

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



DIPARTIMENTO ENERGIA
FLUID POWER RESEARCH LAB

TESI DI LAUREA

MODELLAZIONE E ANALISI SPERIMENTALE SU LIMITATORI
DI PRESSIONE PER POMPE OLEODINAMICHE A
CILINDRATA VARIABILE

Relatore:

Prof. Massimo Rundo

Candidato:

Paola Fresia

Dicembre 2019

Desidero esprimere i miei ringraziamenti al Prof. Massimo Rundo, relatore della tesi, che mi ha seguito con grande disponibilità, che mi ha consigliata, aiutata e ha contribuito con ottime idee e suggerimenti alla riuscita di questo lavoro.

Indice

Sommario	8
1 Introduzione ai sistemi di variazione della cilindrata	9
1.1 La cilindrata nelle macchine operatrici oleodinamiche	9
1.2 Il gruppo di alimentazione a pressione fissa GAPF	11
1.3 Sistemi di variazione della cilindrata	13
1.3.1 Comando ad azionamento diretto	13
1.3.2 Soluzione pilotata con valvola limitatrice di pressione	14
1.3.3 Soluzione pilotata con valvola a tre bocche	15
1.3.4 Limitatore di pressione differenziale: introduzione ai sistemi <i>Load Sensing</i> .	16
2 La variazione della cilindrata nella pompa Rexroth A10VSO	18
2.1 La valvola di controllo	20
2.1.1 Limitatore di pressione differenziale	21
2.1.1.1 Funzionamento	23
2.1.1.2 Il sistema di precarico: rigidità delle molle e taratura	26
2.1.2 Limitatore di pressione assoluto	30
2.1.2.1 Funzionamento	31
2.1.2.2 Il sistema di precarico: rigidità delle molle e taratura	33
2.1.3 Strozzatori	36
2.2 Comando di variazione cilindrata: cilindro attuatore e di contrasto	37
3 Simulazione in ambiente Amesim del controllo Rexroth	40
3.1 Il software Amesim	40
3.2 Il modello del controllo di variazione della cilindrata Rexroth	42
3.2.1 Limitatore di pressione differenziale	43
3.2.2 Limitatore di pressione assoluto e <i>bleed</i>	44
3.2.3 Comando di variazione della cilindrata	45
3.2.4 Distributore proporzionale e carico	46
3.3 Simulazioni	46
3.3.1 Comportamento in condizioni stazionarie	46
3.3.1.1 Aumento del carico con sezione del distributore costante	46
3.3.2 Variazione dell'apertura del distributore con carico costante	48
3.3.2.1 Pressioni di regolazione	50
3.3.2.2 Guadagni in pressione e portata con e senza <i>bleed</i>	51
3.3.3 Conclusioni	56
3.3.4 Comportamento in condizioni dinamiche	57
3.3.4.1 Reazione del controllo alla variazione a gradino del carico	57
3.3.4.2 Influenza dello strozzatore del cassetto sulla sua dinamica	60
3.3.4.3 Conclusioni	62
4 Caratterizzazione statica controllo di variazione della cilindrata Rexroth serie	63
3.1	63
4.1 Banco prova servovalvole	63
4.1.1 Gruppo di alimentazione	63
4.1.2 Circuito idraulico	65
4.1.3 Rack di comando	67
4.2 Il controllo della cilindrata Rexroth serie 3.1	67

4.2.1	Differenze dalla serie precedente	67
4.2.2	Comando di variazione della cilindrata	70
4.3	Prove sperimentali	71
4.3.1	Strumentazione utilizzata per lo svolgimento delle prove	71
4.3.2	Descrizione delle prove	73
4.3.3	Arrangiamenti svolti sul controllo e montaggio al banco prova	74
4.4	Risultati delle prove sperimentali	76
4.4.1	Spostamento in continuo del cassetto	76
4.4.2	Spostamento a step del cassetto	79
4.5	Il modello Amesim	83
4.6	Confronto risultati simulazioni e dati sperimentali	84
4.6.1	Modifiche al modello: introduzione del sottomodello BAO043	85
4.6.2	Modifiche ai parametri di default del sottomodello BAO043	87
4.6.3	Confronto con prove a bleed chiuso	87
4.6.4	Confronto con prove a bleed aperto	90
4.6.5	Calcolo del coefficiente di efflusso	93
4.6.6	Definizione dei guadagni in pressione e portata	94
5	Studio preliminare in FloEFD	96
5.1	Il software <i>FloEFD for Solid Edge</i>	96
5.2	La formulazione della portata di trafilamento nel software Amesim	97
5.3	Analisi condizione di overlap	99
5.3.1	Il meato rettangolare	99
5.3.2	Il meato nella condizione di overlap	100
5.3.3	Risultati a confronto	102
5.4	Analisi condizione di underlap	103
5.4.1	Realizzazione del modello di simulazione	103
5.4.2	Verifica risultati simulazione <i>Amesim</i>	105
5.4.3	Variazione del raggio di raccordo del cassetto	107
5.4.4	Variazione del gioco sul diametro tra cassetto e corpo valvola	107
5.4.5	Confronto con valori sperimentali	109
5.4.6	Considerazioni sul modello finale	111
5.5	Conclusioni	114
6	Modelli per confronti delle diverse soluzioni	115
6.1	Circuito idraulico e modello di riferimento: pompa PVX-20 semplificata e controllo doppio stadio	116
6.1.1	Funzionamento	116
6.1.2	Descrizione dei componenti	117
6.1.3	Il modello di simulazione <i>Amesim</i>	119
6.1.4	Risultati simulazione	121
6.2	Sistemi alternativi di variazione della cilindrata analizzati	124
6.2.1	La soluzione <i>A1</i>	124
6.2.2	La soluzione <i>A2</i>	126
6.3	Realizzazione modello confrontabile per soluzione <i>A1</i>	128
6.4	Realizzazione modello confrontabile per soluzione <i>A2</i>	131
6.4.1	Modifiche al comando di variazione della cilindrata	131
6.4.1.1	Il parametro z	132
6.4.1.2	Il parametro Π	133
6.4.1.3	Determinazione delle aree di influenza degli attuatori	135
6.4.2	Definizione dei parametri caratteristici del controllo <i>A2</i>	136
7	Confronto tra comportamenti dinamici delle diverse soluzioni	138
7.1	Il modello Amesim della pompa Continental PVX-20	138
7.2	Il comportamento dinamico di riferimento	140
7.3	Analisi soluzione <i>A1</i>	142
7.4	Analisi soluzione <i>A2</i>	146
7.5	Risultati delle tre soluzioni a confronto	150
7.6	Conclusioni	152

Conclusioni	154
Appendice A Tavole piastre	156
Appendice B Script matlab	159
B.1 Filtraggio dati sperimentali - spostamento in continuo del cassetto	159
B.2 Confronti simulazioni-dati sperimentali	160
B.3 Definizione coefficiente di efflusso e guadagni in pressione e portata sperimentali . .	163
Bibliografia	166

Sommario

Nel presente lavoro di tesi è stato svolto uno studio approfondito sulla valvola per il controllo della cilindrata nella pompa a pistoni assiali *Rexroth A10VSO*: il componente è stato dapprima sezionato e quindi attentamente misurato per la determinazione delle sue grandezze caratteristiche. Appurato lo scopo e il funzionamento dei vari componenti costituenti la valvola, si è proceduto alla realizzazione di un modello di simulazione a parametri concentrati sviluppato in ambiente *Ame-sim*. Tale modello, ricalibrato con i parametri di una valvola analoga funzionante, è stato tarato in funzione dei dati ottenuti da diverse prove sperimentali svolte sulla suddetta valvola, eseguite presso il banco prova servovalvole presente nel *Fluid Power Research Laboratory* del Dipartimento Energia. Successivamente, un preliminare studio CFD (*Computational Fluid Dynamics*) è stato svolto con il software *FloEFD* per la validazione del modello di simulazione 0D tarato. Infine, diverse architetture di limitatori assoluti di pressione sono state confrontate (a singolo stadio, come il controllo *Rexroth* analizzato e testato, e a doppio stadio) sfruttando modelli di simulazione 0D per determinare eventuali differenze prestazionali.

Dopo un primo capitolo introduttivo alle pompe volumetriche oleodinamiche e alla variazione della loro cilindrata, nel secondo capitolo viene descritta dettagliatamente la valvola di controllo *Rexroth* in analisi, sia in termini di funzionamento che dimensionali.

Il terzo capitolo è dedicato alla realizzazione del modello di simulazione 0D della valvola presa in esame; la verifica della corretta rappresentazione del comportamento del controllo della cilindrata è stata eseguita svolgendo sia simulazioni stazionarie che dinamiche.

Nel quarto capitolo vengono descritte le prove sperimentali svolte: a seguito della descrizione del banco, dell'attrezzatura utilizzata e dell'allestimento realizzato per un opportuno svolgimento delle prove, i risultati ottenuti vengono riportati e viene descritto il metodo seguito per la taratura del modello di simulazione 0D. Con il quinto capitolo, viene eseguita una preliminare validazione della taratura effettuata per mezzo dell'utilizzo di un software CFD, *FloEFD*.

Infine, i capitoli sesto e settimo sono dedicati, rispettivamente, alla realizzazione di modelli *Ame-sim* di diverse architetture per la variazione della cilindrata nelle pompe e alla simulazione di suddetti modelli in uno specifico ciclo di carico, per determinare le differenze prestazionali.

Dallo studio effettuato, è emersa la validità del metodo sperimentale sfruttato, risultato facilmente ripetibile e che ha fornito ottimi dati per la definizione della caratteristica stazionaria del componente; lo studio preliminare CFD quindi ha definito buone basi per successivi studi e infine si è osservata una sostanziale equivalenza delle diverse architetture di controlli di cilindrata studiate.

Capitolo 1

Introduzione ai sistemi di variazione della cilindrata

Prima di iniziare una dettagliata analisi del sistema di variazione della cilindrata nella pompa *Rexroth A10VSO*, si è ritenuto utile proporre un breve capitolo introduttivo per la definizione della cilindrata nelle pompe volumetriche oleodinamiche, nonché della loro variazione, con particolare riguardo alla categoria delle macchine a stantuffi assiali di cui la pompa in analisi fa parte. Quindi verrà illustrata l'utilità nell'utilizzo di pompe a cilindrata variabile e verranno introdotti i più comuni sistemi di variazione della cilindrata, per fornire una panoramica circa le soluzioni attuabili.

1.1 La cilindrata nelle macchine operatrici oleodinamiche

Le pompe oleodinamiche volumetriche sono costituite da N camere a volume variabile tra V_{min} e V_{max} , connesse periodicamente con l'ambiente di aspirazione e quello di mandata. La differenza tra il volume massimo e quello minimo di ogni singola camera definisce la cilindrata unitaria V_o . Esse trasformano l'energia meccanica generata dal motore primo in energia idraulica; di fatto, sono sostanzialmente degli organi traslatori di liquido, ossia generano una portata, valutabile come un dato volume trasferito in un certo tempo, mentre la pressione si genera dalle resistenze che il fluido incontra, quali una strozzatura attraverso una valvola o un carico su un attuatore lineare o rotativo. Le pompe quindi non creano pressione ma devono sostenere quella richiesta dal sistema. La schematizzazione della pompa secondo la simbologia ISO 1219-1 e la rappresentazione con il metodo dei blocchi funzionali sono riportate in figura 1.1.

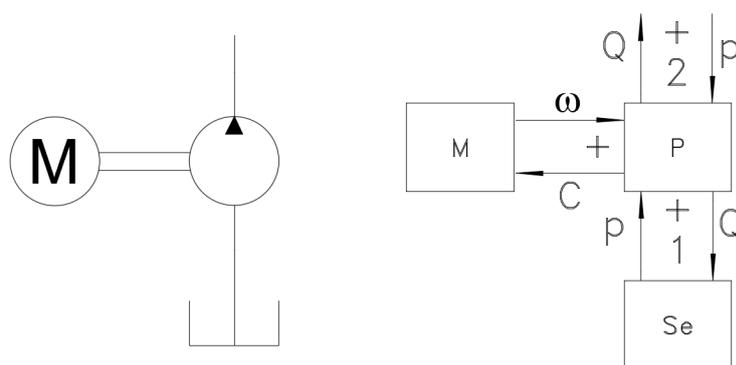


Figura 1.1: Schema simbolico macchina operatrice e blocchi funzionali

La velocità angolare dell'albero ω e la differenza di pressione Δp tra aspirazione e mandata si suppongono note e sono pertanto da determinare la portata generata Q e la coppia assorbita dal motore primo C . Queste grandezze sono legate a quelle note per mezzo della cilindrata della pompa V , calcolata come:

$$V = N \cdot n_c \cdot (V_{max} - V_{min}) \quad (1.1)$$

dove N è il numero di camere a volume variabile, n_c è il numero di cicli di distribuzione al giro dell'albero e la differenza $V_{max} - V_{min}$ è la cilindrata unitaria V_o della singola camera.

La portata media erogata dalla pompa e la coppia media assorbita dal motore primo vengono espresse come:

$$Q = V \cdot \omega \quad C = V \cdot \Delta p \quad (1.2)$$

La cilindrata V è una grandezza che può essere ricondotta alle caratteristiche geometriche della pompa. Nel caso specifico delle pompe a stantuffi assiali, la cilindrata può essere ricondotta alla geometria del componente come segue. Si consideri il modello parziale di pompa riportato in figura 1.2:

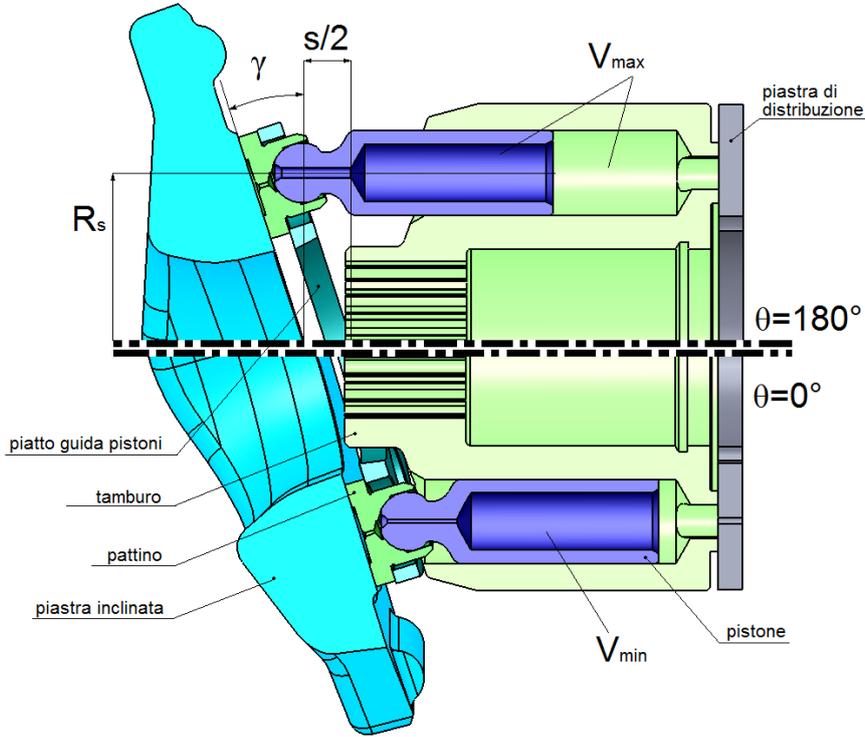


Figura 1.2: Determinazione della cilindrata in una pompa a pistoni assiali

in questo caso la cilindrata unitaria V_o può anche essere espressa come:

$$V_o = s \cdot A = s \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (1.3)$$

dove A è l'area del pistone (d il suo diametro esterno) ed s è il suo spostamento assiale dalla condizione di V_{min} ($\theta = 0^\circ$) alla condizione di V_{max} ($\theta = 180^\circ$). Tale spostamento è funzione dell'angolo γ della piastra inclinata e del posizionamento radiale dei pistoni, definito dal raggio R_s :

$$s = 2R_s \cdot \tan \gamma \quad (1.4)$$

Considerando quindi che per le pompe a stantuffi assiali $n_c = 1$, la cilindrata può essere espressa come:

$$V = N \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2R_s \cdot \tan \gamma \quad (1.5)$$

Nel caso in cui l'angolo γ non sia fisso, ma variabile grazie a un sistema di controllo della cilindrata, l'inclinazione della piastra potrà essere modificata e pertanto si potrà attuare una variazione della cilindrata, considerando la formulazione (1.5). Se si definisce con γ_{max} la massima inclinazione attuabile della piastra, allora la pompa si troverà a cilindrata massima, definita come:

$$V^* = N \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2R_s \cdot \tan \gamma_{max} \quad (1.6)$$

Se l'inclinazione diminuisce, allora anche la cilindrata si riduce. Per definire tale riduzione, si introduce il parametro α che quantifica la parzializzazione della cilindrata corrispondente alla

riduzione dell'angolo γ della piastra inclinata (sempre nel caso delle pompe a stantuffi assiali), in modo tale da poterla esprimere come

$$V = \alpha V^* \quad (1.7)$$

Sempre in questo caso specifico, la parzializzazione della cilindrata α può essere espressa come il rapporto tra l'angolo di inclinazione γ della piastra e l'angolo massimo realizzabile γ_{max} :

$$\alpha = \frac{\tan \gamma}{\tan \gamma_{max}} \quad (1.8)$$

1.2 Il gruppo di alimentazione a pressione fissa GAPF

Le pompe a cilindrata variabile permettono la realizzazione di un *gruppo di alimentazione a pressione fissa* (GAPF), il cui schema secondo la simbologia ISO 1219-1 è riportato in figura 1.3, insieme alla sua caratteristica ideale portata pressione.

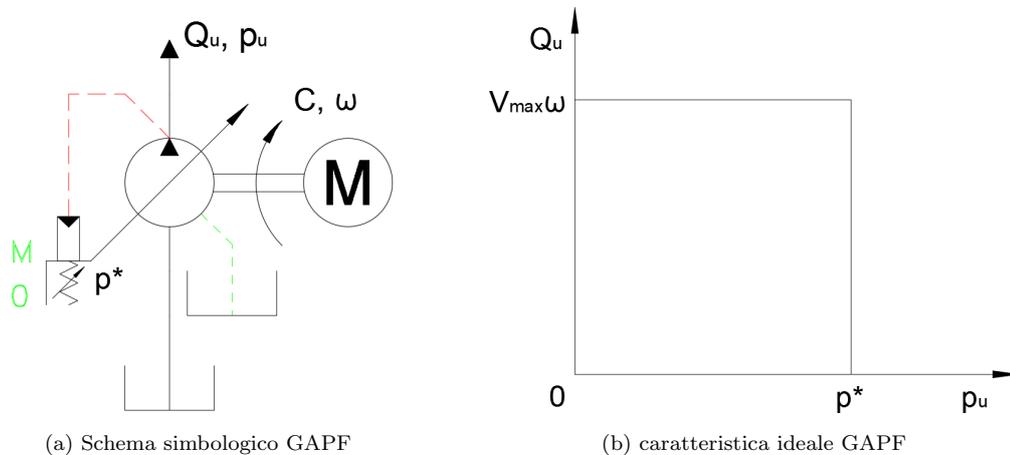


Figura 1.3: GAPF: schema simbolico e caratteristica

Nel caso riportato ad esempio in figura 1.3a, il limitatore è realizzato come un attuatore sul quale agisce la pressione di mandata da una parte e una molla dall'altro; lo spostamento dell'attuatore verso la molla è in grado di generare una riduzione della cilindrata ed al limite annullarla. La variazione della cilindrata inizia quando viene raggiunta la pressione di taratura del limitatore, p^* : fintanto che la pressione di mandata risulta $p_u < p^*$ la pompa si mantiene a cilindrata massima ed eroga la massima portata alla pressione p_u richiesta dall'utilizzatore (tratto orizzontale caratteristica, figura 1.3b); quando viene raggiunta la pressione $p_u = p^*$, si attiva il controllo definito dal limitatore e la cilindrata viene automaticamente ridotta, come conseguentemente anche la portata, e viene imposta all'utenza una pressione costante di alimentazione pari a p^* (tratto verticale caratteristica, figura 1.3b).

Questa tipologia di gruppo di alimentazione presenta notevoli vantaggi dal punto di vista del rendimento rispetto alle altre soluzioni. Si consideri ad esempio un *gruppo di alimentazione a portata fissa* (GAQF), il cui schema simbolico e caratteristica pressione – portata sono riportati in figura 1.4.

Il GAQF è costituito da una pompa a cilindrata fissa con una limitatrice di pressione posta sulla linea di mandata (figura 1.4a); la sua caratteristica ideale (figura 1.4b) è uguale a quella del GAPF, infatti per $p_u < p^*$ la pompa eroga la massima portata e alimenta l'utenza alla pressione richiesta p_u mentre al raggiungimento della pressione di taratura della limitatrice ($p_u = p^*$) quest'ultima inizia a regolare scaricando una portata variabile Q^* verso serbatoio, così che l'utenza riceva solo la portata $Q_p - Q^*$ (variabile).

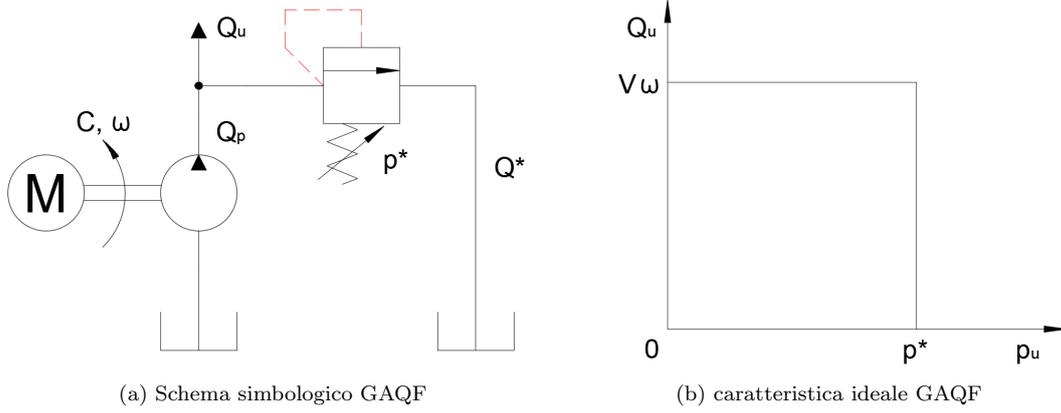


Figura 1.4: GAQF: schema simbolico e caratteristica

La differenza tra i due gruppi di alimentazione, come anticipato, risiede nei loro rendimenti. Considerando tutti i componenti ideali, il rendimento può essere espresso come:

$$\eta = \frac{P_{utile}}{P_{spesa}} = \frac{Q_u \cdot \Delta p}{C \cdot \omega} \quad (1.9)$$

dove:

- Q_u è la portata ricevuta dall'utenza;
- Δp è la differenza di pressione tra mandata e aspirazione della pompa;
- C è la coppia assorbita dal motore primo;
- ω è la velocità angolare del motore;

Per la pompa a cilindrata fissa si hanno le seguenti relazioni costitutive:

$$Q = V \cdot \omega \quad C = V \Delta p \quad (1.10)$$

Nel ramo orizzontale della caratteristica p-Q del GAQF la portata all'utilizzatore è pari a quella erogata, pertanto

$$\eta = \frac{Q_p \cdot \Delta p}{C \cdot \omega} = \frac{V \omega \cdot \Delta p}{V \Delta p \cdot \omega} = 1 \quad (1.11)$$

mentre nel tratto verticale la portata ricevuta dall'utilizzatore è pari a $Q_p - Q^*$, pertanto il rendimento sarà

$$\eta = \frac{(Q_p - Q^*) \cdot \Delta p}{C \cdot \omega} = 1 - \frac{Q^* \cdot \Delta p}{C \cdot \omega} \quad (1.12)$$

pertanto, maggiore è la portata smaltita dalla limitatrice di pressione Q^* minore è il rendimento. Per la pompa a cilindrata variabile si hanno le seguenti relazioni costitutive:

$$Q = \alpha V_{max} \cdot \omega \quad C = \alpha V_{max} \Delta p \quad (1.13)$$

dove α è il grado di parzializzazione della cilindrata. Con queste relazioni, sia nel tratto orizzontale che verticale della caratteristica p-Q il rendimento risulta unitario

$$\eta = \frac{Q_p \cdot \Delta p}{C \cdot \omega} = \frac{\alpha V_{max} \omega \cdot \Delta p}{\alpha V_{max} \Delta p \cdot \omega} = 1 \quad (1.14)$$

infatti nel tratto verticale il GAPF eroga solamente la portata richiesta dall'utente mentre il GAQF fornisce sempre la portata massima e quella in eccesso viene scaricata per mezzo della limitatrice. Il rendimento unitario (ideale) del GAPF nel tratto verticale della caratteristica - quindi nella condizione di regolazione del limitatore - determina di fatto un risparmio energetico rispetto al GAQF, grazie all'adeguamento della cilindrata per garantire esattamente le richieste di portata provenienti dall'utilizzatore.

1.3 Sistemi di variazione della cilindrata

Per la realizzazione della variazione della cilindrata, al fine di realizzare un GAPF, esistono diverse soluzioni che verranno di seguito illustrate e brevemente descritte in ordine crescente di complessità.

1.3.1 Comando ad azionamento diretto

In questa soluzione la variazione della cilindrata è realizzata con un solo attuatore su cui agiscono da una parte la pressione di mandata e dall'altra una molla, come riportato schematicamente in figura 1.5.

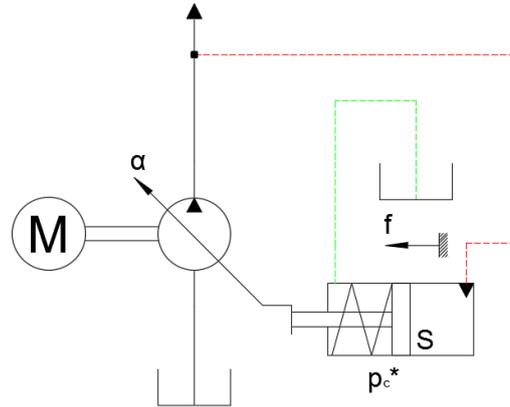


Figura 1.5: Pompa a cilindrata variabile con limitatore a comando diretto

La regolazione della cilindrata inizia quando viene raggiunta sulla linea di mandata la pressione di taratura del limitatore p_c^* : in tale condizione, a freccia ancora nulla ($f = 0$), la forza generata dalla pressione di linea sulla superficie di influenza S dell'attuatore di variazione della cilindrata eguaglia la forza corrispondente al precarico F_0 della molla antagonista.

$$F_0 = p_c^* \cdot S \quad (1.15)$$

A seguito di una tendenza all'aumento del carico, si incrementa la freccia f (con corrispondente riduzione della cilindrata) e l'equilibrio dell'attuatore sarà realizzato per:

$$p \cdot S = p_c^* \cdot S + K \cdot f \quad (1.16)$$

pertanto, al crescere della freccia aumenta la deviazione della pressione di linea rispetto al valore di taratura del limitatore e al contempo la cilindrata della pompa viene progressivamente parzializzata (α in diminuzione). La caratteristica pressione - portata di questo controllo è riportata in figura 1.6. L'intervallo di regolazione, corrispondente al passaggio da freccia nulla a freccia massima, è intenzionalmente ampio al fine di realizzare la corsa necessaria a produrre la variazione di cilindrata^[1].

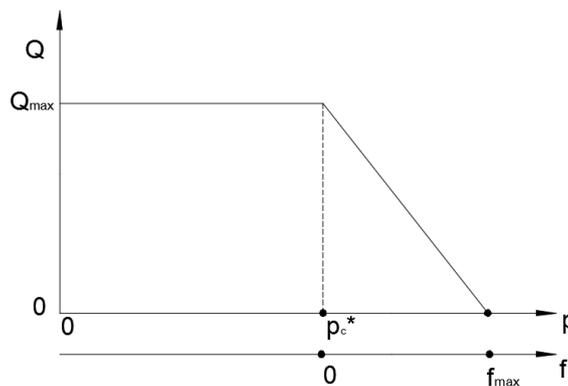


Figura 1.6: Caratteristica Q-p pompa con limitatore a comando diretto

Questa soluzione è valida per pompe di modesta cilindrata. La molla deve essere caratterizzata da modesta rigidità K ma avere al contempo un elevato precarico.

1.3.2 Soluzione pilotata con valvola limitatrice di pressione

Nella configurazione proposta in figura 1.7, con stadio pilota costituito da una valvola limitatrice di pressione, sull'attuatore agiscono la pressione p_x da un lato e una molla dall'altro; la pressione p_x è la pressione a valle della limitatrice, disaccoppiata dall'ambiente serbatoio grazie a uno strozzatore funzionale.

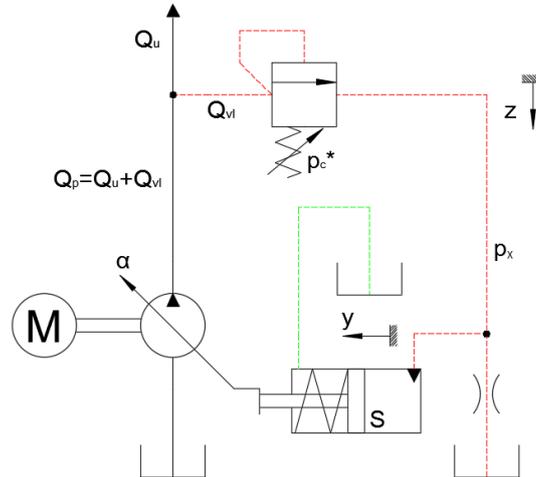


Figura 1.7: Schema simbolico pompa con valvola limitatrice di pressione pilotata

La variazione della cilindrata avviene al raggiungimento sulla linea di mandata della pressione p_c^* di taratura della limitatrice. Considerando come precarico della molla di quest'ultima $f_o = p_c^* \cdot A$ (A superficie di influenza del cassetto), z la freccia e k_{vl} la rigidità della molla, l'equilibrio in regolazione della valvola si esprime come:

$$p \cdot A = p_c^* \cdot A + k_{vl} \cdot z \quad (1.17)$$

Al contempo, l'equilibrio dell'attuatore, considerando come y la freccia e K la rigidità della molla, sarà definito da:

$$p_x \cdot S = p_a^* \cdot S + K \cdot y \quad (1.18)$$

dove $p_a^* \cdot S$ corrisponde al precarico F_o della molla.

Con questa soluzione, se si desidera che la freccia massima y_{max} sia rilevante (pompe di cilindrata elevata), si avrà un corrispondente aumento della pressione p_x (dovuto al contributo all'equilibrio (1.18) della compressione della molla); tuttavia, tale incremento non si traduce in un pari Δp sulla linea di mandata, poichè la freccia massima z_{max} della limitatrice pilotata viene mantenuta piccola.

1.3.3 Soluzione pilotata con valvola a tre bocche

In figura 1.10 è rappresentata una delle soluzioni più diffuse, in cui il pilotaggio è realizzato tramite una valvola a tre bocche.

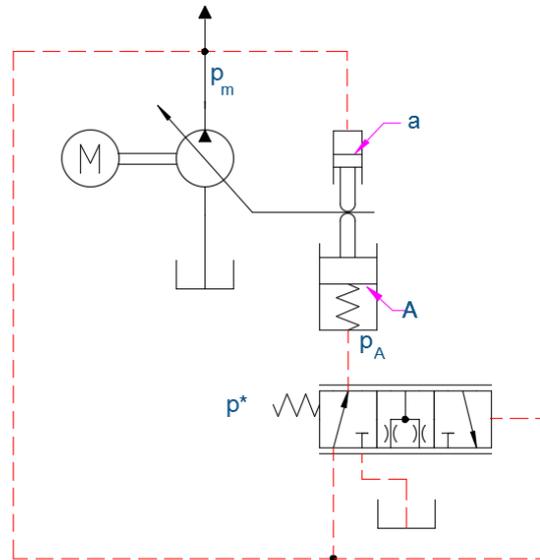


Figura 1.8: Schema simbolico pompa con valvola a posizionamento continuo e tre bocche

In questa soluzione la variazione di cilindrata è realizzata per mezzo di due attuatori, il cui posizionamento relativo definisce la parzializzazione α della cilindrata. Presso l'attuatore di sezione minore a agisce la pressione di mandata p_m mentre presso l'attuatore di sezione A , detto attuatore di regolazione, agisce una pressione p_A modulata da una valvola a posizionamento continuo a tre bocche. Questa valvola garantisce una connessione contemporanea sia tra la bocca P (dove giunge la pressione di mandata) e A (ambiente a pressione modulata), che tra la bocca A e il serbatoio. Essa può essere rappresentata in questa condizione di funzionamento come riportato in figura 1.9.

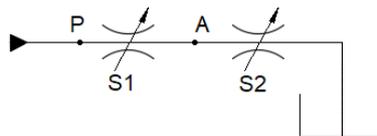


Figura 1.9: Schematizzazione aree di flusso valvola a 3 bocche

Attraverso i due strozzatori di area $S1$ ed $S2$, che schematizzano i collegamenti P-A e A-T, deve necessariamente passare la stessa portata (in condizioni stazionarie). Applicando l'equazione del moto turbolento e ipotizzando stessi coefficienti di efflusso si ottiene:

$$S1\sqrt{p_m - p_A} = S2\sqrt{p_A} \quad (1.19)$$

introducendo i parametri adimensionali

$$\Pi = \frac{p_A}{p_m} \quad \lambda = \frac{S2}{S1} \quad (1.20)$$

l'equazione (1.19) diventa

$$\sqrt{1 - \Pi} = \lambda\sqrt{\Pi} \quad (1.21)$$

Nella condizione di riposo, quando $S2 = 0$ (collegamento A-T chiuso) si avrà:

$$\sqrt{1 - \Pi} = 0 \quad \rightarrow \quad \Pi = 1 \quad \rightarrow \quad p_A = p_m \quad (1.22)$$

mentre quando viene chiuso il collegamento P-A ($S1 = 0$):

$$\lambda \rightarrow \infty \longrightarrow \Pi = 0 \longrightarrow p_A = 0 \quad (1.23)$$

Questo significa che la pressione p_A può essere modulata tra i valori di mandata p_m e la pressione di serbatoio in funzione del posizionamento del cassetto. In questo modo, è possibile raggiungere l'equilibrio degli attuatori:

$$p_m \cdot a = p_A \cdot A + K \cdot y \quad (1.24)$$

dove K è la rigidità della molla dell'attuatore di regolazione e y la sua freccia.

Questa soluzione garantisce un miglior controllo sulla pressione nella linea di mandata che, in condizioni di regolazione, sarà imposta pari a p^* grazie all'equilibrio del cassetto della valvola.

1.3.4 Limitatore di pressione differenziale: introduzione ai sistemi *Load Sensing*

Un'altra possibile soluzione per la realizzazione della variazione della cilindrata prevede l'utilizzo di limitatori di pressione differenziali, che garantiscono l'attuazione di sistemi di controllo detti *Load Sensing*. Il principio *Load Sensing* prevede l'adeguamento della cilindrata della pompa in funzione del carico imposto dall'utilizzazione. Uno schema simbolico di esempio è riportato in figura 1.10.

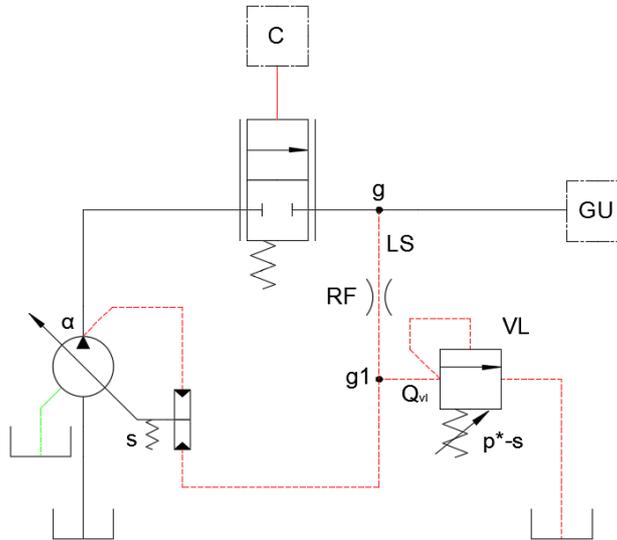


Figura 1.10: Principio del *Load Sensing*

In questo esempio, il gruppo di alimentazione serve un gruppo di utilizzazione GU generico tramite una valvola a posizionamento continuo (strozzatore variabile) comandata da un controllore C. Quest'ultimo genera un segnale di pilotaggio che determina la posizione della valvola e pertanto l'area di passaggio, esprimibile come $A = A(x)$ dove x è il segnale fornito dal controllore C. Al segnale $x = 0$ corrisponde la posizione di tutto chiuso.

La pompa a cilindrata variabile viene controllata da un limitatore di pressione differenziale in cui si preleva l'informazione di pressione del carico (da cui *load sensing*) tramite la linea di pilotaggio LS e la si confronta, addizionata di una quantità costante s , con la pressione sulla mandata della pompa. Il limitatore di pressione differenziale regola la cilindrata della pompa in modo da garantire l'equilibrio:

$$p_p = p_u + s \quad (1.25)$$

Così facendo di fatto si mantiene fissa la caduta di pressione presso la valvola a posizionamento continuo comandata dal controllore C: la pressione p_p è quella a monte della valvola, mentre a valle si ha la pressione p_u del carico, pertanto presso ai suoi capi si avrà una caduta di pressione

$$\Delta p = p_u + s - p_u = s \quad (1.26)$$

che mantiene quindi costante il valore di portata inviata all'utenza una volta fissato il comando x . Da un punto di vista energetico il sistema viene riproposto con la sua caratteristica p-Q in figura

1.11a: il punto U indica il punto di funzionamento dell'utilizzatore, mentre il punto G definisce il punto di funzionamento del GA. Si osserva in questo caso che il gruppo di alimentazione fornisce la portata richiesta Q_u ad una pressione maggiore di quella imposta dal carico di una quantità pari a s , taratura del limitatore di pressione differenziale. Per questa condizione vengono riportate sempre in figura 1.11a la potenza utile ($P_u = Q_u \cdot p_u$) e la potenza spesa ($P_s = Q_u \cdot (p_u + s)$), che determinano una potenza persa pari a

$$P_p = P_s - P_u = Q_u \cdot s \quad (1.27)$$

Quanto più si mantiene s basso, tanto minore è lo spreco di energia.

Nella figura 1.11b viene invece riportato il piano energetico di un analogo GA equipaggiato però con un limitatore di pressione assoluto (*LPA*): con questa tipologia di controllo, la pompa per erogare la portata Q_u richiesta dall'utilizzatore necessiterebbe una parzializzazione della cilindrata (a cilindrata massima erogherebbe la portata $Q_o = V_{max} \cdot \omega$), pertanto si troverebbe a lavorare presso il punto G di coordinate (Q_u, p^*) . In questo caso, la potenza persa sarebbe:

$$P_p = P_s - P_u = Q_u \cdot (p^* - p_u) \quad (1.28)$$

Tale potenza è tanto superiore a quella dissipata con il controllo *load sensing* tanto più bassa è la pressione imposta dall'utilizzatore p_u .

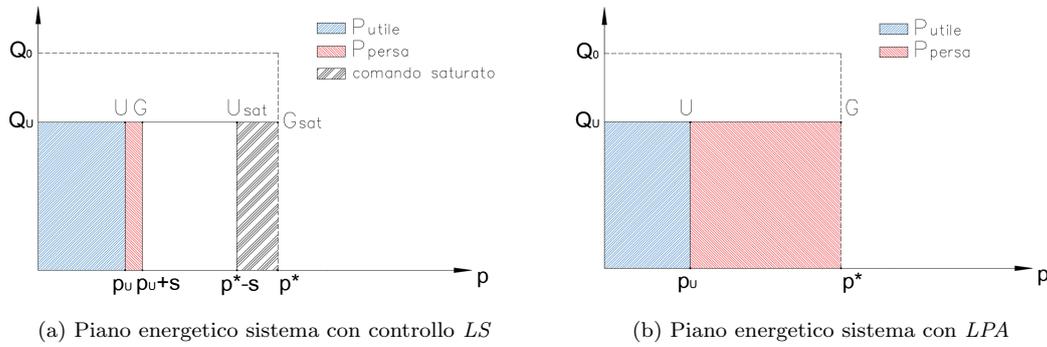


Figura 1.11: Piani energetici soluzione con *LPA* e con principio *LS*

Capitolo 2

La variazione della cilindrata nella pompa Rexroth A10VSO

In questo capitolo verrà descritto il sistema di variazione della cilindrata nella pompa a pistoni assiali *Rexroth A10VSO serie 3.0*. Particolare attenzione sarà rivolta all'analisi della valvola di controllo, che definisce la cilindrata della pompa in funzione delle condizioni di lavoro in cui essa opera.

Il controllo studiato è una valvola montata direttamente sulla carcassa della pompa che garantisce un controllo di pressione e portata per mezzo di due stadi distinti: un limitatore di pressione differenziale (*LPD*), o *Load Sensing*, che permette alla pompa di lavorare ad una pressione superiore a quella richiesta dal carico di un valore pari a s , costante, tale per cui la portata verso l'utenza non sia dipendente dal carico stesso, e un limitatore di pressione assoluto (*LPA*), che limita il funzionamento della pompa al di sotto di una certa soglia di pressione ritenuta accettabile.

Nella figura 2.1 è riportato il corpo valvola sezionato e alcuni suoi componenti.

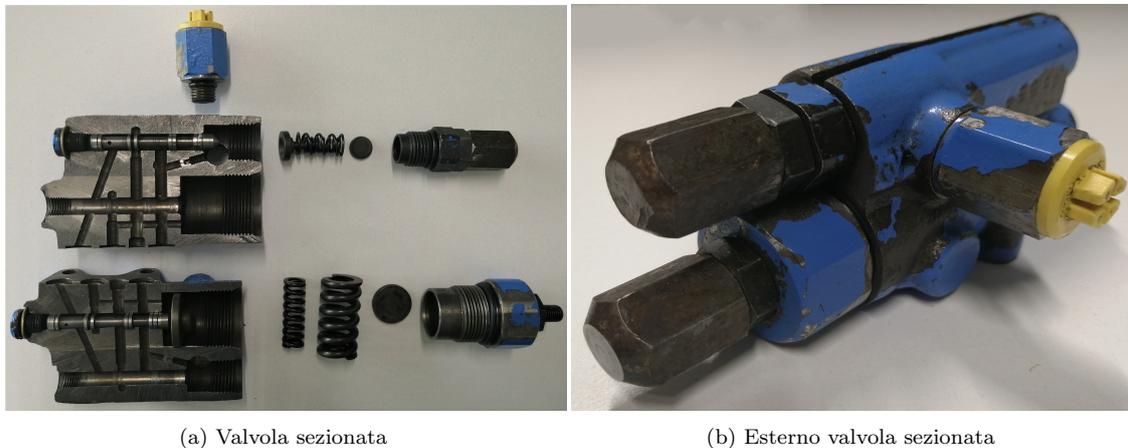


Figura 2.1: Valvola di controllo analizzata

Della valvola riportata in figura è stato realizzato il modello CAD (figura 2.2) utilizzando per le misurazioni un calibro digitale (*Mitutoyo 500-181U*) e un contafiletti. Dal modello CAD è stato possibile determinare alcune caratteristiche del controllo, quali i ricoprimenti nelle condizioni di riposo e la caratteristica delle molle in funzione della loro taratura.

Nella figura 2.2 viene riportata la valvola sezionata in ambiente CAD.

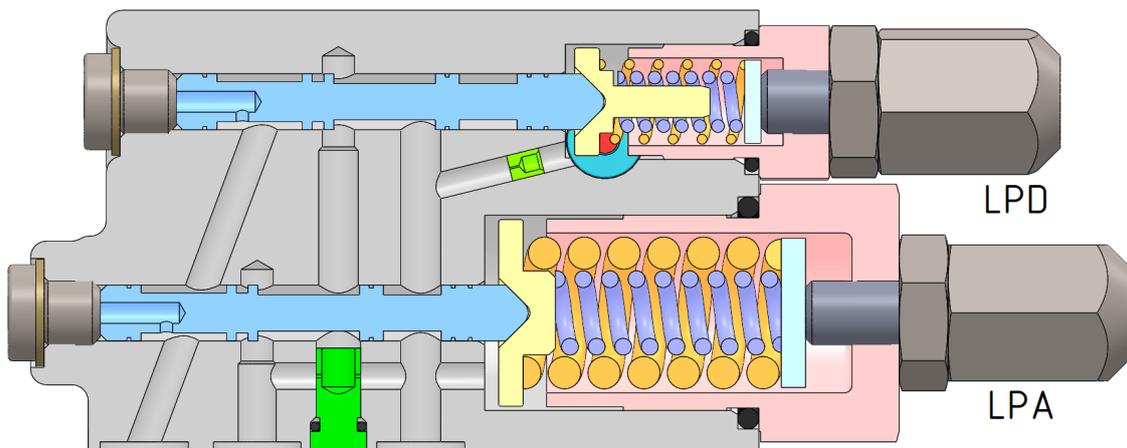


Figura 2.2: Sezione CAD della valvola di controllo

Per la realizzazione della variazione di cilindrata, al controllo realizzato in ambiente CAD (descritto nella sezione 2.1) viene affiancato il comando di variazione, realizzato per mezzo di due attuatori posizionati nel corpo pompa (descritto nella sezione 2.2). Gli attuatori sono collegati alla piastra inclinata della pompa, che ne definisce la cilindrata: la variazione della distanza assiale relativa tra le teste degli attuatori determina la variazione della cilindrata da un valore massimo (inclinazione massima della piastra, $\alpha = 1$) a un valore minimo (inclinazione minima della piastra, $\alpha \approx 0$).

Lo schema circuitale del sistema di variazione della cilindrata analizzato è riportato nella figura 2.3.

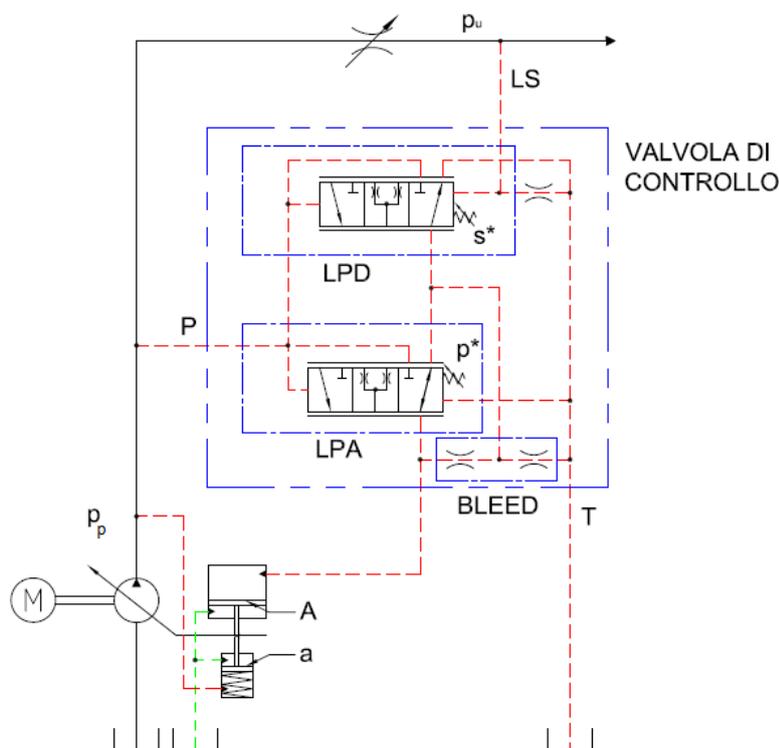


Figura 2.3: Schema circuitale del controllo di variazione della cilindrata con principio *load sensing*

I vari elementi dello schema complessivo riportato in figura 2.3 saranno descritti nelle sezioni successive.

2.1 La valvola di controllo

Il controllo di variazione della cilindrata presenta una superficie piana che costituisce l'interfaccia con il corpo pompa.

Su questa superficie sono presenti quattro fori: tre sono le bocche della valvola (P, A, T) mentre il quarto costituisce l'alloggiamento per il *bleed*, uno strozzatore con la funzione di migliorare la stabilità del controllo, visibili nella figura 2.4.

I tre fori costituenti le bocche della valvola sono stati identificati come P, A e T verificando le connessioni con i canali presenti nel corpo pompa.

Tali canali collegano le bocche con ambienti caratterizzati da pressioni differenti: un primo canale collega l'interfaccia alla luce di mandata (bocca P), un secondo la collega con la camera dell'attuatore di variazione della cilindrata (bocca A) mentre un terzo collega l'interfaccia con l'ambiente del carter (bocca T).

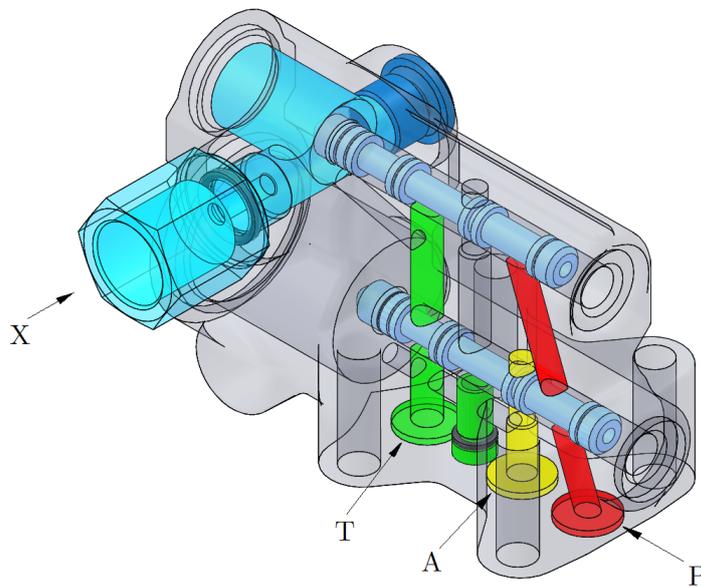


Figura 2.4: Vista dei condotti interni

La bocca X invece mette in comunicazione la camera di alloggiamento delle molle del limitatore di pressione differenziale con l'ambiente a valle del distributore, caratterizzato dalla pressione imposta dal carico p_u .

Questo segnale è quello che definisce la logica *Load Sensing* del sistema, permettendo grazie al controllo in analisi di modificare la cilindrata della pompa in funzione del carico imposto dall'utilizzatore.

2.1.1 Limitatore di pressione differenziale

Fine ultimo di un controllo con logica *Load Sensing* è quello di far lavorare la pompa a una pressione leggermente superiore a quella richiesta dal carico massimo, e mantenere tale Δp costante. In questo modo, è possibile garantire una portata al carico la cui entità dipenderà solo dalla posizione del distributore imposta dall'utente, e conseguentemente anche la sua velocità.

Al contempo, viene garantito anche un notevole risparmio energetico.

Per attuare la logica *load sensing* viene utilizzato un limitatore di pressione differenziale (*LPD*): esso infatti sfrutta le informazioni di pressione ottenute attraverso segnali di pilotaggio di due punti differenti del circuito.

Considerando la presenza di una valvola di controllo della direzione proporzionale (schematizzabile con uno strozzatore a sezione variabile) prima del gruppo utilizzatore, le informazioni di pressione vengono prelevate a monte e a valle della stessa.

Il segnale a monte del distributore fornisce al *LPD* l'informazione di pressione ricevuta dalla mandata della pompa (p_p) mentre quello a valle fornisce informazioni circa il carico imposto dall'utilizzatore (p_u).

Facendo agire queste pressioni sulle estremità opposte del cassetto, si può ottenere il suo equilibrio per:

$$p_p = p_u + \frac{f_m}{S}$$

$$p_p = p_u + s \quad (2.1)$$

dove f_m è la forza generata dalle molle ed S la superficie di influenza delle pressioni di pilotaggio; s quindi è solo funzione della taratura della molla.

Il posizionamento continuo del cassetto regola la sezione di passaggio tra le tre bocche che caratterizzano lo stadio: P, A, T.

Esso, infatti, spostandosi varia le sezioni del collegamento P-A e del collegamento A-T: è possibile quindi modulare la pressione presso la bocca A, pressione che agisce sull'attuatore di sezione maggiore A del comando di variazione della cilindrata. Quest'ultima può quindi essere regolata permettendo di ottenere presso il distributore una caduta di pressione pari a s , modulando opportunamente la cilindrata della pompa.

Questo equivale anche a garantire una portata al carico funzione solo più della sezione di passaggio dello strozzatore (distributore).

La pressione di mandata è quindi funzione del carico applicato p_u . Per evitare che si superi il valore di pressione massima ritenuto accettabile, allo stadio *LPD* viene affiancato un limitatore di pressione assoluto (*LPA*), descritto nella sezione 2.1.2.

Una rappresentazione del modello CAD del limitatore di pressione differenziale studiato a riposo è riportata nella figura 2.5.

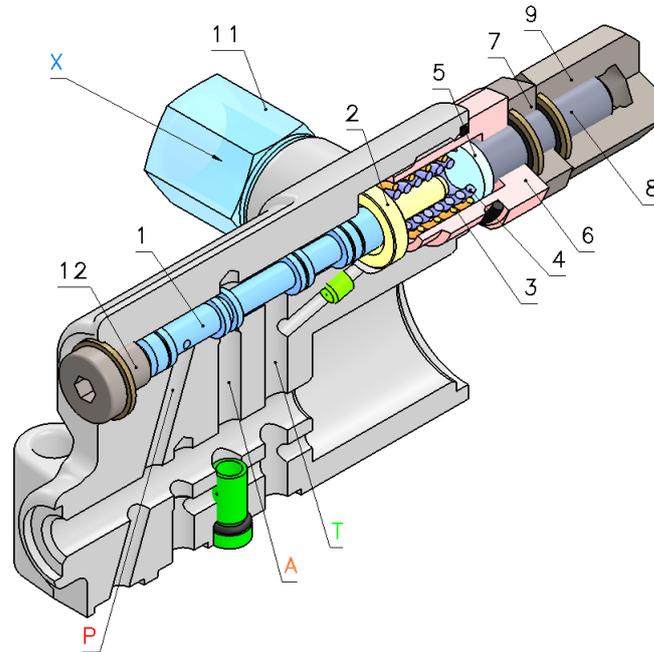


Figura 2.5: Vista isometrica componenti stadio *LPD* del controllo

Il cassetto (1) è disposto tra il tappo di tenuta (12) e il reggispinta (2). All'avvio della pompa, attraverso il canale P la pressione di mandata raggiunge la prima camera anulare e attraverso il foro di pilotaggio genera una forza sull'estremità sinistra (in riferimento alla figura 2.5) che spinge il cassetto in battuta con il reggispinta (2).

Due risalti dividono la camera caratterizzata dalla pressione di mandata dalla bocca A, che invece risulta in comunicazione con la bocca T.

Due serie di risalti, infine, costituiscono delle tenute a labirinto che dividono la seconda camera anulare caratterizzata dalla pressione T dalla camera in cui alloggia il reggispinta e le molle (3) e (4). Questa camera è collegata per mezzo della bocca X (11) alla pressione dell'utilizzatore p_u .

Le molle sono appoggiate a una piastrina cilindrica (5), la cui posizione relativa rispetto alla sede (6) è determinata dallo sviluppo assiale del perno di regolazione (8). Quest'ultimo è mantenuto in posizione per mezzo di un dispositivo dado (7)-controdado (9).

Perno, dado e controdado costituiscono il sistema di precarico delle molle.

Rimuovendo il controdado, è possibile avvitare il perno di regolazione per mezzo di una chiave a brugola: lo spostamento assiale causa lo spostamento della piastrina di appoggio delle molle e quindi la variazione del precarico (molle precomprese).

2.1.1.1 Funzionamento

Nella figura 2.6 sono riportate le forze che agiscono sul cassetto del limitatore di pressione differenziale.

