

# POLITECNICO DI TORINO



*Dipartimento Energia*  
*Fluid Power Research Lab*

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea

## **Modello 3D e simulazione di un distributore Load Sensing**

### **Relatori**

Prof. Massimo Rundo

Prof. Roberto Finesso

### **Candidato**

Alberto Di Natale

Dicembre 2020



*“Ai miei genitori che mi hanno sempre sostenuto”*

Un ringraziamento particolare va al Professor Massimo Rundo per la sua grande disponibilità e per avermi guidato nella realizzazione di questo lavoro di tesi nonostante la difficile situazione che tutti noi in questo 2020 stiamo vivendo. Desidero anche ringraziare l'Ing. Alessandro Corvaglia per tutti i consigli ricevuti durante le giornate passate in laboratorio.

## INDICE

Capitolo 1.....	1
Sistemi Load Sensing .....	1
1.1 Introduzione al problema .....	1
1.2 Controllo in velocità di più utenze.....	1
1.2.1 Carichi identici .....	2
1.2.2 Carichi diversi .....	3
1.3 I compensatori locali di pressione .....	3
1.3.1 Sistema Load Sensing pre-compensato.....	4
1.3.2 Sistema LS post-compensato.....	6
1.3.3 Controllo load sensing per pompa a pistoncini assiali .....	8
1.4 Considerazioni relative ai sistemi LS compensati in pressione .....	9
1.4.1 Differenze nel comportamento dei compensatori locali in saturazione di portata .....	9
1.4.2 Configurazione a riposo dei compensatori locali .....	10
1.4.3 Impianti pre-compensati: taratura delle molle dei compensatori .....	11
1.4.4 Impianti post-compensati: taratura delle molle dei compensatori .....	13
Capitolo 2.....	15
Modulo PVB 120 del gruppo Danfoss PVG 120 .....	15
2.1 Presentazione .....	15
2.1 Distributore a posizionamento continuo.....	20
2.2 Compensazione locale della pressione.....	21
2.2.1 Percorso del segnale di pressione LS.....	22
2.3 Valvole antishock e anticavitazione.....	23
2.4 Logica di funzionamento .....	26
Capitolo 3.....	28
Analisi CFD del cassetto principale .....	28
3.1 Introduzione alla Computational Fluid Dynamics .....	28
3.2 Come funzionano i codici CFD .....	29
3.2.1 Pre-processor.....	29
3.2.2 Solver .....	29
3.2.3 Post-processor .....	30
3.3 Software utilizzato: FloEFD for SolidEdge.....	31
3.4 Applicazione al caso di studio.....	32
3.5 Risultati delle simulazioni effettuate.....	34
3.5.1 Mesh .....	34
3.5.2 Distribuzione della pressione .....	36

3.5.3 Andamento della velocità.....	38
3.6 Valutazione del coefficiente di efflusso e considerazioni finali.....	40
Capitolo 4.....	43
Simulazione in AMESim del modulo PVB 120.....	43
4.1 Presentazione del software: Simcenter AMESim .....	43
4.2 Simulazione in AMESim di un circuito monoutenza .....	45
4.3 Modellazione dei componenti.....	46
4.3.1 Compensatore locale e valvola di non ritorno .....	46
4.3.2 Cassetto principale .....	47
4.3.3 Valvole Anti-cavitazione ed Antishock .....	48
4.3.4 Valvola limitatrice del segnale LS .....	49
4.3.5 Valvola selettiva .....	49
4.3.6 Gruppo di alimentazione .....	50
4.3.7 Utenza.....	50
4.4 Simulazioni effettuate .....	51
4.4.1 Verifica del principio.....	51
4.4.2 Caratteristica delle valvole anticavitazione, antishock, limitatrice di pressione LS .....	53
4.5 Circuito con due utenze: condizione di regolare funzionamento .....	56
4.5.1 Prova di saturazione in portata .....	58
Conclusioni .....	62
Appendice A: Calcolo delle aree .....	63
A1: Metodo Analitico.....	63
A2: Metodo Grafico .....	65
Appendice B: valutazione del precarico delle molle $F_0$ .....	69
Appendice C:.....	70
Messe in tavola.....	70
Circuito dettagliato AMESim per due utenze .....	70
Bibliografia.....	77
Ringraziamenti.....	78

# Premessa

L'obiettivo della tesi consiste nello studio del Distributore Load Sensing Danfoss PVG 120.

Prima di passare alla descrizione del componente commerciale in esame è doveroso introdurre il contesto nel quale si svilupperà la trattazione.

Il primo capitolo tratterà la tematica fondamentale di questo lavoro ovvero i sistemi load sensing in cui verrà affrontato il problema dal punto di vista generale.

Nel secondo capitolo si passerà all'esposizione approfondita di tutte le parti che costituiscono il modulo Danfoss. Partendo dalla modellazione al CAD verrà messo in evidenza il principio della pre-compensazione, il funzionamento di tutte le valvole presenti ed evidenziato il percorso del segnale LS mediante opportune messe in tavola.

Il terzo capitolo sarà incentrato sul tema della computational fluid dynamics in cui inizialmente verrà spiegata la motivazione dell'utilizzo di tale metodologia e del modo di operare degli stessi codici di calcolo. In seguito verrà presentato il software utilizzato e si confronteranno i risultati ottenuti a seconda della tipologia di mesh adottata.

L'ultimo capitolo tratterà lo studio dettagliato del modulo PVB 120 quando questo verrà posto all'interno di un circuito mono/multiutenza mediante l'utilizzo del software Simcenter Amesim. Si andrà pertanto ad osservare il comportamento di tutti i componenti costituenti il modulo nella condizione in cui la posizione del cassetto principale resti fissa. Il primo passo sarà quindi la verifica del principio del load sensing ovvero la costanza della portata nonostante condizioni di carico variabile nel tempo. Successivamente si presterà attenzione alla condotta tenuta dalle valvole antishock e anticavitazione imponendo per la prima incrementi di carico molto rapidi mentre per la seconda verranno attuate le condizioni per cui il carico diventi trascinate. Infine si osserverà il modo di operare dei compensatori qualora si verificasse la condizione di saturazione della portata.



# Capitolo 1

## Sistemi Load Sensing

### 1.1 Introduzione al problema

I sistemi load sensing nascono dalla necessità di risolvere due problematiche fondamentali presenti in alcuni circuiti oleodinamici:

- Il controllo della velocità in sistemi aventi più attuatori sollecitati da carichi variabili nel tempo e visti in parallelo da un unico gruppo di alimentazione GA.
- Considerazioni relative al risparmio energetico.

Considerando noto il principio di funzionamento e tralasciando in questo momento le osservazioni di carattere energetico, si passerà alla trattazione dell'aspetto della controllabilità e dell'evoluzione dei sistemi oleodinamici.

### 1.2 Controllo in velocità di più utenze

La Figura 1 mostra lo schema di un circuito load sensing costituito da:

- Gruppo di alimentazione GA composto da una pompa a cilindrata fissa e da una valvola limitatrice differenziale VLD.
- Due valvole di non ritorno NR1 ed NR2.
- Una valvola selettiva VSE.
- Due valvole a posizionamento continuo normalmente chiuse Av1, Av2.
- Due cilindri a semplice effetto L1 ed L2, rappresentanti le utenze.
- Una valvola limitatrice di pressione VL
- Una resistenza fissa RF.

Imposto un segnale di comando alle valvole Av1 e Av2 che possono essere rappresentate da due strozzatori a sezione variabile e successivamente associate a distributori, la valvola selettiva VSE ha il compito di discriminare il carico più elevato proveniente dagli attuatori L1 ed L2. Il segnale verrà imposto alla pompa attraverso la valvola limitatrice differenziale VLD secondo la relazione (1):

$$p_p = p_{LS} + s_p \quad (1)$$

Al fine di controllare la pressione massima ammissibile nella linea di load sensing è stata posta una valvola limitatrice di pressione preceduta da una resistenza fissa RF. Questa risulta totalmente inefficace se la VL non è in regolazione ed in questo caso l'informazione di pressione passa staticamente attraverso lo strozzatore. Quando la VL invece è in regolazione e vi è attraverso questa un passaggio di portata verrà generata una caduta di pressione che permette alla stessa VL di regolare senza essere influenzata da eventuali perturbazioni di pressioni dovute agli utilizzatori. Ciò è possibile grazie allo strozzatore RF che disaccoppia le pressioni ai suoi capi producendo l'effetto di *schermatura* della VL durante la regolazione. In tal modo la pressione di mandata della pompa viene limitata al valore  $p^*$ .

Figura 1

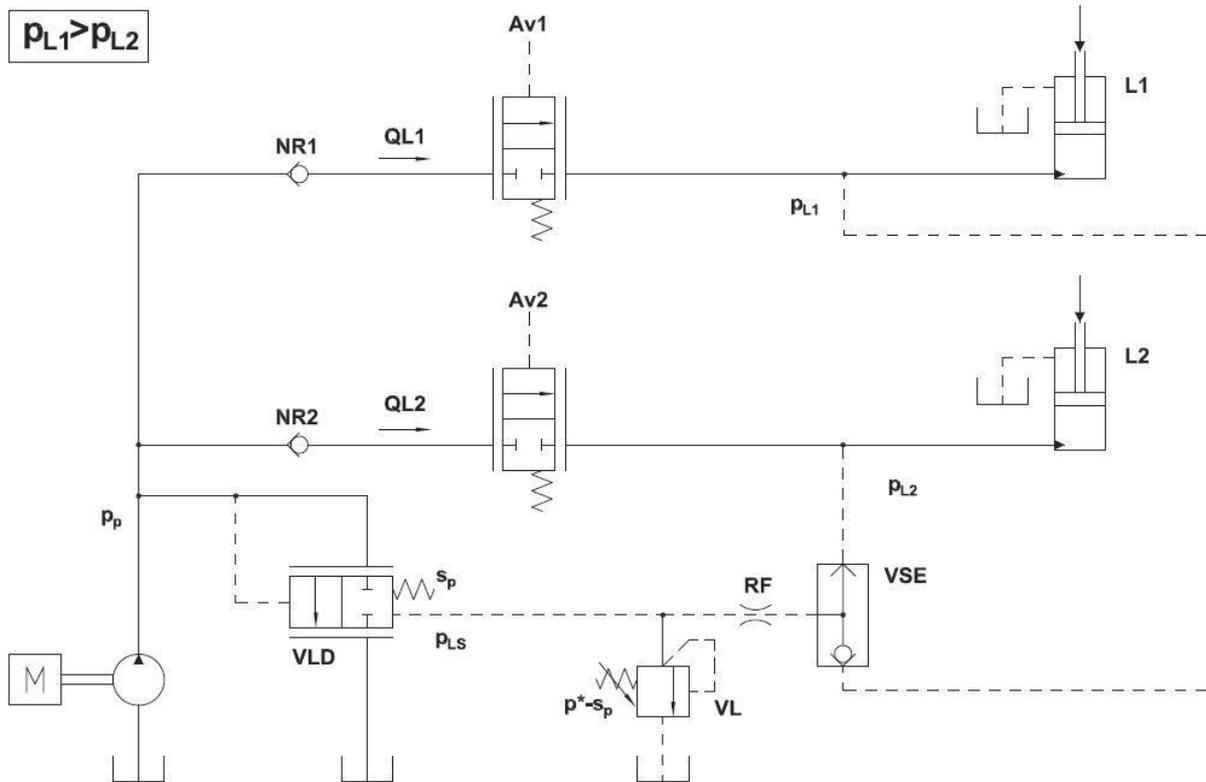


Figura 1: Circuito LS con due utenze generiche

Negli impianti multiutenza è necessario specificare il tipo di segnale di load sensing:

- Load sensing *globale*: è il segnale che emerge dalla valvola selettiva ed è dovuto all'utenza avente il carico più alto. Questo sarà il segnale che arriverà al gruppo di alimentazione.
- Load sensing *locale*: è un segnale generato da un carico non predominante e rimarrà confinato nell'ambito dell'utenza in questione

Il circuito oleodinamico si comporterà in modo differente a seconda se i carichi applicati siano i medesimi o siano differenti tra loro.

### 1.2.1 Carichi identici

Sempre con riferimento alla figura 1, nell'ipotesi alquanto semplificativa e poco realistica che le due utenze applichino la stessa pressione  $p_{L1} = p_{L2} = p_{LS}$ , la pressione sulla linea di mandata della pompa sarà data dalla (2):

$$p_p = p_{LS} + s_p \quad (2)$$

Il controllo in velocità dei carichi è assicurato dal  $\Delta p$  costante ai capi dei due distributori:

$$\Delta p = p_{LS} + s_p - p_{LS} = s_p = costante \quad (3)$$

Di conseguenza, per ogni valore dei comandi impartiti ai distributori, le portate inviate alle utenze saranno determinate secondo l'equazione (4):

$$Q_u = C_e \cdot Av \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (4)$$

In cui  $C_e$  rappresenta il coefficiente di efflusso,  $Av$  l'area di passaggio variabile in funzione del comando e  $\rho$  la densità dell'olio.

Possiamo affermare quindi che ad ogni valore dei comandi impartiti su ogni distributore corrisponderanno velocità definite degli attuatori.

### 1.2.2 Carichi diversi

La condizione per la quale due o più utenze impongano lo stesso carico risulta nella pratica poco frequente, con riferimento alla figura 1, supponiamo che la pressione imposta alla pompa sia imposta da L1, ovvero l'utenza avente il carico più elevato:

$$p_p = p_{L1} + s_p \quad (5)$$

Le portate inviate alle utenze risulteranno:

$$\begin{cases} Q_{L1} = C_e \cdot Av1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_p - p_{L1})}{\rho}} = K_1 \cdot Av1 \cdot \sqrt{(p_p - p_{L1})} \\ Q_{L2} = K_2 \cdot Av2 \cdot \sqrt{(p_p - p_{L2})} \end{cases} \quad (6)$$

Ne segue che:

$$\begin{cases} Q_{L1} = K_1 \cdot Av1 \cdot \sqrt{s_p} = K_{11} \cdot Av1 \\ Q_{L2} = K_2 \cdot Av2 \cdot \sqrt{(p_p - p_{L2})} \end{cases} \quad (7)$$

In cui  $K_1, K_2, K_{11}$  rappresentano delle costanti.

Dall'osservazione della prima equazione della (7) si evince come la portata che alimenta l'utenza L1 risulta unicamente controllata dall'area di metering del distributore ed è indipendente dal carico.

Invece la seconda equazione (7) mostra il fenomeno di interferenza tra carichi in quanto il controllo dell'utenza L2 non è garantito unicamente dalla variazione dell'area di passaggio ma dipende da entrambi i carichi,  $p_{L2}$  sia di  $p_p$  funzione  $p_{L1}$  venendo di conseguenza a mancare la controllabilità.

Lo stesso ragionamento è valido per sistemi che presentano più di due utenze.

### 1.3 I compensatori locali di pressione

Al fine di ristabilire la controllabilità degli utenti in qualsiasi condizione di carico si introduce all'interno del circuito oleodinamico un componente detto compensatore locale di pressione. Il suo scopo è quello di mantenere la caduta di pressione ai capi del cassetto del distributore costante.

Questi componenti possono essere collocati a monte del distributore generando sistemi “pre-compensati” oppure a valle dello stesso formando sistemi “post-compensati”.

### 1.3.1 Sistema Load Sensing pre-compensato

Nel circuito in Figura 2 sono stati impiegati due compensatori locali di pressione a monte della sezione di metering dei distributori. Nell’ipotesi che questi siano in regolazione e sia L1 l’utenza prevalente si avrà:

$$\begin{cases} p_{m1} = p_{L1} + s_c \\ p_{m2} = p_{L2} + s_c \end{cases} \quad (8)$$

Le portate dirette verso i carichi risultano:

$$\begin{cases} Q_{L1} = K_1 \cdot Av1 \cdot \sqrt{p_{m1} - p_{L1}} = K_1 \cdot Av1 \cdot \sqrt{p_{L1} + s_c - p_{L1}} = K_1 \cdot Av1 \cdot \sqrt{s_c} \\ Q_{L2} = K_2 \cdot Av2 \cdot \sqrt{p_{m2} - p_{L2}} = K_2 \cdot Av2 \cdot \sqrt{p_{L2} + s_c - p_{L2}} = K_2 \cdot Av2 \cdot \sqrt{s_c} \end{cases} \quad (9)$$

Dalle equazioni della [22] risulta come le portate siano indipendenti sia dai carichi sia dalla pressione di linea della pompa. Affinchè ciò si verifichi però è necessario che sia la valvola limitatrice di pressione differenziale VLD sia i compensatori siano in condizione di regolazione verificando il rispetto delle disuguaglianze (10):

$$\begin{cases} p_p = p_{LS} + s_p > p_{m1} \\ p_p = p_{LS} + s_p > p_{m2} \end{cases} \quad (10)$$

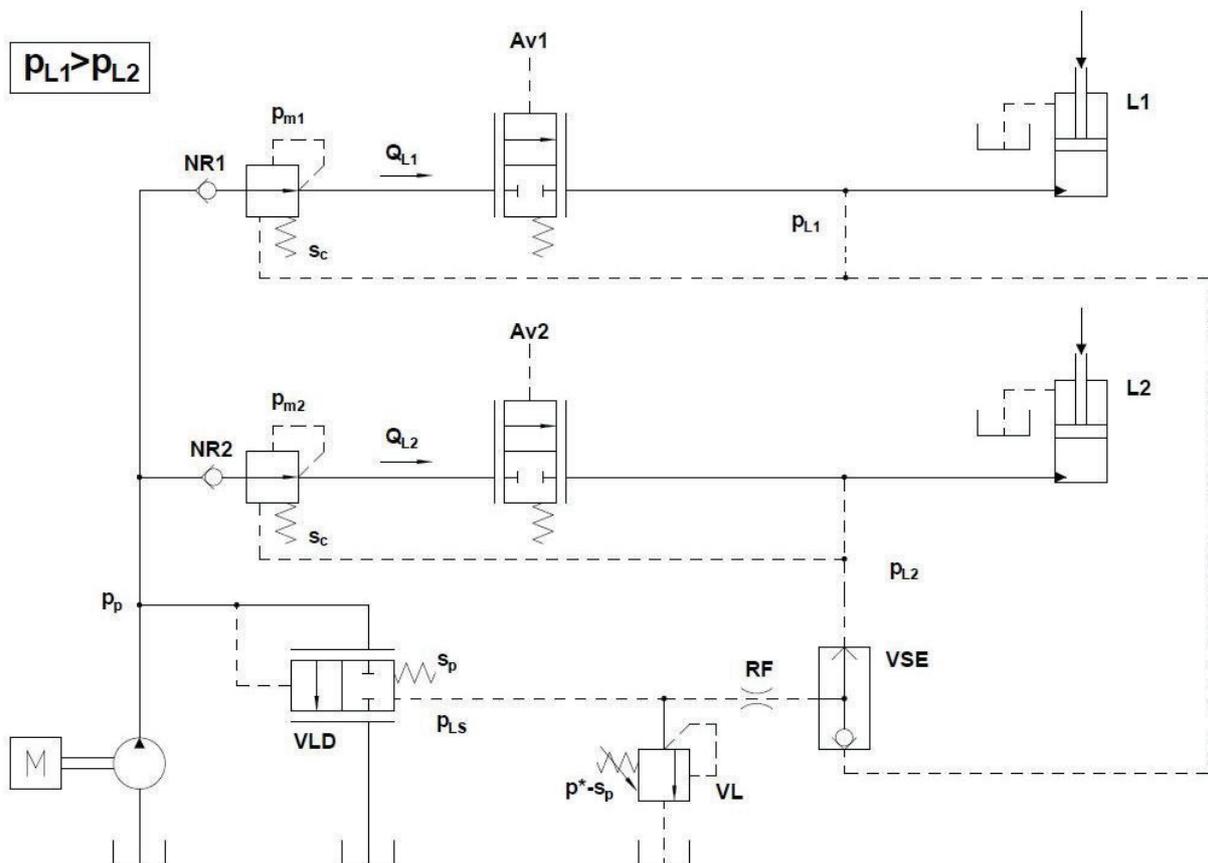


Figura 2: Circuito LS pre-compensato

Nel momento in cui si desidera incrementare la velocità di spostamento è necessario un aumento progressivo della portata richiesta dalle utenze. Ciò potrebbe portare al raggiungimento della saturazione di portata da parte del gruppo di alimentazione GA in cui la portata richiesta risulta essere maggiore di quella massima erogabile dalla pompa. Raggiunta questa condizione limite si verifica che:

- La valvola VLD cessa di regolare (configurazione a bocche chiuse)
- La pressione  $p_p$  della linea della pompa diminuisce:

$$p_p < p_{LS} + s_p = p_{L1} + s_p \quad (11)$$

- Il compensatore relativo al carico dell'utenza L1 risultata totalmente aperto (anch'esso in saturazione):

$$p_p \approx p_{m1} < p_{L1} + s_c \quad (12)$$

In queste condizioni l'attuatore più caricato L1 riceve una portata influenzata dalla pressione di linea e dal suo stesso carico  $p_{L1}$  poiché essendo il compensatore in saturazione smetterà di imporre la sua pressione a monte del distributore. La caduta di pressione ai capi del distributore non sarà quindi costante come nelle condizioni di normale funzionamento.

Invece l'attuatore meno caricato L2, poiché il suo compensatore è in regolazione, riceverà una portata controllata ed indipendente sia dai carichi sia dalla pressione della linea.

Queste condizioni vengono descritte dalle equazioni (13):

$$\begin{cases} Q_{L1} = K_1 \cdot Av1 \cdot \sqrt{p_{m1} - p_{L1}} = K_1 \cdot Av1 \cdot \sqrt{p_p - p_{L1}} \\ Q_{L2} = K_2 \cdot Av2 \cdot \sqrt{s_c} \end{cases} \quad (13)$$

Se la richiesta di portata continua ad aumentare, nonostante sia rispettata la condizione (14), potrebbe comportare una diminuzione della pressione di mandata della pompa fino a valori tali per cui  $p_p < p_{L1}$ .

$$p_p > p_{L2} + s_c \quad (14)$$

In questo caso si osserva alla chiusura della valvola di non ritorno NR1 con conseguente arresto dell'attuatore L1 (15).

$$\begin{cases} Q_{L1} = 0 \\ Q_{L2} = K_2 \cdot Av2 \cdot \sqrt{s_c} \end{cases} \quad (15)$$

Ulteriori incrementi nella richiesta di portata comportano nuove sequenze dei casi descritti in precedenza e applicate in successione al carico residuo più elevato. Quindi le portate diminuiranno in maniera progressiva a partire dal carico più elevato.

Quanto discusso è stato ottenuto pensando ideali tutti i fenomeni chiamati in causa. Nella realtà bisogna tenere in considerazione delle complicazioni dovute all'effetto delle resistenze distribuite, alla non idealità delle molle, alle forze di flusso presenti nei compensatori e nella valvola limitatrice differenziale VLD.

### 1.3.2 Sistema LS post-compensato

In ragione delle considerazioni fatte, i sistemi pre-compensati rappresentano una soluzione valida durante le condizioni di funzionamento normale. Questi però entrano in crisi quando si verifica la condizione di saturazione della portata, fenomeno non trascurabile in impianti multiutenza in cui si richiedono movimentazioni simultanee e controllate.

L'evoluzione di tali sistemi è stata realizzata con l'introduzione della post-compensazione, nota come soluzione di **compensazione anti-saturazione**.

In Figura 3 si mostra un sistema di questa tipologia sempre con l'ipotesi che l'attuatore L1 risulti avere il carico dominante.

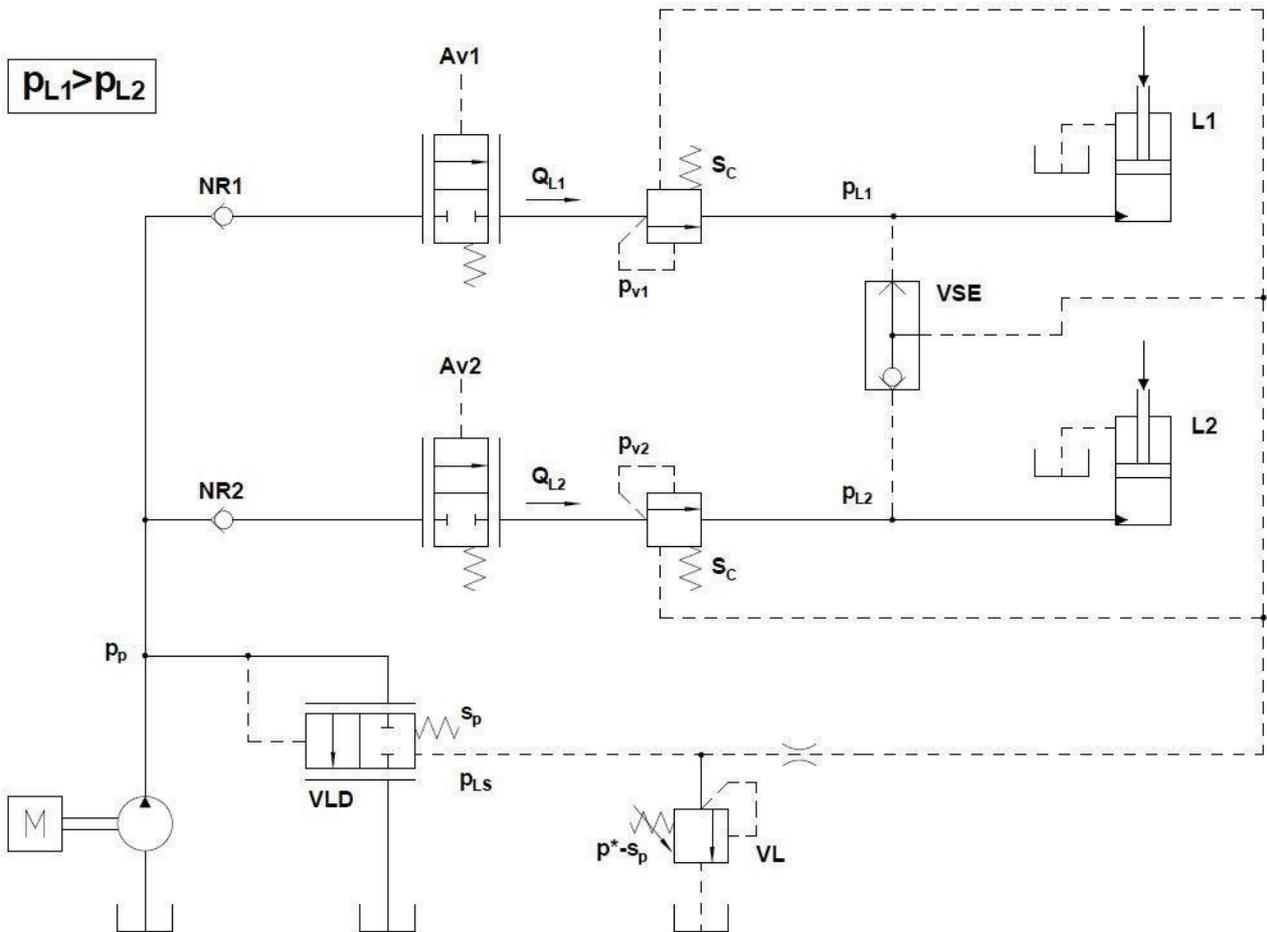


Figura 3: Impianto LS con compensatori anti-saturazione.

I compensatori sono normalmente chiusi e posti a valle della sezione di metering. Durante la fase di regolazione essi seguono le relazioni della (16):

$$\begin{cases} p_{v1} = p_{LS} + s_c = p_{L1} + s_c \\ p_{v2} = p_{LS} + s_c = p_{L1} + s_c \end{cases} \quad (16)$$

Dalla (16) si evince che tutte le pressioni a valle dei distributori sono mantenute costanti dai compensatori anti-saturazione controllati dall'attuatore più caricato.

Per cui:

$$\begin{cases} p_{v1} = p_{v2} \\ p_p = p_{LS} + s_p = p_{L1} + s_p \end{cases} \quad (17)$$

Da ciò deriva che le portate non derivano dai carichi evitando quindi il fenomeno di interferenza:

$$\begin{cases} Q_{L1} = K_1 \cdot Av1 \cdot \sqrt{p_p - p_{v1}} = K_1 \cdot Av1 \cdot \sqrt{p_{L1} + s_p - (p_{L1} + s_c)} = K_1 \cdot Av1 \cdot \sqrt{s_p - s_c} \\ Q_{L2} = K_2 \cdot Av2 \cdot \sqrt{p_p - p_{v2}} = K_2 \cdot Av2 \cdot \sqrt{p_{L1} + s_p - (p_{L1} + s_c)} = K_2 \cdot Av2 \cdot \sqrt{s_p - s_c} \end{cases} \quad (18)$$

Se si considera una situazione di saturazione in portata si avrà:

- Una diminuzione della pressione di mandata della pompa secondo la (19):

$$p_p < p_{LS} + s_p = p_{L1} + s_p \quad (19)$$

- Le portate relative ai singoli carichi si ridurranno proporzionalmente poiché  $p_{v1} = p_{v2}$

$$Q_{Li} = K_i \cdot Avi \cdot \sqrt{p_p - p_{vi}} \quad (20)$$

Quindi tutti gli attuatori diminuiranno la loro velocità che però continuerà ad essere funzione solo del comando. Qualora con l'aumentare del carico L1 superi la pressione di taratura della valvola limitatrice di pressione VL, ma inferiore rispetto della pressione massima ammissibile

$(p^* - s_p < p_{L1} < p^*)$ , si instaurerà la condizione di saturazione in pressione e la limitatrice entrerà in regolazione.

La pressione imposta alla mandata della pompa risulta pari a:

$$p_p = p_{LS} + s_p = (p^* - s_p) + s_p = p^* \quad (21)$$

Il risultato sarà una riduzione del salto di pressione sulle sezioni di metering rispetto al funzionamento in condizioni normali rendendo tuttavia ancora possibile l'alimentazione degli utilizzi.

Se però l'utenza prevalente supera la pressione massima prevista ( $p_{L1} > p^*$ ), il relativo compensatore entrerà in saturazione cessando di regolare. Come conseguenza si avrà la chiusura della valvola di non ritorno NR con il relativo arresto del carico.

### 1.3.3 Controllo load sensing per pompa a pistoni assiali

Oltre all'impiego di sistemi dotati di compensatore, il principio del load sensing è stato inizialmente applicato mediante la realizzazione di dispositivi che permettono la variazione della cilindrata della pompa. L'esempio di controllo load sensing mostrato in Figura 4 è montato sulle pompe Rexroth serie A10VSO. Dal modello CAD si nota come in un unico corpo siano inclusi sia il limitatore di pressione differenziale **DPL** sia quello assoluto **APL**. I due cassettei identici in configurazione di riposo connettono la bocca **A**, collegata all'attuatore di regolazione della cilindrata, verso il serbatoio attraverso la bocca **T** mentre la bocca **P** rimane chiusa. In entrambi i cassettei sono realizzati un foro radiale ed uno assiale che permettono alla pressione di mandata di agire sulle superfici di influenza di sinistra permettendo quindi uno spostamento verso destra dei cassettei, comprimendo le due coppie di molle tarabili. Il segnale LS giunge nella camera in cui sono poste le molle del **DPL** mediante un canale perpendicolare al piano di sezione, mentre la pressione presente nella camera in cui sono situate le molle dell'**APL** è quella presente nel serbatoio **T**.

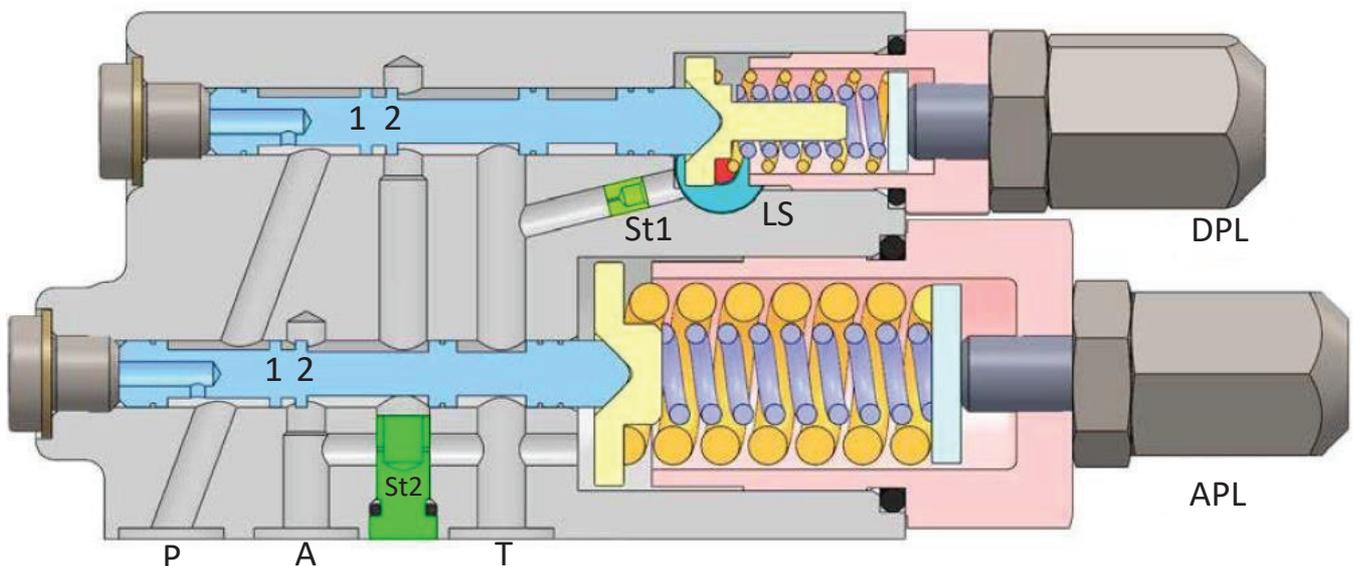


Figura 4: Sezione del limitatore assoluto e differenziale di una pompa Rexroth A10VSO (modello CAD realizzato da Paola Fresia).

Nello schema ISO di Figura 5 si riporta il circuito idraulico dell'intero controllo. E' possibile notare come il distributore proporzionale sia stato simulato attraverso uno strozzatore variabile.

Quando non avviene la regolazione da parte dei controlli la cilindrata della pompa sarà quella massima e sarà mantenuta tale grazie all'azione dall'attuatore di contrasto di superficie **a** e della molla non tarabile. L'intervento di uno dei due controlli provocherà di conseguenza un aumento di pressione nell'attuatore di regolazione di superficie **A** generando una conseguente riduzione della cilindrata della pompa.

Il limitatore di pressione differenziale **DPL** entra in regolazione per pressioni di mandata inferiori a  $p^*$  in modo tale da garantire una pressione  $p_p = p_u + s_p$ . Nel caso in cui la pressione di mandata raggiunga il valore  $p^*$ , con il raggiungimento della condizione di saturazione in pressione, entrerà in regolazione il limitatore di pressione assoluto **APL** in modo che  $p_p = p^*$ . Poiché la caduta di pressione sullo strozzatore variabile (distributore) sarà inferiore a  $s_p$  il limitatore assoluto sarà connesso al serbatoio tramite il cassetto del **DPL**, il quale a sua volta rimarrà a riposo. Con **1** e **2** si indicano i risalti preposti al controllo delle sezioni di passaggio rispettivamente **P-A** e **A-T**.

Il ruolo dello strozzatore **St1** è quello di permettere la messa a scarico del segnale LS quando il distributore è chiuso: questa soluzione è utilizzata qualora quest'ultimo non preveda questa opzione in configurazione di riposo. Viceversa **St1** non risulta strettamente necessario.

La coppia di strozzatori **St2** ricopre invece la funzione di abbassare il guadagno in pressione del controllo in pressione per evitare problemi di instabilità. In fig.4 questa soluzione è stata realizzata su un tappo e gli strozzatori risultano aperti. La rotazione del tappo, attraverso un cacciavite, permette la loro progressiva chiusura che avverrà con una rotazione del tappo di 90°.

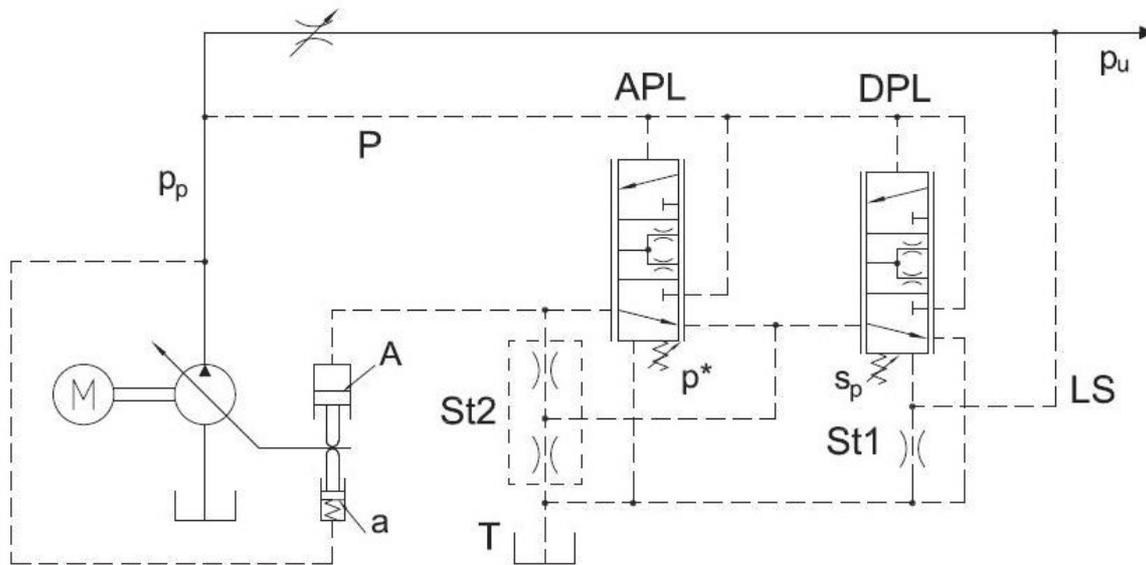


Figura 5: Schema ISO del sistema di controllo

## 1.4 Considerazioni relative ai sistemi LS compensati in pressione

### 1.4.1 Differenze nel comportamento dei compensatori locali in saturazione di portata

Da quanto già esposto, un quesito che potrebbe presentarsi riguarda il perché i compensatori locali dei circuiti post-compensati non cessano di regolare neppure in condizioni di saturazione di portata (consideriamo per ipotesi che la limitatrice del segnale di load sensing non regoli, quindi non sussiste la saturazione di pressione).

