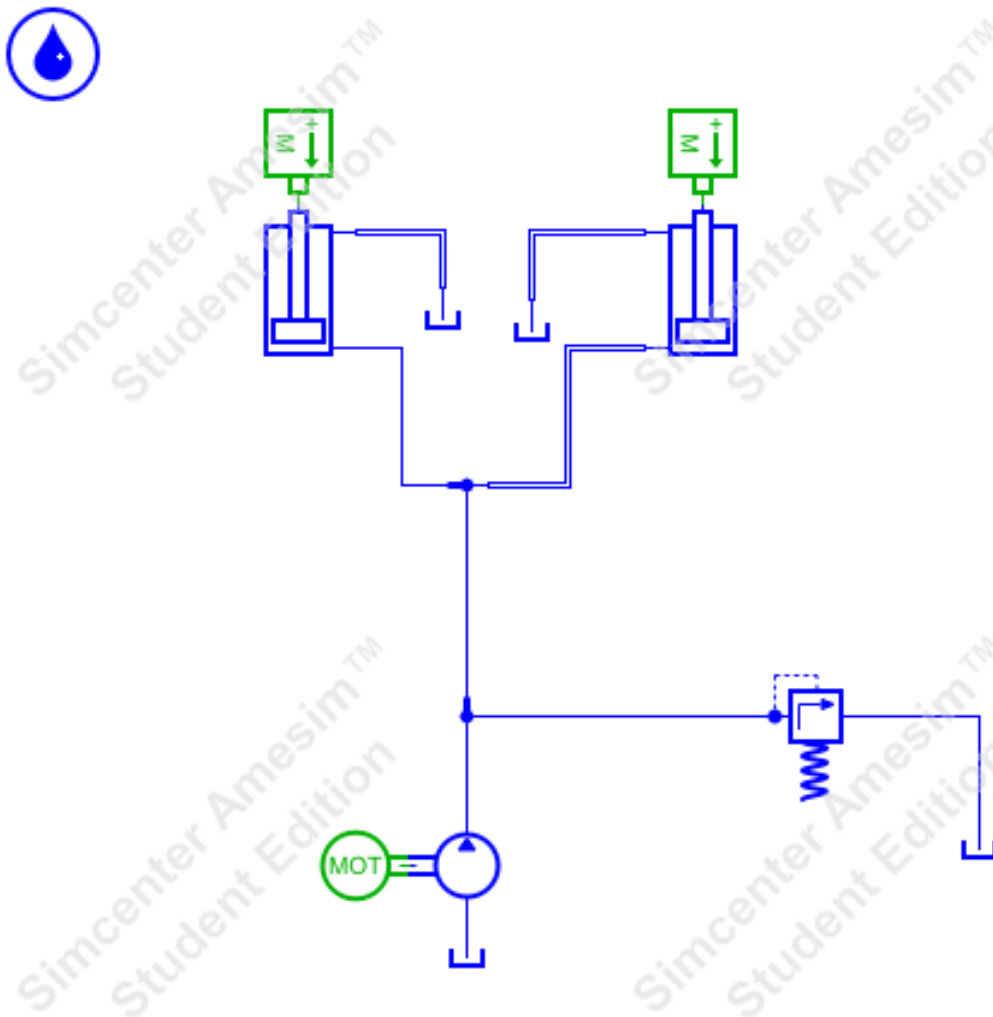


Figura 106 - Schema Circuitale, senza sincronizzazione

I risultati ottenuti sono quelli che ci aspettavamo.

Il cilindro più caricato è quello di sinistra, ergo quello che inizierà a salire prima fra i due steli è quello di destra, nella prossima figura è la curva in rosso. Al contrario la curva in blu rappresenta il cilindro con carico maggiore che, come volevasi dimostrare, ha iniziato la sua corsa di uscita solo dopo che quello caricato in maniera più soft ha iniziato la sua.

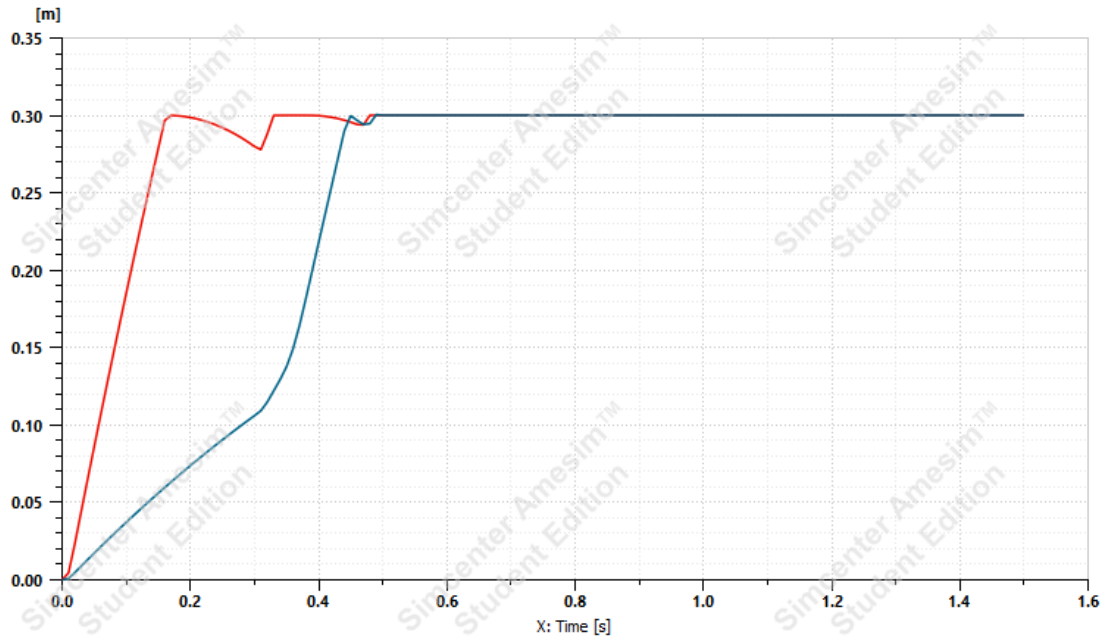


Figura 107 - Corse dei 2 cilindri, con carichi differenti

Mentre, per quanto concerne la valvola limitatrice di pressione, essa rimane chiusa fino a quando entrambi i cilindri non hanno raggiunto la loro massima estensione. Dopo questo avvenimento essa si apre e inizia a scaricare tutta la portata che arriva dalla pompa.

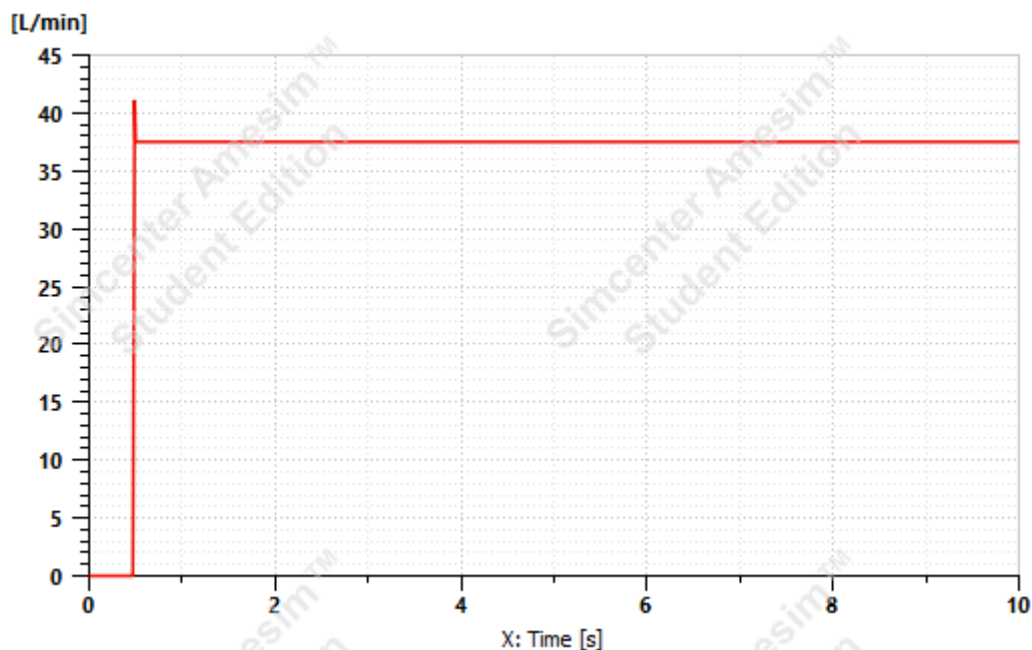


Figura 108 - Apertura della valvola limitatrice di pressione

Con questa configurazione, non si è in grado di garantire il moto sincrono nelle corse di estensione degli attuatori, ma quello che si realizza è un moto sequenziale. Il problema sussiste nel fatto che le due camere dei cilindri sono collegate e sono alla stessa pressione, ma questa pressione può bilanciare, inizialmente, solo uno dei due carichi. L'altro essendo maggiore non viene bilanciato.

Al fine di avere il moto sincrono dei due attuatori lineari è necessario disaccoppiare la pressione della giunzione dalle pressioni nelle due camere grandi dei nostri due attuatori. Vanno introdotte due resistenze, che inducano una differenza di pressione che sia in grado di bilanciare le due diverse forze. Quello che si realizza è porre due resistenze subito a valle della giunzione.

Nel particolare, la resistenza a monte dell'attuatore che è più caricato potrà anche essere lasciato alla sua apertura massima, poiché il suo comportamento sarà da *compensator* mentre lo strozzatore che verrà posto a monte del cilindro meno carico si comporterà da *metering* poiché dovrà fornire una caduta di pressione.