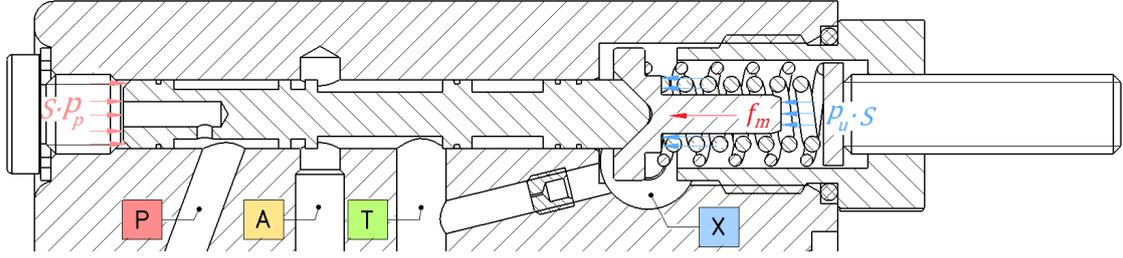


Figura 2.6: Forze che agiscono sul cassetto del LPD

L'informazione di pressione p_p raggiunge l'estremità sinistra del cassetto grazie al foro di pilotaggio ricavato all'interno del cassetto stesso e agisce sulla superficie S .

Nella camera a destra l'informazione di pressione è ottenuta per mezzo della bocca X. Tale pressione corrisponde a quella a valle del distributore, definita dal carico, p_u .

Anche questa pressione agisce su una superficie pari a S : sulla porzione anulare tra il diametro maggiore del reggispira e il diametro del cassetto infatti la pressione agisce in direzioni opposte, generando quindi un contributo nullo.

Alla forza generata dalla pressione p_u si aggiunge nello stesso verso anche la forza delle molle f_m . Il primo equilibrio del cassetto viene raggiunto per:

$$\begin{aligned} S \cdot p_p &= S \cdot p_u + f_o \\ p_p &= p_u + \frac{f_o}{S} \end{aligned} \quad (2.2)$$

dove f_o è il precarico imposto alle molle.

Quando tale pressione viene raggiunta, il cassetto può iniziare a spostarsi.

Con lo spostamento la forza della molla cresce; se, per ipotesi, tale crescita è lineare (nella sezione 2.1.1.2 si analizzerà nel dettaglio la caratteristica delle molle), l'equilibrio sarà dato da:

$$p_p = p_u + \frac{f_o}{S} + \frac{k_m}{S} \cdot x \quad (2.3)$$

La coordinata x definisce la compressione delle molle. Essa varia da zero (posizione definita dalla taratura delle molle, alla quale viene definito il precarico f_o) al valore che definisce la posizione di equilibrio in regolazione.

Tale distanza può essere espressa come somma di due contributi:

$$x_{max} = z + x^* \quad (2.4)$$

z definisce il *ricoprimento*, ovvero la distanza tra lo spigolo del risalto e l'apertura della luce verso A nella configurazione di riposo (per la quale viene definita f_o) mentre x^* definisce la posizione di equilibrio in regolazione: essa è misurata tra lo spigolo del foro di connessione A e lo spigolo pilotante del cassetto (tra P e A) appunto quando lo stadio regola. La pressione:

$$p^* = p_u + \frac{f_o}{S} + \frac{k_m}{S} \cdot (z + x^*) \quad (2.5)$$

è la pressione a cui avviene la regolazione.

La quantità:

$$s = \frac{f_o}{S} + \frac{k_m}{S} \cdot (z + x^*) \quad (2.6)$$

corrisponde al Δp che si genera ai capi del distributore, e costituisce la pressione di taratura dello stadio *load sensing*.

La posizione di regolazione x^* è definita univocamente dall'equilibrio del cassetto e del comando di variazione della cilindrata nella pompa, e risulta pertanto una quantità fissa funzione solo

della geometria del sistema.

Ricoprimento e posizione di regolazione, che identificano lo spostamento massimo x_{max} , sono riportati nella figura 2.7.

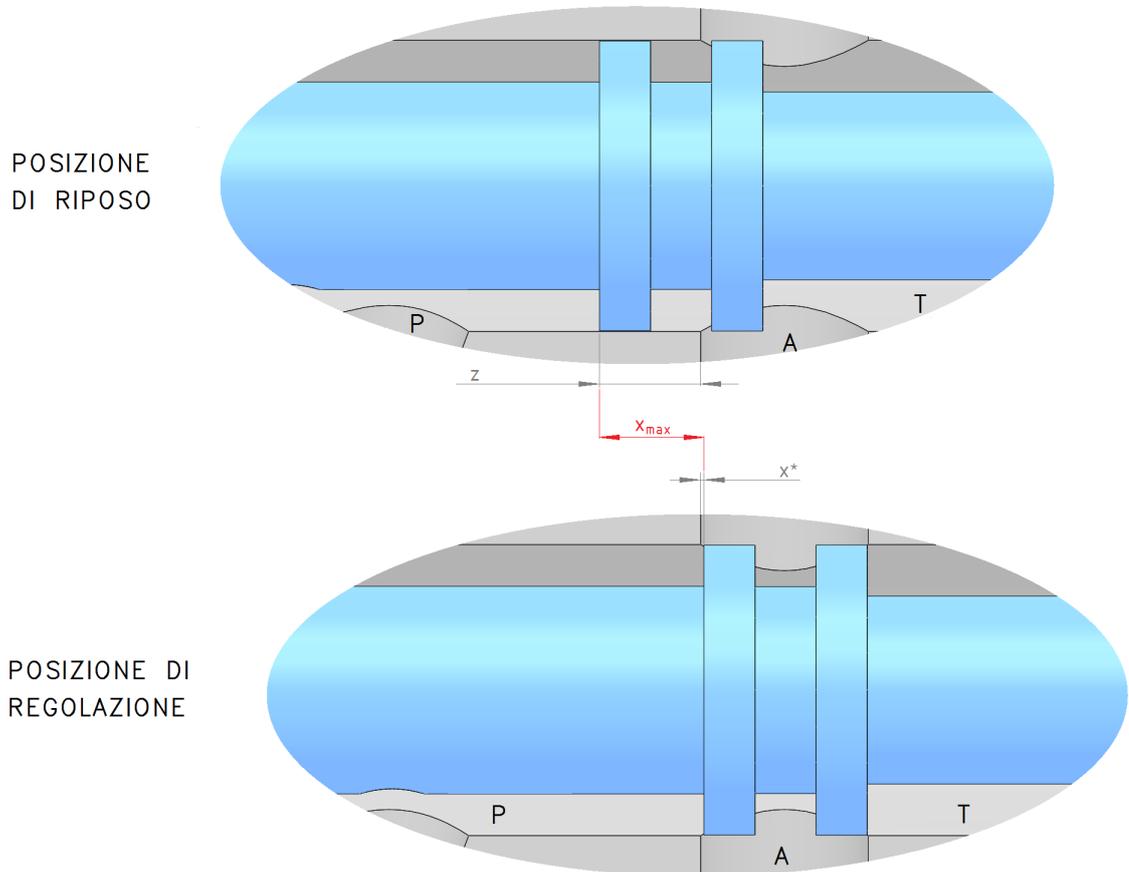


Figura 2.7: Ricoprimento z e posizione di regolazione x^* LPD

Particolare attenzione è da rivolgere alla dimensione dei risalti e del foro verso la bocca A . Quest'ultimo misura 4 mm di diametro, mentre lo spessore dei risalti è pari a $3,9\text{ mm}$. Tali dimensioni comportano che per una corsa del cassetto di $0,1\text{ mm}$, data dalla differenza delle dimensioni sopracitate, la porta A sia contemporaneamente collegata sia a P che a T . Grazie a questi collegamenti, è possibile modulare costantemente la pressione p_A del comando di variazione di cilindrata tra il valore di pressione del carter e quello di mandata p_p . Essendo l'attuatore di variazione della cilindrata di sezione maggiore rispetto al cilindro di contrasto, con una $p_A < p_p$ è possibile raggiungere l'equilibrio del comando e quindi variare la cilindrata della pompa, in modo tale che venga mantenuta presso il distributore una caduta di pressione pari a s .

La rappresentazione funzionale del limitatore di pressione differenziale è riportata nella figura 2.8.

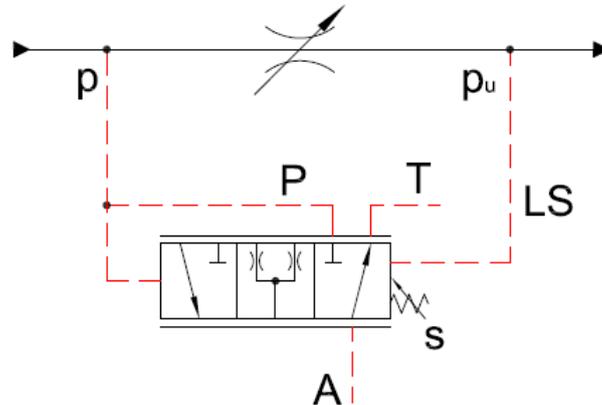


Figura 2.8: Schema ISO LPD

Lo schema evidenzia uno stadio a posizionamento continuo a tre porte. Lo strozzatore a sezione variabile rappresenta la valvola di controllo della direzione proporzionale. Da sinistra (in riferimento alla figura 2.8) agisce la pressione p , in opposizione alla forza generata dalla molla regolabile a destra e dalla pressione richiesta dall'utilizzatore p_u . Nella configurazione di riposo, la bocca A è collegata con il serbatoio. All'aumentare di p il collegamento A-T si riduce mentre aumenta il collegamento P-A. La corsa del cassetto è definita dalla distanza che intercorre tra la completa chiusura della bocca P-A e la completa chiusura della bocca A-T. Tutte le posizioni intermedie, in cui la bocca A è collegata al contempo a P e a T, sono riassunte nella configurazione centrale dello schema ISO riportato e schematizzate con degli strozzatori.

Tre condizioni di funzionamento sono di seguito descritte.

- **Avvio del motore primo con distributore chiuso**

A motore spento, la pompa a riposo si presenta a cilindrata massima, mantenuta grazie alla molla coassiale all'attuatore di contrasto, di superficie "a" (figura 2.3). Si consideri per ipotesi che all'avvio del motore primo il distributore si mantenga chiuso, bloccando così la mandata: la pressione alla mandata della pompa inizierà a crescere. Considerando che la bocca X del limitatore di pressione differenziale è posta a scarico (la camera X è collegata per mezzo di uno strozzatore alla bocca T - tale strozzatore non è riportato in figura), il cassetto raggiungerà l'equilibrio per una pressione di mandata pari alla taratura dello stadio stesso, pari a s .

In queste condizioni la cilindrata della pompa si annulla e la linea di mandata rimane pressurizzata al valore s .

- **Aumento del carico con sezione dello strozzatore (distributore) costante**

Si consideri in questo caso di studio che il carico imposto dall'utilizzatore aumenti. In un primo momento la differenza di pressione ai capi del distributore diminuisce, in quanto p_u aumenta mentre p , la pressione di mandata, rimane invariata. Il cassetto del LPD, per ripristinare la nuova posizione di equilibrio, si sposta verso sinistra: in questo modo, si riduce la luce P-A mentre aumenta A-T, con conseguente diminuzione di p_A . Il calo della pressione modulata, che agisce sul cilindro attuatore di sezione "A" (figura 2.3), fa sì che aumenti la cilindrata e quindi la portata erogata. Poiché la sezione di passaggio del distributore rimane invariata, aumenta anche la pressione di mandata. Aumentando p , si ripristina l'equilibrio iniziale del cassetto, con aumento della luce P-A e riduzione della luce A-T. Aumenta p_A , e α ritorna pressochè al valore iniziale (il diverso rendimento volumetrico η_v , funzione della pressione di mandata, causerà un leggero aumento di α).

Il sistema garantisce quindi a seguito di un aumento del carico un corrispettivo aumento della pressione di mandata in modo da mantenere il Δp ai capi del distributore costante. La velocità richiesta dall'utente, definita dalla posizione del distributore, rimane invariata anche a seguito dell'aumento del carico, poichè la portata rimane inalterata.

- **Carico costante con aumento della sezione dello strozzatore**

Aumentando la sezione di passaggio del distributore, l'utente richiede un aumento di velocità del carico. La pressione p_u rimane costante, in quanto per ipotesi il carico è invariato, mentre p diminuisce: la portata è ancora costante (la cilindrata non è variata) mentre la sezione di passaggio aumenta, con conseguente riduzione del Δp . Il cassetto del *LPD* per mantenere l'equilibrio si sposta verso sinistra, con aumento della luce A-T. p_A diminuisce, per cui la cilindrata aumenta (α cresce) e anche la portata. Con l'incremento di quest'ultima anche p cresce, fino a ristabilire l'equilibrio iniziale del cassetto.

Il sistema quindi garantisce la richiesta dell'utente di aumentare la velocità del carico incrementando la cilindrata della pompa.

2.1.1.2 Il sistema di precarico: rigidità delle molle e taratura

L'equilibrio del cassetto e quindi la caduta di pressione ai capi del distributore ($s = p - p_u$) sono funzione della forza generata dalle molle.

Il limitatore di pressione differenziale analizzato presenta due molle coassiali: per poter descrivere opportunamente il comportamento dello stadio è perciò necessario definire la loro caratteristica in funzione della taratura, iniziando con la determinazione delle loro rigidità.

Note le dimensioni geometriche e il numero di spire è stato possibile determinare la rigidità k delle molle con la formula:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{64 \cdot \lambda'' \cdot R^3 \cdot i} \quad (2.7)$$

Con:

- G modulo di elasticità tangenziale del materiale. Gli acciai per molle secondo normativa *UNI 10270* presentano

$$G = 81500 \text{ MPa}$$

- d è il diametro del filo;
- R è il raggio di avvolgimento;
- λ'' è un parametro della molla funzione del rapporto caratteristico $c = 2R/d$. Quando tale rapporto è compreso tra i valori 7 e 12 si assume $\lambda'' = 1$;
- i è il numero di *spire efficaci* della molla, funzione della tipologia delle estremità. Nel caso in analisi le estremità sono troncate e molate, per cui si ha:

$$i = \frac{L_0 - 2d}{p}$$

Con L_0 lunghezza libera della molla e p il suo passo.

Le dimensioni delle molle e i valori di rigidità ottenuti sono riportati nella tabella 2.1.

		Molla interna	Molla esterna
Diametro filo	d	1,6 mm	1,2 mm
Raggio avvolgimento molla	R	3,03 mm	4,7 mm
Rapporto caratteristico	c	3,78	7,83
Numero di spire	n	7	5
Tipologia di molla	Troncata e molata		
Passo	p	2,6 mm	5,8 mm
Lunghezza libera misurata	L_0	15,7 mm	20,0 mm
Spire efficaci	i	4,81	3,03
Parametro λ''	λ''	0,98	1
$k = \frac{G \cdot d^4}{64 \cdot \lambda'' \cdot R^3 \cdot i}$			
Rigidità	k	64 N/mm	8,4 N/mm

Tabella 2.1: Caratteristiche geometriche delle molle del limitatore di pressione differenziale

Si è anche avuta l'opportunità di eseguire misure sperimentali sulla molla esterna ed è stato così possibile validare il risultato ottenuto misurando la sua rigidità per mezzo di un peso e un comparatore.

Con tale strumentazione è stato possibile definire la compressione della molla Δx dato un certo peso P noto, essendo nota la massa caricata.

Considerando un comportamento elastico lineare della molla, si sono ottenuti i valori di rigidità uguagliando la forza peso legata alla massa appesa e la forza elastica generata dalla molla:

$$k \cdot \Delta x = m \cdot g \quad (2.8)$$

La misura eseguita e la rigidità ottenuta sono riportati nella tabella 2.2.

Molla esterna		
Massa applicata	m	2400 g
Peso	P	23,5 N
Compressione misurata	Δx	3,2 mm
Rigidità	k_{ext}	7,4 N/mm

Tabella 2.2: Misurazione rigidità molla esterna *LPD*

Per la definizione della caratteristica delle molle e per le successive simulazioni svolte in ambiente *Amesim* verrà utilizzato il valore di rigidità ottenuto con la misurazione sperimentale.

Una volta definita la rigidità delle molle, è stato analizzato il sistema di precarico per determinare l'andamento della forza antagonista all'apertura dello stadio, f_m , in funzione della taratura imposta alle molle dall'utente.

Il limitatore di pressione differenziale è caratterizzato dalla presenza di due molle coassiali.

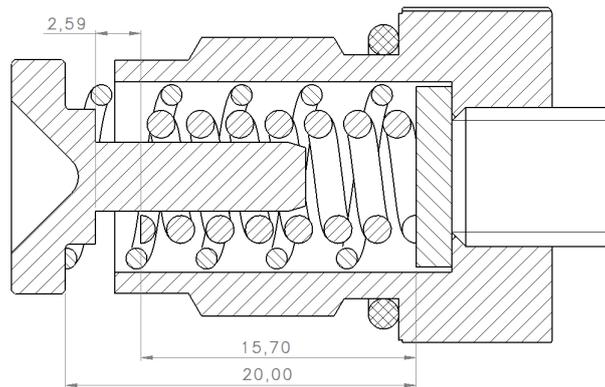
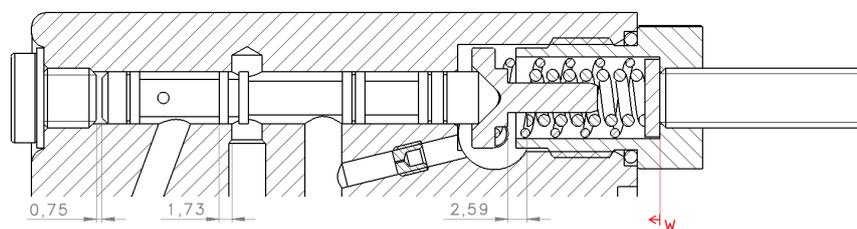


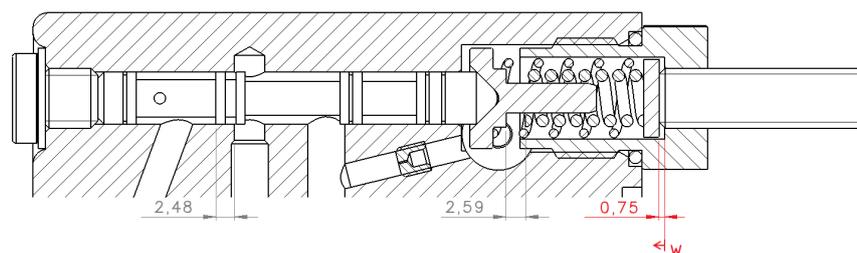
Figura 2.9: Sezione molle *LPD*

La molla interna presenta una lunghezza libera inferiore rispetto a quella esterna, e non arriva in battuta contro il reggispinga nonostante il risalto di quest'ultimo, come visibile in figura 2.9. La caratteristica elastica complessiva ha dunque una discontinuità con aumento di pendenza nel momento in cui entrambe le molle diventano operative.

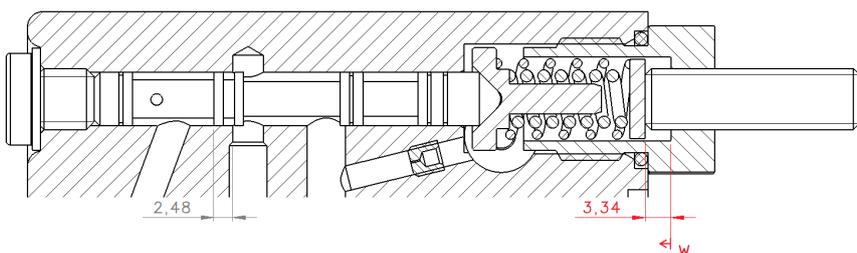
Al fine di poter determinare il valore di taratura equivalente delle molle s , che definisce la pressione regolata p , si è studiato l'andamento della caratteristica complessiva delle molle in funzione della loro taratura, definita dal parametro w .



(a) Posizione $w=0$



(b) Cassetto in battuta con tappo ($w=0,75 \text{ mm}$)



(c) Molla interna in battuta con reggispinga ($w=3,34 \text{ mm}$)

Figura 2.10: Tarature

Il parametro w , riportato nella figura 2.10, definisce la posizione della piastrina su cui poggiano le molle rispetto alla sede delle stesse. Tale coordinata corrisponde anche allo sviluppo assiale del perno di regolazione, per cui ne definisce l'avvitamento imposto dall'utente.

A molle completamente starate e piastrina appoggiata al tappo (figura 2.10a) entrambe le molle risultano alla loro lunghezza libera: il collegamento tra le porte P ed A della valvola è chiuso con un ricoprimento pari a $1,73 \text{ mm}$; il cassetto infine dista dal tappo di tenuta $0,75 \text{ mm}$.

Avvitando il perno, il parametro w cresce. Ad ogni giro del perno coincide uno spostamento assiale di 1 mm , corrispondente al passo della filettatura.

Quando la piastrina raggiunge la posizione $w = 0,75 \text{ mm}$ (figura 2.10b) il cassetto entra in battuta con il tappo di tenuta. In queste condizioni il collegamento tra la porta P e la porta A rimane chiuso e presenta un ricoprimento di $2,48 \text{ mm}$.

In questa fase, con la coordinata w inferiore a $0,75 \text{ mm}$, entrambe le molle risultano scariche poiché si mantengono alla loro lunghezza libera, avendo la piastrina di fondo di fatto solo traslato la sua posizione rigidamente insieme agli altri componenti dello stadio.

Avvitando ulteriormente il perno filettato, la molla esterna inizia a comprimersi in quanto il reggispinta è mantenuto in posizione dal cassetto, in battuta con il tappo di tenuta.

In queste condizioni l'unica molla operativa è quella esterna.

Alla posizione $w = 3,34 \text{ mm}$, infine, anche la molla interna entra in battuta con il reggispinta, diventando anch'essa operativa (figura 2.10c).

Da tali considerazioni, in funzione della taratura - definita con la variabile w - è stato possibile determinare la forza di precarico f_0 generata dalle molle (dovuta alla precompressione) e definire lo sviluppo del ricoprimento della luce P-A, così da poter determinare la pressione di taratura s sempre in funzione della taratura (formula (2.6)): considerando che $x^* \ll z$ una buona approssimazione di tale caduta di pressione può essere ottenuta considerando come compressione delle molle solo l'entità del ricoprimento z .

Nella tabella 2.3 vengono riportati i valori di pressione di regolazione s in funzione della taratura w imposta dall'utenza.

Taratura molle w [mm]	Ricoprimento z [mm]	Precarico molle f_0 [N]	Δp s [bar]
0	1,73	0	3,3
0,7	2,43	0	4,6
1	2,48	1,8	7,5
1,24	2,48	3,6	12
1,35	2,48	4,4	14
1,5	2,48	5,5	16,8
1,6	2,48	6,3	18,7
1,7	2,48	7	20,5
1,9	2,48	8,5	24,2
1,94	2,48	8,8	25
2,05	2,48	9,6	27
2,4	2,48	12,1	33,5

Tabella 2.3: Differenze di pressione s ai capi del distributore in funzione della taratura w

I valori ottenuti sono in linea con le tipiche pressioni di regolazione dell'ordine di $15 - 25 \text{ bar}$.

2.1.2 Limitatore di pressione assoluto

Con il limitatore di pressione differenziale è possibile imporre una certa caduta di pressione sul distributore, costante e funzione solo della taratura imposta alle molle del limitatore differenziale stesso. In questo modo viene garantita una portata costante all'utenza indipendentemente dal carico, funzione solo della sezione di passaggio nel distributore.

Affinchè non venga superato il livello di pressione massimo ritenuto accettabile, è necessario affiancare al limitatore di pressione differenziale un limitatore di pressione assoluto (*LPA*), che permetta di limitare il valore di pressione alla mandata della pompa.

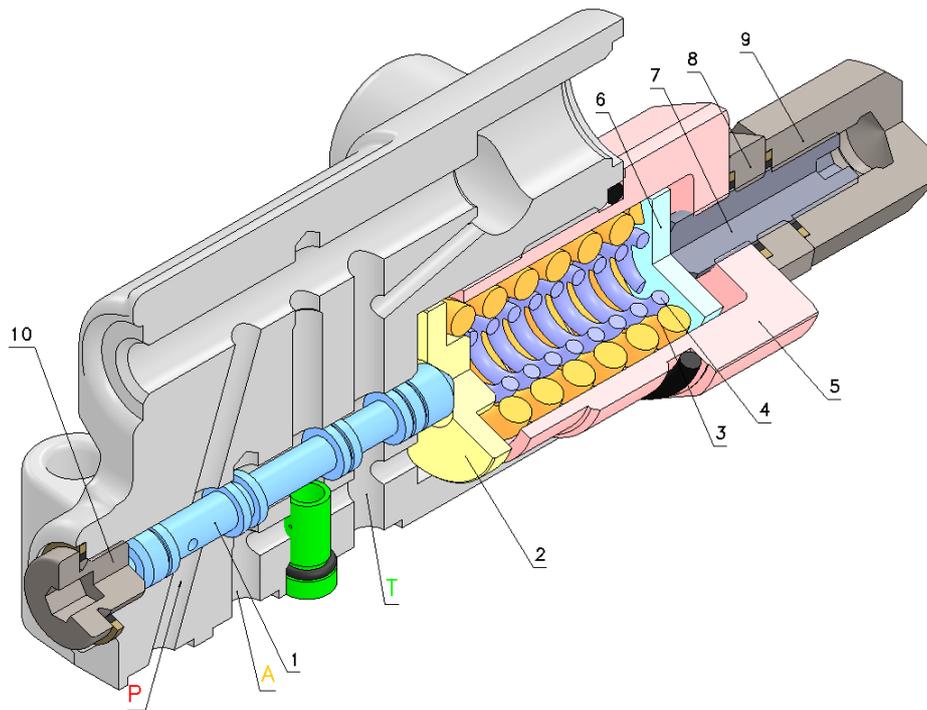


Figura 2.11: Vista isometrica stadio *LPA*

Il controllo è realizzato utilizzando il segnale di pilotaggio con l'informazione di pressione che giunge dalla mandata per comandare la variazione di cilindrata della pompa, riducendola quando viene raggiunto il valore di pressione massima stabilita.

Lo stadio è costituito da un cassetto e un sistema di precarico delle molle, visibili in figura 2.11. Il cassetto (1) è uguale a quello del limitatore di pressione differenziale. Anche in questo stadio i due risalti centrali determinano il collegamento tra le bocche P - A e A -T, mentre gli altri risalti costituiscono delle tenute a labirinto. Il foro di pilotaggio permette all'informazione di pressione della mandata di raggiungere l'estremità del cassetto presso il tappo di tenuta (10).

Il sistema di precarico, costituito dal perno di regolazione (7), dado (8) e controdado (9), è identico a quello utilizzato nel limitatore di pressione differenziale.

2.1.2.1 Funzionamento

Il segnale di pressione di mandata giunge per mezzo della bocca P nella camera anulare sinistra. Tramite il foro di pilotaggio anche nell'ambiente tra l'estremità del cassetto e il tappo di tenuta si avrà una pressione p , che genera una forza rivolta verso destra (in riferimento alla figura 2.12).

La pressione p_A , regolata dal limitatore di pressione differenziale, agisce sulle superfici anulari dei risalti centrali e del primo risalto verso l'estremità in battuta con il reggispinta: la sua influenza sullo spostamento del cassetto è nulla, in quanto genera forze uguali di entità ma di verso opposto (stessa pressione applicata alla stessa area).

Alla traslazione verso destra si oppone la forza delle due molle coassiali F_m .

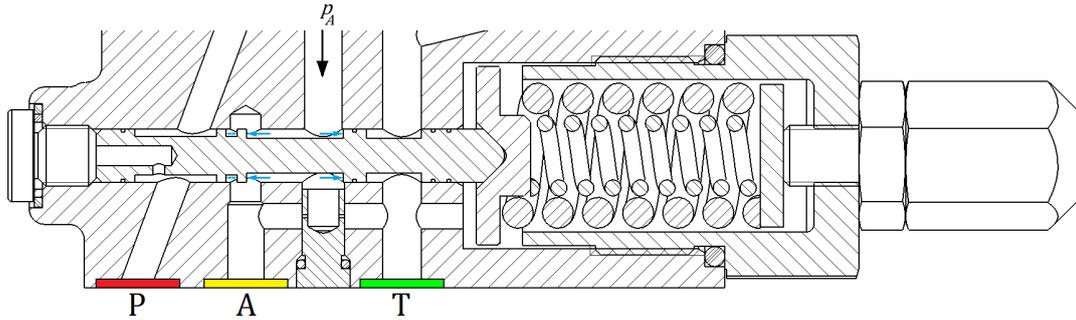


Figura 2.12: Sezione limitatore di pressione assoluto

Il cassetto inizia a spostarsi quando viene raggiunto il seguente equilibrio:

$$p \cdot S = F_o \quad (2.9)$$

Dove S è la superficie dell'estremità del cassetto, ed F_o è il precarico imposto alle molle.

La pressione p a cui viene raggiunto l'equilibrio può essere variata impostando un diverso precarico alle molle per mezzo del perno di regolazione.

Con l'aumento della pressione p il cassetto si sposta verso destra e nell'ipotesi in cui la caratteristica delle molle sia lineare con rigidità K (nella sezione 2.1.2.2 la trattazione della caratteristica) il nuovo equilibrio sarà ottenuto per:

$$p \cdot S = F_o + K \cdot x \quad (2.10)$$

Qui x corrisponde allo spostamento del cassetto e definisce la compressione delle molle. I suoi valori variano da 0 - condizione di riposo in cui viene definita F_o - al valore che definisce la posizione di equilibrio in regolazione.

Come nel caso del *LPD*, tale distanza può essere espressa come somma di due contributi:

$$x_{max} = z + x^* \quad (2.11)$$

z definisce il *ricoprimento*, ovvero la distanza tra lo spigolo del risalto e l'apertura della luce verso A nella condizione di riposo (per la quale viene definita F_o) mentre x^* è misurata tra lo spigolo del foro di connessione A e lo spigolo pilotante del cassetto (tra P e A), distanza che definisce la posizione di equilibrio in regolazione. La pressione:

$$p^* = \frac{F_o}{S} + \frac{K}{S} \cdot (z + x^*) \quad (2.12)$$

è la pressione a cui avviene la regolazione.

La rappresentazione funzionale di questo stadio è riportata nella figura 2.13.

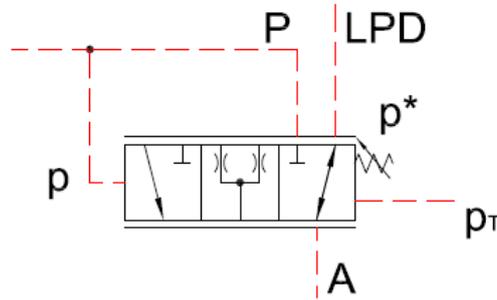


Figura 2.13: Schema ISO LPA

Lo schema evidenzia uno stadio a posizionamento continuo a tre porte: P, da cui arriva l'informazione di pressione della mandata della pompa, la bocca definita come LPD, da cui giunge il segnale di pressione modulato dallo stadio *Load Sensing*, ed A, bocca collegata all'attuatore A del comando di variazione della cilindrata.

Da sinistra (in riferimento alla figura 2.13) agisce la pressione p in opposizione alla forza generata dalla molla tarabile a destra. La camera in cui alloggiavano le molle è collegata alla pressione di serbatoio (drenaggio p_T).

Nella condizione di riposo, la bocca A è collegata con il segnale proveniente dallo stadio LS.

All'aumentare di p il collegamento A-LPD inizia a chiudersi mentre il collegamento P-A ad aprirsi. Da notare che quando il limitatore di pressione assoluto è in fase di regolazione il limitatore di pressione differenziale risulta in posizione di riposo, quindi con la bocca A collegata a T: infatti, con il LPA in regolazione la pressione alla mandata viene fissata al valore p^* , mentre la pressione p_u del carico può continuare liberamente ad aumentare. In questa condizione però non è più garantito l'equilibrio del cassetto del LPD, che vede aumentare le forze di chiusura (contributo $p_u S$ in crescita) e rimanere costanti quelle di apertura (fissate a $p^* S$):

$$p^* S < p_u S + s \quad (2.13)$$

Spostandosi sotto l'azione delle forze di chiusura il collegamento P-A viene interrotto mentre si apre la luce A-T.

La condizione centrale, in cui la bocca A è collegata al contempo a P e al segnale proveniente dallo stadio LS è quella che garantisce una corretta modulazione della pressione verso l'attuatore di variazione della cilindrata.

La doppia freccia presente nel collegamento LPD - A è dovuta al fatto che quando il limitatore di pressione differenziale regola, la portata fluisce da esso verso A, mentre quando è a riposo il flusso passa da A verso T.

Quando il limitatore di pressione assoluto entra in regolazione significa che la pressione imposta dal carico sale oltre il valore limite fissato: in questa condizione di funzionamento (saturazione in pressione) l'utente non è più in grado di controllare la velocità del carico agendo sul distributore. Infatti, la pressione sulla linea di mandata rimane fissata al valore p^* , mentre il carico può continuare ad aumentare: in queste condizioni non può più essere garantita una caduta di pressione pari a s presso i capi del distributore, con conseguente riduzione di portata verso il carico nonostante la sua sezione rimanga invariata.

2.1.2.2 Il sistema di precarico: rigidezza delle molle e taratura

Il comportamento dello stadio è definito dall'equilibrio del cassetto, funzione della forza generata dalle molle coassiali.

Come per il limitatore di pressione differenziale è stato necessario determinare le rigidezze delle molle, per definirne poi la caratteristica in funzione della taratura.

I dati geometrici e i risultati ottenuti sono riportati nella tabella 2.4.

		Molla interna	Molla esterna
Diametro del filo	d	2 mm	4 mm
Raggio avvolgimento molla	R	4,25 mm	7,5 mm
Rapporto caratteristico	c	4,25	3,75
Numero di spire	n	8,5	6,5
Tipologia di molla		Troncata e molata	
Passo	p	4,35 mm	6,5 mm
Lunghezza libera misurata	L_o	31,2 mm	35,6 mm
Spire efficaci	i	6,25	4,25
Parametro λ''	λ''	0,98	0,98
Rigidezza	K	43,3 N/mm	185,7 N/mm

Tabella 2.4: Caratteristiche geometriche delle molle del limitatore di pressione assoluto

Avendo la possibilità di eseguire anche misure sperimentali, sono stati validati i risultati ottenuti misurando la rigidezza delle molle per mezzo di un peso e un comparatore, come per il caso della molla esterna del *LPD*.

Le misurazioni e i risultati ottenuti sono riportati nella tabella 2.5.

		Molla interna	Molla esterna
Massa applicata	m [g]	2400	2400
Peso	P [N]	23,5	23,5
Compressione	Δx [mm]	0,55	0,18
Rigidezza	K [N/mm]	42,8	130,8

Tabella 2.5: Misurazioni rigidezze delle molle del LPA

La misura della rigidezza della molla interna è simile a quella ottenuta per mezzo della formula (2.7), mentre è molto inferiore la rigidezza misurata della molla esterna.

Per la definizione della pressione di regolazione e per le successive simulazioni svolte in ambiente *Amesim* verranno utilizzati i valori di rigidezza ottenuti con le misurazioni sperimentali.

Una volta definita la rigidezza delle molle, è stato analizzato il sistema di precarico per determinare l'andamento della forza antagonista all'apertura dello stadio, F_m , in funzione della taratura imposta alle molle dall'utente, in modo da poter definire in funzione di quest'ultima la pressione di regolazione p^* .

Come riportato nella figura 2.14 le molle sono posizionate tra il reggispinta (1), su cui preme il cassetto, e il fondo (3), costituito da una piastrina cilindrica la cui posizione è funzione dell'avvitamento del perno di regolazione (2).

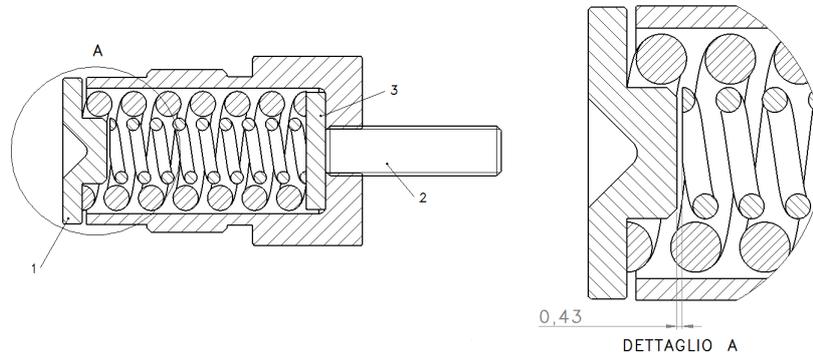
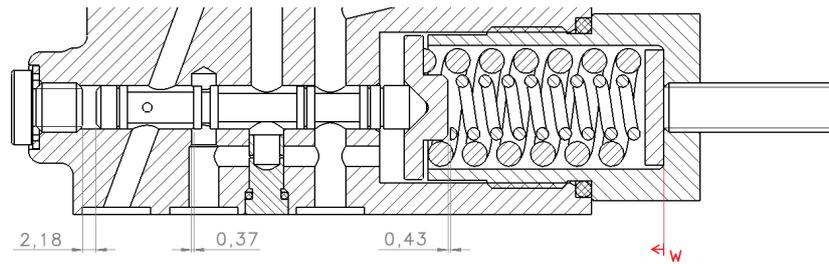
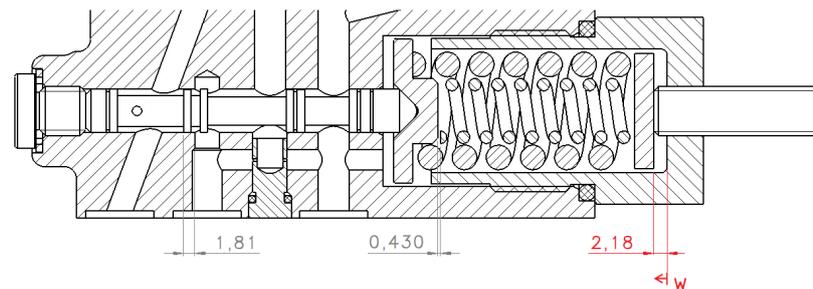


Figura 2.14: Sezione con dettaglio delle molle LPA

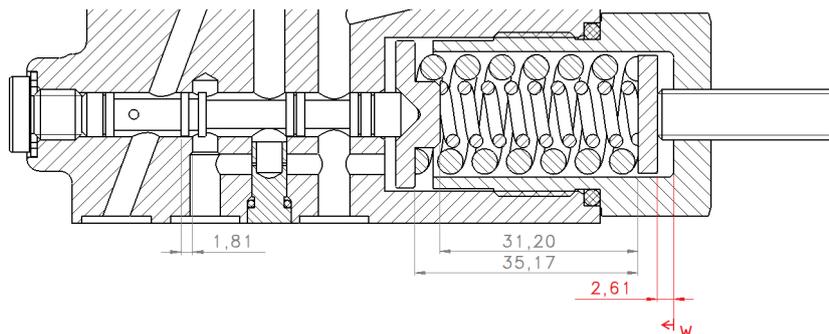
La molla interna presenta una lunghezza libera inferiore a quella della molla coassiale esterna, e non arriva quindi in battuta con il reggispinta. Come nel caso del *LPD* la caratteristica elastica compressiva presenterà una discontinuità, con aumento di pendenza nel momento in cui entrambe le molle diventano operative.



(a) Posizione $w=0$



(b) Cassetto in battuta con tappo ($w=2,18 \text{ mm}$)



(c) Molla interna in battuta con reggispinta ($w=2,61 \text{ mm}$)

Figura 2.15: Tarature

Come per il *LPD*, si è definita la caratteristica delle molle in funzione della taratura w imposta. Nota la caratteristica e il ricoprimento, è stato possibile determinare la pressione di regolazione p^* a cui la pressione p di mandata viene limitata.

Dallo studio del modello CAD realizzato, a molle completamente starate e piastrina appoggiata al tappo (figura 2.15a) entrambe le molle risultano alla loro lunghezza libera: il collegamento tra le porte P ed A della valvola è aperto ($0,37\text{ mm}$, ricoprimento negativo) e il cassetto dista dal tappo di tenuta $2,18\text{ mm}$.

Quando la piastrina di appoggio raggiunge la posizione definita da $w = 2,18\text{ mm}$, (figura 2.15b) il cassetto entra in battuta con il tappo di tenuta. In queste condizioni il collegamento tra la porta P e la porta A è chiuso e presenta un ricoprimento di $1,81\text{ mm}$.

In questa fase, con la coordinata w inferiore a $2,18\text{ mm}$, entrambe le molle risultano avere precarico nullo poichè si mantengono alla loro lunghezza libera, avendo il fondo di fatto solo traslato la sua posizione rigidamente insieme agli altri componenti dello stadio.

Avvitando ulteriormente il perno filettato la molla esterna inizia a comprimersi, in quanto il reggispinta è mantenuto in posizione dal cassetto che è ora in battuta con il tappo di tenuta.

In queste condizioni l'unica molla operativa è quella esterna.

Alla posizione $w = 2,61\text{ mm}$ infine anche la molla interna entra in battuta con il reggispinta (figura 2.15c), diventando anch'essa operativa.

La pressione di regolazione è stata definita con l'equazione (2.12): considerando che $x^* \ll z$ una buona approssimazione di tale pressione può essere ottenuta considerando come compressione delle molle solo l'entità del ricoprimento z .

Nella tabella 2.6 vengono riportati i valori di pressione di regolazione in funzione della taratura w imposta dall'utenza.

Taratura molle w [mm]	Ricoprimento z [mm]	Precarico molle F_o [N]	Pressione di regolazione p^* [bar]
1	0,638	0	24
1,917	1,547	0	65
2,493	1,81	41	91
2,7	1,81	72	100,3
3,258	1,81	169	125,5
3,807	1,81	264	150,3
4,35	1,81	358	174,8
4,9	1,81	454	199,6
5,5	1,81	558	226,6
6	1,81	645	249,2
6,7	1,81	766	280,7
7,15	1,81	844	301,2

Tabella 2.6: Pressioni di regolazione in funzione della taratura w

2.1.3 Strozzatori

Il controllo studiato è caratterizzato dalla presenza di due strozzatori, evidenziati nella figura 2.16.

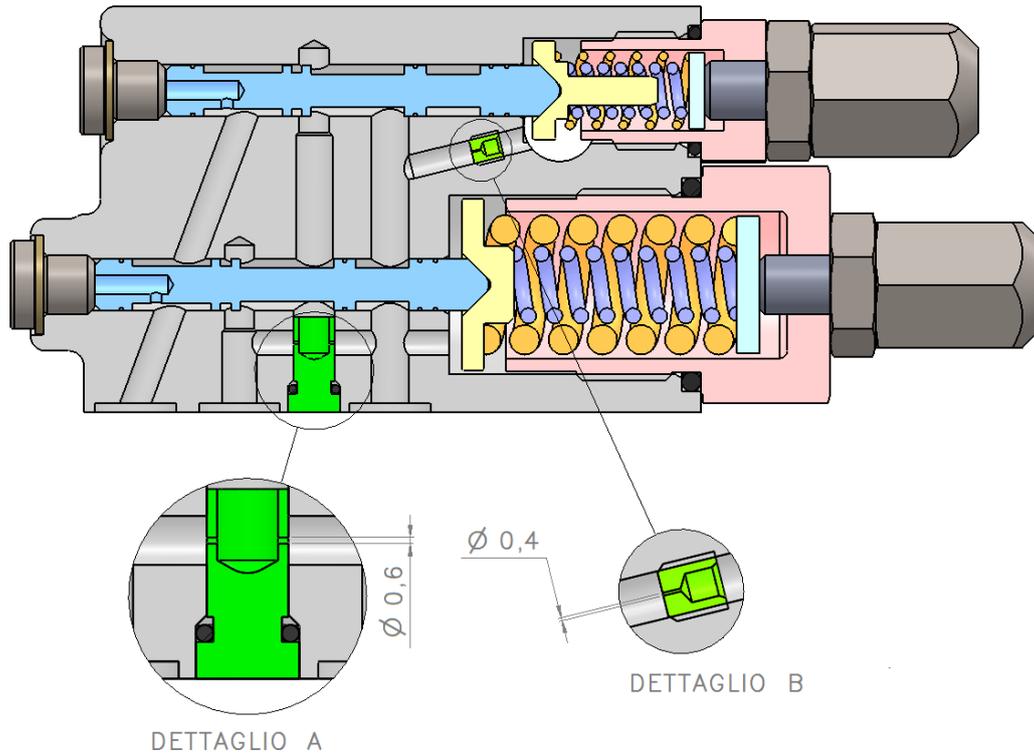


Figura 2.16: Sezione controllo *Load Sensing* e posizionamento strozzatori

Il componente evidenziato nel dettaglio B di figura 2.16 connette stabilmente l'ambiente della bocca X a T.

Garantisce, a riposo, lo scarico dell'ambiente X a discapito di una trascurabile dissipazione di energia in fase di lavoro del controllo.

Nel caso in cui ad esempio il distributore venga chiuso e non preveda la messa a scarico di X il pilotaggio risulterebbe mantenuto a pressione p_u . Con l'orificio di questo componente è possibile abbassare tale pressione - quando l'utenza non è alimentata, appunto a distributore chiuso - grazie alla formazione di una portata di scarico da X verso T, che si arresta solo quando $p_x = p_T$.

Il componente evidenziato nel dettaglio A di figura 2.16 presenta due fori passanti attraverso la parete del corpo cilindrico cavo, che costituiscono due strozzatori. Nonostante il diametro sia fisso ($\Phi 0,6 \text{ mm}$) sono da considerare come due strozzatori a sezione variabile, in quanto è possibile agire sulla testa del componente ruotandola con un cacciavite a lama: in questo modo i due fori possono essere chiusi.

I due strozzatori mettono in comunicazione le bocche A e T.

In condizioni di riposo (sia il *LPD* che il *LPA* non regolano) questi strozzatori assumono un ruolo secondario, poichè collegano ambienti tutti alla stessa pressione, quella del carter. Assumono invece importanza quando i limitatori di pressione sono in fase di transitorio, poichè favoriscono la dinamica dell'attuatore A.

Infatti, per presentare un buon comportamento sia a livello stazionario che dinamico è necessario che i cassette presentino elevati *guadagni in portata e in pressione*. I guadagni sono definiti come le derivate di portata e pressione rispetto allo spostamento del cassetto:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} \quad \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.14)$$

Il guadagno in portata definisce la rapidità di risposta del sistema, mentre il guadagno in pressione garantisce di minimizzare l'errore sulla pressione regolata.

Elevati guadagni tuttavia influenzano negativamente la stabilità del sistema. Si immagini un elevato guadagno in pressione con una corsa utile del cassetto di appena 0,1 mm: al minimo spostamento

di quest'ultimo, la pressione presso A varierebbe molto, con conseguenti instabilità sul comando di variazione della cilindrata.

Un buon compromesso tra le due esigenze (stabilità e rapidità/minimizzazione errore) si ottiene inserendo uno strozzatore che colleghi l'ambiente a pressione modulata con T, chiamato *bleed*.

2.2 Comando di variazione cilindrata: cilindro attuatore e di contrasto

La variazione della cilindrata avviene per mezzo di due attuatori di sezione differente, riportati nella figura 2.17, collegati direttamente alla piastra inclinata.

Il componente di sezione a costituisce l'*attuatore di contrasto* e vede la pressione di mandata per mezzo di un canale realizzato nel corpo pompa che collega la luce di mandata alla camera alla base dell'attuatore stesso. Esso agisce insieme ad una molla. Quest'ultima garantisce la cilindrata massima quando la pompa è a riposo.

Il cilindro a sinistra nella figura 2.17 presenta una superficie di influenza A maggiore di quella dell'attuatore di destra e costituisce l'*attuatore di regolazione della cilindrata*. Sulla superficie A agisce la pressione p_A per mezzo di un canale eseguito all'interno del corpo pompa che si collega direttamente alla porta A del controllo *Load Sensing*.

A riposo il controllo *LS* mantiene in comunicazione la bocca A con T, per cui la pressione p_A corrisponde a quella di serbatoio. In queste condizioni il cilindro attuatore risulta scarico e quindi la pompa è a cilindrata massima.

Quando lo stadio *LS* del controllo inizia a regolare, la pressione p_A aumenta poichè viene aperta la connessione tra P ed A.

L'equilibrio dei due attuatori viene raggiunto quando la forza esercitata dal cilindro attuatore di variazione della cilindrata raggiunge quella esercitata dall'attuatore di contrasto e della molla:

$$p_A \cdot A = p \cdot a + F_0 \quad (2.15)$$

dove:

- p_A è la pressione modulata dal controllo;
- p è la pressione di mandata;
- F_0 è il precarico della molla non tarabile.

Il precarico della molla F_0 nella pompa *Rexroth A10VSO* è stato determinato considerando la differenza tra la lunghezza libera e la lunghezza operativa a cilindrata massima (ottenuta dalla misurazione della profondità del carter sottraendo gli spessori di piastra inclinata, pattini, giunti sferici, spessore testa attuatore e spessore base appoggio molla), che costituisce la condizione di riposo del sistema.

Dalle misurazioni svolte sul corpo pompa si è ottenuto:

$$F_0 = (L_0 - L_{op}) \cdot K$$

$$F_0 = (159 \text{ mm} - 86,5 \text{ mm}) \cdot 4 \text{ N/mm} = 290 \text{ N}$$



Figura 2.17: Comando di variazione della cilindrata - superfici di influenza

Con K rigidezza della molla, calcolata a partire dalle sue caratteristiche geometriche.

Nella condizione di riposo la pompa risulta a cilindrata massima: l'attuatore di sinistra è a scarico poichè la bocca A del controllo risulta collegata a T, mentre l'attuatore di contrasto risulta anch'esso non pressurizzato, ma la molla mantiene la piastra inclinata alla massima angolazione (che determina la massima cilindrata).

La differenza nello sviluppo assiale tra la testa dell'attuatore di contrasto e quella dell'attuatore di variazione della cilindrata nella condizione di riposo è quella che definisce la massima angolazione della piastra inclinata, γ_{max} .

La lunghezza a riposo del cilindro attuatore è stata facilmente determinata per mezzo di un calibro. Per quanto riguarda l'attuatore di contrasto è stato necessario calcolare la lunghezza che definisce la massima cilindrata definendo lo spazio utile una volta che il carter della pompa fosse stato chiuso. È stata quindi definita la profondità del carter presso l'appoggio dell'attuatore, quindi si è sottratto a tale dimensione gli spessori della piastra inclinata sempre in tale punto e la lunghezza dei pattini e dei giunti sferici a cui sono collegati.

Si sono quindi ottenuti i valori riportati nella tabella 2.7, che saranno necessari nel corso delle simulazioni per studiare il comportamento della pompa e del suo controllo.

Cilindrata massima	V_{max}	71 cc/giro
Sezione attuatore di regolazione della cilindrata	A	602,6 mm ²
Lunghezza attuatore di regolazione della cilindrata (a V_{max})	l	66,2 mm
Sezione attuatore di contrasto	a	132,7 mm ²
Lunghezza attuatore di contrasto (a V_{max})	L	108,5 mm
Interasse attuatori	i	150,2 mm
Inclinazione piastra inclinata (a V_{max})	γ_{max}	16°
Lunghezza libera molla	L_0	159 mm
Lunghezza operativa molla (a V_{max})	L_{op}	86,5 mm

Tabella 2.7: Caratteristiche comando di variazione della cilindrata

La rigidezza della molla K è stata determinata per mezzo delle sue caratteristiche geometriche. Le misure eseguite sul componente e il valore della rigidezza sono riportati nella tabella 2.8.

Diametro filo	d	3,2 mm
Raggio di avvolgimento del filo	R	12,6 mm
Passo molla	p	8,9 mm
Lunghezza libera misurata	i	159 mm
Spire efficaci	i	17,15
Modulo elasticità tangenziale	G	81500 MPa
Rapporto caratteristico	c	7,88
Parametro λ''	λ''	1
$K = \frac{G \cdot d^4}{64 \cdot \lambda'' \cdot R^3 \cdot i}$		
Rigidezza	K	4 N/mm

Tabella 2.8: Caratteristiche geometriche molla comando di variazione della cilindrata

La rappresentazione funzionale del comando di variazione della cilindrata è riportata in figura 2.18.

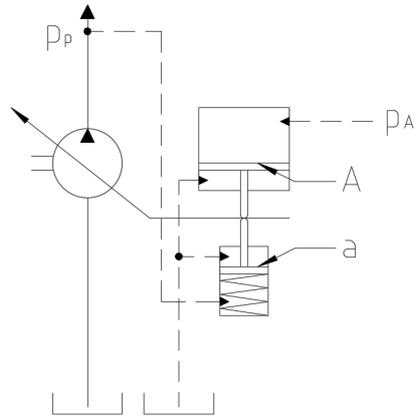


Figura 2.18: Schema ISO comando di variazione della cilindrata

Capitolo 3

Simulazione in ambiente Amesim del controllo Rexroth

In questo capitolo verrà descritto il modello di simulazione realizzato con il software *Amesim* del controllo della variazione di cilindrata Rexroth analizzato al capitolo precedente, a seguito di una breve introduzione al software utilizzato.

Le simulazioni svolte sono state eseguite introducendo nel modello i parametri del controllo definiti nel capitolo 2. Tali parametri in alcuni casi sono stati modificati per permettere di evidenziarne gli effetti sul comportamento del controllo.

Le prove eseguite sono sia stazionarie che dinamiche: con le prove stazionarie si è voluto verificare l'effettivo funzionamento del modello realizzato valutando il comportamento del controllo in condizioni di lavoro il cui sviluppo è stato descritto nel capitolo precedente, nella sezione 2.1.1.1; altre prove di questa tipologia sono state eseguite per determinare la funzione del *bleed* e confrontare i valori di taratura dei due stadi ottenuti dalle simulazioni con quelli definiti analiticamente. E' stata quindi svolta una prova dinamica per analizzare il comportamento dinamico del controllo, al fine di verificare una corretta regolazione della cilindrata anche a seguito di brusche variazioni di carico. Modificando i valori del diametro dello strozzatore dinamico presente nel cassetto del *LPD* e del *LPA* si è anche studiato il suo effetto sulla dinamica del cassetto.

3.1 Il software Amesim

Simcenter Amesim è un programma di simulazione 0D per la modellazione e analisi di sistemi multidominio distribuito da Siemens PLM software. *Amesim* è quindi un ambiente di simulazione adatto a sistemi meccanici, fluidodinamici, termici ed elettrici, come anche a sistemi in cui questi aspetti sono combinati tra loro.

Il modello di simulazione di un sistema viene realizzato sfruttando i componenti (o elementi) messi a disposizione da varie *librerie*, definite per diversi domini fisici: meccanica, idraulica, termica ecc. I componenti sono riprodotti graficamente da un'icona: quest'ultima quando possibile ripropone la rappresentazione definita dalle normative vigenti (ad esempio la maggior parte dei componenti della libreria *hydraulic* sono raffigurati con icone secondo la normativa ISO 1219), mentre in mancanza di norme grafiche l'icona si ripropone come una figura che richiami intuitivamente il fenomeno modellizzato (come nel caso della maggior parte degli elementi della libreria *hydraulic component design*).

I componenti presentano delle porte di comunicazione per mezzo delle quali possono essere collegati tra loro: in questo modo è possibile il trasferimento tra gli elementi del sistema dei valori di determinate grandezze, dette variabili esterne, che costituiscono i valori di input e output degli elementi. Ogni componente è inoltre caratterizzato da delle variabili interne, proprie del sottomodello assegnato al componente, che sono calcolate al fine di risolvere quel singolo sottomodello ma non vengono inviate all'esterno. In ogni sottomodello sono infatti inserite tutte le equazioni necessarie alla descrizione del fenomeno da simulare: per mezzo delle variabili interne le equazioni vengono risolte e permettono così il calcolo degli output a partire dalle variabili di input.

L'insieme di elementi e connessioni realizzate definisce il sistema da simulare.

Il lavoro su *Amesim* può essere suddiviso in quattro fasi:

- disegno dello "schizzo";
- assegnazione dei sottomodelli;
- impostazione dei parametri;
- simulazione e visualizzazione dei risultati.

Nella prima parte l'utente deve scegliere gli elementi da utilizzare tra le varie librerie disponibili e i collegamenti da instaurare tra le loro porte. In questa fase particolare attenzione va rivolta alle diverse tipologie di porte: ad esempio, una porta idraulica potrà essere connessa solo ad un'altra porta idraulica, così come una porta meccanica rotativa solo ad un'altra della stessa tipologia. Inoltre, affinché una connessione sia permessa è necessario che le variabili "in transito" tra le due porte siano le stesse: una camera idraulica ad esempio ha porte con variabile di output la pressione e di input la portata, e può essere collegata ad altre porte solo se hanno come input la pressione e output la portata. A tal proposito è necessario precisare, dato il largo utilizzo che ne verrà fatto nel corso di questo lavoro di tesi, che tra gli elementi della libreria *hydraulic* si distinguono elementi *capacitivi* ed elementi *resistivi*. I primi permettono di calcolare la pressione grazie all'informazione di portata che ricevono in input, i secondi invece permettono di determinare la portata in funzione della pressione presso le loro porte. Esempi di queste due tipologie di elementi sono la camera idraulica, elemento capacitivo (a sinistra in figura 3.1), e lo strozzatore, elemento resistivo (a destra in figura 3.1).