Con riferimento alla figura 3, le forze agenti sui compensatori, normalmente chiusi, sono le seguenti (con A area di influenza):

$$\begin{cases} F_{chiusura} = p_{LSG} \cdot A + s_c \cdot A \\ F_{apertura} = p_v \cdot A \end{cases} \quad (22)$$

Il contributo che agisce in apertura è sempre sufficiente per potersi confrontare con il contributo in chiusura per come è strutturato il componente, garantendo così la regolazione da parte del compensatore: ciò provoca una parzializzazione costantemente presente e più o meno marcata della sezione di passaggio in corrispondenza del compensatore, con la conseguente imposizione della pressione a valle del cassetto secondo le equazioni (16).

Pertanto, anche in saturazione di portata, il compensatore adempie al suo compito: ciò si spiega col fatto che, il transito di portata verso l'utilizzo implica la regolazione del compensatore.

Invece i compensatori normalmente aperti dei circuiti pre-compensati (figura 2), in determinate situazioni, smettono di regolare poiché sono soggetti a:

$$\begin{cases} F_{apertura} = p_{LSL} \cdot A + s_c \cdot A \\ F_{chiusura} = p_m \cdot A \end{cases} \quad (23)$$

In questo contesto il contributo che agisce in chiusura non è sempre sufficiente per contrastare il contributo in apertura. Ciò avviene in saturazione di portata e relativamente alla linea del carico maggiore, quando il compensatore non regola e non impone la pressione a monte del cassetto, come desiderato. Questa situazione era già stata accennata nella trattazione del relativo impianto, tuttavia merita un richiamo: come detto la pressione di mandata della pompa, (19), raggiunge un valore non sufficiente per contrastare la forza agente in apertura ( $F_{chiusura} < F_{apertura}$ ), provocando quindi l'assenza di regolazione da parte del compensatore, con conseguente perdita del controllo in velocità del carico.

#### 1.4.2 Configurazione a riposo dei compensatori locali

Finora si è sostanzialmente visto che, limitatamente ad impianti standard, nei pre-compensati si deve optare per una scelta di compensatore locale normalmente aperto con in apertura il segnale di LS locale mentre, per i post-compensati, la scelta deve prevedere il compensatore locale normalmente chiuso con in chiusura il segnale di LS globale.

Per dimostrare quanto appena sostenuto si propongono le seguenti considerazioni: in Figura 6 si riporta una variante schematizzata di impianto pre-compensato, tralasciando gli altri componenti del circuito in quanto già visti. Questa particolare situazione ha validità generale, non solo nel caso della linea relativa al carico massimo.

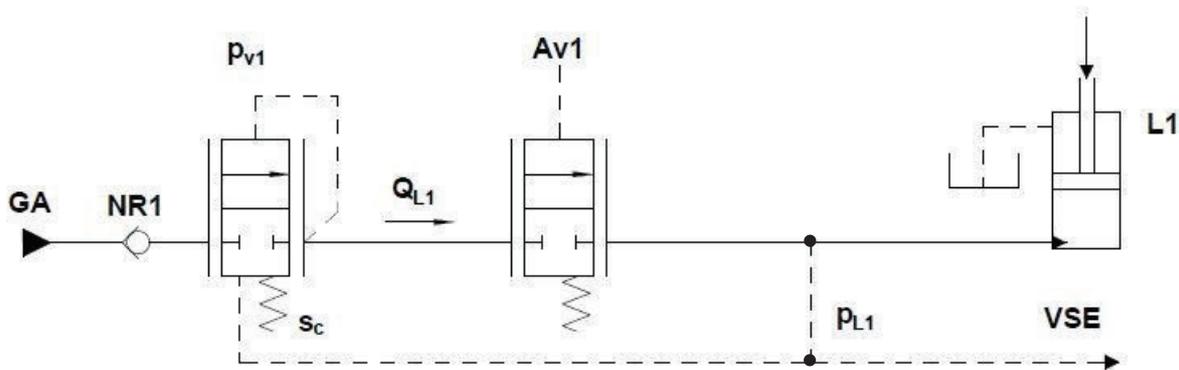


Figura 6: Schema alternativo per un impianto pre-compensato

Per la definizione di questa soluzione si è preso spunto dalla situazione di partenza, vale a dire che si mantiene il collegamento del pilotaggio per l'apertura del compensatore a monte del cassetto principale (la volontà è chiaramente il controllo di questa pressione) ma adesso il compensatore si presenta normalmente chiuso: è possibile capire immediatamente che la nuova configurazione non funziona.

Infatti, qualunque sia l'utenza considerata, commutando il cassetto principale il compensatore rimarrà sempre chiuso dal momento che la pressione  $p_{m1}$  agente in apertura è uguale a  $p_{L1}$ , agente in chiusura, a cui va sommato il contributo della molla. Questa uguaglianza delle pressioni agenti sul

compensatore si realizza dato che, alla commutazione del cassetto, l'informazione del carico si riporta staticamente in apertura e continua ad essere presente in chiusura.

Un'altra maniera per cercare di aggirare il problema della saturazione del compensatore, per un impianto pre-compensato, può essere quella di riportare su di esso l'informazione del segnale di load sensing globale. Tuttavia neppure questa possibilità è valida dal momento che, agendo sulla pressione a monte del cassetto, si deve per forza di cose introdurre un segnale legato al carico locale. Si conferma quindi, quanto anticipato: un impianto pre-compensato convenzionale (compensatore composto da un unico cassetto e due soli pilotaggi) deve prevedere i compensatori locali normalmente aperti e dotati del pilotaggio per l'apertura del compensatore collegato con l'ambiente a monte del cassetto principale.

### 1.4.3 Impianti pre-compensati: taratura delle molle dei compensatori

Considerando che ogni compensatore di pressione locale è dotato di una molla, appare interessante chiedersi che tipo di taratura equivalente essa debba presentare.

Iniziando col valutare un impianto pre-compensato, lo schema mostrato in Figura 7.1 rappresenta la distribuzione delle pressioni nelle varie zone della linea relativa al carico predominante, lo schema 7.2 invece quelle relative ai carichi inferiori, quando il compensatore è in regolazione.

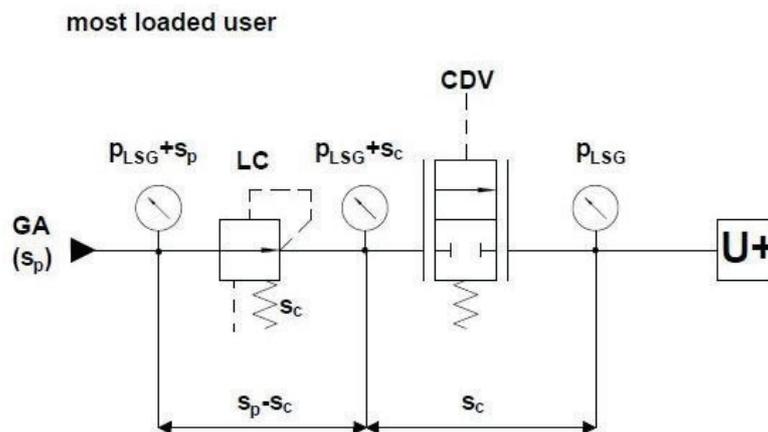


Figura 7.1: Schema delle pressioni in un impianto pre-compensato con utilizzatore più caricato.

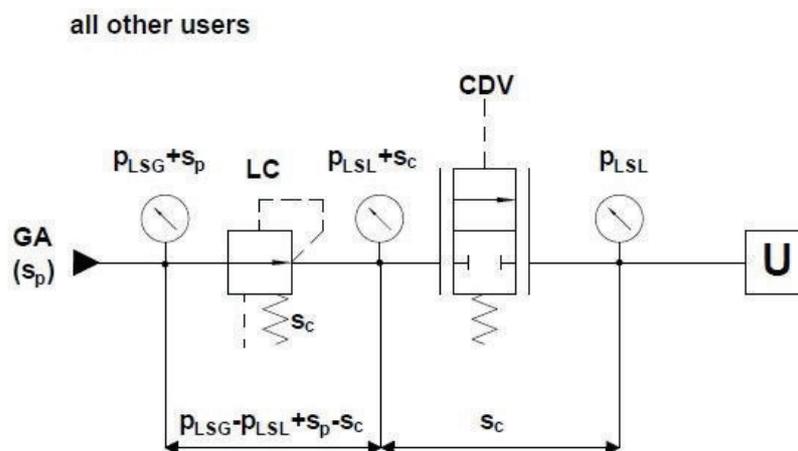


Figura 7.2 Schema delle pressioni in un impianto pre-compensato relativo a tutte le altre utenze.

Da quanto proposto si vede che il salto di pressione ai capi della sezione di metering (il distributore) corrisponde proprio alla taratura equivalente in pressione delle molle dei compensatori (taratura locale, simbolo  $s_c$ ). Dal punto di vista teorico cioè con le linee di connessione che non introducono

perdite, la taratura  $s_c$  dovrebbe essere scelta uguale alla taratura equivalente della molla della VLD (taratura globale, simbolo  $s$ : si ricorda che essa viene scelta almeno pari alla caduta di pressione generata dal transito attraverso il distributore della massima portata possibile).

Ponendo  $s_c = s_p = s$ , il compensatore non introduce perdite, il che è positivo considerando che si sta parlando del carico massimo; ciò significa mantenere il compensatore completamente aperto. L'imposizione di un'eventuale caduta di pressione sul compensatore non avrebbe senso, né funzionalmente (localmente la pressione è già imposta al valore desiderato dal gruppo di alimentazione) né dal punto di vista energetico.

Occorre tenere in conto che la portata decisa dal distributore dipende dalla luce di passaggio che esso apre, che in genere è limitata, e dalla taratura  $s_c$ , che nell'espressione di riferimento per quantificare la portata appare sotto radice quadrata: pertanto la portata smaltibile rischia di essere fortemente limitata se il valore di  $s_c$  non è sufficientemente grande.

Tuttavia, nella realtà, bisogna considerare le cadute di pressione distribuite nelle linee idrauliche (da valutare a portata massima) e allora la taratura locale effettiva risulta minore della globale di un valore pari alla massima caduta di pressione introdotta dalle linee idrauliche:

$$s_c = s_p - \Delta p_{Qmax} \quad (24)$$

Cioè la taratura locale effettiva risulta minore della globale di una quantità almeno pari alle perdite a portata massima; almeno perché, essendo impossibile realizzare tarature perfette, questa differenza dovrebbe essere per sicurezza ancora più marcata, come evidenziato dalla disequazione (25).

$$s_c < s_p - \Delta p_{Qmax} \quad (25)$$

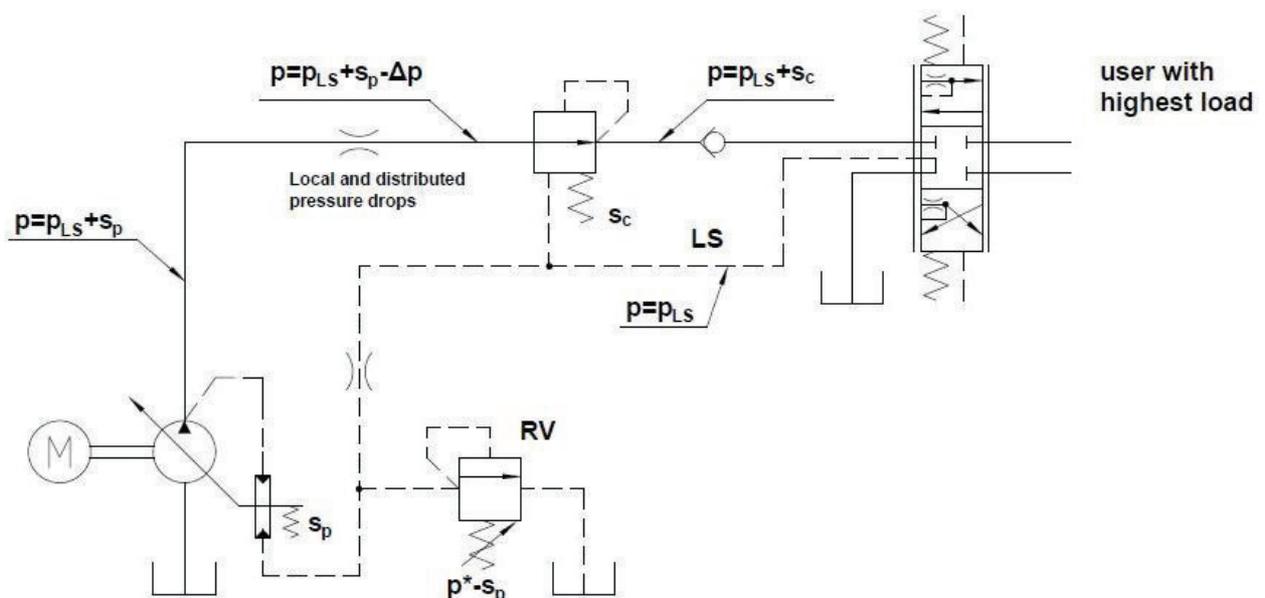


Figura 8: Schema riassuntivo per la taratura effettiva dei compensatori locali di impianti pre-compensati

Il non rispetto di questa “norma” implica in determinati casi la perdita di controllabilità del carico, nel senso che la caduta di pressione sulla sezione di metering del carico maggiore viene a dipendere anche dalle perdite distribuite (che sono una quantità variabile) e non solo da quantità costanti.

Per chiarificare quanto esposto si fornisce un esempio numerico: se la taratura globale  $s_p$  è stata scelta pari a 15 bar e avendo valutato di 5 bar la caduta di pressione a portata massima creata dalla linea tra la pompa ed il compensatore, la taratura del compensatore sarà data dalla (24) e pari a 10 bar.

Lo schema di Figura 8: Schema riassuntivo per la taratura effettiva dei compensatori locali di impianti pre-compensati, riporta le condizioni che compaiono in una situazione reale dove la portata in transito, minore della massima, genera una perdita distribuita equivalente a 3 bar (modellizzata nello schema ISO con uno strozzatore fisso). Ciò implica che anche il compensatore della linea più caricata debba regolare.

Per quanto riguarda le altre utenze, figura 5 a destra, il salto di pressione ai capi del cassetto del distributore si mantiene lo stesso, varia invece la caduta di pressione introdotta dal compensatore di una quantità pari alla differenza tra i segnali di pressioni di LS globale e locale.

#### 1.4.4 Impianti post-compensati: taratura delle molle dei compensatori

In questo paragrafo il discorso è analogo al precedente, ma riguarda gli impianti post-compensati: si sta sempre valutando la linea che serve il carico maggiore, schematizzata in figura 7. Le equazioni alle quali fare riferimento sono espresse dalla (17) e dalla (18).

Un aspetto che emerge è il salto di pressione che si instaura ai capi del compensatore, pari alla taratura locale  $s_c$ : il compensatore, questi impianti, si presenta normalmente chiuso e affinché sussista passaggio di portata, esso deve sempre regolare, quindi si capisce che l’interesse è minimizzare questa taratura. Inoltre, ad ulteriore conferma dell’ultima affermazione, si nota che il salto di pressione ai capi della sezione di metering è dato dalla differenza tra la taratura globale e locale ( $s_p - s_c$ ): se la taratura locale fosse eccessivamente “grande”, la caduta di pressione  $\Delta p$  sulla sezione di metering si ridurrebbe di molto, provocando una forte limitazione sulla massima portata smaltibile. Per ovviare a questo limite sul salto di pressione si potrebbe pensare di alzare la taratura globale introducendo però un inutile dispendio energetico.

In definitiva la taratura  $s_c$  del compensatore è adesso completamente diversa rispetto il caso di sistemi pre-compensati in quanto molto minore, in generale nell’ordine dei 2 bar.

La figura 9.1 fornisce una panoramica generale sul sistema riportando lo schema relativo ad alle altre utenze.

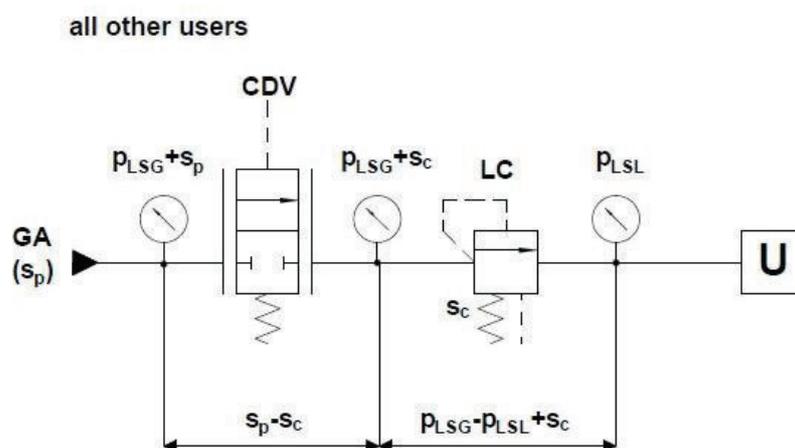


Figura 9.1: Schema generale delle pressioni per le generiche utenze in impianti post-compensati

Rispetto al caso della linea più caricata (figura 9.2), il salto di pressione ai capi del cassetto si mantiene lo stesso però varia la caduta di pressione introdotta dal compensatore di una quantità pari alla differenza tra le pressioni di LS globale e locale (figura 9.1).

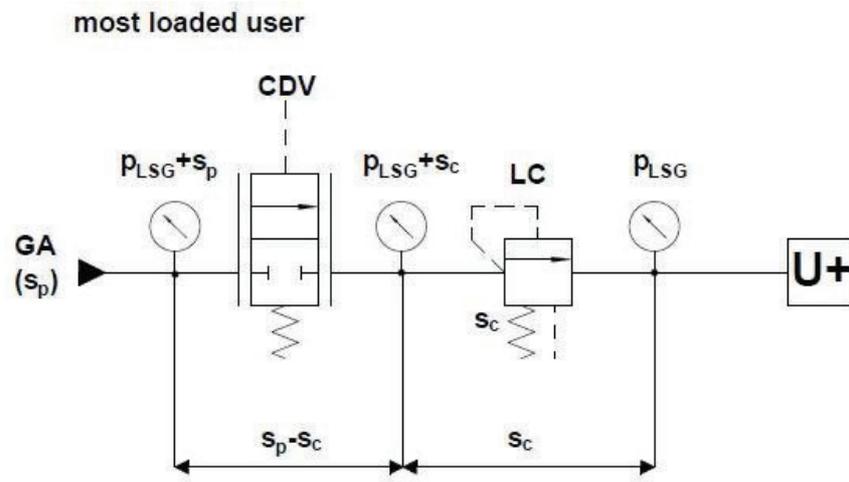


Figura 9.2: Utilizzatore più caricato

# Capitolo 2

## Modulo PVB 120 del gruppo Danfoss PVG 120

### 2.1 Presentazione

Una volta spiegata la problematica ed enunciati i principi teorici, il passo successivo sarà la trattazione del modulo PVB 120 del gruppo di regolazione PVG 120 della Danfoss, facente parte della famiglia dei moduli pre-compensati.

La costruzione del modello 3D, in figura 1, mediante Solidworks, partendo dal modulo reale presente in laboratorio, ha permesso lo studio dello stesso e grazie alle opportune sezioni considerate, verranno analizzati tutti i componenti e identificati i condotti che permettono la trasmissione del segnale di load sensing.

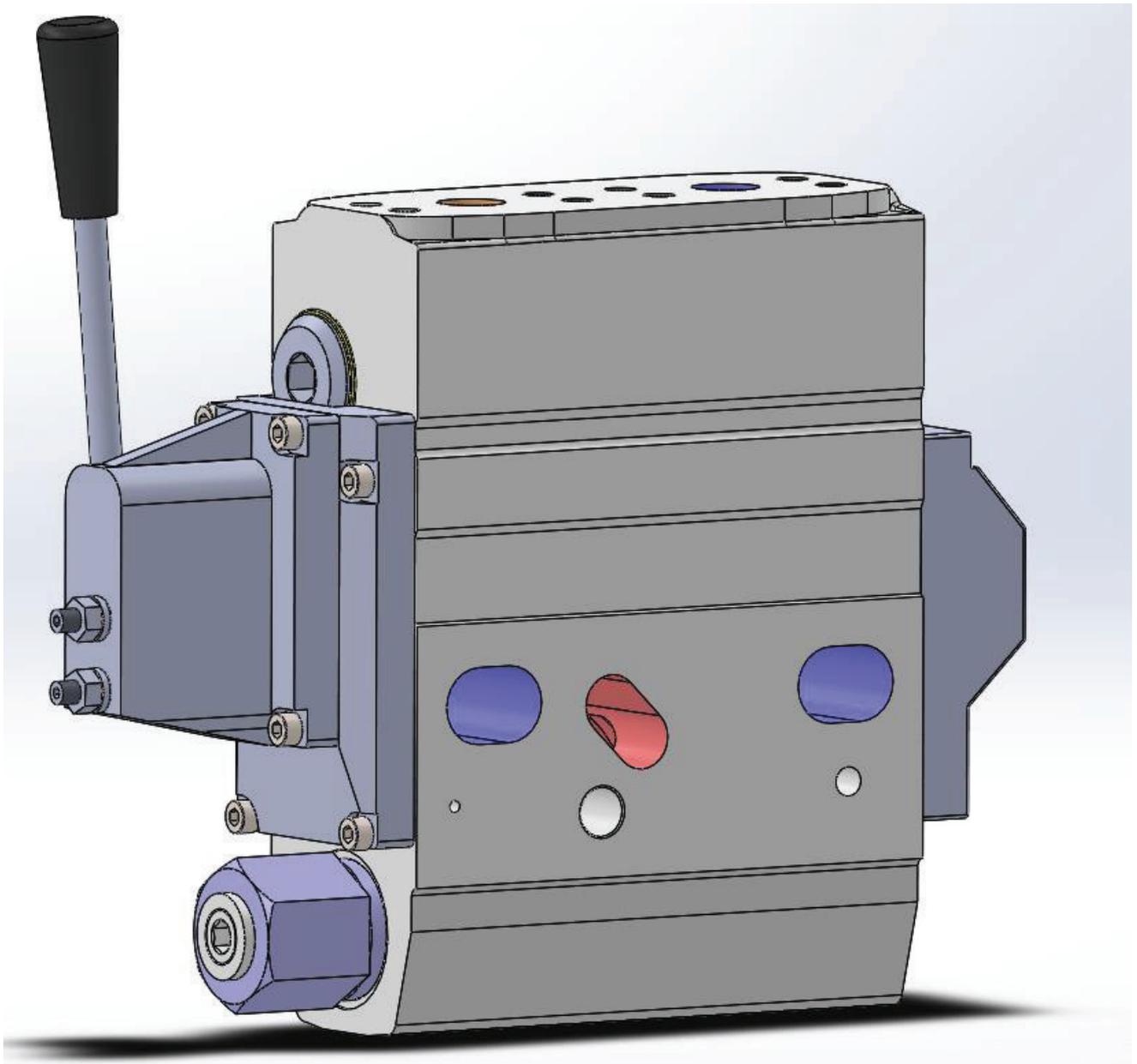


Figura 1: Modello 3D del modulo PVB 120 della Danfoss.

In figura 2, mediante la messa in trasparenza della carcassa e dei coperchi lato leva, si mette in risalto l'alloggiamento di tutti i componenti e la complessa rete di canali interni che costituiscono il modulo.

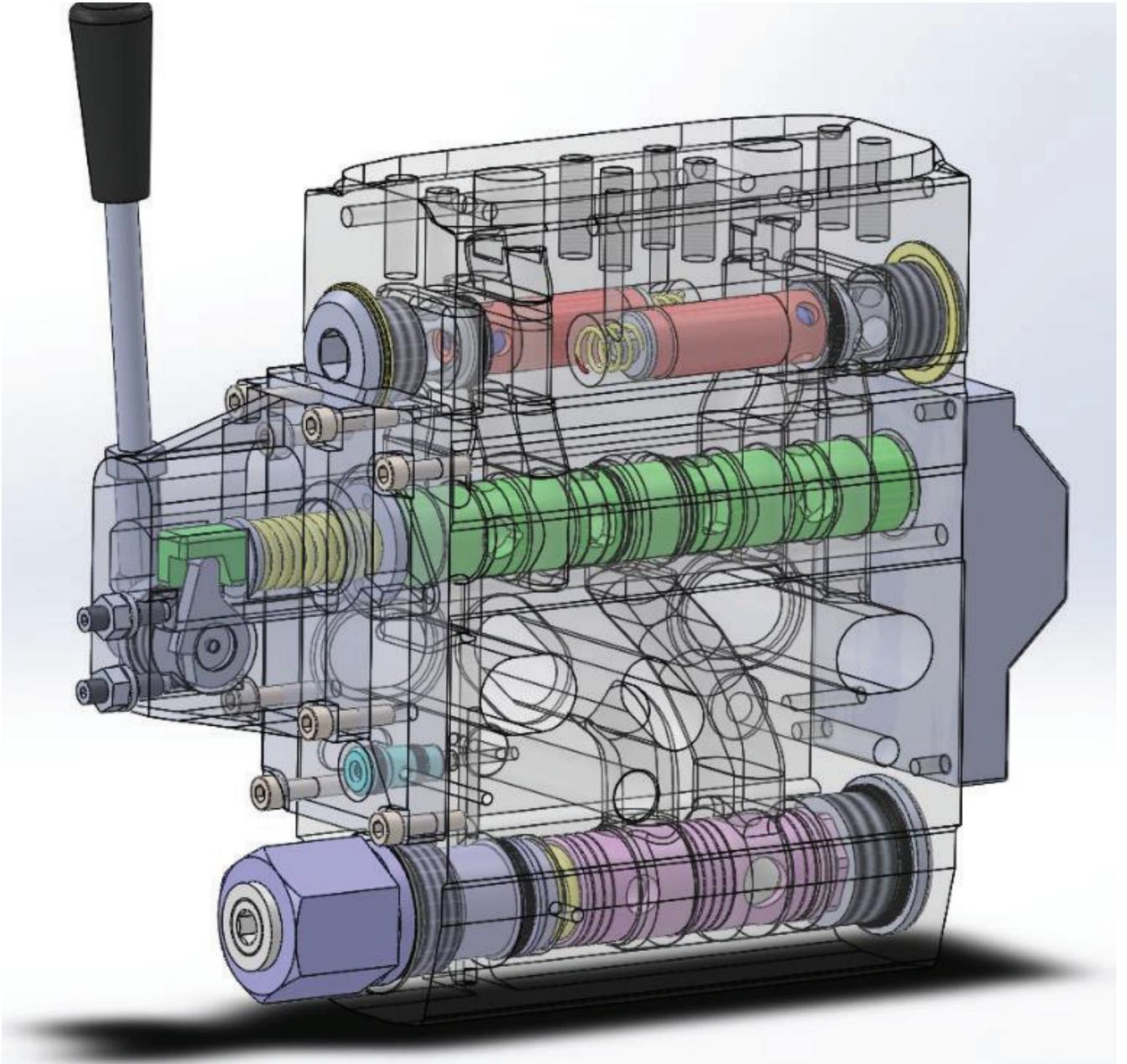


Figura 2: Messa in trasparenza del modulo PVG 120 di Danfoss.

Come possibile impiego, la Danfoss propone, ad esempio, il controllo di piattaforme aeree, figura 3.

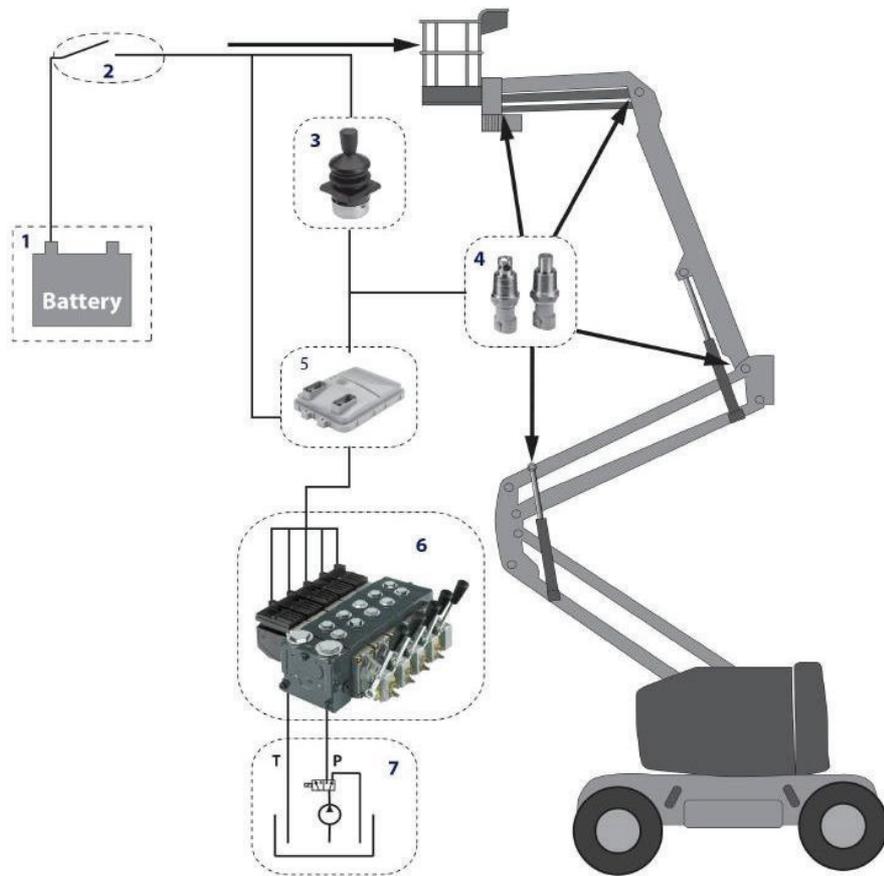


Figura 3: Impiego del PVG 120 in piattaforme aeree.

Nel riquadro 6 di figura 3 notiamo la presenza di più moduli disposti in parallelo e ciò si verifica per quanto descritto nel precedente capitolo in quanto ogni attuatore necessita di un apposito modulo. Ogni linea avrà il proprio segnale di pressione LS locale il quale verrà messo a confronto con gli altri segnali provenienti dalle altre utenze. Sarà compito delle valvole selettive, figura 4, selezionare il segnale proveniente dall'utenza più caricata, il quale sarà identificato come segnale di load sensing globale.

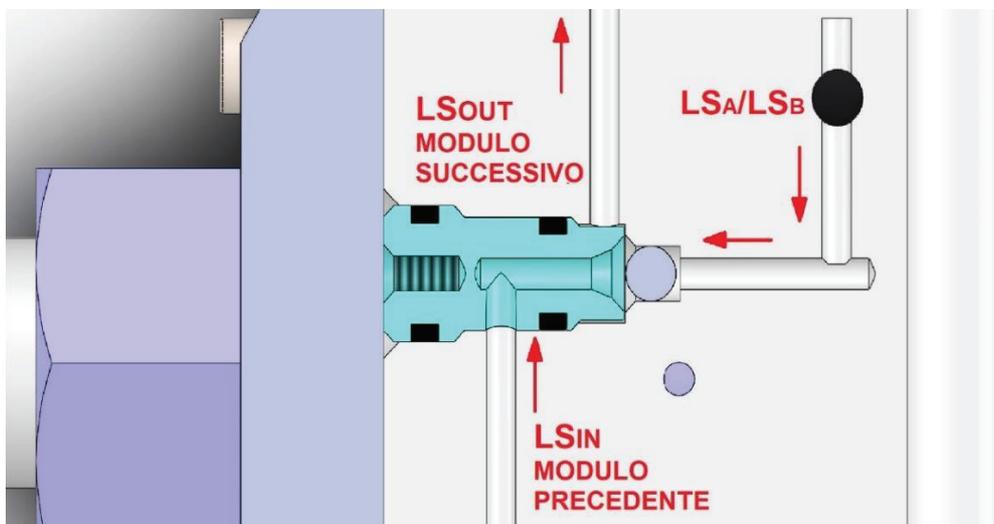


Figura 4: Selezione del segnale LS attraverso la valvola selettiva.

In figura 5 si mostra la geometria interna del PVG 120. Da una prima osservazione è possibile notare, in verde, la valvola a posizionamento continuo con centro chiuso (cassetto principale) la quale permette il collegamento **PA-BT** se il cassetto viene spostato verso destra e **PB-AT** se la traslazione del cassetto sarà verso sinistra. La movimentazione può avvenire mediante un comando meccanico (leva di azionamento) oppure attraverso un segnale elettro-idraulico che può essere installato in aggiunta al modulo.

In alto a sinistra, in rosso, si intravede il gruppo anticavitazione e antishock per una delle due linee. Nella parte bassa sono presenti invece il compensatore locale, in rosa, e la valvola limitatrice di pressione in blu chiaro.

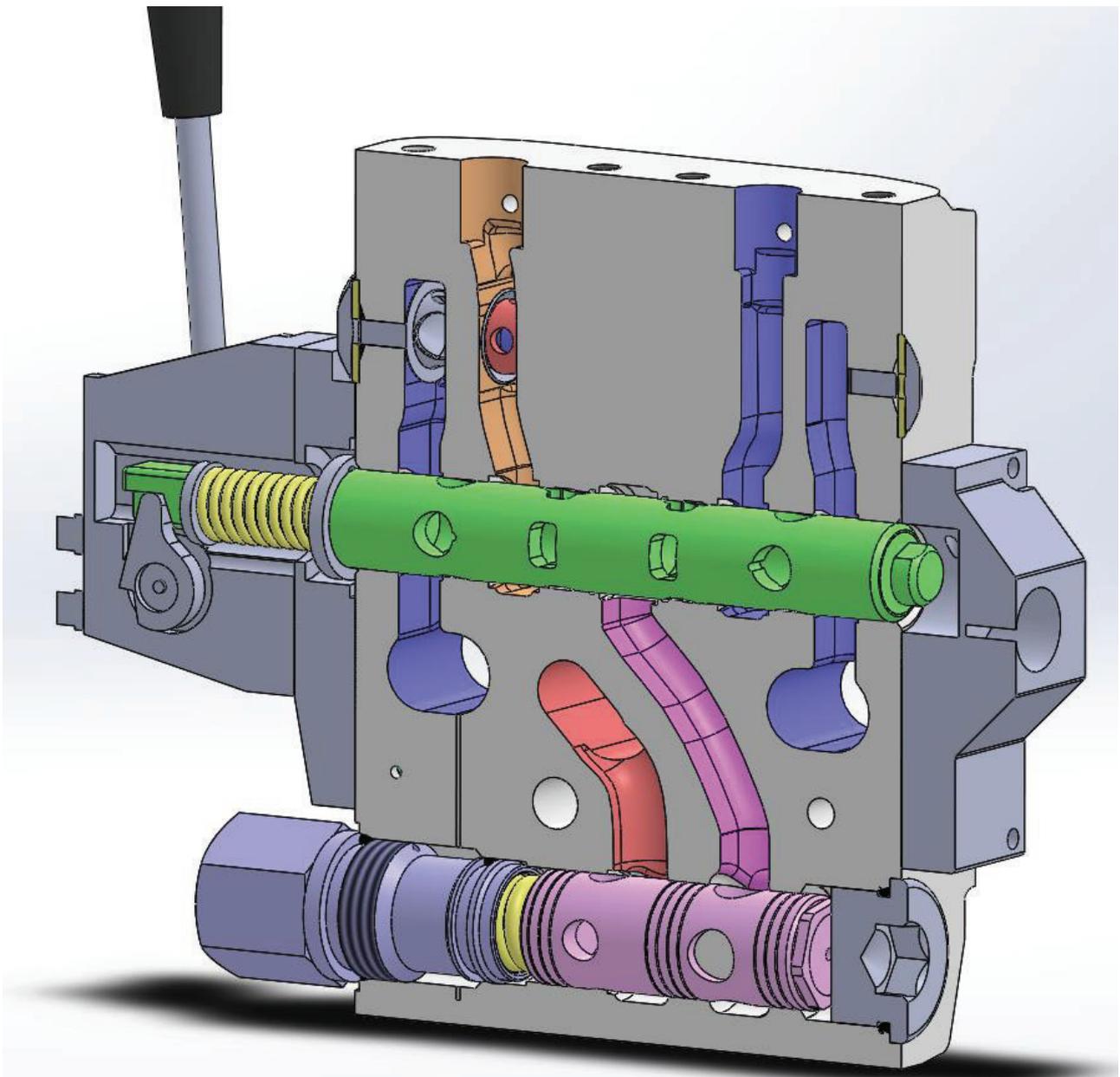
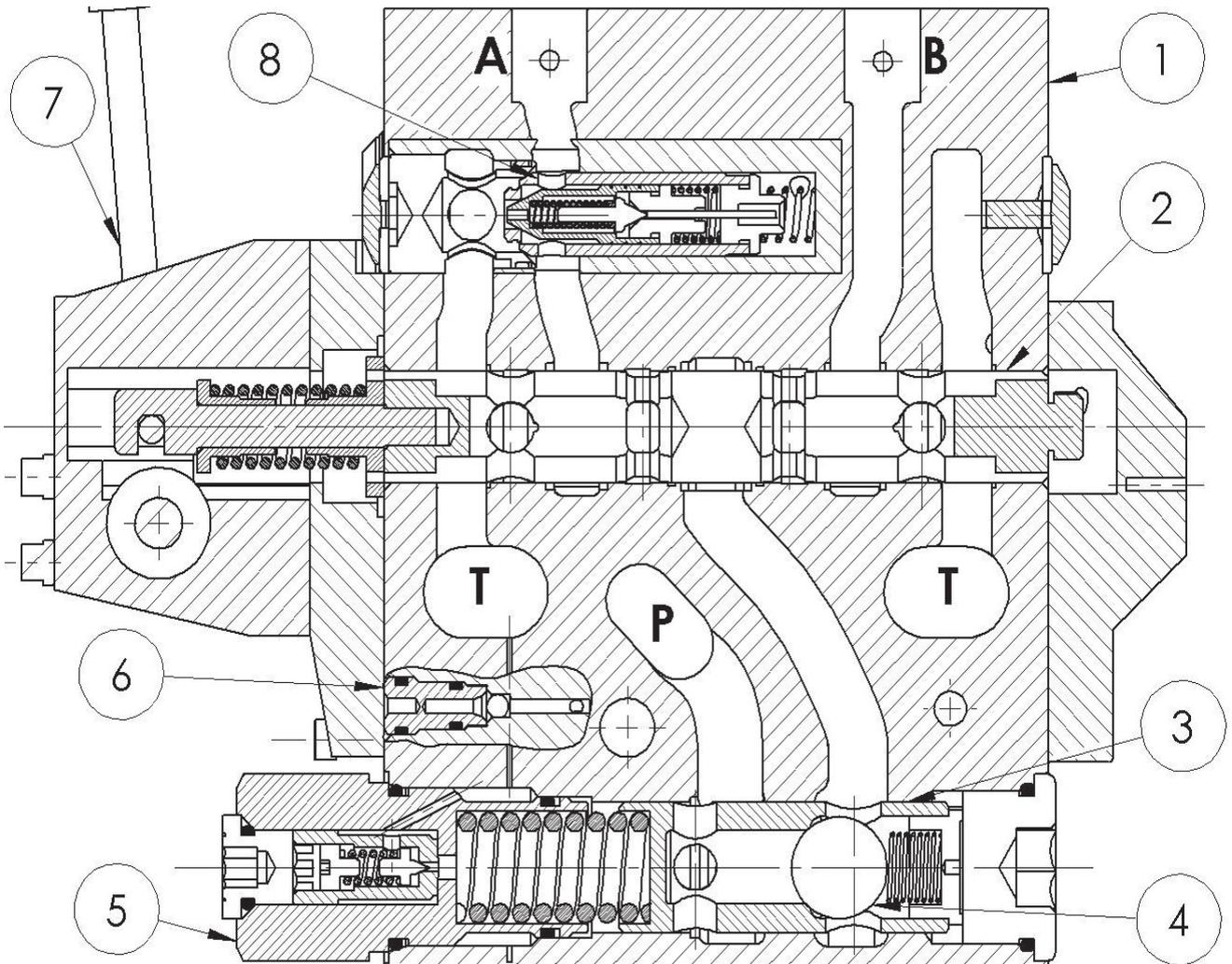


Figura 5: Geometria interna del modulo PVB 120.