L'informazione di pressione proveniente dal lato più caricato raggiungerà la giunzione ed anche la mandata della pompa, ma anche la bocca di ammissione dell'altro strozzatore. Ma poiché questo strozzatore lavora come *metering restrictor* allora si ha che esso genera la caduta di pressione dato che all'uscita di esso si avrà una pressione pari a quella del carico posto sopra l'attuatore. In questo modo si è realizzata la possibilità di avere diverse forze sui due cilindri.

13.1 Divisore di Flusso

Il divisore di flusso è la valvola preposta a questo scopo. I due strozzatori di cui si è parlato pocanzi sono implementati dentro questa valvola al fine di garantire il moto sincrono di due diversi attuatori. È una valvola a 3 porte, una di esse è connessa con la pompa mentre le altre 2 vanno agli attuatori lineari.

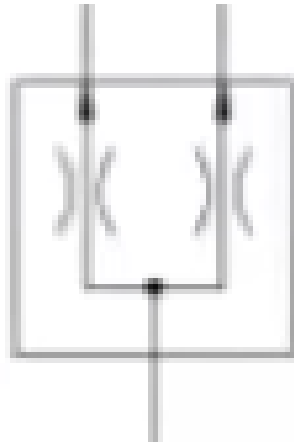


Figura 109 - Divisore di flusso

Mentre lo schema dettagliato del componente può essere riassunto in questa maniera.

Consiste in una valvola a cassetto e 2 strozzatori fissi che hanno la stessa area di passaggio. La posizione di questo cassetto è decisa dai due livelli di pressione che si realizzano a valle dei due strozzatori.

La valvola è a posizionamento continuo e può variare fra tre posizioni quella centrale in cui entrambi i flussi sono liberi e le due laterali che invece implicano uno strozzamento su uno dei due canali alternativamente. Nella configurazione estrema, uno dei due percorsi viene chiuso.

Lo scopo del divisore di flusso è quello di dividere la portata proveniente dalla pompa in due flussi, esso, prescindendo dalle forze che sono presenti sui due attuatori lineari, riesce a dividere in due la portata e quindi a realizzare il moto sincrono tra gli attuatori.

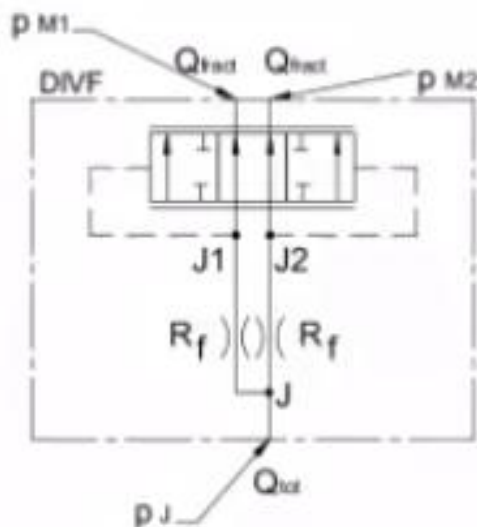


Figura 110 - Divisore di Flusso, schema dettagliato

Partendo dalla condizione iniziale del cassetto, nella posizione centrale, ci rendiamo conto che se il cassetto va a destra o sinistra, una delle porte rimane completamente aperta mentre l'altra viene parzializzata e nella condizione di lavoro estrema, questa linea viene completamente chiusa.

Ad esempio, se il cassetto va verso sinistra, abbiamo una parzializzazione della linea che porta olio all'attuatore di sinistra.

Pensiamo di avere differenti pressioni sulle due porte che afferiscono agli attuatori, per esempio la pressione sulla linea 1 è più grande di quella sulla linea 2. Questa maggiore pressione avrà anche un effetto sul cassetto della valvola tramite il pilotaggio che parte da J1, ergo esso tenderà a spostarsi verso destra e a parzializzare la linea di destra, facendo calare la portata che arriverà all'attuatore di destra.

La cosa importante da notare è che le pressioni, a monte e a valle dei due strozzatori, sono identiche, poiché sono presenti i 2 pilotaggi che spingono entrambi sul cassetto e per questioni di equilibrio il cassetto si sposta fino a quando le 2 pressioni non diventano uguali. Quando si raggiunge una condizione di equilibrio del cassetto, allora si ha che le due pressioni ai capi degli strozzatori sono identiche. Mentre, ad esempio, nel caso considerato in precedenza, dopo il cassetto si ha un calo di pressione sul lato dove è presente il cilindro con un carico minore. In questa maniera si realizza una divisione del flusso proveniente dalla pompa.

Una delle controindicazioni di questa tipologia di valvola è che vi è un notevole dispendio energetico al suo interno, dovuto alla presenza delle numerose strozzature che generano cadute di pressione e che fanno calare il rendimento della trasmissione. D'altro canto però è una valvola che ha un costo molto basso.

13.2 Ricombinatore di Flusso

Al contrario del caso precedente, quello che si vuole ottenere con questa configurazione è la corsa di rientro di due attuatori lineari sincronizzati considerando sempre che siano presenti su di essi due carichi diversi.

Questo componente è il duale del *Flow Divider*.

Nel primo caso la valvola riceve in input dalla bocca in basso la mandata della pompa e la divide consegnandola ai due attuatori, che rappresentano l'output. Con il ricombinatore invece la situazione è speculare, l'input arriva dagli attuatori e l'output è quello che viene mandato in scarico sulla bocca inferiore del componente.

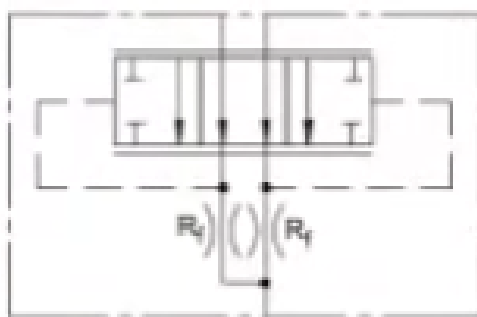


Figura 111 - Flow Combiner

Dalla figura ci rendiamo conto che il componente appena descritto è praticamente identico, a meno di qualche differenza di connessione fra le bocche che vengono parzializzate, al divisore di flusso.

13.3 Esempi di Divisori di Flusso e di Ricombinatori di Flusso

Il divisore di flusso della HydraPac Italia, funge a seconda della volontà di chi lo usa sia da divisore che da ricombinatore di flusso. A seconda del modello scelto si hanno varie taglie a disposizione, da un minimo di 1 litro in ingresso fino ad 80 litri. Esso è realizzato in ghisa.

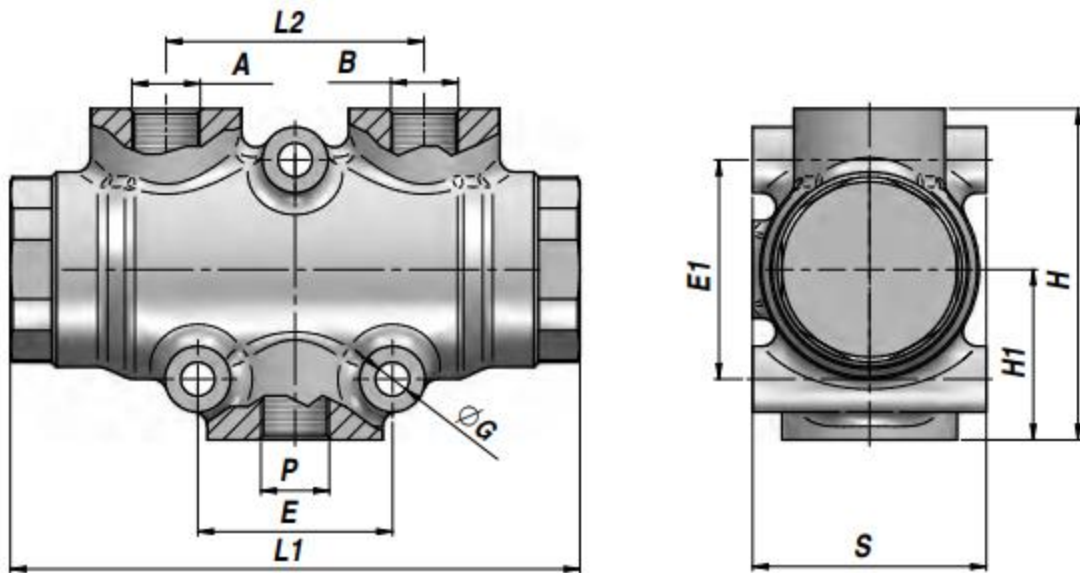


Figura 112 - Flow Divider, HydraPac Italia [45]

Un ulteriore esempio di divisore di flusso è il seguente.



Figura 113 - Divisore di Flusso da 3/8" [46]

Il costo di questo componente, nel particolare è di circa 260€, può gestire portate comprese tra i 25 ed i 40 litri e divide la portata in due flussi perfettamente uguali.

14 Bloccaggio carico sospeso

Al fine di mantenere il carico sospeso, durante l'uso di un cilindro idrodinamico, la soluzione più economica e veloce è quella di utilizzare 2 valvole di non ritorno, con pilotaggio esterno. Il circuito a cui si fa riferimento è il seguente, realizzato tramite Amesim.