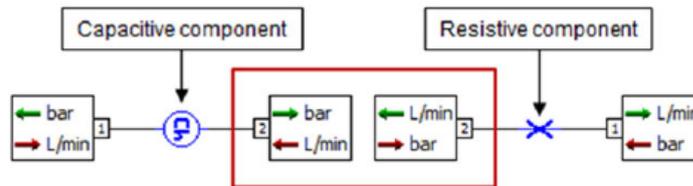


Figura 3.1: Connessioni elementi libreria *hydraulic*

Un modello di simulazione che sfrutta la libreria *hydraulic* pertanto deve prevedere sempre collegamenti tra elementi capacitivi e resistivi.

Prima di passare alla fase di lavoro successiva è necessario che tutte le porte di ciascun elemento inserito siano connesse ad altrettanti componenti. Il software evidenzia gli elementi che hanno ancora delle porte libere rappresentandoli con colori invertiti (bianchi su sfondo del colore della libreria dell'elemento).

Una volta terminata la parte di *schizzo* è necessario assegnare ad ogni elemento del sistema l'appropriato sottomodello. Una stessa icona può infatti essere associata a più sottomodelli, ciascuno con il proprio pacchetto di equazioni. Per facilitare questo compito all'utente, *Amesim* permette di scegliere i sottomodelli solo tra quelli compatibili agli elementi cui è collegato, oppure per mezzo della procedura automatizzata *premier submodel* definisce autonomamente un insieme di sottomodelli compatibili a partire da quelli più semplici a disposizione. Nella libreria *hydraulic* assume grande importanza la scelta dei sottomodelli legati alle connessioni tra elementi. I collegamenti infatti possono essere realizzati con connessioni dirette oppure con sottomodelli di tubazione più o meno complessi, a discrezione dell'utente in funzione del grado di accuratezza che viene ricercato. Una volta associati i sottomodelli agli elementi è necessario inserire in ciascuno di essi i parametri geometrici e fisici di funzionamento, nonché scegliere ulteriori opzioni di operatività offerte dai sottomodelli selezionati (ad esempio la tipologia di determinazione di caduta di pressione presso uno strozzatore, se secondo il coefficiente di efflusso oppure per un $\Delta p/Q$ noto). I valori da inserire sono di tipo geometrico (diametro cassetto, diametro stelo, diametro foro) oppure condizioni al contorno, come ad esempio la posizione e velocità iniziale di un elemento. In questa fase di lavoro è anche possibile definire dei *parametri globali*, per mezzo dei quali è possibile parametrizzare ad esempio alcune grandezze geometriche.

In ultimo, è necessario definire i parametri di simulazione: istante iniziale-finale e l'intervallo di campionamento dei risultati, quindi è possibile avviare la simulazione. Ad ogni step di integrazione (variabile) il software calcola il valore di tutte le variabili del sistema memorizzando i risultati ogni step temporale assegnato al campionamento in un apposito file (*.results*) che può essere salvato e trattato con altri software di post-processing oppure visualizzato in *Amesim*.

3.2 Il modello del controllo di variazione della cilindrata Rexroth

Per modellare il controllo di variazione della cilindrata analizzato si sono sfruttati componenti delle librerie *Hydraulic*, *Mechanical*, *Signal Control* e *Hydraulic Component Design*.

Il modello complessivo *Amesim* del sistema di variazione della cilindrata realizzato è riportato in figura 3.2.

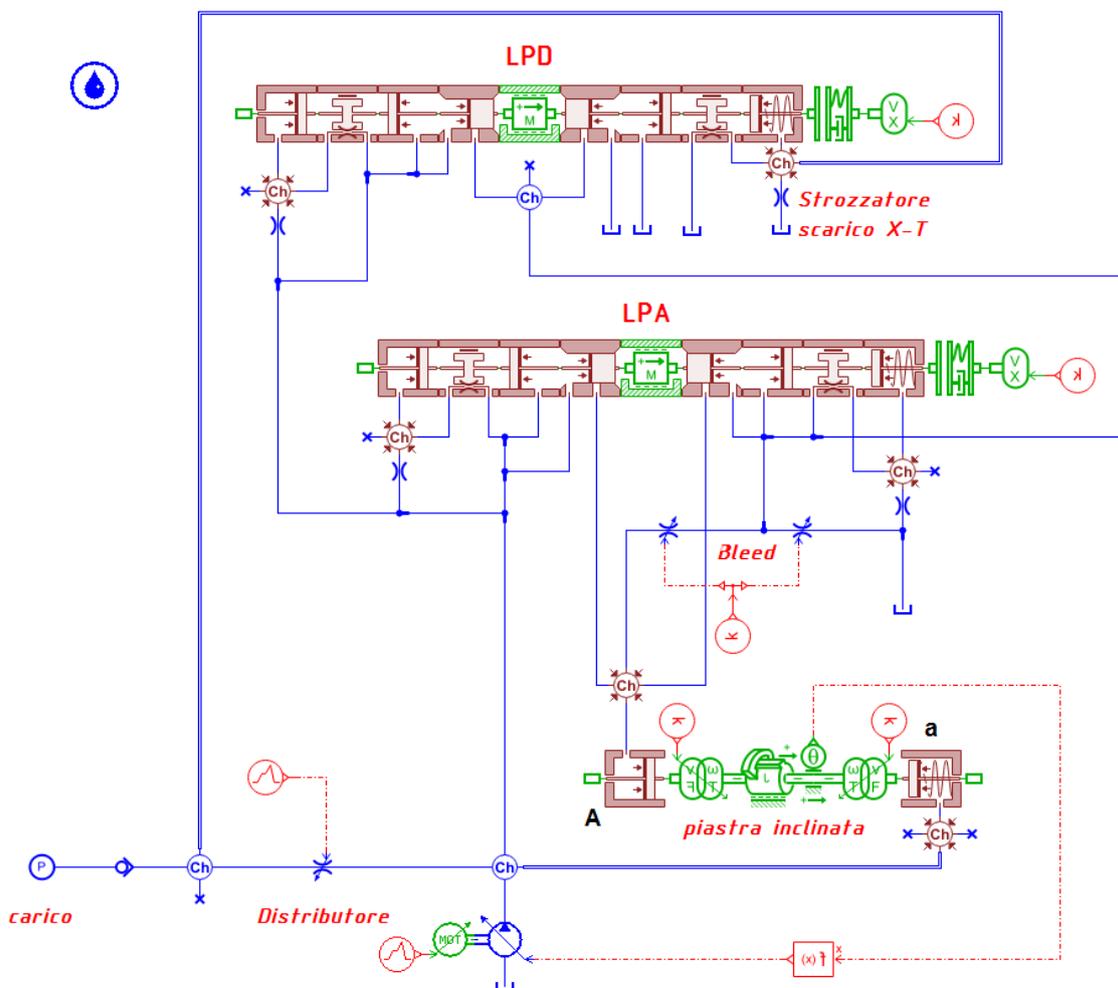


Figura 3.2: Modello *Amesim* del controllo di variazione della cilindrata

In figura sono individuabili i componenti principali del controllo: il limitatore di pressione differenziale (*LPD*), il limitatore di pressione assoluta (*LPA*) e il comando di variazione della cilindrata (*piastra inclinata*).

Nelle successive sottosezioni verranno descritti più nel dettaglio gli elementi utilizzati per realizzare i vari componenti del sistema di controllo e per la definizione del carico e del distributore.

3.2.1 Limitatore di pressione differenziale

Nella figura 3.3 è riportato il modello *Amesim* del limitatore di pressione differenziale insieme a una sua sezione tratta dal disegno realizzato sul CAD 3D *Solidworks*, per poter identificare più facilmente la funzione degli elementi utilizzati nel modello e la loro corrispondenza con le parti del *LPD*.

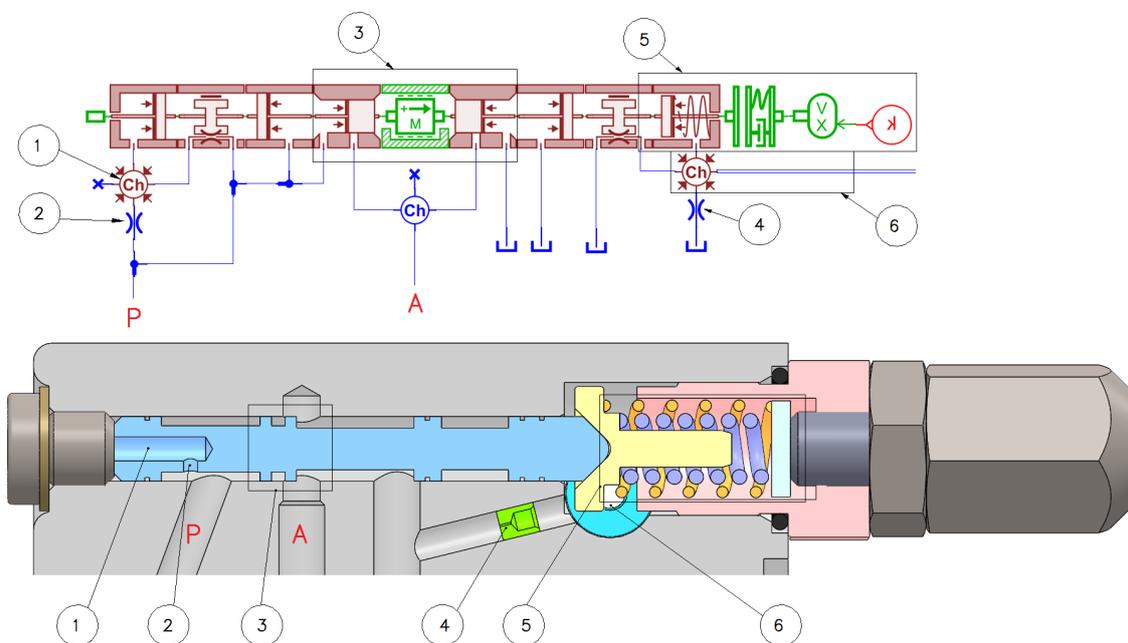


Figura 3.3: Modello *Amesim* del limitatore di pressione differenziale

L'informazione di pressione giunge dal canale contrassegnato con la lettera *P*. L'elemento (2) corrisponde allo strozzatore in ingresso alla camera di volume variabile, definita dall'elemento (1). Il gruppo di elementi (3) identifica i risalti che determinano l'apertura della luce P-A o A-T. Per i due elementi della libreria *Hydraulic Component Design*, in rosso, è stato necessario definire l'entità del ricoprimento delle luci e la dimensione del foro al fine di poter calcolare l'area di passaggio del fluido. Si è innanzitutto dovuto considerare la presenza di due fori per il passaggio del fluido, in quanto come osservabile dalla sezione del *LPD* l'olio può passare sia dal canale inferiore (*A*) che dal foro cieco superiore. Per quanto riguarda il ricoprimento, si è imposto il valore definito alla sezione 2.1.1.2 di quando il cassetto risulta in battuta con il tappo. Per la luce P-A si è quindi posto un ricoprimento pari a $-2,48 \text{ mm}$ (il software *Amesim* legge il ricoprimento come un valore negativo) mentre per la luce A-T al parametro *overlap at zero displacement* si è imposto un valore pari a $2,58 \text{ mm}$. In questo modo, indirettamente, è stata anche definita la corsa utile del cassetto (in cui si ha al contempo un collegamento tra P-A e A-T) pari a $0,1 \text{ mm}$.

L'elemento verde al centro di questo gruppo tiene conto delle masse dei componenti liberi di traslare sotto l'azione della pressione p , quindi del cassetto, del reggispinga e delle molle (la cui massa è stata considerata per $1/3$): da esso si ottengono le informazioni di spostamento, velocità e accelerazione del cassetto. In questo elemento è stato anche possibile inserire l'informazione circa la corsa massima del cassetto (*endstop*), pari a $3,57 \text{ mm}$, spostamento per il quale il reggispinga entra in battuta con la sede delle molle.

Il gruppo di elementi (6) modella la bocca X, da cui giunge l'informazione di pressione a valle del distributore (per mezzo del canale, caratterizzato dal diametro della bocca X), e la camera a volume variabile in cui sono poste le molle (elemento rosso).

Lo strozzatore che pone a scarico la camera contraddistinta dalla bocca X è stato modellato con l'elemento (4).

Il gruppo di elementi (5) infine definisce il sistema di taratura. Sono individuabili due elementi contraddistinti dalla presenza di molle: il primo a sinistra, rosso, modella la molla sempre in battuta con il reggispinga, ovvero la molla esterna. Invece, come determinato sempre nella sezione 2.1.1.2, la molla interna diventa operativa solo a seguito di una certa compressione, variabile a seconda della taratura imposta: tale ritardo viene modellato per mezzo dell'elemento verde posto a destra. Il *gap*, che definisce lo spostamento - o compressione - necessaria affinché anche la seconda

molla diventi operativa è stato introdotto come parametro di questo elemento.

Gli elementi non contraddistinti da numeri modellano le superfici del cassetto su cui le pressioni vanno ad agire e le fughe attraverso le tenute a labirinto. Negli elementi che definiscono queste ultime è stato necessario inserire il valore del gioco sul diametro tra cassetto e foro del corpo valvola: considerando sistemi analoghi di cui si è a disposizione del disegno progettuale con le rispettive tolleranze definite dal produttore, si è posto tale gioco pari a 0,02 mm.

In tutti gli elementi utilizzati per il modello i parametri che li caratterizzano sono stati modificati al fine di riprodurre le caratteristiche geometriche del controllo.

3.2.2 Limitatore di pressione assoluto e *bleed*

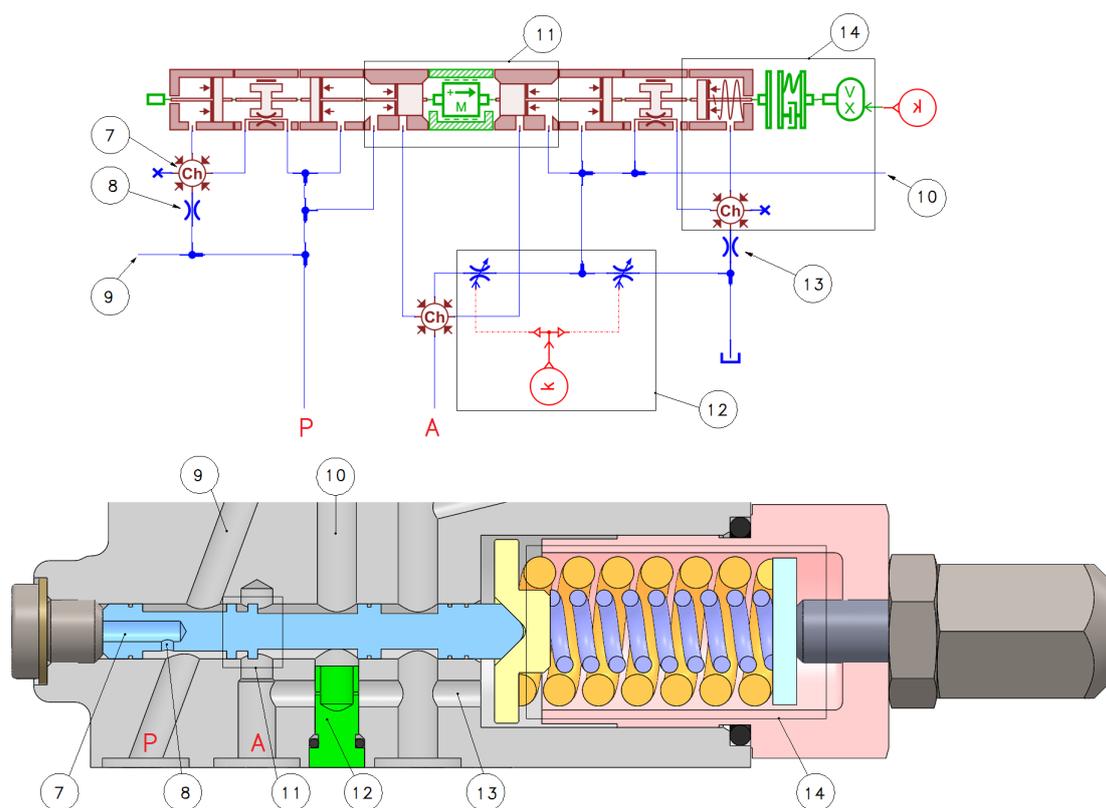


Figura 3.4: Modello *Amesim* del limitatore di pressione assoluto

Nella figura 3.4 è riportato il modello *Amesim* del limitatore di pressione assoluto e del *bleed*.

Per quanto riguarda la *LPA*, il modello risulta uguale a quello del limitatore di pressione differenziale, ad eccezione dei parametri utilizzati nei singoli elementi.

I numeri riportati in figura permettono di individuare nel modello *Amesim* le corrispondenze tra elementi e parti del componente.

Il *bleed* è modellato con gli elementi individuati dal gruppo (12). La costante k che determina l'apertura degli elementi strozzatori (libreria *Signal, Control*) assume i valori discreti di 0 o 1, ad indicare rispettivamente la chiusura o apertura degli orifizi, a discrezione dell'utente.

3.2.3 Comando di variazione della cilindrata

Il modello *Amesim* del comando di variazione della cilindrata è riportato in figura 3.5.

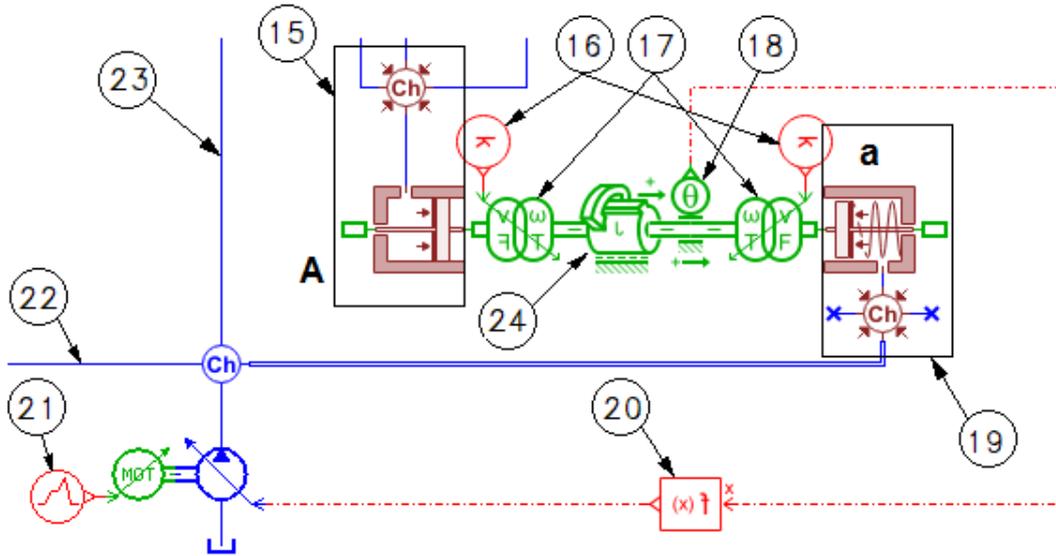


Figura 3.5: Modello *Amesim* del comando di variazione della cilindrata

Il gruppo di elementi (15) definisce l'attuatore di regolazione: presso l'elemento superiore - che modella la camera a volume variabile definita dall'attuatore - viene calcolata la pressione p_A che agisce su di esso mentre l'elemento inferiore modella la superficie su cui agisce tale pressione. Parametro caratteristico del volume variabile è la *dead volume*, corrispondente al volume morto dell'attuatore: tale valore è stato ottenuto misurando la camera alla base dell'attuatore nel corpo pompa. Analogamente, gli elementi del gruppo (19) definiscono l'attuatore di contrasto e il suo volume morto.

Al fine di rendere lo spostamento degli attuatori una rotazione (quella che definisce l'angolazione della piastra inclinata e quindi la cilindrata della pompa) sono stati utilizzati gli elementi (17), che trasformano velocità e forze in velocità angolari e coppie e viceversa. Con l'elemento (16) della libreria *Signal, Control* è stata inserita la costante moltiplicativa per tale trasformazione, pari alla metà dell'interasse tra gli attuatori.

L'elemento (24) modella la piastra inclinata e la sua inerzia. Per rendere veritieri i parametri inseriti, è stato realizzato il modello 3D della piastra e dal software *Solidworks* se ne è ricavato il momento di inerzia rispetto all'asse di rotazione definito dai due attuatori.

L'elemento (18) corrisponde a un sensore della posizione angolare dell'elemento (24): tale variabile permette di definire la parzializzazione della cilindrata della pompa α considerando che la piastra, da cilindrata massima a cilindrata minima, compie una rotazione di 16° . Questo valore di angolo è stato inserito come parametro nell'elemento (24) per definire il suo finecorsa (*endstop*).

Per mezzo di un canale diretto l'informazione dell'angolo di rotazione giunge all'elemento (20), una funzione che permette di ottenere la frazione di cilindrata α corrispondente al valore dell'angolo in ingresso:

$$f(x) = 1 - \frac{\theta}{\theta_{max}} \quad (3.1)$$

dove θ è l'angolo di inclinazione della piastra e θ_{max} il massimo angolo di inclinazione, pari a 16° . L'output dell'elemento (20) costituisce l'input per l'elemento pompa (modello ideale), e ne garantisce la parzializzazione della cilindrata.

L'elemento (21) consente di generare un segnale di forma voluta che viene trasformato dall'elemento motore in *giri/min*.

Il collegamento (23), come visibile nel modello complessivo riportato in figura 3.2, permette all'informazione di pressione di raggiungere il *LPA* e il *LPD*, mentre il collegamento (22) riporta al distributore e al carico.

3.2.4 Distributore proporzionale e carico

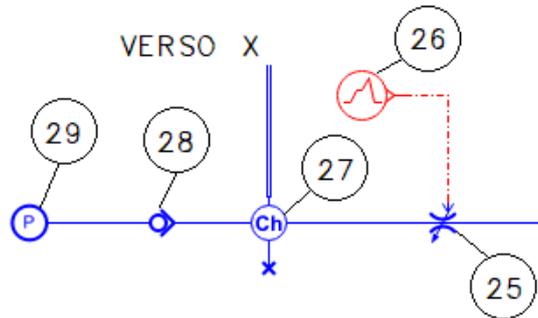


Figura 3.6: Modello *Amesim* del distributore e del carico

Il modello *Amesim* per simulare il carico e il distributore è riportato in figura 3.6.

Il distributore è modellato con uno strozzatore a sezione variabile (elemento (25)), la cui regolazione è fornita dall'elemento (26).

Il carico è simulato per mezzo di un generatore ideale di pressione (elemento (29)), che origina un profilo di pressione stabilito dall'utente. L'elemento (28) modella una valvola di non ritorno che consente la separazione del circuito collegato alla pompa dal circuito del carico quand'esso supera la pressione limite imposta al *LPA*.

Essendo gli elementi (25) e (28) degli elementi *resistivi* non è possibile collegarli poichè verrebbe a mancare l'informazione di pressione che entrambi necessitano: è stato quindi introdotto un elemento *capacitivo* (27) al fine di poter determinare la pressione tra il distributore e la valvola di non ritorno.

Dall'elemento capacità si dirama un collegamento verso la bocca X del limitatore di pressione differenziale.

3.3 Simulazioni

Sono state svolte inizialmente delle prove statiche per verificare la validità del modello ed analizzarne il comportamento in diverse condizioni di lavoro e taratura degli stadi. Successivamente, si sono analizzati i guadagni in pressione e portata in presenza o assenza del bleed, per validare la sua funzione descritta alla sezione 2.1.3.

Infine, sono state svolte alcune prove dinamiche per determinare la prontezza di risposta del controllo a seguito di brusche variazioni di carico e per definire l'importanza dello strozzatore dinamico presente nel cassetto, che collega la porta P alla camera su cui agisce la pressione p , nel comportamento dinamico complessivo del controllo.

3.3.1 Comportamento in condizioni stazionarie

3.3.1.1 Aumento del carico con sezione del distributore costante

Per verificare la validità del modello è stata eseguita una prima prova imponendo una rampa di carico da 0 a 300 bar in 300 s, in modo da garantire una variazione lenta della pressione nel tempo e quindi un comportamento in condizioni stazionarie del controllo, mantenendo costante la sezione di passaggio del distributore.

Si vuole verificare che la pressione di mandata si mantenga superiore a quella imposta dal carico di un valore pari a s , la taratura del *LPD*, e che la portata verso il carico non sia funzione della pressione.

Raggiunta la saturazione in pressione ($p_u = p^*$) si vuole verificare la riduzione della cilindrata fino a valori di α pressochè nulli.

In questa prova vengono assunti i seguenti parametri:

- Velocità del motore primo: crescente da 0 a 1500 *giri/min* per i primi 10 secondi, quindi costante e pari a 1500 *giri/min*
- Strozzatore che simula distributore che genera una caduta di pressione di 1 bar quando attraversato da 40 *L/min*. In questo caso di studio, il segnale in ingresso a questo elemento è pari a 0,5, determinando quindi una caduta di pressione di 1 bar quando attraversato da 20 *L/min*
- taratura *LPD*: $s = 15 \text{ bar}$
- taratura *LPA*: $p^* = 280 \text{ bar}$

Nella figure 3.7, 3.8 e 3.9 sono riportati tre andamenti: sopra le pressioni alla mandata della pompa, a valle del distributore e la loro differenza, in mezzo le aperture delle luci P-A del *LPD* e del *LPA*, sotto la portata al carico e la parzializzazione della cilindrata α .

Dalla figura 3.7 si osserva che la pressione di mandata si mantiene superiore a quella richiesta dall'utilizzatore di una quantità pari a s per la maggior parte del tempo in cui si sviluppa la prova: in un primo momento infatti la differenza tra p e p_u è minore di s a causa della fase di avvio del motore, mentre alla fine della prova, quando entra in regolazione il *LPA*, la differenza tra le due pressioni si riduce di nuovo in quanto la pressione di mandata p rimane costante mentre la pressione imposta dal carico p_u continua ad aumentare. Si può infatti vedere, confrontando le figure 3.7 e 3.8 che la differenza $p - p_u$ inizia a diminuire quando si apre la luce P-A nel *LPA*.

Nella figura 3.8 sono riportati gli andamenti delle aperture dei collegamenti P-A nel *LPD* e nel *LPA*. Si osserva chiaramente che nel momento in cui si apre la luce P-A nel limitatore di pressione assoluto, si inizi a chiudere la stessa luce nel limitatore di pressione differenziale. Questo perchè all'apertura del *LPA* la pressione alla mandata viene fissata al valore p^* , mentre la pressione del carico può continuare a salire: il cassetto del *LPD* non si trova quindi più in equilibrio e si sposta verso sinistra, chiudendo la luce P-A, fino a raggiungere il suo finecorsa determinato dalla presenza del tappo.

Come da richiesta dell'operatore che regola la sezione di passaggio nel distributore, la portata erogata all'utilizzatore si mantiene costante nonostante la variazione di carico imposto, come osservabile in figura 3.9. Nel momento in cui inizia la regolazione del limitatore di pressione assoluto tuttavia (*saturazione in pressione*) non risulta più possibile controllare la portata erogata all'utente: infatti essa inizia a diminuire fino a raggiungere valori nulli quando si annulla la differenza di pressione ai capi del distributore.

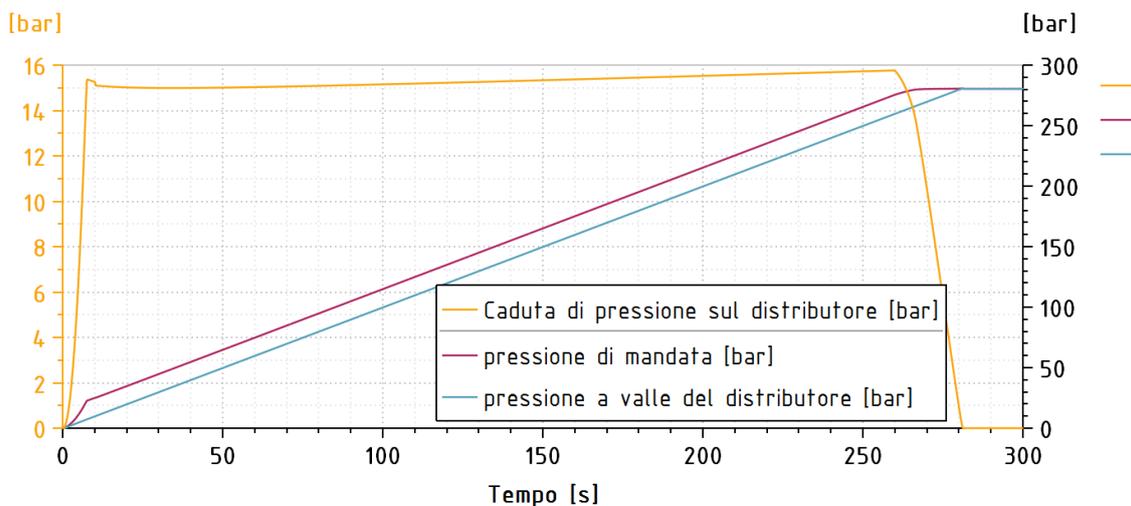


Figura 3.7: Pressioni simulazione con rampa di carico 0-300 bar

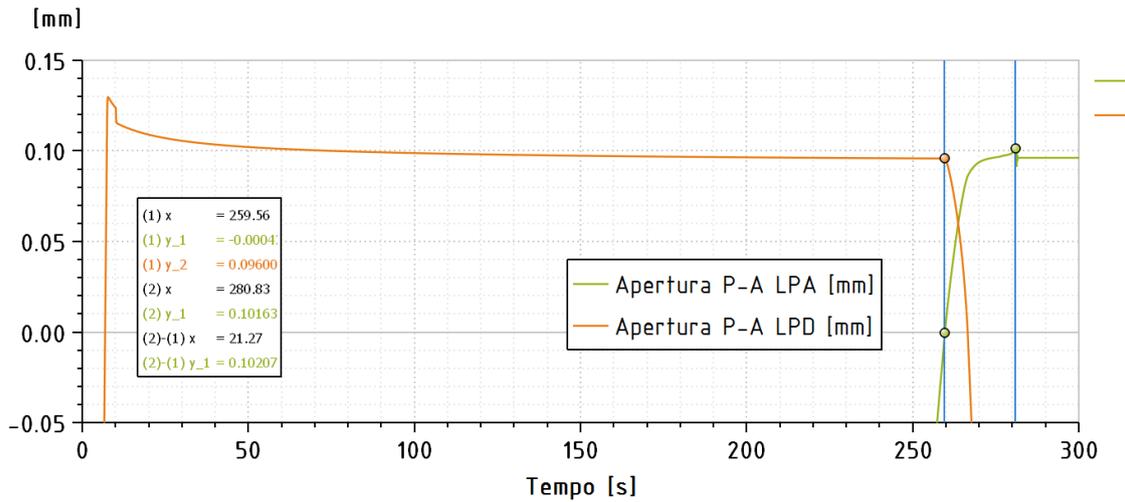


Figura 3.8: Aperture luci P-A LPD ed LPA con rampa di carico 0-300 bar

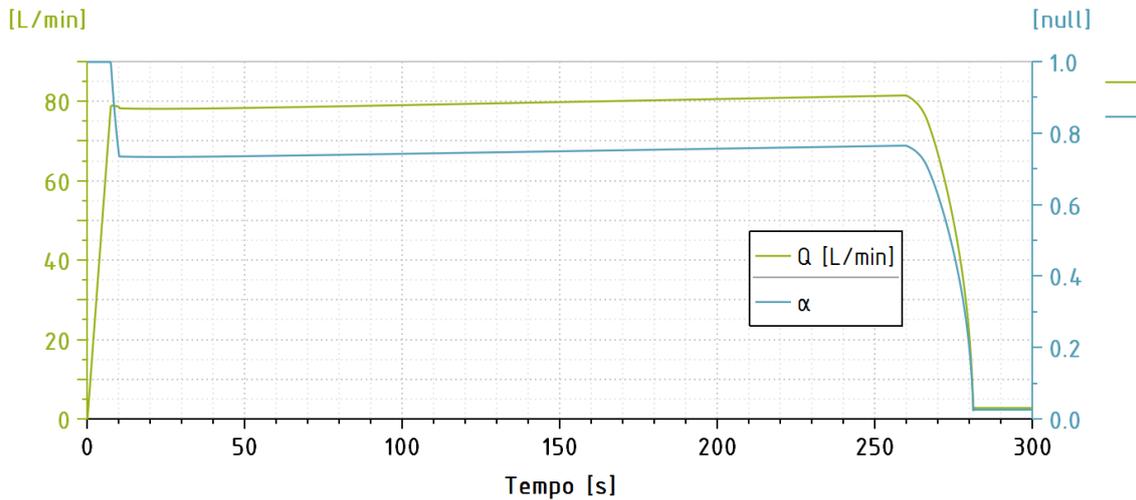


Figura 3.9: Portata erogata all'utilizzatore e parzializzazione della cilindrata α

3.3.2 Variazione dell'apertura del distributore con carico costante

La seconda simulazione è stata realizzata per verificare che il controllo permetta di regolare la portata erogata al carico in funzione dell'apertura del distributore imposta dall'operatore. Pertanto è stato imposto un carico costante pari a 100 bar e si è definito un profilo di apertura riportato in figura 3.10.

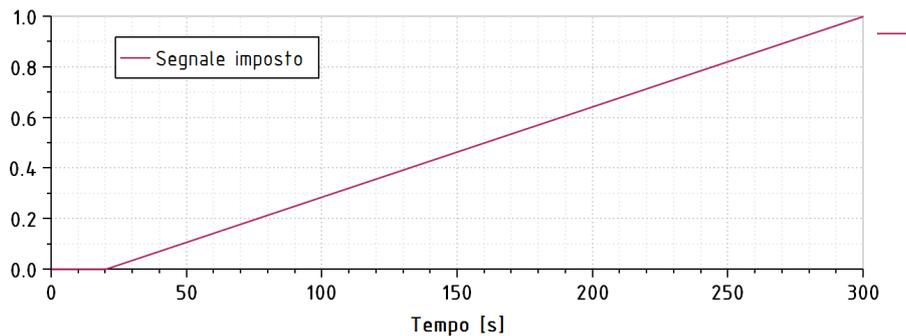


Figura 3.10: Profilo di apertura imposto al distributore

Il distributore si trova inizialmente chiuso: in questa condizione il controllo della cilindrata impone l'annullamento della stessa e la pressurizzazione della linea di mandata al valore di taratura del limitatore di pressione differenziale s . Dopo 20 s al distributore viene imposta una apertura lineare da 0 a 1 fino al completamento della simulazione, a 300 s.

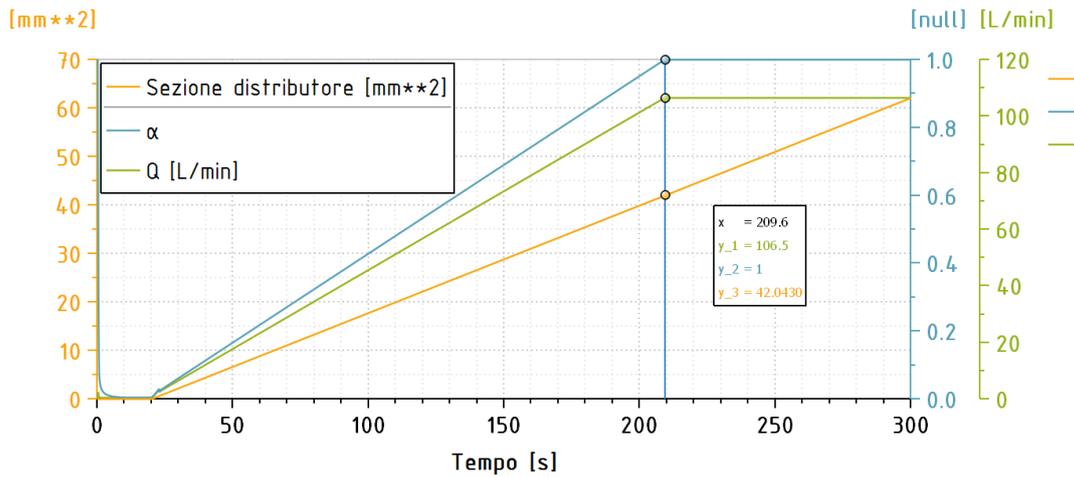
Come per la prova precedente, la variazione di sezione del distributore avviene in maniera lenta cosicchè il controllo si possa considerare a lavorare in condizioni stazionare.

All'apertura del distributore il controllo deve garantire una portata crescente all'utenza.

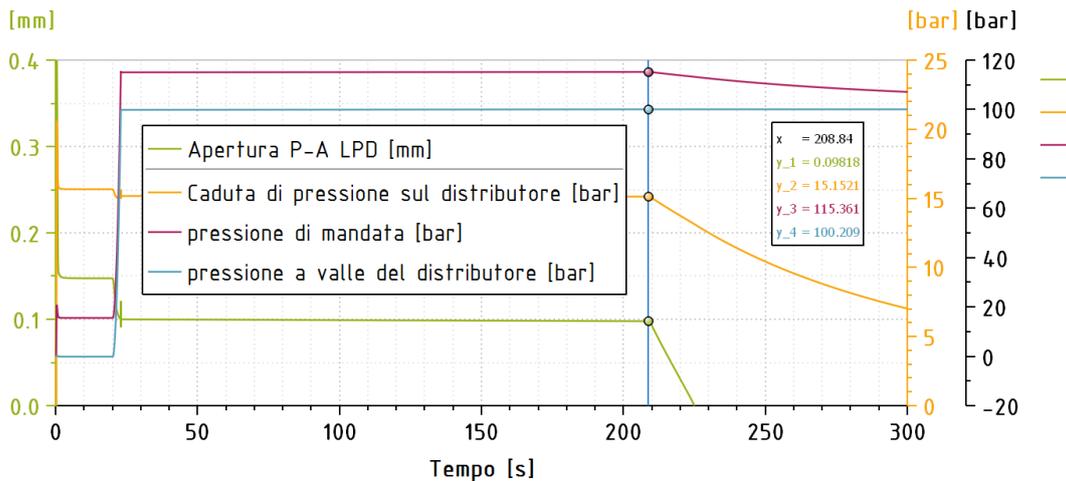
Nella figura 3.11 sono riportati gli andamenti di pressioni e della portata erogata all'utenza. Per i primi 20 s di simulazione, la portata e la parzializzazione della cilindrata α si mantengono nulli (figura 3.11a) e la linea di mandata si mantiene pressurizzata al valore di taratura del limitatore di pressione differenziale, s (figura 3.11b). In questa fase, la luce P-A nel LPD risulta più aperta che in fase di regolazione per garantire una pressione p_A sufficiente affinché l'attuatore di regolazione mantenga la cilindrata nulla.

All'apertura del distributore il circuito di mandata vede la pressione imposta dal carico e si pressurizza al valore $p = p_u + s$, che nella simulazione proposta si aggira intorno ai 115 bar.

La portata cresce linearmente all'aumentare della sezione di passaggio nel distributore, così come la parzializzazione della cilindrata α , mentre la pressione di mandata si mantiene costante.



(a) Portata all'utenza e sezione di passaggio del distributore



(b) Andamento delle pressioni e posizione del cassetto del LPD

Figura 3.11: Andamenti risultanti dalla simulazione con variazione della sezione del distributore

Presso l'istante $t \approx 209$ s viene raggiunta la cilindrata massima, nonostante la sezione del distributore continui ad aumentare: in questa fase di *saturazione in portata*, la pressione alla mandata diminuisce: imposta infatti una pressione a valle del distributore e fissata la portata (quella definita dalla massima cilindrata della pompa), se la sezione di passaggio aumenta necessariamente

diminuisce la pressione a monte. Pertanto nella figura 3.11b si osserva da questo istante in poi una riduzione della caduta di pressione ai capi del distributore dovuta alla riduzione della pressione di mandata. In queste condizioni il cassetto del limitatore di pressione differenziale non risulta più in equilibrio pertanto si sposta determinando una chiusura della luce P-A.

Il modello proposto simula quindi correttamente il comportamento del controllo al variare della sezione di passaggio, garantendo una portata proporzionale a tale apertura, fintanto che non viene raggiunta la condizione di *saturazione in portata*, fase nella quale tale proporzionalità viene a mancare.

3.3.2.1 Pressioni di regolazione

Si è voluto verificare che lo studio eseguito circa le pressioni di regolazione del *LPA* e di taratura del limitatore di pressione differenziale risulti corretto confrontando i risultati analitici ottenuti presso le sezioni 2.1.2.2 e 2.1.1.2 con i risultati delle simulazioni.

Da catalogo Rexroth il campo di regolazione del limitatore di pressione assoluto è compreso tra i 20 e i 280 bar, mentre quello del limitatore di pressione differenziale tra i 14 e i 22 bar. I valori di precarico, gap tra le molle e ricoprimento per quattro valori di pressione campione per ogni stadio secondo il calcolo analitico svolto al capitolo 2 sono riportati nella tabella 3.1.

	p^* [bar]	F_o [N]	ricoprimento z [mm]	gap [mm]
LPA	25,5	0	0,638	0,43
	100	56	1,81	0,03
	200	440	1,81	0
	280	747	1,81	0
	s [bar]	f_o [N]	ricoprimento z [mm]	gap [mm]
LPD	14	4,4	2,48	1,99
	18	6,0	2,48	1,78
	22	7,6	2,48	1,56
	25	8,8	2,48	1,4

Tabella 3.1: Valori analitici di taratura *LPA* ed *LPD*

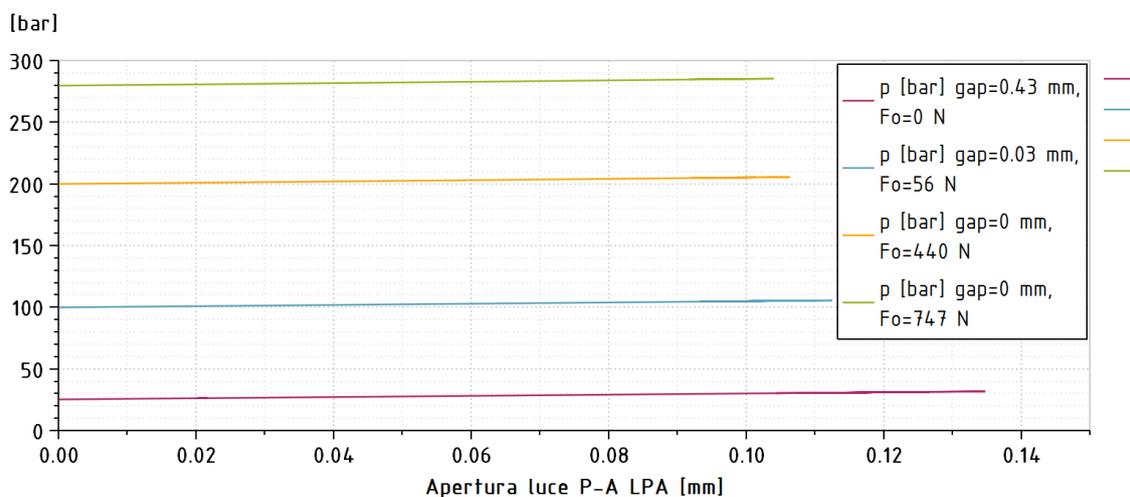


Figura 3.12: Pressione di regolazione p^* , *LPA*

Nel modello complessivo del controllo sono stati quindi modificati questi parametri per eseguire il confronto e verificare che effettivamente il controllo operi nelle condizioni definite analiticamente.

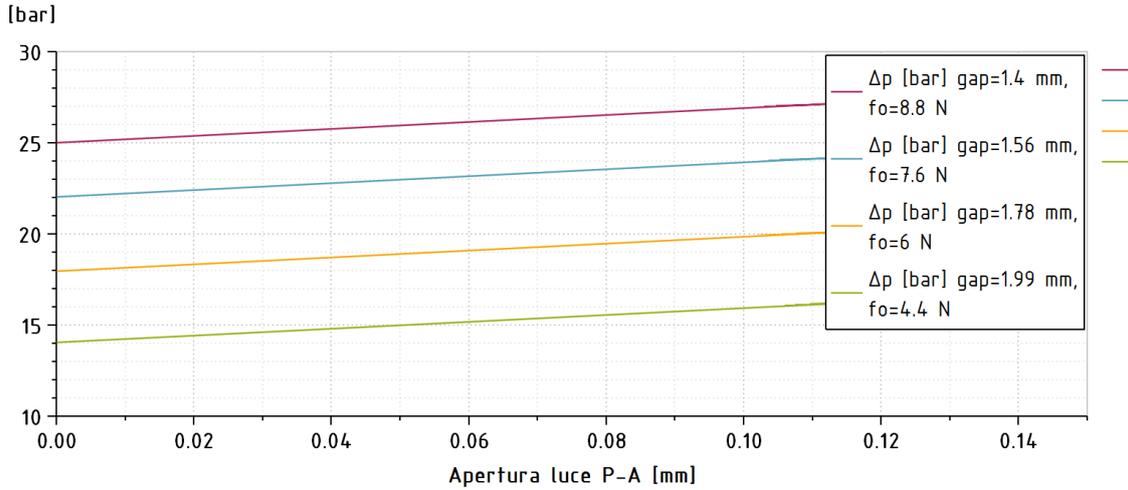


Figura 3.13: Tarature s LPD

I risultati delle simulazioni sono riportati nelle figure 3.12 e 3.13, e riportano gli andamenti della pressione di regolazione e del Δp imposto ai capi del distributore in funzione del posizionamento del cassetto preposto, rispettivamente del LPA e del LPD. Soprattutto nel grafico di figura 3.13 si riesce ad apprezzare la variazione del Δp presso i capi del distributore - taratura del limitatore di pressione differenziale - rispetto al posizionamento del cassetto. I risultati caratteristici di queste due simulazioni sono riportati nella tabella 3.2.

LPA				
p_{th}^* [bar]	25,5	100	200	280
p_{sim}^* [bar]	25,51	100,17	200,22	279,94
Posizione di regolazione x^* [mm]	0,117	0,101	0,098	0,096
$p_{(x^*)}^*$ [bar]	31,10	105,18	205,33	285,13
$\frac{p_{(x^*)}^*}{p_{sim}^*}$	1,22	1,05	1,03	1,02
LPD				
s_{th} [bar]	14	18	22	25
s_{sim} [bar]	14,04	18,04	22,04	22,04
Posizione di regolazione x^* [mm]	0,098	0,098	0,098	0,098
$s_{(x^*)}$ [bar]	15,92	19,91	23,91	26,91
$\frac{s_{(x^*)}}{s_{sim}}$	1,13	1,10	1,08	1,07

Tabella 3.2: Tarature ottenute con simulazione Amesim

I risultati ottenuti dalle simulazioni si dimostrano concordi alle tarature p_{th}^* e s_{th} definite analiticamente. I valori non esattamente congruenti di pressione regolata all'apertura delle luci P-A (p_{sim}^* e s_{sim}) sono considerabili come conseguenze delle approssimazioni effettuate sui valori dei parametri inseriti nel modello.

Le pressioni regolate non si mantengono costanti in quanto si ha un'ulteriore compressione delle molle, fino a x^* - luce di regolazione -, che determina un aumento della forza resistente e quindi un loro incremento (fino ai valori $p_{(x^*)}^*$ e $s_{(x^*)}$).

3.3.2.2 Guadagni in pressione e portata con e senza bleed

Nella sezione 2.1.3 si è descritta la funzione del bleed di ridurre il guadagno in pressione, in modo tale da garantire maggior stabilità al sistema. E' stato quindi realizzato un nuovo modello del

controllo in modo da definire tali guadagni ed evidenziare le differenze tra soluzione con *bleed* e senza.

Nella figura 3.14 viene riportato il modello modificato per l'ottenimento dei valori di guadagno.

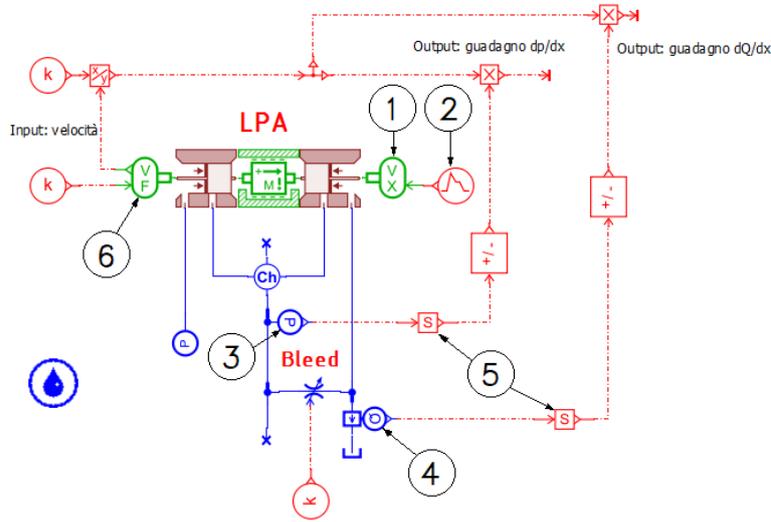


Figura 3.14: Modello *Amesim* per la definizione dei guadagni in portata e pressione

In questo modello:

- lo spostamento del cassetto è imposto dall'elemento (1), a cui si fornisce l'andamento voluto per mezzo dell'elemento (2).
- Poichè lo spostamento non è più definito dall'equilibrio del cassetto ma viene imposto dall'utente, il submodel della massa è stato modificato.

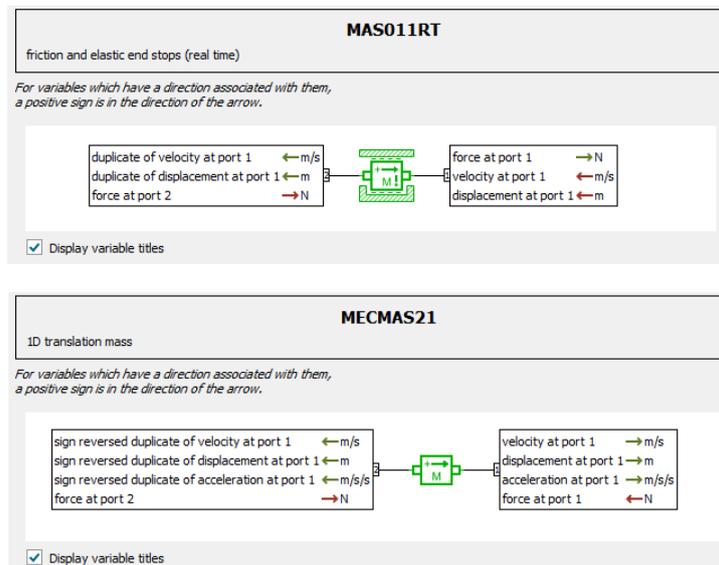


Figura 3.15: Variabili esterne differenti per i *submodels* utilizzati nel modello complessivo e nel modello per la definizione dei guadagni

Come si evince dalla figura 3.15 nel sottomodulo utilizzato per il modello completo del controllo vengono calcolati lo spostamento, la velocità e l'accelerazione del cassetto in funzione delle forze a cui è soggetto (*MECMAS21*); nel sottomodulo utilizzato in questo caso invece le informazioni di spostamento e velocità vengono solo riportate presso la porta opposta, come anche le forze (*MAS011RT*).

- Gli elementi (3) e (4) costituiscono rispettivamente un sensore di pressione e un misuratore di portata ideali, pertanto non alterano le grandezze misurate. Le informazioni di pressione e portata ottenute risultano necessarie per la determinazione dei guadagni.
- I guadagni in pressione e portata sono definiti come le derivate di tali grandezze rispetto allo spostamento. Per mezzo dell'elemento (5) è possibile derivare una grandezza in funzione del tempo, ma non in funzione dello spostamento. Pertanto, considerando che:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{1}{v} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3.2)$$

i guadagni sono stati determinati moltiplicando le derivate nel tempo delle grandezze di interesse con il reciproco della velocità di spostamento. Tale operazione è stata eseguita utilizzando alcuni elementi della libreria *Signal, Control*.

- La determinazione della velocità di spostamento, necessaria per il calcolo dei guadagni, è garantita dall'elemento (6), che impone una forza all'elemento cui è collegato (in questo caso viene applicata una forza nulla) e riceve in input la risposta in termini di velocità.
- Poichè la corsa dei cassettei è la stessa ed entrambi gli stadi sfruttano lo stesso *bleed*, la caratteristica di guadagno in pressione di *LPA* ed *LPD* è uguale. Per questo motivo non si è distinto lo studio tra i due stadi del controllo.
- Si è imposto uno spostamento al cassetto lineare da 0 a 2,91 mm (massimo spostamento del cassetto del *LPA*, per il quale il reggispinta entra in battuta con la sede delle molle) in 291 s: la corsa utile del cassetto, di 0,1 mm, viene quindi svolta in 10 secondi, un tempo relativamente lungo che permette di ottenere dei risultati in condizioni di regime.
- I ricoprimenti sono stati lasciati invariati rispetto a quelli del modello complessivo. Pertanto, a spostamento nullo del cassetto, la bocca A risulta collegata a T pertanto la sua pressione sarà quella di serbatoio.

Per lo svolgimento delle simulazioni sono state imposte per mezzo del generatore di pressione ideale due condizioni di pressioni differenti, considerate come campione: 150 e 280 bar. Alle stesse pressioni, si sono svolte anche le simulazioni imponendo la chiusura del bleed, quindi si sono eseguiti i confronti dei risultati.

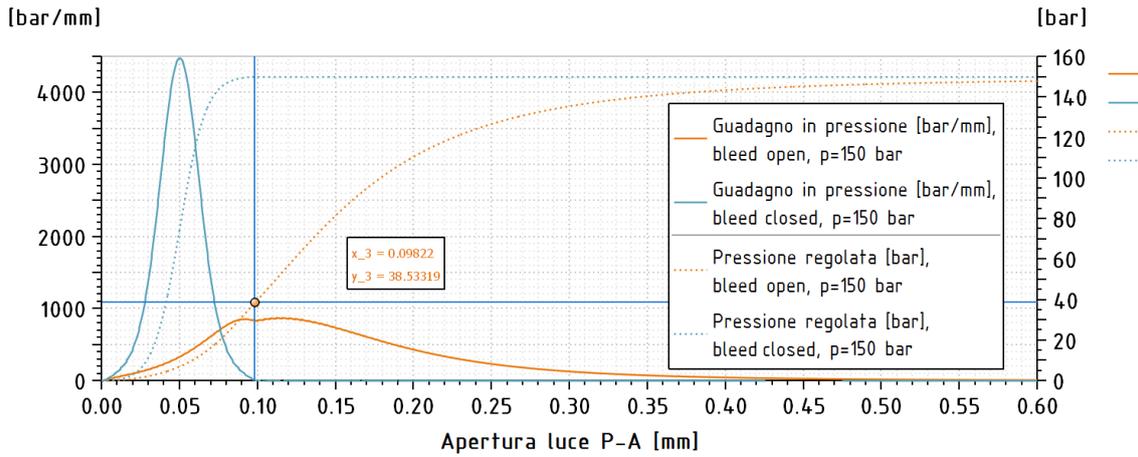
Il confronto tra guadagni in pressione ottenuti con *bleed* e senza per le due pressioni campione è riportato nelle figure 3.16a e 3.16b.

Come per le altre prove stazionarie, il modello fornisce risultati concordi con la teoria: considerando ad esempio la figura 3.16a si osserva che con *bleed* chiuso la pressione p_A passa dal valore di serbatoio al valore imposto pari a $p = 150 \text{ bar}$ in uno spostamento pari alla corsa del cassetto. La curva del guadagno in pressione risulta simmetrica con massimo presso la mezzeria della corsa. Con *bleed* aperto invece il passaggio dalla pressione di serbatoio a quella imposta p presso la bocca A è più graduale, poichè avviene lungo uno spostamento pari a circa 0,6 mm. Il *bleed* infatti garantisce un collegamento fisso tra la porta A e la porta T, rendendo più lento il passaggio a p nella bocca A. Tale andamento come si osserva dal confronto tra la figura 3.16a e la 3.16b è indipendente dal Δp imposto tra le bocche P-A ma è funzione solo del diametro del *bleed*. Pertanto i massimi dei guadagni vengono raggiunti in una posizione fissa indipendentemente dalla p imposta, hanno entità molto inferiore a quelli ottenuti con *bleed* chiuso e le curve non risultano simmetriche.