Figura 6: messa in tavola con relativa bollatura dei componenti principali costituenti il modulo.

Con **P**, **T**, **A**, **B** si indicheranno rispettivamente le bocche della pompa di alimentazione, il collegamento verso il serbatoio e le bocche A e B verso l'utenza.



N°	Componente	Quantità
1	Carcassa	1
2	Cassetto principale	1
3	Compensatore locale	1
4	Valvola di non ritorno	1
5	Limitatrice di pressione	1
6	Valvola selettiva	1
7	Leva di azionamento	1
8	Gruppo antishock/anti-cavitazione	2

Figura 6: Vista in sezione dell'assieme e bollatura.

## 2.1 Distributore a posizionamento continuo

Il cassetto principale ha il compito di stabilire il collegamento tra le bocche A, B con pompa di alimentazione e serbatoio. Il suo compito oltre a stabilire le logiche di collegamento è anche quello di introdurre volontariamente delle perdite sulle linee comportandosi a tutti gli effetti come due strozzatori variabili controllati. Il parametro di “taglia” è associato solitamente alla dimensione stessa del distributore mentre la sezione  $A(x)$  è sotto il controllo dell’operatore ed è costituita dallo spigolo pilotante che consente di realizzare un maggiore o minore grado della connessione desiderata. La fig.7 riassume quanto espresso.

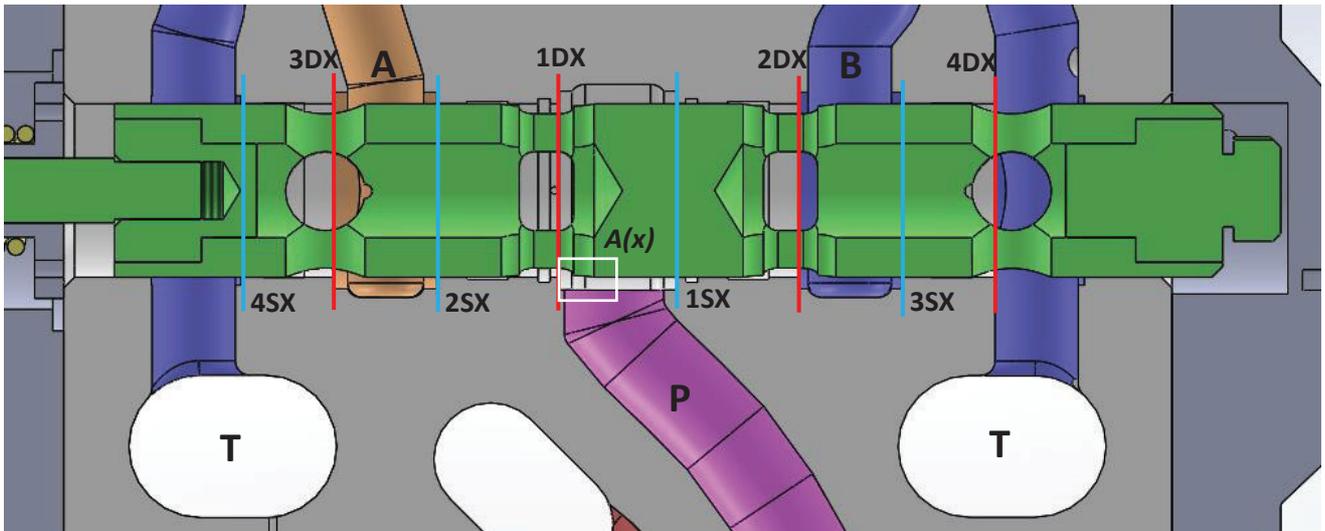


Figura 7: In rosso, spigoli pilotanti per cassetto spostato a destra, in azzurro spigoli per movimentazione verso sinistra. Nel riquadro bianco si evidenzia la sezione variabile di passaggio (connessione P-A e B-T).

Prestiamo adesso attenzione alle diverse tipologie di fori ricavati nel cassetto, fig.8:

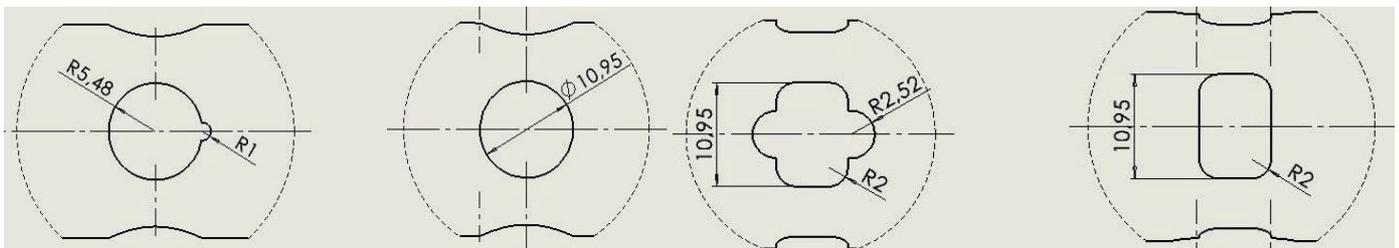


Figura 8:

a) Foro 4

b) Foro 3

c) Foro 1

d) Foro 2

Dall’osservazione della geometria si può notare la presenza di intagli nei fori a) e c). Questa soluzione è stata preferita alla semplice realizzazione di fori radiali tutti uguali in quanto gli intagli permettono una graduale scoperta della luce di passaggio al fine di evitare bruschi allargamenti in modo tale da poter controllare con precisione piccole portate per piccole aperture del cassetto principale. La geometria risulta inoltre simmetrica per l’intero cassetto principale.

## 2.2 Compensazione locale della pressione

Introdotta il componente nella sua totalità, in questo paragrafo si esporrà il funzionamento del compensatore. In figura 9 viene riportato l'ingrandimento di quest'ultimo nella configurazione di riposo. Il contributo in apertura sarà determinato dalla forza esercitata dalla molla e dalla pressione di load sensing  $p_{LS}$  invece in azione di chiusura la pressione a monte del cassetto principale,  $p_m$ , che agirà sulla rispettiva superficie di influenza grazie allo strozzatore dinamico.

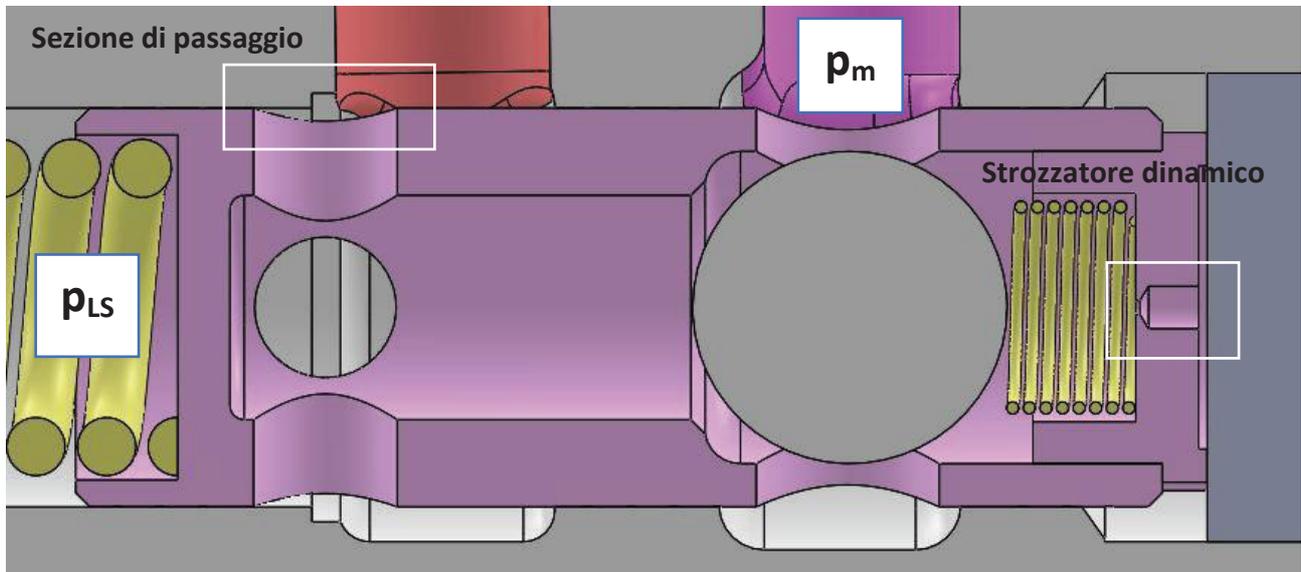


Figura 9: Compensatore a riposo e valvola di non ritorno rappresentata in condizione di apertura.

Il complesso sfera-molletta è situato all'interno del compensatore e rappresenta una valvola unidirezionale che ha il compito di consentire il passaggio di portata dall'alimentazione verso l'utenza con lo spostamento verso destra della sfera.

Eventuali reflussi di portata proveniente dall'utenza verranno impediti in quanto la sfera andrà in battuta presso la sua sede.

Dalla (1) si evince l'equazione del compensatore durante la regolazione; in figura 10 si osserva la riduzione della sezione di passaggio:

$$p_m = p_{LS} + s_c \quad (1)$$

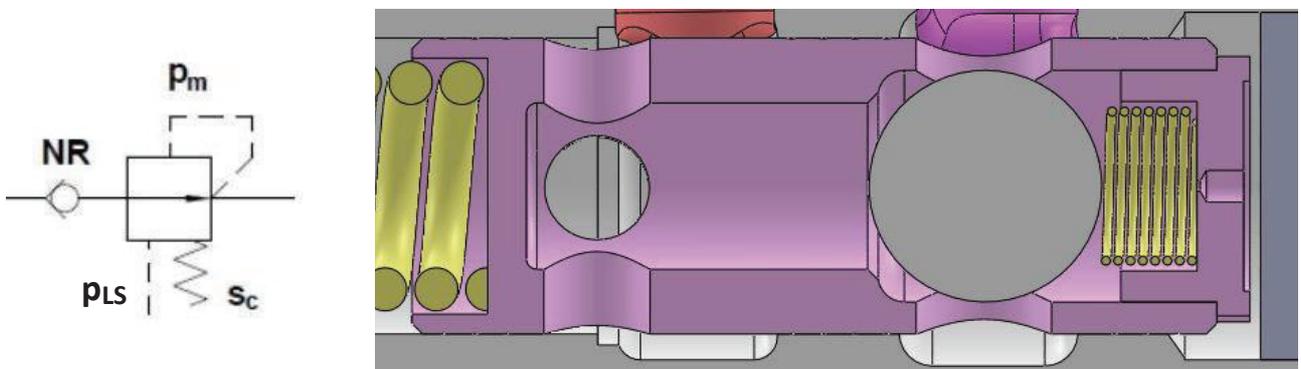


Figura 10: Compensatore in regolazione e simbologia ISO.

### 2.2.1 Percorso del segnale di pressione LS

Descrivendo il funzionamento del compensatore sorge la domanda di come il segnale di load sensing giunga fisicamente ai diversi componenti. Dalla messa in tavola di fig.6 e dalla vista in sezione sul piano di mezzzeria del modulo di fig.5, non si riesce a identificare tale percorso. Prima di tutto però occorre far notare di come sia necessaria la movimentazione del cassetto principale poichè il suo spostamento consentirà all'olio di fluire attraverso la luce di uno dei due fori ricavati sulla carcassa in prossimità dello stesso. In fig. 11 la valvola proporzionale è stata movimentata verso destra quasi a fondo corsa in modo tale da mettere in evidenza il foro.

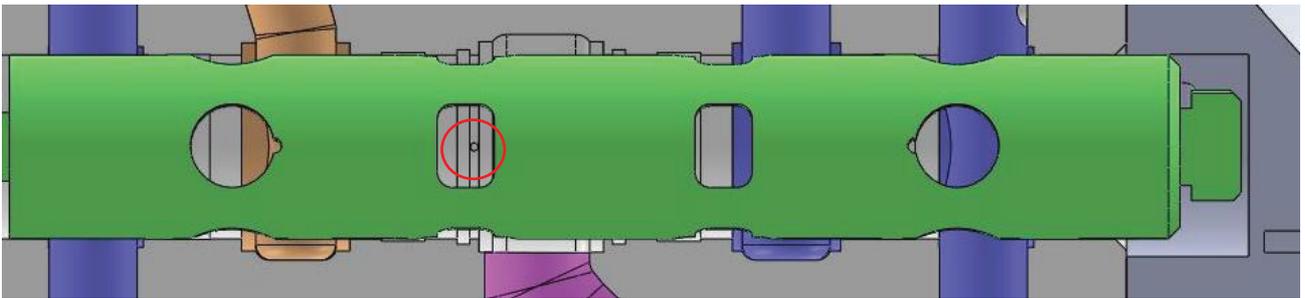


Figura 11: Cassetto movimentato verso destra con scoperta della luce di passaggio.

Con l'ausilio di alcune sezioni scomposte ricavate dal complesso in sezione della precedente fig.6 si mostreranno i condotti che l'olio dovrà percorrere per raggiungere i vari componenti, fig.12.

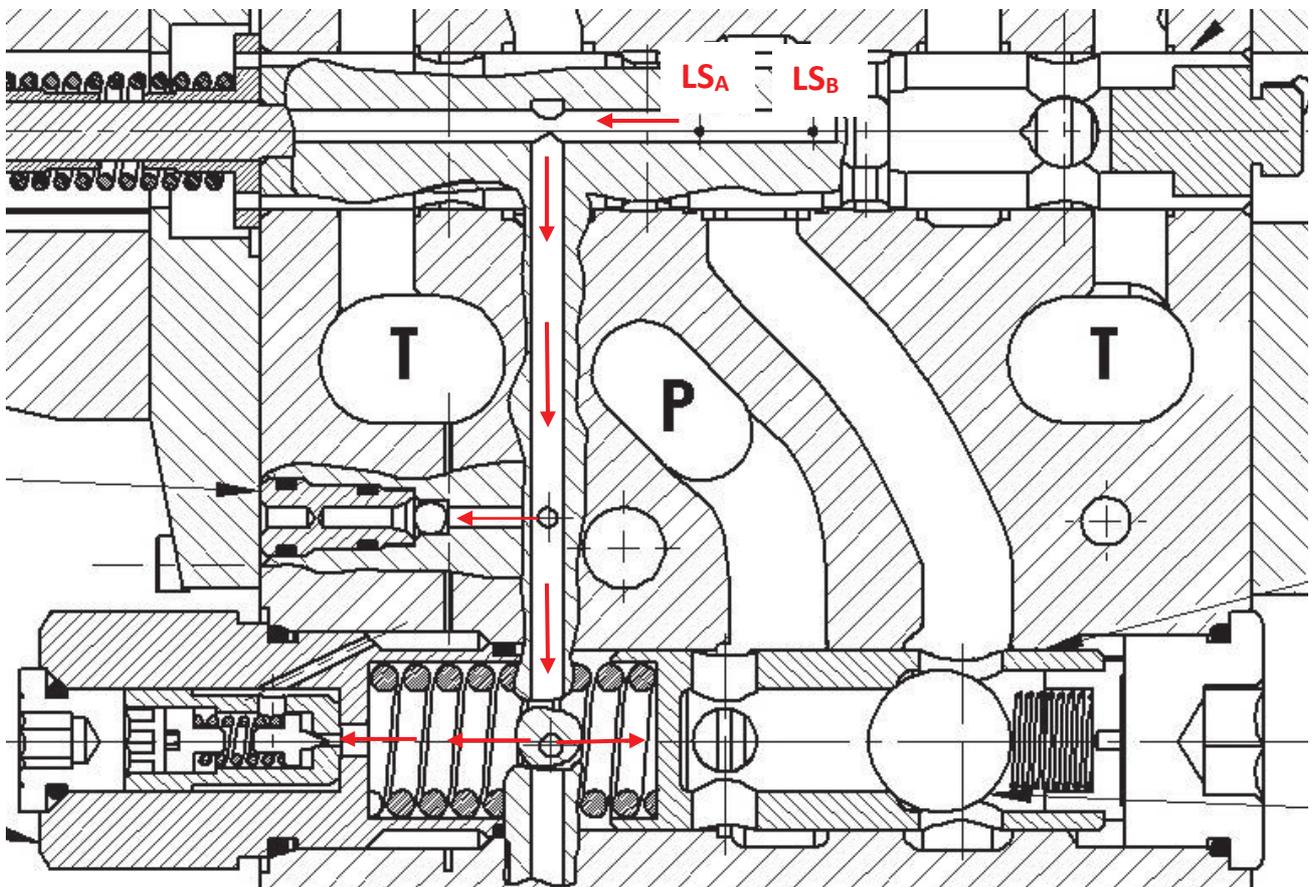


Figura 12: Percorso del segnale LS.

Con  $LS_A$  ed  $LS_B$  si indicano i segnali di load sensing locali assunti quando la valvola proporzionale consente il collegamento **P-A** o **P-B**. Le frecce rosse di fig.12 indicano la direzione attraverso la quale il segnale giunge alla seletttrice, al compensatore locale e alla limitatrice di pressione che entrerà in regolazione quando verrà raggiunto il valore di taratura.

### 2.3 Valvole antishock e anticavitazione

Il gruppo valvole anticavitazione e antishock assumono un ruolo di grande importanza in quanto hanno il compito di proteggere le linee rispettivamente dai fenomeni di cavitazione e da improvvisi picchi di pressione dovuti ad un incremento repentino del carico.

In fig.13 si mostra la sezione delle valvole: dalla soluzione costruttiva adottata si vede come la valvola antishock, in blu, sia alloggiata dentro la camicia della valvola anticavitazione, in rosso; esse sono una per ciascuna linea di collegamento.

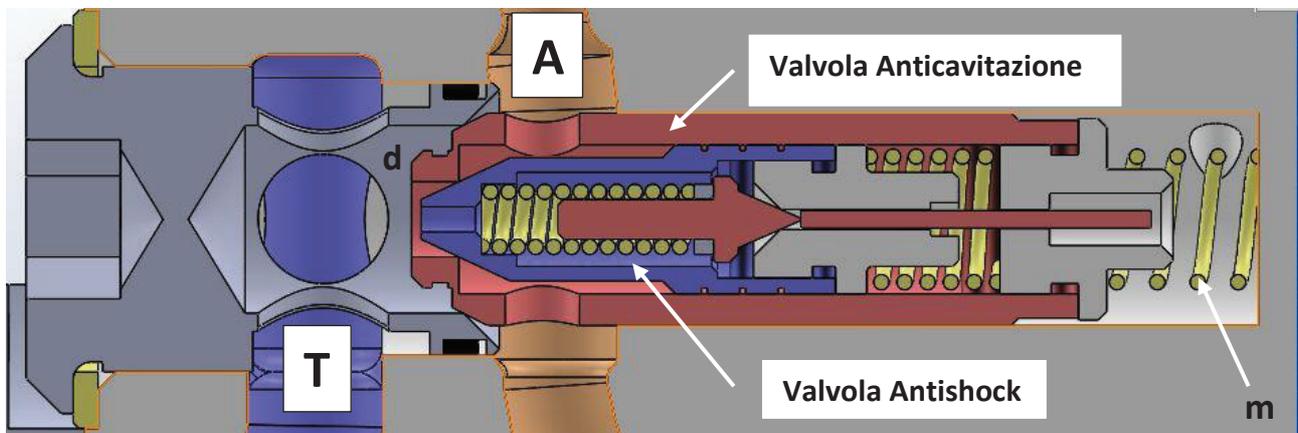


Figura 13: Valvole antishock e anticavitazione.

Le valvole anticavitazione sono a tutti gli effetti delle valvole di non ritorno ed entrano in azione se il carico diventa improvvisamente trascinante; ciò comporta un richiamo di olio dal serbatoio direttamente dalla linea in depressione.

Qualora la bocca **A** connessa al carico, che per ipotesi diventi trascinante, tenda ad andare in depressione, la pressione nell'ambiente del serbatoio **T** agirà sulla superficie di influenza dell'elemento **d** vincendo la forza elastica della molletta **m**. Ciò causerà lo spostamento del corpo verso destra generando una sezione di passaggio in grado di consentire un richiamo di olio dal serbatoio **T** in modo da evitare l'evento di cavitazione.

Le valvole antishock presentate sono delle valvole limitatrici di pressione pilotate. Si noti come la loro funzione potrebbe essere assunta dalla valvola limitatrice principale del circuito ma ciò non è così poiché quest'ultima è in grado di proteggere l'impianto da livelli di pressione eccessivi ma stabili. Il compito delle valvole antishock è molto simile ma sostanzialmente diverso in quanto le oscillazioni di pressioni generate dal carico sono repentine per poi ritornare verso valori normali. Questo andamento prende il nome di "urto" e ciò giustifica sia la posizione stessa delle valvole ovvero il più vicino possibile alla sorgente dell'urto, sia la loro dimensione. Esse infatti sono delle limitatrici di piccole dimensioni in quanto il loro compito non è smaltire grandi portate ma bensì evitare la propagazione dei picchi di pressione.

Si metterà adesso in evidenza il funzionamento della valvola antishock utilizzata nel modulo PVB 120. La fig.14 mette in risalto lo stadio pilota e quello principale:

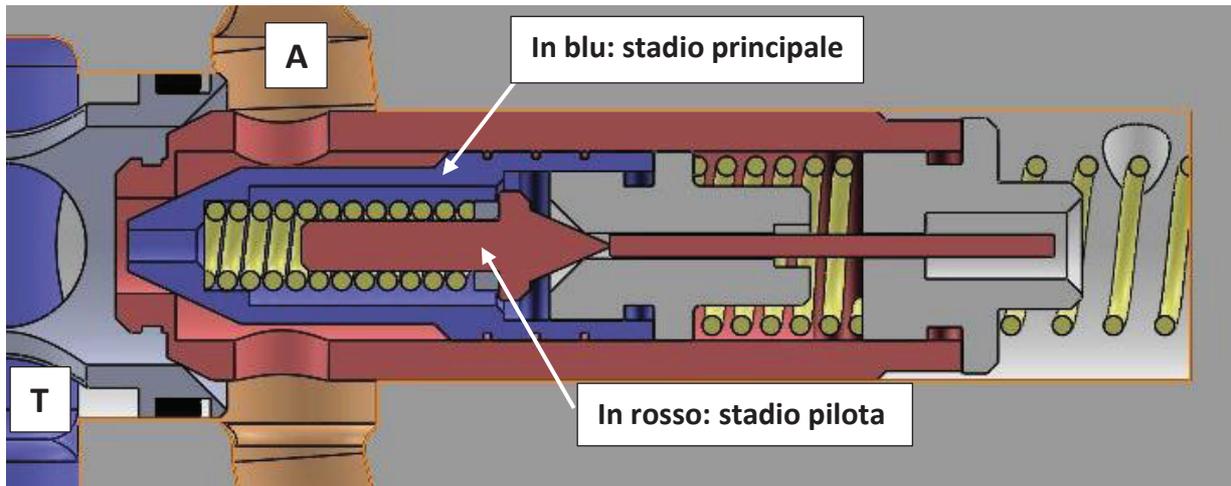


Figura 14: In evidenza lo stadio pilota e quello principale della valvola antishock.

La sezione scomposta in fig.15 mostra le pressioni agenti e le superfici di influenza (2), (3), (4).

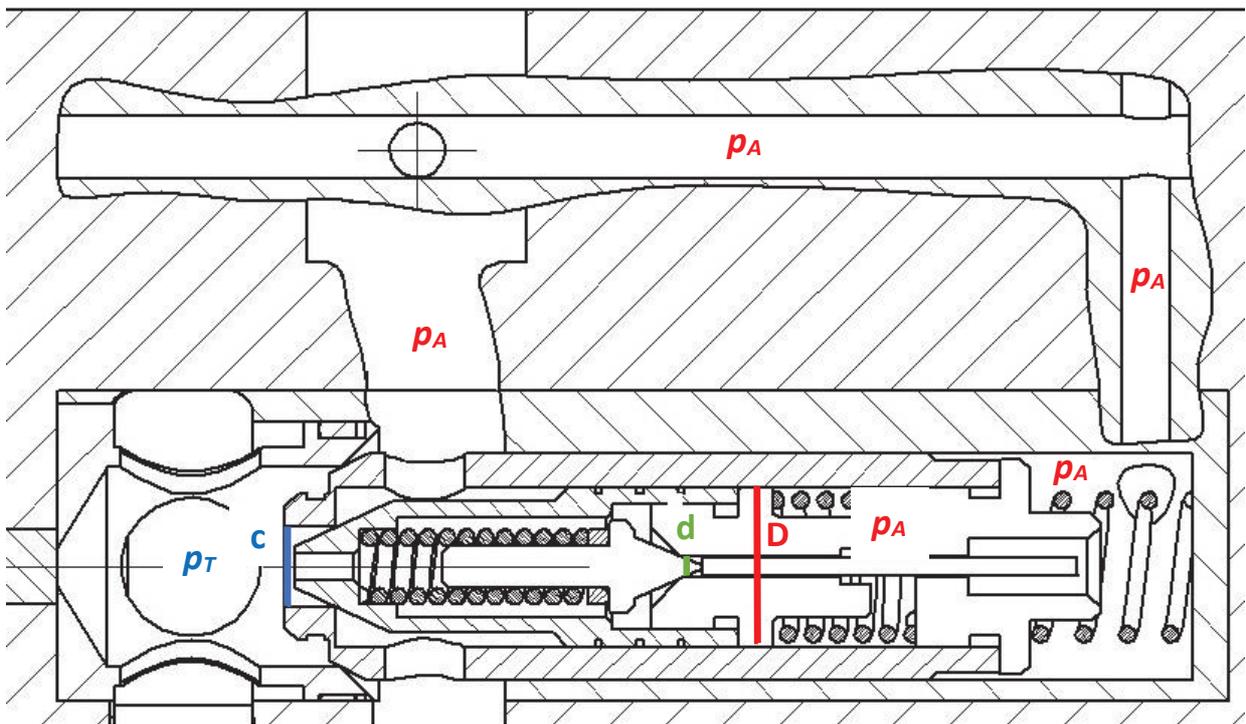


Figura 15: Condotti in cui agisce la pressione  $p_A$  e superfici di influenza.

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (2)$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - c^2)}{4} \quad (3)$$

$$A_3 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4)$$

Dall'osservazione dello stadio principale e dalle superfici di influenze si avrà che (5):

$$p_A \cdot A_2 < p_A \cdot A_1 + f_{spring} \quad (5)$$

Secondo la (5) lo stadio principale rimarrà sempre chiuso ma come ogni limitatrice di pressione pilotata per verificarsi l'apertura dello stadio principale è necessario che lo stadio più piccolo, detto appunto pilota, entri in regolazione per primo.

Con l'aumento della pressione  $p_A$  quest'ultimo entrerà in regolazione, aprendosi e scaricando una piccola quantità di portata verso l'ambiente del serbatoio **T**. Lo stadio pilota imporrà a monte di sé la propria pressione di taratura  $p^*$  ma affinché lo stadio principale possa aprirsi riveste un ruolo fondamentale lo strozzatore funzionale generato dal gioco tra il pistoncino e il foro **d** visibile in fig.16.

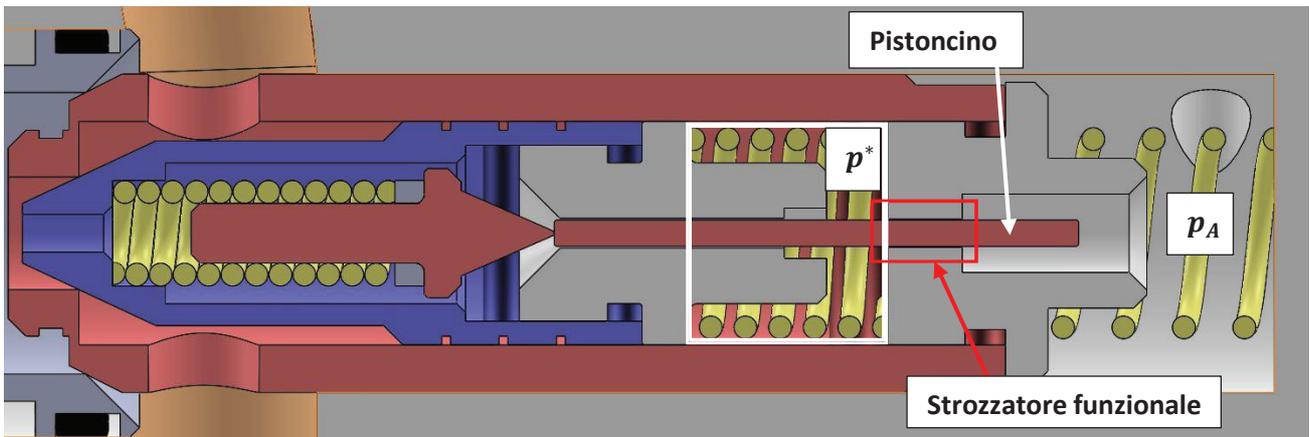


Figura 16: Stadio pilota in regolazione.

$$p_A \cdot A_2 = p^* + f_{spring} \quad (6)$$

Dalla (6) si evince il modo in cui opera lo strozzatore funzionale ovvero quello di disaccoppiare le pressioni, per cui adesso un ulteriore aumento della pressione  $p_A$  causerà lo spostamento verso destra dello stadio principale consentendo il collegamento verso il serbatoio con effetto di immediato smorzamento dei picchi di pressione fig. 17.

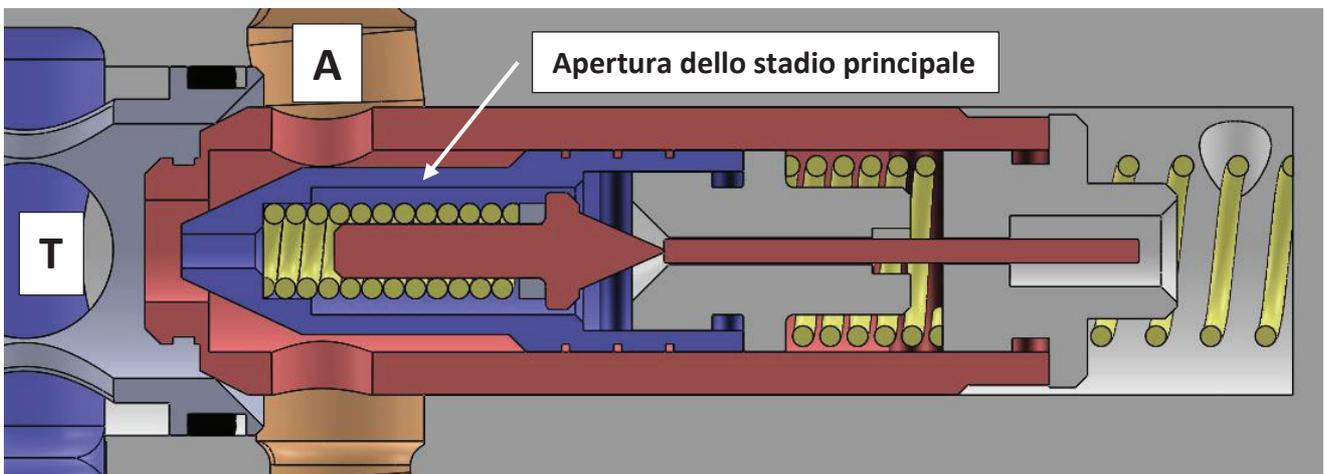


Figura 17: Apertura dello stadio principale.

## 2.4 Logica di funzionamento

Proseguendo l'analisi, lo schema ISO di fig.18 servirà a capire il funzionamento in ambito circuitale:

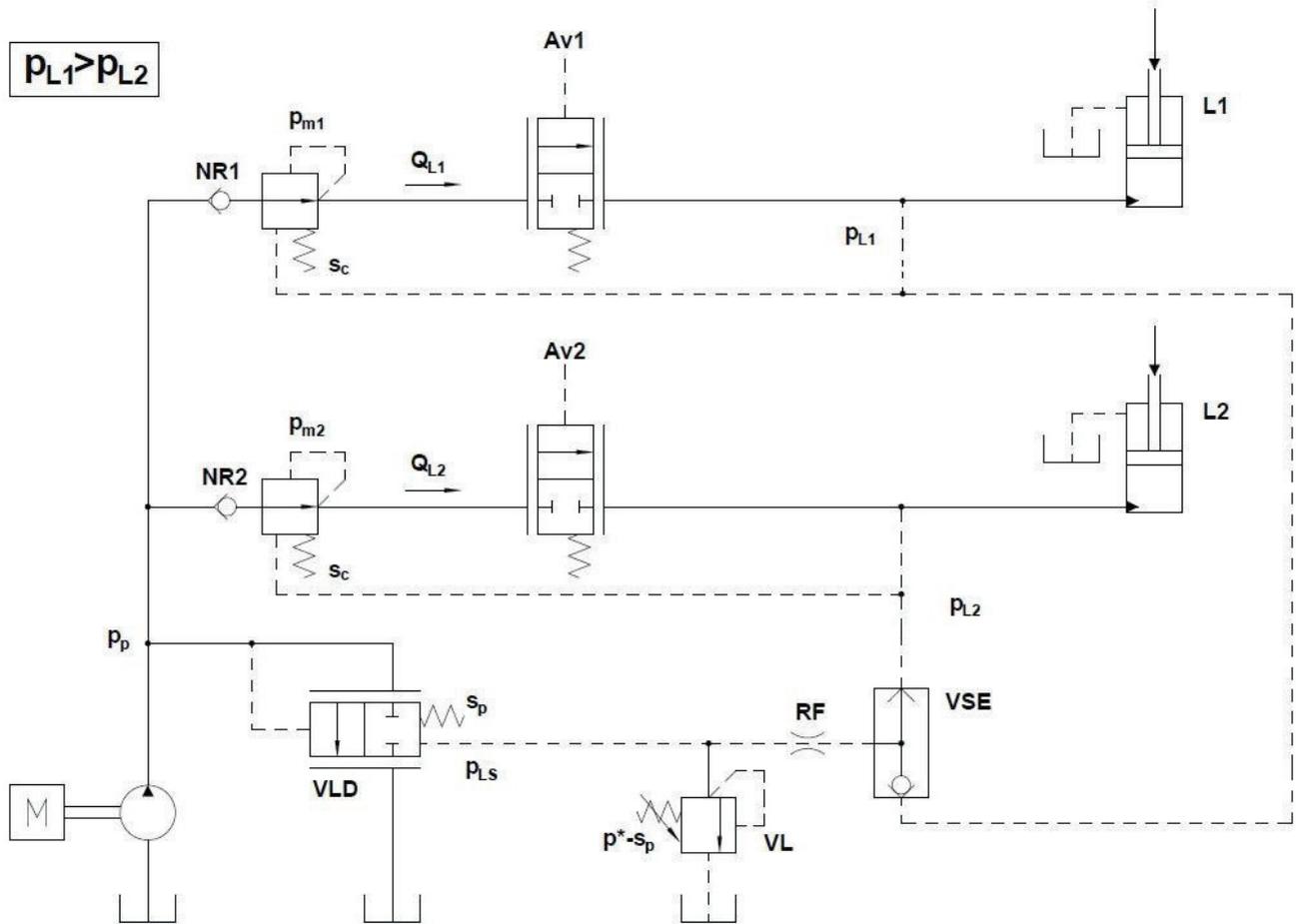


Figura 19:Schema ISO in cui verrà inserito il modulo PVB 120

Senza entrare nei dettagli del circuito e assumendo come ipotesi L1 come all'attuatore più caricato, si ottiene che i compensatori, regolando, impongono a monte del cassetto principale (area di metering) per una generica utenza, la pressione come indicato dall'equazione (7):

$$p_{mi} = p_{Li} + s_c \quad (7)$$

Dal momento che la pressione a valle dei cassettei principali è data dal carico locale, si ricava che il salto di pressione creato ai capi delle sezioni di metering genera una portata verso le utenze definita come (8):

$$Q_{Li} = C_e \cdot Av_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{mi} - p_{vi})}{\rho}} = K_1 \cdot Av_1 \cdot \sqrt{p_{Li} + s_c - p_{Li}} = K_1 \cdot Av_1 \cdot \sqrt{s_c} \quad (8)$$

Allora, non dipendendo le portate né dai carichi né dalla pressione della pompa, si risolve, almeno per adesso, l'inconveniente dell'interferenza tra carichi. L'unica variabile sarà data dall'area di passaggio per cui è solo l'operatore colui che decide la portata, quindi la velocità, degli attuatori.

Tuttavia, se la portata richiesta dalle utenze supera quella massima erogabile dalla pompa, si verifica la saturazione in portata: in conseguenza di ciò la VLD cessa di regolare e la pressione di mandata non è più tenuta al valore desiderato. In particolare, quando la pressione della mandata diventa tale per cui (9):

$$p_p \approx p_{m1} < p_{L1} + s_c \quad (9)$$

Il compensatore relativo al carico L1 risulta completamente aperto (saturato), poiché non è più in grado di regolare, e permane in questa configurazione. Di conseguenza l'attuatore più caricato L1 riceverà una portata influenzata anche dalla pressione di linea, mentre l'attuatore meno caricato L2, nell'ipotesi che il suo compensatore continui a regolare, riceve una portata controllata come avviene in condizioni di normale utilizzo.

Se la pressione alla mandata continua a diminuire fino a raggiungere valori minori della pressione del carico massimo, la valvola unidirezionale NR si chiuderà e l'utenza non ricevendo più olio, verrà arrestata.