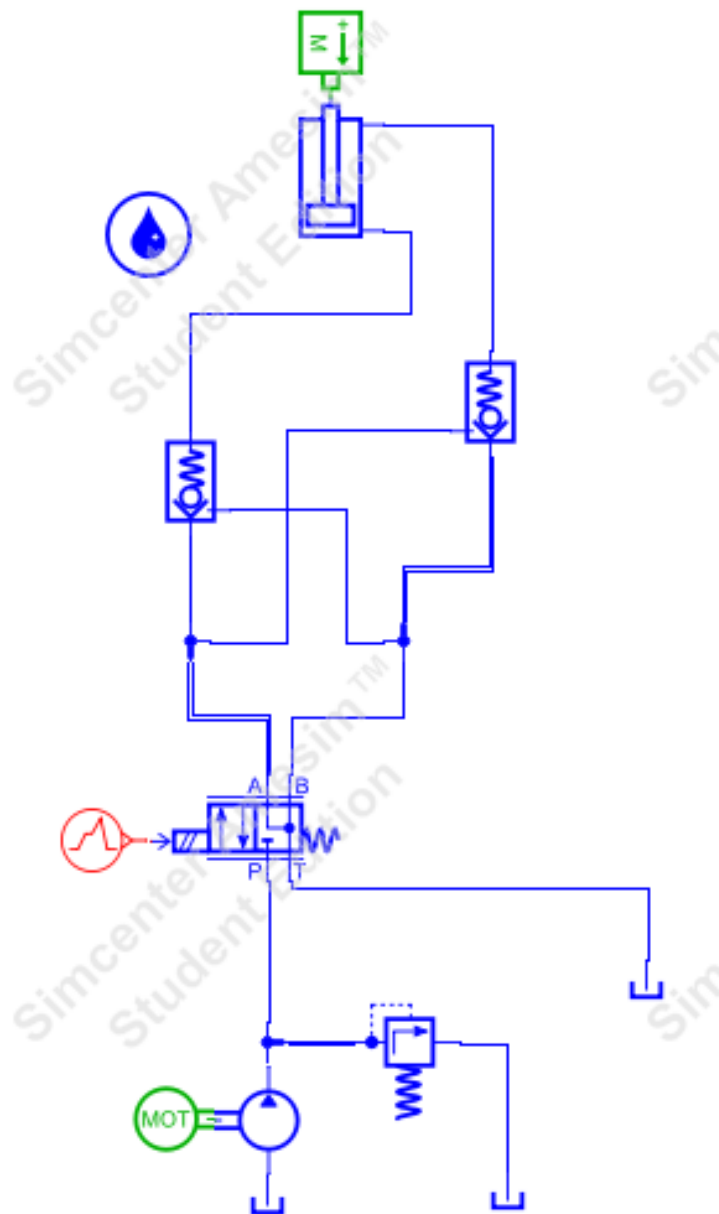


Figura 114 – Circuito per Bloccaggio Carico

Prima di ragionare con il bloccaggio del carico sospeso, un interessante aspetto da trattare è quello di un carico posto su un cilindro, posizionato in verticale, che però non viene mantenuto bloccato in questa posizione. Un circuito del genere, che non realizzi il blocco, è il seguente.

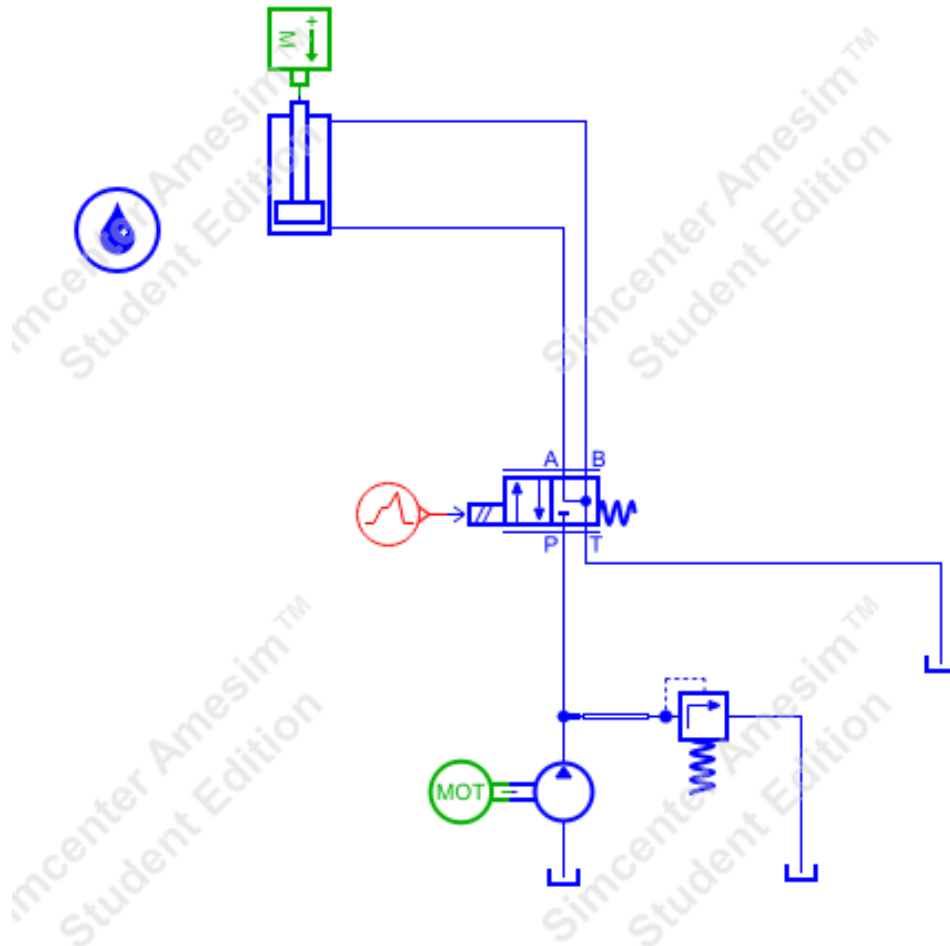


Figura 115 - Circuito che non garantisce il blocco del carico

Il distributore che controlla il circuito è a 2 posizioni e 4 bocche, nel momento in cui si attiva il solenoide si realizza la condizione di frecce parallele, che garantisce il raggiungimento dell'olio nella camera grande dell'attuatore. In condizioni di riposo la valvola, invece, risulta essere a centri flottanti, *floating centre*. Con questa condizione si realizza che entrambe le bocche del cilindro sono poste a scarico, ponendole in contatto con il serbatoio.

Come già accennato, il carico è posto in verticale, al fine di ottenere questo risultato si è modificato un parametro all'interno delle caratteristiche relative alla massa posta sul cilindro. Il parametro cambiato viene misurato in gradi e, per ottenere un carico verticale che spinga sul cilindro e che forzi il sistema verso la configurazione di stelo rientrato, è necessario porlo uguale a *90 degree*.

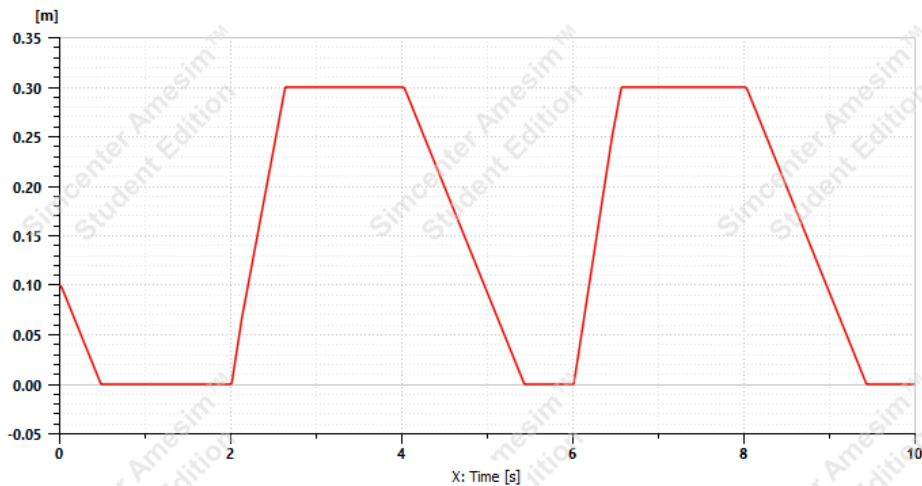


Figura 116 - Spostamento Cilindro, senza sistema di bloccaggio

Una scelta particolare che è stata messa in atto è stata quella di far partire il cilindro non da una condizione di stelo completamente rientrato, bensì da una posizione iniziale generica, al fine di rendere chiaro che con questa configurazione, a solenoide disattivato, il carico (sotto l'azione della forza di gravità) tende a far rientrare lo stelo all'interno del cilindro.

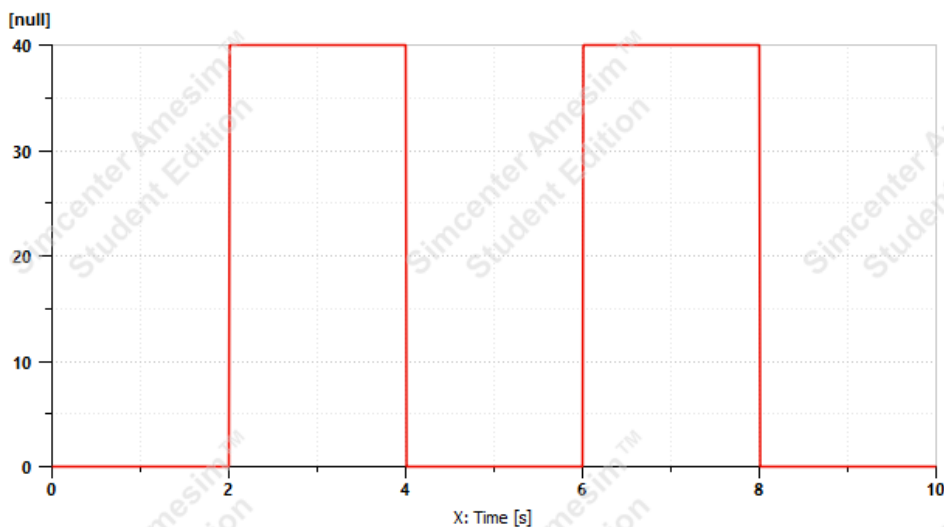


Figura 117 - Segnale per il Solenoide

La simulazione dura in totale 10 *secondi*, l'attivazione del solenoide è stata prevista negli intervalli fra il secondo ed il quarto secondo e fra il sesto e l'ottavo secondo. Negli altri istanti il solenoide è disattivato.