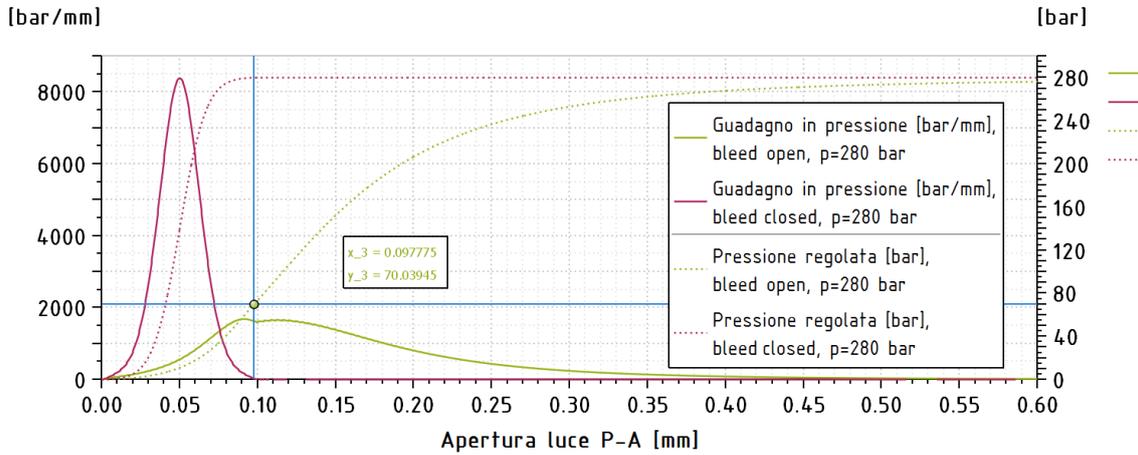
Per una posizione del cassetto definita dall'apertura della luce P-A di 0,098 mm presso la bocca A la pressione risulta poco meno di 40 bar nel caso di $p = 150 \text{ bar}$ e circa 70 bar nel caso di $p = 280 \text{ bar}$. Questa apertura è quella che definisce la posizione di regolazione del *LPA* e le pressioni in A sono proprio quelle che si realizzano presso l'attuatore di regolazione quando il sistema raggiunge le condizioni di equilibrio stazionario espresse dall'equazione:

$$p_A \cdot A = p \cdot a + F_m \quad (3.3)$$

Il modello *Amesim* utilizzato per la definizione dei guadagni in pressione e portata è quindi concorde con il modello del controllo di variazione della cilindrata complessivo e permette la verifica della funzione del *bleed* di ridurre i guadagni in pressione.



(a) Guadagni in pressione e andamento pressioni con bleed aperto e chiuso a 150 bar



(b) Guadagni in pressione e andamento pressioni con bleed aperto e chiuso a 280 bar

Figura 3.16: Guadagni in pressione e andamento pressioni con e senza bleed

In figura 3.17 sono riportati gli andamenti di portate e guadagni in portata per due valori distinti di pressione (150 bar e 280 bar). E' stata evidenziata in entrambe le figure la posizione di regolazione del cassetto del LPA presso la quale si sono ottenuti i valori di portata attraverso lo spigolo pilotante nei due casi. I valori evidenziati di portata corrispondono a quelli ottenuti con il modello complessivo del controllo, come riportato in figura 3.18.

Anche per quanto riguarda i valori di portata quindi il modello utilizzato per la definizione dei guadagni è concorde ai risultati ottenuti con il modello complessivo.

Analogamente a quanto fatto con le pressioni e i guadagni in pressione si sono confrontate portate e guadagni in portata, come riportato in figura 3.17, per le due pressioni campione 150 e 280 bar con bleed aperto e chiuso.

In presenza del bleed aperto l'andamento del guadagno in portata ricorda quello del guadagno in pressione, in cui il massimo però si mantiene più vicino alla mezzzeria della corsa utile del cassetto (0.05 mm). La portata cresce fino a raggiungere un valore costante: questa quantità corrisponde alla portata che passa attraverso lo strozzatore del bleed, definita dall'espressione:

$$Q = S_s \cdot C_e \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \tag{3.4}$$

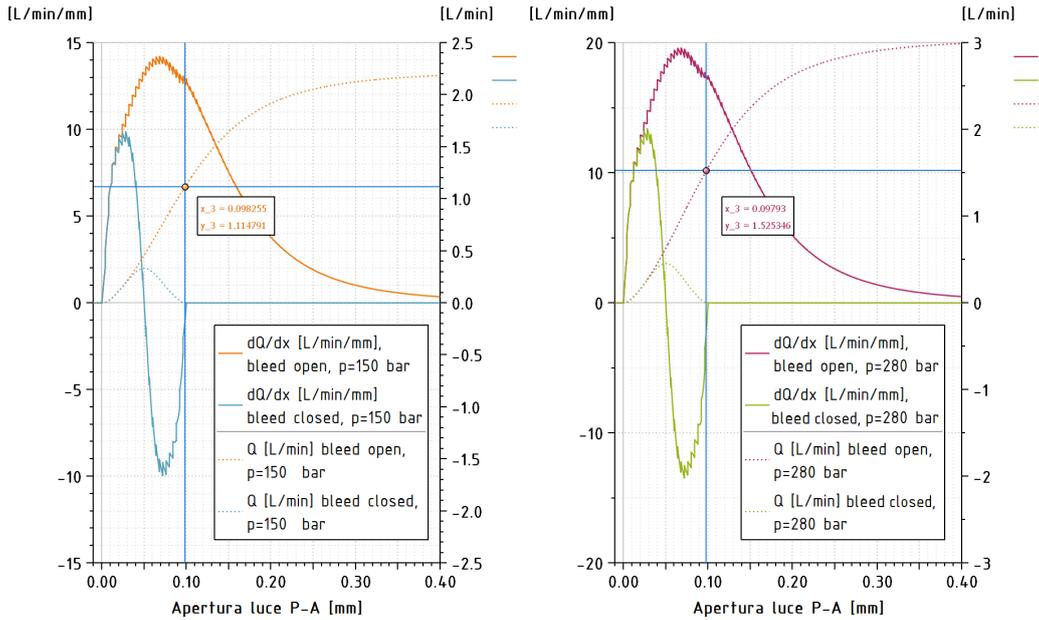
Dove:

- S_s è la sezione di passaggio dello strozzatore;
- C_e è il coefficiente di efflusso;

- Δp è la differenza di pressione ai capi dello strozzatore;
- ρ è la densità del fluido.

Nel caso di *bleed* chiuso invece si ha un andamento della portata a campana, con massimo presso la mezzzeria della corsa utile del cassetto. L'entità di portata è funzione della sezione di passaggio P-A e A-T, e il massimo è definibile con le espressioni

$$Q_{max} = S_{A-T, x=0.05} \cdot C_e \cdot \sqrt{\frac{2p_{A, x=0.05}}{\rho}} = S_{P-A, x=0.05} \cdot C_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p - p_{A, x=0.05})}{\rho}} \quad (3.5)$$



(a) Guadagni in portata e andamento portate con *bleed* aperto e chiuso a 150 bar (b) Guadagni in portata e andamento portate con *bleed* aperto e chiuso a 280 bar

Figura 3.17: Guadagni in portata e andamento portate con e senza *bleed*

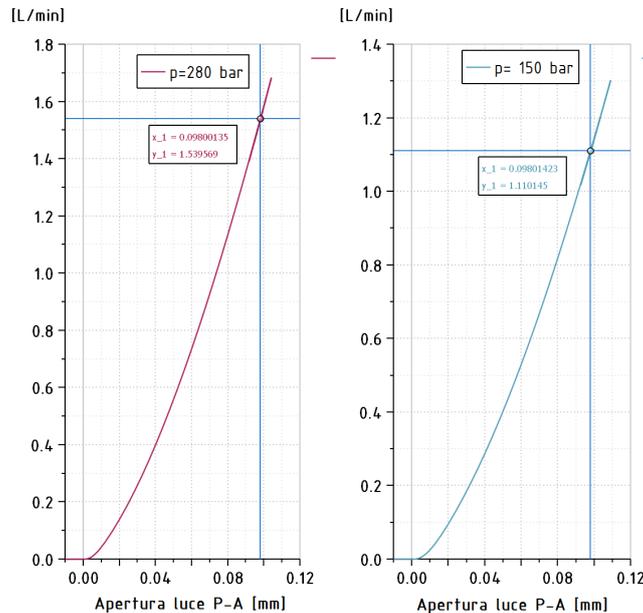
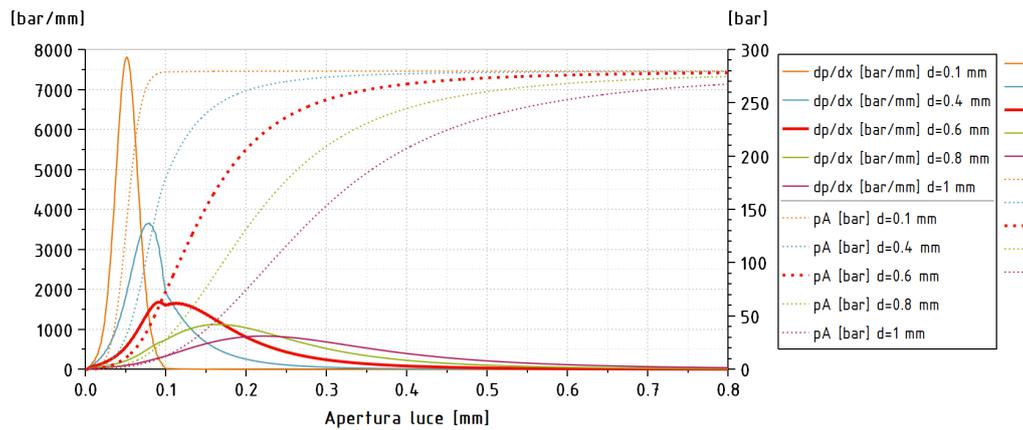
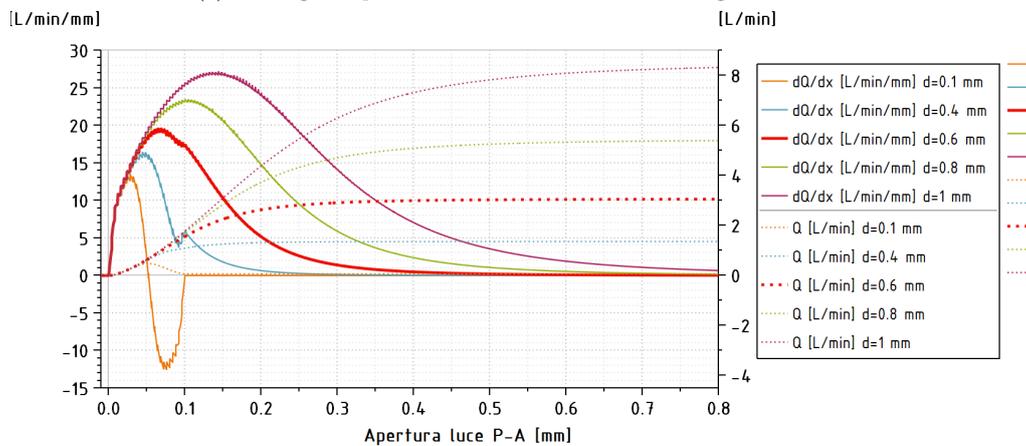


Figura 3.18: Valori di portata attraverso lo spigolo pilotante del cassetto *LPA* ottenuti con il modello complessivo del controllo



(a) Guadagni in pressione al variare del diametro degli strozzatori



(b) Guadagni in portata al variare del diametro degli strozzatori

 Figura 3.19: Andamenti guadagni al variare del diametro del *bleed*

L'entità del diametro del *bleed* è di fondamentale importanza poichè deve garantire delle necessità in contrasto tra loro:

- Deve ridurre il guadagno in pressione affinché il controllo risulti stabile;
- Per garantire una certa precisione nella pressione regolata tuttavia il guadagno in pressione deve essere elevato;
- Affinchè il controllo attui rapidamente la variazione di cilindrata, è necessario che vi siano elevati guadagni in portata.

Per definire l'entità di variazione di queste grandezze è stato quindi svolto uno studio per determinare valori dei guadagni in pressione in funzione del diametro degli strozzatori del *bleed*. I risultati ottenuti sono riportati in figura 3.19. Come previsto dalla teoria, all'aumentare del diametro degli strozzatori diminuiscono i guadagni in pressione e crescono quelli in portata, poichè viene garantita una sempre maggiore area di passaggio tra la bocca A e T.

Un buon compromesso tra le esigenze del controllo di stabilità e velocità di risposta secondo il costruttore *Rexroth* si trova evidentemente per il diametro degli strozzatori pari a $0,6 \text{ mm}$.

3.3.3 Conclusioni

Dalle simulazioni svolte in condizioni statiche si è verificato il corretto funzionamento del modello, che fornisce risultati concordi allo scopo del controllo. Confermata la validità del modello, è stato possibile approfondire la funzionalità del *bleed* e definire i guadagni in pressione e portata che caratterizzano il controllo, nonchè confrontare con i risultati analitici ottenuti al capitolo 2 le tarature delle molle.

3.3.4 Comportamento in condizioni dinamiche

3.3.4.1 Reazione del controllo alla variazione a gradino del carico

Per valutare il comportamento dinamico del controllo di variazione della cilindrata si è svolta una simulazione con aumento e riduzione del carico a gradino, come riportato in figura 3.20.

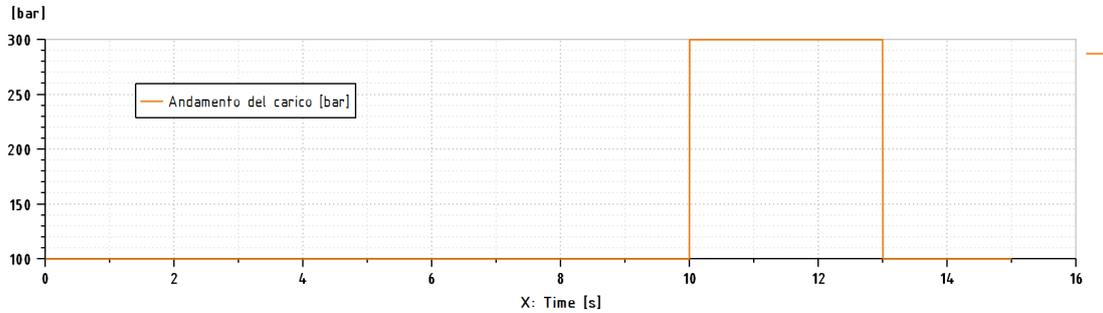


Figura 3.20: Andamento a gradini del carico imposto

Con questo profilo di carico si è potuta analizzare la risposta del controllo in due condizioni particolarmente critiche: l'annullamento della cilindrata quando il carico supera il valore di taratura p^* - sempre imposto come parametro a 280 bar - e l'aumento della cilindrata una volta che il carico viene ridotto. Partendo da una pressione di 100 bar, il controllo *LS* è in regolazione e la parzializzazione della cilindrata risulta $\alpha \approx 0,8$.

I parametri utilizzati nei sottomodelli sono quelli definiti per le prove stazionarie.

Si è effettuata la simulazione per 15 secondi con salvataggio dei risultati ogni 0.0002 s (5000 Hz frequenza di salvataggio), che ha permesso di rendere facilmente osservabili le oscillazioni al di sotto della frequenza di 500 Hz.

Nelle figure 3.21 e 3.22 vengono riportati gli effetti dell'aumento del carico a 300 bar che avviene al tempo $t = 10$ s.

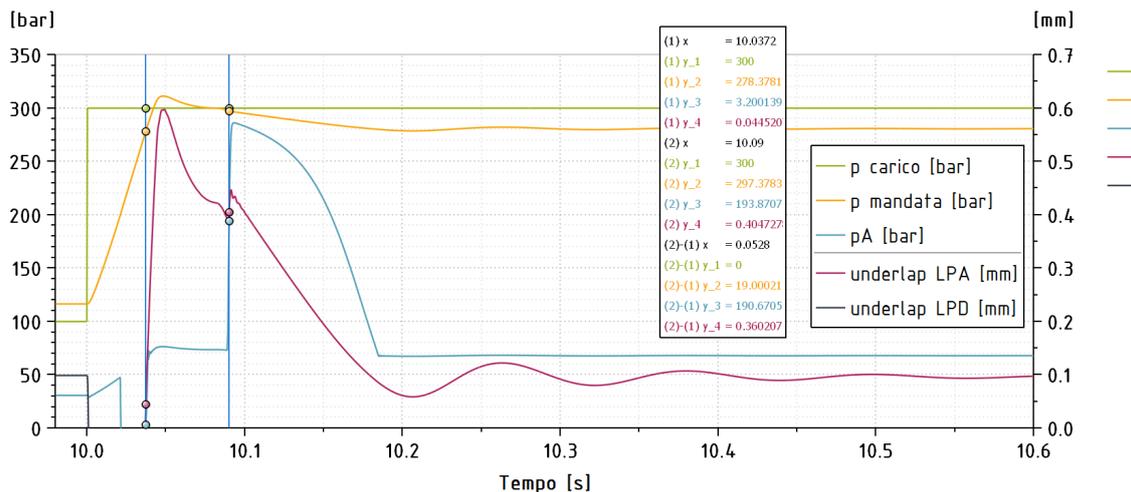


Figura 3.21: Andamento delle pressioni del carico, di mandata e presso l'attuatore A nel tempo. Particolare a $t = 10$ s

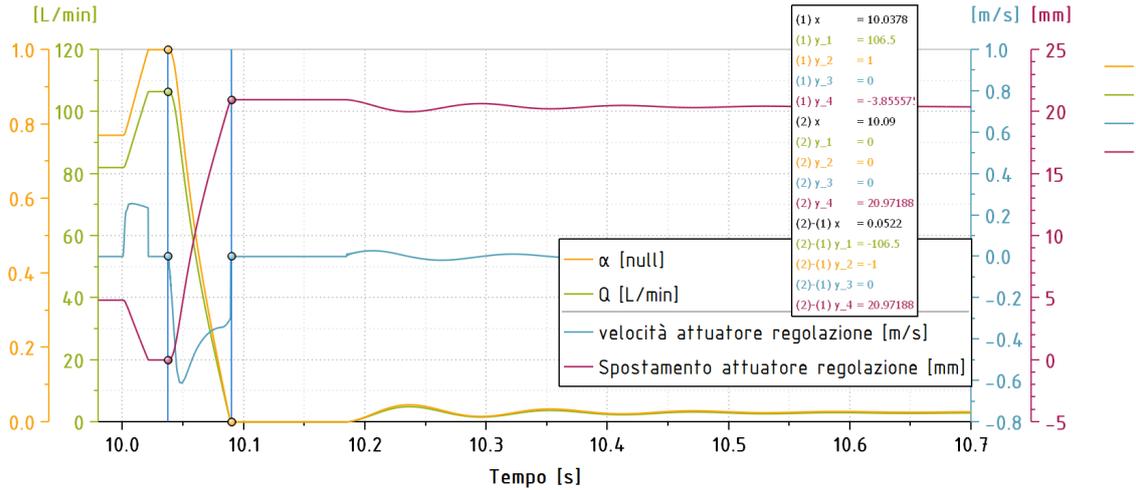


Figura 3.22: Andamento della portata e della velocità dell'attuatore di regolazione. Particolare a $t = 10$ s

All'istante $t = 10$ s il carico passa da 100 a 300 bar, superiori alla pressione di taratura p^* : il sistema di controllo deve quindi aumentare la pressione presso l'attuatore di regolazione in modo tale che venga ridotta la cilindrata fino al valore minimo.

All'aumento del carico corrisponde un aumento, più lento, della pressione di mandata: il ritardo nella crescita di p fa sì che non vi sia più equilibrio presso il cassetto del *LPD*, che si sposta a sinistra fino a fondocorsa chiudendo la luce P-A (in figura 3.21, la variabile *underlap LPD* definisce l'apertura P-A, come analogamente *underlap LPA* l'apertura P-A dell'*LPA*).

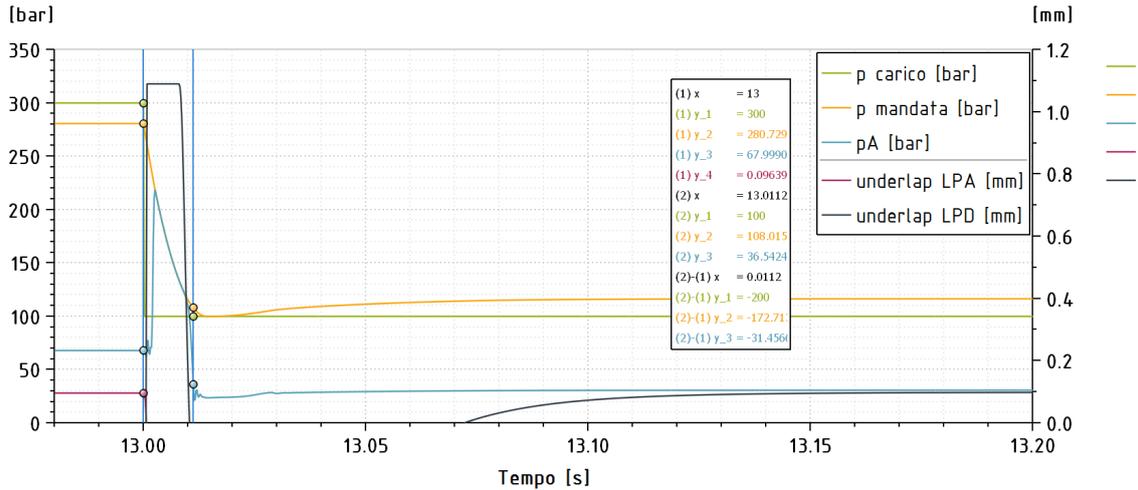
La porta A si trova quindi isolata dalla bocca P mentre invece si ha lo strozzatore del bleed e il cassetto del *LPD* che permettono di avere una portata da A verso T.

L'attuatore di regolazione quindi si abbassa fintanto che non raggiunge il finecorsa, che determina cilindrata massima ($\alpha = 1$) e l'annullamento della velocità (in blu) e della portata mandata (verde). Non essendoci più portata attraverso la valvola verso l'attuatore, non si genera più un Δp presso gli spigoli pilotanti e il *bleed*, per cui la pressione presso l'attuatore di regolazione (p_A) crolla a zero.

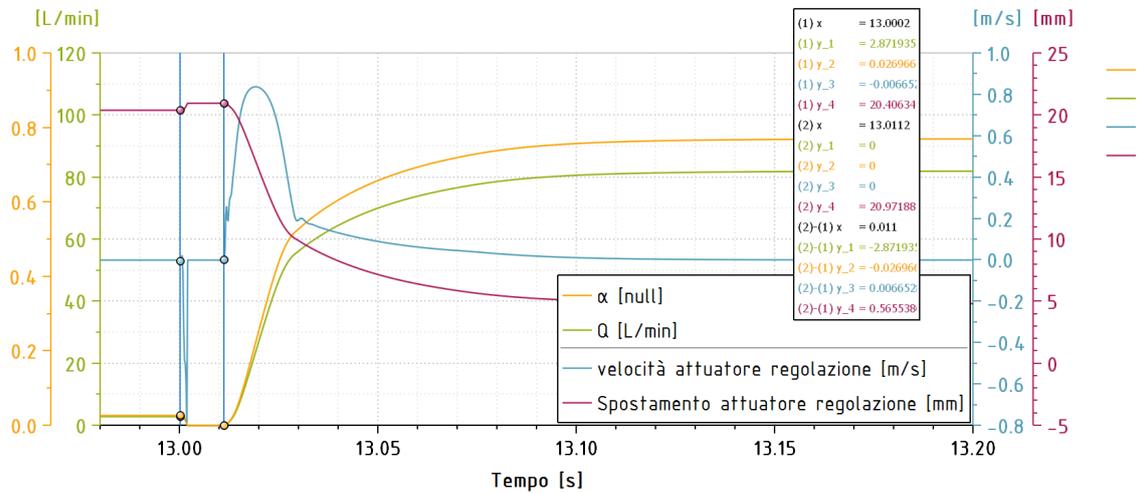
Nel frattempo, la pressione p sta ancora aumentando e il cassetto del *LPA* si sposta verso destra, andando a ridurre il ricoprimento. All'apertura della luce P-A nel *LPA* la pressione p_A inizia a crescere, e si forma una portata che da P va verso A, che determina un sollevamento dell'attuatore di regolazione e la conseguente riduzione della cilindrata.

L'attuatore continua a sollevarsi, la pressione p_A ad aumentare e la cilindrata a ridursi fino a quando non si raggiunge il fine corsa opposto dell'attuatore (per il quale $\alpha = 0$): a questo punto la portata mandata si annulla e l'apertura della bocca P-A del *LPA* fa sì che anche presso l'attuatore si abbia la pressione p . Grazie alla presenza del *bleed*, tale pressione scende lentamente (si genera una portata attraverso di esso, che collega le porte A e T: tale portata garantisce una graduale riduzione di pressione) fino al valore che garantisce l'equilibrio del comando di variazione della cilindrata. Il transitorio qui descritto si conclude con l'annullamento della cilindrata, la pressurizzazione della linea di mandata a p^* e il raggiungimento della pressione p_A che garantisce l'equilibrio in un tempo di circa 0,3 s. Alla conclusione del transitorio, il controllo opera nelle condizioni richieste dal carico di lavoro imposto.

La risposta in transitorio del controllo alla riduzione del carico è riportata nelle figure 3.23a e 3.23b.



(a) Andamento delle pressioni del carico, di mandata e presso l'attuatore A nel tempo. Particolare a $t = 13$ s



(b) Andamento della portata e della velocità dell'attuatore di regolazione. Particolare a $t = 13$ s

Figura 3.23: Risposta del controllo a $t = 13$ s

Al raggiungimento dell'equilibrio a seguito del brusco aumento di carico, la pressione presso l'attuatore di regolazione si è fissata a circa 68 bar: tale pressione garantisce l'equilibrio agli attuatori di contrasto e regolazione e fa sì che $\alpha \approx 0,01$: in questo modo viene garantita la portata Q richiesta dal *LPD* (trafilamenti e portata attraverso lo strozzatore di scarico) e dal *LPA* (trafilamenti e portata attraverso *bleed*).

La brusca riduzione del carico che avviene a $t = 13$ s fa sì che:

- La cilindrata della pompa ritorni a essere zero: infatti l'attuatore di contrasto vede la nuova pressione di mandata, che sta diminuendo, mentre la pressione p_A risulta invariata: questo fa sì che l'attuatore di regolazione giunga a fine corsa e si mantenga in posizione, tanto più che la pressione di mandata continua a diminuire;
- Si vada a chiudere la luce P-A nel *LPA*, poiché la pressione di mandata inizia gradualmente a ridursi per riportarsi alla pressione del carico;
- Il cassetto del *LPD* vede alla sua sinistra una pressione ancora prossima a p^* , mentre a destra una pressione p_u che si è drasticamente ridotta a 100 bar: non risulta quindi in equilibrio e si sposta verso destra fino a raggiungere il suo finecorsa (massima apertura A-P nel *LPD*: 1,1 mm)

Poiché l'attuatore di regolazione raggiunge il finecorsa non vi è più portata verso A e una volta che anche il cassetto del *LPD* raggiunge il suo fondo corsa la pressione p_A diventa pari a quella di mandata, che intanto sta continuando a diminuire.

Il cassetto del *LPD* inizia a spostarsi verso sinistra e a chiudere la luce P-A e si ritrova nella

posizione di regolazione quando:

$$p = p_u + s$$

La pressione p però continua a ridursi fino a raggiungere $p = p_u$: nel frattempo il cassetto del *LPD* chiude l'apertura P-A e arriva al fondo corsa opposto, contro il tappo.

Riducendosi la luce P-A e aumentando la luce A-T nel *LPD* la pressione presso A si riduce: quando viene raggiunta la pressione p_A di equilibrio del comando (alla massima estensione dell'attuatore di regolazione), l'attuatore si abbassa (velocità v positiva da grafico in figura 3.23b). Quando l'attuatore di regolazione si appresta a raggiungere la posizione che garantisce la corretta parzializzazione α affinché la pompa generi la portata richiesta dall'utilizzatore, la sua velocità diminuisce e il cassetto del *LPD* si assesta presso la posizione di regolazione.

Il transitorio si conclude quindi con il raggiungimento della cilindrata richiesta dalle esigenze dell'operatore (apertura del distributore), la pressurizzazione della linea di mandata alla pressione $p_u + s$ e il mantenimento di una pressione p_A fissa presso l'attuatore di regolazione. Il transitorio descritto si può ritenere concluso in un tempo di circa 0,12 s.

E' necessario sottolineare tuttavia che questi tempi sono anche legati ai valori dei coefficienti di attrito viscoso utilizzati, pertanto sono da ritenersi solo come indicativi.

3.3.4.2 Influenza dello strozzatore del cassetto sulla sua dinamica

La funzione dello strozzatore che collega la porta P alla camera tra cassetto e tappo di tenuta (elemento (2) figura 3.3 per il *LPD*, elemento (8) figura 3.4 per il *LPA*) è, oltre che funzionale - garantisce all'informazione di pressione si agisce sulla superficie S del cassetto -, dinamica: esso infatti permette di smorzare le pulsazioni di pressione in arrivo alla bocca P per rendere più stabile invece la pressione che agisce sul cassetto, facendo sì che quest'ultimo non subisca grandi oscillazioni nel suo spostamento.

Per definirne meglio l'utilità, si consideri il cassetto del *LPD*: l'equazione di equilibrio dinamico del cassetto (riportato in figura 3.24) è esprimibile come

$$m\ddot{x} = F_{ap} - f_m - F_x \quad (3.6)$$

dove F_{ap} è la forza di apertura, f_m la forza esercitata dalle molle e F_x la forza generata dall'informazione *load sensing*.

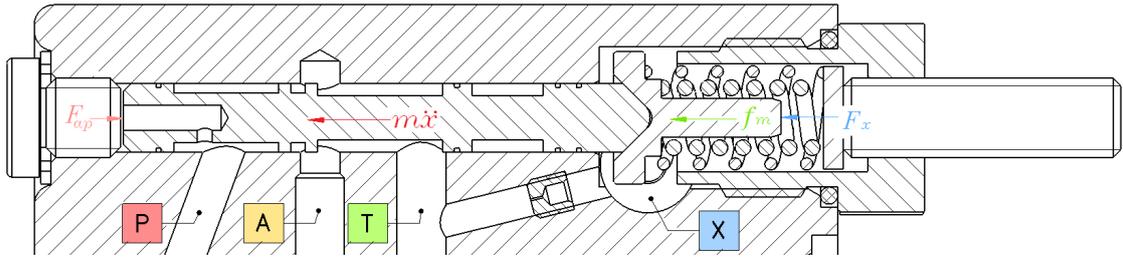


Figura 3.24: Equilibrio del cassetto del *LPD*

Per questa trattazione, il cui fine è definire l'utilità dello strozzatore dinamico, si sono ritenute trascurabili le forze di flusso nell'equilibrio del cassetto per rendere la spiegazione più semplificata. La forza di apertura F_{ap} in condizioni stazionarie vale $p \cdot S$. In condizioni dinamiche considerando il campo di moto che attraversa lo strozzatore di tipo laminare, si ha secondo l'equazione di Hagen-Poiseuille:

$$Q_{st} = G \cdot (p - p_{ap}) \quad (3.7)$$

Dove

$$G = \frac{\pi r^4}{8\mu L} \quad (3.8)$$

Con r raggio dello strozzatore, L la sua lunghezza e μ la viscosità del fluido. p_{ap} nell'equazione (3.7) è la pressione istantanea che agisce sulla superficie S del cassetto, a valle dello strozzatore. Al contempo la portata attraverso lo strozzatore può essere espressa come $Q_{st} = S \cdot \dot{x}$, quindi

$$S \cdot \dot{x} = G \cdot p - G \cdot p_{ap} \quad (3.9)$$

per cui:

$$F_{ap} = S \cdot p_{ap} = pS - \frac{S^2 \cdot \dot{x}}{G} \quad (3.10)$$

Le altre forze che agiscono sul cassetto sono:

- la forza esercitata dalla molla

$$f_m = F_o + k_m \cdot x \quad (3.11)$$

- la forza generata dall'informazione *load sensing*

$$F_x = p_x \cdot S \quad (3.12)$$

Sostituendo nell'equazione dell'equilibrio dinamico si ha:

$$m\ddot{x} = pS - \frac{S^2 \cdot \dot{x}}{G} - F_o - k_m \cdot x - p_x S$$

$$m\ddot{x} + \frac{S^2}{G} \cdot \dot{x} + k_m x = pS - F_o - p_x S \quad (3.13)$$

Dividendo per la massa m si ottiene la classica forma di un'equazione differenziale di secondo grado non omogenea:

$$\ddot{x} + \frac{S^2}{G \cdot m} \cdot \dot{x} + \frac{k_m}{m} \cdot x = \frac{S(p - p_x) - F_o}{m} \quad (3.14)$$

Si possono quindi trovare la pulsazione naturale (frequenza propria) e lo smorzamento relativi al moto del cassetto:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_m}{m}} \quad (3.15)$$

$$\zeta = \frac{S^2}{2G\sqrt{k_m m}} \quad (3.16)$$

Perciò se G è piccolo si riescono ad ottenere elevati smorzamenti, ma questo vuol dire strozzatori di piccola sezione.

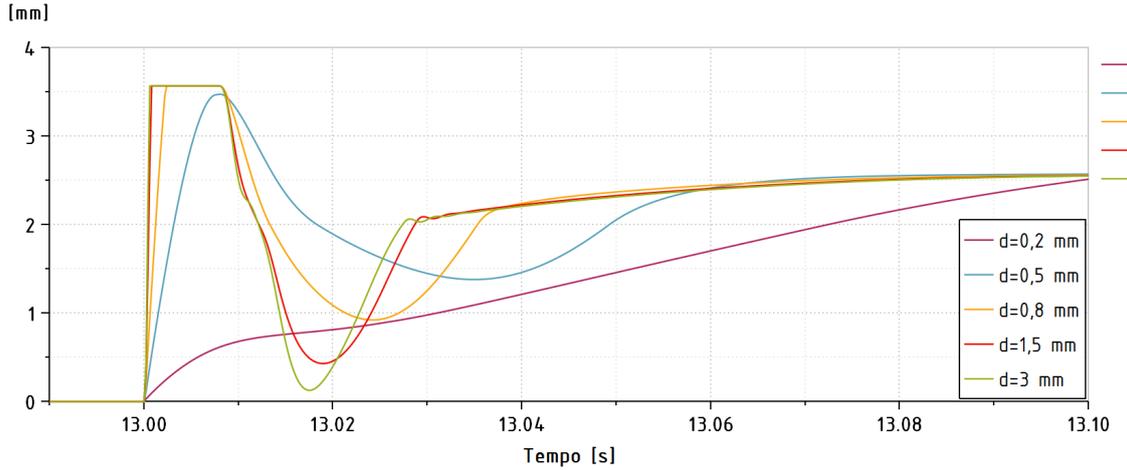
E' stato quindi svolto uno studio atto a verificare l'andamento dello spostamento del cassetto utilizzando diversi diametri per gli strozzatori.

La simulazione svolta è la stessa descritta alla sottosezione precedente, ma è stata eseguita imponendo diversi diametri.

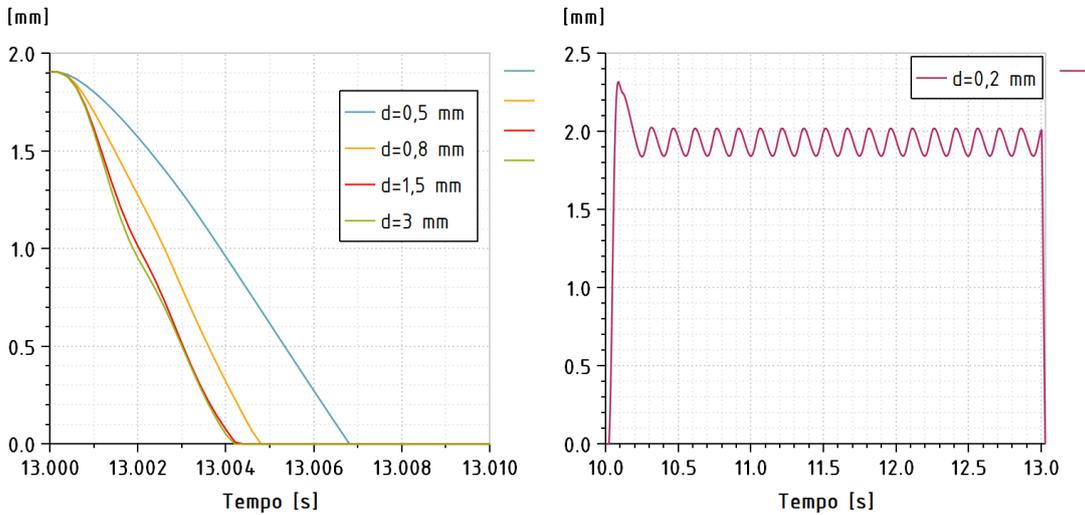
Gli andamenti dello spostamento dei cassettei di *LPD* ed *LPA* al tempo $t = 13$ s, in cui si ha una brusca riduzione del carico, sono riportati nelle figure 3.25a, 3.25b e 3.25c.

Come già visto per la simulazione descritta alla sezione 3.3.4.1 il cassetto del *LPD* alla riduzione del carico raggiunge il finecorsa superiore (a 3,57 mm, quando il reggispinta entra in battuta con la sede delle molle), aprendo completamente la luce P-A, quindi raggiunge il finecorsa opposto (cassetto in battuta con tappo), chiudendo di nuovo tale luce: a seguito di questa brusca oscillazione il cassetto si stabilizza fino a raggiungere la sua posizione di equilibrio. Nel caso in cui venga ridotto il diametro dello strozzatore dinamico, il cassetto mostra oscillazioni minori, se non un completo annullamento delle stesse per valori intorno a $d = 0,2$ mm.

Al contempo, il cassetto del *LPA*, prima dell'istante $t = 13$ s aperto, al ridursi del diametro dello strozzatore torna alla posizione di finecorsa (cassetto in battuta con tappo) sempre più lentamente. E' da notare inoltre l'instabilità creatasi alla riduzione eccessiva del diametro (valore di 0,2 mm) per il quale in fase di regolazione il cassetto del *LPA* non riesce a stabilizzarsi in una posizione di equilibrio ma continua ad oscillare.



(a) Andamenti degli spostamenti del cassetto *LPD* nel tempo per una variazione del carico a gradino - diversi diametri strozzatore dinamico



(b) Andamenti degli spostamenti del cassetto *LPA* nel tempo per una variazione del carico a gradino - diversi diametri strozzatore dinamico
 (c) Andamento dello spostamento del cassetto *LPA* nel tempo per una variazione del carico a gradino con $d_{st} = 0,2 \text{ mm}$

Figura 3.25: Andamenti degli spostamenti dei cassette in funzione di diversi diametri dello *strozzatore dinamico*

3.3.4.3 Conclusioni

Le simulazioni dinamiche svolte hanno permesso di determinare la validità del modello non solo a livello stazionario. E' stato infatti verificato che il controllo risponda opportunamente a brusche variazioni di carico riducendo e aumentando la cilindrata come previsto. La prima simulazione ha evidenziato una maggior rapidità di risposta alla riduzione del carico rispetto che ad un suo aumento. Ulteriori simulazioni a diverse tarature del *LPD* e del *LPA* potrebbero determinare se questo comportamento evidenziato sia di carattere generale oppure funzione dei valori inseriti come parametri.

Inoltre è stata mostrata la funzionalità dello strozzatore dinamico del cassetto: riducendone la sezione di passaggio aumenta lo smorzamento del sistema ed è possibile ridurre le oscillazioni dello spostamento del cassetto. Il diametro di tale strozzatore, pari a $1,5 \text{ mm}$, è stato probabilmente scelto come compromesso tra le esigenze di riduzione delle oscillazioni e risposta rapida alla variazione di pressione.

Capitolo 4

Caratterizzazione statica controllo di variazione della cilindrata Rexroth serie 3.1

In questo capitolo verrà descritto il banco prova per servovalvole presente nel laboratorio di oleodinamica del Dipartimento Energia sul quale sono state eseguite le prove per la caratterizzazione stazionaria del controllo di variazione della cilindrata Rexroth serie 3.1. Verranno quindi descritte brevemente le differenze del controllo testato sperimentalmente rispetto a quello descritto nel capitolo 2, della serie precedente (la 3.0).

Le prove di caratterizzazione svolte sul banco prova servovalvole hanno permesso di ottenere dati per la taratura del modello di simulazione per quanto riguarda le prestazioni stazionarie del controllo.

Prima dell'esecuzione delle prove è stato necessario attrezzare opportunamente il banco e definire i parametri caratteristici da confrontare con i risultati delle simulazioni. L'acquisizione dei dati è stata realizzata per mezzo del software *Labview*.

4.1 Banco prova servovalvole

Il banco prova servovalvole è costituito da tre parti principali:

- gruppo di alimentazione;
- circuito idraulico;
- rack di comando.

Il gruppo di alimentazione provvede a fornire olio in pressione al circuito idraulico del banco, presso il cui ingresso è presente una valvola riduttrice di pressione proporzionale comandabile dalla scheda elettronica presente nel rack, che definisce la pressione nel circuito idraulico del banco. Tale pressione costituisce la pressione di mandata per l'elettrovalvola in prova (nel caso in esame il limitatore assoluto di pressione *Rexroth*)

4.1.1 Gruppo di alimentazione

Il gruppo di alimentazione, il cui schema circuitale è riportato in figura 4.1, realizza un GAPFV (*gruppo di alimentazione a pressione fissa vera*): alimenta le utenze fornendo la portata richiesta ad una pressione fissa impostata ad un valore determinato e variabile manualmente per mezzo di un potenziometro che gestisce in remoto la valvola limitatrice di pressione a comando elettroidraulico (13). Comprende i seguenti componenti:

- motore elettrico asincrono trifase (4) in grado di erogare una potenza di 110 kW alla velocità di rotazione costante di 1480 giri/min;
- pompa principale (3) *Abex-Denison P7AV*, a pistoncini assiali e cilindrata variabile controllata da un limitatore assoluto di pressione (14). La cilindrata massima è di 119 cm³/giro;

- pompa di sovralimentazione (2) *Abex-Denison T5D*, a palette e cilindrata fissa di $141,7 \text{ cm}^3/\text{giro}$;
- serbatoio (1) *Moretta* chiuso, di forma parallelepipedica, avente un volume di 550 L . E' fornito di un indicatore visivo del livello dell'olio (21), di un termometro (22) e di una termoresistenza (20);
- valvole limitatrici di pressione a comando diretto (5), (6),(12) *Abex-Denison R4V*;
- valvola limitatrice di pressione proporzionale (13) *Abex-Denison S16 96136* a taratura remota con potenziometro;
- trasduttore di pressione (9) *KMK* tipo *PT 020-400*, con campo di lavoro $0-600 \text{ bar}$;
- manometri (10), con campo di lavoro $0-400 \text{ bar}$, e (17), con campo di lavoro $0-16 \text{ bar}$;
- accumulatore (11) *Olaer* con volume nominale di $2,5 \text{ L}$ e pressione di precarica $p_o = 140 \text{ bar}$;
- filtri (7) e (16) da $25 \mu\text{m}$, (8) da $3 \mu\text{m}$
- scambiatore di calore ad acqua (15) *Flovex*;
- valvola di non ritorno (19) *Abex-Denison C4V*

Il motore elettrico asincrono trifase (4) pone in rotazione l'albero su cui sono calettate la pompa principale (3), controllata dal limitatore assoluto di pressione (14), e la pompa di sovralimentazione (2). Per evitare eccessivi surriscaldamenti per effetto Joule, il motore viene avviato con le resistenze di rotore connesse a stella, in modo da assorbire una corrente minore, successivamente commutate nella configurazione a triangolo. Il limitatore assoluto di pressione agisce sulla cilindrata della pompa principale in modo da mantenere la pressione di mandata ad un valore costante e pari a quello selezionato dall'utente mediante il potenziometro remoto, che comanda la taratura della valvola limitatrice di pressione a comando elettroidraulico (13). In conseguenza di ciò la portata generata dalla pompa si adegua automaticamente a quella richiesta dalle utenze.

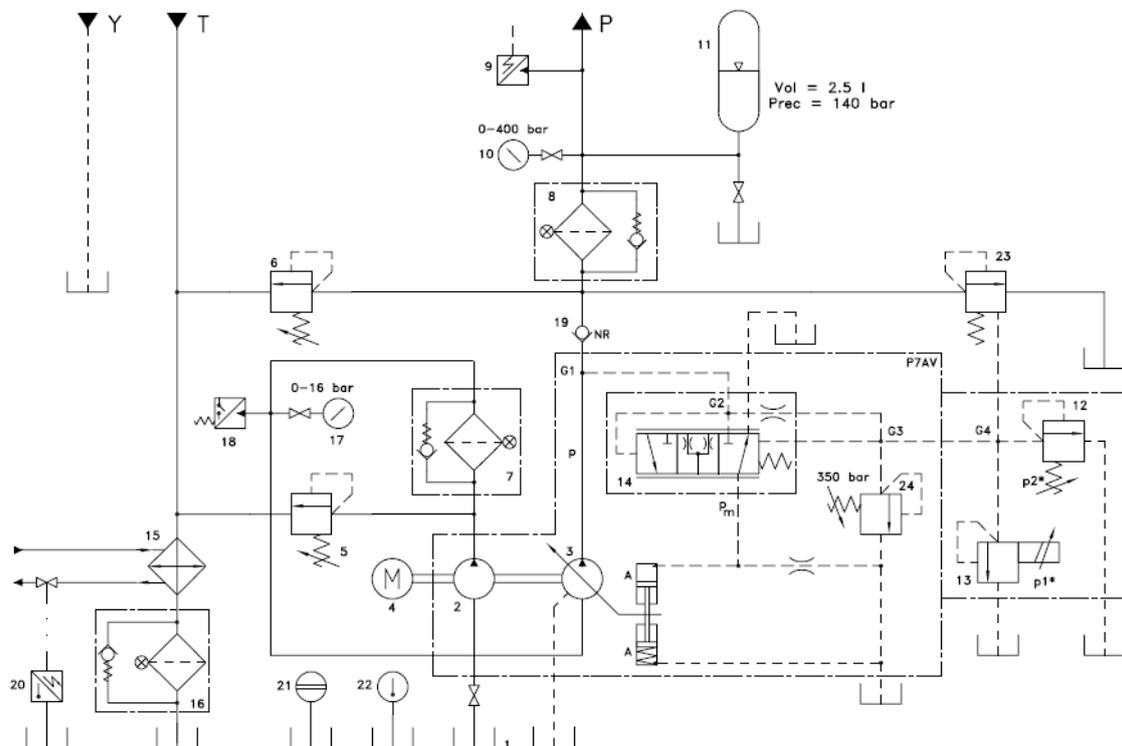


Figura 4.1: Schema del circuito della centrale di alimentazione

La pompa principale non aspira direttamente dal serbatoio, ma riceve presso la bocca di aspirazione il fluido mandato dalla pompa di sovralimentazione (2), di cilindrata fissa. Quest'ultima quindi deve garantire tutta la portata necessaria alla pompa principale, ed è pertanto una pompa

full flow. Il suo scopo è quello di evitare fenomeni di cavitazione: il controllo di pressione (14) infatti ha tempi di intervento molto ridotti e una variazione troppo brusca della cilindrata della pompa principale potrebbe causare cadute di pressione eccessive sulla bocca di aspirazione. La soluzione con pompa di alimentazione a cilindrata superiore della pompa principale fa sì che la portata inviata a quest'ultima sia sempre maggiore di quella massima che potrebbe richiedere: la limitatrice di pressione (5) smaltisce la portata in eccesso mantenendo al contempo una pressione sufficientemente alta presso la bocca di aspirazione della pompa principale e in questo modo viene scongiurata la possibilità di avere cavitazione. Un eventuale abbassamento della pressione di sovralimentazione sotto un valore di soglia viene segnalato grazie al pressostato (18), e il motore elettrico viene arrestato.

Alcune valvole limitatrici di pressione, la cui presenza è ridondante, sono state installate per garantire livelli elevati di sicurezza: si tratta delle valvole (24) e (12), a comando meccanico, poste sulla stessa linea su cui si trova la (13) che intervengono in caso di guasto di quest'ultima. Altre valvole di sicurezza sono la (23) e la (6), a valle della valvola di non ritorno (19), la quale scherma la pompa principale da eventuali sovrappressioni sulla linea che va alle utenze. In particolare la valvola (23) realizza la funzione di valvola antishock, che limita i picchi di pressione in conseguenza di brusche variazioni del carico. Una funzione smorzante, ma solo per valori di pressione superiori a quello di precarica, ha anche l'accumulatore (11) presente sulla linea di mandata.

Nel GA sono inseriti tre filtri caratterizzati da poteri assoluti di filtrazione diversi. Il filtro (7) è posizionato sulla linea di mandata della pompa di sovralimentazione (potere di $25\ \mu m$), il filtro (8) alla mandata della pompa principale (potere di $3\ \mu m$) e infine il filtro (16) presso la linea di ritorno verso il serbatoio (potere $25\ \mu m$). Tale soluzione è giustificata dall'impiego di componenti pregiati nei banchi prova, in particolare servovalvole. Ogni filtro, disposto in parallelo ad una valvola di non ritorno, è dotato di indicatore elettrico di intasamento.

Il condizionamento termico del fluido è affidato alla termoresistenza (20) che controlla il flusso dell'acqua di raffreddamento nello scambiatore di calore (15), garantendo una temperatura del fluido di circa $40^{\circ}C$.

Il fluido di lavoro utilizzato è l'olio *Mobil DTE 25*.

4.1.2 Circuito idraulico

Lo schema del circuito idraulico del banco prova servovalvole è riportato in figura 4.2. Il circuito è realizzato con tubazioni rigide in acciaio inossidabile adatto a pressioni nominali fino a 350 bar. Comprende i seguenti componenti:

- filtro in ingresso (1) con elemento filtrante a $3\ \mu m$ assoluti con indicatore elettrico di intasamento;
- accumulatori (3), in ingresso (2,5 L), (4) sulla linea a pressione ridotta (2,5 L) e (5) sulla linea di ritorno a serbatoio (1,0 L);
- valvola riduttrice di pressione *Denison R4R* con elettro distributore di messa a scarico VV01 e stadio pilota proporzionale (2)
- valvole di strozzamento a comando manuale: (6) sulla linea di ritorno a serbatoio, (7) sulla porta C2 e (8) sulla porta C1;
- manometri agli ingressi e alle uscite controllate dalla servovalvola (9), (10), (11).
- manometro differenziale (12) per la rilevazione della differenza di pressione tra le bocche di alimentazione e scarico della servovalvola;
- quattro misuratori volumetrici di portata *KEM* a ingranaggi esterni: *Kem Küppers ZHM02* (K2) campo di misura 0,1-4 L, *Kem Küppers ZHM03* (K3) campo di misura 0,5-20 L, *Kem Küppers ZHM04* (K4) campo di misura 2-40 L, *Kem Küppers ZHM05* (K5) campo di misura 5-100 L;
- termoresistenze *PT 100* (15) e (16);
- rubinetti di intercettazione.

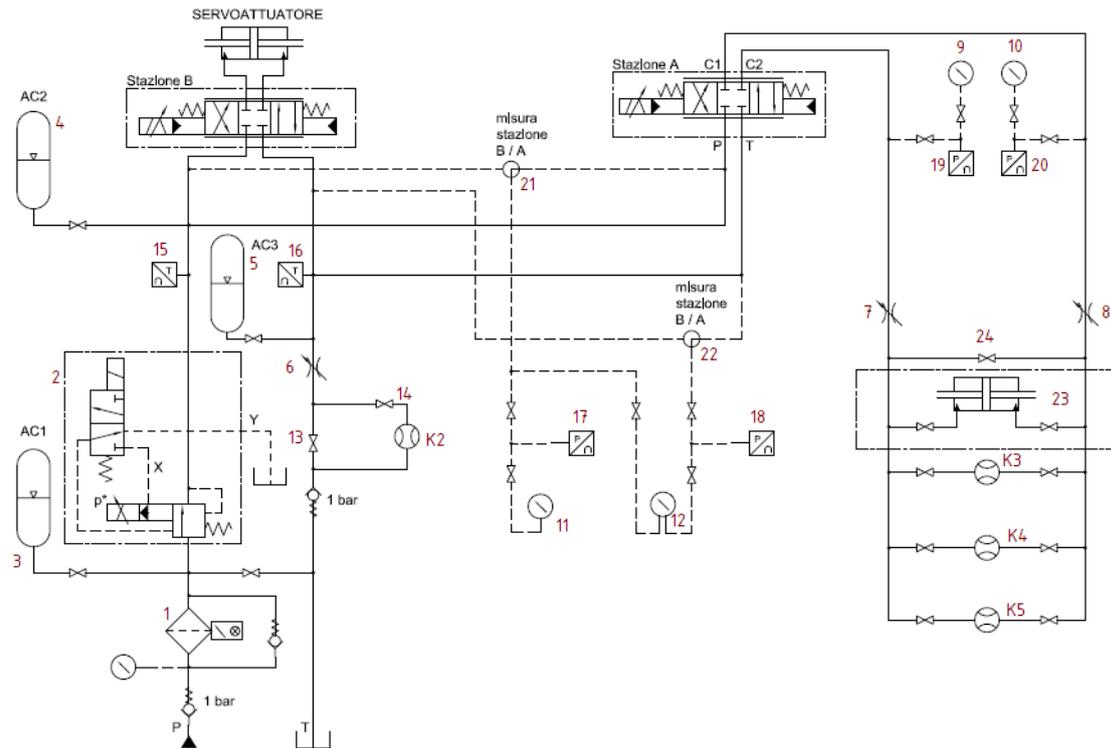


Figura 4.2: Schema del circuito banco prova servovalvole

La valvola riduttrice di pressione *Denison R4R* (2) è il componente che permette il collegamento o l'isolamento del circuito idraulico del banco prova servovalvole al GA. E' costituita da quattro parti: lo stadio principale, lo stadio di messa a vent, lo stadio proporzionale e da uno stadio pilota manuale di sicurezza.

L'attivazione/disattivazione dello stadio di messa a vent VV01 può essere eseguita dal rack di comando: sempre da quest'ultimo può essere variata la pressione di regolazione dello stadio pilota proporzionale, in questo modo l'utente può definire la pressione ridotta nel circuito a valle della valvola riduttrice, che costituisce la pressione di alimentazione delle valvole in prova.

L'installazione di diversi misuratori volumetrici, trasduttori di pressione, manometri e termoresistenze, garantisce la rilevazione di tutte le grandezze richieste da normativa per la caratterizzazione dinamica e stazionaria di servovalvole a servoattuatori.

I misuratori volumetrici (K3),(K4) e (K5) permettono la misurazione della portata che attraversa la servovalvola: sono equipaggiati con idonei tronchi di tubazione rettilinea a monte e a valle di essi, secondo normativa. In alternativa al misuratore ZHM05 (K5) è possibile utilizzare un cilindro oleodinamico a doppio effetto (23) avente buone caratteristiche inerziali e di attrito, equipaggiato con un trasduttore di pressione, necessario per correggerne la deriva, e uno di velocità per consentire la misura della portata.

Le pressioni p_p , p_{C2} e p_{C1} (queste ultime due sono quelle sulle bocche di uscita della servovalvola) sono misurate, oltre che dai manometri (rispettivamente (11),(9) e (10)), anche dai relativi trasduttori di pressione (rispettivamente (17),(19) e (20)). Inoltre, rispetto al circuito richiesto da normativa, è presente un altro trasduttore (18) che monitorizza la pressione di ritorno p_R .

Il misuratore volumetrico ZHM02 (K2), montato sulla linea di ritorno, misura la portata di trafilemento e di controllo esattamente come impone la normativa. Per utilizzare questo misuratore è necessario chiudere il rubinetto (13), detto di *ritorno libero*. Analogamente, per la misurazione della portata attraverso la servovalvola, è necessario chiudere il rubinetto (24), o anche detto di *by-pass*.