# Capitolo 3

## Analisi CFD del cassetto principale

In questo capitolo verrà affrontata la metodologia utilizzata per la determinazione del coefficiente di efflusso per mezzo della simulazione CFD. In primis verrà introdotta brevemente cos'è la computational fluid dynamics (CFD), la sua utilità e come questa opera. Successivamente sarà presentato il software FloEFD for SolidEdge con cui è stato possibile effettuare le simulazioni per il componente esaminato nel capitolo precedente.

### 3.1 Introduzione alla Computational Fluid Dynamics

La Computational Fluid Dynamics o CFD si basa sull'analisi di sistemi che coinvolgono il flusso di fluidi, il trasferimento di calore e fenomeni associati come le reazioni chimiche mediante simulazione basata su computer.

La storia del CFD è iniziata nei primi anni '70. È diventato un acronimo per una combinazione di fisica, metodi numerici e informatica utilizzata per simulare flussi di fluidi. Una delle prime applicazioni dei metodi CFD è stata la simulazione dei flussi transonici basati sulla soluzione dell'equazione del potenziale non lineare. Successivamente, all'inizio degli anni '80, divenne fattibile la soluzione delle prime equazioni di Eulero bidimensionali (2-D) e in seguito anche tridimensionali (3-D). L'attenzione iniziò a spostarsi sulla più impegnativa simulazione di flussi viscosi governati dalle equazioni di Navier-Stokes e, insieme a questo, una varietà di modelli di turbolenza sono stati sviluppati con diversi gradi di complessità numerica e accuratezza. I metodi di generazione della griglia computazionale dovevano diventare sempre più sofisticati a causa delle crescenti richieste di complessità e fedeltà delle simulazioni. Oggigiorno, le metodologie CFD sono impiegate nei settori della progettazione di aeromobili, turbomacchine, automobili e navi e, inoltre, la CFD è applicata anche in meteorologia, oceanografia, astrofisica, recupero del petrolio e anche in architettura.

I vantaggi principali dell'analisi CFD sono:

- Studio di sistemi in cui l'approccio sperimentale risulta molto complesso se non impossibile da attuare.
- Analisi di sistemi che possono avvenire sotto condizioni pericolose e oltre il limite del normale funzionamento.
- Benefici in termini di riduzione sostanziale dei tempi di sviluppo e costi di un nuovo progetto.
- Livello di dettaglio dei risultati praticamente illimitato.

L'aspetto più vantaggioso del CFD è legato senza dubbio alla riduzione dei costi. I costi legati alla sperimentazione possono essere ingenti in quanto sono proporzionali al numero di punti dati e al numero di configurazioni testate; i codici CFD possono produrre grandi volumi di risultati praticamente senza spese aggiuntive, quindi è molto economico eseguire studi di carattere parametrico.

## 3.2 Come funzionano i codici CFD

Tutti i software commerciali CFD includono interfacce utente sofisticate in modo tale da permettere l'inserimento dei parametri del problema e per esaminare i risultati. Questo viene fatto per fornire un facile accesso al loro potere risolutivo. Tutti i codici contengono tre elementi principali:

- Pre-processor
- Solver
- Post-processor

### 3.2.1 Pre-processor

Questa fase consiste nell'inserimento dei dati in input per un dato problema ad un programma CFD (tramite un'interfaccia utente) e la successiva trasformazione di questi input in una forma adatta al solver. Le attività dell'utente coinvolgono:

- definizione della geometria di interesse, il dominio computazionale;
- suddivisione del dominio in un numero di sottodomini più piccoli e non sovrapposti all'interno della griglia computazionale;
- selezione dei fenomeni fisici e chimici che devono essere modellati;
- definizione delle proprietà del fluido;
- appropriata scelta delle condizioni al contorno.

La soluzione di un problema di questa tipologia (come il calcolo del campo di velocità, pressione, temperatura) è definito nei nodi all'interno di ogni cella. La precisione di una soluzione CFD è regolata pertanto dal numero di celle contenute nella griglia. Entrambi i costi (in termini di hardware del computer e tempo di calcolo necessari) e l'accuratezza della soluzione dipendono dalla rete. I principali codici CFD forniscono anche librerie contenenti le proprietà per i fluidi più comuni e una struttura per invocare modelli di processi fisici e chimici speciali (come ad esempio modelli di turbolenza, trasferimento di calore radiativo, modelli di combustione), insieme alle principali equazioni di flusso del fluido.

### 3.2.2 Solver

In letteratura possiamo trovare quattro modi distinti di tecniche di soluzione numerica: differenza finita, elemento finito, metodi spettrali e volume finito. Fondamentalmente il risolutore esegue i seguenti passaggi:

- approssimazione delle variabili di flusso incognite mediante funzioni semplici;
- discretizzazione mediante sostituzione delle approssimazioni nelle equazioni che governano il fenomeno e successiva manipolazione matematica;
- soluzione delle equazioni algebriche.

Le principali differenze tra le quattro tecniche sono legate ai processi di discretizzazione e al modo in cui le variabili di flusso vengono approssimate.

#### **Metodo delle differenze finite**

Descrive le variabili incognite  $\phi$  del problema per mezzo di campioni puntuali nei punti nodali di una griglia di coordinate. Lo sviluppo in serie di Taylor troncato viene spesso utilizzato per generare approssimazioni alle differenze finite della derivata di  $\phi$  in termini di campioni puntuali di  $\phi$  in ogni punto della griglia e dei suoi vicini immediati. Le derivate che compaiono nelle equazioni di governo

sono sostituite dalle differenze finite producendo un'equazione algebrica per i valori di  $\phi$  in ogni punto della griglia.

### **Metodo degli elementi finiti**

Utilizza funzioni a tratti (lineari o quadratiche) valide sugli elementi per descrivere le variazioni locali della variabile incognita  $\phi$ . L'equazione è soddisfatta dalla soluzione esatta  $\phi$ . Se nell'equazione vengono sostituite funzioni di approssimazione a tratti per  $\phi$  dovrà essere definito un residuo al fine di misurare l'errore prodotto. I residui vengono minimizzati moltiplicandoli per un insieme di funzioni di ponderazione e successivamente integrati. Quindi, come risultato, si otterrà un insieme di equazioni algebriche per i coefficienti incogniti delle funzioni di approssimazione.

### **Metodo spettrale**

L'approssimazione delle incognite avviene mediante serie di Fourier troncate o serie di polinomi di Chebyshev. Le approssimazioni non sono locali ma valide in tutto il dominio computazionale, quindi non come nel caso della differenza finita e dell'approccio agli elementi finiti. Anche in questo caso sostituiamo le incognite nelle equazioni di governo con sviluppo in serie troncati. Il vincolo che porta alle equazioni algebriche per i coefficienti delle serie di Fourier o Chebyshev è fornito da un concetto di residuo ponderato simile al metodo degli elementi finiti.

### **Metodo dei volumi finiti**

È stato originariamente sviluppato come una speciale formulazione alle differenze finite ed è il metodo più utilizzato; In generale l'algoritmo numerico è costituito dai seguenti passaggi:

- integrazione formale delle equazioni di governo del flusso di fluido su tutti i volumi di controllo finiti del dominio della soluzione;
- discretizzazione, ovvero sostituzione mediante differenze finite per i termini nell'equazione integrata che rappresentano i processi di flusso (come convezione, diffusione e sorgenti). Ciò permette la conversione delle equazioni integrali in un sistema di equazioni algebriche;
- soluzione delle equazioni algebriche con un metodo iterativo.

Il primo passaggio, l'integrazione del volume di controllo, distingue il metodo dei volumi finiti da tutte le altre tecniche CFD. Questa relazione tra l'algoritmo numerico e il principio di conservazione fisica costituisce una delle principali attrattive del metodo dei volumi finiti poiché i concetti espressi sono resi di più semplice comprensione.

### **3.2.3 Post-processor**

Come nel pre-processing, recentemente è stata svolta un'enorme quantità di lavoro di sviluppo nel campo della post-elaborazione. I pacchetti CFD sono ora dotati di versatili strumenti di visualizzazione dei dati. Questi includono:

- geometria del dominio e visualizzazione della griglia;
- grafici vettoriali;
- grafici a linee e di curve di livello;
- Grafici di superficie 2D e 3D;
- tracciamento delle particelle;
- manipolazione della vista;
- output PostScript a colori;

Più recentemente a queste funzionalità sono state aggiunte la possibilità di generare animazioni per la visualizzazione dinamica dei risultati e, oltre al comparto grafico, tutti i codici producono un affidabile output alfanumerico e dispongono di funzionalità di esportazione dei dati per ulteriori manipolazioni esterne al codice.

### 3.3 Software utilizzato: FloEFD for SolidEdge

FloEFD for Solid Edge è un software di analisi CFD completamente integrato nell'ambiente di progettazione CAD 3D di Solid Edge. Il software permette lo studio della fluidodinamica interna del cassetto principale grazie alla risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes che governano il moto del fluido (continuità, bilancio della quantità di moto e conservazione dell'energia).

FloEFD for Solid Edge è in grado di valutare sia flussi turbolenti che laminari.

Il programma permette l'utilizzo di sole mesh fisse, pertanto è stato utilizzato per svolgere studi statici ovvero indipendenti dal tempo: il posizionamento del cassetto del distributore viene analizzato mantenendo una condizione fissa di apertura; in questo caso è stato scelto uno spostamento del cassetto tale da rendere la sezione di passaggio molto prossima a quella massima. La realizzazione di un progetto in FloEFD prevede, in ordine, la scelta del sistema di unità di misura da utilizzare, del tipo di analisi e del fluido impiegato, la definizione delle caratteristiche delle pareti solide e delle condizioni iniziali. Per essere opportunamente risolti da FloEFD i problemi di flussi devono essere classificati come:

- flussi interni: il fluido è confinato ad esempio all'interno di condotti, come nel nostro caso;
- flussi esterni: quando si vuole analizzare il flusso attorno ad un oggetto. In questo caso il modello solido è pienamente circondato dal flusso.

Nella libreria interna del software sono disponibili le tipologie di fluidi di lavoro più comunemente impiegate, con la possibilità di personalizzazione dell'utente che potrà inserire altri fluidi non disponibili. Nel nostro caso l'olio utilizzato è il Mobil DTE25 a freddo, non presente nella libreria originale.

Le caratteristiche delle pareti solide come rugosità e condizioni termiche possono essere imposte per meglio simulare il problema fisico in analisi.

Per lo studio del PVG 120 è stato utilizzato il sistema metrico internazionale SI modificando le unità di misura della pressione espressa in [bar] e della portata in volume in [L/min].

Sono state scelte pareti adiabatiche e non è stato inserito alcun valore della rugosità.

Una volta definito il progetto con tutte le caratteristiche richieste, si può passare alla definizione del volume di controllo, delle condizioni al contorno, delle variabili obiettivo e della mesh. Il programma Solid Edge descrive il modello solido, mentre il software CFD si occupa principalmente dello spazio di flusso (il dominio della soluzione meno il modello solido): il dominio della soluzione viene generato automaticamente una volta definito il progetto di simulazione, tuttavia è necessario sottolineare che:

- considerando un flusso interno, come nel caso di esame, è necessario definire un volume di fluido chiuso nel quale possa essere svolta l'analisi CFD. E' necessario generare i LIDs in modo tale da occludere tutte le aperture del modello CAD mediante opportune parti solide che l'utente dovrà inserire direttamente nel modello, o generare automaticamente i lids mediante l'apposita opzione.
- il dominio della soluzione o volume di controllo può essere modificato dall'utente per renderlo il più adatto possibile allo studio che si vuole compiere.

Definito il dominio di calcolo si possono imporre le condizioni al contorno, seguite quindi dalla definizione delle variabili obiettivo o goals: esse sono le variabili di interesse per l'utente a cui il sistema deve arrivare a convergenza per terminare il processo iterativo di risoluzione.

Infine, possibile definire la mesh che andrà a determinare la discretizzazione del percorso del fluido.

FloEFD for Solid Edge permette l'utilizzo di mesh cartesiane: per questa tipologia, la sua creazione inizia indipendentemente dalla geometria stessa del volume solido e dello spazio del fluido (altre tipologie di mesh vengono realizzate a partire dalla generazione dei nodi su una superficie solida, per tanto sono funzioni della geometria CAD), e le celle di discretizzazione possono intersecare arbitrariamente il confine tra solido e fluido. La mesh così realizzata è costituita da un insieme di celle rettangolari adiacenti l'uno all'altro e al limite esterno del dominio computazionale, orientato lungo le coordinate cartesiane (dettate dal modello CAD). A seconda che il cuboide sia nello spazio del fluido, immerso nel solido o intersecante la superficie, la sua trattazione avverrà diversamente (equazioni di Navier- Stokes nella prima, trasmissione del calore nella seconda).

### 3.4 Applicazione al caso di studio

Al fine di valutare il coefficiente di efflusso si è deciso di incentrare l'analisi CFD in prossimità del cassetto principale del PVG 120. Il primo passo da effettuare per iniziare l'analisi fluidodinamica è analizzare i termini che costituiscono l'equazione della portata (1):

$$Q = C_e \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_m - p_v)}{\rho}} \quad (1)$$

In questa espressione saranno incognite la sezione di passaggio, il coefficiente di efflusso e la pressione la densità è nota in quanto si conoscono le caratteristiche dell'olio DTE 25.

La portata e la pressione a valle del cassetto  $p_v$ , che costituisce il carico, saranno le condizioni al contorno da inserire come dati in input. Il software restituirà come goal la pressione di monte  $p_m$ .

Fatta questa breve premessa, adesso è necessario realizzare il dominio computazionale partendo dal posizionamento dei LIDs. Nel caso di studio si è scelto di realizzare due apposite piastrelle collocate direttamente nel modello in modo tale da isolare un adeguato volume chiuso di fluido.

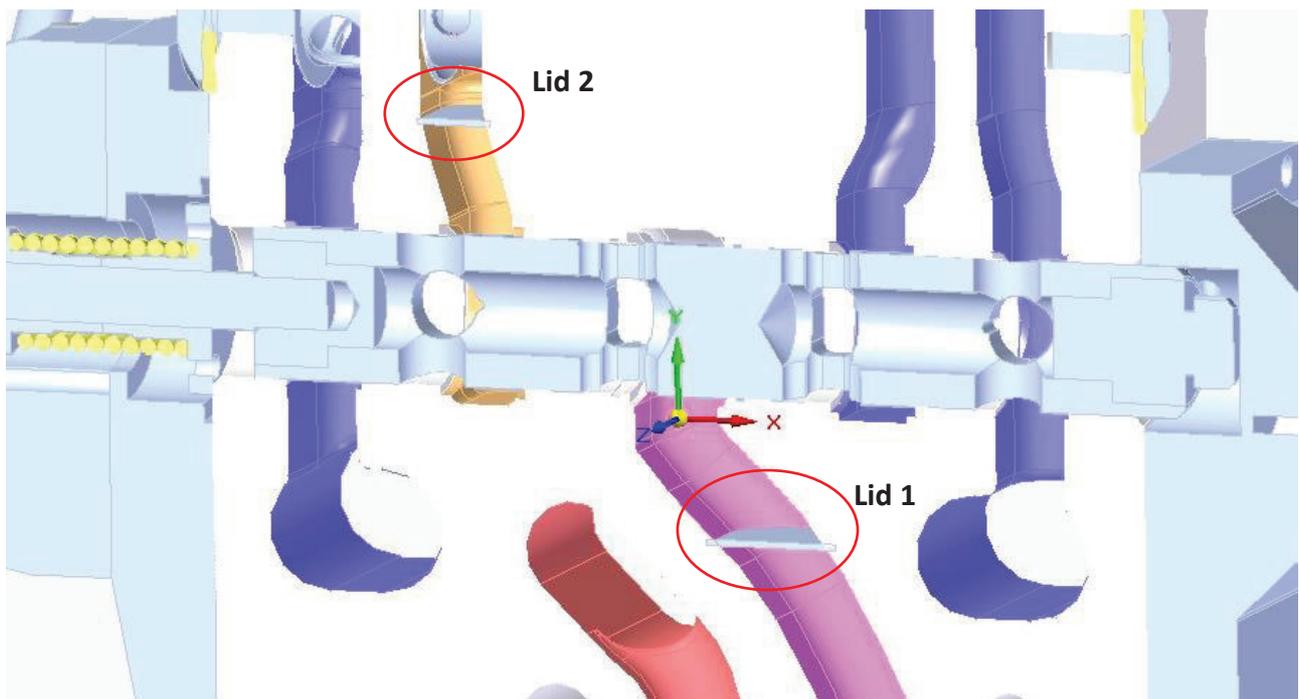


Figura 1: Cerchiati in rosso i LIDs per la realizzazione del dominio.

Se i LIDs sono stati collocati correttamente mediante la funzione “Check geometry” è possibile visualizzare il volume di fluido, fig 2.

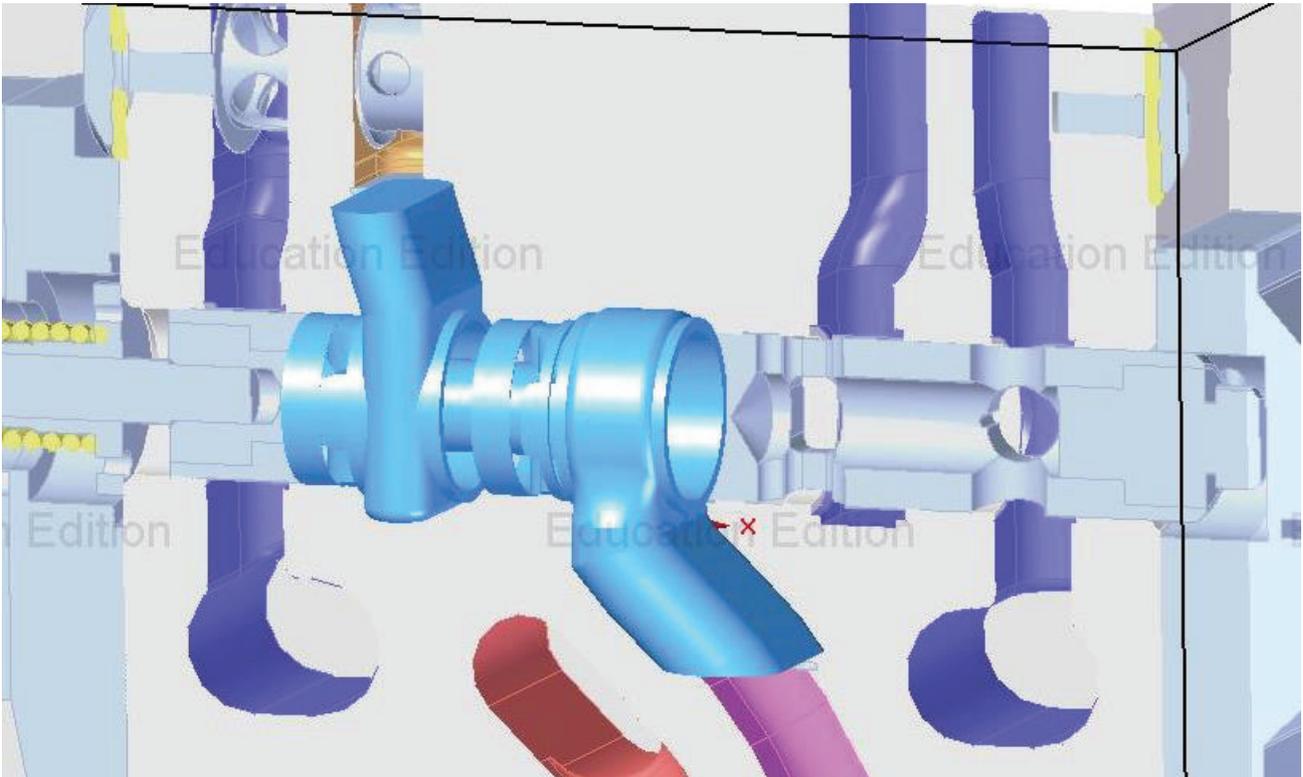


Figura 2: Volume di fluido correttamente isolato.

### Condizioni al contorno

Lo step successivo sarà quindi la definizione delle condizioni al contorno e saranno applicate direttamente ai lids che definiscono il volume di controllo. Per effettuare la simulazione è stato scelto di applicare un carico di  $p_v = 50 \text{ bar}$  al lid 2 e una portata in volume  $Q = 130 \text{ l/min}$  presso il lid 1. La prima condizione è atta a riprodurre un potenziale carico, la seconda invece è stata scelta in base alla possibile taglia del distributore. Nonostante nella carcassa vi sia incisa la sigla del componente dai cataloghi scaricabili dal sito della casa costruttrice non è stato possibile reperire con esattezza questo dato, per cui facendo riferimento ai modelli PVB 32 e PVB 60 già presenti e studiati in laboratorio si è optato per la scelta di una portata superiore ai 100 l/min. Facendo quindi una comparativa con le diverse taglie presenti all'interno del catalogo del PVB 120 si è deciso il valore già citato in precedenza ed imposto come boundary condition al lid 1.

### Goals

Il risultato che dovrà fornire la simulazione sarà la pressione a monte del cassetto  $p_m$  che è stata inserita come “Surface goal” al lid 1.

### Mesh

Sono state realizzate quattro differenti simulazioni mantenendo sempre le stesse condizioni al contorno ma variando inizialmente il grado di affinamento della mesh globale e successivamente introducendo opportunamente mesh locali in prossimità del cassetto principale.

### 3.5 Risultati delle simulazioni effettuate

Di seguito verrà mostrata una panoramica delle rispettive mesh generate (figg.3-6), dei profili di pressione (figg.7-10) e di velocità (figg.11-14).