Dal grafico *spostamento/tempo* ci si rende conto che quando il solenoide è disattivato, il carico si muove, riportando il cilindro nella configurazione di stelo rientrato.

Al fine di evitare questo increscioso avvenimento, si possono utilizzare delle valvole di non ritorno (*NRV, Non Return Valve*) pilotate, come già accennato ad inizio capitolo.

Prendendo in considerazione il circuito con le NRV di inizio capitolo, si può ora descriverlo e capire come esso possa bloccare il carico.

Il carico, anche in questo caso è posto in verticale. La posizione iniziale del cilindro non è quella di stelo completamente retrato, ma parte da una posizione che è di 0.1 m , la lunghezza totale della corsa è di 0.3 m .

Nel circuito in figura, la funzione di bloccaggio del carico è ottenuta mediante l'utilizzo di 2 valvole di non ritorno dotate di pilotaggio esterno. Vi è inoltre la presenza di molle all'interno di queste valvole, ma il loro precarico è di soli 3 bar .

Questo circuito ci garantisce la possibilità di arrestare il cilindro in una posizione voluta, garantendo che la suddetta posizione venga mantenuta nel tempo.

Questo mantenimento è ottenuto tramite le 2 valvole di non ritorno.

Volendo garantire la fuoriuscita dello stelo, attiveremo il solenoide e lo commuteremo nella condizione di frecce parallele. Così facendo metteremo in comunicazione la pompa con la camera grande del cilindro e lo scarico con la camera lato stelo dello stesso.

L'olio che carica la camera grande del cilindro dovrà necessariamente passare per la valvola pilotata. Questa valvola ostruisce il passaggio dell'olio nella direzione opposta a quella di lavoro attuale, ma ci garantisce che il fluido possa raggiungere il cilindro. L'olio in pressione in quel ramo, permette l'apertura della "check valve" nell'altro ramo, grazie al pilotaggio. In siffatta maniera, l'olio può essere scaricato dalla camera lato stelo del cilindro e ritornare nel serbatoio.

Volendo garantire la corsa di fuoriuscita dello stelo, faremo lavorare il distributore nella configurazione a frecce parallele, in questo modo metteremo in comunicazione la pompa con la camera grande del cilindro e lo scarico con la camera lato stelo dello stesso.

Il ciclo di lavoro del solenoide realizzato su Amesim è il seguente.

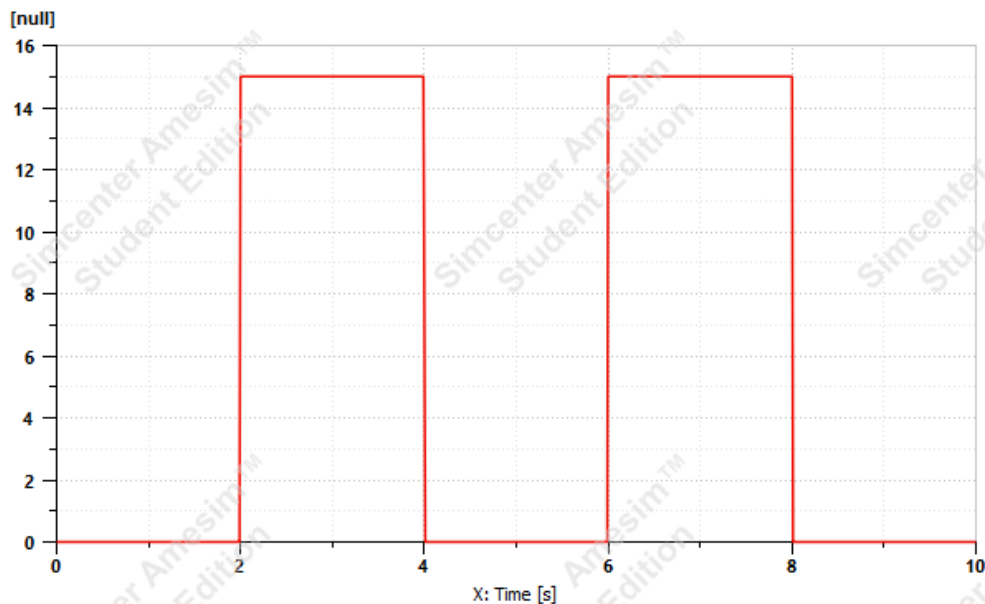


Figura 118 – Segnale inviato al Solenoide

La cosa interessante da notare è che è stato realizzato un ciclo per cui il segnale inizialmente non attiva il distributore, poi lo attiva per 2 secondi, in questa maniera lo stelo comincia a fuoriuscire. Successivamente il segnale è nuovamente rimosso, per ulteriori 2 secondi, durante questa fase è possibile apprezzare il mantenimento del carico in una posizione intermedia. Infine il distributore viene nuovamente aperto, in maniera tale da ottenere un'ulteriore avanzamento dello stelo, e poi ancora una volta il distributore viene chiuso.

Il grafico relativo allo spostamento dello stelo in funzione del tempo è il seguente.

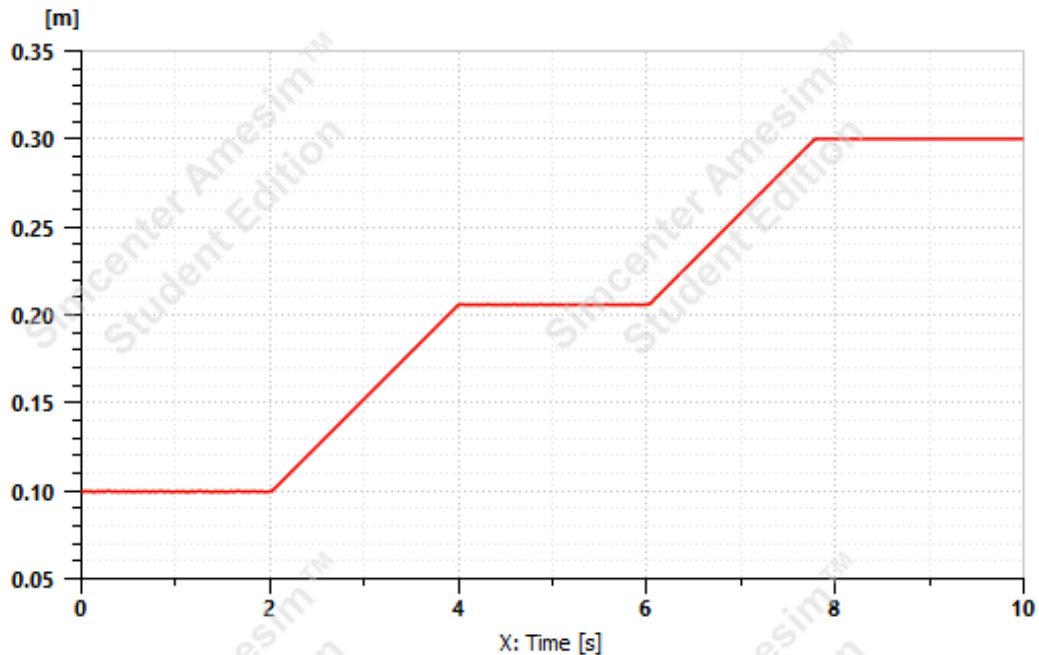


Figura 119 - Andamento dello spostamento dello stelo, con bloccaggio del carico

La cosa importante che si evince da questo diagramma *tempo/spostamento* è che negli intervalli di tempo che vanno da 4 a 6 secondi e da 8 a 10 secondi, lo stelo rimane fermo nella posizione in cui era stato lasciato prima che ci fosse la commutazione del distributore.

La scelta di far iniziare sia questa simulazione che la precedente da una posizione iniziale di 0.1 m è stata fatta proprio per far notare come nel primo caso (*senza NRV*) lo stelo rientra sotto la forza esercitata dal carico. Mentre nel secondo caso (*con NRV*) questo rientro, indesiderato, non si realizza.

15 Controllo per carichi trascinanti

Fino ad ora, non è mai stato fatto riferimento alla possibilità che il carico non fosse di tipo resistente, ma questa evenienza esiste ed è una condizione molto frequente.

Cosa accade quando la velocità di spostamento del carico è discorde rispetto al verso della forza che il carico applica?

Se i due vettori sono concordi ci si ritrova nel caso di carico resistente, ma nel momento in cui la velocità cambiasse verso il carico non sarebbe più controllato. Quindi si parla di carico trascinante, quando velocità e forza agiscono nello stesso verso.

Per la gestione dei carichi trascinanti, principalmente si fa riferimento a due tipologie di valvole, le valvole di controbilanciamento e le overcentre

15.1 Funzionamento a 4 quadranti

Facendo riferimento al concetto di carico trascinante, un utile strumento per caratterizzare il modo di lavorare dell'attuatore lineare è quello di considerare il funzionamento a 4 quadranti.

Inizialmente si stabilisce la convenzione che si desidera utilizzare, solitamente è questa:

- ✓ la velocità del cilindro è negativa quando esso è entrante, ed è positiva al contrario;
- ✓ la forza è positiva se è in verso opposto alla velocità, quando esso è in estensione.