Gli strozzatori (7) e (8), sulle linee $C2$ e $C1$, servono per simulare un carico sulla valvola in prova, mentre lo strozzatore (6) permette di generare una contropressione sulla bocca T della servovalvola. I sensori di temperatura al platino (15) e (16) permettono la rilevazione delle temperature del fluido rispettivamente all'ingresso e all'uscita della servovalvola in prova. Queste due termoresistenze, insieme ai quattro trasduttori di pressione (17), (18), (19) e (20) presentano dei visualizzatori digitali alloggiati nell'apposito modulo che raccoglie tutte le elettroniche dedicate al controllo del banco.



Figura 4.3: Banco prova servovalvole

4.1.3 Rack di comando

Il rack è visibile nella figura 4.3 sulla destra. Consente l'alimentazione delle servovalvole in prova ed è comprensivo delle seguenti schede:

- generatore di funzioni di riferimento dotato di selettore di forme d'onda e di ampiezza del segnale (interfacendosi con il sistema di comando dell'elettrovalvola, può controllare il flusso d'olio con andamenti ciclici più o meno complessi);
- alimentazione/condizionamento per il trasduttore di posizione induttivo (LVDT) del misuratore di portata lineare;
- convertitore frequenza/tensione;
- sommatore e amplificatore di errore;
- generatore di corrente;
- controllo valvola riduttrice di pressione con stadio pilota proporzionale.

Tutte le schede sono provviste di connettore BNC per la trasmissione del segnale in uscita su oscilloscopio o sistema di acquisizione.

4.2 Il controllo della cilindrata Rexroth serie 3.1

La valvola testata sul banco prova corrisponde ad eccezione di qualche differenza geometrica al controllo della cilindrata descritto al capitolo 2, poichè risulta essere della serie successiva. Di seguito verranno definiti i parametri caratteristici di questo controllo e saranno evidenziate le differenze con la serie precedente.

Successivamente, verrà eseguito un confronto tra le due versioni di comando di variazione della cilindrata interno al corpo pompa.

4.2.1 Differenze dalla serie precedente

Per verificare che non fossero state fatte sostanziali modifiche alla geometria del controllo con il passaggio alla serie successiva, la valvola è stata separata dalla pompa e smontata.

Sono state eseguite misurazioni su tutti i componenti costituenti i due stadi della valvola, quindi tali misure sono state confrontate con i dati relativi al controllo sezionato.

Tutte le misure svolte sono risultate concordi ai corrispettivi valori misurati sul controllo della

serie precedente, ad eccezione delle molle: nella versione 3.1 lo stadio differenziale presenta una sola molla mentre le due molle del limitatore di pressione assoluto presentano geometrie differenti da quelle del controllo tagliato. Dimensioni e caratteristiche delle molle della serie 3.1 sono riportate nella Tabella 4.1.

		Molla int. LPA	Molla ext. LPA	Molla LPD
Diametro filo	d	2 mm	4 mm	2 mm
Raggio avvolgimento molla	R	4,2 mm	7,5 mm	4,4 mm
Rapporto caratteristico	c	4,2	3,75	4,4
Numero di spire	n	9	7	6
Tipologia di molla		<i>troncata e molata</i>		
Passo	p	4 mm	5,8 mm	3,7 mm
Lunghezza libera misurata	L_o	31,3 mm	36 mm	18,6 mm
Peso applicato	P	49,1 N	49,1 N	49,1 N
Compressione misurata	Δx	1,15 mm	0,4 mm	0,95 mm
Rigidezza	K	42,7 N/mm	122,6 N/mm	51,6 N/mm

Tabella 4.1: Dimensioni e rigidezza molle controllo serie 3.1

Tuttavia la congruenza dimensionale della maggior parte dei componenti delle due valvole non determina necessariamente anche gli stessi valori dei ricoprimenti e della corsa utile del cassetto. Infatti, il corpo valvola presenta delle modifiche rispetto alla versione precedente, ad esempio l'assenza dello strozzatore - e del canale che lo alloggiava - che collegava, nella serie 3.0, la camera X allo scarico: la nuova serie del controllo della cilindrata pertanto necessita l'utilizzo nel circuito di distributori che garantiscano al loro interno la messa a scarico di X. Inoltre, il controllo della serie 3.1 era montato su una pompa di cilindrata inferiore a quella su cui era montata la valvola della versione precedente, per cui è plausibile che si riscontrino valori differenti.

Per determinare i ricoprimenti e la corsa utile del cassetto del LPA, ovvero di quella parte del controllo che verrà testata sul banco prova, è stato necessario starare le molle di tale stadio rimuovendo completamente il perno di regolazione: in questa condizione si è quindi nel caso di precarico nullo e piastrina-base molle in battuta con il fondo della sede. E' stato quindi rimosso il tappo e misurata la distanza tra l'estremità del cassetto e il piano di appoggio dell'anello di tenuta (figura 4.4).

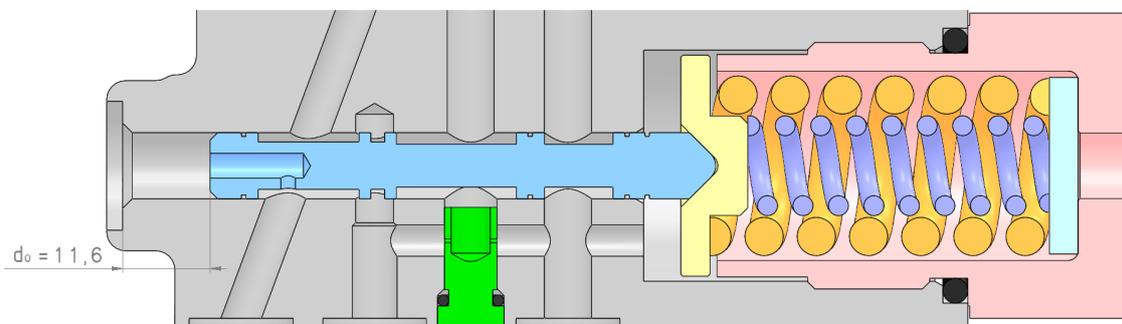


Figura 4.4: Distanza misurata con molle non precaricate e piastrina-base in battuta con la sede

Successivamente il sistema di taratura è stato rimosso, lasciando così al cassetto la possibilità di traslare liberamente. Presso la bocca A del controllo è stato quindi inserito un filo di diametro noto (0,8 mm) e si è traslato il cassetto in modo tale che i risalti centrali andassero in battuta contro di esso. Così facendo si è potuta avere una dimensione precisa della luce aperta tra P-A e A-T, a seconda del lato di inserimento del filo rispetto ai risalti. In tali condizioni (apertura P-A

di 0,8 mm e apertura A-T di 0,8 mm) è stata misurata la distanza tra l'estremità del cassetto e la faccia di appoggio dell'anello di tenuta (figura 4.5), come nella condizione a molle starate.

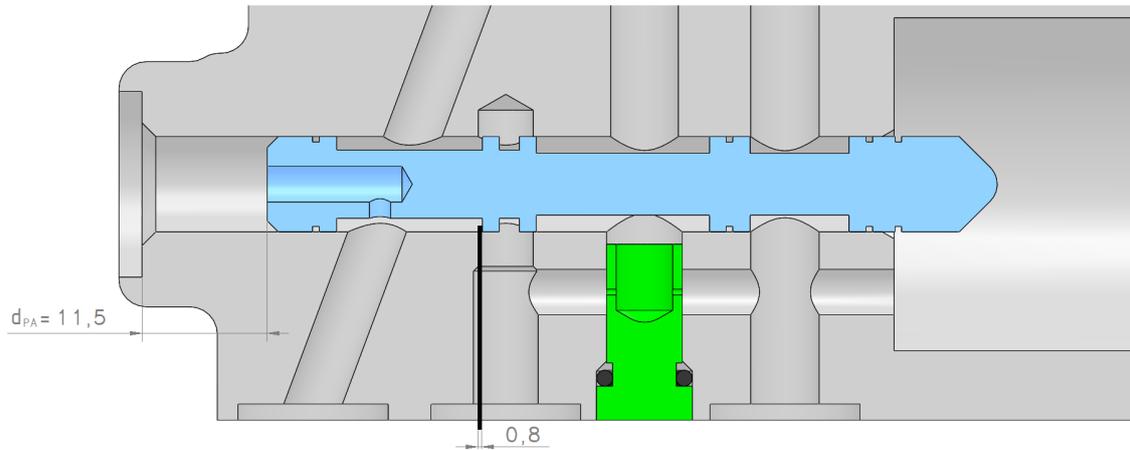


Figura 4.5: Distanza misurata con apertura luce P-A di 0,8 mm - pari al diametro del filo inserito

Si sono quindi potuti determinare i ricoprimenti P-A e A-T nelle condizioni di riposo con molle starate confrontando le distanze misurate nei due casi. Allo stesso modo si può determinare la corsa utile del cassetto confrontando i ricoprimenti.

I valori misurati e calcolati di ricoprimenti - a molle starate - e della corsa utile del cassetto sono riportati nella Tabella 4.2.

Misure		valori [mm]	Note
Misurazione 1: distanza estremità cassetto - base anello di tenuta	d_o	11,6	molle starate, piastrina-base in battuta con sede
Misurazione 2: distanza estremità cassetto - base anello di tenuta	d_{PA}	11,5	apertura luce P-A di $x_{PA} = 0,8 \text{ mm}$
Misurazione 3: distanza estremità cassetto - base anello di tenuta	d_{AT}	10,0	apertura luce A-T di $x_{AT} = 0,8 \text{ mm}$
Ricoprimento P-A	z_{PA}	-0,9	$-d_o + (d_{PA} - x_{PA})$ Il segno negativo definisce l'apertura della luce P-A
Ricoprimento A-T	z_{AT}	0,8	$-d_o + (d_{AT} + x_{AT})$ Il segno positivo definisce la chiusura della luce A-T
Corsa utile cassetto	Δz	0,1	$-(z_{PA} + z_{AT})$

Tabella 4.2: Valutazione ricoprimenti e corsa utile del cassetto

Si è in questo modo verificato che anche nella serie 3.1 il controllo presenti una corsa utile del cassetto di 0,1 mm.

In ultimo si è verificato il diametro del *bleed*, che influisce notevolmente sulle portate simulate

nel caso di apertura degli strozzatori.

Per la verifica sono stati utilizzati due fili di diametro noto: 0,5 mm e 0,65 mm. Dopo aver rimosso il sistema di taratura del *LPA*, il filo $\Phi 0,5$ è stato fatto passare attraverso il canale che costituisce la messa a scarico della camera delle molle e quindi inserito nel foro del *bleed* (che non è stato possibile estrarre dal corpo valvola). La stessa operazione è stata tentata con il filo $\Phi 0,65$, ma è risultato troppo grande per il foro.

Verosimilmente si è quindi assunto come diametro degli strozzatori del *bleed* il valore $d = 0,6 \text{ mm}$.

4.2.2 Comando di variazione della cilindrata

Come descritto nella sezione 4.2.1 il controllo presenta sostanzialmente le stesse caratteristiche geometriche di quello della serie precedente, nonostante la cilindrata della pompa a cui è collegato sia minore di quella della pompa della serie precedente (45 cc/giro contro 71 cc/giro).



Figura 4.6: Componenti della pompa Rexroth serie 3.1

Si è quindi voluto verificare se le dimensioni degli attuatori di contrasto e di regolazione fossero diversi oppure uguali a quelli del modello precedente.

Smontando la pompa si è però osservato che in questa versione non sono più presenti un attuttore di regolazione e uno di contrasto, come nel comando di variazione visto nella sezione 2.2: è presente solo una molla che contrasta l'azione dell'attuatore di regolazione, su cui agisce la pressione p_A

- una termoresistenza indicata con t_1

I trasduttori presenti nel circuito consentono l'acquisizione della maggior parte delle grandezze che caratterizzano la prova.

Per la determinazione dello spostamento del cassetto è stato utilizzato un sensore esterno al banco, il trasduttore di posizione *Kaman* KD-2300 con sensore -1SUM.

Il trasduttore *Kaman* è un sistema di misurazione dello spostamento induttivo, progettato per effettuare misure di distanza e spostamento senza contatto, che si basa sul principio di variazione di riluttanza magnetica. Una bobina contenuta nel sensore produce un flusso magnetico che si richiude attraverso la superficie da rilevare e il traferro che li separa: tale flusso induce una differenza di tensione proporzionale alla riluttanza totale del circuito. La riluttanza del traferro è proporzionale alla sua lunghezza e quindi alla distanza tra il sensore e la superficie da rilevare^[2].

Il sistema di misurazione include un sensore, un cavo di alimentazione e di uscita del segnale e un pacchetto elettronico per il condizionamento del segnale.

Il sensore 1SUM di spostamento induttivo *Kaman* garantisce una precisione sino al decimo di micron e un campo di misura di 1,25 mm.

Il sensore è stato posizionato a un'opportuna distanza dalla faccia del controdado del limitatore di pressione assoluto, precedentemente lucidata, per garantire che nel corso delle prove la distanza risulti all'interno del campo di misura del sensore. Il posizionamento della strumentazione è visibile nella fotografia di figura 4.8.

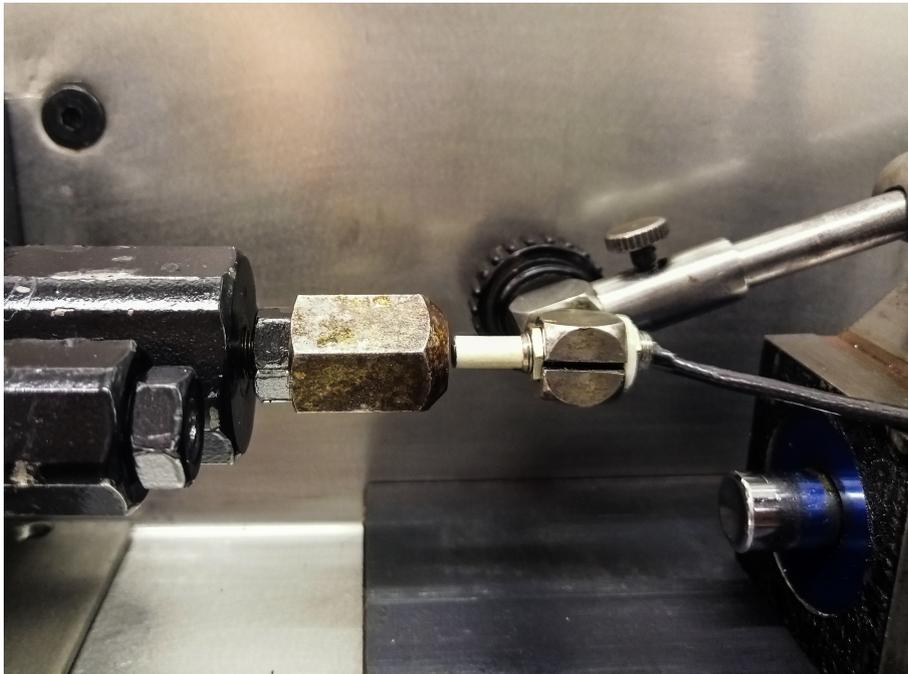


Figura 4.8: Posizionamento sensore Kaman

I trasduttori presenti nel circuito, come il sensore *Kaman*, consentono l'acquisizione delle grandezze principali che caratterizzano la prova: i segnali elettrici vengono rilevati dalla scheda di acquisizione dati NI PCI-6071E, collegata ad un computer, e controllata tramite il software *Lab-view*, che permette la rielaborazione e la visualizzazione delle grandezze misurate. Il software calcola il valore delle grandezze di interesse a partire dai segnali ricevuti dai trasduttori (segnali in tensione): può diagrammare i valori istantanei in funzione del tempo ma anche calcolare il valor medio delle grandezze misurate (in un certo intervallo di tempo) e salvare i dati relativi ad ogni condizione di funzionamento imposta (nel caso in esame differenti posizionamenti del cassetto).

Le grandezze acquisite durante le prove sono:

- la pressione sulla linea di mandata, tramite il trasduttore p_1 ;
- la pressione sulla linea di ritorno, tramite il trasduttore p_2 ;
- la pressione presso la bocca A della valvola - C2 per il banco -, tramite il trasduttore p_3 ;

- la portata circolante nella valvola, tramite il misuratore di portata a ingranaggi esterni ZHM 02;
- la temperatura in ingresso, tramite la termoresistenza t_1 .
- lo spostamento del cassetto, tramite il sensore di posizione *Kaman*.

Il software *Labview* per il calcolo delle grandezze di interesse a partire dai segnali in tensione che riceve dalla scheda di acquisizione dati richiede che vengano definiti dall'utente il *gain* e l'*offset* per ogni parametro monitorato. Il *gain*, o guadagno, definisce la proporzionalità tra il segnale in tensione misurato e la grandezza di interesse mentre l'*offset* definisce lo *slittamento* delle misure rispetto a un valore di riferimento. *Gain* e *offset* utilizzati sono riportati nella Tabella 4.3.

<i>Grandezza monitorata</i>	<i>Strumento di misura</i>	<i>Gain</i>	<i>Offset</i>
Pressione di mandata	Danfoss MBS 3050	40,00	0,0
Pressione regolata	Bell and Howell BHL 4100-00-03MO	200,00	0,0
Pressione di ritorno	Bell and Howell BHL 4100-00-03MO	200,00	-1,3
Spostamento cassetto	Kaman KD-2300-1SUM	1,29	0,0
Portata circolante	KEM Küppers ZHM 02	4,00	0,0
Temperatura in ingresso	PT 100	-100,00	0,0

Tabella 4.3: *Gain* e *Offset* utilizzati per la determinazione delle grandezze monitorate

4.3.2 Descrizione delle prove

Le prove effettuate sulla valvola *Rexroth* sono di tipo stazionario, cioè sono stati acquisiti certi parametri a seguito di lente variazioni delle condizioni di funzionamento oppure aspettando che venissero raggiunte le condizioni di regime per ogni condizione di funzionamento fissata; in particolare sono state eseguite prove al variare della posizione del cassetto, a differenti pressioni e con *bleed* aperto e chiuso.

Per avviare il banco come prima cosa è stato necessario aprire la saracinesca sulla linea di alimentazione dell'acqua per il raffreddamento, aprire la saracinesca sulla linea di alimentazione del circuito del banco e quindi avviare la centrale di alimentazione, aspettando che il motore elettrico commutasse dalla configurazione a stella a quella a triangolo. Mediante il potenziometro che gestisce in remoto la taratura della valvola limitatrice di pressione a comando elettroidraulico (la (13) in figura 4.1) si impone la pressione di alimentazione al banco prova servovalvole. A questo punto, la linea di alimentazione al banco è presurizzata alla pressione scelta dall'utente ma il circuito interno al banco risulta ancora scarico a causa della valvola riduttrice di pressione *Denison R4R* (la (2) in figura 4.2) che si mantiene chiusa.

Presso il rack di comando si attiva lo stadio vent della valvola *Denison* e se ne imposta la taratura in modo tale che nella linea di alimentazione alla valvola la pressione misurata dal trasduttore di pressione (p_1 in figura 4.7) sia quella voluta per la prova da eseguire.

A questo punto è stato possibile procedere con i test sulla valvola agendo sul controdado del limitatore di pressione assoluto, in origine posizionato in modo tale che il collegamento P-A fosse chiuso.

Per le prime prove eseguite è stato lasciato il *bleed* aperto e si è imposta una lenta rotazione al controdado in modo che il cassetto percorresse la zona di interesse, dalla completa chiusura di P-A alla completa chiusura di A-T, in 20 secondi. Sono state svolte tre prove con questa metodologia a tre pressioni differenti. I risultati salvati su file corrispondono ai valori istantanei dei parametri monitorati lungo i 20 secondi di svolgimento della prova.

Successivamente le prove sono state eseguite fissando la condizione di funzionamento - definita dalla posizione del cassetto - e aspettando che venissero raggiunte le condizioni di regime. Una volta realizzate tali condizioni, è stata eseguita l'acquisizione salvando i dati su file. Si prosegue con il successivo punto di funzionamento e analogamente per i seguenti. Lo spostamento imposto

al cassetto da un punto di funzionamento al successivo è fisso ed è stato misurato avvalendosi di un voltmetro collegato al sensore di posizione *Kaman*: quest'ultimo come descritto nella sezione 4.3.1 fornisce un segnale di tensione proporzionale allo spostamento. Il controdado del limitatore di pressione differenziale è stato quindi ruotato in modo tale che tra un'acquisizione di dati e la successiva ci fosse sempre lo stesso ΔV , così da avere acquisizioni equidistanti tra loro. L'acquisizione viene terminata quando vengono raggiunti valori di pressione al trasduttore p_3 confrontabili con quelli ottenuti dal trasduttore p_2 della linea di ritorno (nel caso delle prove *in discesa*), poiché determina la completa apertura della luce A-T, oppure nel caso di prova *a salire*, con pressione a inizio prova presso la bocca C2 pari a quella della linea di ritorno, l'acquisizione viene terminata quando la pressione misurata dal trasduttore p_3 risulta confrontabile con la pressione in ingresso alla valvola, misurata dal trasduttore p_1 .

I parametri utilizzati nelle prove eseguite sono i seguenti:

- olio di tipo *DTE 25*;
- taratura della limitatrice di pressione a comando remoto (la (13) in figura 4.1): circa 120 *bar*;
- pressioni di alimentazione della valvola:
 - per le prove con spostamento in continuo del cassetto per 20 secondi, sono state imposte tre pressioni di alimentazione: 20 – 42 – 60 *bar*;
 - per le prove con spostamento *a step* del cassetto sono state imposte due pressioni di alimentazione: 50 – 100 *bar*;
- spostamenti Δx imposti al cassetto nelle prove *a step* per definire le condizioni di funzionamento in cui si sarebbero acquisiti i dati:
 - prove a bleed chiuso: Δx corrispondente a $\Delta V = 0,01 V$
 - prove a bleed aperto: Δx corrispondente a $\Delta V = 0,1 V$

4.3.3 Arrangiamenti svolti sul controllo e montaggio al banco prova

Per poter svolgere le prove descritte nella sezione 4.3.2 è stato necessario eseguire alcuni accorgimenti:

- Si vuole analizzare il solo comportamento del limitatore di pressione assoluto, pertanto è stato necessario bloccare il limitatore di pressione differenziale in modo che mantenesse chiuso il collegamento P-A. Per far ciò è stata rimossa la molla e si è avvitato il perno di regolazione fintanto che la piastrina di appoggio delle molle non è risultata in battuta con il reggispinta, bloccando così il cassetto in posizione. E' stato quindi avvitato il dado sul perno per evitare svitamenti e garantire maggior tenuta.
- Il controllo in analisi presenta tre bocche (P,A,T) in linea mentre il banco prova servovalvole un attacco CETOP 3, riportato schematicamente nella figura 4.9.

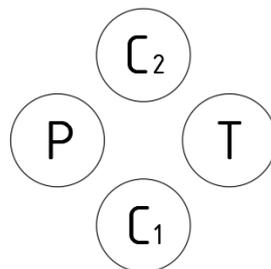


Figura 4.9: Disposizione delle bocche in ingresso al banco servovalvole

E' stato quindi necessario fare realizzare una piastra di interfacciamento affinché il controllo potesse essere montato al banco e provato. La piastra è stata realizzata dall'azienda CI.ERRE TECH secondo le indicazioni progettuali

fornite.

Per le pause intermedie tra lo smontaggio e il rimontaggio della valvola - prove con bleed aperto e chiuso - è stata realizzata presso i laboratori del Dipartimento di Energia una piastra di chiusura per limitare le fuoriuscite di olio dal banco. I disegni delle piastre realizzate sono riportate nell'appendice B.

- Per controllare la posizione del cassetto le molle coassiali del limitatore di pressione assoluto sono state sostituite con un cilindro di acciaio inserito tra la piastrina base delle molle e il reggispinga del cassetto. In questo modo alla rotazione del controdado corrisponde una traslazione rigida dell'insieme cilindro, reggispinga e cassetto ed è stato così possibile definire per ogni posizione del cassetto la portata circolante e la pressione presso la bocca di regolazione.
- La valvola da testare presentava un tappo in plastica presso la bocca X, che non avrebbe garantito la tenuta una volta che il controllo fosse stato montato al banco e provato. Questo tappo è stato quindi sostituito con i tappi del controllo della versione precedente in acciaio che garantiscono una miglior tenuta.

Una volta eseguita la piastra di interfacciamento, sono stati inseriti due tappi M6 per chiudere i fori realizzati per evitare l'esecuzione di fori sghembi e si è proceduto al montaggio al banco prova per mezzo di quattro viti M8. Con la piastra in posizione, è stata quindi montata la valvola Rexroth utilizzando quattro viti M5.

Una fotografia della valvola montata al banco prova per mezzo della piastra di interfacciamento è riportata nella figura 4.10.



Figura 4.10: Montaggio al banco della valvola

Dopo il posizionamento della valvola è stato allestito il supporto per il sensore di posizione *Kaman*, utilizzando una base magnetica fissata al banco.

4.4 Risultati delle prove sperimentali

Si riportano di seguito le caratteristiche ottenute con i dati acquisiti sperimentalmente per le due tipologie di prove eseguite.

4.4.1 Spostamento in continuo del cassetto

Nelle prove svolte imponendo la traslazione al cassetto in 20 secondi i risultati salvati su file dal software *Labview* corrispondono ai valori istantanei dei parametri monitorati nel corso della prova. Il campionamento è stato eseguito ogni 0.002 s, per cui si ha una frequenza di campionamento di 500 Hz. Le prove sono state svolte a tre livelli di pressione differenti: 20, 42 e 60 bar.

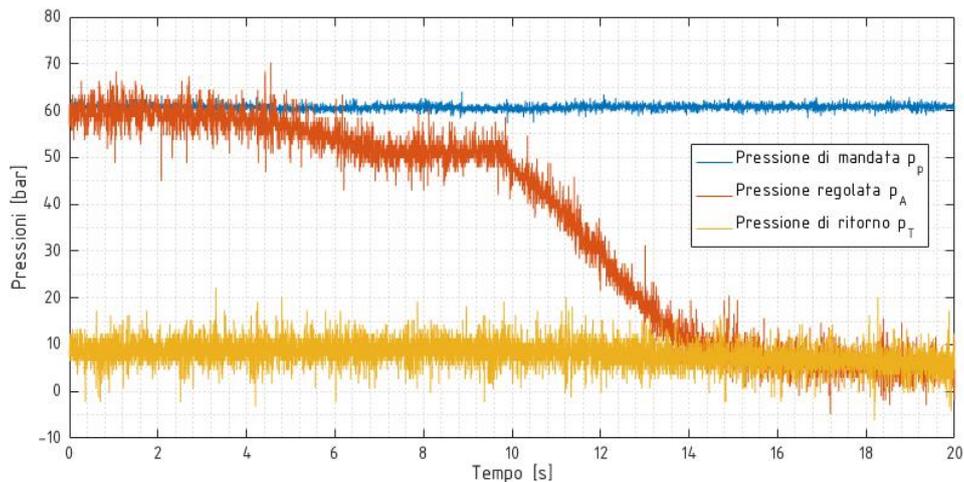


Figura 4.11: Pressioni ottenute prova con spostamento continuo del cassetto

In figura 4.11 sono riportati i valori delle pressioni misurate nel corso della prova con pressione di mandata pari a 60 bar. L'andamento dello spostamento del cassetto imposto ruotando il controdado è invece riportato in figura 4.12.

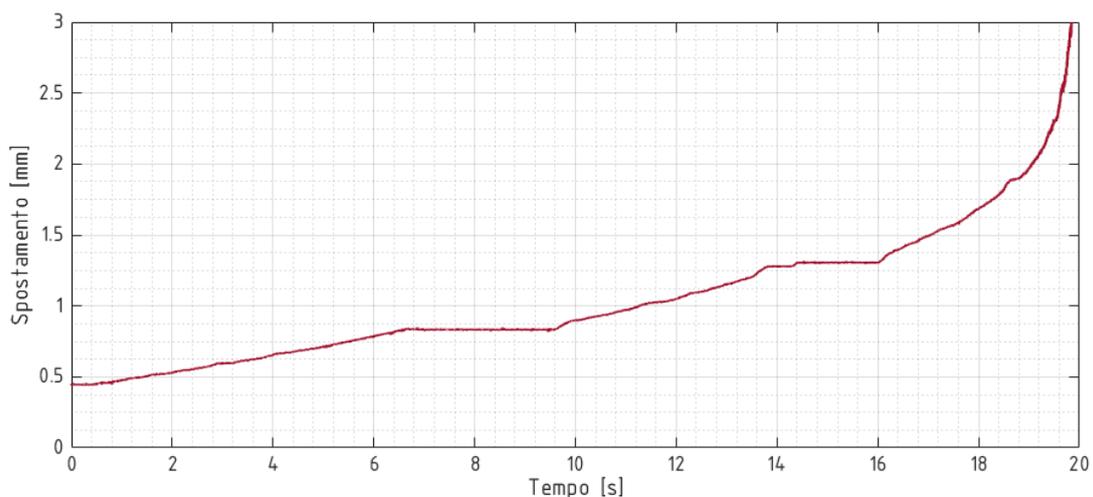


Figura 4.12: Spostamento imposto al cassetto

Dalla figura 4.11 si osserva chiaramente la variazione della pressione regolata p_A - presso la bocca C2 del banco - da valori prossimi alla pressione di mandata a valori vicini alla pressione di ritorno. All'inizio della prova infatti si era ruotato il controdado in modo da garantire l'apertura della luce P-A.

Lo spostamento imposto al cassetto, in figura 4.12, evidenzia un andamento pressochè lineare nel

corso della prova intervallato da pause nello spostamento dovute al riposizionamento della chiave necessaria all'avvitamento del controdado. Nella fase terminale della prova, tuttavia, circa presso la misura corrispondente a 2 mm, si è usciti dal campo di misura del sensore *Kaman*. Pertanto per la realizzazione della caratteristica pressione regolata - spostamento del cassetto verranno considerati solo i valori di quest'ultimo inferiori a 2 mm.

Come evidente soprattutto dalla figura riportante gli andamenti delle pressioni, i risultati ottenuti risultano particolarmente soggetti al rumore: pertanto per ottenere le curve caratteristiche volute (ad esempio pressione regolata - spostamento, portata-spostamento) è stato necessario filtrare i risultati con opportuni strumenti, al fine di mantenere gli andamenti caratteristici ma al contempo di eliminare i segnali di disturbo.

Il filtraggio dei risultati è stato eseguito sia con il software Amesim che con Matlab. Con il primo, è stato eseguito un filtraggio a 5 Hz (dal filtro passano solo le frequenze inferiori a questa, mentre quelle superiori vengono attenuate), poichè per frequenze inferiori venivano meno alcuni andamenti caratteristici della curva. Nel primo tratto, dove p_A assumeva valori prossimi alla pressione di mandata, anche a 5 Hz tuttavia si osservavano grandi variazioni di pressione, pertanto tale tratto è stato eliminato e sostituito da un valore fisso, pari alla pressione di mandata. Con il software Matlab invece è stato utilizzato il filtro *Savitzky-Golay* sui risultati forniti dal software *Labview*, a seguito di un confronto eseguito su i vari strumenti di filtraggio messi a disposizione dal software (script matlab riportato nell'appendice B.1). Con questo metodo è stato possibile, mantenendo intatte le caratteristiche di andamento della curva, ridurre il filtro a 1 Hz.

Il confronto tra le due metodologie è riportato in figura 4.13: il filtro a 1 Hz segue bene l'andamento della curva definito dal filtro *Amesim* a 5 Hz, e presenta meno oscillazioni.

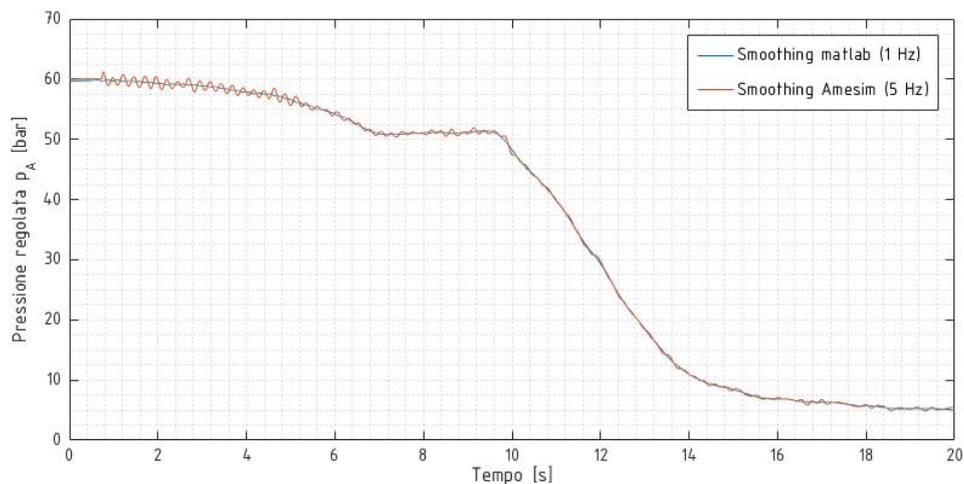


Figura 4.13: Andamento filtrato della pressione regolata p_A con Amesim e Matlab

Lo stesso filtro *Savitzky-Golay* a 1 Hz è stato quindi utilizzato anche sui risultati di spostamento e sulle altre pressioni misurate, permettendo di ottenere la caratteristica pressione regolata - spostamento osservabile in figura 4.14.

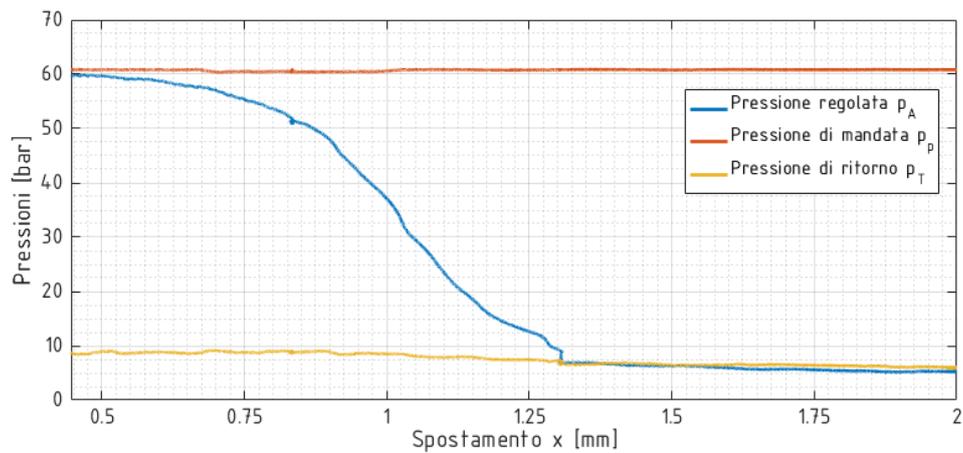


Figura 4.14: Andamento pressioni - spostamento controdato, filtro a 1 Hz

La variazione di pressione presso la bocca di regolazione, dalla pressione di mandata alla pressione di ritorno, avviene lungo uno spostamento del cassetto di circa 0.85 mm. Questo valore risulta confrontabile con quello dello sviluppo della pressione regolata con diametro del *bleed* pari a 0,6 mm, simulato nella sezione 3.3.2.2.

A questo punto si sarebbe potuto proseguire confrontando i risultati con quelli ottenuti dal modello *Amesim* di simulazione, tuttavia questa tipologia di prova ha presentato una serie di inconvenienti che hanno causato il suo accantonamento a favore della metodologia descritta nella sezione successiva. Tali inconvenienti possono essere riassunti nei seguenti:

- difficoltà nell'imporre al cassetto uno spostamento lineare nel tempo: soprattutto nella prova svolta ad alta pressione - 60 bar - è stato necessario utilizzare una chiave per avvitare e svitare il controdato. Non potendo eseguire l'operazione in continuo (la parete del banco impediva lo svolgimento di una rotazione completa con la chiave) lo spostamento non è stato graduale bensì con certe interruzioni.
- difficile ripetibilità: essendo l'avvitamento e svitamento del controdato svolti manualmente è risultato difficile riprodurre gli stessi andamenti nel tempo dello spostamento imposto nel corso delle varie prove svolte.
- I risultati ottenuti dal software *Labview* sono apparsi soggetti a un forte rumore e hanno richiesto l'utilizzo di filtri per poter definire gli andamenti di interesse, quale l'andamento pressione regolata - spostamento di cui si è riportato l'esempio in questa sezione.
- le interruzioni e i riavvii nello spostamento del cassetto potrebbero aver causato anche effetti dinamici di cui non si vuole tener conto.

Pertanto, le successive prove sono state svolte con un altro approccio.

4.4.2 Spostamento a step del cassetto

Nelle prove con spostamento *a step* del cassetto i dati salvati su file dal software *Labview* sono quelli mediati su un certo intervallo di tempo, dopo aver fissato la condizione di funzionamento e raggiunto le condizioni a regime. Al contempo, il software diagramma i valori istantanei dei parametri acquisiti in funzione del tempo. Questo ha permesso durante lo svolgimento stesso delle prove di visualizzare gli andamenti globali di diversi parametri. Un esempio della visualizzazione fornita del software *Labview* nel corso dello svolgimento della prova a bleed chiuso con 50 bar di pressione di mandata è riportata in figura 4.15. Tale interfaccia e programma è stata realizzata nei lavori di tesi svolti dai candidati F. Bavera^[3] e L. Tortone^[4]. A sinistra vengono riportati gli andamenti delle grandezze monitorate in funzione del tempo (in questo caso specifico, nel grafico superiore la pressione modulata e in quello inferiore la portata e lo spostamento del cassetto), mentre a destra viene costruita la curva stazionaria, nel caso proposto l'andamento pressione modulata p_A in funzione dello spostamento del cassetto x - espresso in *volt*.

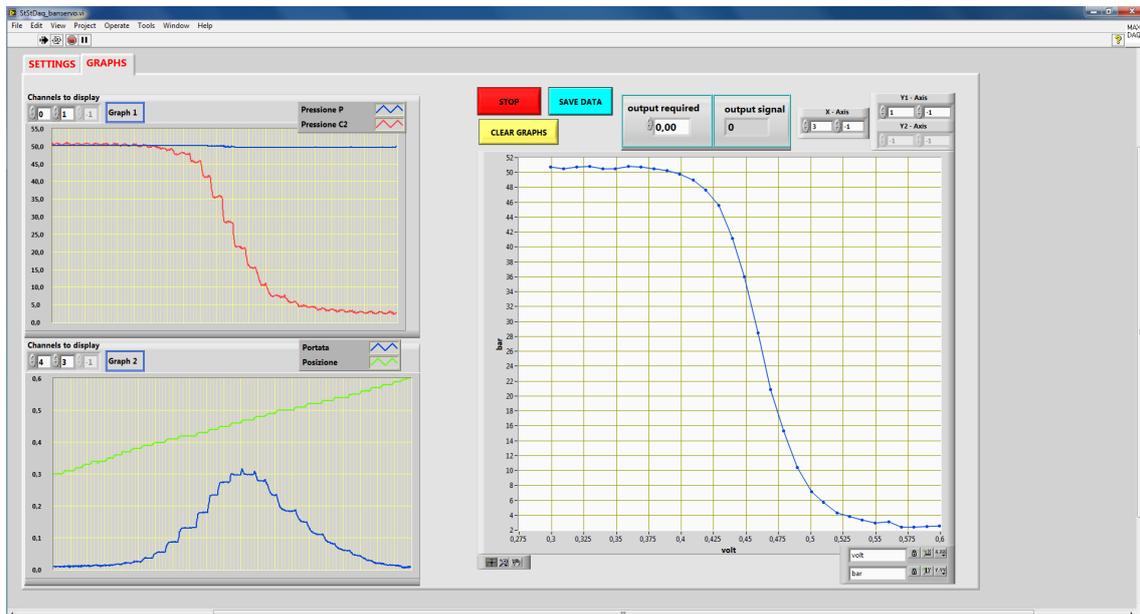


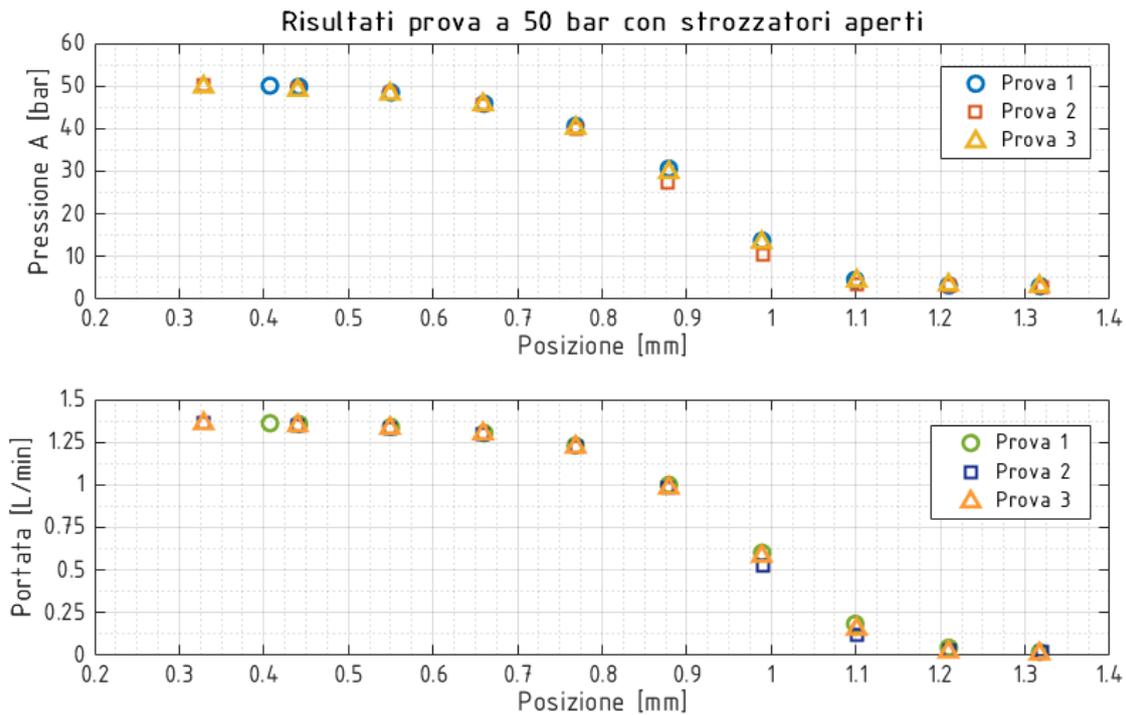
Figura 4.15: Schermata software *Labview* nel corso di svolgimento di una prova

Con questa metodologia sono state eseguite quattro prove:

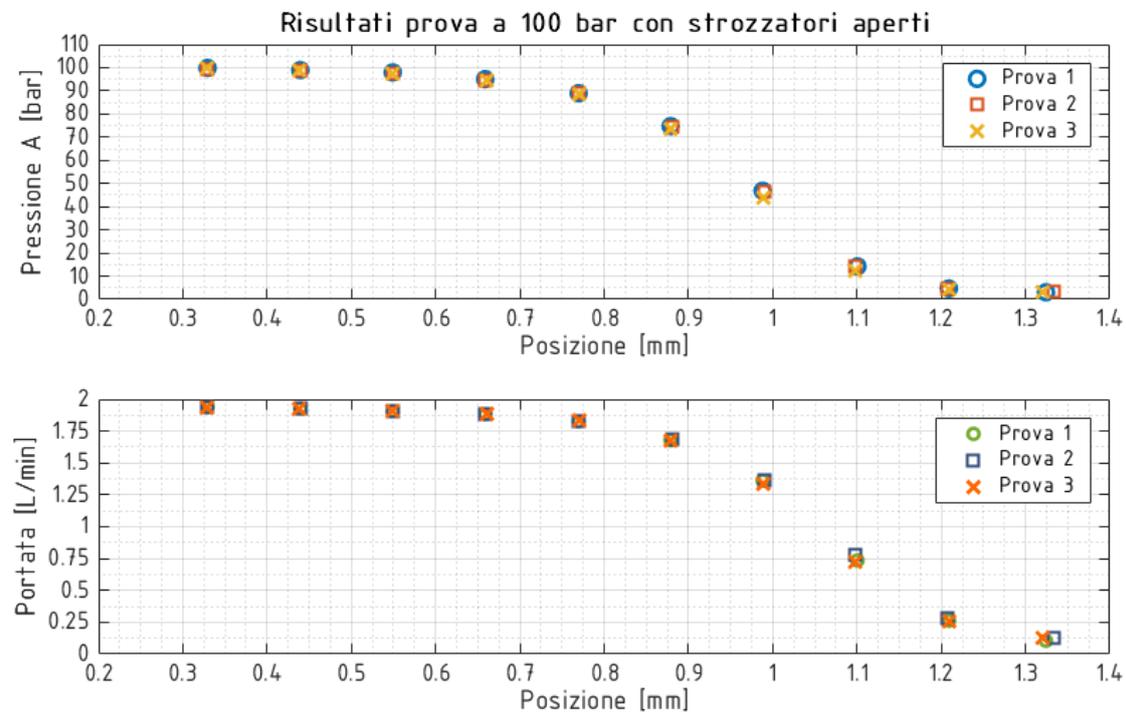
- prova 1: bleed aperto, pressione di mandata 50 bar;
- prova 2: bleed aperto, pressione di mandata 100 bar;
- prova 3: bleed chiuso, pressione di mandata 50 bar;
- prova 4: bleed chiuso, pressione di mandata 100 bar.

Le quattro prove sono state ripetute tre volte - nei casi a bleed aperto - o due volte - nei casi a bleed chiuso - per verificarne la ripetibilità.

Si riportano di seguito le caratteristiche ottenute con i dati acquisiti sperimentalmente nelle prove svolte con *bleed* aperto (figura 4.16).



(a) Prova 1: 50 bar, strozzatori aperti



(b) Prova 2: 100 bar, strozzatori aperti

Figura 4.16: Prove con strozzatori aperti

La condizione definita dai bassi valori di posizione x è la completa apertura della luce P-A: in linea con quanto previsto dalla teoria, la pressione presso la bocca A - C2 del banco - corrisponde a quella di mandata. Considerando che non vi sia portata attraverso lo spigolo pilotante (la bocca C2 oltre al trasduttore di pressione risulta chiusa) la portata misurata è quella che attraversa lo strozzatore del *bleed*.

Avvitando il controdado si sposta il cassetto andando a chiudere progressivamente il collegamento

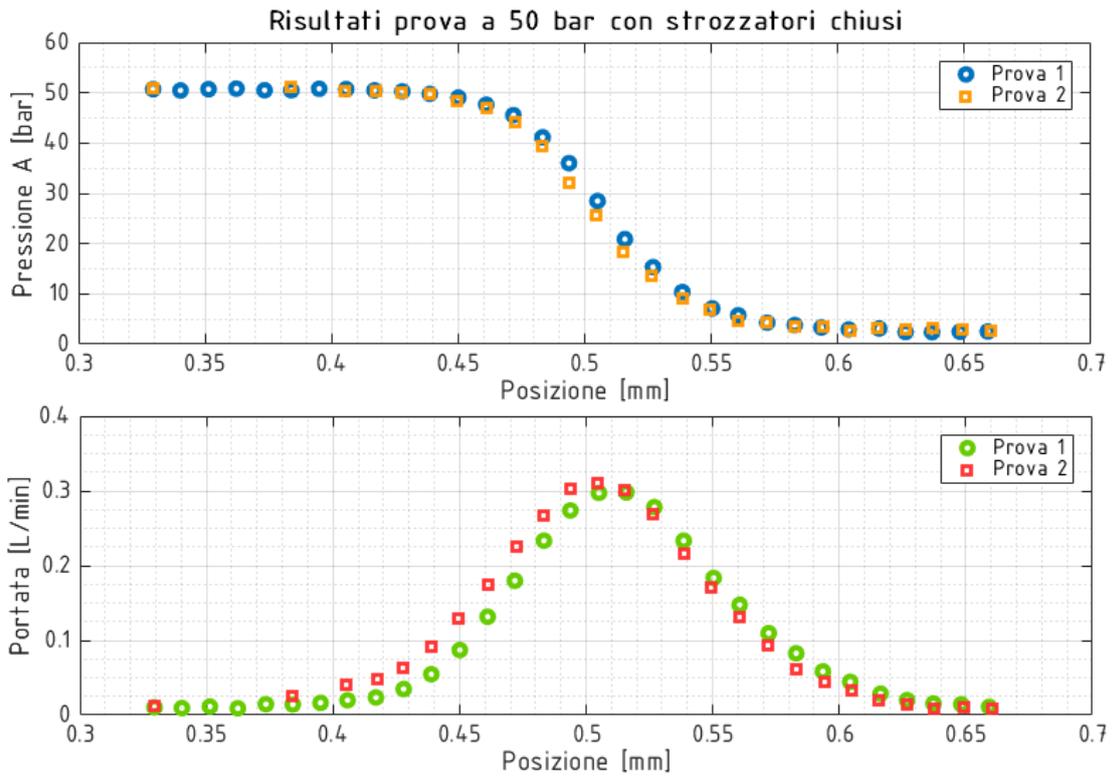
tra P ed A, allontanandosi così dal sensore di posizione *Kaman* che quindi misura valori di posizione crescenti: si osserva in questa fase una riduzione della pressione regolata e la conseguente diminuzione della portata misurata poichè la differenza di pressione ai capi dello strozzatore del *bleed* si sta riducendo. Al termine delle prove il collegamento P-A è completamente chiuso: la pressione presso la bocca A corrisponde alla pressione di ritorno e la portata attraverso il *bleed* si annulla. Come già previsto dalle simulazioni svolte nella sezione 3.3.2.2, il passaggio della pressione regolata dal valore di mandata al valore della linea di ritorno non si sviluppa lungo gli 0,1 mm di corsa utile del cassetto, bensì lungo uno spostamento maggiore grazie alla presenza del *bleed*.

Le caratteristiche ottenute con i dati acquisiti sperimentalmente nelle prove svolte con *bleed* chiuso sono riportate nella figura 4.17.

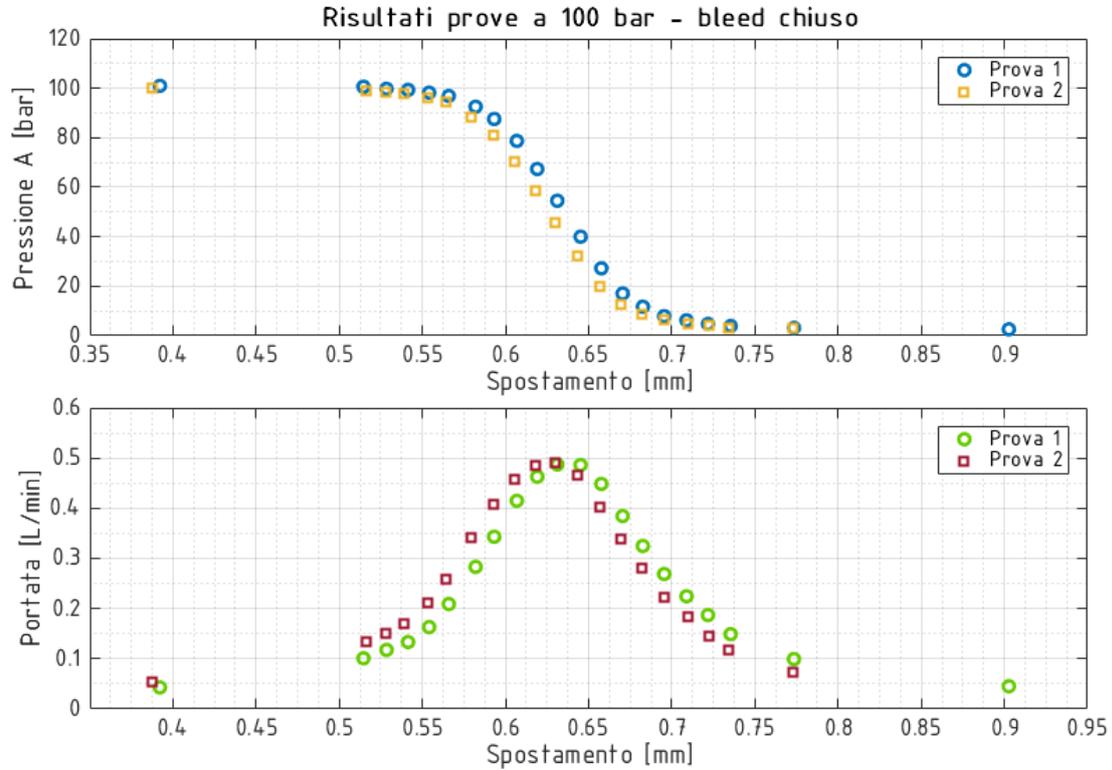
Anche in questi casi le prove sono risultate facilmente ripetibili, ma è stato riscontrato uno sfasamento sistematico dei risultati tra prove successive, più evidente nelle prove svolte a 100 bar: l'andamento complessivo delle curve e i valori misurati tuttavia sono concordi tra loro per cui i dati si sono ritenuti validi. Lo sfasamento può essere riconducibile a giochi interni alla vite di regolazione.

L'andamento delle pressioni regolate in funzione dello spostamento ricorda quello ottenuto per le prove a *bleed* aperto: tuttavia la variazione dalla pressione di mandata alla pressione di ritorno è concentrato per sviluppi di spostamento molto inferiori, prossimi a 0,1 mm, come previsto dalla teoria. Infatti, in assenza di strozzatori che collegano la porta A a T, la pressione regolata dipende solo dall'entità dell'apertura del collegamento P-A e A-T definiti dal cassetto.

Le portate invece assumono un andamento a campana, e il loro sviluppo sembra maggiore rispetto a quello di variazione della pressione: tuttavia è necessario precisare che il misuratore di portata ZHM 02 presenta un campo di misurazione tra 0,1 L/min e 4 L/min, pertanto i valori che costituiscono le code dell'andamento a campana non possono essere ritenuti veritieri poichè fuori dal campo di misura.



(a) Prova 3: 50 bar, strozzatori chiusi



(b) Prova 4: 100 bar, strozzatori chiusi

Figura 4.17: Prove con strozzatori chiusi

4.5 Il modello Amesim

Il modello *Amesim* realizzato per confrontare i risultati della simulazione con quelli ottenuti dalle prove sperimentali è riportato in figura 4.18.

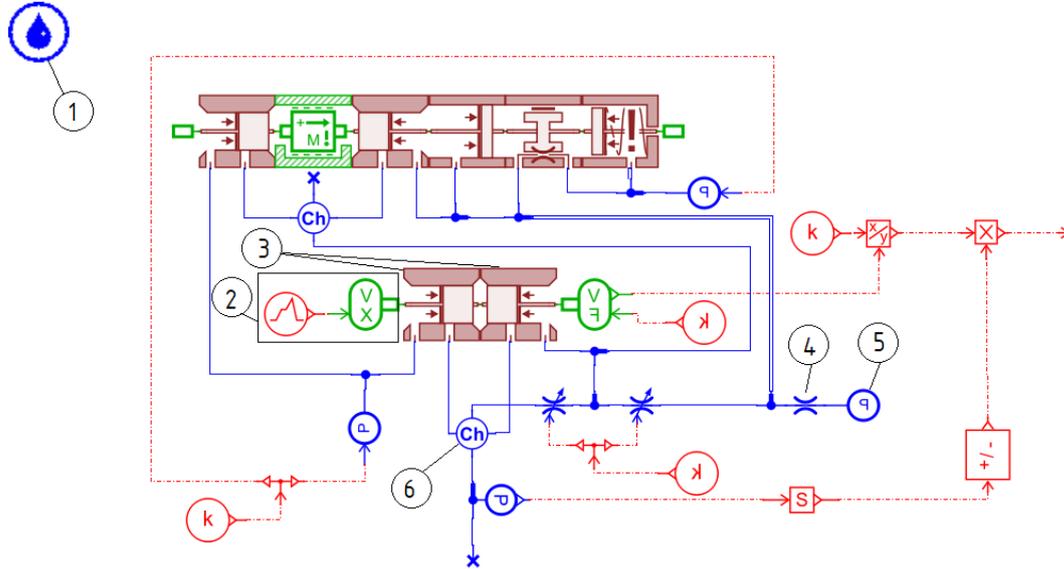


Figura 4.18: Confronto risultati prove con simulazione a parametri di default

In questo modello si è voluta considerare anche la presenza del *LPD* per rendere la simulazione più simile possibile alle condizioni in cui il limitatore di pressione assoluto della valvola in prova si trova ad operare.