#### 3.5.1 Mesh

##### Prova 1

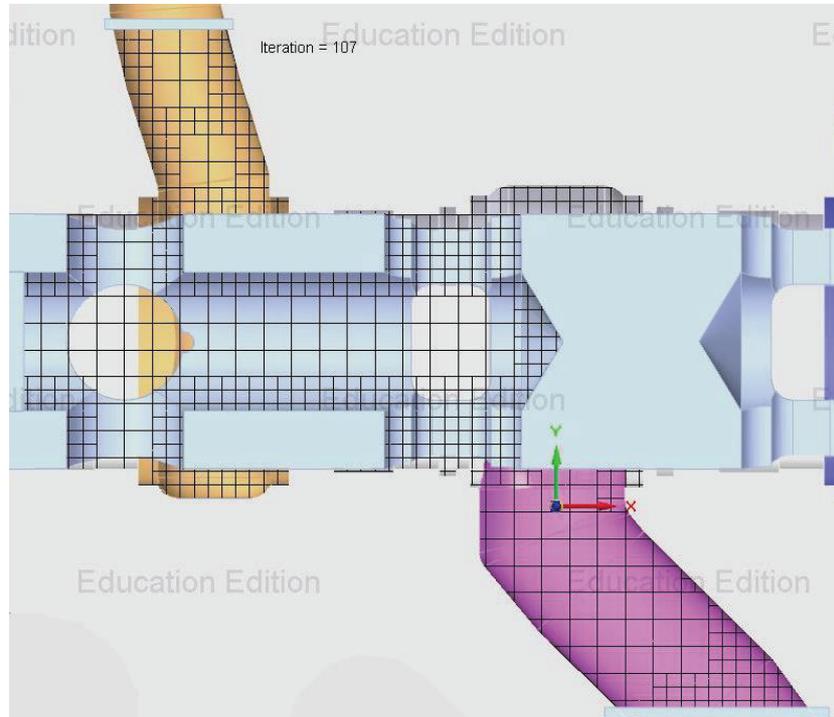


Figura 3

##### Prova 2

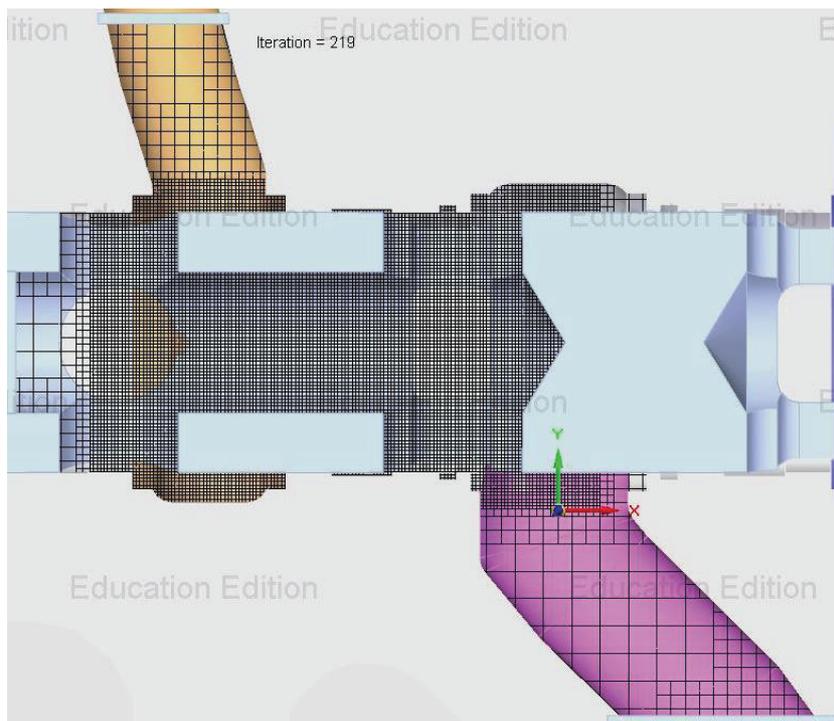


Figura 4

Prova 3

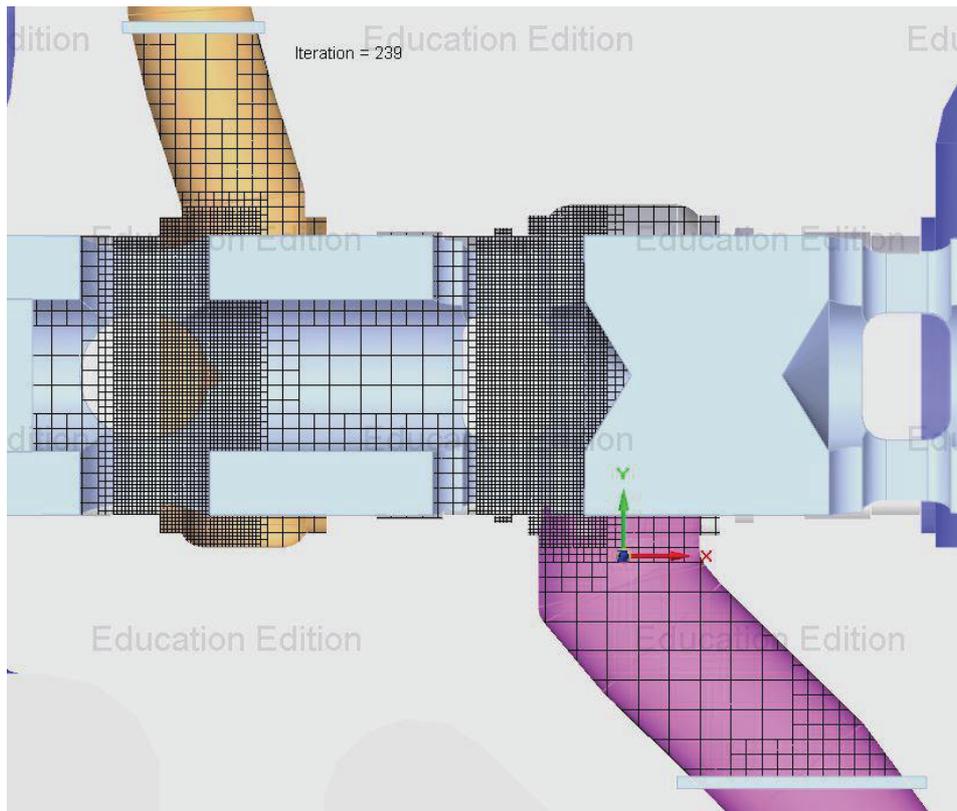


Figura 5

Prova 4

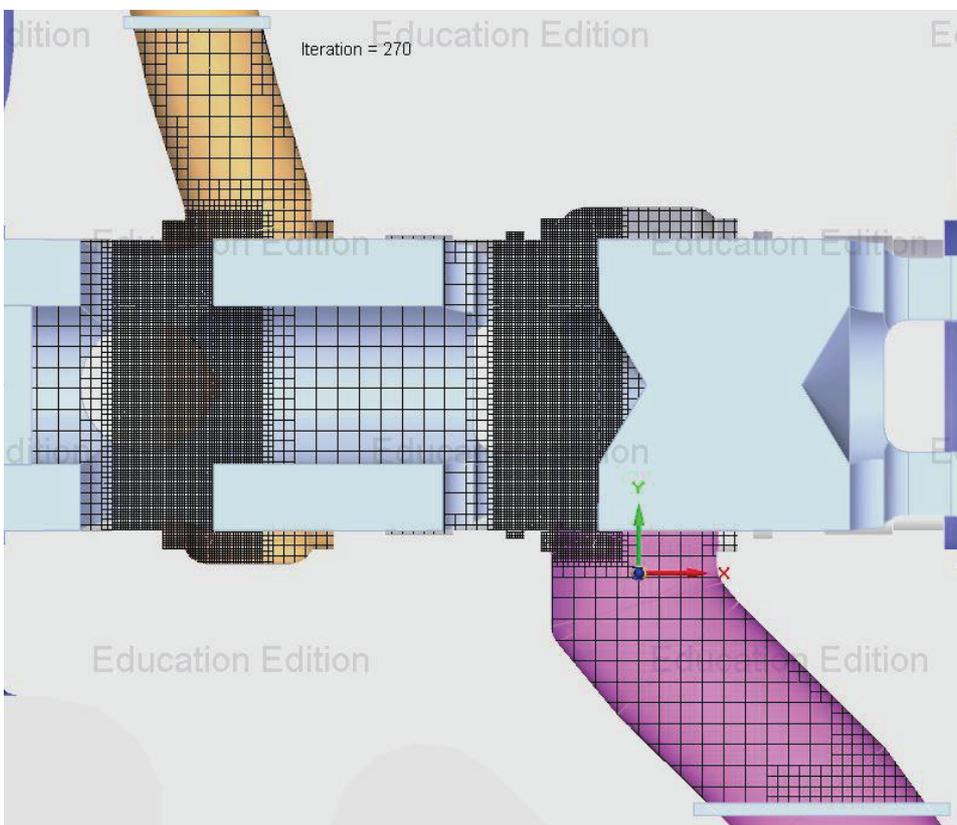


Figura 6

### 3.5.2 Distribuzione della pressione

#### Prova 1

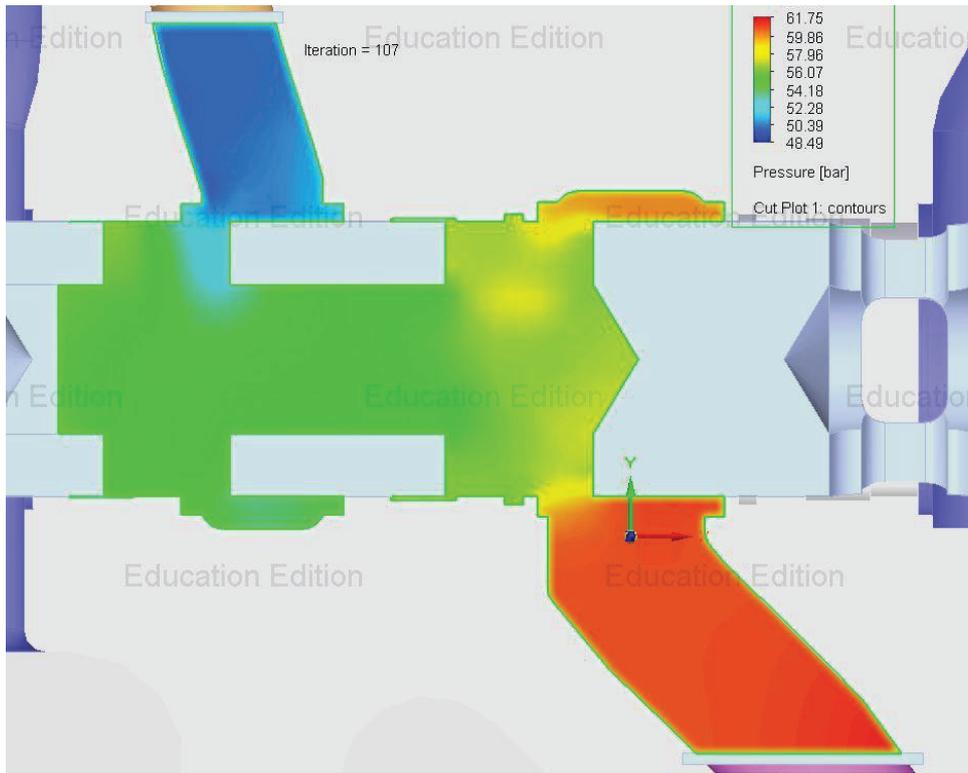


Figura 10

#### Prova 2

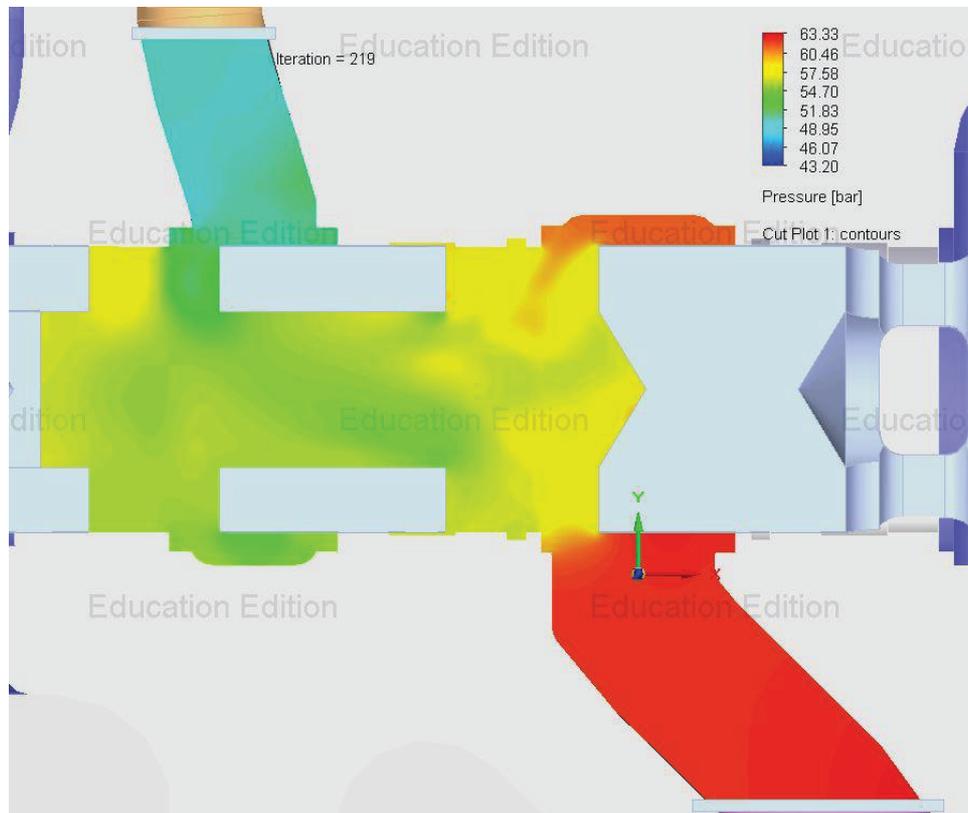


Figura 11

Prova 3

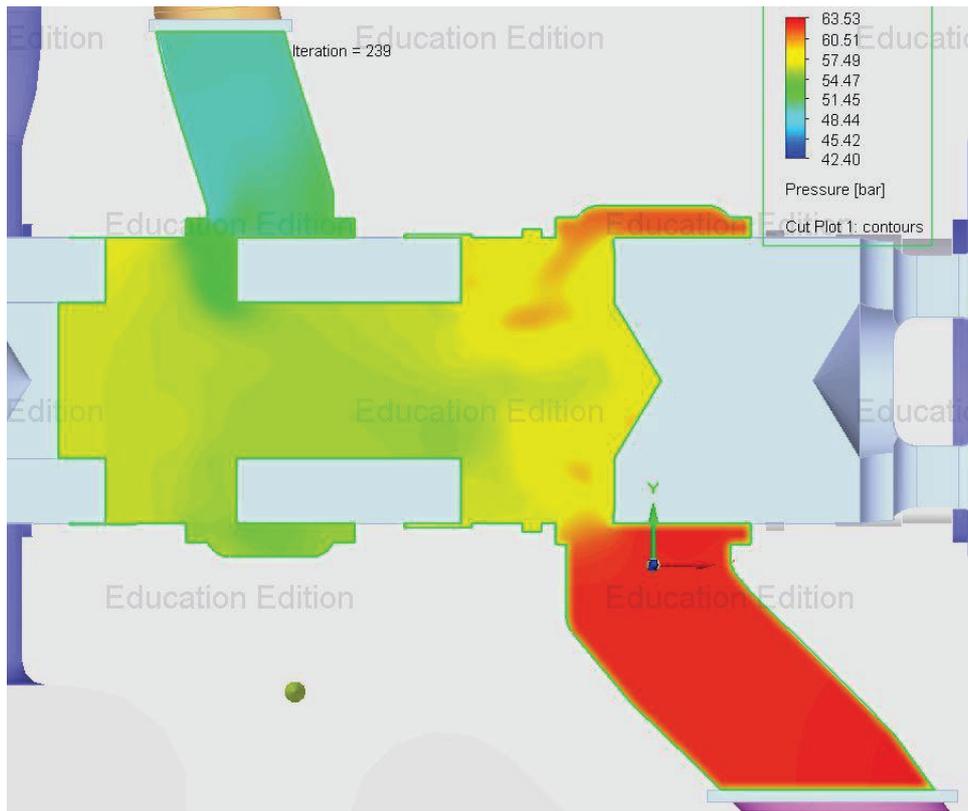


Figura 12

Prova 4

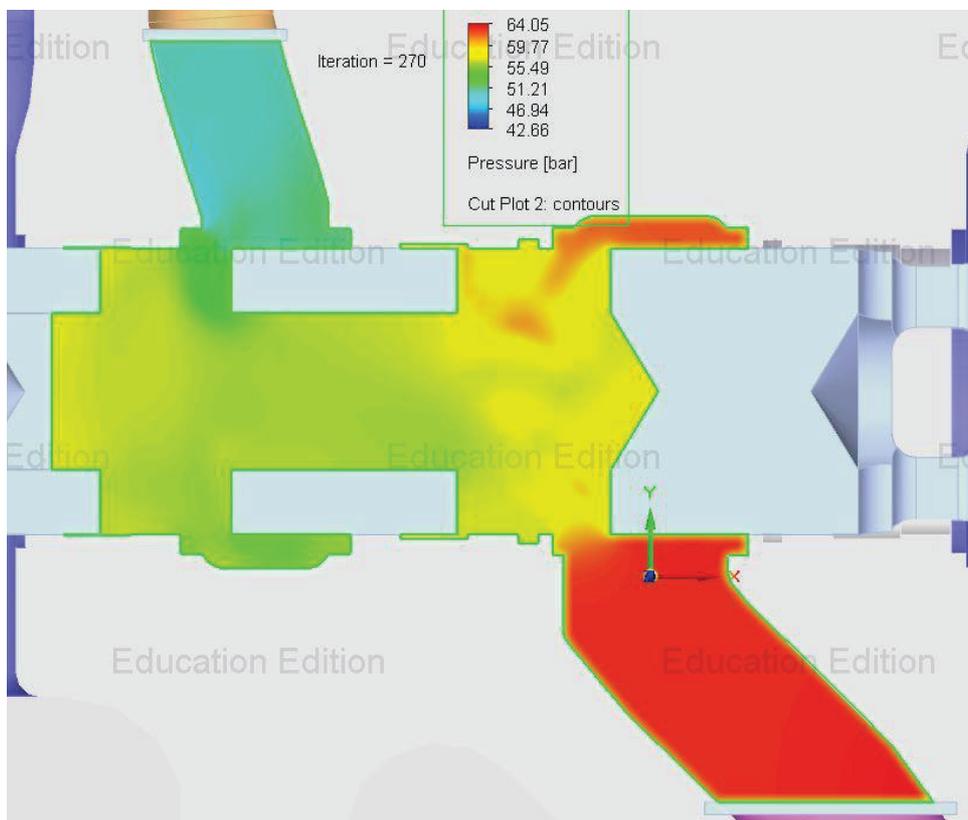


Figura 13

### 3.5.3 Andamento della velocità

#### Prova 1

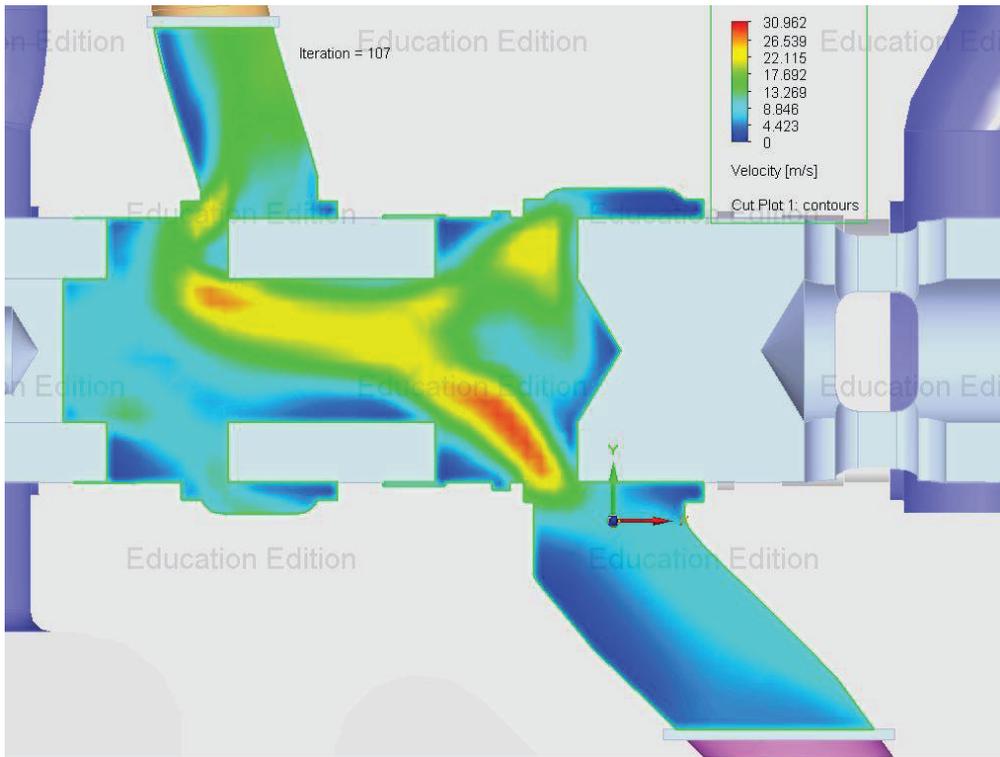


Figura 14

#### Prova 2

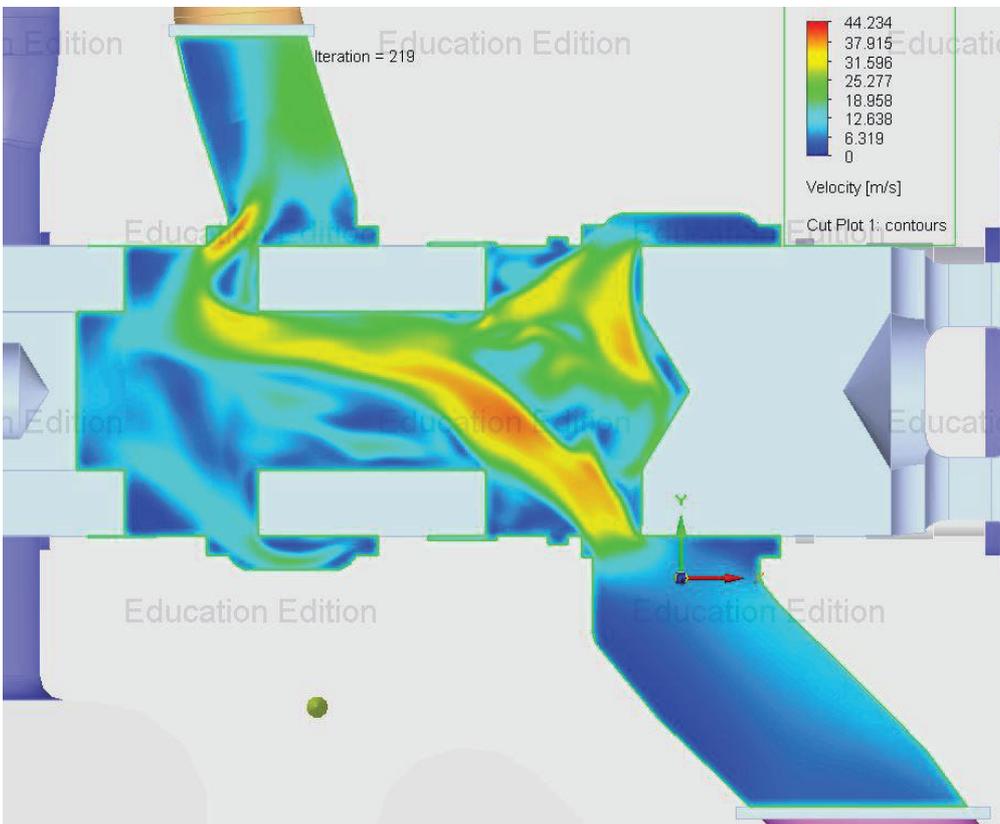


Figura 15

Prova 3

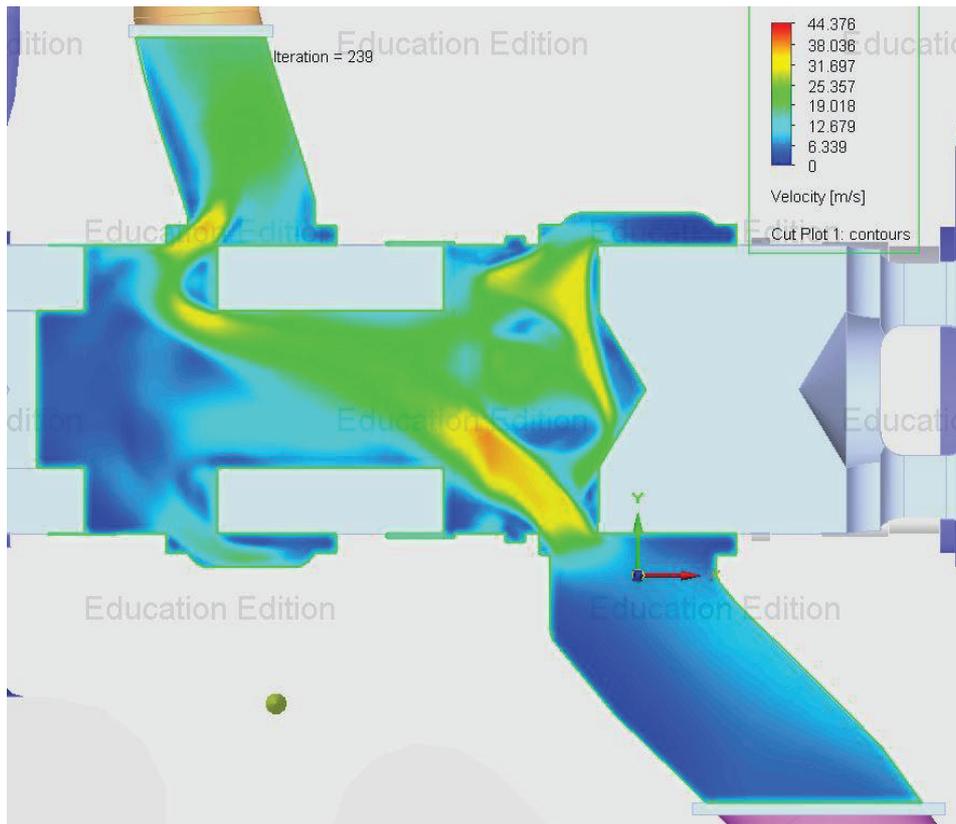


Figura 16

Prova 4

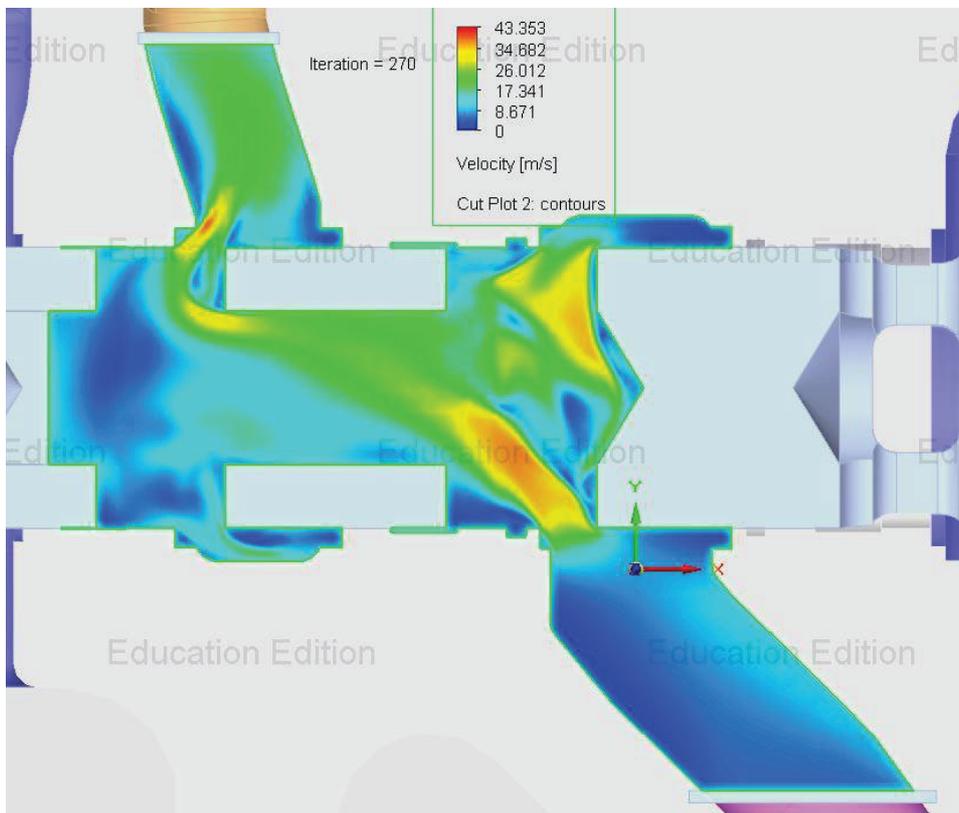


Figura 17

### 3.6 Valutazione del coefficiente di efflusso e considerazioni finali

Dai risultati ottenuti dalle simulazioni è stato così possibile effettuare una stima del coefficiente di efflusso. E' doveroso precisare però che la camera ricavata all'interno del cassetto si comporta come una capacità nella quale si può ritenere mediamente la pressione costante  $p_{ch}$ . Per cui non è stato valutato un coefficiente di efflusso bensì uno per ogni caduta di pressione tra monte  $p_m$  e capacità  $p_{ch}$  e tra la capacità  $p_{ch}$  e pressione di valle  $p_v$ , fig.15.

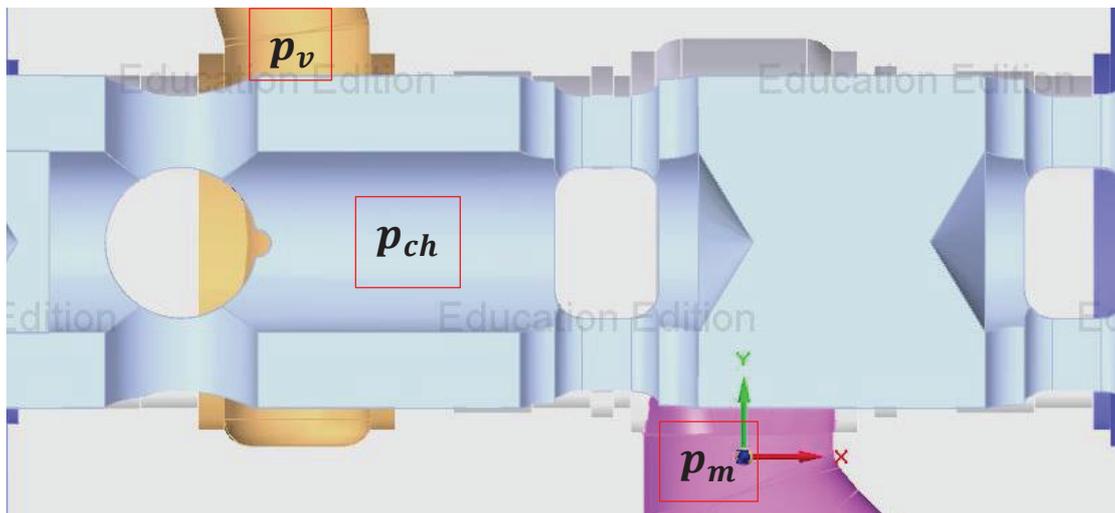


Figura 18

La valutazione delle cadute di pressione è stata influenzata senza dubbio dall'utilizzo della mesh utilizzata per eseguire le diverse prove. Il fattore comune emerso dalle diverse analisi risulta essere che i coefficienti di efflusso sono diversi tra loro sia a causa della diversa ripartizione delle cadute di pressione sia per la diversa area di passaggio tra gli ambienti di monte, capacità e valle a parità di spostamento del cassetto principale pari a 7 mm. Infiltrare la mesh ha generato un aumento del numero di celle e di conseguenza un aumento dei tempi computazionali.

Di seguito si riportano i risultati ottenuti delle prove, tabella 1, e gli andamenti delle aree in funzione dello spostamento del cassetto, fig.16, del coefficiente di efflusso in funzione della caduta di pressione, fig.17, e dei tempi di calcolo in funzione del numero di celle, fig.18.

Prova	Numero di celle	Pressione di monte $p_m$ [bar]	CPU Time [s]
1	15141	60,85	59
2	476171	62,50	2735
3	309214	62,43	1984
4	996275	62,79	3769

Tabella 1: Tabella riassuntiva

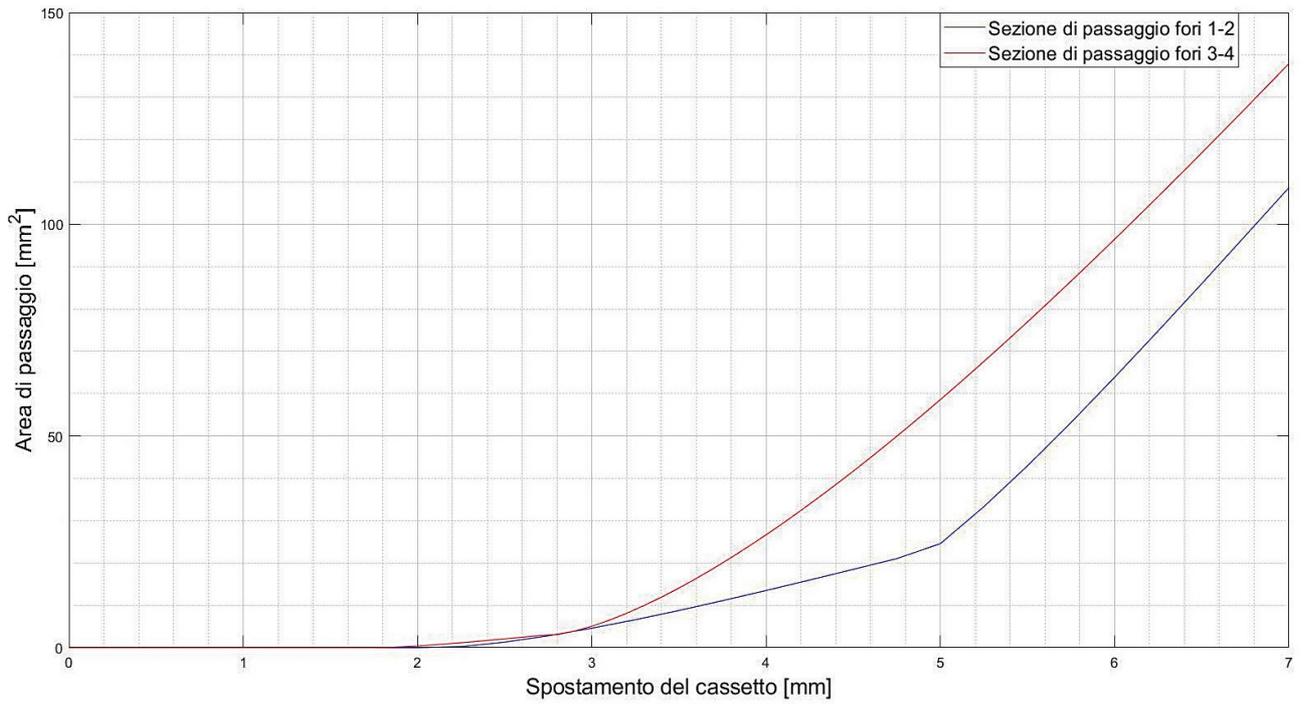


Figura 19: Andamento dell'area di passaggio in funzione dello spostamento del cassetto.

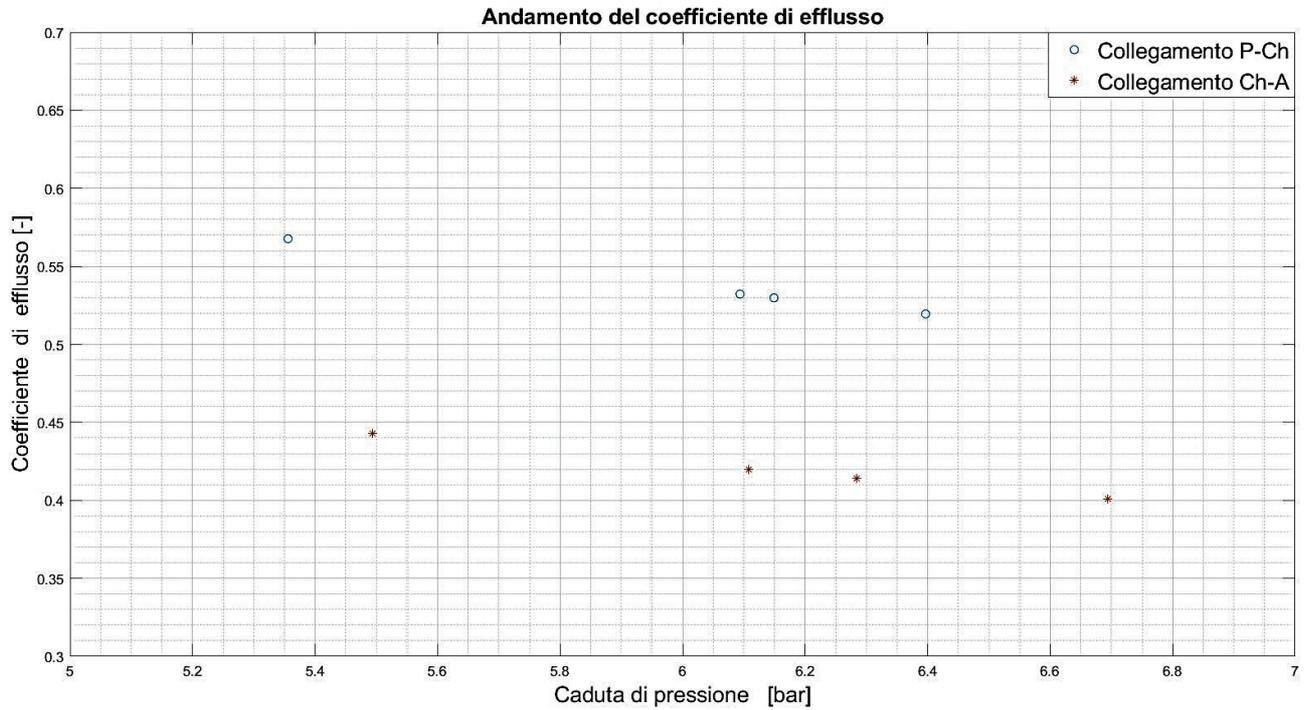


Figura 20: Coefficienti di efflusso valutati in funzione delle cadute di pressione.

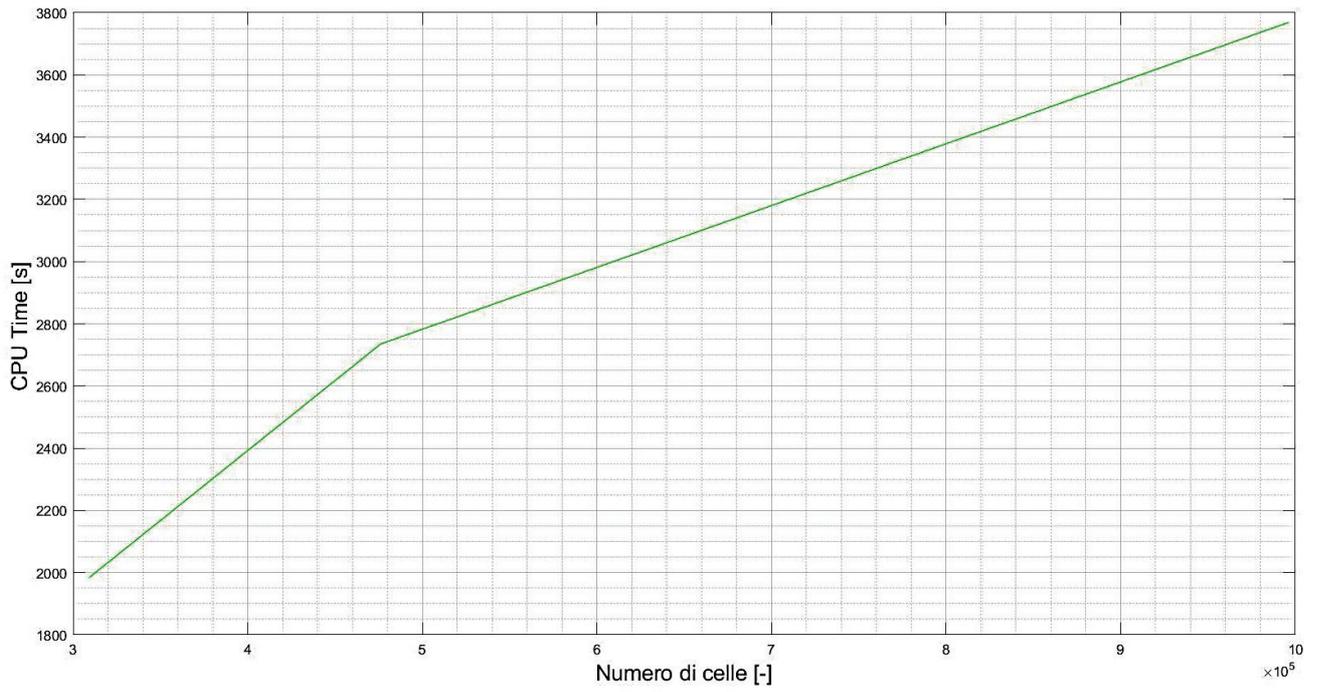


Figura 21: Andamento del tempo di calcolo della simulazione in funzione del numero di celle prodotte dalla mesh.

# Capitolo 4

## Simulazione in Amesim del modulo PVB 120

In questo capitolo verrà studiato il comportamento del modulo PVG 120 di Danfoss all'interno di circuiti oleodinamici. Affinchè sia possibile effettuare l'analisi è stato necessario creare un modello per ogni componente presente all'interno del modulo.

### 4.1 Presentazione del software: Simcenter Amesim

Simcenter Amesim, sviluppato da Siemens PLM Software, è un programma commerciale di simulazione per la modellazione e l'analisi 0D/1D di sistemi multi-dominio. Pertanto il suo impiego risulta adatto a diverse tipologie di sistemi quali meccanici, fluidodinamici, termici ed elettrici ma anche a sistemi più complessi composti da più sottocategorie differenti.

Il software mette a disposizione una grande varietà di librerie con cui è possibile realizzare i modelli e nel caso di studio tutte le valvole presenti all'interno del modulo sono state realizzate grazie all'impiego delle librerie Hydraulic, Hydraulic Component Design, 1D Mechanical e Signal/Control.

Ogni componente presente nella libreria presenta una serie di porte che vanno opportunamente accoppiate tra loro a seconda del fenomeno fisico che si vuole simulare come ad esempio la realizzazione di una valvola limitatrice di pressione durante la fase di regolazione, fig.1.

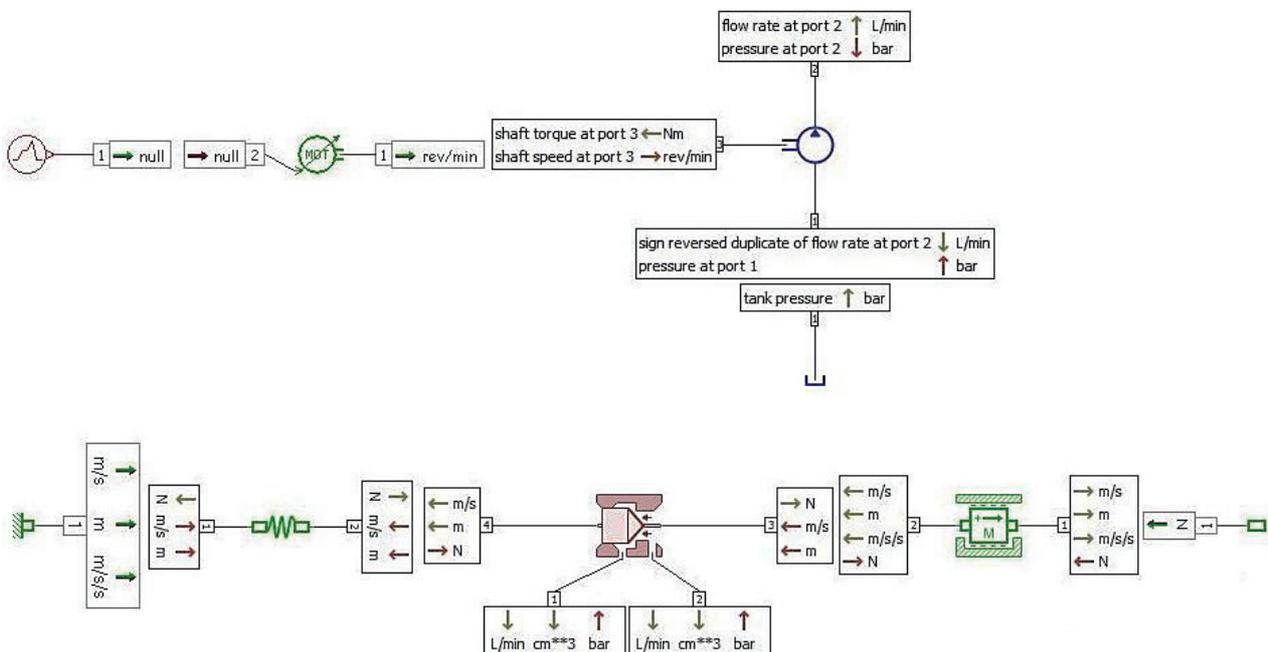


Figura 1: Metodologia di composizione del gruppo di alimentazione e di una valvola limitatrice di pressione.

La fig.1 mostra l'impiego delle diverse librerie per la realizzazione di un circuito semplice e della valvola limitatrice:

- In blu tutti i componenti della libreria Hydraulic, come fonti di pressione, portata, serbatoi.
- In bordeaux sono evidenziati il corpo, la sede, la tipologia di otturatore della valvola mediante la libreria HCD in cui sono stati inseriti tutti i parametri relativi alla geometria del componente.

- In verde sono stati parametrizzati gli organi appartenenti alla libreria 1D Mechanical come molle e masse.
- In rosso sono rappresentate le diverse tipologie di segnali di controllo impiegati appartenenti all'analogica libreria.

In Figura 22 i componenti sono uniti mediante gli opportuni collegamenti idraulici al fine di realizzare un circuito elementare in cui lo strozzatore a sezione variabile funge da carico di prova:

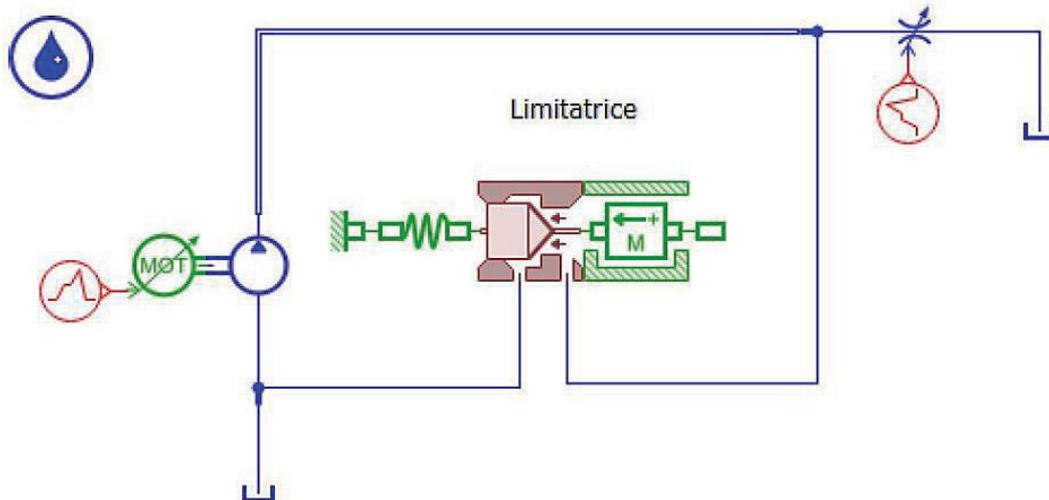


Figura 22: Circuito dimostrativo al fine di mostrare le librerie impiegate.

Per cui è possibile riassumere in quattro punti la procedura operativa da adottare in Amesim:

- Fase di disegno o "sketch"
- Definizione dei sotto-modelli attraverso la "Premier Submodel"
- Definizione dei parametri operativi come l'assegnazione della geometria di sedi valvola, diametro dell'otturatore, definizione del precarico della molla, assegnazione della massa.
- Simulazione e analisi dei risultati ottenuti: in fig.3 si mostra il tipico andamento della valvola limitatrice in regolazione utilizzata precedentemente come esempio.

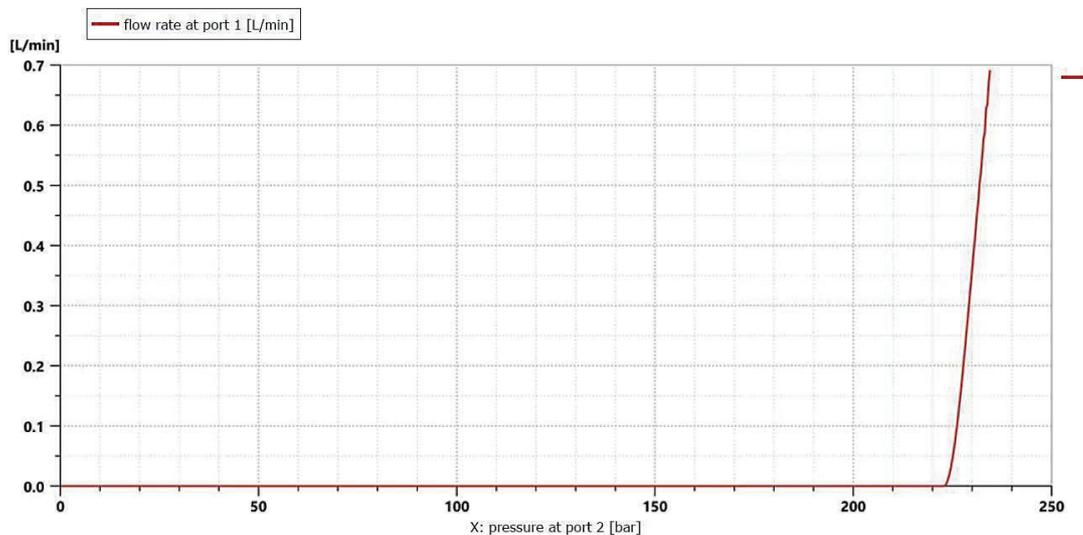


Figura 3: Andamento tipico di una valvola limitatrice di pressione in regolazione.

## 4.2 Simulazione in Amesim di un circuito monoutenza

Al fine di rendere la trattazione di più immediata comprensione si è deciso inizialmente di porre il modulo PVB 120 di Danfoss all'interno di un circuito con una sola utenza rappresentata da un attuatore lineare. Il gruppo di alimentazione **GA** è rappresentato da una pompa a cilindrata la cui cilindrata può variare grazie al controllo realizzato mediante limitatore differenziale e assoluto, inoltre il motore primo ha la possibilità di avere un regime di rotazione variabile, Figura 4.

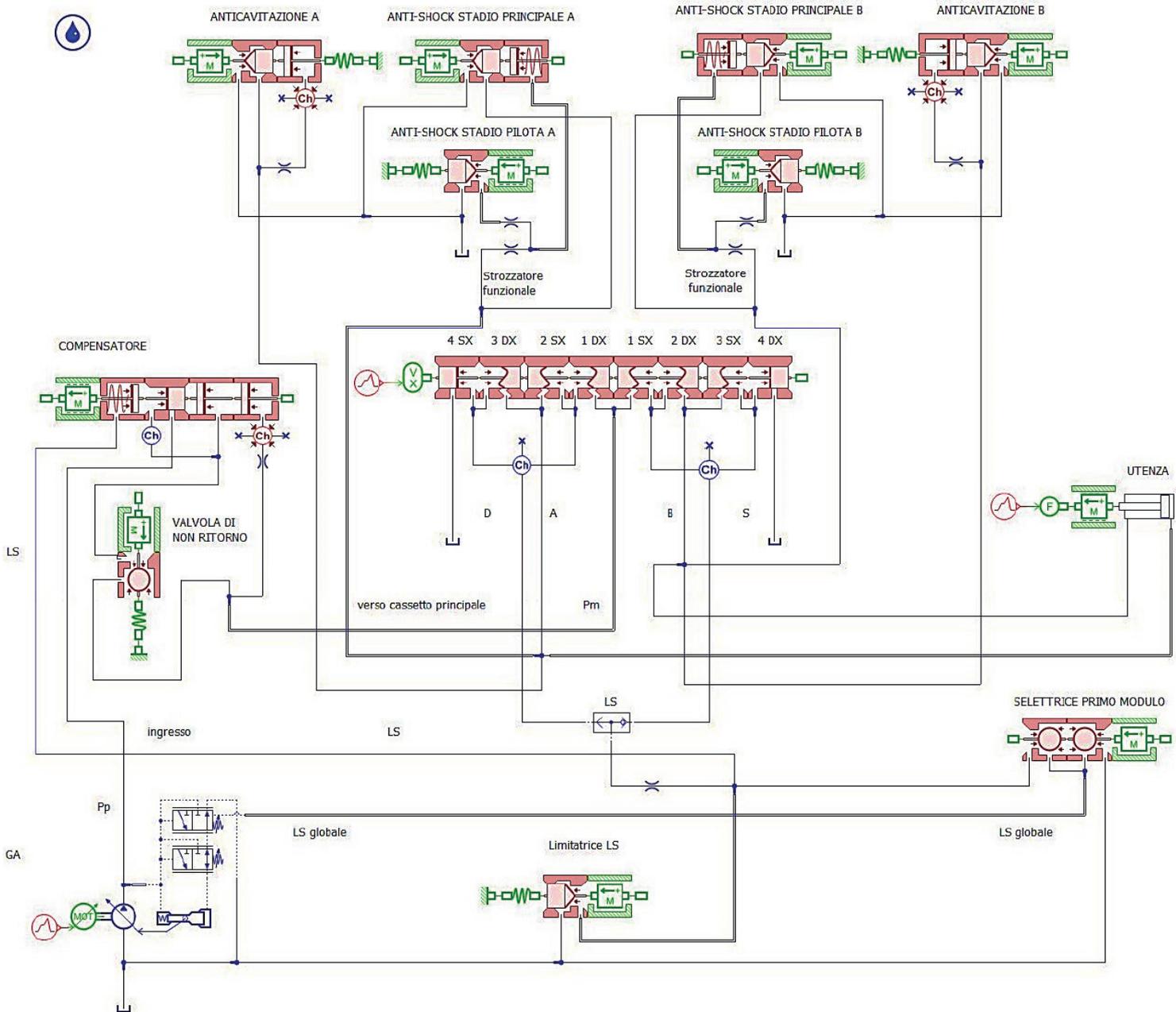


Figura 4: Visione globale del modello Amesim realizzato per il modulo PVB 120 ed inserito in un circuito con una singola utenza

## 4.3 Modellazione dei componenti

### 4.3.1 Compensatore locale e valvola di non ritorno

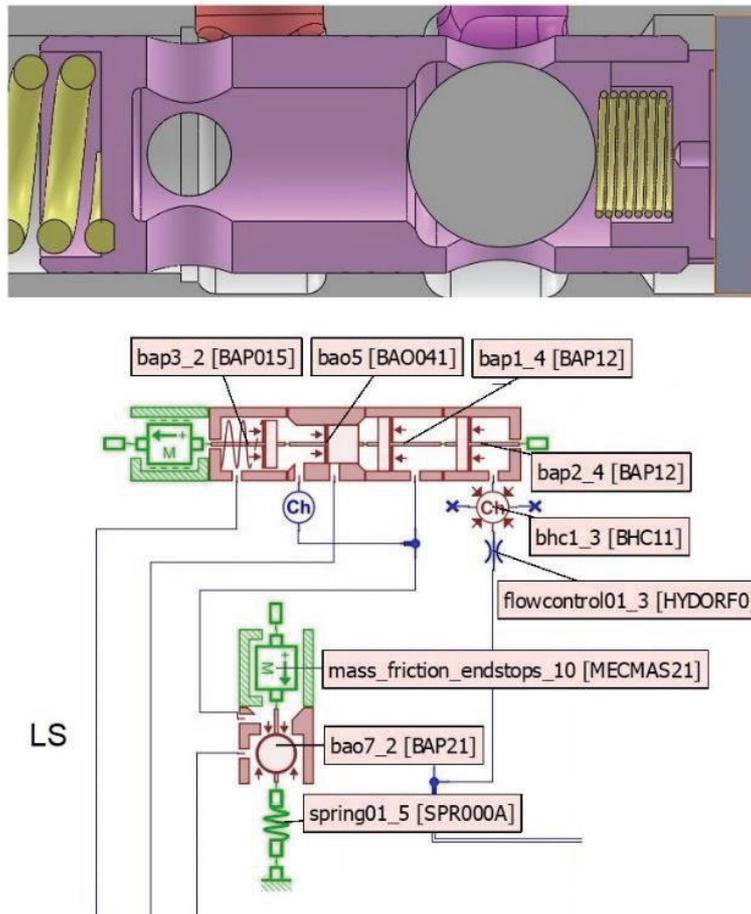


Figura 5: Modellazione Amesim del compensatore e della valvola di non ritorno alloggiata al suo interno.