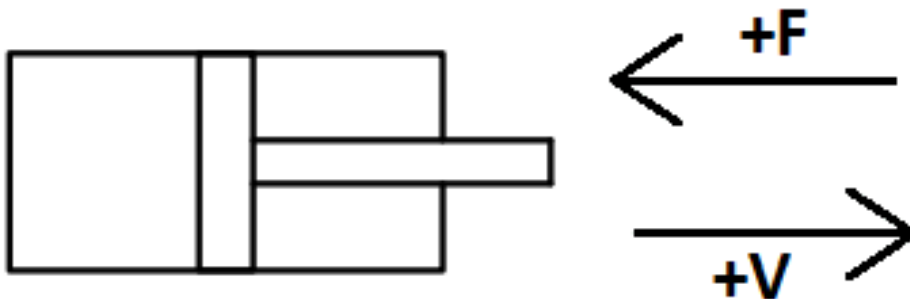


Figura 120 - Convenzione di Segno

Di seguito è riportata il grafico, nel quale si mette in mostra il funzionamento a 4 quadranti a cui può essere soggetto un attuatore durante le varie fasi delle sue mansioni.

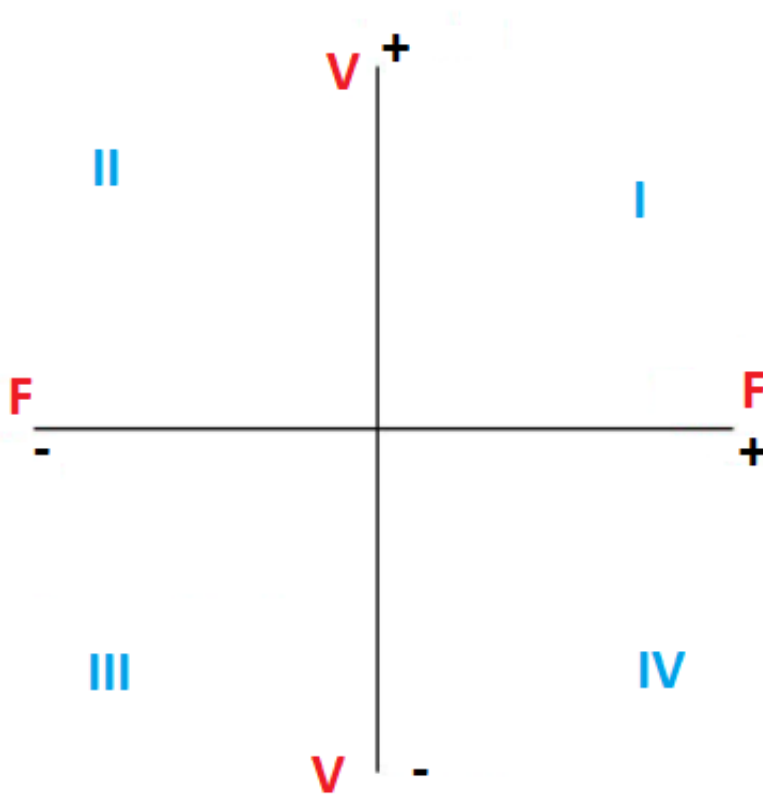


Figura 121 - Quattro quadranti di funzionamento [47]

Nel primo quadrante della figura precedente il cilindro si muove in avanti, spingendo il carico contro la forza resistente. La stessa condizione, ma con versi opposti, si realizza nel terzo quadrante. Qui il cilindro in rientro traina il carico, contrastando la forza F.

Nei quadranti II e IV, invece, la forza aiuta il cilindro a muoversi. In particolare nel II la forza aiuta il cilindro ad uscire, nel IV a rientrare.

In questi ultimi 2 quadranti, ci sarà bisogno di un mezzo atto a generare una contropressione allo scarico per evitare che il carico vada in fuga.

Una ulteriore distinzione, messa in atto solo nel caso in cui si abbia a che fare con circuiti chiusi, è fatta sulla base di come la pompa che porta inizialmente in circolo nel circuito l'olio si comporta. Nel I e III quadrante questa pompa si comporta come una vera pompa, mentre nel II e IV quadrante quest'ultima si comporta come un motore. Infatti si parla di *pumping mode* e di *motoring mode*.

15.2 Valvole Counterbalance

Questa valvola è posta in un circuito oleodinamico al fine di garantire che il carico trascinante non vada in fuga. Normalmente è rappresentata come nella figura seguente.

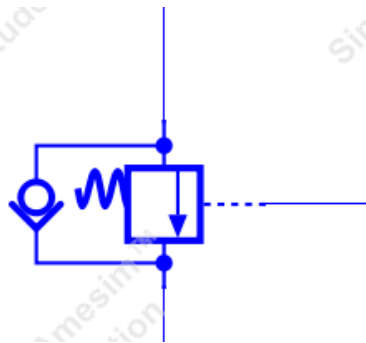


Figura 122 - Valvola VCB

È dotata di due bocche principali ed una di pilotaggio. In più è posta in parallelo con una valvola di non ritorno al fine di permettere al fluido in pressione di avere una strada preferenziale che possa permettere il bypass della valvola stessa.

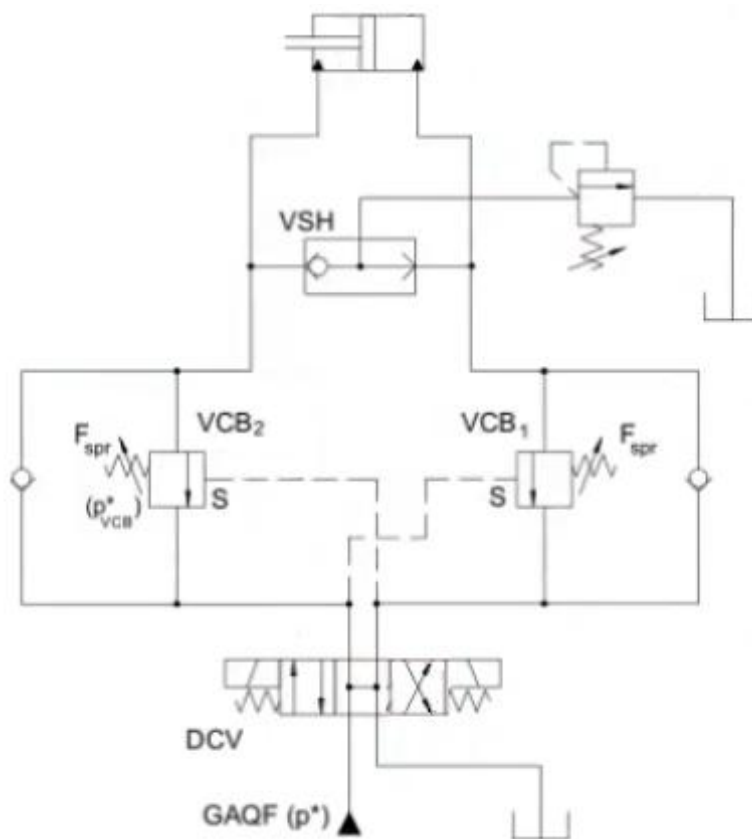


Figura 123 - Circuito con VCB

La valvola Counterbalance è applicata al fine di creare una pressione sulla camera piccola del cilindro per evitare che esso si muova a causa della presenza del carico sotto la forza di gravità mentre il carico stesso è mosso verso il basso.

15.3 Valvole Overcentre

Abbreviata alle volte con la sigla OVC, è una valvola molto importante. Essa ha la capacità di controllare un carico trascinante, generando una contropressione alla bocca dello scarico in maniera tale da bilanciare il carico esterno che è presente sull'attuatore.

Il principio cardine su cui si fonda è quello di avere due superfici di influenza, ergo l'equilibrio di questa valvola si basa sullo scarto di pressione fra due rami diversi del circuito.

La prima linea è un pilotaggio che deriva dalla linea principale di potenza, questa pressione si scarica su una superficie grande e fa calare la pressione di taratura della molla. L'altra linea invece è collegata con la camera posta a scarico dell'attuatore, quest'ulteriore linea ha una superficie di influenza più piccola rispetto alla precedente.

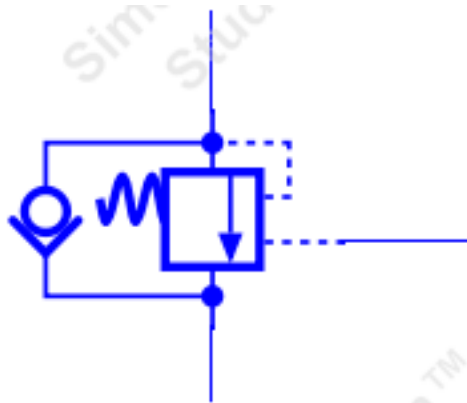


Figura 124 - Valvola OVC

Al fine di realizzare un funzionamento più sicuro, si è soliti montare queste valvole direttamente sull'attuatore lineare, infatti sono componenti interni.

La pressione di taratura della molla deve essere tale da garantire che il carico rimanga bloccato in qualsivoglia posizione di lavoro, senza correre il rischio che questo possa spostarsi.

Il rapporto di pilotaggio della valvola è il rapporto fra le due aree che vengono bagnate da due pilotaggi, si possono avere due possibili casi:

- $R > 8:1$, questo rapporto consente un abbassamento del carico con una ridotta pressione pilota. È consono questo rapporto quando si desidera realizzare un funzionamento veloce e prestante del circuito. Sono usati nel caso in cui la geometria della struttura mantenga le pressioni indotte dal carico costanti nelle varie fasi di movimentazione.
- $R < 4:1$, questo rapporto necessita di pressioni pilota più elevate al fine di ottenere l'abbassamento del carico, ma permettono di avere un controllo maggiormente preciso e regolare dello spostamento del carico. Sono utilizzati sovente nel caso in cui ci sia possibilità di variazioni di carico.

Il rapporto R , indicato nell'elenco puntato precedente, è il rapporto di pilotaggio tra le aree su cui le pressioni agiscono, area grande su area piccola.