I sottomodelli utilizzati sono gli stessi già descritti nel capitolo 3, i cui parametri sono stati modificati in accordo alle caratteristiche del controllo in prova.

Presso l'elemento (1) è stato definito il fluido per la simulazione, il *Mobil DTE 25*, lo stesso utilizzato nel banco prova servovalvole.

Sempre presso questo elemento per ogni prova da simulare è stata modificata la temperatura del fluido, imponendola pari al valor medio della stessa misurata nel corso della prova sperimentale grazie alla termoresistenza t_1 .

Per lo svolgimento delle simulazioni è stato imposto uno spostamento lineare al cassetto del *LPA* da 0 a 5 mm in 200 secondi (elementi gruppo (2)), così da garantire un comportamento in condizioni stazionarie.

E' stato imposto un gioco sul diametro del cassetto di 0,02 mm come parametro degli elementi (3): questo valore è stato scelto basandosi su misurazioni e simulazioni svolte su un controllo simile e validate sperimentalmente.

Particolare attenzione è stata rivolta alla modellazione della linea di ritorno, che collega la bocca A allo scarico (elementi (4) e (5)). Non è stato infatti utilizzato il sottomodello serbatoio, in quanto dalle prove sperimentali svolte si è osservata una certa contropressione al ritorno, diversa a seconda della prova svolta. Pertanto è stato utilizzato un generatore ideale di pressione (5) per tener conto della pressione di ritorno. Questa tuttavia non è risultata costante nel corso delle singole prove, in quanto il misuratore di portata ZHM 02 causa una resistenza funzione della portata che lo attraversa. Quindi, lo strozzatore fisso definisce la resistenza generata dalla presenza del misuratore di portata (4): l'elemento utilizzato permette di definire la caduta di pressione ai suoi capi data una portata di riferimento e il corrispettivo Δp . Partendo dai dati ottenuti dalle prove sperimentali, per ogni prova è stato quindi possibile riprodurre le condizioni operative della valvola modificando i parametri di questi due elementi.

I dati di rilievo acquisiti da confrontare con i risultati delle prove sperimentali sono due: la portata sulla linea di ritorno (presso l'elemento (4)) e la pressione regolata (presso l'elemento (6)).

I valori assoluti di spostamento a cui avvengono le variazioni di pressione/portata nelle prove sperimentali sono differenti da prova a prova. Pertanto, una volta ottenuti i risultati di portata e pressione dalla simulazione in funzione dello spostamento imposto x , quest'ultima variabile è stata

modificata sul software Matlab in modo tale che le curve simulate e i dati sperimentali risultassero avvenire presso gli stessi spostamenti. In particolare, nel caso di prove a *bleed* chiuso si è imposto che il massimo delle curve di portata avvenisse presso lo stesso spostamento x , così da identificare univocamente la posizione del cassetto (il massimo si ottiene quando le luci P-A e A-T sono uguali e pari a 0,05 mm).

4.6 Confronto risultati simulazioni e dati sperimentali

La prima simulazione è stata svolta considerando di confrontare i risultati con i dati ottenuti dalla prova 4, ovvero a 100 bar di pressione di mandata e bleed chiuso. Questa prova è stata scelta da campione per verificare la correttezza del modello di simulazione poichè presenta un grado di libertà in meno rispetto alla corrispettiva con *bleed* aperto e perchè i dati ottenuti definiscono andamenti di pressione regolata e portata particolarmente chiari e puliti.

Nel modello *Amesim* sono stati imposti i seguenti parametri al fine di svolgere una simulazione il più vicino possibile alle condizioni in cui si è svolta la prova:

- temperatura olio: 23,9°C
- pressione di mandata: 100 bar;
- pressione di ritorno: 2,28 bar;
- caduta di pressione sul misuratore di portata: 2,20 bar per una portata di 0,5 L/min.

Per prima cosa sono state confrontate le portate misurate presso la linea di ritorno, come riportato in figura 4.19.

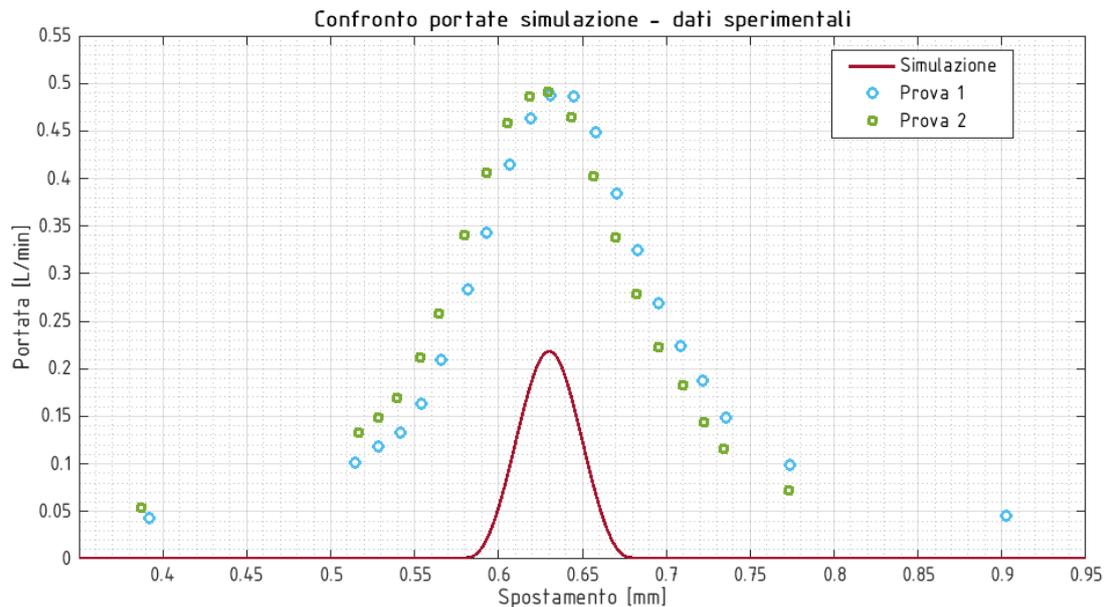


Figura 4.19: Confronto risultati prove con simulazione a parametri di default

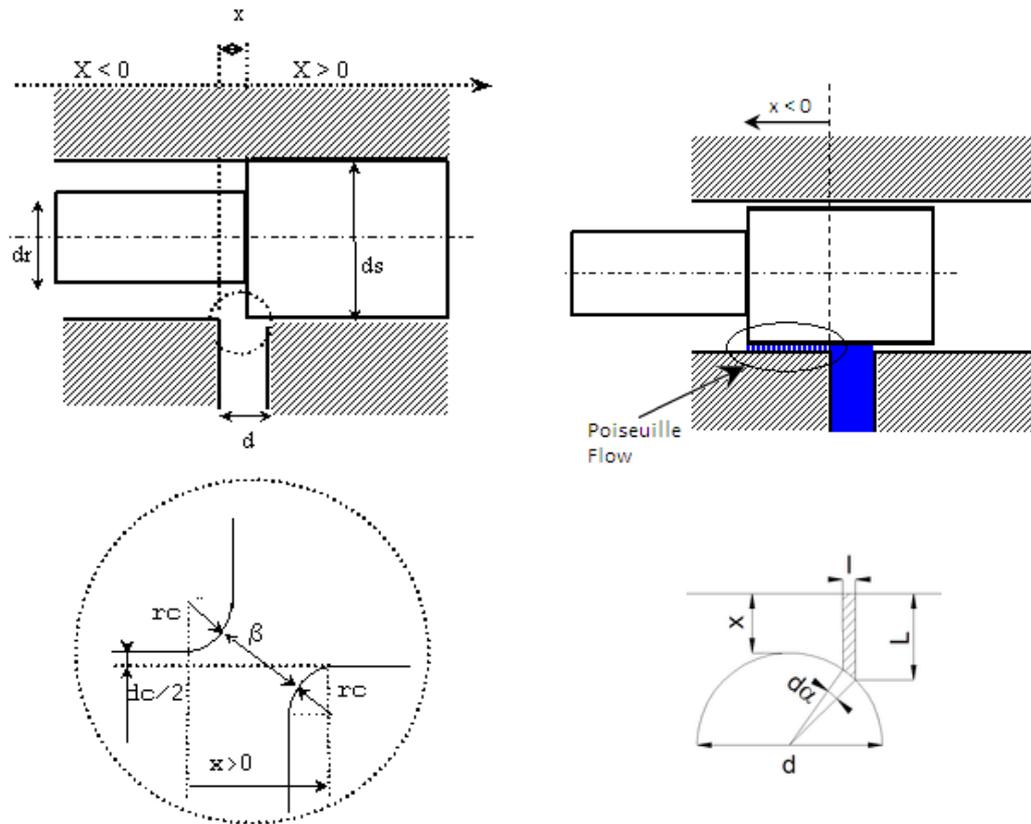
I risultati della simulazione non rispecchiano i dati ottenuti con le prove sperimentali, sia di andamento che di entità: la portata massima simulata ad esempio è circa la metà di quella misurata.

Con la simulazione, lo sviluppo delle portate con il sottomodulo utilizzato è necessariamente pari alla corsa utile del cassetto, ovvero 0,1 mm. Sperimentalmente però tale ampiezza risulta maggiore: questo comportamento può essere spiegato considerando la presenza di un certo raggio di raccordo sui risalti del cassetto e/o presso la bocca A, che causi di fatto una maggior apertura dei collegamenti P-A e A-T (aumento portata massima) lungo uno spostamento maggiore (maggiorato dei raggi di raccordo, da cui maggior ampiezza dello sviluppo della variazione di portata).

E' stato quindi necessario modificare il sottomodulo utilizzato per simulare gli spigoli pilotanti, il *BAO041*, con un altro sottomodulo che tenga in considerazione la presenza di raggi di raccordo sul cassetto e presso la bocca A.

4.6.1 Modifiche al modello: introduzione del sottomodello BAO043

Il sottomodello *BAO041* è stato sostituito dal *BAO043*, che rappresenta il moto del cassetto presso uno o più fori con bordi raccordati. In questo sottomodello viene garantita una transizione graduale (dovuta ai raccordi) tra la condizione di ricoprimento e quella di apertura della luce.



(a) Sottomodello *BAO043*: definizione underlap (b) Sottomodello *BAO043*: calcolo fughe in overlap

Figura 4.20: Logica sottomodello *BAO043*

Il sottomodello considera il cassetto in condizione di *underlap* - apertura luce - quando la coordinata x (in riferimento alla figura 4.20a) è positiva. In queste condizioni, viene calcolata l'area di efflusso, il *flow number* λ e il coefficiente di efflusso.

Si è però osservato che con questa tipologia di riferimento x , la corsa utile di 0,1 mm rimane di fatto immutata e la variazione di portata avviene comunque lungo questo spostamento (da 0,1 mm vengono sottratti i valori dei raggi). Con questa impostazione e lasciando come corsa utile 0,1 mm si ha solo una miglior approssimazione del comportamento del fluido all'apertura della luce. L'obiettivo da perseguire però nel caso in esame è quello di aumentare l'effettiva corsa utile, come schematicamente riportato in figura 4.21. La corsa utile del cassetto è stata quindi aumentata di un valore pari a $4 \cdot r_c$ in modo che venga rappresentata la condizione di funzionamento voluta.

Per quanto riguarda la condizione di *overlap* - o ricoprimento - invece ($x < 0$ in riferimento alla figura 4.20b) la portata delle fughe tra il cassetto e le pareti viene approssimata suddividendo il ricoprimento in diversi *strati* e applicando l'espressione di Hagen - Poiseuille in ogni singola regione così definita (figura 4.20b in basso). Gli strati interessati dal flusso definito con l'espressione di Poiseuille variano in funzione di x e della forma del foro (bocca A). Affinchè le portate non tendano a valori infiniti al raggiungimento di $x = 0$ il sottomodello prevede l'utilizzo di un termine correttivo che garantisce un graduale passaggio da questa forma di portata a quella definita per $x > 0$ (*underlap*).

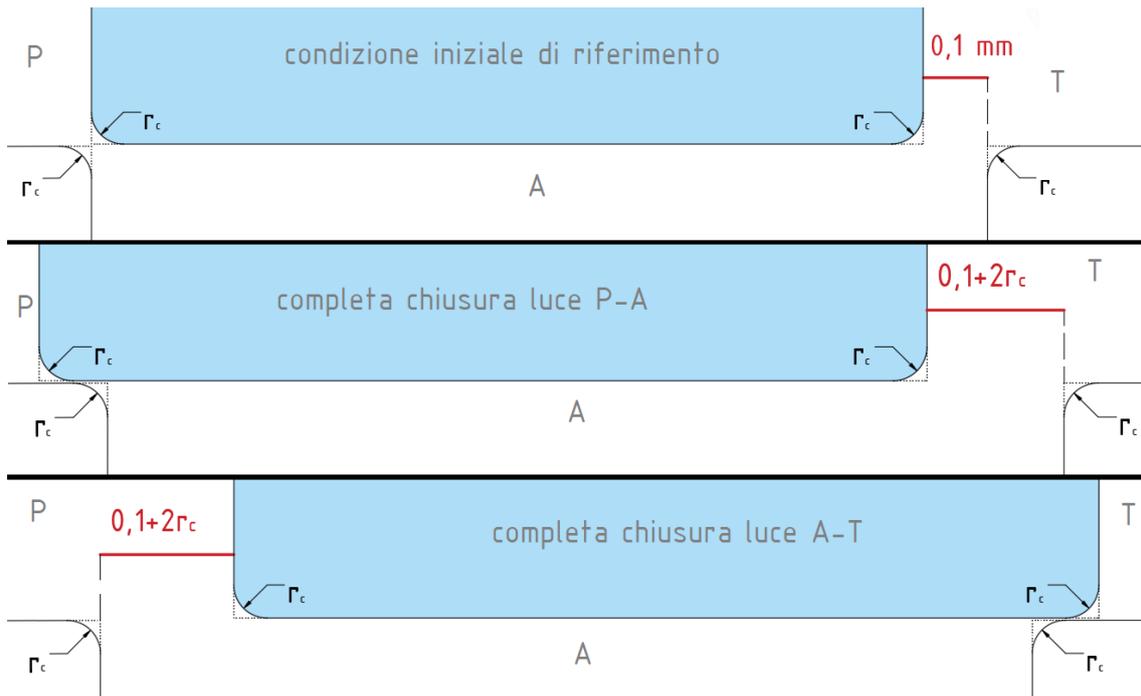


Figura 4.21: Condizioni di corsa utile desiderate

Una volta modificato il modello in modo che il cassetto presentasse dei raggi di raccordo presso l'apertura della luce di regolazione e che variasse la corsa utile in funzione del raggio di raccordo inserito come parametro, sono stati provati diversi raggi in modo tale che lo sviluppo della variazione di portata risultasse più simile a quello ottenuto con prove sperimentali. I risultati delle simulazioni sono riportati in figura 4.22.

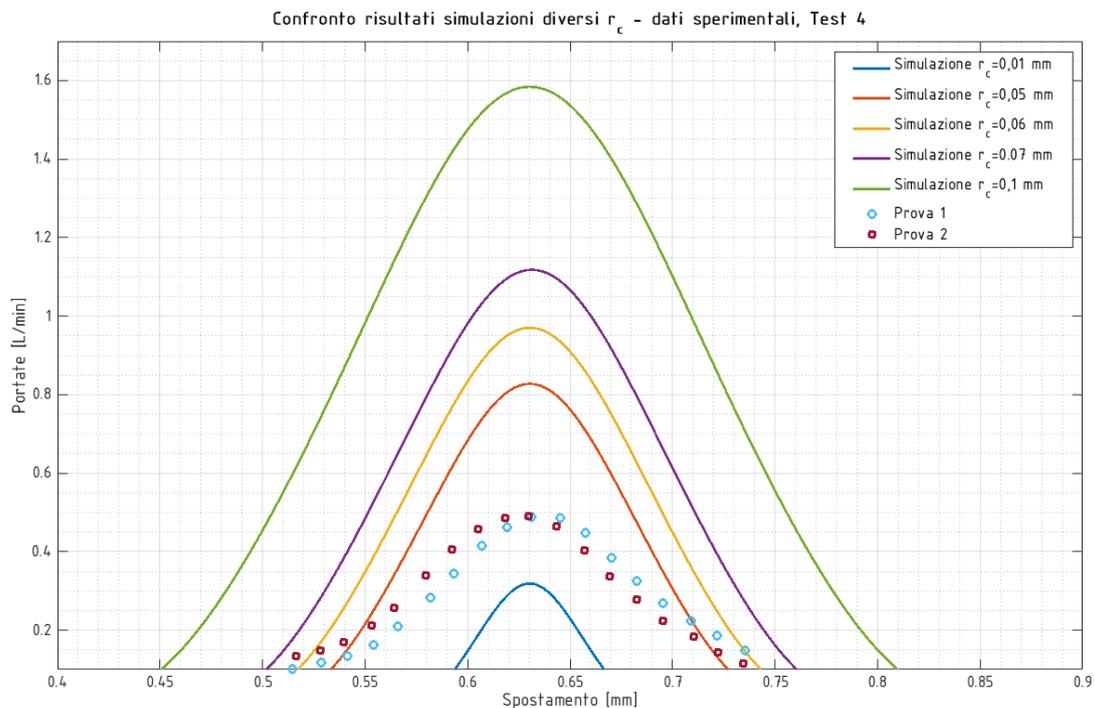


Figura 4.22: Confronto risultati prove con simulazioni a diversi r_c

Le misurazioni della portata lungo la linea di ritorno possono essere ritenute attendibili al di sopra di valori misurati pari a 0,05 L/min, considerando che il campo di misura del ZHM 02 è tra

0,1 L/min e 4 L/min. Confrontando curve simulate e dati sperimentali si è ritenuto che una buona approssimazione dell'ampiezza di variazione della portata ottenuta sperimentalmente si realizzasse per un raggio di raccordo pari a $r_c = 0,07 \text{ mm}$.

4.6.2 Modifiche ai parametri di default del sottomodulo BAO043

Fissato il raggio di raccordo si è ottenuto uno sviluppo Δx di variazione della portata confrontabile con quello definito dai dati sperimentali, ma non lo è l'entità del massimo, che dalla caratteristica simulata risulta più elevato.

E' stato necessario modificare alcuni parametri del sottomodulo affinché gli andamenti fossero confrontabili. Si è agito quindi sul valore del critical flow number λ_c e sul coefficiente di efflusso massimo $C_{d,max}$, i cui valori di default sono rispettivamente 100 e 0,7. λ_c definisce il passaggio tra flusso laminare e flusso turbolento. Il flow number λ è definito come:

$$\lambda = \frac{h_d}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.1)$$

Dove

- h_d è la dimensione caratteristica del fenomeno considerato. Nel caso in esame è il diametro idraulico della sezione di passaggio P-A e A-T;
- ν è la viscosità cinematica del fluido, data dal rapporto μ/ρ (μ = viscosità dinamica);
- $\sqrt{2\Delta p/\rho}$ definisce la velocità del fluido.

Il flow number a sua volta definisce l'entità del coefficiente di efflusso C_d , funzione di λ secondo la formula:

$$C_d = C_{d,max} \cdot \tanh\left(\frac{2\lambda}{\lambda_c}\right) \quad (4.2)$$

Aumentando il valore del critical flow number quindi si mantiene il coefficiente di efflusso ridotto rispetto al suo valore massimo, ed essendo

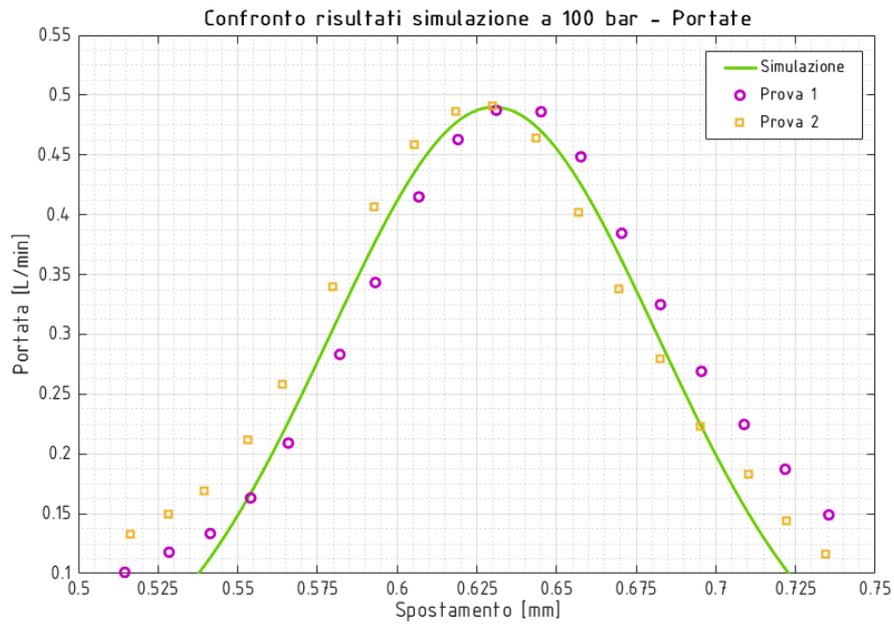
$$Q = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

limitando C_d si riduce l'entità della portata.

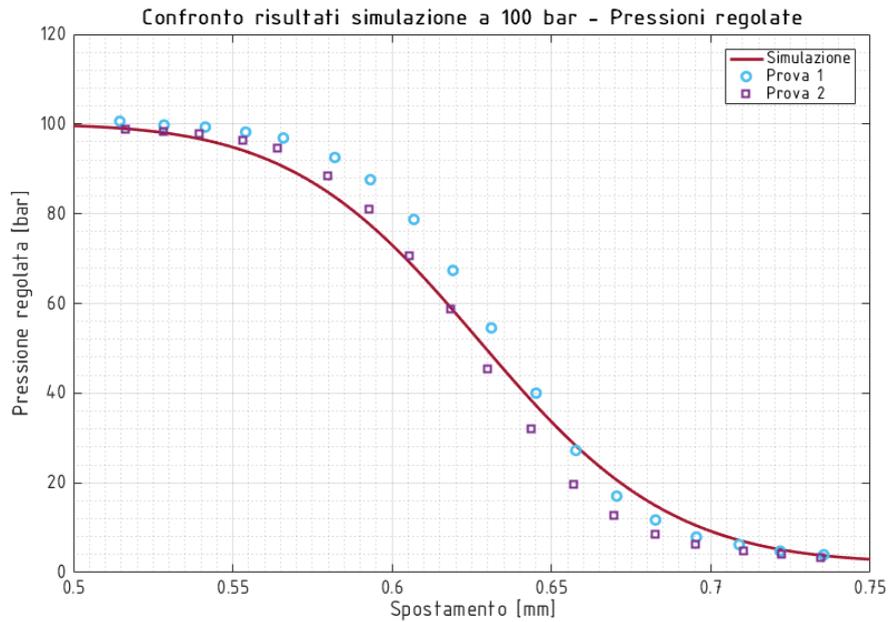
Il secondo parametro ad essere modificato è stato il coefficiente di efflusso massimo $C_{d,max}$: diminuendone il valore si può ridurre l'entità del massimo della portata.

4.6.3 Confronto con prove a bleed chiuso

Modificando i parametri definiti nella sezione 4.6.2 e tentando diverse combinazioni si è riusciti a ottenere un andamento della portata simulata simile a quello fornito dai dati sperimentali, come riportato in figura 4.23a.



(a) Confronto risultati simulazione dati sperimentali: portata



(b) Confronto risultati simulazione dati sperimentali: pressione regolata

Figura 4.23: Confronto dati sperimentali - simulazione: prove 4

Tale andamento è stato ottenuto imponendo:

- Critical flow number $\lambda_c = 780$
- Massimo coefficiente di efflusso $C_{d,max} = 0,8$

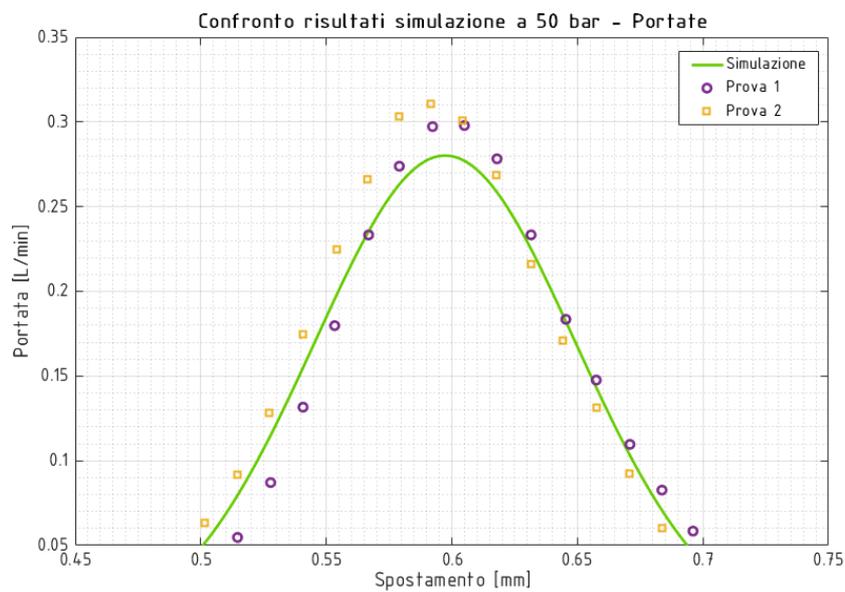
Come riportato in figura 4.23b anche la pendenza della curva di pressione regolata segue correttamente i dati sperimentali.

I valori utilizzati di λ_c e di $C_{d,max}$ sono quindi stati impiegati anche per la prova a strozzatore chiuso a 50 bar (prova 3), per verificare la loro validità.

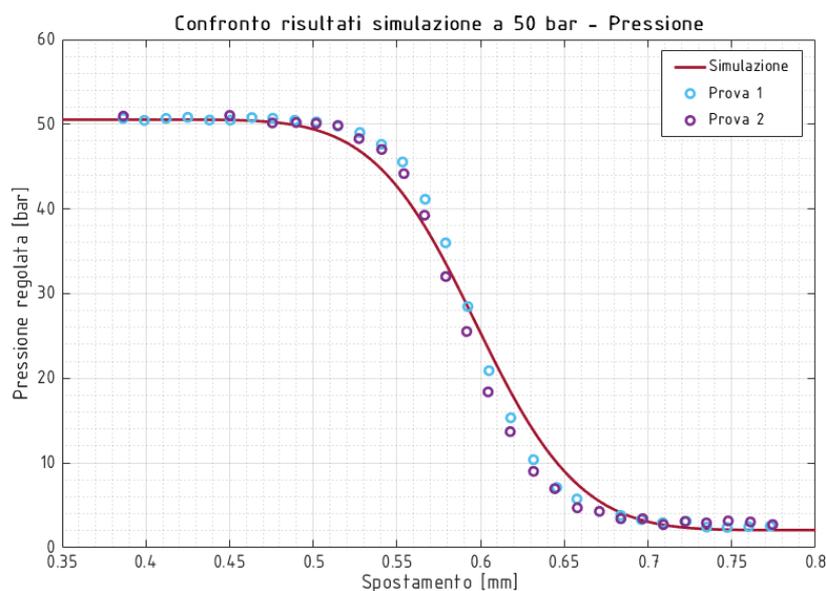
Altri parametri nel modello sono stati modificati per rendere la simulazione più vicina alle condizioni in cui la valvola è stata testata sul banco prova:

- temperatura olio: 23,5°C
- pressione di mandata: 50,55 bar;
- pressione di ritorno: 2,07 bar;
- caduta di pressione sul misuratore di portata: 2,06 bar per una portata di 0,3 L/min.

Mantenendo λ_c e $C_{d,max}$ invariati, per quanto riguarda le portate si ottiene un picco di entità leggermente inferiore a quelli determinati con le prove sperimentali ma uno sviluppo con lo spostamento che ripropone fedelmente quello sperimentale (figura 4.24a). L'andamento delle pressioni, come nel confronto con le prove 4 a 100 bar, complessivamente si sviluppa lungo lo stesso spostamento determinato sperimentalmente ma sottostima i valori di pressione regolata presso l'inizio della chiusura del collegamento P-A e le sovrastima all'apertura del collegamento A-T e (figura 4.24b).



(a) Confronto risultati simulazione dati sperimentali: portata



(b) Confronto risultati simulazione dati sperimentali: pressione regolata

Figura 4.24: Confronto dati sperimentali - simulazione: prove 3

4.6.4 Confronto con prove a bleed aperto

L'apertura del *bleed* determina l'introduzione di un nuovo grado di libertà nel sistema, che definisce la portata circolante verso la linea di ritorno quando il collegamento P-A è completamente aperto. Anche in questo caso si sono modificati alcuni parametri base del modello per rendere la simulazione più vicina alle condizioni di lavoro sul banco prova. Pertanto per la prova a 50 bar e *bleed* aperto si è imposto:

- temperatura olio: 25,12°C;
- pressione di mandata: 50 bar;
- pressione di ritorno: 2,63 bar;
- caduta di pressione sul misuratore di portata: 5,55 bar per una portata di 1,36 L/min.

Mentre per la prova a 100 bar:

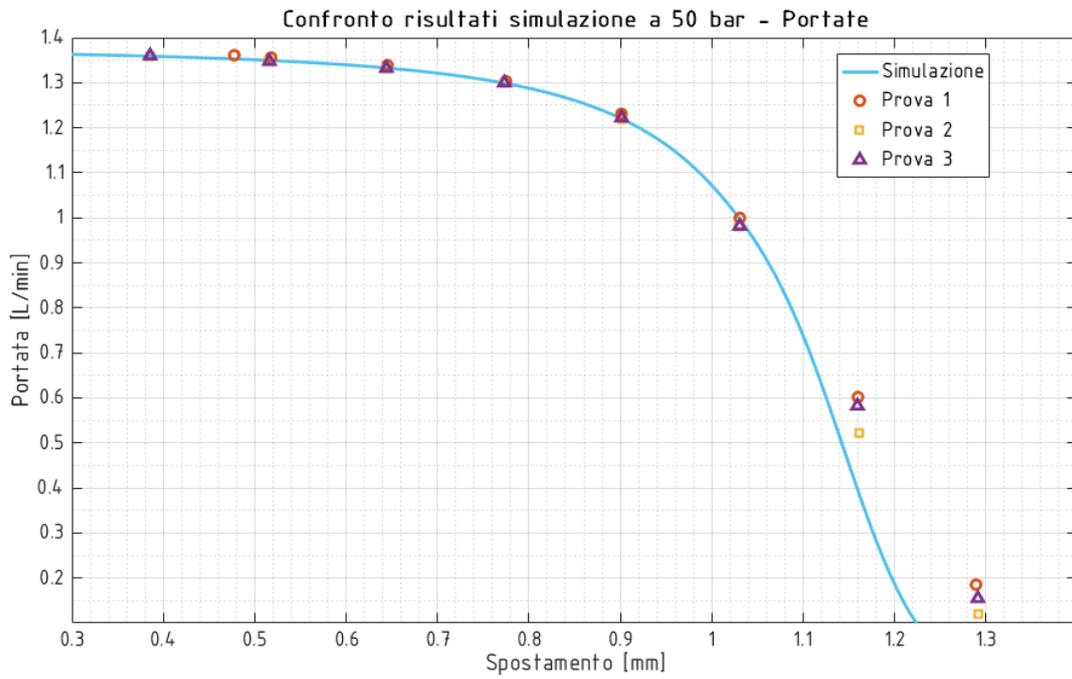
- temperatura olio: 30,15°C;
- pressione di mandata: 100 bar;
- pressione di ritorno: 2,66 bar;
- caduta di pressione sul misuratore di portata: 5,29 bar per una portata di 1,94 L/min.

Come per le prove a *bleed* chiuso, è stato necessario agire su alcuni parametri degli elementi principali del modello al fine di riprodurre il più fedelmente possibile il comportamento reale sperimentato. Con l'aggiunta del *bleed* al sistema si sono andati a modificare i parametri λ_c e $C_{d,max}$ che caratterizzano gli elementi strozzatori che lo rappresentano. Le modifiche a questi due parametri hanno permesso di ottenere valori di portata presso la completa apertura di P-A (bassi valori di spostamento nelle figure) confrontabili con quelli determinati sperimentalmente.

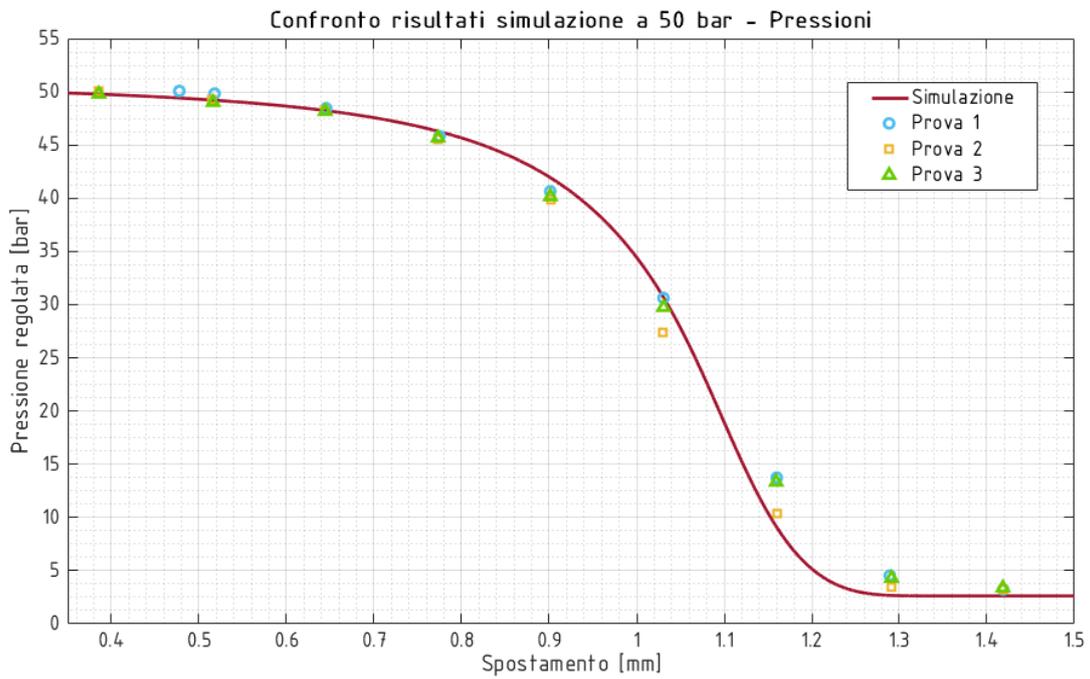
Si sono imposti:

- Critical flow number del *bleed*: 550;
- Massimo coefficiente di efflusso del *bleed*: 0,85;

Utilizzando tali valori, si sono ottenute le curve riportate nelle figure 4.25 e 4.26.

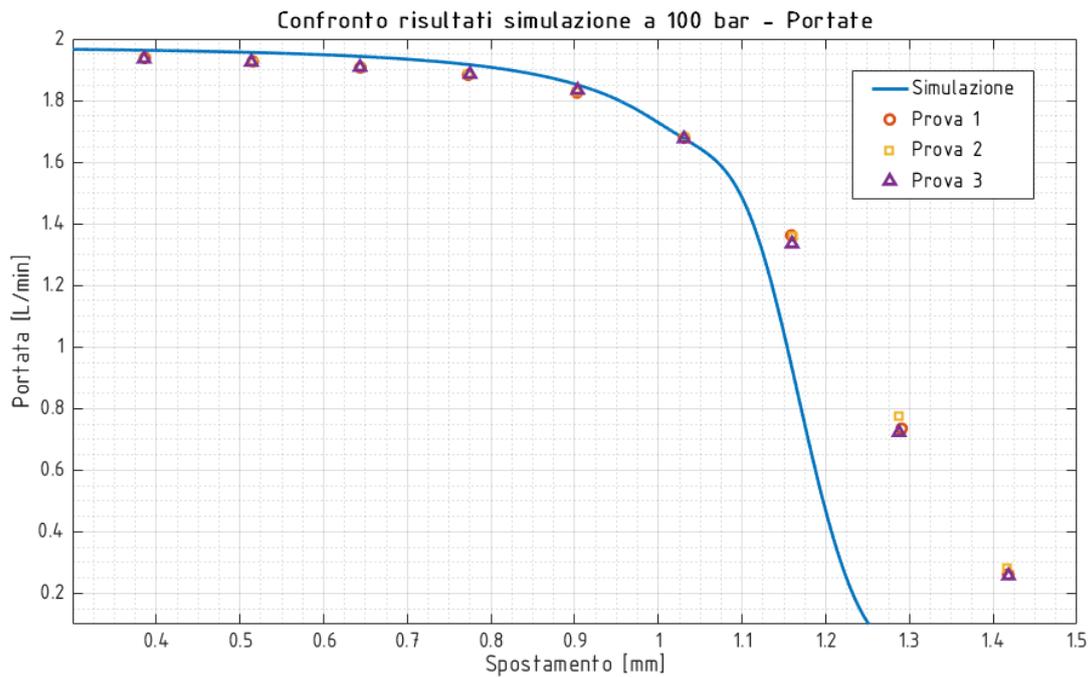


(a) Confronto risultati simulazione dati sperimentali: portata

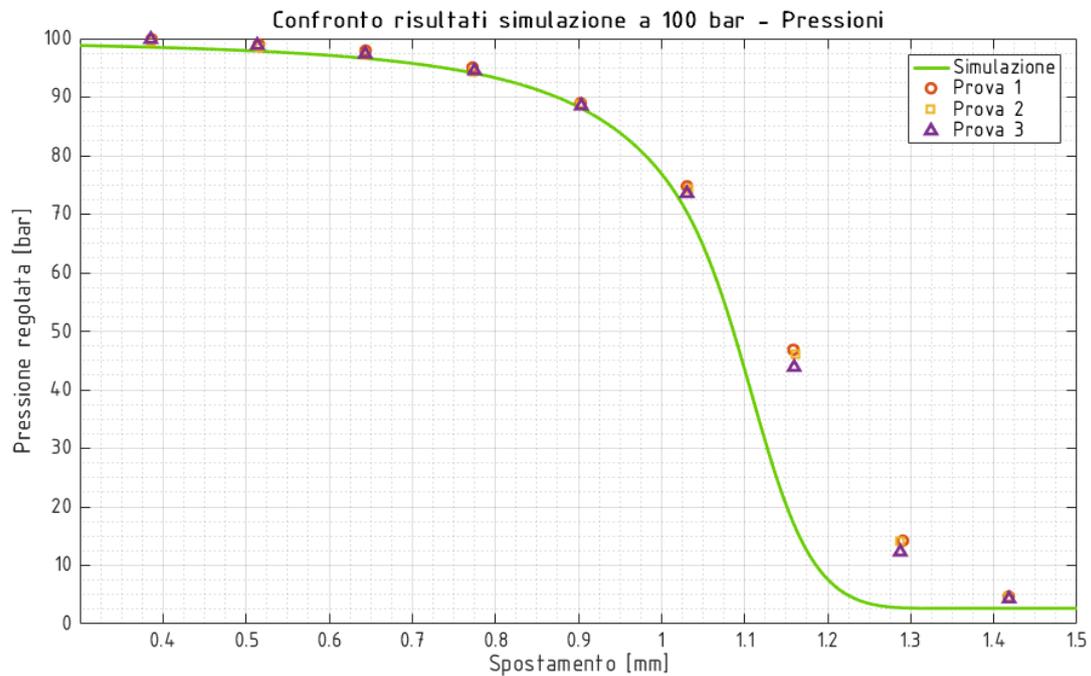


(b) Confronto risultati simulazione dati sperimentali: pressione regolata

Figura 4.25: Confronto dati sperimentali - simulazione: prova 1



(a) Confronto risultati simulazione dati sperimentali: portata



(b) Confronto risultati simulazione dati sperimentali: pressione regolata

Figura 4.26: Confronto dati sperimentali - simulazione: prova 1

Purtroppo nonostante i numerosi tentativi svolti per ottenere l'ottimale combinazione di parametri λ_c e $C_{d,max}$ non si è riusciti a riprodurre con il modello di simulazione il comportamento sperimentale del controllo.

Mantenendo invariati λ_c e $C_{d,max}$ ad esempio la portata massima - quella definita appunto dal *bleed* - risulta prossima al valore misurato sul banco prova nel caso del test svolto a 100 bar, mentre per la prova svolta a 50 bar i valori simulati risultano sottostimati.

Lo sviluppo della variazione di pressione regolata e portata inoltre risulta più concentrato con il modello di simulazione rispetto a quanto ottenuto sul banco prova.

4.6.5 Calcolo del coefficiente di efflusso

Con la realizzazione di un modello di simulazione che riporti correttamente il comportamento sperimentale ottenuto nella *prova 4* (*bleed* chiuso, 100 bar) si è potuto determinare il coefficiente di efflusso effettivo delle prove sperimentali grazie a un confronto tra valori monitorati e aree di passaggio definite dal software. Si sottolinea tuttavia che l'incertezza circa i parametri inseriti nel modello (r_c , $C_{e,max}$, λ_c) non garantisce l'effettiva veridicità di quanto ottenuto: con una simulazione *CFD* si potrebbe definire se effettivamente il raggio di raccordo r_c utilizzato in *Amesim* sia corretto o se bisognerebbe effettuare modifiche al modello OD, ottenendo così i valori sperimentali con diverse combinazioni di parametri. Uno studio preliminare *CFD* è stato infatti eseguito e verrà descritto nel capitolo successivo. Si è considerato tuttavia utile descrivere in questa sezione l'approccio seguito per definire il C_e sperimentale, che potrà essere in seguito riutilizzata in caso di modifiche al modello di simulazione *Amesim*.

Per prima cosa, sono stati ottenuti i valori delle aree di passaggio P-A ($(A)_{PA}$) e A-T ($(A)_{AT}$) dal simulatore; tali valori sono quindi stati traslati lungo la coordinata x che determina lo spostamento del cassetto in modo tale da far corrispondere al picco di portata sperimentale la posizione per cui $(A)_{PA} = (A)_{AT}$ (figura 4.27). Questa ubicazione infatti determina univocamente lo spostamento del cassetto in relazione alla sua corsa utile: aree di passaggio uguali e portate massime si hanno presso la mezzeria di tale grandezza, pari a 0,05 mm.

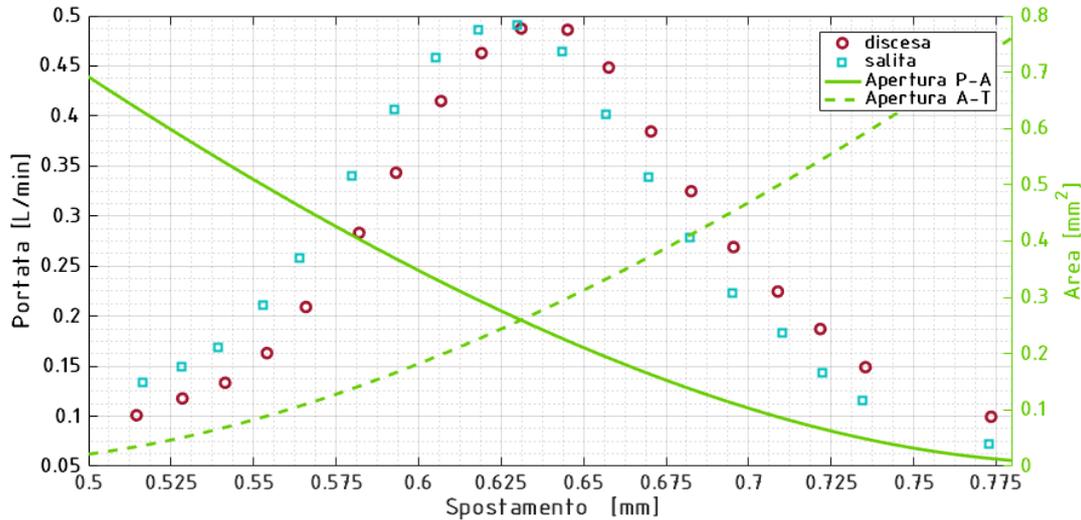


Figura 4.27: Posizionamento dei dati simulati rispetto ai valori sperimentali per la determinazione univoca dell'ubicazione del cassetto

Per il calcolo di C_e si è utilizzata la nota formulazione

$$Q = C_e \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4.3)$$

dove ρ , la densità del fluido, è nota sempre grazie al software *Amesim*. La portata circolante, non avendo altre vie possibili, attraversa prima lo spigolo pilotante P-A quindi A-T. Conseguentemente, si è potuto scegliere quale valore di area di passaggio prendere in considerazione e il relativo Δp : tale scelta è ricaduta sull'area $(A)_{PA}$.

Come passo successivo è stato necessario determinare i valori dell'area $(A)_{PA}$ presso le posizioni in cui sono state misurate le portate; per far ciò è stato realizzato un semplice programma *Matlab* (in appendice B.3) con il quale si sono ottenuti i valori ricercati. Il Δp della formula (4.3) è quello che intercorre, avendo scelto l'area $(A)_{PA}$ per la determinazione del C_e , tra la bocca P e la bocca A.

Nota l'entità delle grandezze in gioco, invertendo la formula si sono calcolati i valori di C_e per tutte le posizioni misurate del cassetto sia durante la prova in discesa (la bocca A è inizialmente collegata a P, quindi vede aprirsi la luce A-T e la pressione decresce) che in salita (connessione iniziale con T progressivamente chiusa). I risultati sono riportati in figura 4.28.

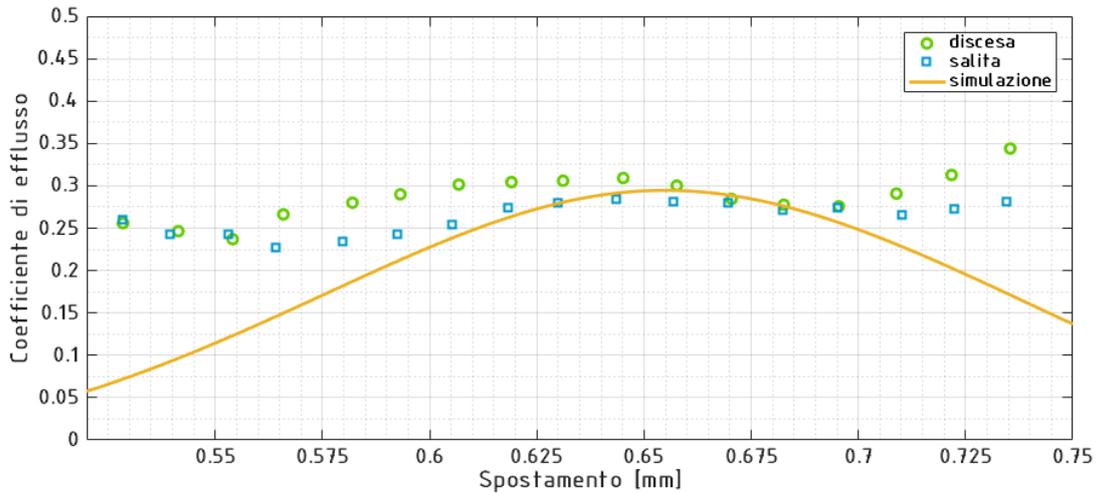


Figura 4.28: Coefficiente di efflusso delle prove sperimentali

Sempre dal software *Amesim* è stato definito l'andamento di C_e calcolato dal simulatore, riportato anch'esso in figura. L'entità del C_e è confrontabile tra simulazione e valori sperimentali ma presso gli spostamenti periferici il software sembra sottostimarli. L'affinamento del modello con la riduzione delle incertezze circa r_c , $C_{e,max}$ e λ_c potrebbe permettere l'ottenimento di un andamento simulato più prossimo a quello sperimentale, che sarà anch'esso determinabile con meno incertezza (si ricorda che il suo valore dipende dall'area di passaggio P-A, in questo caso, determinata con la simulazione, quindi funzione del raggio di raccordo imposto a cassetto e corpo valvola).

4.6.6 Definizione dei guadagni in pressione e portata

Con i soli dati sperimentali ottenuti è stato anche possibile con buona approssimazione determinare i guadagni in pressione e portata della valvola *Rexroth*. Come largamente descritto in precedenza essi sono espressi per mezzo delle derivate di tali grandezze rispetto allo spostamento del cassetto: l'acquisizione dei dati dal banco prova è tuttavia discreta, 21 posizioni sono state monitorate (in uno spostamento complessivo di circa 0,5 mm) per ogni prova (discesa-salita), pertanto è stato possibile determinare tali grandezze approssimando le derivate con dei rapporti incrementali:

$$\frac{\partial p}{\partial x} \approx \frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{p_i - p_{i-1}}{x_{i-1} - x_i} \quad (4.4)$$

Nella formula (4.4) viene riportata la definizione approssimata del guadagno in pressione per quanto concerne le prove in discesa: $p_i - p_{i-1}$ rappresenta la differenza tra le pressioni modulate p_A tra due misurazioni successive, come in ugual modo $x_i - x_{i-1}$. I pedici sono invertiti tra numeratore e denominatore poichè la prova in discesa è stata eseguita partendo dal valore minimo misurato di x per poi incrementarlo.

Il rapporto incrementale ottenuto, per ogni posizione i , è stato quindi plottato presso la mezzieria della distanza definita $dh_i = x_{i-1} - x_i$, ovvero a $x_{i-1} + dh_i/2$. Il semplice script *Matlab* realizzato per l'ottenimento di tali grandezze è riportato presso l'appendice B.3.

Analoghi rapporti incrementali sono stati definiti per la prova in salita sia per la pressione che per la portata. Un esempio di quanto ottenuto è riportato in figura 4.29, in cui sono visualizzabili i guadagni in pressione e portata per le due prove, in salita e discesa, della tipologia 4, ovvero svolte a *bleed* chiuso e a una pressione di mandata di 100 bar.

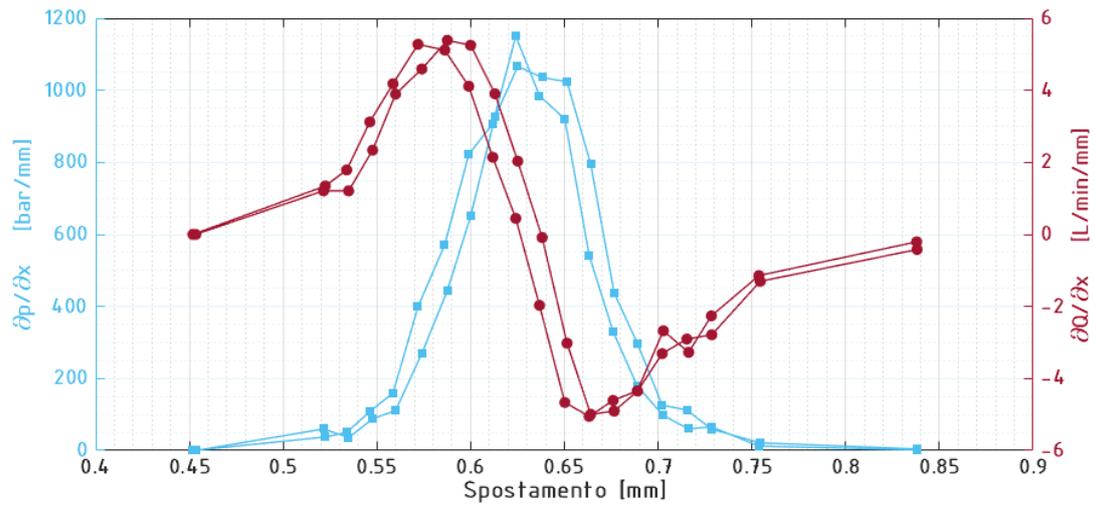


Figura 4.29: Guadagni in pressione e portata della prova 4

Capitolo 5

Studio preliminare in FloEFD

Lo studio svolto al capitolo precedente con il software di simulazione 0D *Amesim* ha fornito interessanti risultati: affinché i dati sperimentali fossero riproducibili infatti è stato necessario definire un raggio di raccordo di 0,07 mm sui risalti del cassetto e sul foro della bocca A nel corpo valvola. Tuttavia tale misura è confrontabile con la corsa utile del cassetto, di 0,1 mm, e soprattutto eccede le tolleranze tipiche di questa tipologia di controlli (il componente però è usato, pertanto l'usura potrebbe aver generato uno smussamento simile). Si è quindi eseguito uno studio del limitatore assoluto in *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*) per verificare tale assunzione con il software *FloEFD for Solid Edge*, programma integrato del CAD 3D *Solid Edge* (versione 2020). Si ricorda che il software *Amesim* studia il comportamento dei componenti tramite parametri concentrati, ovvero le pressioni vengono calcolate come mediate sulle superfici; i software *CFD* invece permettono di definire l'andamento della pressione, ad esempio in una luce di passaggio, nelle tre dimensioni. Con lo stesso studio, si è anche potuto determinare se le approssimazioni eseguite dal software *Amesim* con il *submodel BAO043* in condizione di ricoprimento fossero corrette.

In questo capitolo verrà inizialmente svolta una breve descrizione del software utilizzato *FloEFD for Solid Edge*, a cui seguirà la spiegazione della formula di approssimazione utilizzata da *Amesim* per il calcolo delle portate di trafilamento. Le analisi *CFD* eseguite verranno quindi analizzate: lo studio sarà suddiviso in due sezioni. Nella prima parte verrà analizzata la condizione di *overlap* – ricoprimento positivo –, da cui il confronto con l'approssimazione *Amesim*, quindi nella successiva la condizione di *underlap*, in cui si verificherà l'effettiva correttezza del raggio di raccordo assunto da simulazione 0D e altri interessanti risultati verranno evidenziati.

5.1 Il software *FloEFD for Solid Edge*

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 alla valvola 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 studi in cui la variabile tempo non viene considerata: il posizionamento del cassetto della valvola in analisi ad esempio viene imposto dall'utente e non è conseguenza della pressione o della portata del fluido circolante.

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, la definizione delle caratteristiche delle pareti solide e delle condizioni iniziali. Per essere opportunamente risolti da *FLoEFD* i problemi di flussi devono essere classificati o come flussi interni limitati – confinati ad esempio all'interno di tubi – o come flussi esterni illimitati – solido investito da un flusso, ad esempio nel caso di studio di una fusoliera di un aeroplano -. Il fluido di lavoro può quindi essere selezionato tra quelli già disponibili dalla libreria del software, oppure può essere aggiunto come fluido personalizzato da parte dell'utente. Le caratteristiche delle pareti solide – ad esempio rugosità e condizioni termiche – possono essere imposte per meglio realizzare il problema fisico di studio.

In questo caso di studio è stato utilizzato il sistema metrico internazionale SI a meno delle unità di

misura della pressione – [bar] – e della portata – [L/min] -, il fluido di lavoro è stato aggiunto alla libreria del software mentre si sono lasciati i parametri di default – pareti adiabatiche con rugosità nulla – per le caratteristiche delle pareti.

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 limitato, come nel caso di studio, è necessario definire un spazio di flusso chiuso all'interno di un volume solido nel quale possa essere svolta l'analisi CFD. E' necessario pertanto occludere tutte le aperture del modello CAD con opportune parti solide, o generate automaticamente con l'opzione *lid* oppure realizzate appositamente dall'utente.
- 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, è possibile definire la *mesh* che andrà a definire 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, pertanto 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 cuboidi (celle rettangolari) adiacenti l'uno all'altro e al limite esterno del dominio computazionale, orientato lungo le coordinate cartesiane (definite 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).

5.2 La formulazione della portata di trafilemento nel software Amesim

Come già anticipato nella sezione 4.6.1, *Amesim* per il calcolo della portata di trafilemento in condizioni di *overlap* realizza un'approssimazione della legge di Poiseuille: lo strato è caratterizzato da questa portata varia con l'entità del ricoprimento x e viene considerato come funzione della forma del foro che costituisce la connessione tra le due bocche. Viene riportata in figura 5.1 una rappresentazione schematica della condizione di *overlap* e della sua risoluzione (già riportata nel capitolo 4, ma qui riproposta per fornire maggior chiarezza alla spiegazione).