In figura 5 si mostra la modellizzazione del compensatore e della valvola di non ritorno mediante i seguenti blocchi:

- MECMAS 21: rappresenta le masse traslanti dotate di fondo corsa ed attrito del compensatore e dalla valvola di non ritorno;
- BAP015: elemento che rappresenta la molla sul quale insiste l'estremità sinistra del compensatore rappresentata come uno stantuffo ma il cui stelo è stato parametrizzato con diametro nullo;
- BAO041: blocco in impiegato per simulare i quattro fori radiali e la pressione agente sulla faccia interna al compensatore;
- HC01: capacità ideale in grado di rappresentare il volume interno del compensatore;
- Bap1\_4[BAP12]: blocco che rappresenta i quattro fori in prossimità della non ritorno, lo stantuffo con diametro nullo rappresenta la superficie di influenza sulla quale vengono bilanciate le pressioni interne;
- Bap2\_4[BAP12]: lo stesso elemento è stato impiegato per l'estremità sinistra del compensatore;
- BHC11: rappresenta il volume compreso tra carcassa e parte destra del compensatore;
- HYDORF0: è lo strozzatore funzionale;
- BAP21: blocco rappresentante la sfera con la sua sede della valvola di non ritorno;
- SPR000A: è la molla che tiene in battuta la sferetta con la sua sede.

### 4.3.2 Cassetto principale

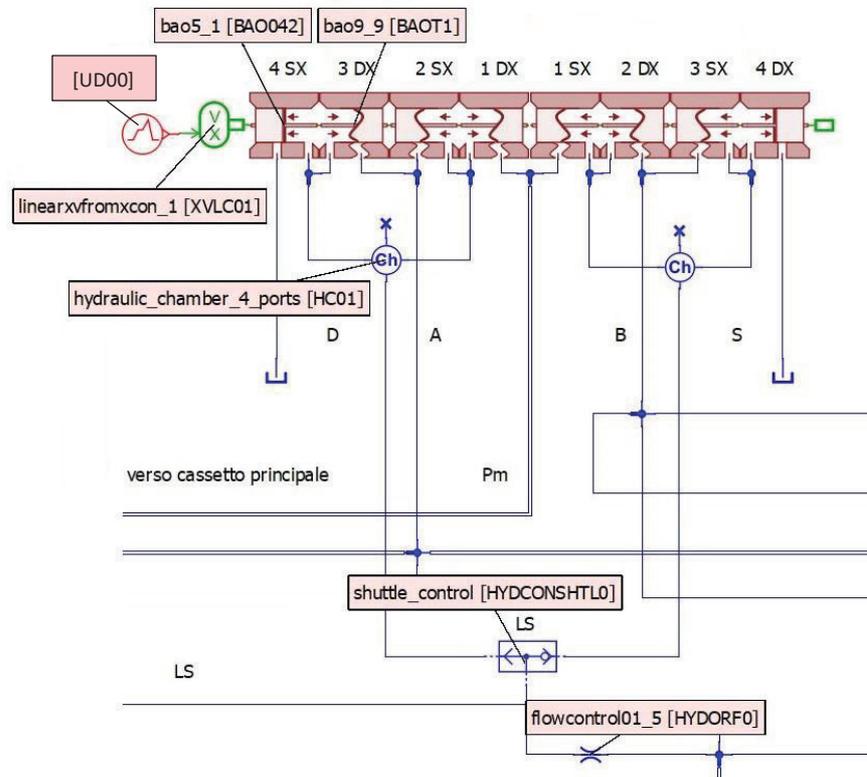
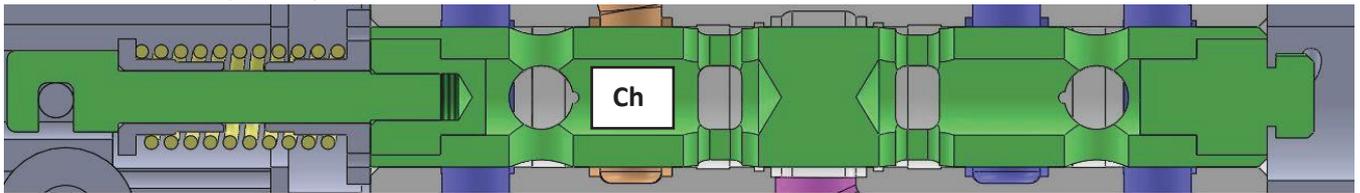


Figura 6: In verde, rappresentazione della valvola a cassetto in SolidWorks, in basso il modello in Amesim.

Modello Amesim del cassetto principale, fig.6:

- UD00: elemento utilizzato per imporre il segnale di spostamento della valvola proporzionale;
- XVLC01: elemento che riceve in input lo spostamento, mantenuto fisso, del cassetto;
- BAO042: blocco che parametrizza l'underlap di collegamento dei fori 3-4 verso il serbatoio;
- BAOT1: elemento utilizzato per modellare la struttura principale della valvola. In esso lo stantuffo, con stelo nullo, delimita le superfici nelle quali agisce la pressione interna, pressione che viene opportunamente bilanciata da altri elementi della stessa tipologia. Il blocco è stato impiegato poiché permette l'inserimento della variazione delle aree di passaggio dei fori in funzione dello spostamento e il diametro equivalente al fine di generare un unico foro equivalente al variare dello spostamento del cassetto;
- HC01: rappresenta la capacità **Ch**, ricavata nel cassetto mediante foratura assiale;
- HYDCONSHTL0: selettore ideale impiegata per selezionare il segnale LS locale;
- HYDORF0: modella i fori di collegamento, posti nella parte centrale della carcassa, attraverso i quali avviene il trasferimento del segnale di load sensing verso gli altri componenti;

### 4.3.3 Valvole Anti-cavitazione ed Antishock

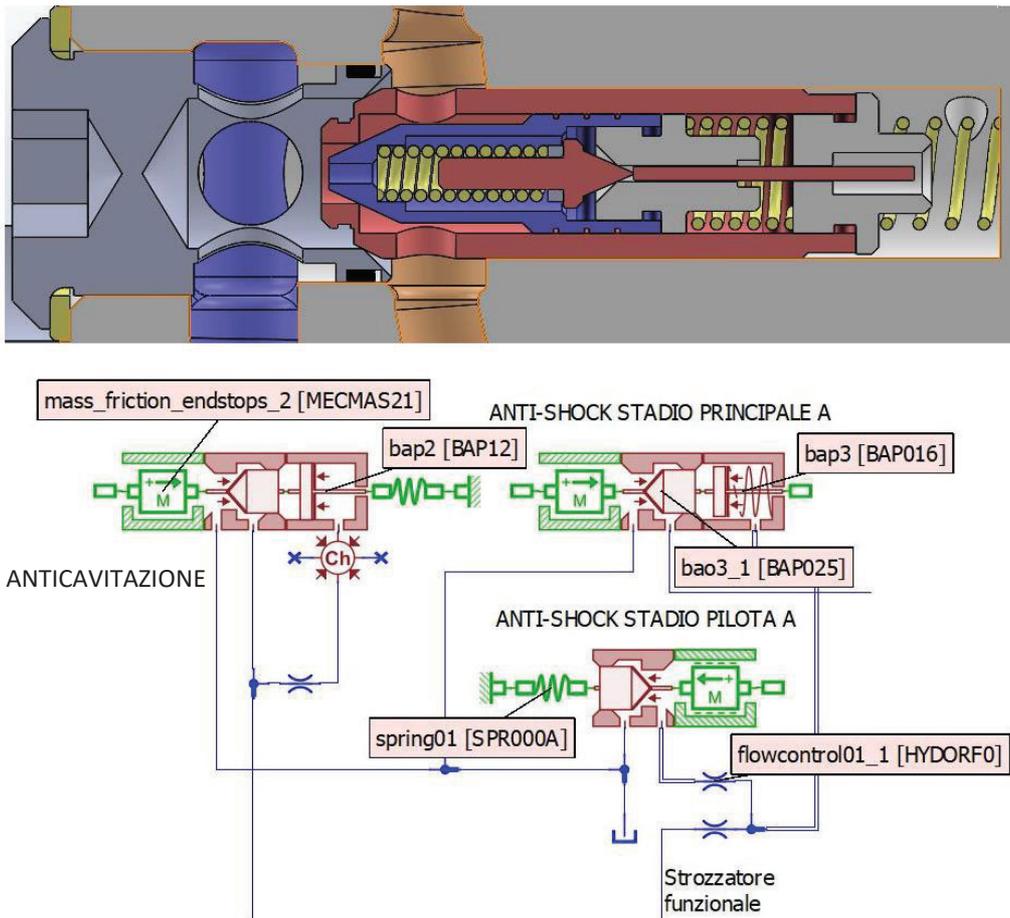


Figura 7: In alto, modello CAD gruppo anticavitazione/shock. In basso il modello Amesim.

La figura 7 in alto mostra l'assieme della valvola anti-cavitazione all'interno della quale trova alloggio la valvola antishock, costituita da uno stadio pilota e da uno principale. La modellazione in Amesim ha permesso di simulare la conformazione fisica del gruppo valvole tramite gli opportuni collegamenti idraulici delle bocche. I blocchi impiegati sono:

- MECMAS 21: rappresentano le masse traslanti, con attrito e fondo corsa rispettivamente dell'intero complesso per quanto riguarda l'anti-cavitazione, l'insieme di stadio principale e pilota per la modellazione dello stadio principale stesso ed infine la massa di otturatore e molla dello stadio pilota;
- BAP12: elemento dotato di stantuffo con stelo nullo, in cui la pressione del carico agisce in chiusura. Per carichi trascinanti si verificherà l'apertura della valvola con richiamo di olio dal serbatoio;
- BAP016: blocco impiegato per simulare la molla e la superficie attraverso la quale la pressione del carico mantiene in chiusura lo stadio principale della valvola antishock;
- BAP025: questo blocco è stato utilizzato per caratterizzare gli otturatori conici e le rispettive sedi;
- SPR000A: molla che simula l'azione di chiusura sullo stadio pilota;
- HYDORF0: elementi della libreria Hydraulic utilizzati per caratterizzare gli strozzatori dinamici e funzionali;

#### 4.3.4 Valvola limitatrice del segnale LS

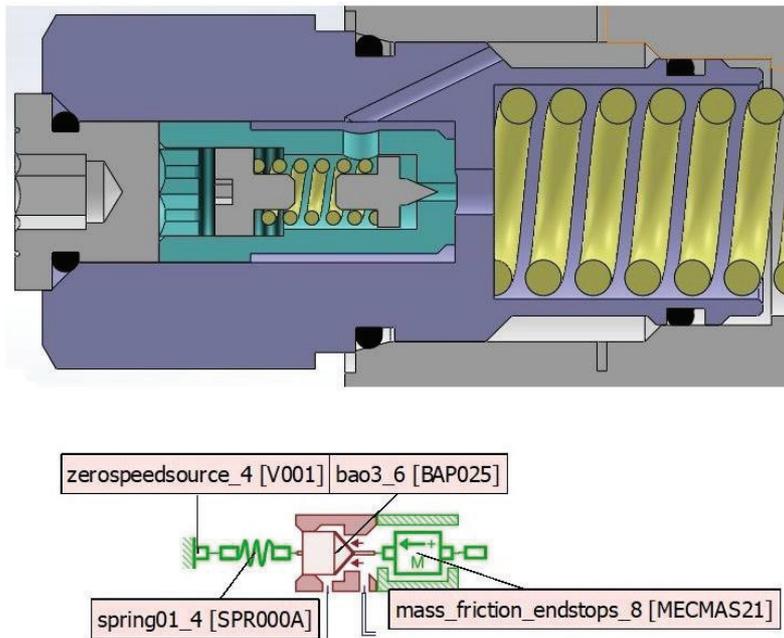


Figura 8: Modello Cad e Amesim della valvola limitatrice del segnale LS.

Figura 8, in basso: blocchi impiegati per il modello Amesim:

- MECMAS 21: massa traslante, con finecorsa e attrito dell'otturatore;
- BAP025: blocco rappresentante la geometria dell'otturatore conico e la sua sede;
- SPR000A: è la molla che mantiene in battuta l'otturatore con la sede;
- V001: elemento utilizzato per simulare la chiusura sulla quale insiste una estremità della molla;

#### 4.3.5 Valvola selettoria

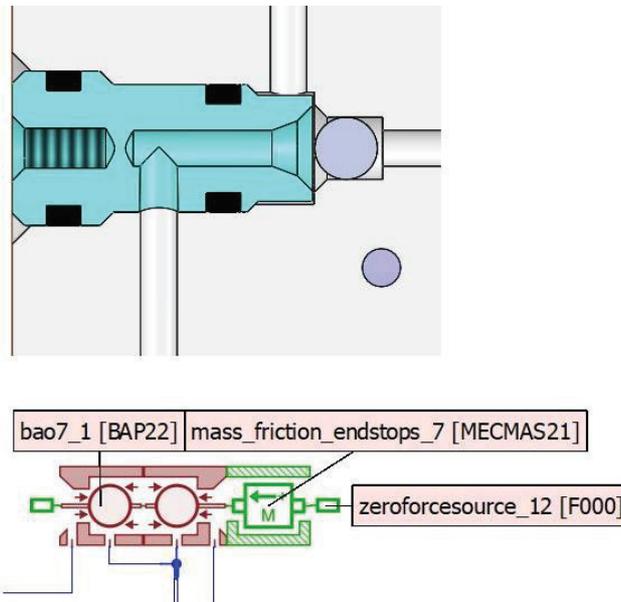


Figura 9: Modelli CAD ed Amesim della valvola selettoria

Elementi Amesim costituenti la valvola selettoria, fig.9:

- BAP22: blocco rappresentate l'otturatore a sfera e la relativa sede;
- MECMAS 21: massa della sferetta, con attrito e finecorsa;

### 4.3.6 Gruppo di alimentazione

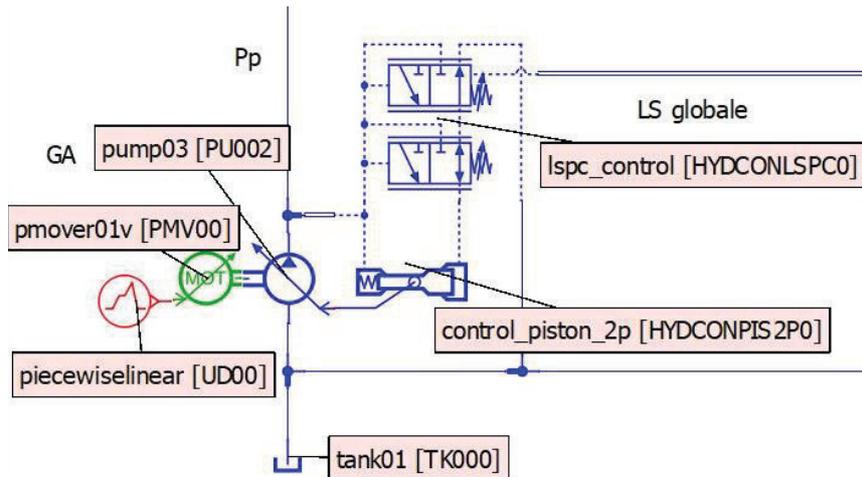


Figura 10: Rappresentazione del gruppo di alimentazione

Blocchi rappresentanti il gruppo di alimentazione, fig.10:

- TK000: serbatoio;
- UD00: segnale di controllo in input verso il motore elettrico;
- PMV00: motore elettrico con possibilità di variazione della velocità di rotazione, calettato sulla pompa;
- PU002: pompa a cilindrata variabile trascinata dal motore primo;
- HYDCONLSPC0: sistema load sensing con limitatore di pressione differenziale e assoluto generante, in regolazione, il segnale in pressione necessario per l'attuazione della variazione della cilindrata della pompa;
- HYDCONPIS 2P0: il sistema di attuazione della variazione della cilindrata della pompa risente delle pressioni agenti sulle diverse superfici di influenza. Quando il sistema non entra in regolazione la pompa avrà cilindrata massima mentre in regolazione la pressione agente sulla superficie a sezione maggiore sarà tale da vincere la forza esercitata dalla pressione dalla pompa sulla superficie a sezione minore e dalla molla di contrasto, non tarabile, provocando come conseguenza la riduzione della cilindrata della pompa.

### 4.3.7 Utenza

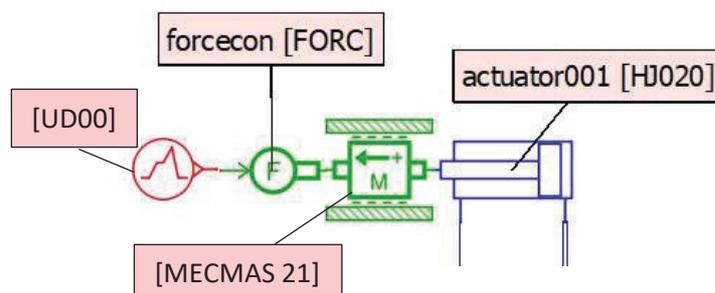


Figura 11:

Modello Amesim dell'utenza, figura 11:

- UD00: elemento impiegato per imporre una forza variabile al cilindro. Si è optato per questo blocco poichè permette di variare l'intensità ma, soprattutto, la direzione della forza in modo che si possa imporre, a discrezione, un carico trascicante o resistente sia per la fuoriuscita sia per il rientro;

- FORC: traduce il segnale dato in una forzante sul cilindro;
- MECMAS 21: massa traslante con attrito, impiegata per simulare l'ipotetica massa del cestello impiegato nella piattaforma aerea;
- HJ020: rappresenta l'attuatore idraulico.

#### 4.4 Simulazioni effettuate

In questa sezione verranno mostrati i risultati delle simulazioni effettuate sia sul circuito monoutenza sia per quello a due utenze. Il circuito ad una sola utenza è stato impiegato principalmente per mettere in evidenza il principio sul quale si basano i sistemi load sensing ma anche per mostrare gli andamenti fondamentali e il comportamento dei componenti all'interno del modulo.

##### 4.4.1 Verifica del principio

Come descritto nel primo capitolo, il principio del load sensing consiste nel controllo in velocità di un attuatore nonostante condizioni di carico variabile nel tempo. Al fine di rendere possibile la controllabilità, quindi il mantenimento di una portata costante nel tempo, è inserito nel circuito un compensatore locale di pressione in grado di mantenere ai capi del cassetto principale (valvola proporzionale) una caduta di pressione costante. I parametri in input per questa prima prova sono i seguenti:

- Velocità del motore elettrico: 1500 rpm;
- Cilindrata massima della pompa: 150 cm<sup>3</sup>/giro;
- Diametro del cassetto: 24,10 mm;
- Corsa del cassetto: 7mm;
- Taratura valvola DPL:  $s_p = 20 \text{ bar}$ ;
- Taratura valvola APL:  $p^* = 270 \text{ bar}$ ;

L'andamento di fig. 12 è stato ottenuto facendo variare il carico in un intervallo di tempo 0 – 100 s; sono riportate quindi la pressione alla mandata della pompa, il carico e la caduta di pressione ai capi del cassetto.

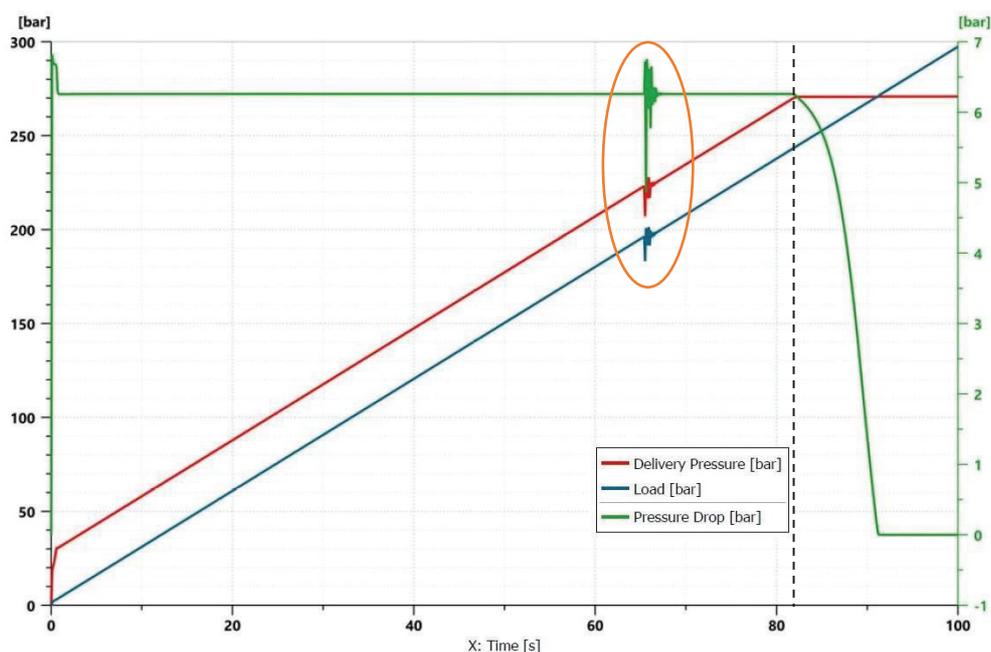


Figura 12: Andamento delle pressioni di pompa, carico e  $\Delta p$  del cassetto.

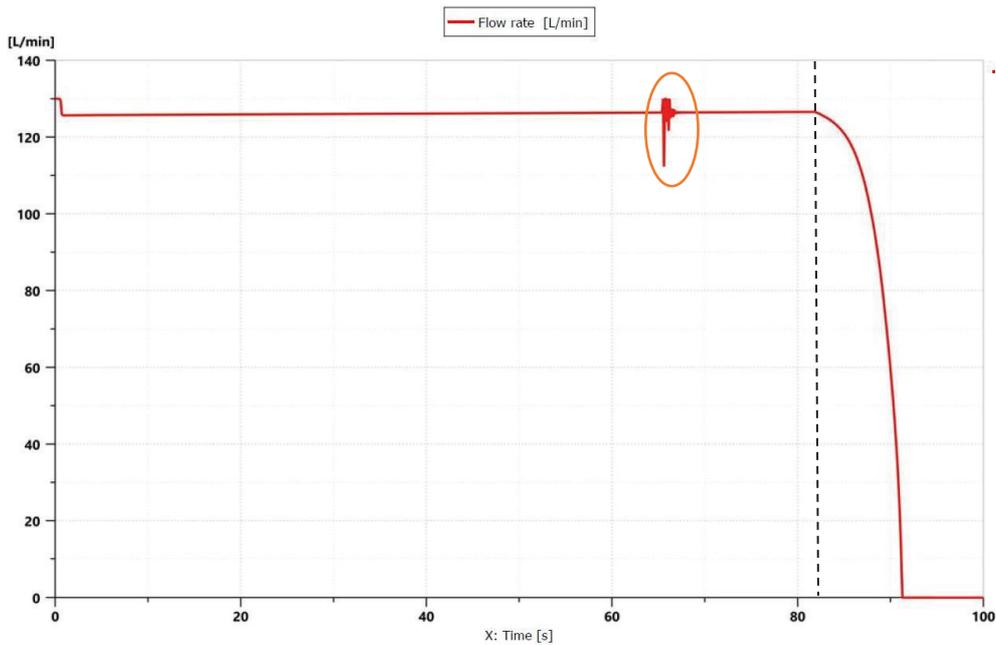


Figura 13: Andamento temporale della portata verso l'utenza.

E' possibile osservare che fin quando la pressione di mandata si mantiene al di sotto della pressione di taratura  $p^*$  del limitatore di pressione assoluto, la caduta di pressione sul cassetto principale si mantiene costante intorno ai 6,3 bar e di conseguenza, come mostrato in fig.13, la portata rimarrà costante. A partire dalla linea a tratto in nero è stato evidenziato il fenomeno di saturazione in pressione; ciò si verifica quando la pressione alla mandata della pompa raggiunge il valore di taratura dell'APL  $p^* = 270 \text{ bar}$ , questa pertanto sarà mantenuta costante per cui un aumento ulteriore del carico provocherà la riduzione della portata fino alla completa chiusura della valvola di non ritorno, fig. 14. In arancione, è stato messo in risalto il transitorio dovuto all'apertura della valvola antishock. Solitamente in una prova con variazione lenta del carico queste valvole non dovrebbero intervenire poiché tarate con  $p_{antishock}^* > p^*$ . In questo caso si è scelto una taratura più bassa in modo da mostrare il loro intervento.

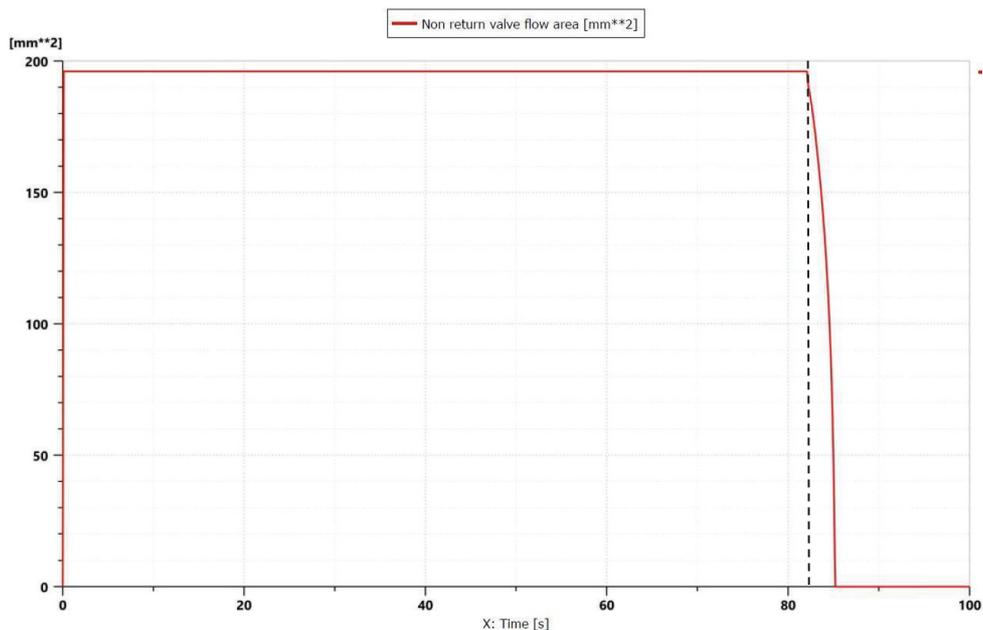


Figura 14: Variazione della sezione di passaggio della valvola di non ritorno fino a completa chiusura.

#### 4.4.2 Caratteristica delle valvole anticavitazione, antishock, limitatrice di pressione LS Anticavitazione

La valvola anticavitazione entra in azione durante il funzionamento con carichi trascinanti, con richiamo di olio dal serbatoio al fine di evitare il fenomeno della cavitazione. La caratteristica pressione-portata e lo spostamento valvola-sede, figg. 15-16, sono state ricavate rendendo il carico trascinante e variante nel tempo in un intervallo 0 – 100 s.

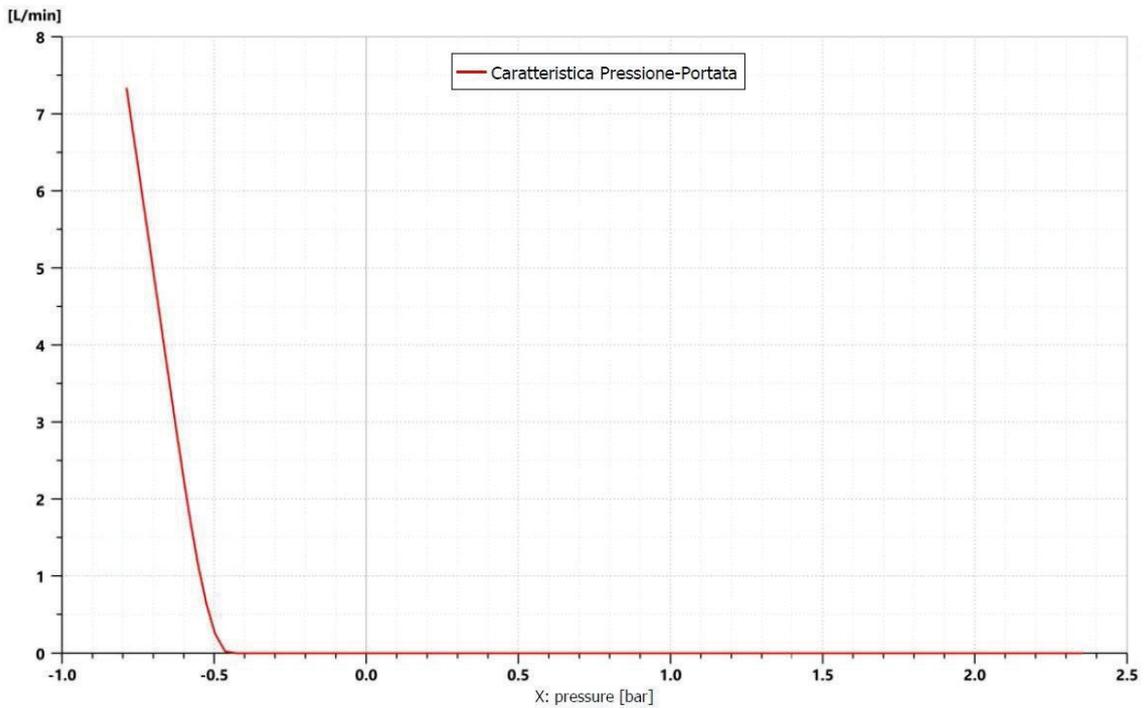


Figura 15: Caratteristica pressione-portata

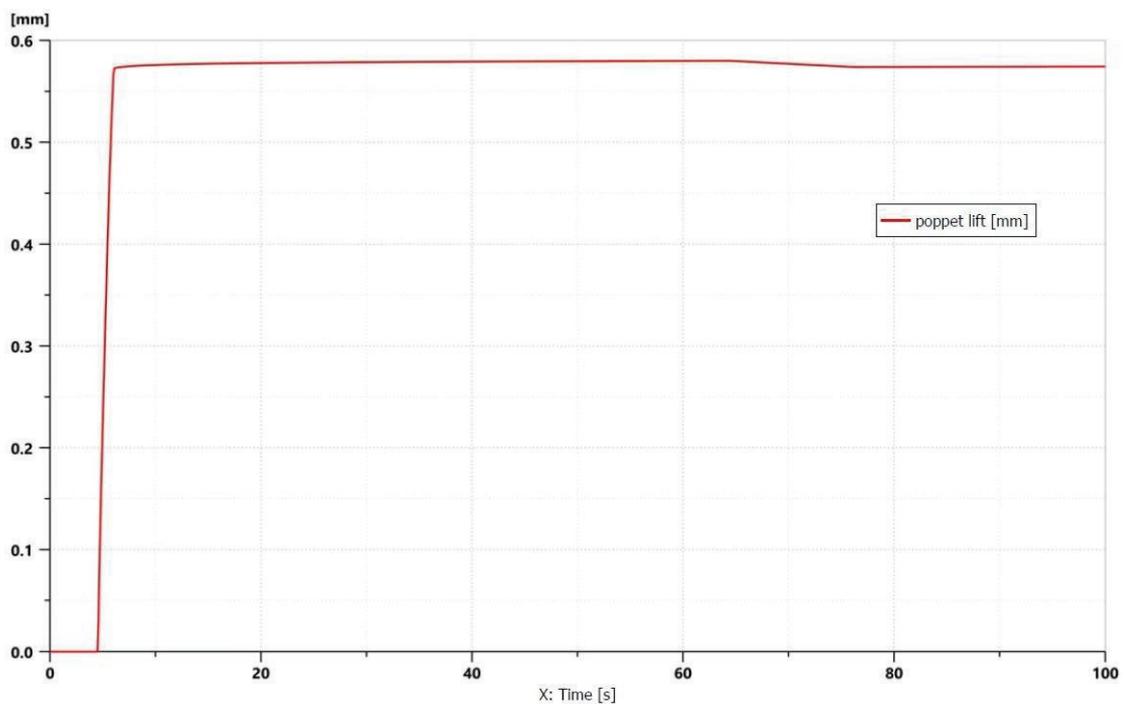


Figura16: Spostamento della valvola dalla sua sede.

## Antishock

Il funzionamento antishock ha il compito di smorzamento dei picchi di pressione mediante scarico di piccole quantità di portata. Nelle figure 17 e 18 sono stati diagrammati gli andamenti della portata in funzione della pressione dello stadio pilota e di quello principale.

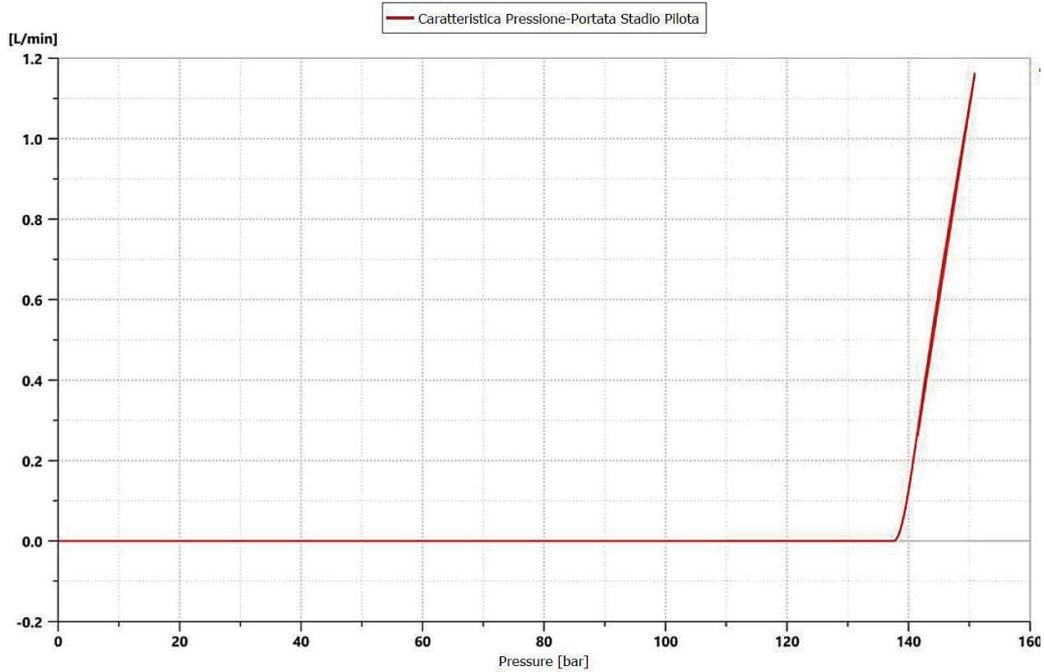


Figura 17: Caratteristica pressione-portata dello stadio pilota.

Come già descritto nel capitolo 2, la valvola antishock si comporta a tutti gli effetti come una valvola limitatrice pilotata per cui affinché lo stadio principale possa aprirsi ed entrare in regolazione è necessario che entri in regolazione lo stadio pilota. Dalle prove effettuate emerge una pressione di taratura  $p_{pilota}^* \approx 138 \text{ bar}$  e  $p_{principale}^* \approx 197 \text{ bar}$ .

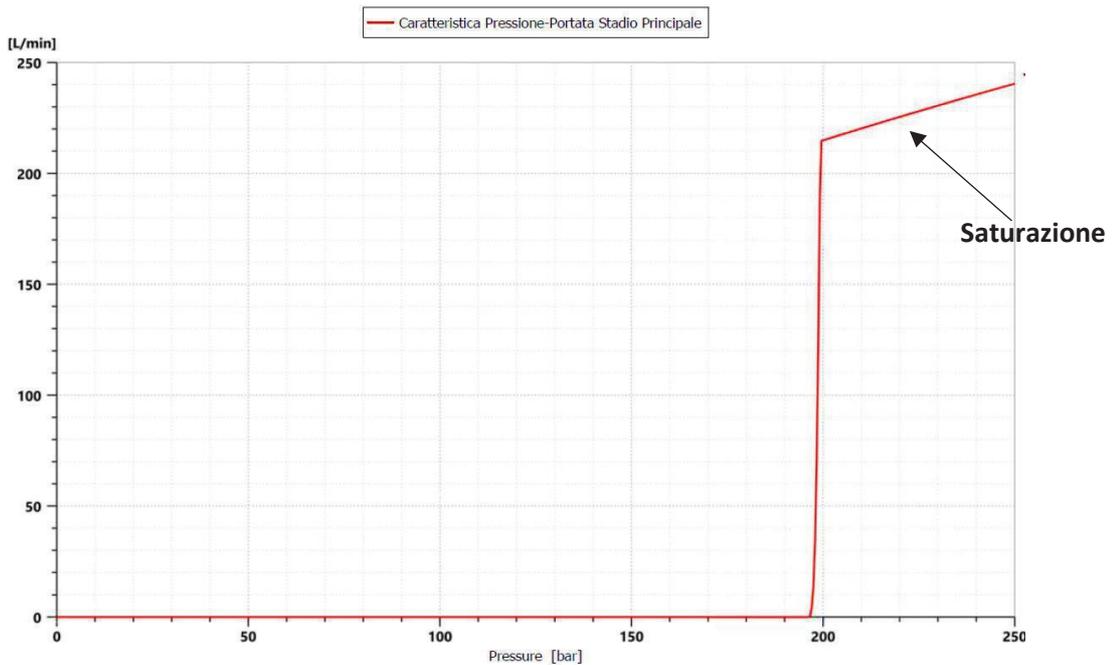


Figura 18: Caratteristica pressione-portata dello stadio principale.