Di seguito è riportato un circuito oleodinamico nel quale sono presenti due valvole OVC, esse sono montate in parallelo con due valvole di non ritorno al fine di garantire il bloccaggio del carico.

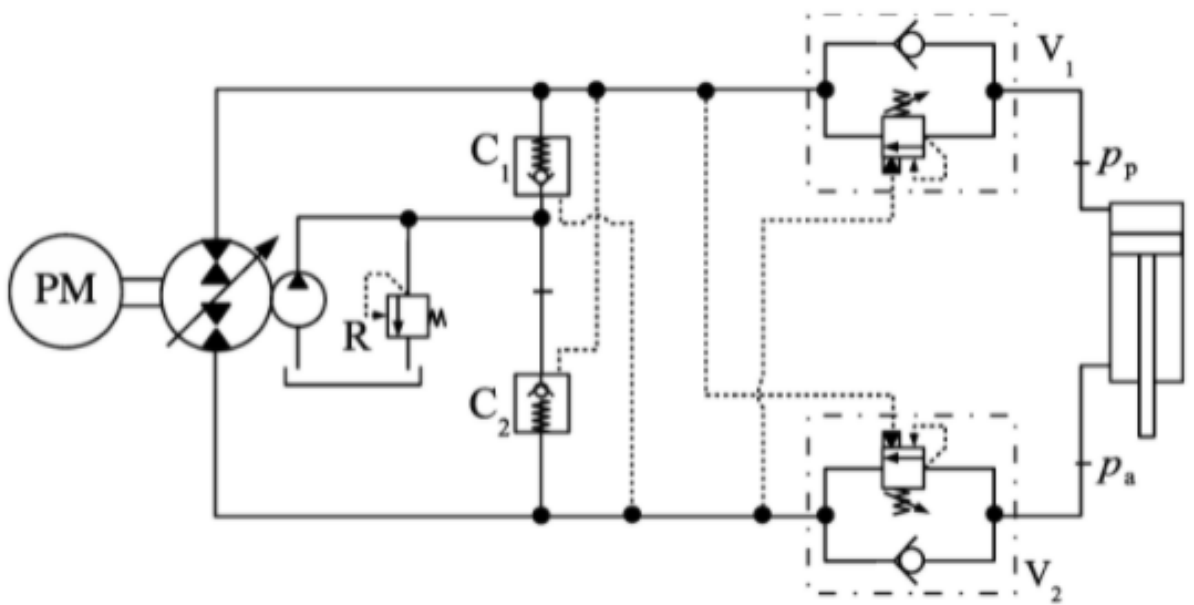


Figura 125 - Circuito con OVC [48]

16 Electro-Hydrostatic Actuators

Questa tipologia di attuazione, definita elettro-idrostatica, è nata per sistemi che si applicavano al campo aeronautico al fine di poter controllare le superfici alari. Ma ultimamente si è spostata anche al campo dell'autoveicolo e al mondo delle macchine movimento terra. Solitamente ci si riferisce a questa famiglia di attuatori con l'acronimo: EHA, dalle iniziali della lingua inglese.

Distaccandosi completamente dall'uso di valvole di controllo di portata e di direzione, questa metodologia di attuazione prevede l'uso di attuatori che vengano alimentati direttamente da motori elettrici. Il sistema oleodinamico centralizzato è sostituito.

I vantaggi che si evidenziano con questa metodologia sono sicuramente un incremento del rendimento globale, poiché sono assenti le valvole che sono elementi dissipativi. Vi è una riduzione del peso, dei costi e della gestione manutentiva.

Uno degli svantaggi però risiede nel fatto che l'olio che circola nel circuito non ha più il compito che gli veniva assegnato nella configurazione di sistema tradizionale (quindi comportarsi come fluido termovettore). Quindi in questa applicazione è necessario uno studio attento e ponderato dell'analisi dei bilanci termici al fine di evitare che si raggiungano temperature eccessivamente elevate.

I sistemi EHA sono sistemi multi dominio nei quali sono presenti sottosistemi elettrici, idraulici e meccanici, dunque le competenze per prendersi cura di questa tipologia di sistemi sono molto più profonde rispetto a quelle di un sistema idraulico.

Una prima applicazione di questi sistemi la si ritrova alla fine degli anni 90, su mezzi militari sviluppati dalla NASA. Ma è doveroso citare che questi attuatori sono utilizzati per il controllo delle superfici di volo primarie a bordo di alcuni velivoli, come l'Airbus A380, anche se sono applicati in condizioni di ridondanza. Questo aereo prevede un'architettura doppia per il controllo del volo, sono presenti quattro sistemi indipendenti di controllo primario, due idraulici e due elettrici.



Figura 126 - Airbus A380, della AirFrance [49]

I primi due sfruttano come motori primi le quattro turbine a gas presenti per la propulsione, sono composti da servoattuatori convenzionali e costituiscono i circuiti di attuazione primari per il controllo del volo. I due circuiti che fanno riferimento agli attuatori elettro-idrostatici invece utilizzano dei motori elettrici. A causa di questo dualismo, si dice che è presente una ridondanza.

16.1 Attuatore compatto Elettro-Idrostatico

Nella seguente figura è riportato un attuatore compatto elettro-idrostatico, della casa Moog. Fa parte della serie EPU che permette di agevolare l'implementazione di un sistema di trasmissione decentralizzato e riduce gli spazi di ingombro. Questa serie ha la caratteristica di avere un'interfaccia tale che permetta la connessione diretta ai cilindri, facendo calare il fabbisogno di spazi aggiuntivi su ogni asse.

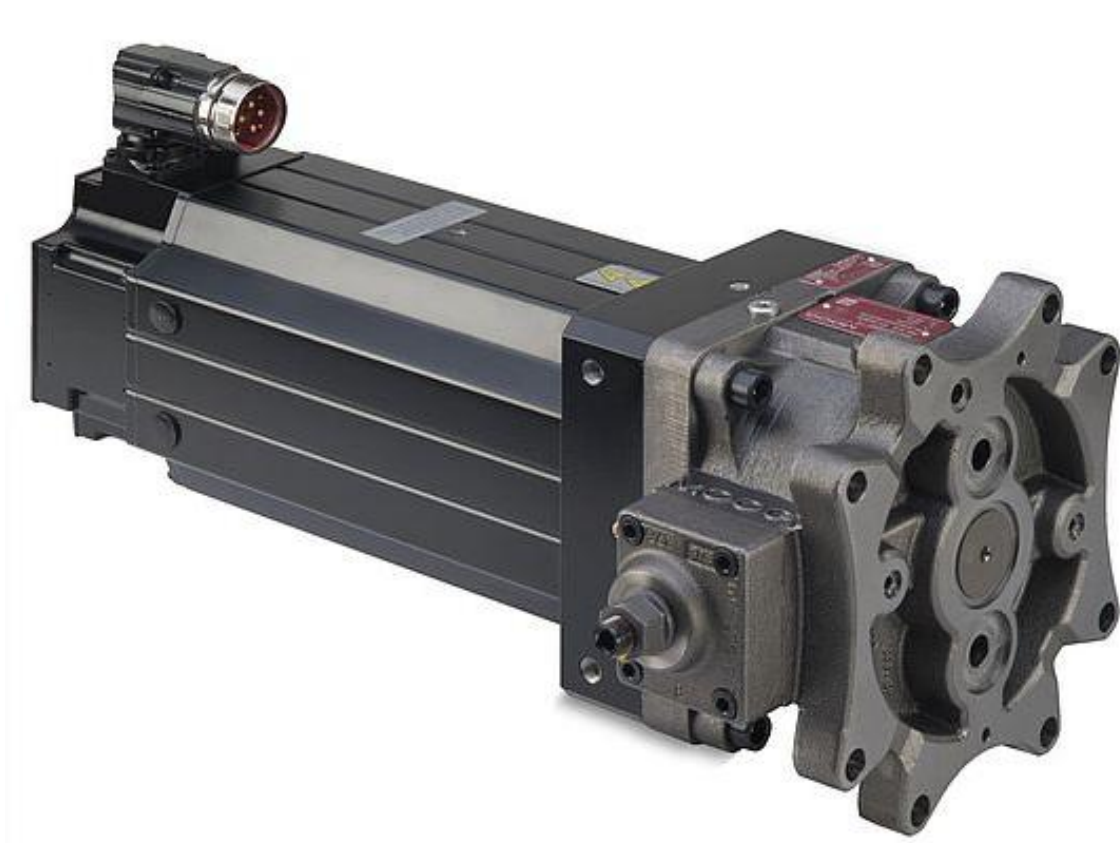


Figura 127 - Attuatore Compatto Elettro-Idrostatico, EPU [50]

Esso ha una elevata efficienza energetica con conseguente calo dei costi operativi. È garantito il montaggio diretto grazie alla presenza di un'unica interfaccia del collettore. In tale maniera calano il numero di tubazioni, gli interventi di manutenzione e l'impatto ambientale della macchina. L'operatività sui quattro quadranti di lavoro elimina la necessità di una valvola di controllo e aiuta a realizzare un sistema ad anello chiuso per il controllo dell'impianto.

16.2 Esempi EHA

Nel caso di cilindri a steli passanti, in cui le camere degli attuatori siano simmetriche, le configurazioni di base per i sistemi che includono EHA sono due.

La prima prevede di utilizzare una pompa volumetrica a cilindrata variabile reversibile e comandata da un motore elettrico a numero di giri costante, la seconda invece l'uso di una pompa a cilindrata fissa che è trascinata da un motore da un motore elettrico a giri variabile controllato in velocità, retroattivamente.