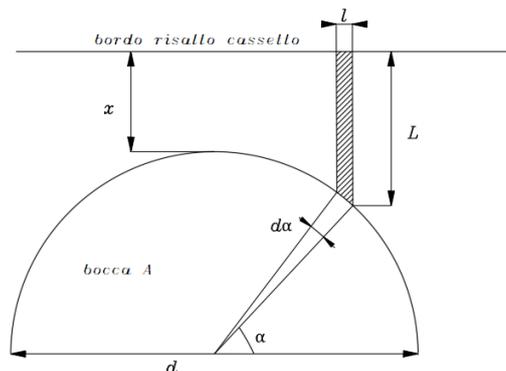


Figura 5.1: Schema della condizione di *overlap* per la definizione della portata di trafilemento

La prima approssimazione, come visibile dallo schema della condizione in analisi riportato in figura 5.1, è la riduzione del problema a due dimensioni, in cui la terza dimensione data dalla curvatura del meato viene a mancare.

Lo strato definito da x , sul quale viene determinata la portata di trafilemento, viene suddiviso in direzione perpendicolare al ricoprimento in n strisce di larghezza l e lunghezza L , grandezze entrambe funzioni della geometria del foro. Per ogni striscia così definita, l'equazione di Poiseuille può essere espressa come:

$$q = \frac{\left(\frac{d_{cl}}{2}\right)^3 \cdot l}{12 \cdot \mu L} \cdot \Delta p \quad (5.1)$$

dove:

- l ed L esprimono le dimensioni caratteristiche di ogni striscia, definite come:

$$l = \frac{d}{2} \cdot d_\alpha \quad L = x + \frac{d}{2} \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad (5.2)$$

- d_{cl} è il gioco sul diametro;
- μ è la viscosità dinamica del fluido;
- Δp è la differenza di pressione tra l'ambiente a monte del ricoprimento e l'ambiente di valle.

Per la definizione della portata complessiva, è necessario estendere tale formulazione a tutte le strisce che vanno a comporre lo strato di interesse: tale operazione può essere svolta eseguendo una sommatoria sulle n strisce, ma considerando la suddivisione molto fitta la sommatoria può essere espressa per mezzo di un integrale:

$$q = \frac{d \cdot \left(\frac{d_{cl}}{2}\right)^3 \cdot \Delta p}{12 \cdot \mu} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d_\alpha}{x + \frac{d}{2} \cdot (1 - \cos(\alpha))} \quad (5.3)$$

La risoluzione dell'integrale è invece di seguito riportata:

$$q = \frac{2 \cdot d \cdot \left(\frac{d_{cl}}{2}\right)^3}{12 \cdot \mu \cdot (X + K_g)} \cdot \Delta p \quad (5.4)$$

dove

$$X = -\frac{\sqrt{x \cdot (x + d)}}{\arctan\left(\sqrt{\frac{x+d}{x}}\right)} \quad (5.5)$$

e K_g è un parametro correttivo che permette di avere continuità tra la portata calcolata con questa formula e il metodo di calcolo invece utilizzato per la condizione di *underlap*; si sottolinea infatti che per ricoprimenti x che tendono al valore nullo la formula di Poiseuille esprimerebbe una portata tendente all'infinito.

Le formule appena proposte introducono una serie di approssimazioni:

- come precedentemente sottolineato, il meato sviluppato nelle tre dimensioni viene rappresentato solo nelle due dimensioni;
- la discretizzazione del ricoprimento in diverse *strisce*;
- le traiettorie del fluido vengono considerate solo come direzionate lungo x , quindi non si tiene conto delle eventuali curvature delle particelle verso l'ambiente a pressione minore per ridurre la distanza da percorrere.

5.3 Analisi condizione di overlap

Per definire la bontà dei risultati ottenuti con *Amesim* in condizioni di *overlap* dei modelli bi-dimensionali del meato sono stati realizzati in ambiente *Solid Edge 2020* per diverse entità di ricoprimento.

I risultati di queste simulazioni saranno quindi confrontati con quelli ottenibili con la formula (5.4); non essendo interessati per questo studio alla continuità con la formula utilizzata in *underlap*, il parametro correttivo K_g si è considerato nullo.

Per poter confrontare i risultati tra simulazioni *CFD* e formula (5.4) è stato ovviamente necessario definire le caratteristiche del fluido da utilizzare. Considerando che in seguito alcuni risultati ottenuti da questo studio verranno anche utilizzati per un confronto con i dati sperimentali, è stato scelto come fluido di riferimento il Mobil DTE 25, le cui caratteristiche sono state determinate per la temperatura media di svolgimento delle prove della tipologia 4 (definite nella sezione 4.4.2, svolte a 100 bar e con *bleed* chiuso), con le quali avverrà il paragone con i risultati del *CFD* ottenuti dall'analisi descritta nella sezione 5.4 e, parzialmente, da questa.

Nella tabella 5.1 vengono riportati i dati di suddetto fluido utilizzato per le simulazioni.

Temperatura	24 °C
Densità	871 kg/m ³
Viscosità dinamica	0,093 Pa · s

Tabella 5.1: Caratteristiche fluido utilizzato

5.3.1 Il meato rettangolare

In un primo momento si è voluto verificare che quanto andrà svolto in seguito – realizzazione di meati con opportuni profili – fosse effettivamente corretto in termini di modellazione in ambiente *CFD*. Per far ciò si è considerata la formulazione analitica della legge di Poiseuille valida per i meati rettangolari:

$$q = \frac{B \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot x} \cdot \Delta p \quad (5.6)$$

da questa, si è potuto determinare l'andamento teorico delle portate di trafilemento (in volume) per diversi ricoprimenti x . Quindi, sono stati realizzati dei meati rettangolari con analoghi B e h utilizzati nella formula (5.6) in ambiente *Solid Edge 2020* e vari x , su cui si sono eseguite le simulazioni con *FloEFD*. In figura 5.2 viene riportata una vista schematica di quanto realizzato: la dimensione B e l'altezza del meato h si mantengono costanti per ogni simulazione, mentre il ricoprimento x viene modificato. Come condizioni al contorno, vengono imposte le pressioni presso le due facce opposte del rettangolo, così da definire lo stesso Δp utilizzato nella formula analitica.

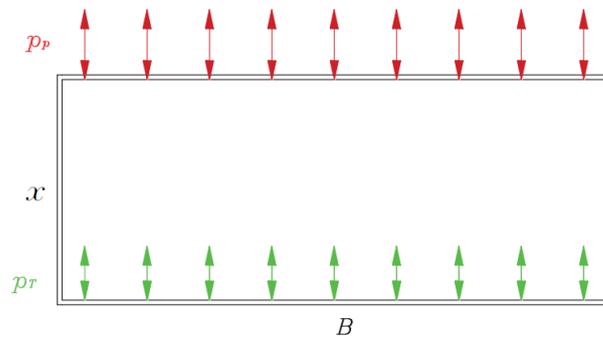
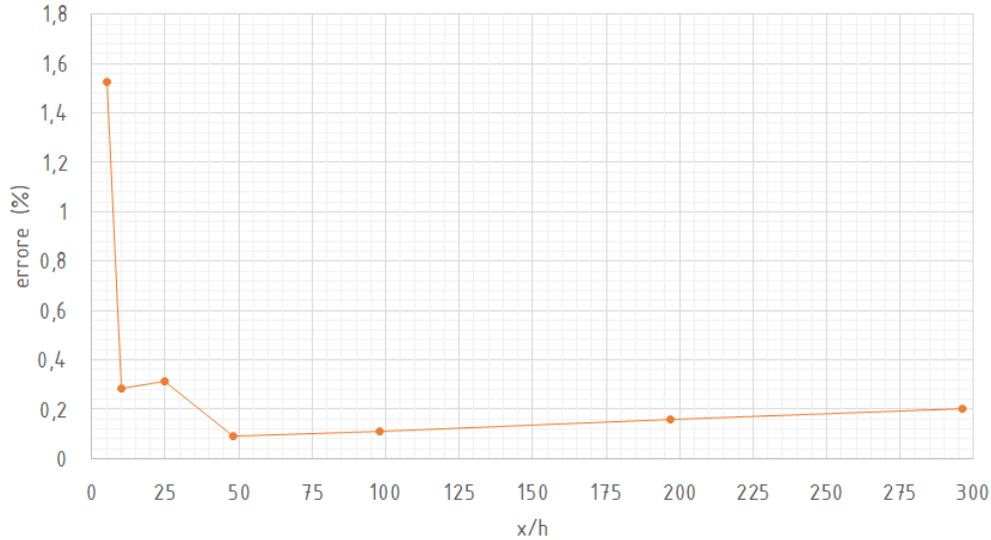


Figura 5.2: Schema meato rettangolare: dimensioni e condizioni al contorno

Una volta definiti i modelli e svolte le simulazioni per diversi x , i risultati sono stati confrontati a quelli analitici, definendo l'errore riscontrato circa la portata in massa (ottenuta dividendo la portata in volume per la densità del fluido) attraverso il meato, il cui andamento è riportato in figura 5.3.


 Figura 5.3: Errore sulla portata in massa formulazione analitica - simulazione *CFD*

Le simulazioni *CFD* svolte sul meato rettangolare hanno fornito risultati concordi con la formulazione analitica di Hagen - Poiseuille fino a rapporti $x/(d_{cl}/2)$ dell'ordine della decina. Per rapporti inferiori, l'approssimazione viene meno in quanto l'olio non solo si muove lungo la direzione definita da x , ma presenta anche una componente nella direzione dello spessore del meato, che la formulazione analitica invece non considera. Tuttavia anche per questo rapporto l'errore si limita a poco più dell'1%; le considerazioni interessanti derivano dai rapporti x/h superiori, nel campo di validità della formulazione analitica, in cui l'errore è limitato al di sotto dello 0,2%: il modello di meato realizzato è pertanto concorde alla teoria e valido per la realizzazione di successive simulazioni.

5.3.2 Il meato nella condizione di overlap

Per la realizzazione di modelli adatti al confronto con la formulazione approssimata *Amesim*, si è considerato un volume di fluido con:

- larghezza B pari al diametro del foro della bocca A , 4 mm;
- lunghezza L^* complessiva pari a 1,22 mm, corrispondente allo spessore del risalto del cassetto: tale misura definisce infatti la lunghezza massima del meato che l'olio deve attraversare per raggiungere l'ambiente a pressione più bassa;
- altezza 0,01 mm, pari a metà del gioco sul diametro d_{cl} utilizzato per le simulazioni *Amesim*.

Il volume di interesse è riportato in figura 5.4. Il profilo circolare definisce il foro della bocca A , presso il quale viene imposta la pressione come condizione al contorno. L'entità di tale grandezza è stata definita in funzione dei dati sperimentali caratteristici della prova 4, pari a 5 bar (valore approssimato). Presso la faccia opposta è stata invece definita la pressione di mandata di 100 bar. Infine, come obiettivo della simulazione - variabile di interesse alla quale convergenza il simulatore interrompe il processo iterativo di risoluzione - è stata scelta la portata attraverso il meato, definita come *surface goal* presso la superficie in cui è stata imposta la pressione di mandata. Il volume di interesse è quindi chiuso al di sopra e al di sotto da due *lid*, appoggiati sulle superfici inferiori e superiori del profilo estruso.

Particolare attenzione è stata rivolta al posizionamento del modello in relazione all'origine del sistema di riferimento, che risulta posto presso la mezzieria dell'altezza del meato h e del lato B , in corrispondenza della faccia su cui è stata imposta la pressione di mandata come condizione al contorno, che definisce l'ingresso al meato. In questo modo è stato possibile definire con una doppia funzione simmetria un volume computazionale pari a un quarto del volume di interesse, con conseguente riduzione considerevole delle tempistiche richieste per il calcolo della soluzione.

Con questa geometria di riferimento sono stati realizzati otto modelli caratterizzati da altrettanti ricoprimenti x , variabili tra 0,005 mm e 0,2 mm.

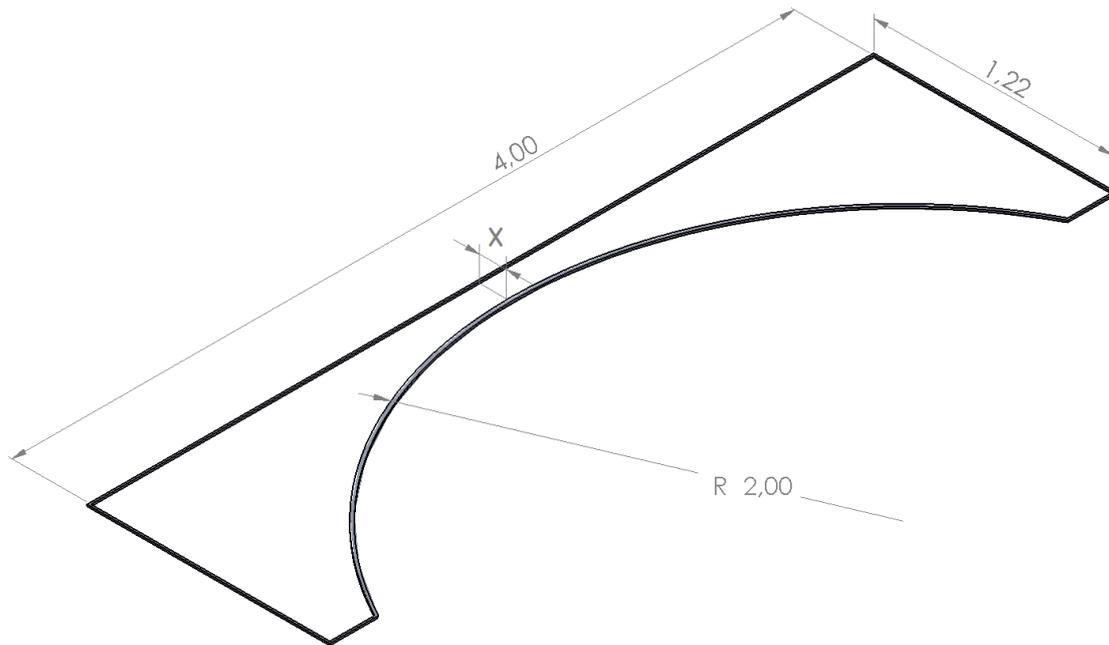


Figura 5.4: Geometria di riferimento per la determinazione della portata di trafileamento

Per quanto riguarda la realizzazione della *mesh*, essa è stata imposta manualmente - in termini di numero di celle lungo il sistema di riferimento globale x , y e z - uguale per tutti i modelli. Tuttavia, è stato necessario introdurre delle *partial mesh* per i modelli con ricoprimenti minori, che permettessero una suddivisione sufficiente del volume anche presso il punto di maggior criticità: non è stata infatti infittita la *mesh* base in quanto avrebbe richiesto tempi di calcolo per raggiungere la convergenza nettamente superiori. Un esempio di quanto realizzato per il ricoprimento di 0,01 mm è riportato in figura 5.5.

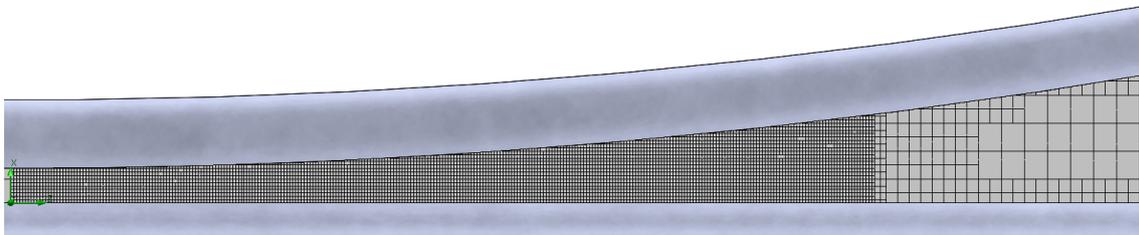


Figura 5.5: Utilizzo di *local mesh* nella zona critica - esempio ricoprimento 0,01 mm

Nonostante i numeri di celle imposti lungo le direzioni x , y e z fosse lo stesso (per quanto riguarda le *mesh* base), le differenti geometrie del volume di controllo - funzione del ricoprimento - hanno comportato diversi numeri di celle complessive finali. Nella tabella riassuntiva 5.2 vengono riportati i valori di ricoprimento analizzati e alcuni parametri caratteristici delle *mesh* utilizzate. In riferimento a quanto riportato in tabella, si evidenzia che la coordinata y definisce la direzione di sviluppo dell'altezza del meato, x la direzione del ricoprimento mentre z la larghezza del meato (parallela alla faccia di larghezza B).

Ricoprimento x [mm]	Celle dir. x N_x	Celle dir. y N_y	Celle dir. z N_z	Local mesh	Numero di celle n
0,005	200	6	300	sì	17116305
0,01	200	6	300	sì	369271
0,015	200	6	300	sì	448654
0,02	200	6	300	sì	191484
0,05	200	6	300	sì	135874
0,1	200	6	300	no	135768
0,15	200	6	300	no	147660
0,2	200	6	300	no	159252

Tabella 5.2: Ricoprimenti e corrispettive *mesh*

5.3.3 Risultati a confronto

Nella figura 5.6 viene riportato un esempio di quanto ottenuto dalle simulazioni *CFD*: il profilo della pressione è rappresentato con diverse gradazioni di colore, mentre le linee nere definiscono le linee di flusso dell'olio. Il flusso come ipotizzato non segue andamenti perpendicolari alla parete di ingresso: le traiettorie infatti curvano verso il profilo del foro, per ridurre la distanza da percorrere per arrivare all'ambiente a pressione minore.

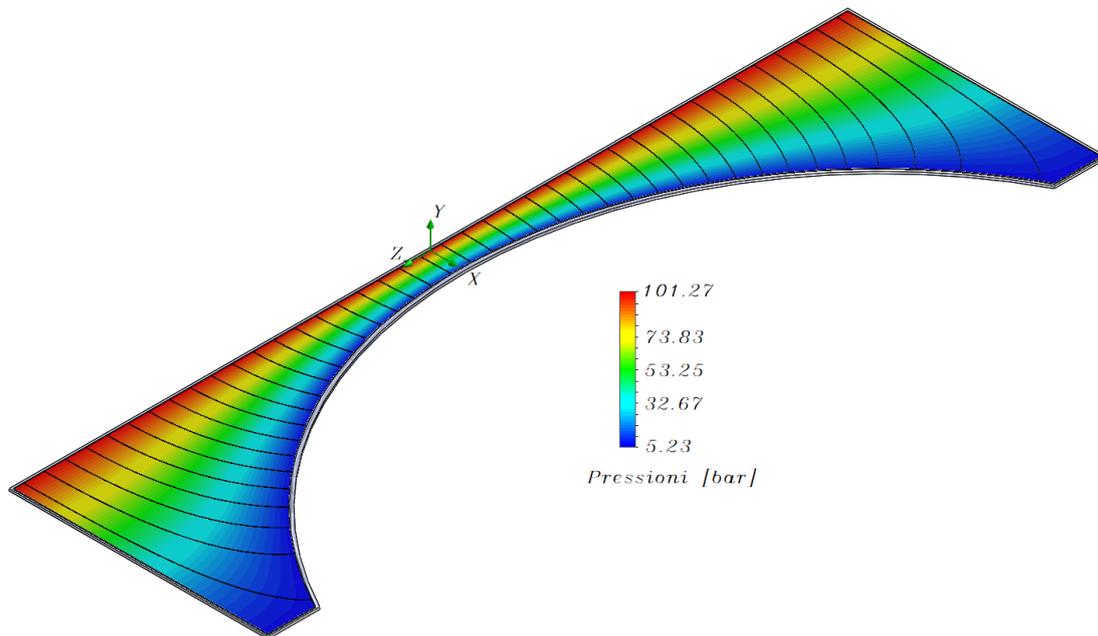


Figura 5.6: Andamento della pressione nel meato e linee di flusso - ricoprimento 0,15 mm

Come definito nella sezione precedente, la variabile utilizzata come *goal* è la portata: considerando che il volume su cui si è svolto il calcolo è pari a un quarto di quello effettivo del meato, il valore di convergenza della variabile obiettivo è stato moltiplicato per quattro per ottenere la portata complessiva.

Definiti tali valori per le simulazioni *CFD*, la formulazione della portata *Amesim* (5.4) è stata calcolata per gli stessi valori di ricoprimento simulati; nella figura 5.7 vengono riportati gli andamenti ottenuti con entrambi i metodi.

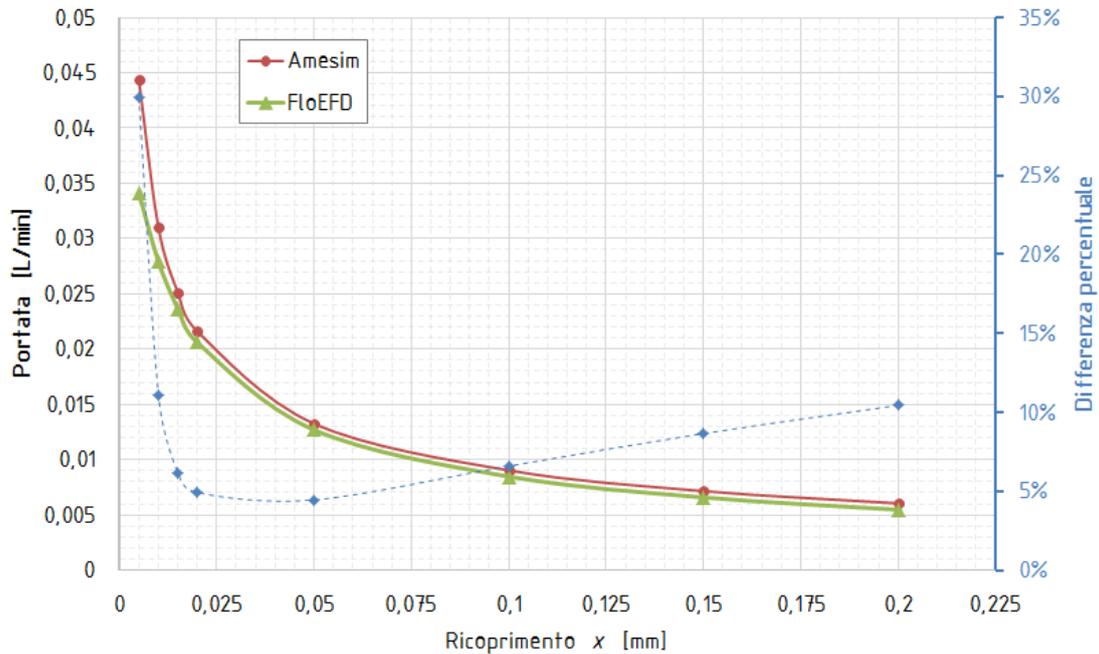


Figura 5.7: Portate in condizione di *overlap*: confronto *Amesim* e *FloEFD*

Sulle ordinate di destra in figura 5.7 viene riportata la differenza percentuale tra i valori ottenuti con i due metodi; essa si mantiene al di sotto del 10% per valori di ricoprimento compresi tra 0,2 mm e 0,01 mm. Il minimo di questa grandezza viene raggiunto tra gli 0,02 mm e gli 0,05 mm di ricoprimento, corrispondenti rispettivamente a dei rapporti $x/(d_{cl}/2)$ pari a 2 e 5. Per valori inferiori di ricoprimento, la portata ottenuta con la formulazione 5.4 cresce molto più velocemente rispetto a quanto simulato con il software *FloEFD*. Tuttavia è da considerare che non si è tenuto conto del parametro correttivo K_g , che influisce sull'entità della portata: assumendo qualunque valore positivo infatti, essendo a denominatore nella formula 5.4, tenderà a ridurla. Sarebbe necessario conoscere l'andamento di tale parametro in funzione del ricoprimento in modo da vedere in che modo sottostima la portata: il suo obiettivo infatti è proprio quello di evitare il raggiungimento di valori di portata eccessivi una volta che il ricoprimento tenda a valori nulli (come riscontrato nell'andamento di figura 5.7), tuttavia se influisce sul suo valore anche a ricoprimenti più elevati - come nel caso trattato sono già 0,1 mm e 0,2 mm - allora potrebbe compromettere i risultati qui ottenuti.

5.4 Analisi condizione di *underlap*

Lo studio nella condizione di *underlap* è stato svolto per verificare la correttezza del raggio di raccordo assunto nel modello *Amesim*. Per far ciò, sono state realizzate una serie di simulazioni statiche - per diverse posizioni del cassetto - sul modello 3D del cassetto/corpo valvola. Il fluido di lavoro utilizzato per le simulazioni è il *Mobil DTE 25*, utilizzato anche per l'analisi della condizione di *overlap* e nel modello di simulazione 0D, le cui caratteristiche sono riportate nella tabella 5.1.

5.4.1 Realizzazione del modello di simulazione

Il volume di interesse per la determinazione della portata attraverso la valvola è raffigurato in figura 5.8: esso comprende solo le parti di cassetto e corpo valvola in prossimità della bocca A, così da limitare per quanto possibile il volume di controllo in cui verrà svolta la risoluzione e quindi i tempi di calcolo. Il corpo valvola è stato ridotto a un parallelepipedo forato passate dal canale in cui scorre il cassetto, mentre il secondo foro cieco realizza la bocca A; il cassetto è stato tagliato e viene riportata solo la sua parte caratterizzata dagli spigoli pilotanti.

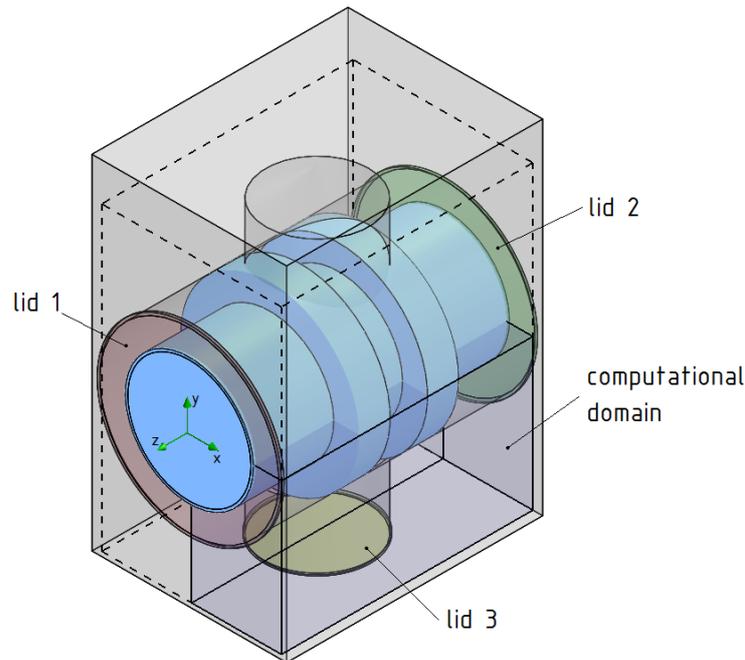


Figura 5.8: Geometria modello di simulazione *CFD*, definizione del volume di controllo e dei *lids*

Il volume così definito verrà utilizzato per tutte le simulazioni svolte; il cassetto costituisce l'elemento sul quale andranno apportate le modifiche per realizzare gli studi di interesse. Come verrà descritto più nel dettaglio nelle successive sezioni, al cassetto verranno infatti modificati i raggi di raccordo – in questo unico caso viene modificato anche il corpo valvola –, il gioco sul diametro e la posizione; con queste variabili si è potuta determinare la caratteristica posizione cassetto – portata in diverse configurazioni raggio di raccordo/gioco sul diametro.

Per poter essere individuato dal software come volume di controllo, il volume di interesse è stato chiuso con tre *lid*: i *lid 1* e *2* sono due anelli circolari che chiudono il canale in cui scorre il cassetto, mentre il *lid 3* chiude la bocca A.

Il volume di interesse così per come è stato realizzato presenta una doppia simmetria: rispetto al piano $x-z$ (considerando il sistema di riferimento riportato in figura 5.8) e $y-z$. Tali caratteristiche sono state sfruttate permettendo di considerare solo un quarto del volume di interesse, riducendo così notevolmente i tempi di calcolo. Determinato il *computational domain* si sono inserite le condizioni al contorno: la pressione di mandata, pari a 100 bar, è stata imposta presso il *lid 1*, mentre sul *lid 2* si è definita la pressione di ritorno. Conformemente ai risultati ottenuti dalla prova 4 sperimentale – con cui poi verranno effettuati i confronti – tale pressione è stata imposta pari a 5 bar. Il *lid 3* infine simula un *ideal wall*, ovvero una parete ideale, a indicare la chiusura della bocca.

Le condizioni al contorno qui definite verranno utilizzate per tutte le simulazioni svolte che verranno descritte nelle sezioni successive, come anche il volume di controllo.

Per quanto riguarda le mesh realizzate, esse sono state definite in modo da garantire un certo compromesso tra precisione dei risultati e tempi di calcolo richiesti. A tal proposito, una condizione di riferimento è stata considerata e su di essa è stata eseguita un'analisi di *mesh sensitivity*, riportata in figura 5.9. La condizione in questione è definita da un raggio del cassetto di 0,02 mm – nella sezione 5.4.3 la spiegazione circa tale assunzione – per una posizione dello stesso pari al ricoprimento critico della luce P-A, riportato sempre in figura 5.9. Solo con le poche mesh realizzate, è evidente il gomito delle curve di pressione e portata che identifica il raggiungimento della convergenza dei risultati. Per le successive analisi pertanto si sono realizzate *mesh* tali da avere un numero di celle superiore a quello evidenziato come limite in questo studio, pari a circa 650 mila celle, evitando però al contempo valori eccessivi che, come visibile in figura 5.9, richiedono tempi di calcolo ingenti.

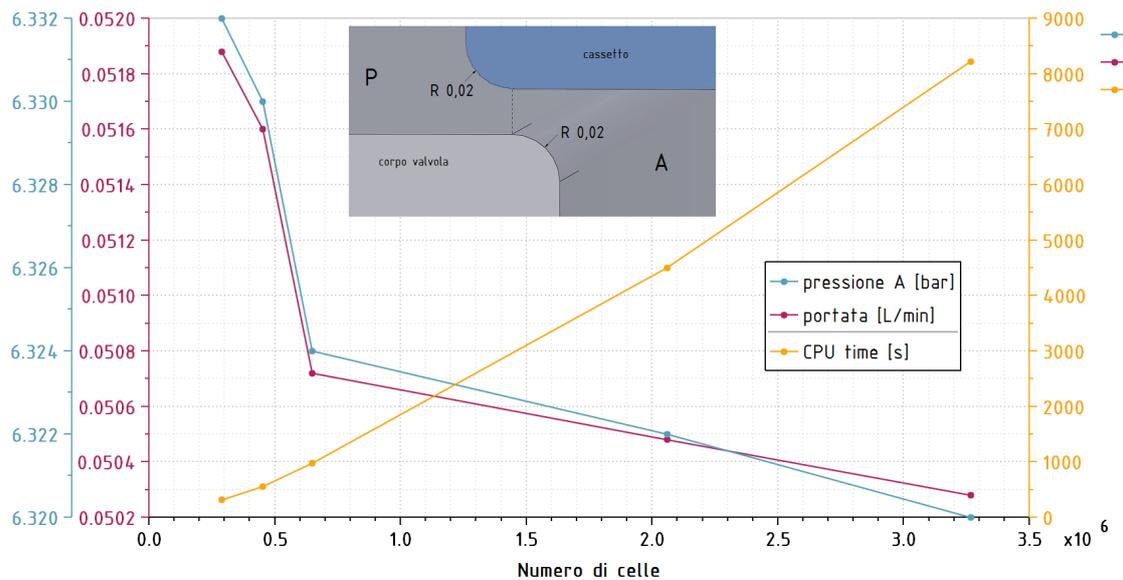


Figura 5.9: Analisi *mesh sensitivity*

Tutte le mesh utilizzate, per garantire il compromesso sopra citato, sono state realizzate con diversi gradi di precisione della *mesh base* ma soprattutto con l'introduzione di *local mesh* presso i punti più critici, ovvero le aperture tra le bocche P-A e A-T. Per ricoprimenti particolarmente critici, come ad esempio le aperture limitate in cui l'area di passaggio corrisponde alla sola corona circolare costituita dal gioco sul diametro, sono state sfruttate anche *local mesh* sovrapposte, per realizzare suddivisioni dell'area di interesse sufficientemente elevate da garantire al software *FloEFD* un calcolo delle grandezze di qualità e non troppo approssimato. Un esempio di quanto realizzato è riportato in figura 5.10.

Infine, sono state definite due variabili obiettivo o *goals*: la portata in ingresso - che verrà confrontata con i valori sperimentali -, imposta come *surface goal* sul *lid 1* e la pressione modulata presso la parete ideale costituita dal *lid 3*, anch'essa posta come *surface goal*.

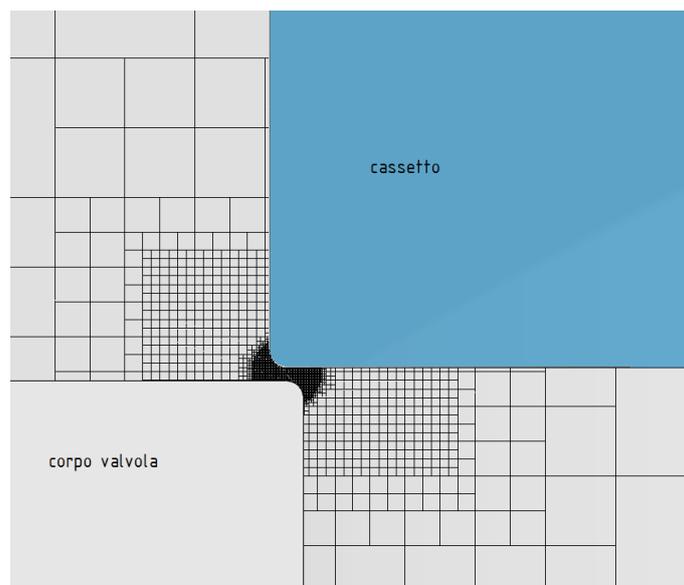


Figura 5.10: Sovrapposizione di *local mesh*

5.4.2 Verifica risultati simulazione *Amesim*

Come primo studio si è voluto verificare che i valori ottenuti per mezzo del software *Amesim* dal modello tarato per realizzare andamenti prossimi a quelli sperimentali fossero corretti. Pertanto, è stato imposto un raggio agli spigoli del cassetto pari a 0,07 mm - come anche alle bocche A; per

ottenere una curva portata – spostamento come quella sperimentale di riferimento, al cassetto sono state fatte assumere diverse posizioni lungo la sua corsa utile e anche per piccoli ricoprimenti, in modo tale da realizzare una curva il più completa possibile. Il gioco sul diametro è stato imposto come da modello 0D pari a 0,02 mm, realizzato definendo per i risalti un diametro di 6,98 mm. Per definire la posizione del cassetto è stata utilizzata la variabile s : per convenzione, si è assunta come posizione dell'origine ($s=0$) la mezzeria della corsa utile, presso la quale si ha la portata massima. Valori negativi di s indicano lo spostamento del cassetto verso la chiusura della luce P-A, mentre valori positivi la chiusura della luce A-T. Nella tabella 5.3 vengono riportate le posizioni assunte, il numero di celle delle mesh utilizzate e infine la portata simulata.

Posizione cassetto s [mm]	Numero di celle n	Portata Q [L/min]
-0,1	718665	0,315
-0,04	1056152	0,857
-0,02	1032489	1,004
0	1032706	1,067
0,03	916822	0,939
0,05	853912	0,764
0,1	714001	0,308

Tabella 5.3: Risultati simulazioni CFD con $r_c = 0,07$ mm

Tali risultati sono quindi stati confrontati con i dati sperimentali di portata acquisiti durante la prova 4 (100 bar, bleed chiuso); i dati riguardanti la posizione x del cassetto - dal sensore KAMAN - sono stati traslati in modo tale che alla portata massima corrispondesse una posizione $x = 0$: di fatto si è quindi imposto che $x = s$. In figura 5.11 è riportato l'andamento della portata simulata (con FloEFD) e i suoi valori sperimentali in funzione della posizione del cassetto s : l'evidente differenza tra i risultati determina necessariamente un errore circa il raggio di raccordo r_c imposto al cassetto e al corpo valvola nel modello 0D. Infatti solo con questo raggio, a prescindere dai parametri $C_{e,max}$ e λ_c imposti sugli spigoli pilotanti, si riusciva ad ottenere uno sviluppo della portata lungo s così esteso.

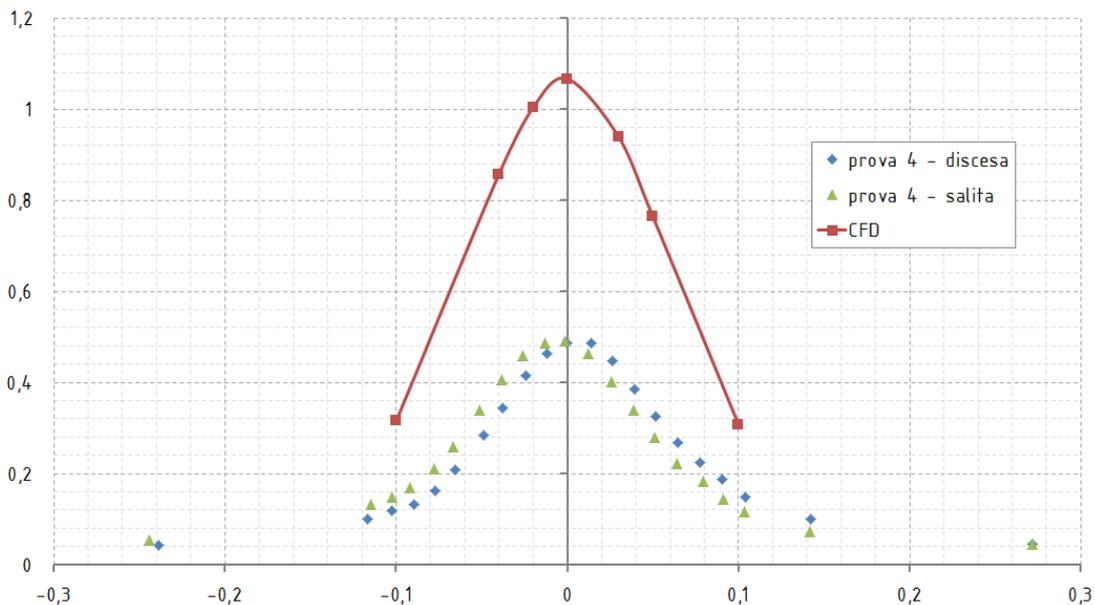


Figura 5.11: Confronto risultati CFD e dati sperimentali

Considerando quindi l'effettivo errore del modello 0D, si è cercato di ottenere un più realistico raggio di raccordo per i risalti del cassetto, realizzando una serie di simulazioni descritte nella sezione successiva.

5.4.3 Variazione del raggio di raccordo del cassetto

Per definire un raggio di raccordo per cassetto e corpo valvola conforme ai risultati ottenuti sperimentalmente, si sono svolte alcune simulazioni imponendo:

- una posizione fissa per il cassetto, presso la mezzeria della corsa utile ($s = 0$);
- Diversi raggi di raccordo al cassetto (0,02 mm; 0,03 mm; 0,05 mm) e considerando anche la configurazione a spigolo vivo ($r_c = 0$)

In questo modo, si sono potuti ottenere quattro valori di portata massima – si ricorda si è in posizione $s = 0$ – da confrontare con il valore di portata massima sperimentale, pari a 0,49 L/min. Il raggio di raccordo che garantisce un risultato prossimo a quello sperimentale sarà quello corretto da utilizzare per il proseguo dell'analisi.

Nella tabella 5.4 si riportano i risultati ottenuti per le quattro simulazioni CFD svolte, in cui viene evidenziato il raggio di raccordo $r_c = 0,02$ mm, che garantisce una portata di poco inferiore a quella sperimentale. Con questo raggio si cercherà quindi di realizzare una curva portata – spostamento cassetto prossima a quella ottenuta nella prova sperimentale 4.

Raggio di raccordo r_c [mm]	Portata massima CFD $Q_{CFD,max}$ [L/min]	Pressione modulata p_A [bar]	Numero di celle n
0,00	0,332	52,41	920517
0,02	0,486	52,49	1099633
0,03	0,583	52,47	1458113
0,05	0,809	52,48	1510626

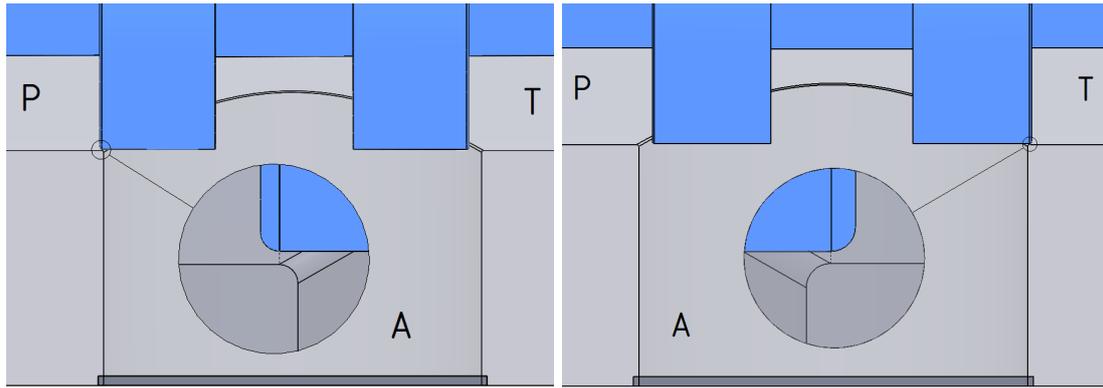
Tabella 5.4: Portate ottenute per diversi raggi di raccordo

In tabella vengono anche riportate le pressioni modulate presso la bocca A, a ulteriore verifica della correttezza dei modelli di simulazione.

5.4.4 Variazione del gioco sul diametro tra cassetto e corpo valvola

Dopo aver definito il corretto raggio di raccordo affinché la portata massima risultasse pari a quella ottenuta sperimentalmente, si è voluto verificare l'effettivo gioco diametrale d_{cl} imposto inizialmente pari a 0,02 mm, in accordo alle tolleranze richieste su questa tipologia di valvole. Per far ciò ulteriori modelli del cassetto sono stati realizzati: basandosi sulla stessa parte realizzata in ambiente Solidworks, sono state definite diverse configurazioni della stessa, ognuna delle quali caratterizzata da diametri dei risalti differenti. Con questi accorgimenti, si sono potuti realizzare tre diversi giochi diametrali oltre a quello di riferimento iniziale di 0,02 mm: 0,01 mm, 0,03 mm e 0,04 mm.

Nell'insieme che definisce il volume di controllo, il nuovo modello di cassetto è stato posizionato nelle due posizioni di ricoprimento critico: il limite di apertura della luce P-A e della luce A-T, come riportato nella figura 5.12. La portata attraverso la valvola in queste posizioni sarà determinata solo dal diverso gioco diametrale che caratterizza il cassetto. In termini di spostamento del cassetto s , tali posizioni sono individuali poi i valori $s = -0,09$ mm - limite P-A – e $s = 0,09$ mm - limite A-T.

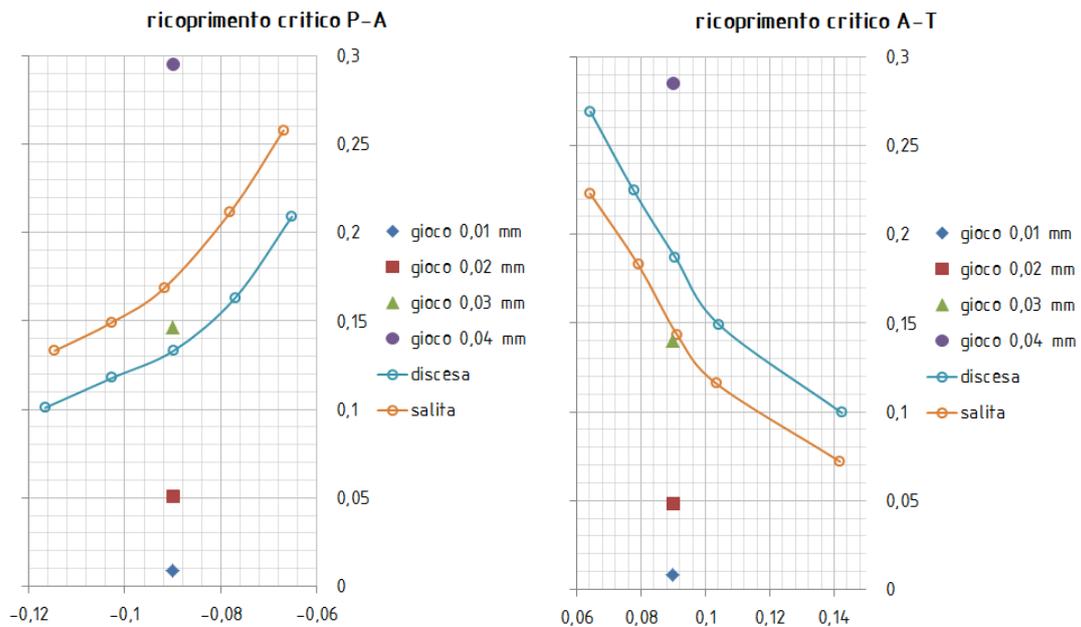


(a) Posizione assunta dal cassetto: limite P-A

(b) Posizione assunta dal cassetto: limite A-T

Figura 5.12: Posizioni di ricoprimento critico fatte assumere al cassetto

Per determinare il corretto gioco sul diametro, si sono confrontati i risultati di portata ottenuti dalle simulazioni con quelli definiti sperimentalmente, a seguito di una opportuna traslazione di tali valori per definire le stesse posizioni del cassetto. I confronti realizzati sono riportati in figura 5.13.



(a) Confronto portate per diversi giochi con valori sperimentali - apertura limite PA

(b) Confronto portate per diversi giochi con valori sperimentali - apertura limite AT

Figura 5.13: Confronto portate ottenute con valori sperimentali

I valori sperimentali riportati nelle figure 5.13a e 5.13b (linee continue) sono quelli ottenuti dalla prova 4, a 100 bar e *bleed* chiuso, per entrambi i test svolti, in discesa e in salita. Lo spostamento del cassetto è riportato in ascissa: presso le posizioni $s = 0,09 \text{ mm}$ e $s = -0,09 \text{ mm}$ si individuano i quattro punti - per ciascuna posizione - identificativi dei risultati ottenuti con il software *CFD FloEFD*. I risultati, paragonati ai valori sperimentali, smentiscono l'assunzione di un gioco sul diametro pari a 0,02 mm: questo infatti, secondo le simulazioni, determinerebbe una portata decisamente inferiore a quella misurata sperimentalmente a parità di posizione del cassetto. I valori sperimentali e simulati invece risultano congruenti nel caso di un gioco sul diametro pari a 0,03 mm, che quindi verrà assunto per la successiva analisi finale di paragone, descritta nella sezione successiva. Tuttavia si sottolinea che si è ipotizzata una perfetta coassialità tra cassetto e sede, ma se invece così non fosse a pari diametro si otterrebbe una portata maggiore.

5.4.5 Confronto con valori sperimentali

Dagli studi svolti e descritti nelle sezioni 5.4.3 e 5.4.4 si sono determinati per una miglior approssimazione del comportamento reale il valore del raggio di raccordo r_c , assunto pari a 0,02 mm, e il gioco sul diametro, di 0,03 mm. Modificando il modello *CAD* del cassetto con questi nuovi dati, è stata realizzata una nuova serie di simulazioni con la stessa logica descritta nella sezione 5.4.2, facendo assumere al cassetto diverse posizioni.

Gli spostamenti considerati per questa analisi variano da ricoprimenti positivi della luce P-A a valori analoghi presso la luce A-T, garantendo così un campo valori simulati più ampio che possa permettere il confronto con i valori sperimentali per ogni posizione caratteristica del cassetto: completa chiusura della luce, ricoprimento critico, diverse aperture.

Particolare attenzione è stata rivolta alla realizzazione delle *mesh* in modo tale da poter essere confidenti circa la qualità dei risultati ottenuti, il cui numero di celle è riportato per ogni posizione imposta al cassetto nella tabella 5.5.

Posizione cassetto s [mm]	Numero celle n
-0,25	1939717
-0,15	1035627
-0,12	1327908
-0,09	1155528
-0,04	1170486
-0,02	892228
0,00	1514534
0,03	1049268
0,05	764224
0,09	1380956
0,12	1324762
0,15	1035627
0,25	1939717

Tabella 5.5: Posizioni imposte al cassetto e relative *mesh*

Per ogni simulazione svolta è stata determinata la portata attraverso la valvola (imposta come variabile obiettivo); i valori ottenuti sono stati quindi riportati sul grafico spostamento s - portata di figura 5.14 insieme ai valori sperimentali opportunamente traslati.

Come visibile, il comportamento simulato approssima molto bene l'andamento misurato sperimentalmente, a meno della portata massima e le estremità delle code della campana. Il raggio $r_c = 0,02$ mm imposto a cassetto e corpo valvola è stato inizialmente determinato come valore corretto con ancora il gioco diametrale originale, pari a 0,02 mm; con l'aumento di tale gioco necessariamente non si ottiene più lo stesso valore di portata massima definito nella sezione 5.4.3, bensì una maggiore. Il gioco infatti non influisce sulla portata solo in condizioni di ricoprimento positivo (code della campana) ma anche sui trafiletti tra cassetto e pareti della valvola in fase di apertura delle luci P-A e A-T.

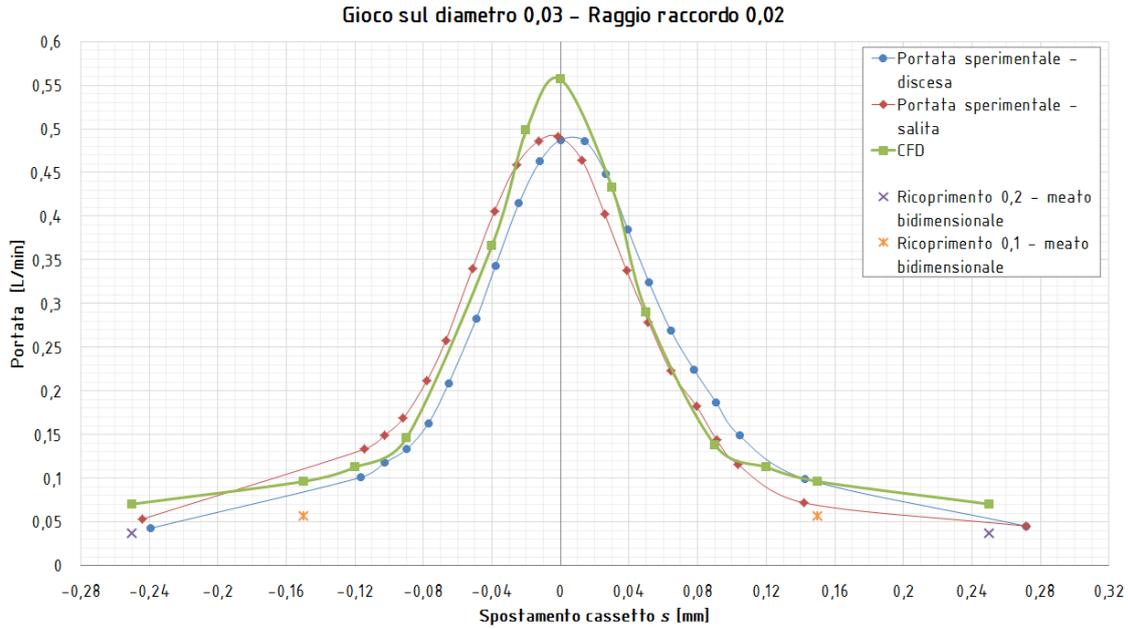


Figura 5.14: Risultati simulazioni *CFD* e sperimentali a confronto

Tali fughe sono riportate in figura 5.15, dove sono visualizzabili le traiettorie del fluido per la posizione del cassetto definita da $s = 0$, ovvero in condizioni di portata massima attraverso la valvola. Come osservabile, il fluido non si limita a passare attraverso la luce P-A quindi attraverso A-T bensì passa anche attraverso il meato tra cassetto e parete della valvola: considerando un gioco radiale in questo caso di analisi di $0,015 \text{ mm}$, le portate di trafilamento rispetto al modello originale (in cui il gioco radiale era di $0,01 \text{ mm}$) risultano più che triplicate (formula di Poiseuille (5.6), dove h è il gioco radiale), e pertanto influiscono notevolmente sull'entità del picco di portata.

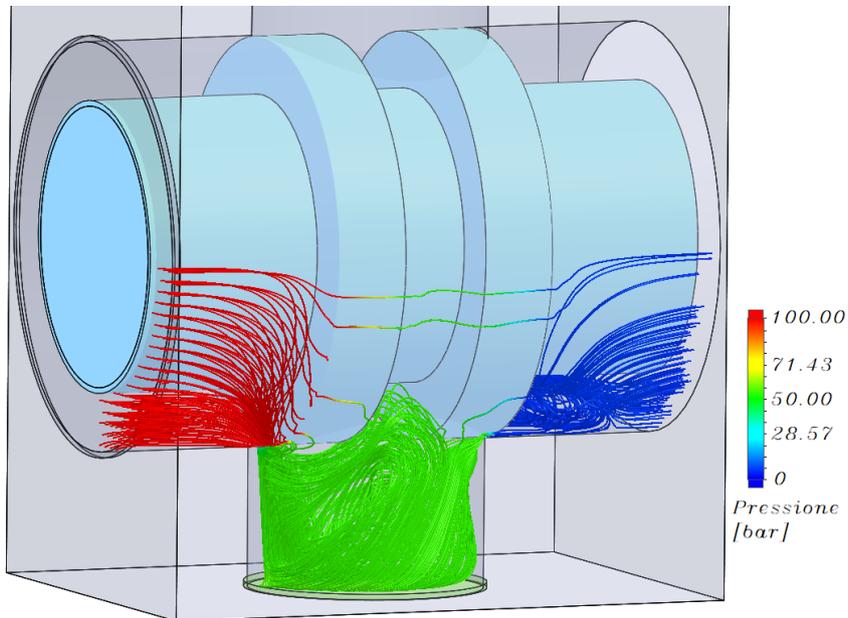


Figura 5.15: Traiettorie del fluido per cassetto in posizione $s = 0$

La seconda incongruenza tra valori simulati e sperimentali si osserva presso le estremità delle curve: la portata ottenuta con il modello *CFD* risulta infatti maggiore di quelle sperimentali. Tuttavia, è necessario considerare che l'entità delle portate in gioco è inferiore a $0,1 \text{ L/min}$, limite inferiore del campo di misura del misuratore di portata KHM 02 (si riporta alla sezione 4.1.2 e 4.3), per cui i risultati sperimentali non sono totalmente affidabili.

Sempre in figura 5.14 vengono riportati anche i risultati ottenuti per due modelli di meati bidimensionali per definire la differenza di portata calcolata rispetto al modello tridimensionale. La geometria dei meati sopraccitati è la stessa descritta nella sezione 5.3.2, dove però l'altezza del meato è stata aumentata a $0,015\text{ mm}$, pari al gioco radiale caratterizzante le simulazioni *CFD* del modello tridimensionale, mentre i ricoprimenti x considerati sono $0,1\text{ mm}$ e $0,2\text{ mm}$, corrispondenti alle posizioni del cassetto rispettivamente $s = 0,15\text{ mm}$ e $s = 0,25\text{ mm}$ (e analoghi valori negativi). Le condizioni al contorno sono state imposte nel modello bidimensionale in modo da riprodurre lo stesso Δp definito nel modello complessivo tridimensionale. Anche il volume computazionale per questi due modelli è stato lasciato invariato rispetto a quanto descritto sempre alla sezione 5.3.2, pertanto i risultati di portata sono stati moltiplicati per 4 per ottenere la portata complessiva attraverso il meato. Per confrontare tale risultato con il modello 3D tuttavia è stato necessario moltiplicare ulteriormente la portata ottenuta per due, per considerare la presenza di due fori verso la bocca A. Rispetto al modello di simulazione complessivo, i valori riscontrati sono inferiori: tale differenza può essere spiegata considerando che nel modello del meato – bidimensionale – viene calcolata solo la portata passante attraverso le luci P-A e A-T, mentre non si tiene conto dei trafiletti che avvengono lungo tutto il bordo del risalto del cassetto, tra di esso e la parete della valvola.