## Valvola limitatrice di pressione LS

In figura 19 si evince come la valvola entri in regolazione a partire da  $p^* \approx 330 \text{ bar}$ . Occorre precisare che la pressione di taratura risulta variabile a seconda di quanti giri vengono dati alla vite di regolazione.

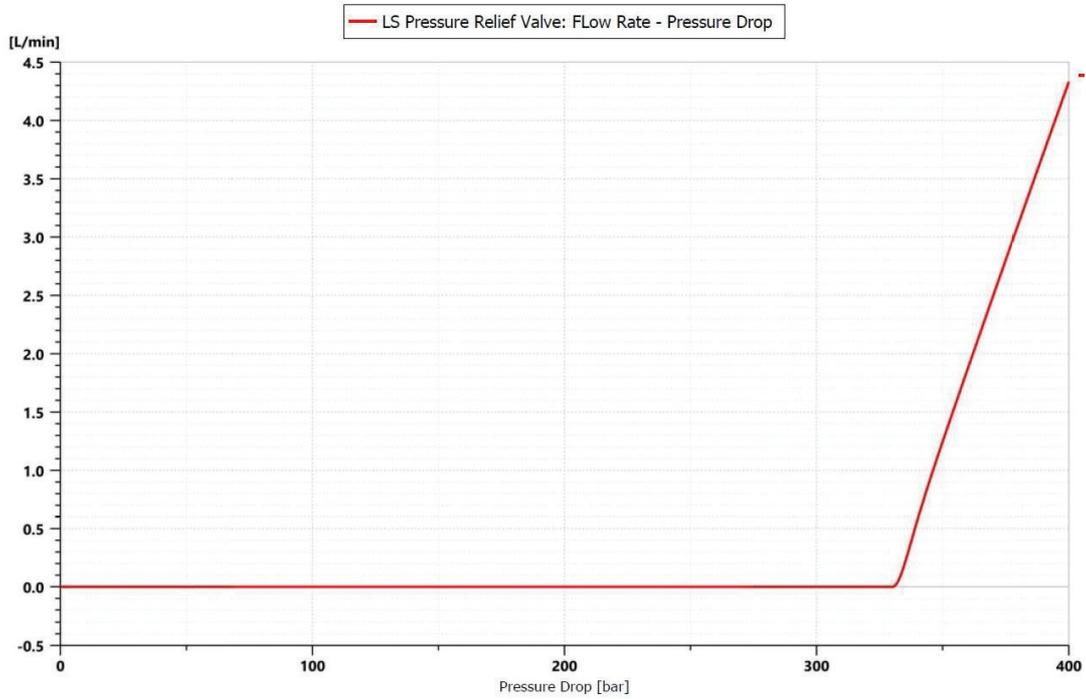


Figura 19: Caratteristica pressione-portata valvola limitatrice di pressione LS.

#### 4.5 Circuito con due utenze: condizione di regolare funzionamento

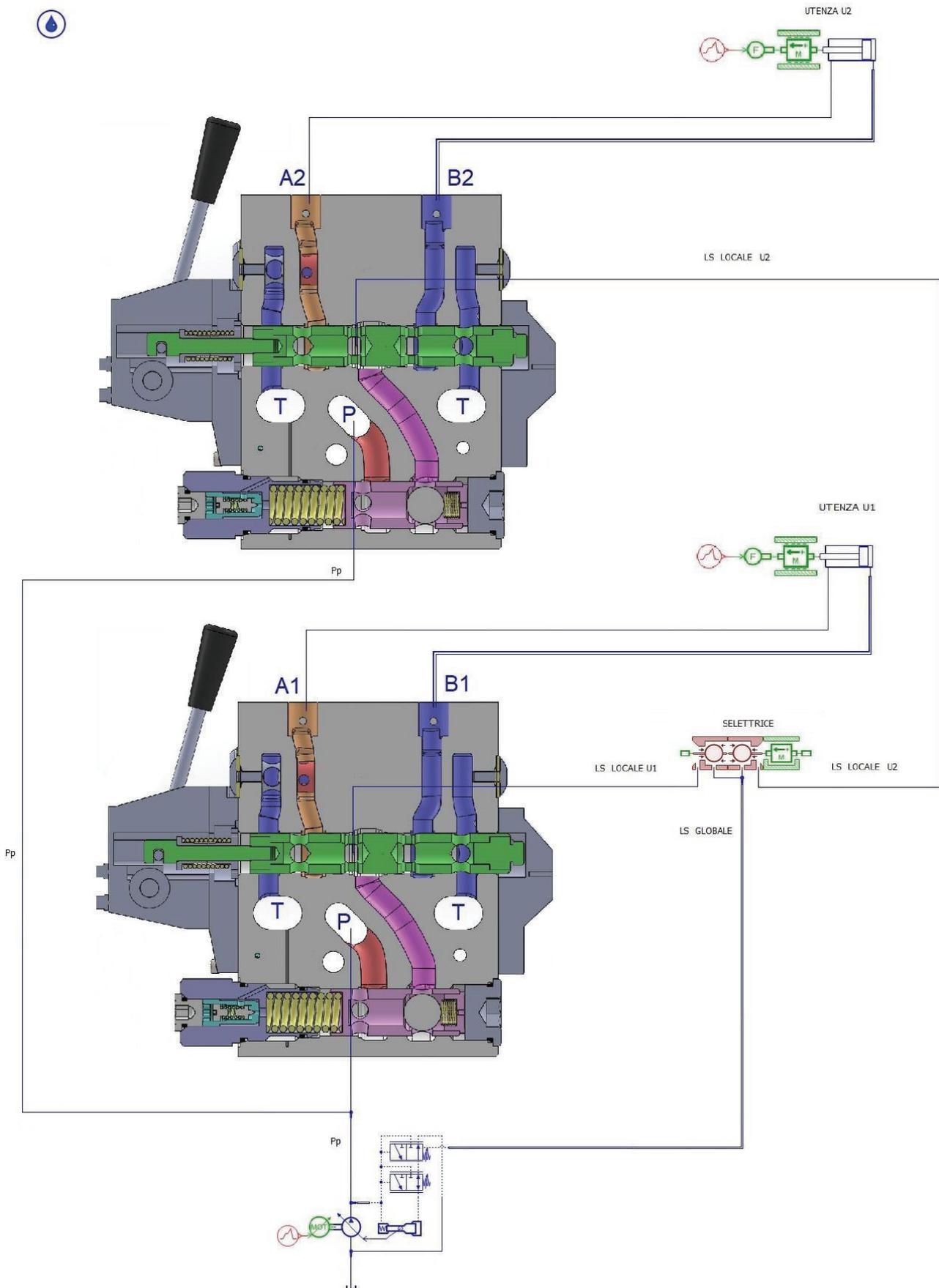


Figura 20: Circuito con due attuatori, schema semplificato.

Per quanto riguarda il controllo in velocità di due attuatori, fig.20, l'ipotesi di regolazione da parte dei compensatori previene idealmente il fenomeno di interferenza tra carichi, per cui le portate risulteranno indipendenti sia dai carichi sia dalla pressione di linea della pompa. Dalle simulazioni effettuate però è emerso un andamento non totalmente costante per quanto riguarda le portate inviate alle utenze in quanto queste risulteranno comunque influenzate dalle pressioni del sistema a causa della non idealità delle molle e dallo sviluppo di forze di flusso nei compensatori. La fig. 21 mostra l'andamento della portata verso l'utenza U2, la meno caricata.

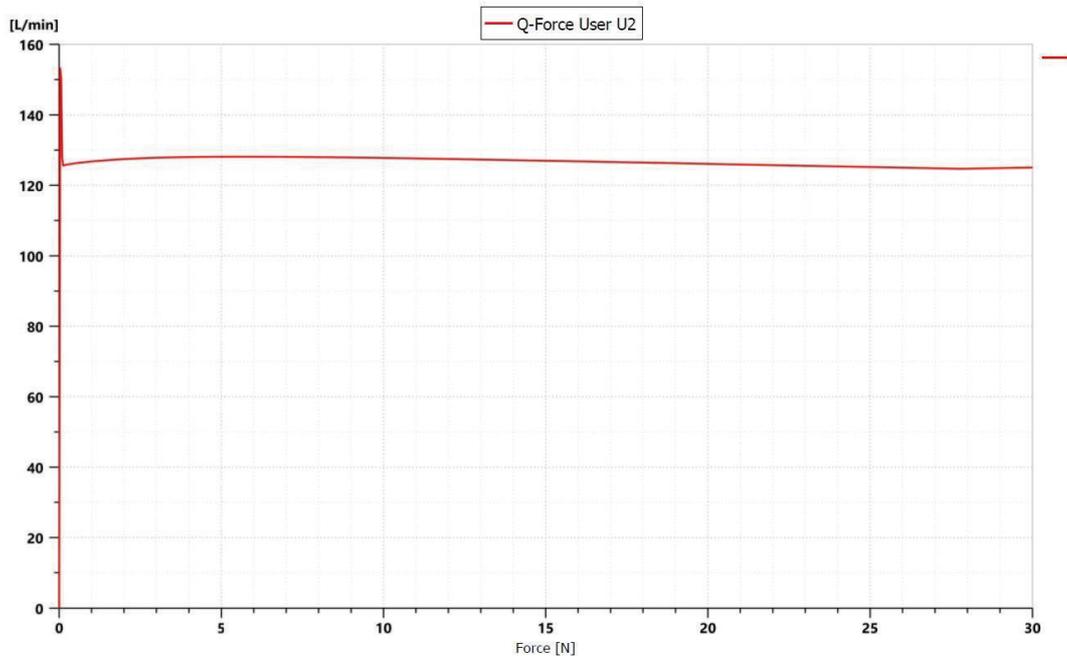


Figura 21: Influenza di forze di flusso, non idealità delle molle sulla portata mandata all'utenza U2.

Affinchè i compensatori possano regolare risulta che la pressione della pompa  $p_p$  risulti maggiore rispetto la pressione a monte del cassetto principale  $p_{m,i}$ , come mostrato in fig.22.

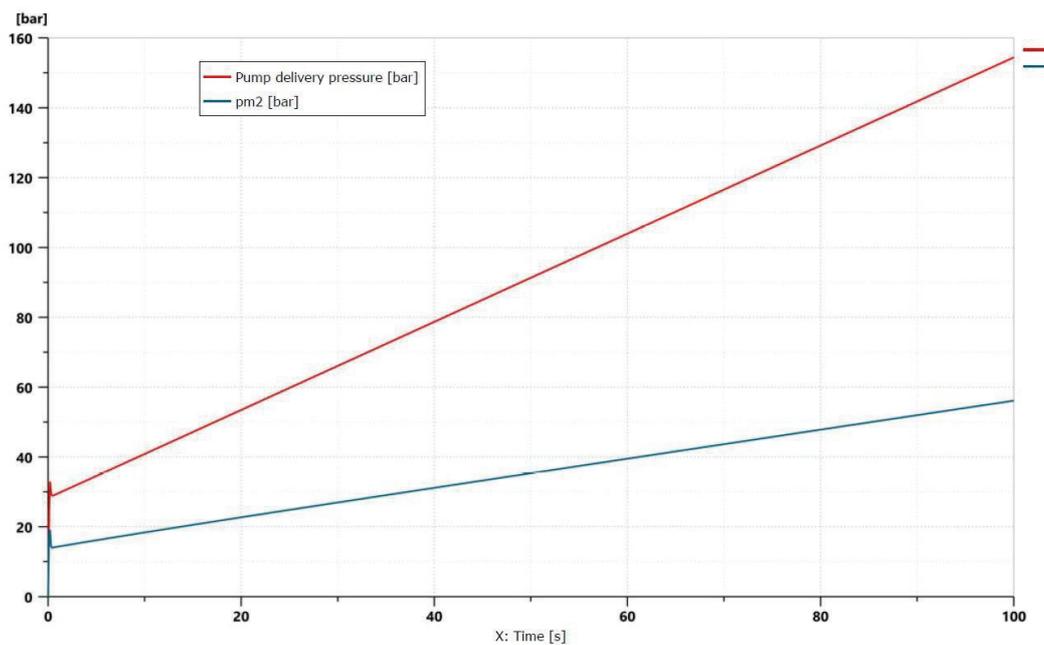


Figura 22: Condizione affinché il compensatore possa regolare.

### 4.5.1 Prova di saturazione pressione

Lo svolgimento di questa simulazione ha voluto mettere in luce il comportamento del sistema a seguito di un progressivo aumentare del carico sull'attuatore U1 mantenendo fissa la variazione di carico sulla seconda utenza, meno caricata, e medesima apertura dei distributori. Da ciò è conseguito che:

Fin tanto che la pressione di mandata della pompa si mantiene al di sotto del valore di taratura del limitatore di pressione assoluto, la caduta di pressione ai capi del distributore viene mantenuta costante e di conseguenza la portata verso l'attuatore U1 sarà costante. Come nel caso ad una sola utenza, quando la pressione di mandata della pompa raggiungerà la pressione di taratura dell'APL questa si manterrà costante e un ulteriore aumento del carico provocherà l'instaurarsi del fenomeno della saturazione in pressione con riduzione della portata fino alla chiusura della valvola di non ritorno NR1. La linea tratteggiata mette in evidenza l'istante in cui si inizia il fenomeno della saturazione in pressione, figg. 23-27. Questo comporterà quindi una riduzione della portata fino all'arresto dell'attuatore.

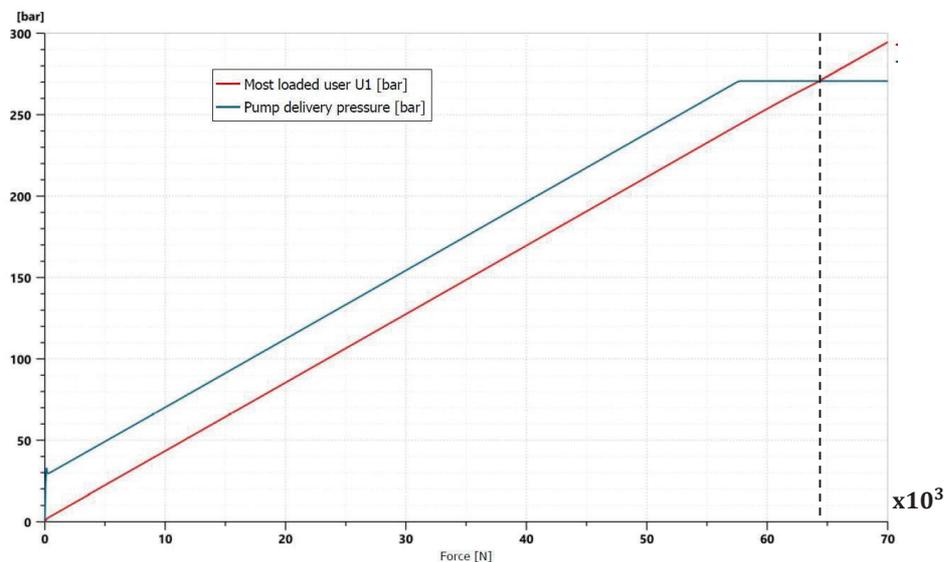


Figura 23: Andamento della pressione alla mandata della pompa, del carico U1 in funzione della forza esercitata sull'attuatore.

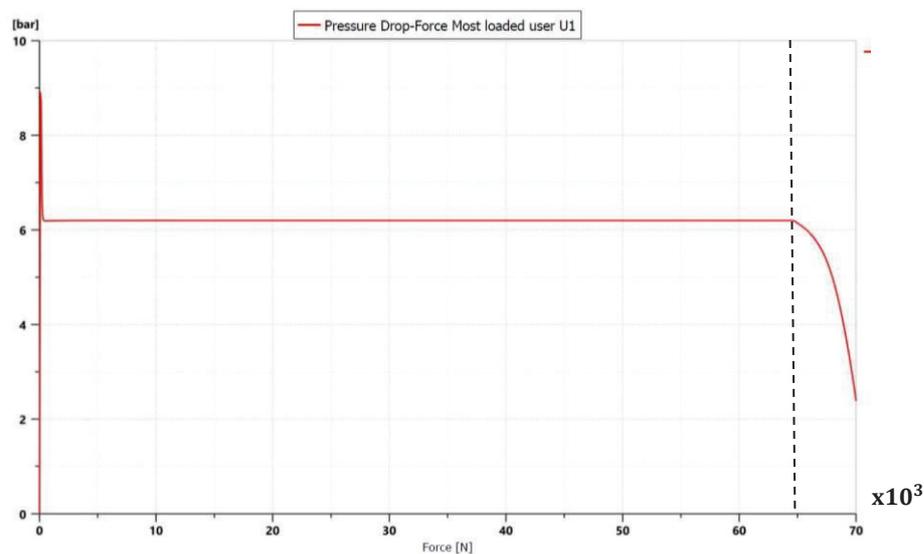


Figura 24: Caduta di pressione della valvola proporzionale in condizioni di saturazione in funzione del carico.

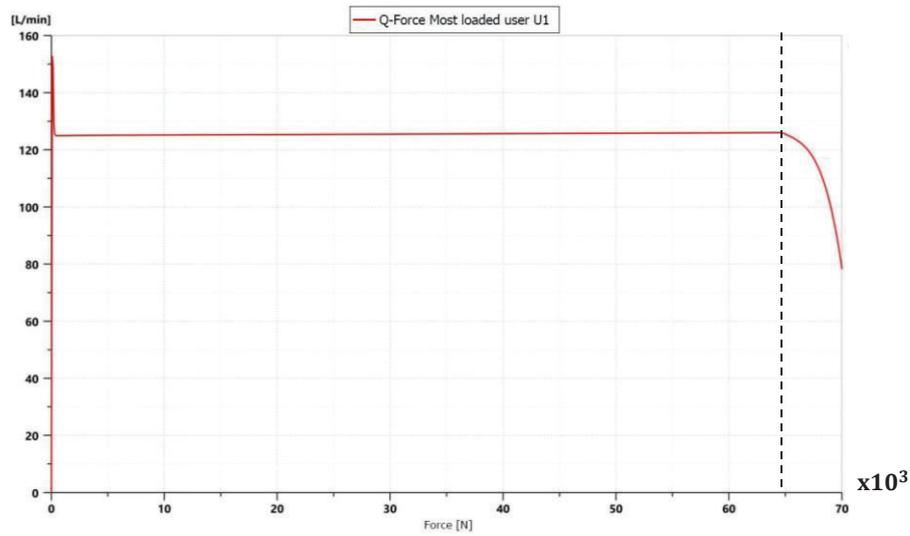


Figura 25: Andamento della portata in funzione del carico dell'utilizzatore più caricato in condizioni di saturazione.

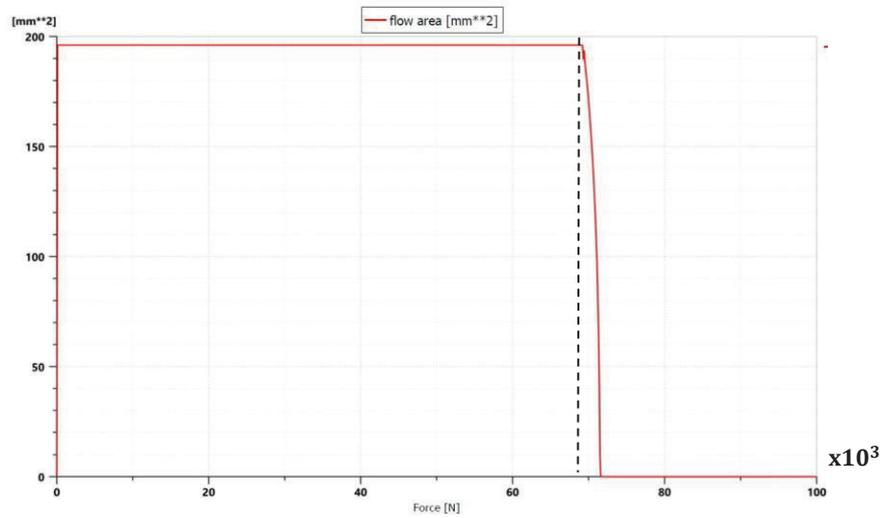


Figura 26: Chiusura della valvola di non ritorno della linea più caricata a seguito di un ulteriore aumento del carico su U1.

Il compensatore della linea più caricata, U1, non parzializzerà più entrando come conseguenza in condizioni di saturazione, fig. 27;

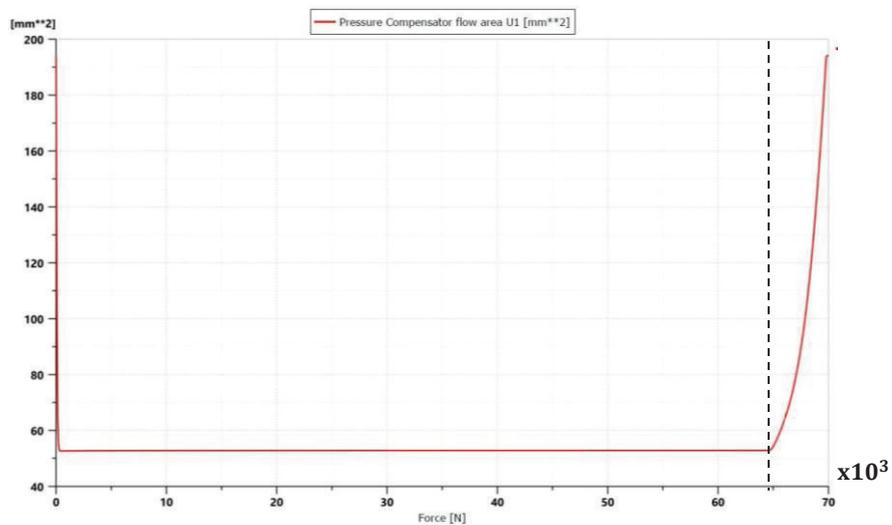


Figura 27: Compensatore della linea più carica in condizioni di saturazione in relazione alla variazione di carico.

Per quanto riguarda l'attuatore U2 è possibile fare un discorso analogo. Nel caso di studio la variazione di carico della linea meno caricata continua ad essere inferiore della pressione alla mandata della pompa nonostante questa sia mantenuta costante al raggiungimento della pressione di taratura dell'APL, fig. 28.

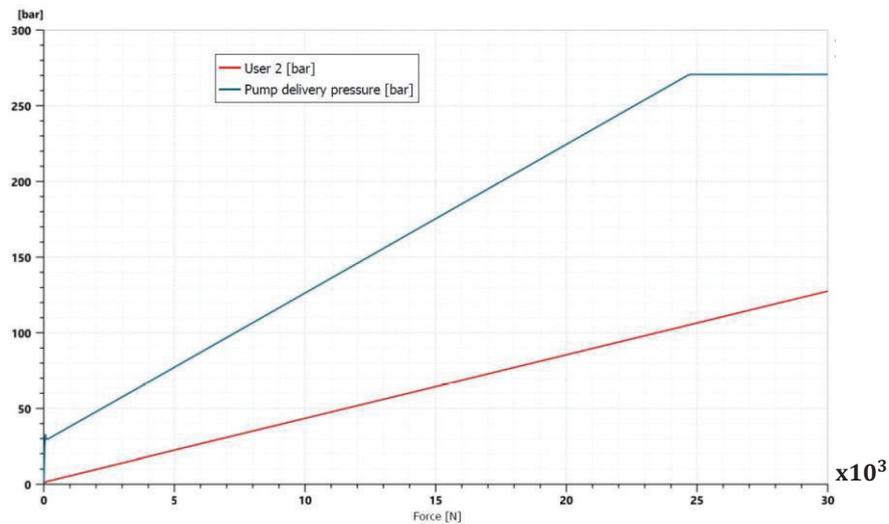


Figura 24: Andamento della pressione alla mandata della pompa, del carico U2 in funzione della forza esercitata sull'attuatore.

La caduta di pressione ai capi del cassetto sarà mantenuta costante e il compensatore locale della linea U2 continua a funzionare in modo regolare nonostante il compensatore della linea U1 sia entrato in condizioni di saturazione. Pertanto il controllo del carico dell'attuatore meno caricato continuerà ad essere garantito, fig. 29-31.

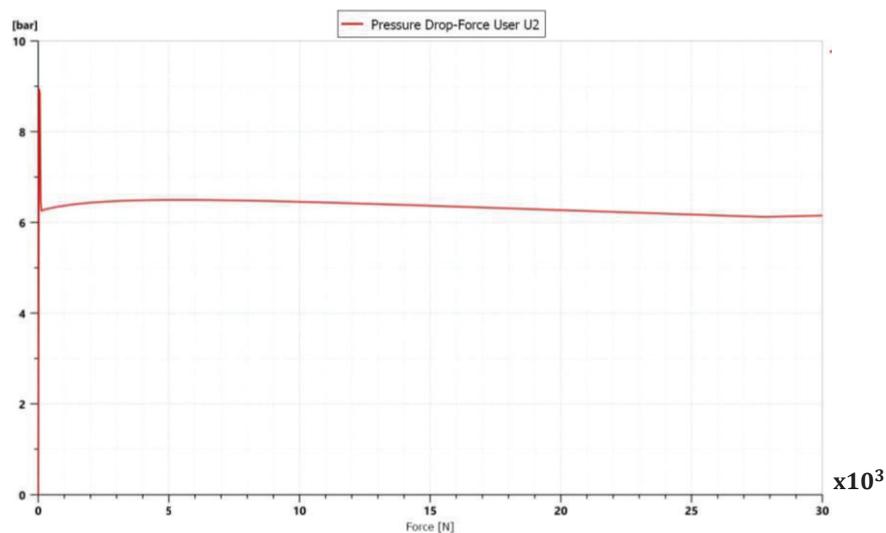


Figura 29: Andamento della caduta di pressione ai capi della valvola proporzionale della linea U2 in funzione del carico.

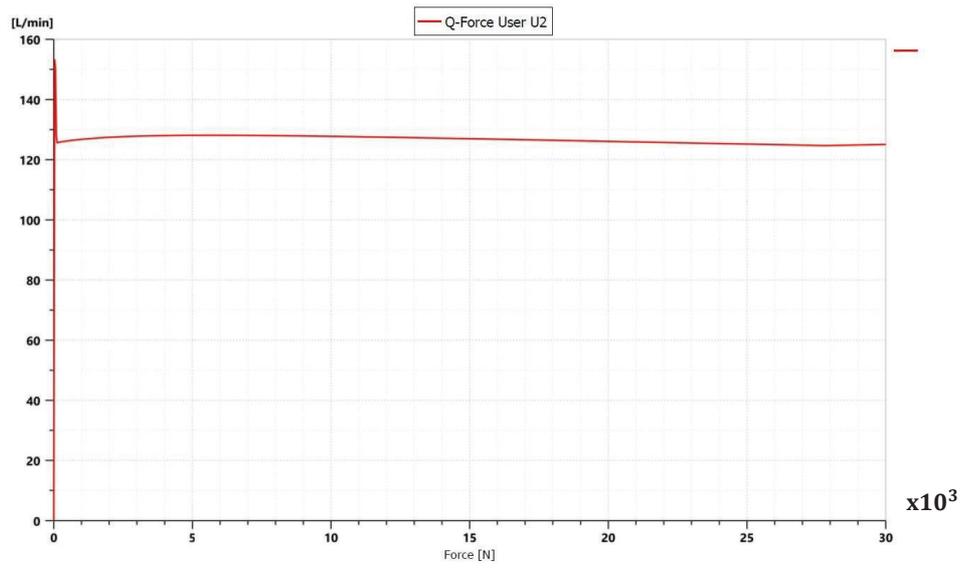


Figura 30: Portata richiesta dal secondo attuatore in funzione del carico.

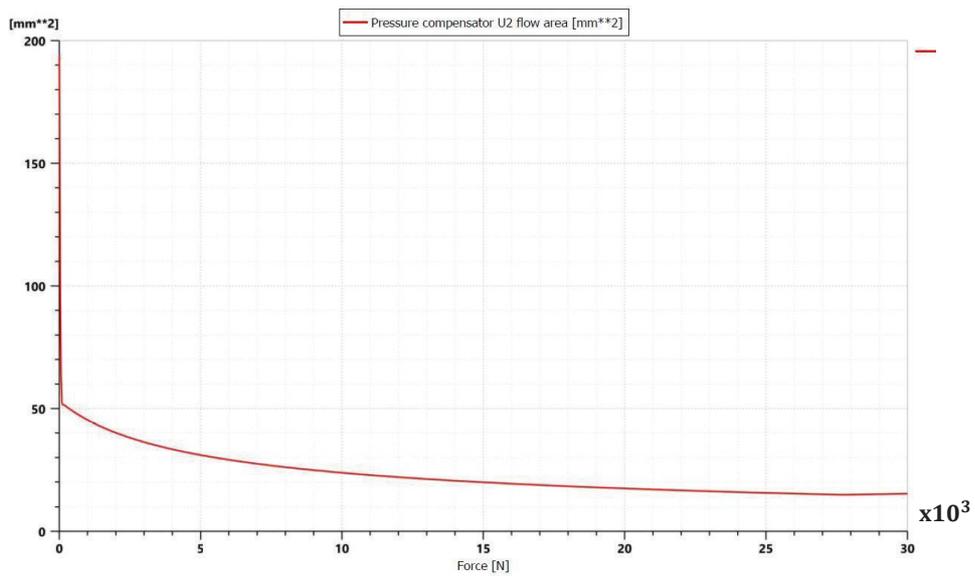


Figura 31: Variazione di apertura del compensatore dell'utenza meno carica in regolazione.

# Conclusioni

I sistemi load sensing rappresentano oggi una affidabile soluzione per quanto riguarda il controllo in velocità degli attuatori. Questo lavoro di tesi, essendosi soffermato interamente sull'analisi di un modulo che sfrutta il principio della pre-compensazione, ha potuto mettere in evidenza vantaggi e svantaggi di questa tecnologia.

Partendo dalla geometria si è osservato che:

- Il modulo commerciale PVB 120 di Danfoss ha il pregio di essere abbastanza compatto grazie ad una accurata disposizione delle valvole che lo costituiscono;
- Il PVB 120 si presenta versatile grazie alla possibilità di più disposizioni in parallelo per il controllo di più attuatori;
- Ha la possibilità di essere integrato con moduli elettro-idraulici per la movimentazione del cassetto principale oltre all'azionamento meccanico;
- La soluzione costruttiva impiegata per le valvole antishock è risultata alquanto singolare se comparata alle scelte adottate nei precedenti modelli pre-compensati della stessa casa costruttrice.

L'analisi CFD, tramite FloEFD, ha permesso di effettuare il fine-tuning del coefficiente di efflusso i cui valori sono stati utilizzati per la successiva fase di simulazione in ambiente Amesim. Questa fase ha inoltre dato una panoramica di come il fluido di lavoro si comporti al passaggio attraverso il cassetto principale attraverso l'osservazione della distribuzione della pressione e del campo di velocità.

Lo step finale attraverso la modellazione in Amesim ha messo in luce il comportamento del modulo sia a livello dei singoli componenti sia a livello di sistema. Le diverse simulazioni hanno mostrato oltre al principio di funzionamento generale dei sistemi load sensing anche le soglie di intervento dei diversi organi di sicurezza come il gruppo antishock/anticavitazione. Ciò che però ha destato particolare interesse è stata la verifica dei limiti di questi sistemi ovvero la perdita del controllo in velocità durante le condizioni di saturazione in pressione. Una possibile soluzione per aggirare il problema della saturazione resta l'impiego della post-compensazione oppure l'impiego di soluzioni ibride. Il fenomeno della saturazione in portata può essere evitato adottando una pompa avente una cilindrata massima opportuna.

## Appendice A: Calcolo delle aree

L'andamento delle diverse sezioni di passaggio che si aprono con lo spostamento del cassetto è stato calcolato realizzando un foglio di calcolo EXCEL per ogni tipologia di foro, al fine di generare poi un file di testo in codice ASCII da inserire nel modello AMESim del distributore simulato. Oltre al calcolo dell'area di passaggio, il programma di simulazione richiede anche la valutazione del corrispondente diametro idraulico che è stato valutato in maniera semplificata secondo la (1):

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D_{eq}^2 \quad (1)$$

E' opportuno precisare che il calcolo delle aree è stato effettuato seguendo due diverse metodologie. La prima è un approccio prettamente analitico ed è stato applicato ai fori la cui geometria è relativamente semplice, il secondo mediante un metodo di valutazione puramente grafico grazie all'impiego di Solidworks, molto vantaggioso per quelle geometrie decisamente più complesse.

Dalla messa in tavola del cassetto, presente nell'appendice B, sarà più chiaro il posizionamento dei fori.

### A1: Metodo Analitico

Si è scelto di applicare questo metodo per i fori denominati 3 e 4, fig.1.

Per raggiungere lo scopo si è iniziato schematizzando la geometria di una sezione di passaggio al variare dello spostamento assiale. E' stato quindi creato un modello geometrico atto a valutare area in funzione dello spostamento assiale, che è la variabile indipendente del problema. A tal proposito, per chiarire le formule impiegate, si faccia riferimento agli schemi riportati nelle figure 2-3.

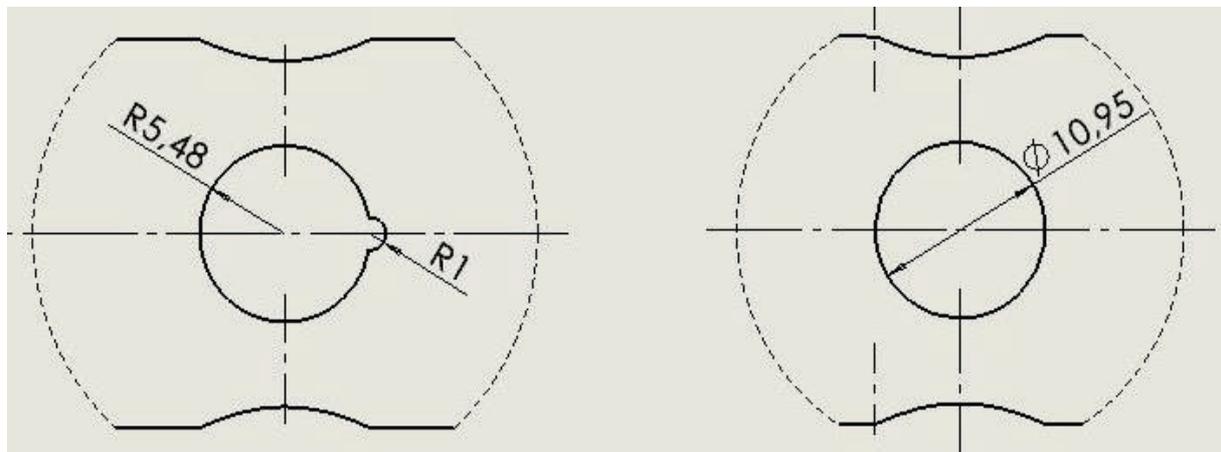


Figura 1:

a) Foro 4

b) Foro 3

### Foro 3

Come accennato l'obiettivo è il calcolo dell'area sottesa dall'arco di circonferenza in funzione dello spostamento assiale  $x$ , nel disegno si riporta solo metà immagine grazie alla simmetria. Allora, assegnando un determinato spostamento  $x$  ed introducendo i parametri "a", "b", "c" e " $\alpha$ " raffigurati in figura 2, si possono scrivere le seguenti relazioni (2) (3), (4):

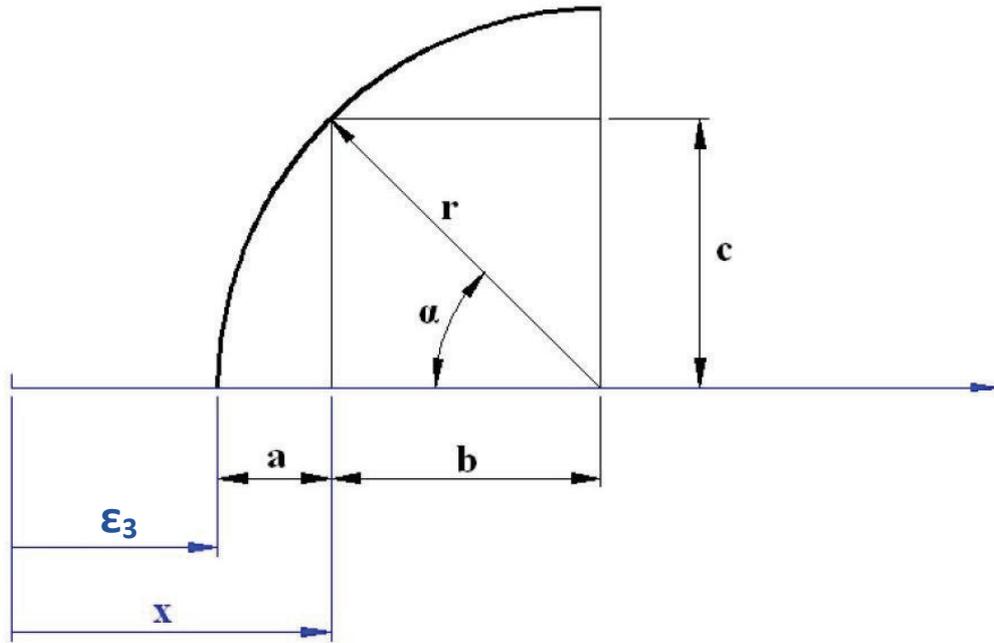


Figura 2: Schema impiegato per il calcolo dell'area di passaggio per il foro 3

$$a = x - \epsilon_3 \quad (2)$$

$$b = r - a \quad (3)$$

$$\alpha = \arccos\left(\frac{b}{r}\right) \quad (4)$$

dove " $\epsilon_3$ " è il valore del ricoprimento e " $r$ " il raggio dell'arco. Adesso è possibile definire tutta l'area sottesa dall'arco (5):

$$A_{sottesa} = 2\alpha \cdot \pi \cdot r^2 \quad (5)$$

a cui va sottratta l'area del triangolo rettangolo con cateti " $b$ " e " $c$ " che è data dalla (6):

$$A_{tr} = b \cdot c \quad (6)$$

L'area di passaggio attraverso la quale potrà passare l'olio sarà (7):

$$A_p = A_{sottesa} - 2 \cdot A_{tr} \quad (7)$$

### Foro 4

La procedura di calcolo rimane identica a quella enunciata per il foro 3. Ovviamente bisogna considerare più parametri in gioco in quanto abbiamo la medesima circonferenza ma in più la presenza di un altro intaglio circolare. Per quanto riguarda la ricerca delle aree occorre tenere in considerazione il fatto che il centro dell'arco di circonferenza più piccolo non coincida con  $x_1$  e ciò comporta la necessità di sottrarre lo spicchio evidenziato in blu al calcolo delle aree ottenute, fig.3.