Le bocche di mandata e di aspirazione delle pompe, che sono intercambiabili, sono direttamente connesse alle camere dello stelo. La presenza di un sensore misura la posizione dello stelo stesso e la confronta con la posizione desiderata, lo scarto fra queste due misurazioni, è la base del comando che verrà inviato. A seconda della misura dell'errore verrà comandata la cilindrata o la velocità della pompa ed in questa maniera verrà spostato lo stelo.

Sono presenti delle valvole di non ritorno che garantiscono che non ci siano fenomeni di cavitazione, le limitatrici di pressione invece tengono la pressione sulla linea di mandata inferiore, o al più uguale, al proprio valore di taratura. La presenza di un accumulatore, che è connesso al drenaggio della pompa, impone la pressione.

Per il caso di macchine movimento terra, gli EHA stanno trovando largo impiego poiché riducono le perdite dovute ai distributori proporzionali, che sono elementi dissipativi. Per questa tipologia di utilizzo, l'attuatore non è a stelo passante e quindi nasce il problema di dover gestire le portate che saranno diverse tra ammissione e scarico.

Per risolvere questo problema si è adottata una soluzione che prevede l'uso di valvole di non ritorno pilotate e di una pompa di sovralimentazione. Il controllo dell'attuatore avviene mediante un motore che gira a velocità costante, ma la cilindrata della pompa viene fatta variare a seconda della posizione dello stelo.

La pompa di sovralimentazione è necessaria in fase di fuoriuscita dell'attuatore, poiché ci sarà necessità di una quantità di olio superiore rispetto a quello necessario per la corsa di rientro.

17 Ringraziamenti

Ringrazio in primo luogo il Professor Massimo Rundo, mio relatore, per avermi seguito nella preparazione di questa tesi di laurea. La sua pazienza con me è stata davvero tanta, non gli sarò mai abbastanza riconoscente.

Ringrazio la mia famiglia, quella di sangue e quella formata dagli amici, se non fosse stato per voi non sarei mai arrivato a questo traguardo. Ognuno di voi, chi più chi meno, mi ha fornito gli strumenti per andare avanti e concludere questo percorso.

Dedico a te che hai letto questa mia tesi la seguente frase:

“[...] quello che spero più di ogni altra cosa è che tu capisca cosa intendo quando dico che anche se non ti conosco, anche se non ti conoscerò mai, anche se non riderò e non piangerò con te, e non ti bacerò mai...io ti amo. Dal più profondo del cuore...io ti amo.”

18 Bibliografia

N. Nervegna, M. Rundo, *Passi Nell'Oleodinamica*, Volume 1, 2020, cap 20, “Attuatori Lineari”, pp 248 – 267, Epics Edizioni.

N. Nervegna, M. Rundo, *Passi Nell'Oleodinamica*, Volume 1, 2020, cap 6, “Attuatori Lineari con rigenerazione di portata”, pp 68 - 72, Epics Edizioni.

N. Nervegna, M. Rundo, *Passi Nell'Oleodinamica*, Volume 1, 2020, cap 8, “Circuiti per Sincronismi”, pp 78 - 84, Epics Edizioni.

G. Antonelli, R. Burbassi, R. Neri, *Sistemi e Automazione Industriale*, Volume 2, 2010, cap 10, “Fondamenti di Oleodinamica” , pp 236 – 271, Cappelli Editore.

G. Natali, N. Aguzzi, *Sistemi e Automazione*, Volume 2, 2014, cap 5, “Tecniche di Comando Oleodinamico” , pp 244 - 260, Calderini.

G. Bergamini, *Sistemi e Automazione*, Volume 2, 2016, cap 8, “Cilindri Sincronizzati” , pp 200 – 220, Hoepli.

N. Nervegna, M. Rundo, *Passi Nell'Oleodinamica*, Volume 1, 2020, cap 8, “Circuiti per Sincronismi”, pp 78 - 84, Epics Edizioni.

N. Nervegna, M. Rundo, *Passi Nell'Oleodinamica*, Volume 2, 2020, cap 41, “Sistemi di attuazione elettro-idrostatici (EHA)”, pp 624 - 630, Epics Edizioni.

19 Elenco Tabelle

Tabella 1 - Condizioni di lavoro in spinta.....	37
Tabella 2 - Condizioni di lavoro in tiro.....	38
Tabella 3 – Tabella scelta Alesaggio I.....	39
Tabella 4 - Tabella scelta Alesaggio II	40
Tabella 5 - Perdite di Carico VS Portata.....	97

20 Elenco Illustrazioni

Figura 1 - Attuatore lineare [1]	6
Figura 2 - Attuatore a doppio effetto [2]	7
Figura 3 - Sistema Semplice	8
Figura 4 - Analisi Parametrica, Spostamento	9
Figura 5 - Analisi Parametrica, Portata attraverso la Limitatrice	10
Figura 6 - Configurazione con molla in posizioni diverse [3]	14
Figura 7 - Attuatore a semplice effetto	14
Figura 8 - Sezione cilindro doppio effetto [4]	16
Figura 9 - Cilindro doppio effetto con valvola [5]	16
Figura 10 - Attuatore telescopico [6]	17
Figura 11 - Attuatore a stelo passante [7]	17
Figura 12 - Attuatore resistente alla corrosione [8]	18
Figura 13 - Attuatore antideflagrante [9]	18
Figura 14 - Servoattuatore idraulico [10]	19
Figura 15 - Cilindro compatto con sensore Balluff [11]	20
Figura 16 - Serie MXP [12]	21
Figura 17 - Serie COA [13]	21
Figura 18 - Attuatore a doppio stelo [14]	22
Figura 19 - Attuatore generatore di coppia [15]	23
Figura 20 - Cilindro, stelo, pistone, luci [16]	25
Figura 21 - Complessivo dell'attuatore [17]	27
Figura 22 - Snodo sferico [18]	28
Figura 23 - Sezione della camicia [19]	29
Figura 24 - Pistone [20]	29
Figura 25 - Boccola freno anteriore [21]	30
Figura 26 - Stelo del cilindro [22]	31
Figura 27 - Guarnizioni per pistone [23]	33
Figura 28 - Guarnizioni per stelo [24]	34
Figura 29 - Raschiatore [25]	35
Figura 30 - Pattini antifrizione [26]	36
Figura 31 - Valvola di Decelerazione [27]	42
Figura 32 - Caso Frenatura Ideale	43
Figura 33 - Caso Frenatura Violenta	44
Figura 34 - Caso Frenatura Morbida	45
Figura 35 - Esempio delle funzioni citate	47
Figura 36 - Selezione del Submodel	48
Figura 37 - Parameter Mode per una pompa	49
Figura 38 - Parameter Mode per uno strozzatore	50
Figura 39 - Simulation Mode	51
Figura 40 - Strozzatore, Amesim	53
Figura 41 - Strozzatore Variabile, Amesim	53
Figura 42 - Valvola Limitatrice di Pressione	53
Figura 43 - Check Valve, Amesim	54
Figura 44 - Parallelo Strozzatore & NRV, Amesim	54
Figura 45 - Circuito Meter-In per estensione, Amesim	56
Figura 46 - Spostamento Cilindro, reg meter-in per estensione, Amesim	57
Figura 47 - Velocità Cilindro, reg meter-in per estensione, Amesim	58
Figura 48 - Circuito Meter-In per rientro, Amesim	59
Figura 49 - Spostamento Cilindro, reg meter-in per rientro, Amesim	60

Figura 50 - Velocità Cilindro, reg meter-in per rientro, Amesim	61
Figura 51 - Meter-In, sia per rientro che per estensione, Amesim	62
Figura 52 - Spostamento Cilindro, reg meter-in per entrambe le corse, Amesim	63
Figura 53 - Velocità Cilindro, reg meter-in per entrambe le corse, Amesim	64
Figura 54 - Meter-Out, per corsa di estensione, Amesim	65
Figura 55 - Spostamento Cilindro, reg meter-out per estensione, Amesim	66
Figura 56 - Velocità Cilindro, reg meter-out per estensione, Amesim	66
Figura 57 - Meter-Out, corsa di rientro, Amesim	67
Figura 58 - Spostamento Cilindro, reg meter-out per rientro, Amesim	68
Figura 59 - Velocità Cilindro, reg meter-out per rientro, Amesim	68
Figura 60 - Meter-Out, sia per rientro che per estensione, Amesim	69
Figura 61 - Spostamento Cilindro, reg meter-out per entrambe le corse, Amesim	70
Figura 62 - Spostamento Cilindro, reg meter-out per entrambe le corse, Amesim	70
Figura 63 - RQ2, Amesim, prima configurazione	72
Figura 64 - RQ2, Amesim, seconda configurazione	72
Figura 65 - Montaggio errato della RQ2, Amesim	73
Figura 66 - Circuito con RQ2	74
Figura 67 - Grafico Parametrico sulle aree per RQ2	75
Figura 68 - Grafico Parametrico sui carichi per RQ2	76
Figura 69 - RQ3, Amesim	77
Figura 70 - Circuito con RQ3	79
Figura 71 - Grafico Parametrico per vari diametri dello strozzatore, RQ3	80
Figura 72 - Attuatori in Serie [28]	81
Figura 73 - Tre Attuatori in Serie [29]	82
Figura 74 - Cilindri in Serie, Amesim	83
Figura 75 - Spostamento Pistoni, Attuatori in Serie	83
Figura 76 - Attuatori in Serie, con Distributori	84
Figura 77 - Spostamento Pistoni in Serie, con Distributori	85
Figura 78 - Attuatori in Serie	86
Figura 79 - Spostamento Attuatori in Serie	86
Figura 80 - Attuatori in Parallelo [30]	87
Figura 81 - Collegamento Parallelo Amesim	88
Figura 82 - Corse di Uscita Parallelo	88
Figura 83 - Attuatori in Parallelo, carichi diversi	89
Figura 84 - Attuatori in Parallelo, superfici diverse	90
Figura 85 - Attuatori in Parallelo, corsa diversa	91
Figura 86 - Sezione di Attuatore in Tandem [31]	92
Figura 87 - Collegamento Tandem [32]	92
Figura 88 - Tandem Aria/Olio [33]	93
Figura 89 - Valvola di Sequenza [34]	94
Figura 90 - Circuito con Valvole di Sequenza e Diagramma Movimento-Fasi [35]	95
Figura 91 - Valvola di Sequenza in Sezione [36]	96
Figura 92 - Sequence Valve [37]	97
Figura 93 - Circuito con Valvola di Sequenza, Amesim	98
Figura 94 - Spostamento degli Attuatori, Valvola di Sequenza	99
Figura 95 - Valvola di Sequenza con taratura errata, Amesim	100
Figura 96 - Circuito con Rigenerazione della Portata	101
Figura 97 - Esempio di Brocciatura Interna [41]	102
Figura 98 - Esempio di Brocciatura Esterna [42]	103
Figura 99 - Cilindro Idraulico di comando per Brocciatrice [43]	103
Figura 100 - Circuito Rigenerativo, per una Brocciatrice [44]	104