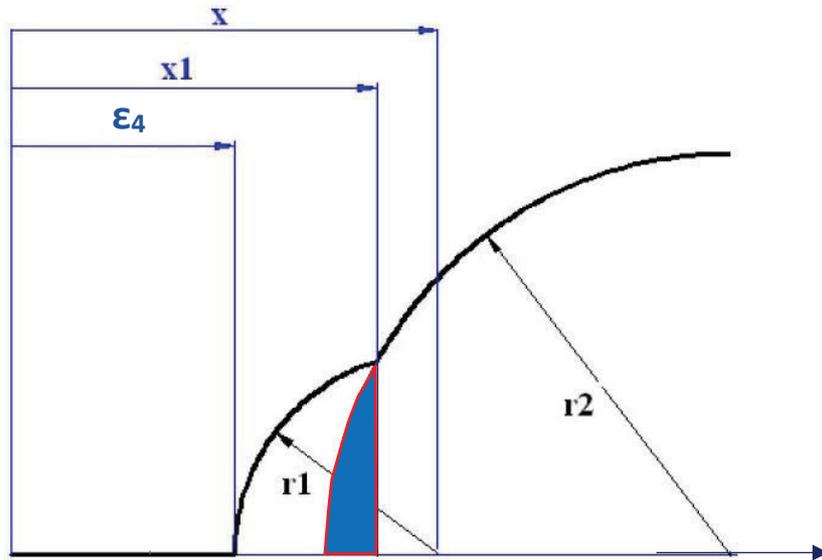


Figura 3: Schema impiegato per il calcolo dell'area di passaggio per il foro 4.

### A2: Metodo Grafico

Come anticipato nell'introduzione a questa appendice, il metodo grafico è stato realizzato mediante l'utilizzo di Solidworks. In questo paragrafo verrà spiegato per punti la procedura utilizzata per i fori denominati 1 e 2, rappresentati in fig.4

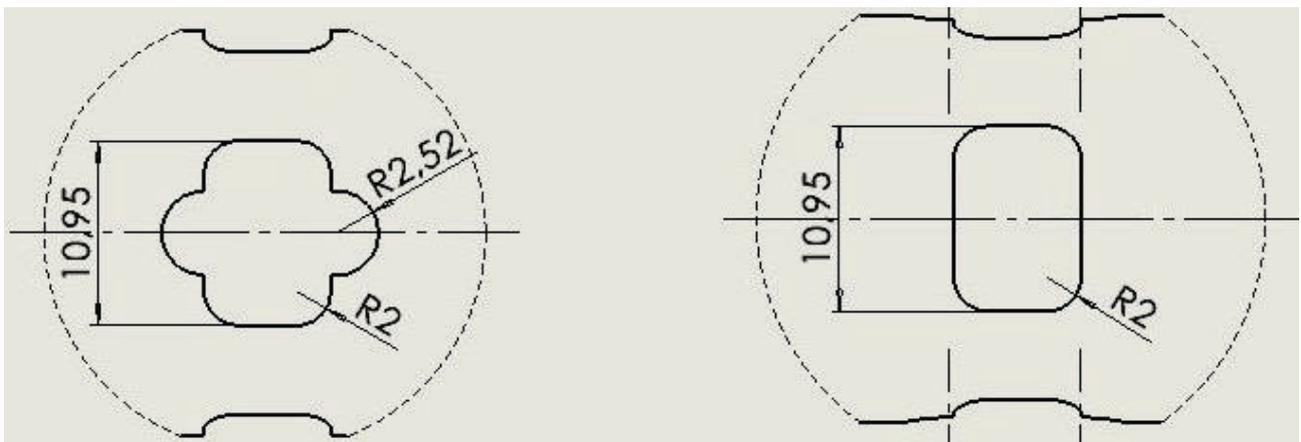


Figura 4:

c) Foro 1

d) Foro 2

## Passo 1

- Aprire l'assieme generale del modulo PVB 120;
- Dalla posizione di riposo individuare lo spigolo pilotante desiderato, ad esempio quello evidenziato in rosso in fig.4.

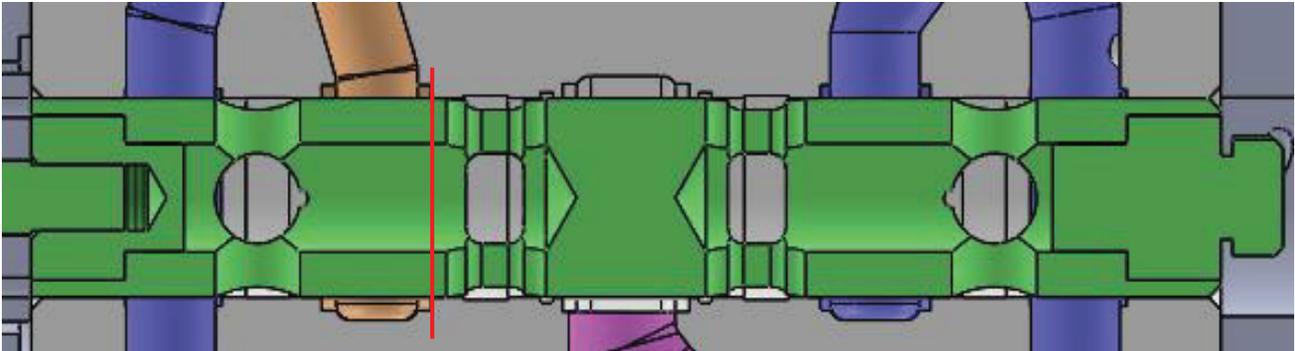
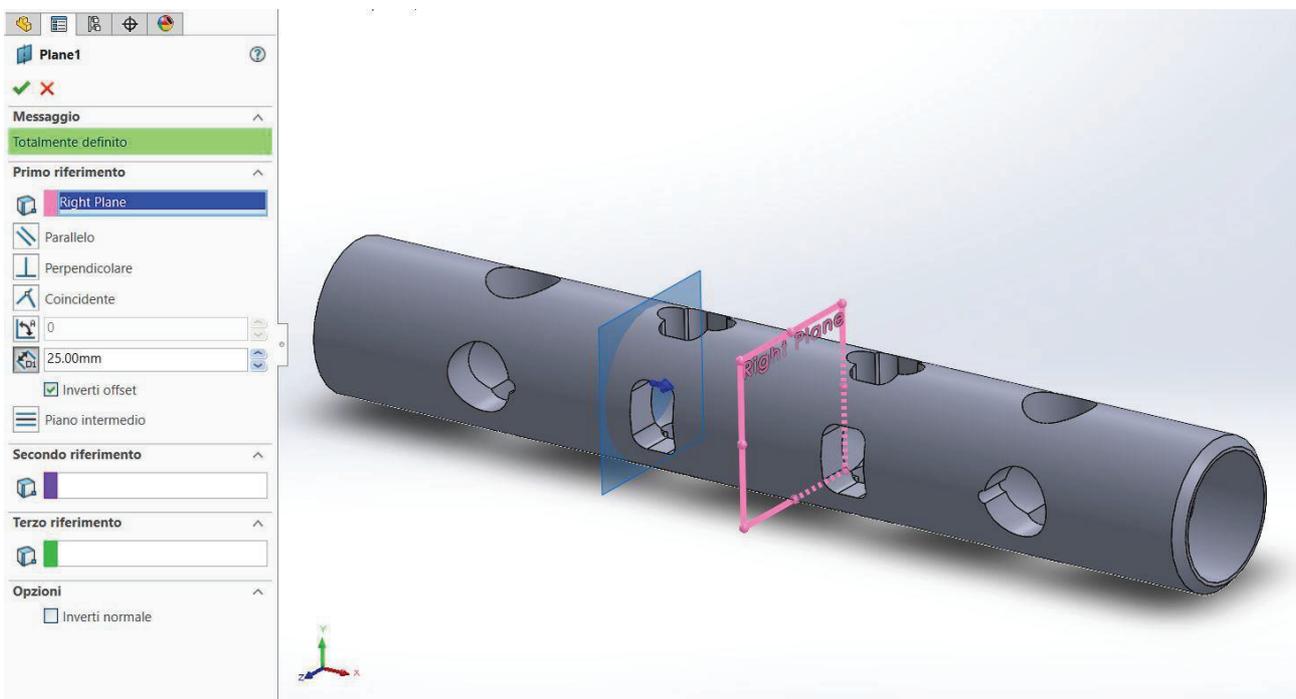


Figura 4: Cassetto in posizione di riposo ed individuazione dello spigolo pilotante.

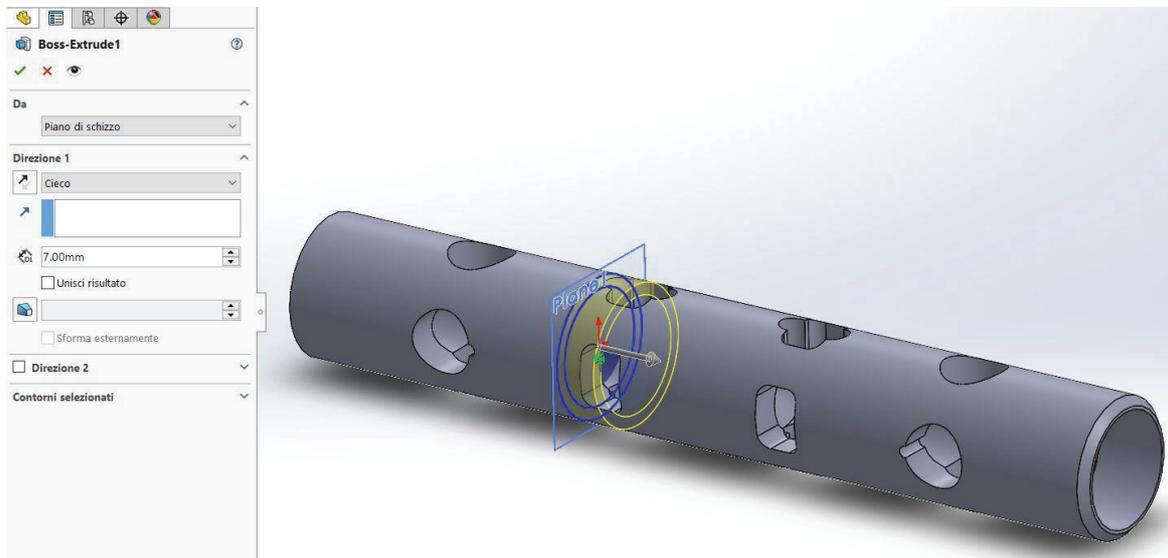
## Passo 2

- Aprire la parte del cassetto;
- Generare un piano ausiliario e posizionarlo alla distanza presa tra il centro del cassetto e lo spigolo pilotante. Tale distanza è possibile misurarla dall'assieme del modello attraverso il comando "misura" della sezione "Valutare". Con riferimento alla fig.4 la posizione dello spigolo pilotante risulta di 25 mm dal piano di simmetria del cassetto.



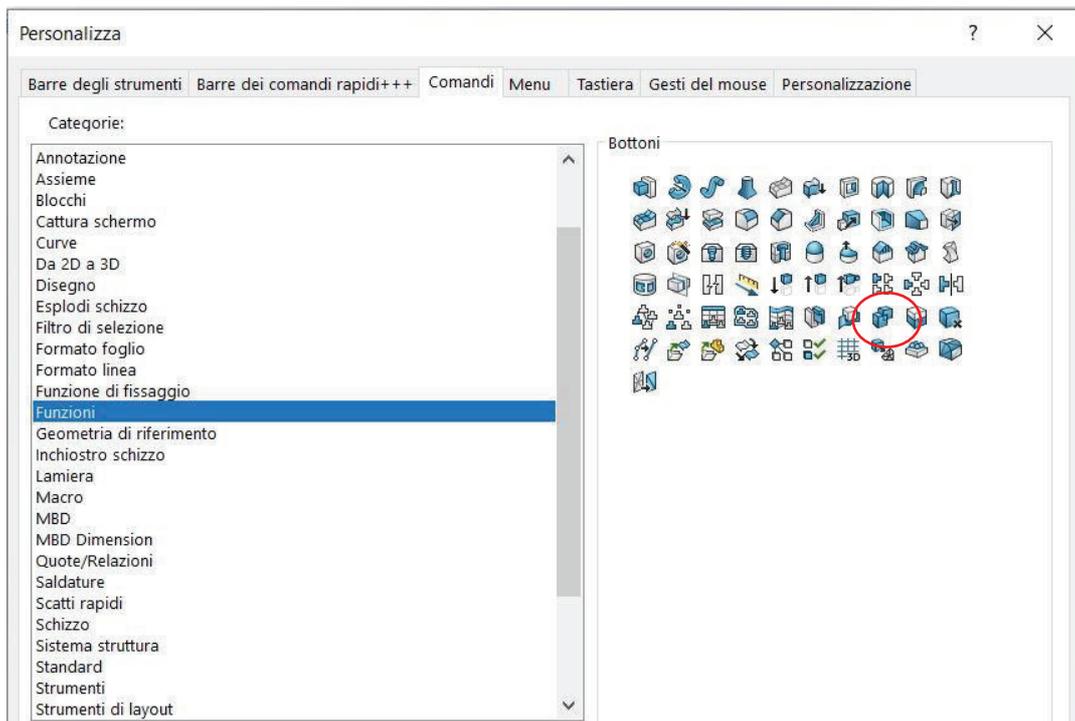
### Passo 3

- Dal piano ausiliario estrarre un solido avente la stessa geometria del cassetto. In questo caso considerando la geometria cilindrica del cassetto verrà estruso un cilindro avente come diametro di base quello del cassetto. La direzione di estrusione sarà quella di movimentazione della valvola. La profondità sarà invece variabile in quanto attraverso diversi step di estrusione verrà simulata la sezione di passaggio variabile attraverso il movimento del cassetto.

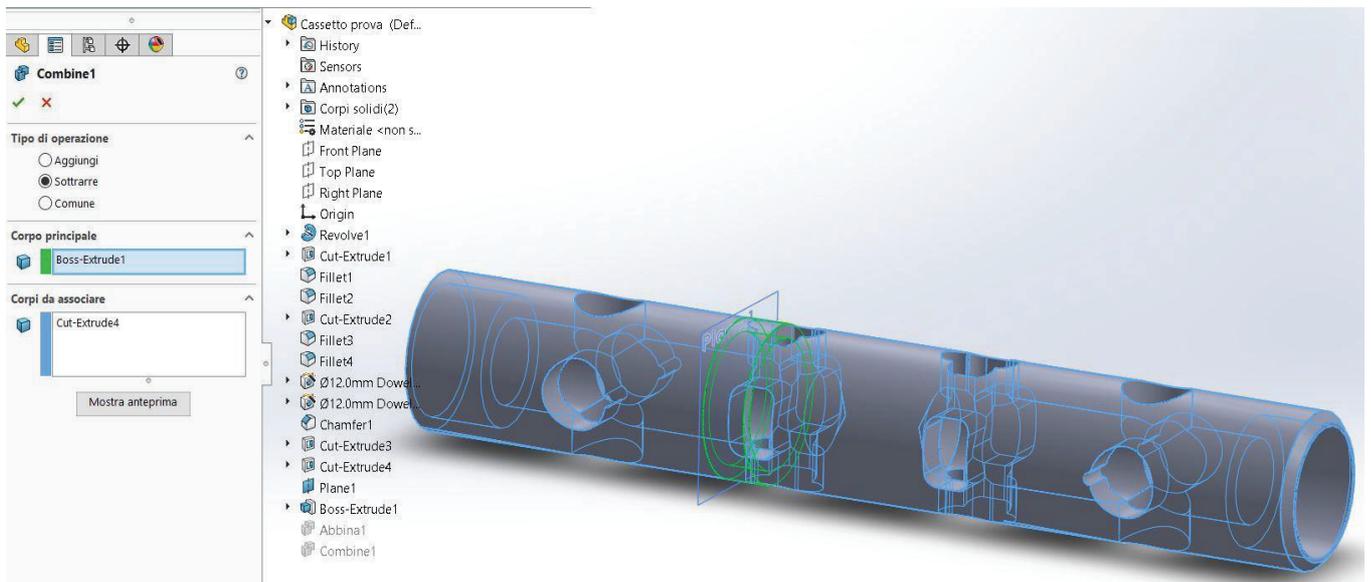


### Passo 4

- Una volta generato il solido ausiliario il passaggio successivo sarà abbinare i due solidi ed effettuare la sottrazione dei volumi. Tramite la funzione “Abbina o Combine” sarà possibile effettuare questa operazione. Qualora non si trovasse nel menù standard di Solidworks basterà andare sulla barra dei menù, tasto destro/personalizza. Si aprirà una finestra in cui bisognerà andare su Comandi/Funzioni e da lì selezionare l’icona della funzione “Abbina”.

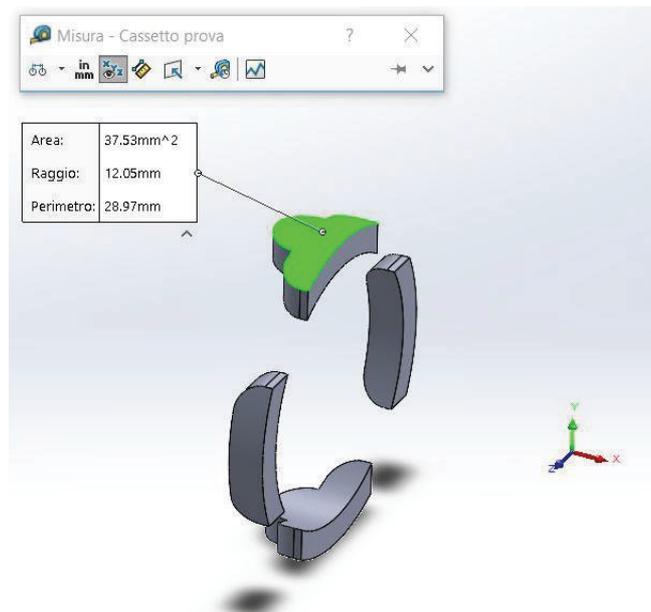


- Detto ciò, cliccando sulla funzione associare i corpi e selezionare “sottrarre”, di seguito “tutti i corpi”.



### Passo 5

- Il volume così ottenuto rappresenta l’area di passaggio dell’olio che potrà essere misurata attraverso la funzione “misura”.



- La successione dei passi 3, 4, 5 attraverso step di estrusione del solido ausiliario genera attraverso la funzione “Abbina” aree diverse. Da qui è possibile creare il file EXCEL della variazione della sezione di passaggio. Saranno sufficiente una ventina di iterazioni per poter realizzare il file da inserire successivamente nel modello AMEsim del cassetto.

## Appendice B: valutazione del precarico delle molle $F_0$

In questa breve appendice verrà indicata la procedura di calcolo utilizzata per la valutazione del precarico delle molle. Occorre sottolineare l'importanza di questa fase durante la simulazione in AMEsim al fine di realizzare un modello il più fedele possibile. A tal proposito il software di simulazione propone tramite l'utilizzo della funzione "help" su un componente, ad esempio la molla ideale SPR000A della libreria 1D Mechanical.

### Passo 1

Le equazioni utilizzate sono espresse dalla (1) e dalla (2):

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n_a} \quad (1)$$

$$x_0 = \frac{F_0}{k} \quad (2)$$

### Passo 2

Con riferimento alla figura 1, sono mostrati i parametri utilizzati per il calcolo della rigidità e del precarico.

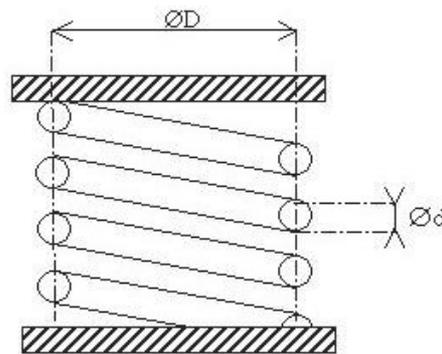


Figura 1: Parametri utilizzati per la stima della rigidità della molla

### Passo 3

Mediante l'utilizzo sia di un calibro sia del modello CAD sono state valute:

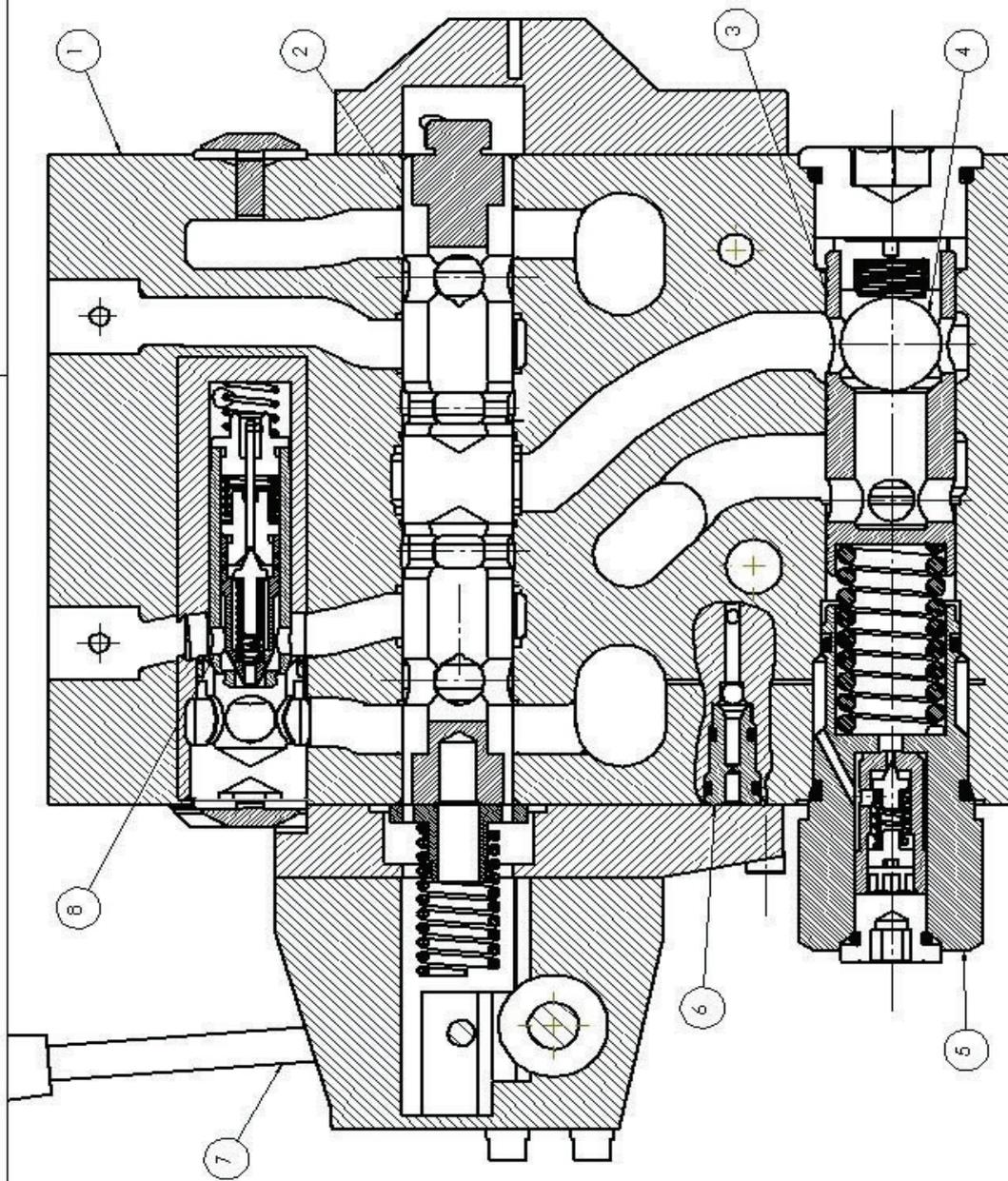
- $L_0$ : lunghezza libera della molla non ancora montata
- $L$ : lunghezza della molla montata e misurata attraverso il modello CAD
- $x_0 = L_0 - L$
- $D$ : diametro medio della molla
- $d$ : diametro del filo
- $n_t$ : numero di spire totali
- $n_a$ : numero di spire attive valutato, come suggerito da molte aziende del settore come  $n_t - 2$
- $G$ : modulo di elasticità tangenziale che per gli acciai è compreso tra gli  $81500 \div 82000 \frac{N}{mm^2}$

Appendice C:

Messe in tavola

Circuito dettagliato AMEsim per due utenze



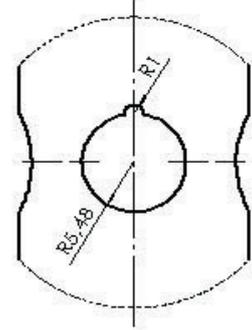
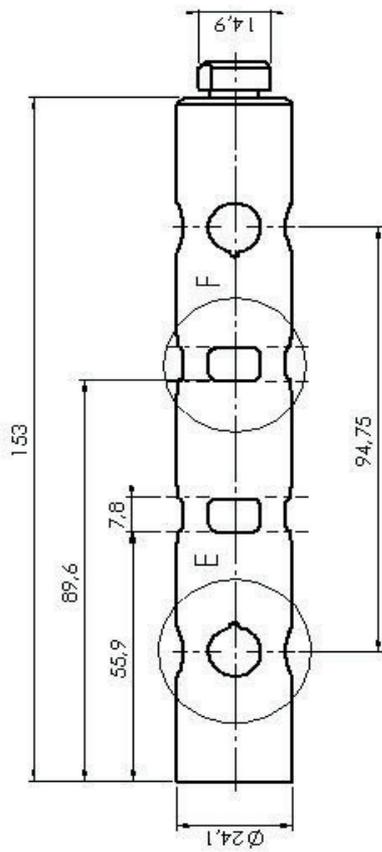


N° Componente	Quantità
1 Carcassa	1
2 Cassetto principale	1
3 Compensatore locale	1
4 Valvola di non ritorno	1
5 Limitatrice di pressione	1
6 Valvola selettiva	1
7 Leva di azionamento	1
8 Gruppo antishock/anticavitazione	2

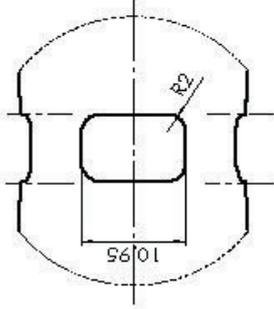
SECTION A-A  
SCALA 1:1

UNI EN 22768-mK 0.5x45°

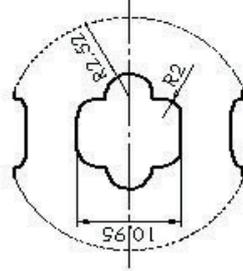
G.T.A.	MATERIALE	ALIEVO	Credito
OCCELLO		ALBERTO DINATALE	13/07/2020 14:15:32
DESCRIZIONE	Assemble modulo PVB 120 Danfoss	SQUADRA E CORSO	SCALA 1:2 DATA 31/10/2020
 Politecnico di Torino	GRADO DI FINITURA	PESO (kg)	 
	 Politecnico di Torino - Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 TORINO	 CODICE A4 1/1	



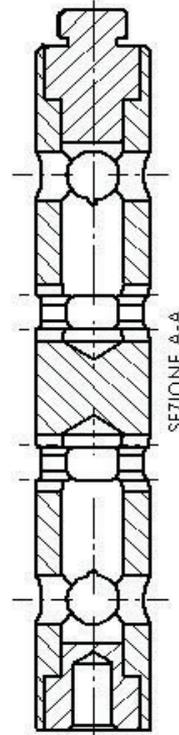
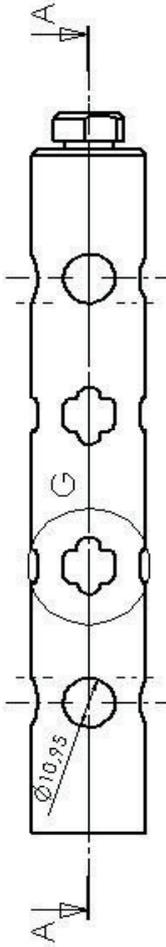
DETTAGLIO E  
SCALA 2 : 1



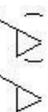
DETTAGLIO F  
SCALA 2 : 1



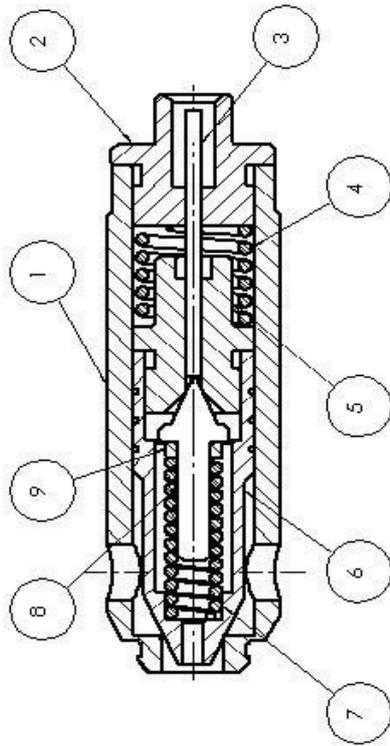
DETTAGLIO G  
SCALA 2 : 1



UNI EN 22768-mk 0.5x45°

Q.T.A. 1	MATERIALE	ALLEG. 0	Creato
OCCHIO	ALBERTO DI NATALE	14M72020 13:17:24	
DESCRIZIONE	Assieme Cassetto	SCALA 1:1	
 Politecnico di Torino Torino	GRADO DI FINITURA	PESO (kg)	
		A3 1/1	
Politecnico di Torino - Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 TORINO			

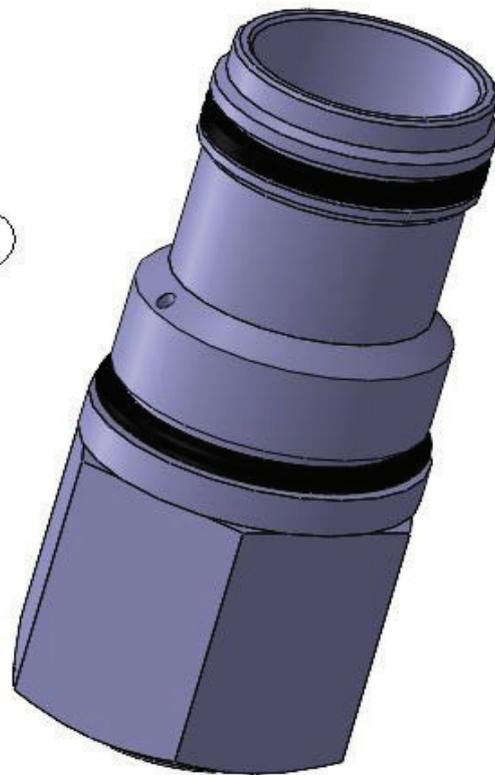
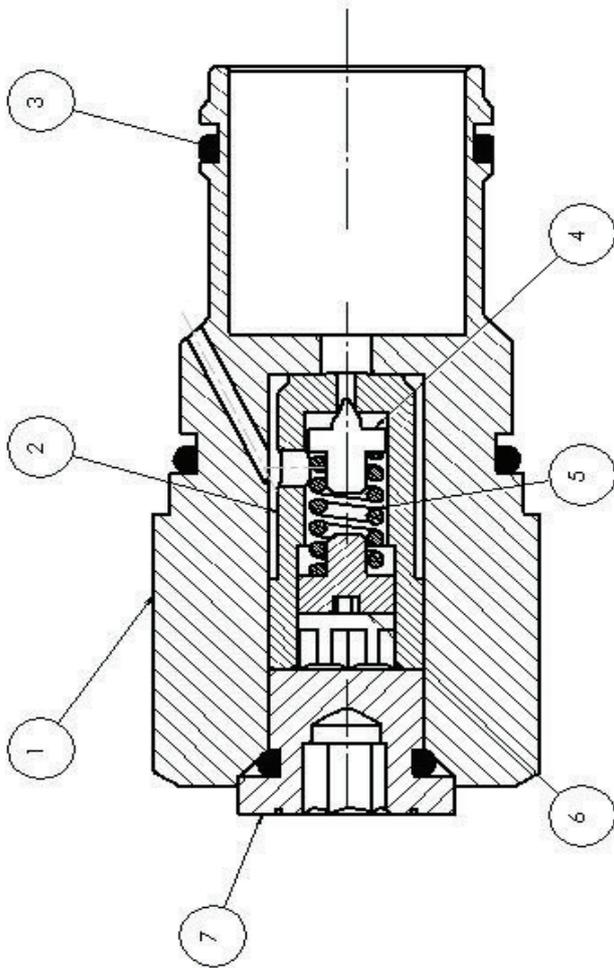
SEZIONE A-A



N°	Componente	Q.tà
1	Camicia anticavitazione	1
2	Coperchio di chiusura	1
3	Pistoncino	1
4	Mollella stadio principale	1
5	Chiusura antishock	1
6	Camicia antishock-stadio principale	1
7	Molla stadio pilota antishock	1
8	Offuttore stadio pilota	1
9	Distanziale	1

UNI EN 22768-mK 0.5x45°	
C.A.T.A. OCCIO DESCRIZIONE Gruppo Antishock-Anticavitazione	MATERIALE ALBERTO DINATALE S. LAURA E CORNO
POLITECNICO DI TORINO POLITECNICO DI TORINO - Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 TORINO	CREATO 10/07/2020 11:27:30 S. C.A. LA 2:1 DATA 31/10/2020
GRADO DI FINITURA A (V)	PESO (Kg)
ACCIAIO A 41/1	Disegno N.

SEZIONE A-A  
SCALA 2:1

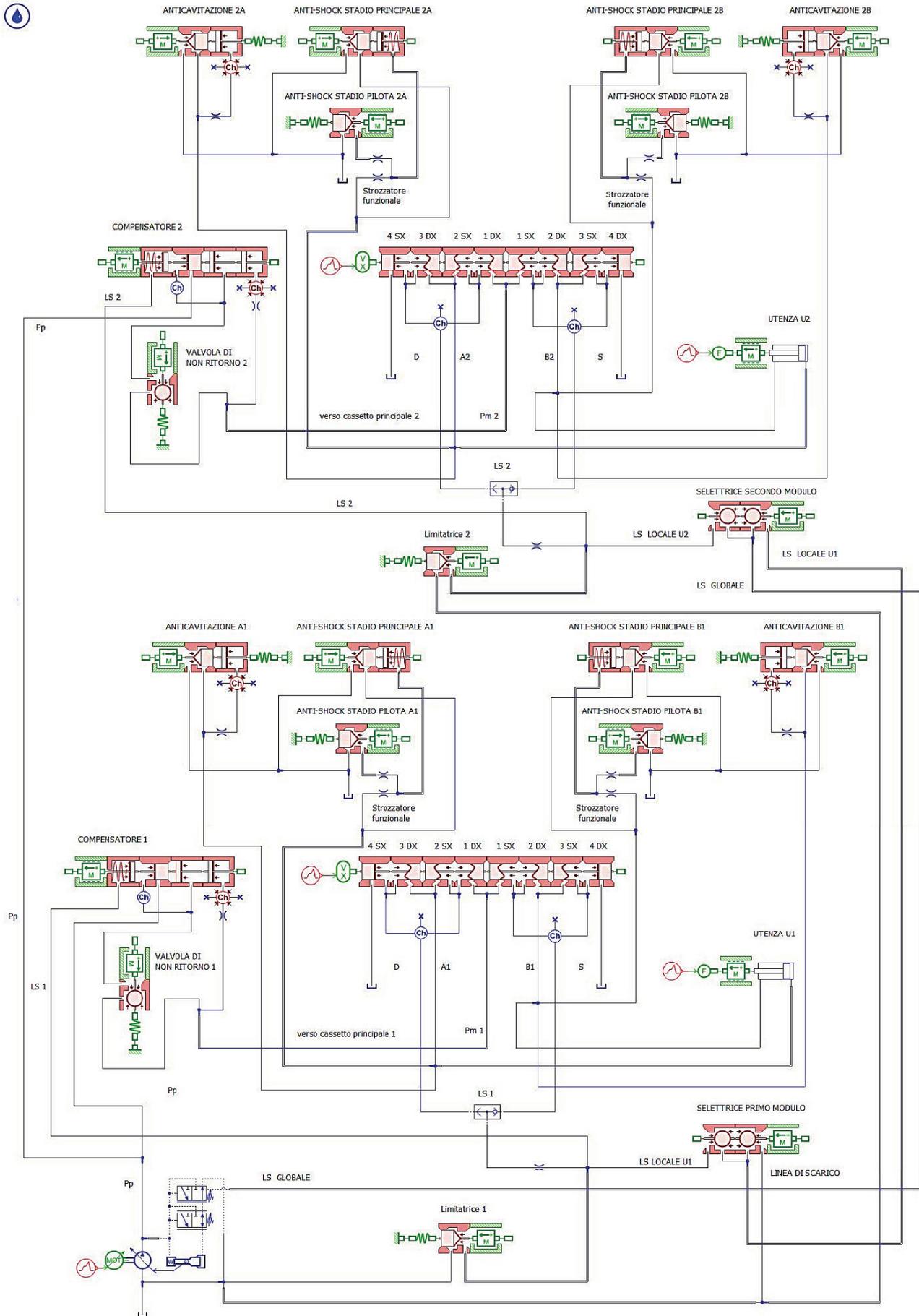


N°	Componente	Q.tà
1	Corpo valvola	1
2	Camicia interna	1
3	O-ring	3
4	Otturatore	1
5	Molla	1
6	Tappo chiusura interna	1
7	Tappo chiusura estremo	1

UNI EN 22768-mK 0.5x45°

Q.T.A. - MATERIALE	ALLIUVIO	Creato
DATA	ALBERTO DI NATALE	13/07/2020 13:53:06
DESCRIZIONE	SOLUNDA ECO880	SCALA 2:1
	Valvola limitatrice di pressione	DATA 01/11/2020
	GRADO DI FINITURA	PBR (Kg)
		
	FOGLIO	Disegno N.
	A4 1/1	

Politecnico di Torino - Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 TORINO



# Bibliografia

## Libri di testo

- Nervegna N.- Rundo M. “Passi nell’oleodinamica Vol I-II”

## Siti internet

- <https://www.danfoss.com/it-it/> :Cataloghi gruppo PVG 120

## Tesi

- Damiano Padovani “Analisi e sviluppo di componenti per impianti load sensing”.
- Paolo Nanè “CFD codes comparison for flow simulation problems on fluid power Components.”
- Paola Fresia “Modellazione e analisi sperimentale su limitatori di pressione per pompe oleodinamiche a cilindrata variabile”.