Figura 101 - Circuito Amesim, per la Rigenerazione	105
Figura 102 - Andamento del Segnale del Solenoide	106
Figura 103 - Andamento Velocità, Rigenerazione della Portata	106
Figura 104 - Andamento Spostamento, Rigenerazione della Portata	107
Figura 105 - Schema Circuitale, sincronizzazione attuatori	108
Figura 106 - Schema Circuitale, senza sincronizzazione	109
Figura 107 - Corse dei 2 cilindri, con carichi differenti	110
Figura 108 - Apertura della valvola limitatrice di pressione	110
Figura 109 - Divisore di flusso	112
Figura 110 - Divisore di Flusso, schema dettagliato	112
Figura 111 - Flow Combiner	113
Figura 112 - Flow Divider, HydraPac Italia [45]	114
Figura 113 - Divisore di Flusso da 3/8" [46]	114
Figura 114 - Circuito per Bloccaggio Carico	115
Figura 115 - Circuito che non garantisce il blocco del carico	116
Figura 116 - Spostamento Cilindro, senza sistema di bloccaggio	117
Figura 117 - Segnale per il Solenoide	117
Figura 118 - Segnale inviato al Solenoide	118
Figura 119 - Andamento dello spostamento dello stelo, con bloccaggio del carico	119
Figura 120 - Convenzione di Segno	120
Figura 121 - Quattro quadranti di funzionamento [47]	121
Figura 122 - Valvola VCB	122
Figura 123 - Circuito con VCB	122
Figura 124 - Valvola OVC	123
Figura 125 - Circuito con OVC [48]	124
Figura 126 - Airbus A380, della AirFrance [49]	125
Figura 127 - Attuatore Compatto Elettro-Idrostatico, EPU [50]	126

21 Sitografia Illustrazioni

- [1] - [Revisione cilindri oleodinamici e pneumatici – www.IdraulicaPedroncelli.com](http://www.IdraulicaPedroncelli.com)
- [2] - <http://wpage.unina.it/quaranta/testi/didattica/slide/slide%20IN%20impianti%20oleodinamici>
- [3] - <https://www.docenti.unina.it/webdocenti-be/allegati/materiale-didattico/77198>
- [4] - <https://hidromec.eu/portfolio/cilindri-a-doppio-effetto/>
- [5] - <https://omas-to.it/pistoni-idraulici-doppio-effetto/>
- [6] - <http://www.socima.it/it/prodotti-speciali-cilindri-stelo-multiplo-001-001.php>
- [7] - <https://www.smc.eu/it-it/products/c-d-s2w-cilindro-pneumatico-doppio-effetto-stelo-passante~50805~cfg>
- [8] - <https://www.thomsonlinear.com/it/prodotti/attuatori-lineari/rugged-duty>
- [9] - <https://www.ilprogettistaindustriale.it/attuatore-lineare-antideflagrante-el120-exlar-offre-attuatori-lineari-antideflagranti-a-norme-atex-globali/>
- [10] - <https://www.ilprogettistaindustriale.it/servomech-clindri-martinetti-e-servoattuatori/>
- [11] - <https://www.kompaut.com/p-r-o-d-o-t-t-i-1/oleodinamica/cilindri-oleodinamici-a-norma/>
- [12] - http://www.grices.it/Documents/636283046935351562_Catalogo-ITA.pdf
- [13] - http://www.grices.it/Documents/636283046935351562_Catalogo-ITA.pdf
- [14] - https://www.dra-srl.com/prodotti-parker-centraline/?gclid=Cj0KCQjw9_mDBhCGARIsAN3PaFOzL_a_kTj9VFTbmJxOfAzGN1w2F9sv8zQuLhT-pRR57a9rm8_j7AaAj0jEALw_wcB
- [15] - [https://it.wikipedia.org/wiki/Pistone_\(idraulica\)#/media/File:Rot.svg](https://it.wikipedia.org/wiki/Pistone_(idraulica)#/media/File:Rot.svg)
- [16] - <https://www.turasi.com/faq/>
- [17] - <https://www.youtube.com/watch?v=w3a4Ux6MKco>
- [18] - <https://www.cuscinettiecomponenti.it/prodotto/snodo-sferico-ge16-lo-16x28x16-mtb/>
- [19] - https://www.mechanika.parts/sistema-idraulico/martinetti/82421-cilindro-idraulico-040x020x0500--con-boccole-372373?gclid=CjwKCAjwmv-DBhAMEiwA7xYrd28WY8bu8Dx-ahZkGm67sJfOK60zYRKbYmjDeJuAvA6NCTV1pVbVOxoCnXAQAvD_BwE#
- [20] - <https://www.fluidservicesrl.it/pistoni-per-cilindri/517-pistone.html>
- [21] - <https://www.fluidservicesrl.it/boccole-a-saldare-/3934-boccola-a-saldare-diam-int-1625-1-30.html>
- [22] - <https://www.cpi-nj.com/what-is-a-linear-actuator/>

- [23] - <http://www.garotti.com/catalogo/prodotto/guarnizioni-per-stelo-e-pistone-tipo-b-nei/>
- [24] - <http://www.garotti.com/catalogo/prodotto/guarnizioni-per-stelo-e-pistone-tipo-u/>
- [25] - <https://www.netseals.it/IT/Catalogo/Raschiatori/elenco/GHM>
- [26] - <http://www.boccole-bushing.com/IT/P115/Cuscinetti-a-strisciamento-acciaio--tessuto-antifrizione-caricato-PTFE.html>
- [27] - <http://www.isosrl.it/IT/pdf/D06.pdf>
- [28] - <https://www.yumpu.com/it/document/read/15237057/collegamenti-dei-cilindri-oleodinamici-cmunisait>
- [29] - <https://www.yumpu.com/it/document/read/15237057/collegamenti-dei-cilindri-oleodinamici-cmunisait>
- [30] - <https://www.yumpu.com/it/document/read/15237057/collegamenti-dei-cilindri-oleodinamici-cmunisait>
- [31] - <https://passionengineering.com/products/hydraulic-cylinders/cylinder-types/>
- [32] - http://www.hydraulicstatic.com/20180601_tandem-cylinder.html
- [33] - <https://fluidpowerjournal.com/air-oil-tandem-actuators-control-emphasized-solution/>
- [34] - <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/other-technologies/article/21884334/book-2-chapter-20-sequence-valves>
- [35] - http://www.formazioneoleodinamica.it/1/upload/1_p_valvole_oleodinamiche.pdf
- [36] - <http://www.valvehydraulic.info/hydraulic-pressure-control/hydraulic-sequence-valve-operation.html>
- [37] - <https://hydrocap.net/en/c/direct-acting-sequence-valves-159/direct-acting-sequence-valve-vs2c-38-336>
- [38] - http://newstar21c.com/eng/products/Hydraulic-valve_1_9.html
- [39] - <https://www.flight-mechanic.com/hydraulic-power-systems-valves-part-two/>
- [40] - <https://rodavigo.net/en/p/hydraulic-priority-valve-ols-80-ref-danfoss-152b0262/091152B0262>
- [41] - <http://www.varinelli.com/pezzi/foto/brocciatura-interna1.jpg>
- [42] - <http://www.varinelli.com/pezzi/foto/brocciatura-esterna1.jpg>
- [43] - https://it.wikipedia.org/wiki/Brocciatrice#/media/File:Raemmaschine_Hydraulikzylinder.JPG
- [44] - https://www.youtube.com/watch?v=_YJpLuf2WZQ

- [45] - <https://www.hydrapac.it/it/produttori-e-fornitori-di-prodotti-e-componenti-ol>
- [46] https://agristore.it/ricambi-trattori-e-macchine-da-lavoro/oleodinamica/valvole-oleodinamiche/divisore-di-flusso-da-3-8-da-25-40-litri/?gclid=Cj0KCQjwjo2JBhCRARIsAFG667X_Jo3N8ckCC6SJpNpwRVk0lqKAmK2nyt1d-jJhVrckZqVAZ899BJoaArhuEALw_wcB
- [47] - <https://illustrationprize.com/it/135-four-quadrant-operation-of-dc-motor.html#:~:text=Funzionamento%20a%20quattro%20quadranti%20di, due%20modalit%C3%A0%3A%20Motorizzazione%20e%20frenata.>
- [48] - <https://www.mdpi.com/2076-0825/8/3/59/htm>
- [49] - <https://www.aviation-report.com/air-france-ritira-dal-servizio-tutti-i-suoi-airbus-a380/>
- [50] - <https://www.manutenzione-online.com/articolo/attuatori-compatti-elettro-idrostatici/>