5.4.6 Considerazioni sul modello finale

Il modello definito nella sezione precedente garantisce dei risultati, in termini di portata, congruenti a quanto ottenuto sperimentalmente. Su questo modello pertanto ci si è soffermati per uno studio più approfondito di quanto ricavato dalla simulazione *CFD*: particolare attenzione è stata rivolta alle velocità del fluido e alle pressioni.

In figura 5.16 viene riportato come esempio il profilo di velocità presso gli spigoli pilotanti nella posizione del cassetto definita da $s = 0$, ovvero a parità delle aree di passaggio P-A e A-T.

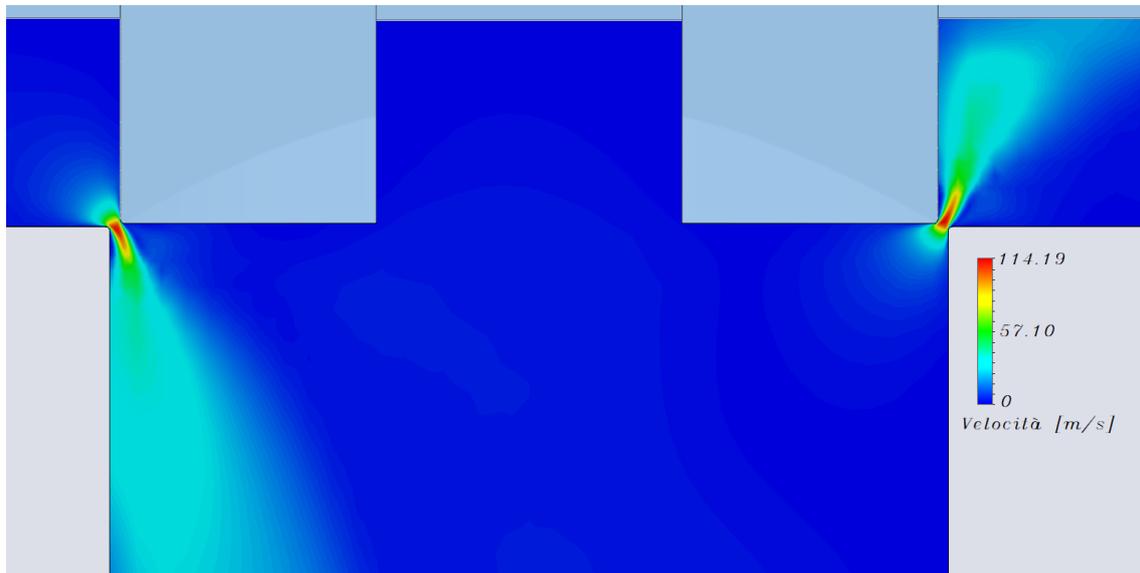


Figura 5.16: Profili velocità per la posizione $s = 0$

Lo sviluppo delle velocità come visibile è differente tra luce P-A e luce A-T: pertanto, si può ipotizzare che il coefficiente di efflusso delle due aperture sia differente. Inoltre, sempre per la stessa posizione del cassetto, si osserva una certa riduzione di pressione presso la bocca P-A in prossimità della parete del corpo valvola (figura 5.17), riduzione ovviamente rispetto alla pressione di valle, in questo caso di circa 53 bar. Tale depressione diventa sempre più critica al ridursi della pressione a valle della sezione ristretta e del Δp ai capi dello spigolo: viene ad esempio riportato il caso del cassetto posto a $s = 0,05\text{ mm}$ (figura 5.18).

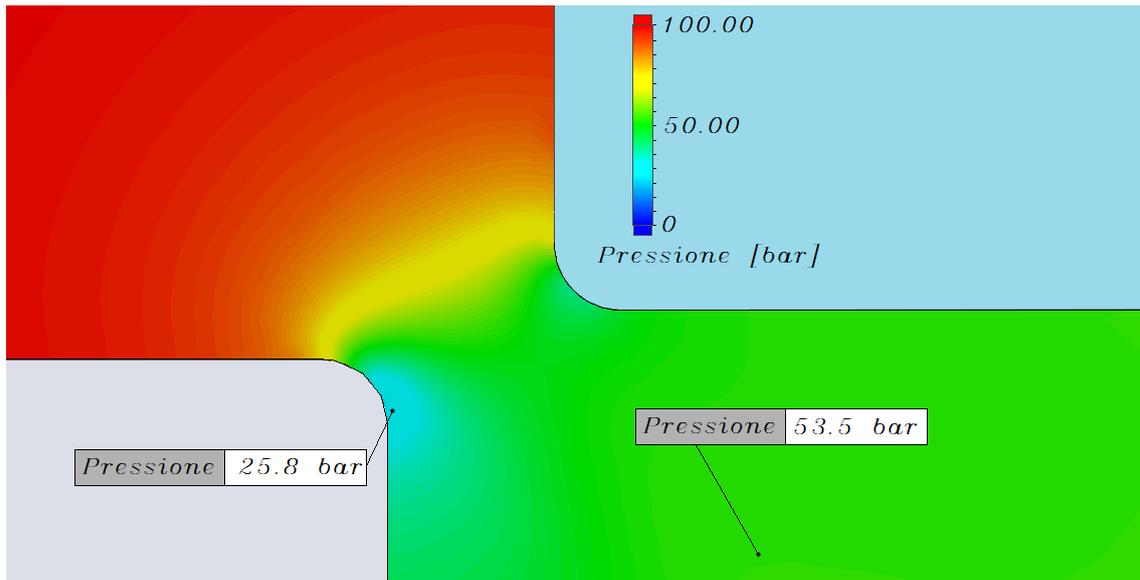


Figura 5.17: Pressioni presso la luce P-A: posizione $s = 0$

La pressione presso la bocca A è prossima a quella della bocca P (figura 5.18) e tutto il gradiente di pressione si concentra presso la luce A-T: si è osservato che solo nella zona centrale dell'area di passaggio del fluido si riscontrassero pressioni prossime a quella imposta di ritorno, mentre in prossimità delle pareti si visualizzano pressioni negative (non vi era possibilità, per il fluido utilizzato per la simulazione, l'introduzione del fenomeno della cavitazione).

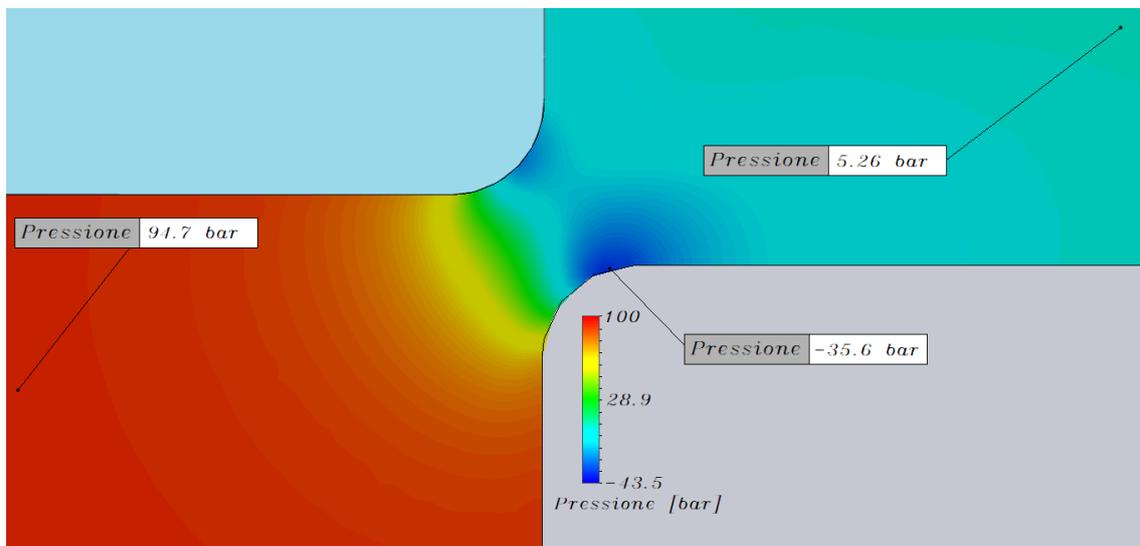


Figura 5.18: Pressioni presso la luce A-T: posizione $s = 0,05 \text{ mm}$

Dal confronto con il profilo di velocità riscontrato per la stessa posizione assunta dal cassetto (figura 5.19), la depressione è da ricondursi al distacco del fluido dalle pareti. Grazie al fatto però che nella zona centrale dell'area di passaggio si riscontrano pressioni prossime a quella imposta di ritorno, i risultati circa la portata circolante si possono ancora ritenere veritieri: se tutta la sezione fosse caratterizzata dalle pressioni riscontrate presso le pareti, il software avrebbe definito un gradiente di pressione molto superiore di quello effettivo e pertanto avrebbe fornito valori di portata non realistici.

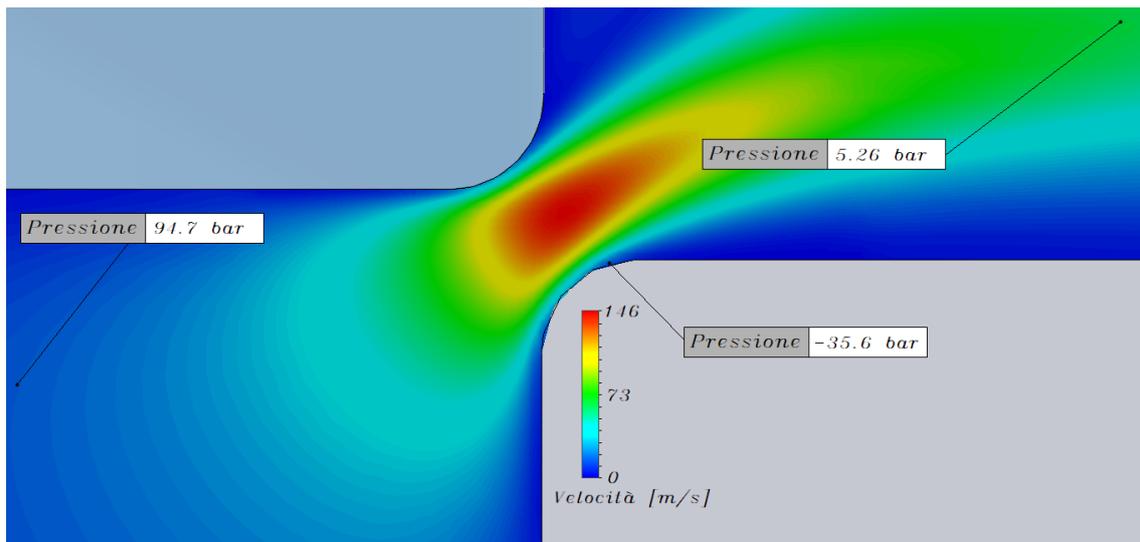


Figura 5.19: Profilo velocità presso la luce A-T: posizione $s = 0,05 \text{ mm}$

5.5 Conclusioni

Le analisi svolte con il software CFD *FloEFD for Solid Edge* hanno permesso di confutare il risultato circa il raggio di raccordo sul cassetto del controllo Rexroth serie 3.1 definito con il software di simulazione 0D *Amesim* di 0,07 mm a seguito della taratura con i risultati sperimentali. La stessa taratura, limitata all'imposizione del raggio di raccordo e del gioco sul diametro, eseguita sul modello CAD della valvola e studiata con *FloEFD* ha determinato un raggio di raccordo di 0,02 mm e un gioco diametrale di 0,03 mm: quest'ultimo valore anche differisce dal modello *Amesim*, in cui era stato imposto pari a 0,02 mm sulla base delle tolleranze richieste da disegno per questa tipologie di valvole. I risultati ottenuti con il modello tridimensionale della valvola in termini di portate rispecchiano molto bene i valori sperimentali, tuttavia come specificato nella sezione 5.4.5 il picco di portata con il raggio assunto è leggermente superiore al valore sperimentale. In lavori futuri sarebbe possibile implementare il modello CAD utilizzato per renderlo più prossimo alla geometria reale: si consideri infatti che si sono imposti raggi di raccordo uguali a cassetto e corpo valvola per entrambe le aperture, P-A e A-T, assunzione che implica un'approssimazione della geometria effettiva. Misure sperimentali su questi spigoli potrebbero ridurre il livello di incertezza circa la loro geometria, che potrà quindi essere realizzata anche su CAD. Una volta ottenuto un modello tridimensionale più veritiero, con la determinazione delle aree di passaggio P-A e A-T in funzione dello spostamento del cassetto si potrebbe infine calcolare il coefficiente di efflusso C_e per diverse posizioni. Di questo possibile sviluppo ne potrebbe beneficiare anche il modello 0D *Amesim*, in cui potrebbero essere inseriti i valori sperimentali di r_c e simulati di C_e , ottenendo forse in questo modo una buona approssimazione del comportamento reale. Infatti, come visibile in figura 5.20, anche modificando il modello *Amesim* con i parametri ottenuti da analisi CFD ($r_c = 0,02 \text{ mm}$; $d_{cl} = 0,03 \text{ mm}$), non si riesce ad ottenere un andamento della portata prossimo a quello sperimentale.

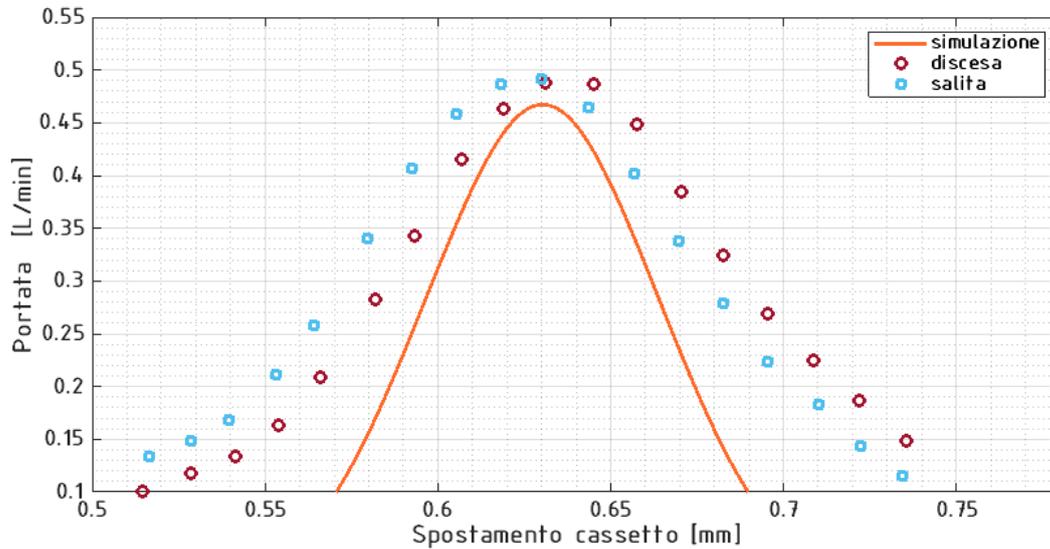


Figura 5.20: Portata circolante in funzione della posizione del cassetto: modello *Amesim* ($r_c = 0,02 \text{ mm}$; $d_{cl} = 0,03 \text{ mm}$) e valori sperimentali

La realizzazione di modelli bidimensionali di meati ha inoltre permesso la validazione dell'approssimazione eseguita da *Amesim* nelle condizioni di ricoprimenti positivi delle luci. Gli andamenti riscontrati con CFD e formulazione approssimata *Amesim* delle portate di trafilamento hanno fornito risultati concordi determinando così la bontà dell'approssimazione. Tuttavia un confronto tra le portate determinate con i modelli bidimensionali e quella definita dal modello complessivo della valvola hanno evidenziato una certa sottostima della grandezza in analisi.

Capitolo 6

Modelli per confronti delle diverse soluzioni

Con riferimento ai controlli in pressione, in commercio sono disponibili diverse soluzioni per la realizzazione della variazione di cilindrata nelle pompe oleodinamiche. I vari sistemi si distinguono per livello di complessità e logica costruttiva: in ordine crescente di complessità esistono controlli ad azionamento diretto, pilotati con valvole a singolo stadio e a doppio stadio. Solitamente le valvole di pilotaggio, tutte a posizionamento continuo, sono a tre bocche, ma esistono anche soluzioni a due bocche. Anche le logiche di regolazione possono essere differenti: ad esempio, la bocca di regolazione (la bocca A nel controllo *Rexroth*) può essere collegata a riposo alla mandata oppure a serbatoio a seconda della casa produttrice che realizza il controllo. Tutte queste configurazioni garantiscono lo stesso risultato finale – la variazione della cilindrata della pompa – ma presentano strutture, logiche e costi differenti.

Tra gli obiettivi di questo lavoro di tesi vi è la determinazione dell'effettiva confrontabilità tra le soluzioni proposte dai produttori in termini di prontezza di risposta e stabilità: per realizzare questo proposito si sono sottoposti i diversi modelli di simulazione realizzati di alcune soluzioni di controlli, collegati allo stesso modello di pompa, ad un unico ciclo di carico e si sono paragonati i risultati ottenuti con il software *Amesim*.

Trattandosi tuttavia di controlli con sì lo stesso obiettivo finale – la variazione della cilindrata in pompe oleodinamiche – ma logiche costruttive differenti, è stato necessario inizialmente realizzare dei modelli di simulazione effettivamente confrontabili tra loro, sia dimensionalmente (simili aree di passaggio, guadagni in pressione paragonabili) che parametricamente (stessa pressione di regolazione).

Il controllo su cui sono state eseguite le prove sperimentali purtroppo non è risultato idoneo allo studio qui di seguito proposto: la pompa utilizzata come modello di riferimento - che verrà descritta nel dettaglio in seguito - presenta due attuatori, di regolazione e di contrasto, che determinano la posizione dello statore e quindi la cilindrata della pompa. Il controllo *Rexroth 3.1* invece agisce in una pompa in cui l'azione resistente alla riduzione della cilindrata è realizzata da una molla. Pertanto, così per come è stato realizzato il modello, non sarebbe stato possibile definire un confronto - in termini di campo di lavoro - con la soluzione presa da riferimento, poichè non risulterebbe efficiente (sarebbe richiesta una molla di contrasto troppo grande che influirebbe sulla dinamica del sistema).

La pompa utilizzata come base per la realizzazione dei modelli di simulazione è la pompa a palette a cilindrata variabile PVX-20 Continental equipaggiata con un controllo a doppio stadio della cilindrata. Di essa esiste un modello di simulazione completo e validato sperimentalmente che verrà sfruttato per il confronto tra i comportamenti dei diversi controlli (descritto nel capitolo 7), realizzato dal Prof. Massimo Rundo e dall'Ing. Michele A. Pavanetto^[5]. Per l'iniziale realizzazione dei modelli di simulazione dei controlli tuttavia tale modello è stato semplificato, trascurando alcuni aspetti non strettamente necessari per questo studio. In questo modo si sono potuti costruire sistemi simulati confrontabili con ancora un alto grado di dettaglio ma limitando le tempistiche altrimenti lunghe richieste dall'utilizzo del modello completo.

6.1 Circuito idraulico e modello di riferimento: pompa PVX-20 semplificata e controllo doppio stadio

6.1.1 Funzionamento

La pompa Continental PVX-20 presa da riferimento presenta un sistema di controllo della variazione di cilindrata costituito da due attuatori idraulici, una valvola limitatrice di pressione e una valvola a cassetto con posizionamento continuo a tre bocche; queste ultime due valvole costituiscono quello che verrà d'ora in poi definito controllo doppio stadio o Duplomatic. Il sistema di regolazione della cilindrata è schematizzato nella figura 6.1.

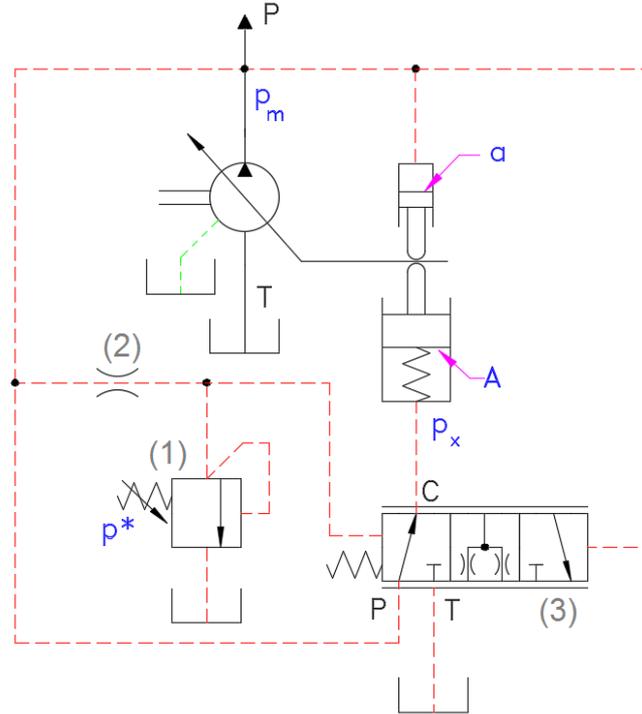


Figura 6.1: Schema circuitale del controllo della cilindrata della pompa Continental

Sulla superficie di influenza dell'attuatore di contrasto a , che tende a ridurre la cilindrata, agisce sempre la pressione di mandata, mentre sull'attuatore di regolazione con superficie di influenza $A > a$ la pressione modulata p_x dalla valvola a posizionamento continuo (3). Insieme all'attuatore di regolazione opera anche una molla, che garantisce la cilindrata massima V_{max} a riposo. L'ambiente di regolazione C con la valvola (3) in condizioni di riposo è collegata alla bocca P , per cui la sua pressione è pari a p_m fintanto che non viene raggiunta la pressione di regolazione della limitatrice tarabile (1). Quando $p_m = p^*$ la (1) inizia a regolare e grazie allo strozzatore funzionale (2) si ha il disaccoppiamento delle pressioni presso i suoi capi: a valle si mantiene $p = p^*$ mentre a monte la pressione di mandata può continuare a crescere. Ai capi del cassetto (3) si avranno quindi due pressioni differenti, p^* a sinistra e p_m a destra; esso andrà perciò a spostarsi verso una nuova posizione di equilibrio chiudendo così progressivamente la luce $P-C$ e aprendo la $C-T$. La variazione delle luci comporta una modulazione della pressione p_x che agisce sull'attuatore di regolazione, fino al raggiungimento dell'equilibrio tra gli attuatori:

$$p_m \cdot a = p_x \cdot A + F_o \quad (6.1)$$

momento da cui inizia la parzializzazione della cilindrata.

I parametri caratteristici della pompa e del suo sistema di controllo sono riportati nella tabella 6.1.

Dati pompa Continental		
Cilindrata massima	V_{max}	48,59 cc/giro
Velocità di rotazione	n	1800 giri/min
Massima eccentricità	e_{max}	1,96 mm
Massa dello statore	m	2,4 kg
Diametro interno statore	$\Phi_{int,stat}$	90,55 mm
Spessore statore	H_{stat}	44,17 mm
Diametro attuatore di regolazione	D	46,06 mm
Diametro attuatore di contrasto	d	34,1 mm
Area attuatore di contrasto	a	913,27 mm ²
Area attuatore di regolazione	A	1666,24 mm ²
Prearico molla operante con attuatore di regolazione	F_o	318,12 N
Rigidezza molla operante con attuatore di regolazione	K	48,2 N/mm
Pressione di regolazione	p^*	200 bar

Tabella 6.1: Dati pompa Continental

6.1.2 Descrizione dei componenti

La pompa a palette Continental PVX-20 presenta 11 palette che definiscono altrettante camere dal volume variabile, visibili in figura 6.2. Ogni camera è limitata internamente dal rotore, esternamente dall'anello statorico e lateralmente da due palette successive; inoltre, si sfrutta per generare portata anche la variazione di volume delle camere sotto le palette (*inner chambers*). La posizione dell'anello statorico rispetto al rotore è definita dagli attuatori di contrasto (*contrasting piston*) e di regolazione (*displacement piston*) che agiscono su di esso lungo la stessa direzione ma in punti diametralmente opposti. Grazie all'eccentricità tra il centro della pista statorica e l'asse del rotore è possibile realizzare la variazione di volume delle camere. A riposo, lo statore è mantenuto per mezzo della molla nell'attuatore di regolazione in modo tale da massimizzare il disassamento tra di esso e il rotore: questa condizione definisce la cilindrata massima della pompa.

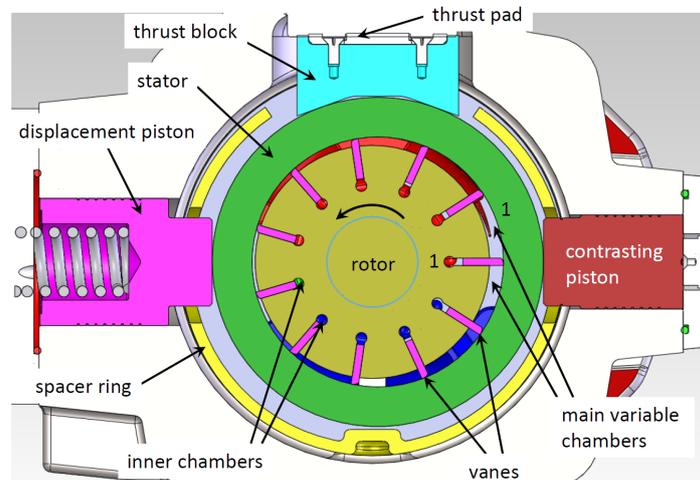


Figura 6.2: Sezione frontale pompa a palette PVX-20

La bocca di aspirazione è realizzata presso le piastre di distribuzione poste ad ambo i lati del gruppo statore e rotore, mentre la luce di mandata è presente solo da un lato: tali luci sono individuabili nella sezione frontale della pompa in figura 6.2, graficamente rappresentate come regioni colorate tra statore e rotore, blu la luce di aspirazione e rossa la luce di mandata. Metà dell'angolo giro del rotore è dedicato quindi all'aspirazione mentre nella seguente metà si sviluppa la fase di mandata. Tale conformazione fa sì che la pressione del circuito agisca solo su metà del rotore, causando su di esso una spinta radiale di notevole entità e conseguente sbilanciamento sui cuscinetti di supporto. La forza sullo statore in gran parte si scarica sul *thrust block*, ma rimane una componente lungo l'asse orizzontale; quest'ultima costituisce quindi delle forze interne che influiscono sull'equilibrio dello statore; nel caso specifico della pompa Continental, tende a ridurre la cilindrata in tutte le configurazioni di lavoro.

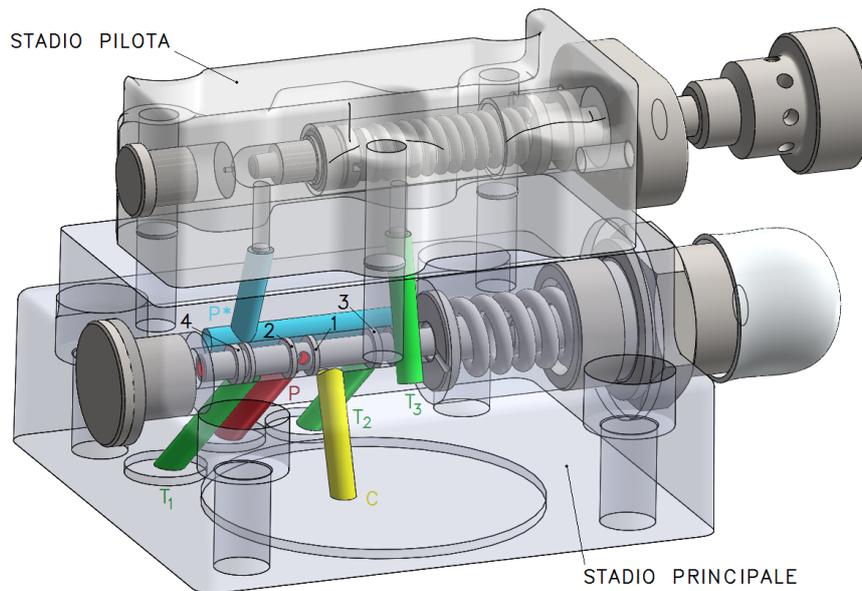


Figura 6.3: Visualizzazione canali interni limitatore assoluto di pressione a due stadi *Duplomatic*

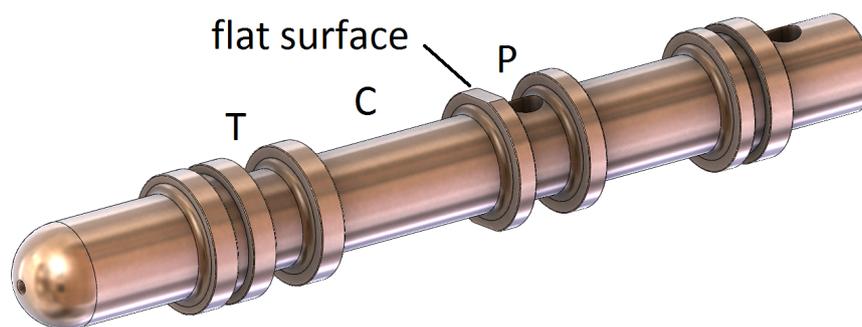


Figura 6.4: Cassetto stadio principale controllo a due stadi *Duplomatic*

La rappresentazione CAD 3D del controllo a doppio stadio è riportata in figura 6.3 ed è stata realizzata nell'attività di tesi svolta dal candidato L. Vanin^[6], mentre in figura 6.4 si riporta il dettaglio del cassetto con la sua spianatura (*flat surface*). Vengono evidenziati i canali che garantiscono il corretto funzionamento del sistema: le canalizzazioni verdi costituiscono i collegamenti con il serbatoio, la gialla la connessione con la camera dell'attuatore di regolazione, la rossa il collegamento con la linea di mandata e infine l'azzurra la connessione tra l'ambiente a monte dello stadio pilota e la camera della molla dello stadio principale. Grazie al foro radiale tra i risalti 1 e 2 la pressione di mandata raggiunge l'estremità presso il tappo di tenuta per mezzo del foro assiale (estremità a sinistra); quest'ultimo attraversa il cassetto da parte a parte, in modo da garantire il raggiungimento dell'informazione di pressione anche presso l'estremità opposta del cassetto: qui

è presente uno strozzatore funzionale (vi è una riduzione del diametro del foro assiale presso l'estremità in battuta con il reggispinta), che garantisce alla pressione di mandata di raggiungere la camera della molla di contrasto quando lo stadio pilota non regola, oppure permette di mantenere in questo ambiente la pressione di regolazione dello stadio pilota p^* grazie al disaccoppiamento delle pressioni ai suoi capi.

Il risalto 1 è caratterizzato da una spianatura che garantisce un collegamento diretto con l'ambiente della camera dell'attuatore di regolazione (figura 6.4): tale spianatura svolge il compito di strozzatore funzionale consentendo il disaccoppiamento delle pressioni a monte e a valle di sé stesso, permettendo la regolazione della pressione presso la bocca C. Il risalto 3 definisce l'apertura o la chiusura della luce C-T, mentre il risalto 4 separa l'ambiente dell'estremità del cassetto, in cui agisce la pressione p_m , dalla camera anulare posta a scarico grazie al canale T_1 .

Il controllo a doppio stadio presenta anche una posizione di funzionamento *anti-shock* che permette di proteggere il comando di variazione della cilindrata da improvvise sovrappressioni. Nell'eventualità di un picco di pressione infatti il cassetto si sposta bruscamente verso destra (in riferimento alla figura 6.3) poichè per mezzo dei fori radiali e assiale raggiunge l'estremità sinistra del cassetto (sulla sinistra del cassetto agisce la sovrappressione mentre a destra la pressione di regolazione della limitatrice p^*): tale spostamento causa la traslazione del risalto 4 che apre una luce tra l'ambiente presso il tappo di tenuta e lo scarico attraverso il canale T_1 (funzione *anti-shock*) che permette lo scarico dell'olio dall'estremità. In questo modo, viene scaricata a serbatoio direttamente la linea di mandata.

6.1.3 Il modello di simulazione *Amesim*

Il modello *Amesim* del circuito di riferimento è riportato in figura 6.5. Il modello del controllo a doppio stadio è stato riportato tale e quale, insieme ai parametri caratteristici, dal modello complessivo di pompa, come anche il fluido (2). In alto a sinistra in figura vi è lo stadio principale: gli elementi (4) e (6) modellizzano rispettivamente lo spigolo pilotante P-C e C-T. Nel gruppo di elementi (12) è invece modellizzata l'estremità del cassetto presso la quale agisce la pressione di mandata p_m (a sinistra) insieme agli elementi che garantiscono la funzione *anti-shock* del controllo (a destra nel gruppo). All'estremità opposta dello stadio principale agisce invece la pressione di taratura del secondo stadio (nel caso di $p_m > p^*$), modellizzato con gli elementi del gruppo (3). Particolarmente importante è l'elemento (7), che realizza lo strozzatore dinamico, nel caso di simulazioni di transitori. In questa prima fase di confronto tuttavia verranno comparati i soli comportamenti stazionari delle diverse soluzioni di controlli della cilindrata, pertanto non avrà influenza sui risultati ottenuti.

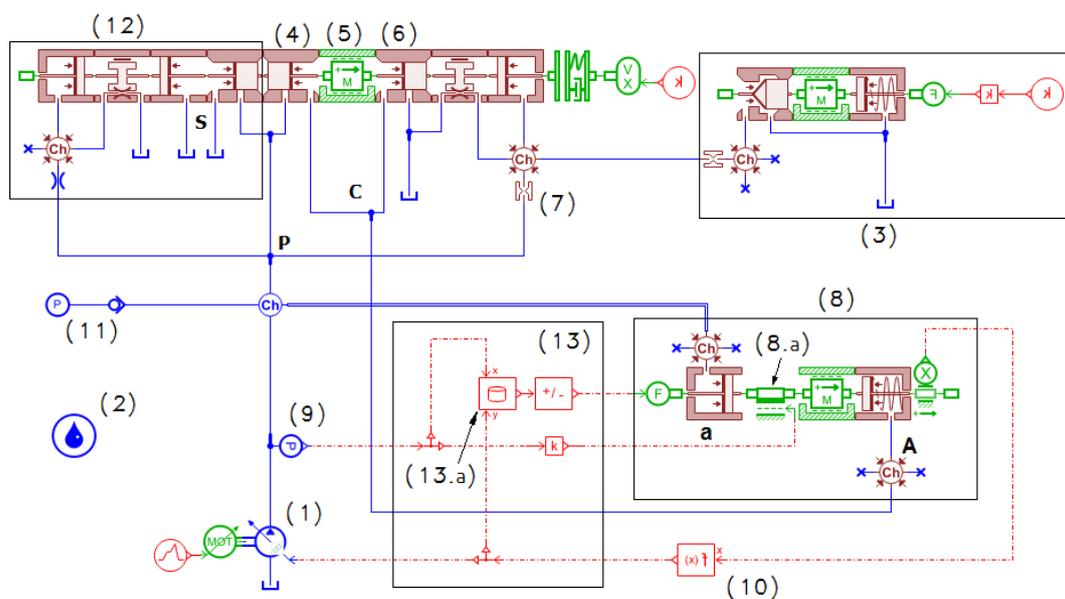


Figura 6.5: Modello *Amesim* di riferimento: pompa continental e controllo Duplomatic

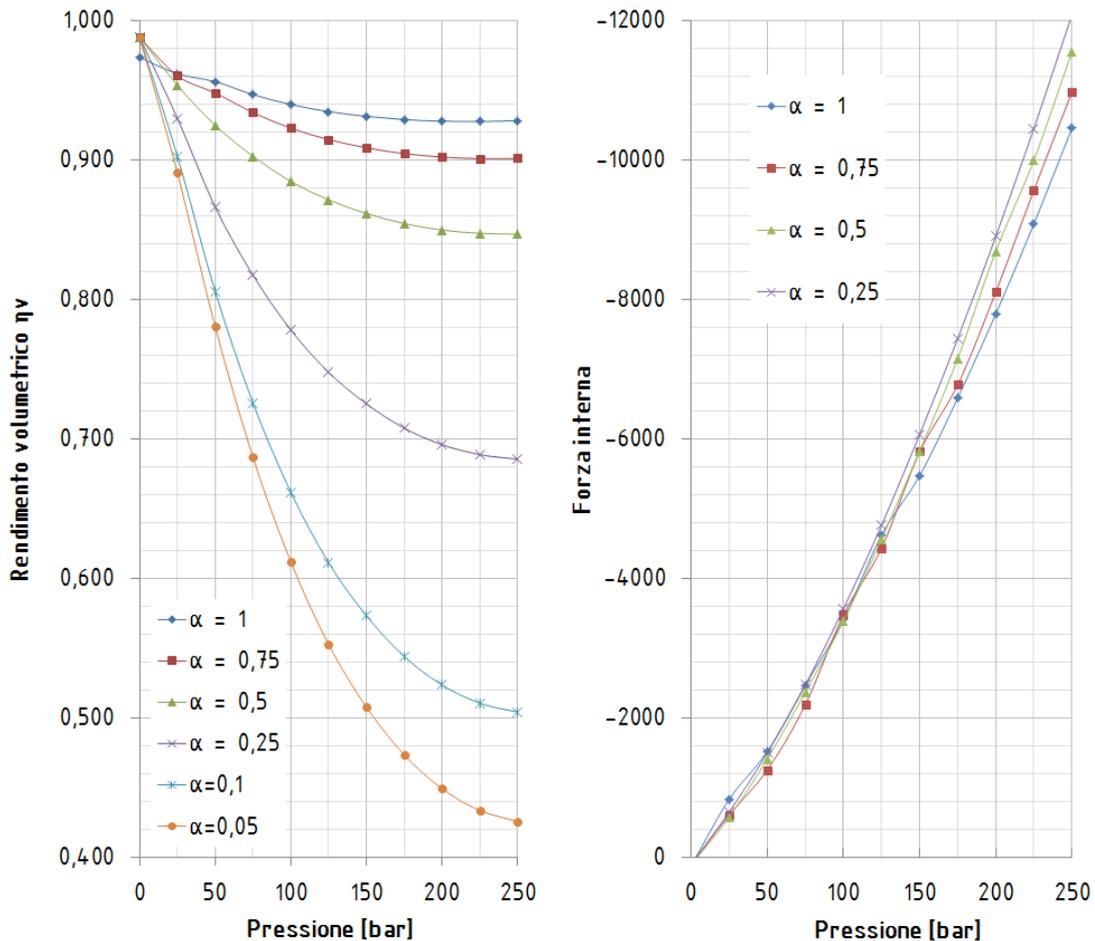
La pompa Continental è stata simulata con un modello di pompa semplificato (1) in cui si tiene conto della variabilità del rendimento volumetrico, mentre le forze interne caratteristiche di questa pompa sono prese in considerazione nell'equilibrio degli attuatori, nel gruppo (8), come anche l'attrito tra statore e rotore.

Le forze interne, come è stato osservato con l'analisi del modello completo della pompa, e il rendimento volumetrico variano in funzione della pressione di mandata p_m e della parzializzazione della cilindrata α : sono state pertanto imposte diverse p_m e α in modo da ottenere diversi valori di forze interne F_{int} e portate Q erogate (nel modello complessivo). Il rendimento volumetrico è stato quindi facilmente calcolato considerando la sua formulazione per macchine operatrici:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{th}} \quad (6.2)$$

dove Q_{th} è la portata teorica, pari a $Q_{th} = \frac{V_{max} \cdot n \cdot \alpha}{1000} [L/min]$ ($V_{max}[cc/giro]; n[giri/min]$).

L'acquisizione dei valori di Q e F_{int} è stata realizzata imponendo undici valori di pressione di mandata differenti, tra 0 e 250 bar, per quattro diverse parzializzazioni della cilindrata (1, 0.75, 0.5 e 0.25). Per quanto riguarda l'andamento del rendimento volumetrico, ulteriori valori sono stati determinati per interpolazione con parzializzazioni pari a 0.1 e 0.05, in modo da affinare ulteriormente i risultati. I valori ottenuti sono riportati nei grafici di figura 6.6a per quanto riguarda η_v e 6.6b per le F_{int} .



(a) Andamento del rendimento volumetrico η_v della (b) Andamento delle forze interne della pompa Continental

Figura 6.6: Andamenti di F_{int} e η_v di cui si tiene conto nel modello semplificato della pompa Continental

Come da teoria, il rendimento volumetrico decresce all'aumentare della pressione (maggiori trafilementi) e alla riduzione di α (diminuisce la portata teorica erogabile a parità di trafilementi).

Il valore negativo delle forze interne definisce la loro tendenza a ridurre la cilindrata, ovvero "collaborano" con l'attuatore di contrasto. In modulo aumentano all'aumentare della pressione di mandata poichè aumenta lo sbilanciamento dello statore.

I risultati così ottenuti sono stati utilizzati per rendere il modello di simulazione della pompa e del suo comando di variazione della cilindrata più prossimi al comportamento completo descritto dal modello complessivo. Con i valori di F_{int} ed η_v in funzione di p_m e α sono state realizzate due tabelle in formato tale da essere leggibili dal software *Amesim*.

Per quanto riguarda il rendimento volumetrico, la tabella con i suoi valori è stata inserita nel sottomodello di pompa (1): nota la parzializzazione della cilindrata α (dall'elemento (10)) e la pressione di mandata (in input dalla linea di mandata) il sottomodello interpola i valori tabulati in modo da ottenere l'effettivo valore di η_v , quindi calcola la portata erogata.

La tabella contenente i valori di F_{int} invece è stata utilizzata per definire il corretto equilibrio del comando di variazione della cilindrata costituito dai due attuatori: per far ciò sono stati utilizzati gli elementi della libreria *Signal, Control* del gruppo (13). Le informazioni riguardanti la parzializzazione corrente α e la pressione di mandata sono fornite in input all'elemento (13.a) dagli elementi, rispettivamente, (10) e (9); quest'ultimo è un trasduttore di pressione ideale che non perturba con la sua presenza le grandezze del circuito, riportate tali e quali da una porta all'altra. L'elemento (13.a), grazie alla tabella $F_{int}(p[bar], \alpha)$ inserita come parametro, calcola l'effettivo valore di F_{int} in quell'istante e lo fornisce al convertitore di segnale in forza (primo elemento a sinistra del gruppo (8)), collegato all'attuatore di regolazione.

L'informazione di pressione fornita dall'elemento (9) è anche utilizzata per la determinazione delle forze di attrito tra rotore e statore definite dall'elemento (8.a), che richiede in input la forza normale alle superfici, quindi proporzionale alla pressione di mandata. Tale forza corrisponde al prodotto tra la pressione di mandata e la superficie A_{FN} di influenza interna dello statore, definita come

$$A_{FN} = \Phi_{int,stat} \cdot H_{stat} \quad (6.3)$$

Infine, il generatore ideale di pressione (11) definisce il ciclo di carico imposto a scelta dall'utente. Per la realizzazione di una corretta taratura delle soluzioni alternative si è sfruttato sempre lo stesso andamento del carico nonché velocità di rotazione della pompa (impartita con l'elemento *Signal, Control* che fornisce i dati di input al motore primo che alimenta la pompa); la pressione è stata fatta variare da 0 a 300 bar in 300 s, mentre la velocità della pompa è stata imposta pari a 1800 giri/min (velocità a cui sono state svolte le prove sperimentali) dopo una fase di avvio di 20 s.

6.1.4 Risultati simulazione

Per la realizzazione di modelli di simulazione confrontabili con la soluzione a doppio stadio di riferimento è necessario che:

- la pressione di mandata della pompa sia confrontabile;
- le aree di passaggio in fase di regolazione della valvola a posizionamento continuo siano di pari entità;
- le portate attraverso gli spigoli pilotanti, con particolare attenzione alla luce che garantisce lo scarico dell'olio dall'attuatore di regolazione, siano simili.

Con queste premesse, sono stati analizzati i risultati della simulazione svolta del controllo di riferimento per determinare le grandezze caratteristiche a cui dovranno conformarsi le analoghe dei controlli alternativi.

Di seguito, vengono riportati gli andamenti delle pressioni (figura 6.7a), delle aree delle luci e della portata attraverso lo spigolo pilotante C-T (figura 6.7b) ottenuti per la prova stazionaria svolta con i parametri definiti nella sezione precedente.

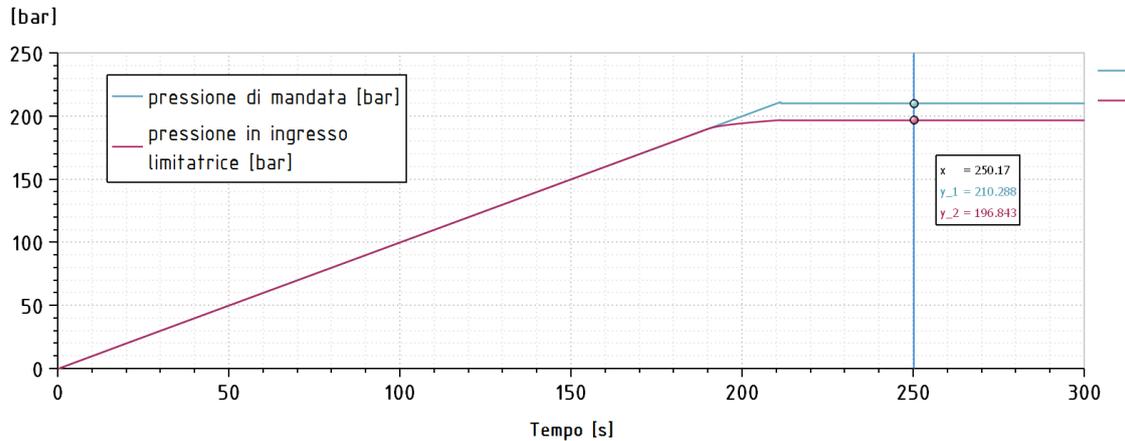
Per quanto riguarda la pressione, alla mandata della pompa si stabilizza presso valori prossimi a 210 bar, mentre la p^* di regolazione della limitatrice di pressione si aggira intorno ai 197 bar. Tale Δp è da imputare alla molla dello stadio principale, che prima di permettere l'apertura della luce C-T si comprime causando un aumento di forza resistente.

La pressione di mandata della pompa sarà quella a cui dovranno essere tarate le molle delle soluzioni alternative che verranno analizzate, considerando la loro struttura monostadio.

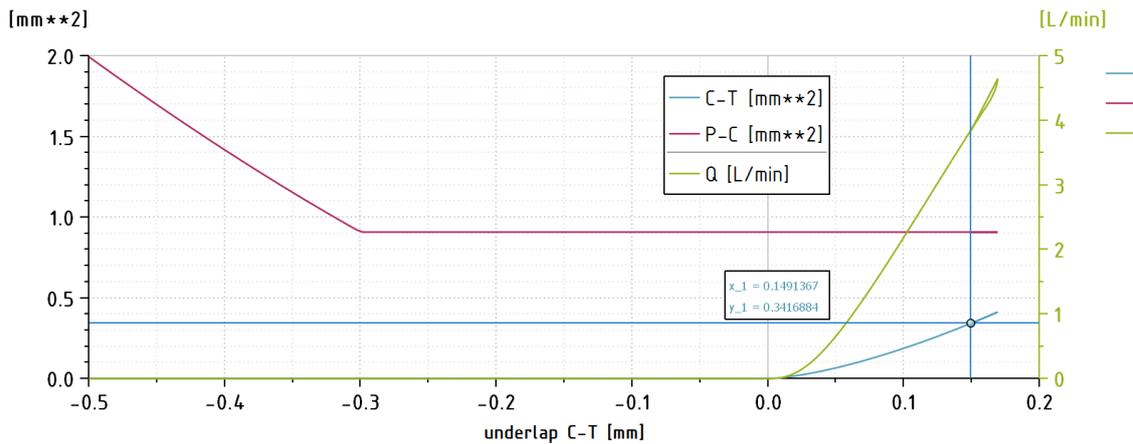
Nel grafico di figura 6.7b vengono invece riportati in funzione dell'apertura della luce C-T i valori delle aree di passaggio (ordinata sinistra) delle luci C-T e P-C e della portata attraverso lo spigolo pilotante C-T (ordinata destra). La sezione di passaggio P-C presenta area costante poichè, per i valori di $underlap_{CT}$ riportati, la luce P-C è di fatto chiusa dal risalto (ricoprimento positivo), ma grazie alla fresatura realizzata su di esso vi è comunque una certa area di passaggio dell'olio, funzione solo della geometria della sfasatura.

Grazie ai risultati dell'apertura C-T in funzione del tempo si è determinata la posizione di regolazione, corrispondente al valore di $underlap_{CT} = 0,15 \text{ mm}$. Per tale posizione del cassetto sono state determinate le grandezze sulle ascisse: per realizzare un paragone veritiero tra controlli differenti è necessario che le aree di passaggio siano confrontabili, come anche la portata.

E' stato realizzato successivamente anche un semplice modello *Amesim* (con struttura simile a quella definita e descritta nella sezione 3.3.2.2) per la definizione del guadagno in pressione $\partial p/\partial x$, qualora il confronto delle sole aree e portate portasse all'identificazione di più combinazioni di parametri adatti a realizzare il modello di simulazione di confronto. In questo modo, può essere scelto tra i modelli plausibili quello che realizza un guadagno in pressione più prossimo possibile a quello *Diplomatic*.



(a) Andamento pressioni simulazione di riferimento



(b) Aree luci P-C e C-T e portata attraverso lo spigolo pilotante C-T

Figura 6.7: Risultati simulazione controllo di riferimento a doppio stadio

Nella tabella riassuntiva 6.2 vengono riportati infine i parametri caratteristici del modello di riferimento in fase di regolazione, costituenti gli obiettivi da realizzare per la taratura delle soluzioni alternative; viene riportata anche la pressione di regolazione che agisce sull'attuatore, in modo da verificare che anche i controlli alternativi garantiscano tale pressione.

Valori di riferimento		
Pressione alla mandata della pompa	p_m^*	210,29 <i>bar</i>
Area di passaggio P-C	A_{PC}	0,908 <i>mm</i> ²
Area di passaggio C-T	A_{CT}	0,347 <i>mm</i> ²
Portata attraverso luce C-T	Q^*	3,886 <i>L/min</i>
Pressione regolata	p_x	171,15 <i>bar</i>
Guadagno in pressione	$\partial p/\partial x$	600 <i>bar/mm</i>

Tabella 6.2: Grandezze caratteristiche controllo di riferimento a doppio stadio

6.2 Sistemi alternativi di variazione della cilindrata analizzati

6.2.1 La soluzione A1

La soluzione definita A1 realizza un controllo della cilindrata per mezzo di una valvola a posizionamento continuo a tre bocche; tale struttura è utilizzata ad esempio in alcune pompe a pistoncini radiali realizzate dall'azienda *Danfoss*. Lo schema circuitale del controllo è riportato in figura 6.8.

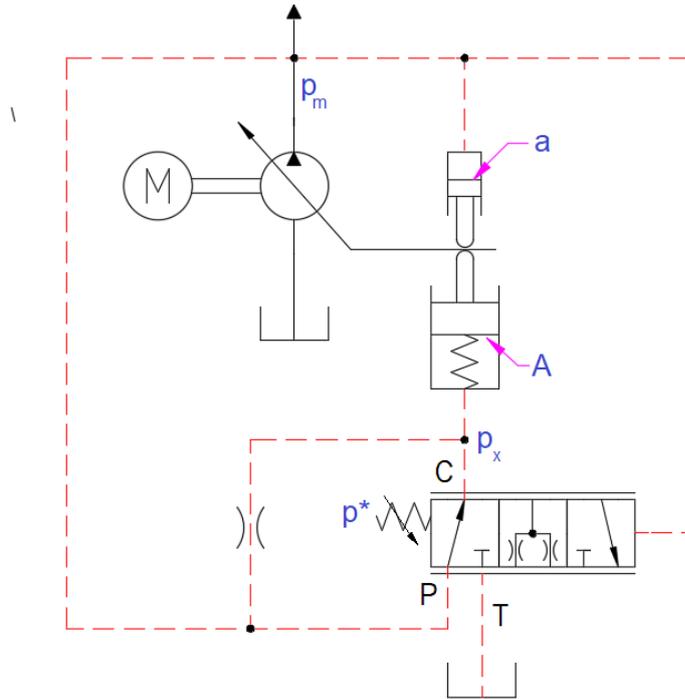


Figura 6.8: Schema funzionale soluzione A1

La logica di controllo della cilindrata in questa soluzione è la stessa della soluzione di riferimento, ma è realizzata con una componentistica più semplice, venendo eliminato il secondo stadio.

Il comando di variazione della cilindrata è lo stesso descritto nella sezione 6.1.3. La valvola a posizionamento continuo che definisce la pressione modulata p_x collega anche in questo caso, a riposo, la camera dell'attuatore di regolazione con la mandata; quando p_m raggiunge la pressione di regolazione p^* (tarabile) il cassetto si sposta verso sinistra (in riferimento alla figura) andando a parzializzare l'area di passaggio P-C; al contempo, si apre la luce C-T e in questo modo avviene la modulazione della pressione p_x . Essendo necessariamente inferiore a p_m , il sistema di attuatori può raggiungere l'equilibrio ed è quindi possibile la riduzione della cilindrata, che nella configurazione iniziale risulta massima.

Uno strozzatore collega infine la porta P della valvola all'ambiente di pressione modulata: tale accorgimento viene realizzato per garantire stabilità al sistema limitando i guadagni in pressione e portata.

Per rendere più semplice la realizzazione del layout del modello di simulazione della valvola di controllo è stato inizialmente costruito un modello in CAD 3D della stessa utilizzando come base la struttura del limitatore assoluto *Rexroth*. In figura 6.9 è proposta una vista isometrica sezionata del componente realizzato: tutta la componentistica sfruttata è stata riportata tale e quale, o solo limitatamente modificata, rispetto a quella utilizzata per il controllo *Rexroth*. Al cassetto (1) sono state modificate le distanze tra i risalti e la lunghezza del foro interno poiché per semplicità costruttiva sono state invertite le bocche P e T: il foro radiale del cassetto con questo nuovo layout si trova presso la nuova bocca P e permette il passaggio dell'informazione di pressione presso l'ambiente in battuta con il tappo di tenuta (2).

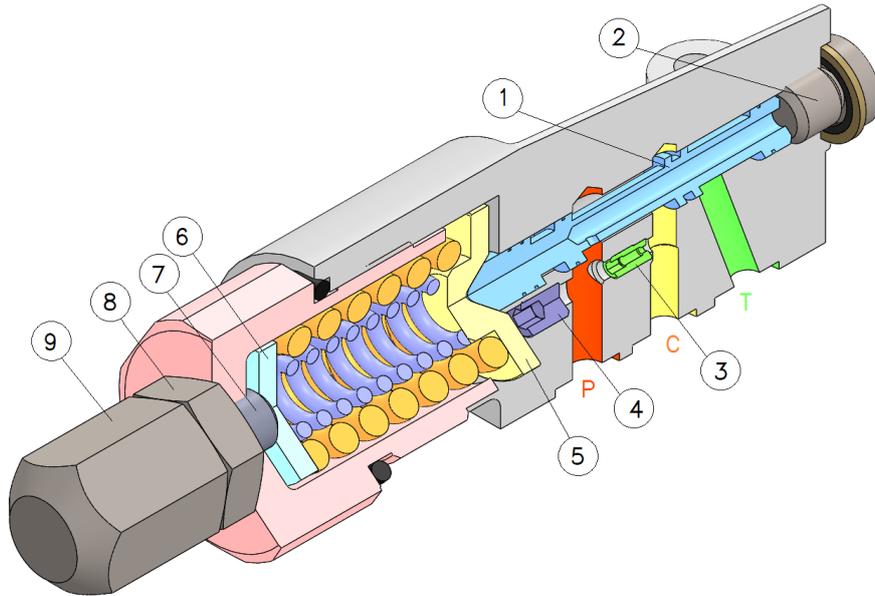


Figura 6.9: Vista isometrica sezionata del rendering realizzato con Solidworks della soluzione A1

Reggispinta (5), molle e piastrina (6) sono le stesse del controllo *Rexroth*. Anche il gruppo di regolazione costituito da perno di regolazione (7), dado (8) e controdado (9) è stato lasciato invariato.

In sostituzione al *bleed* del controllo *Rexroth* è stato introdotto lo strozzatore (3), che permette il collegamento fisso tra la bocca P e la bocca C. Il foro realizzato per l'alloggiamento di tale strozzatore tuttavia causerebbe la pressurizzazione anche della camera delle molle, pertanto è stato realizzato il tappo (4) per isolarla; un drenaggio della camera è previsto per mezzo di un foro passante nel corpo valvola, non visibile in figura.

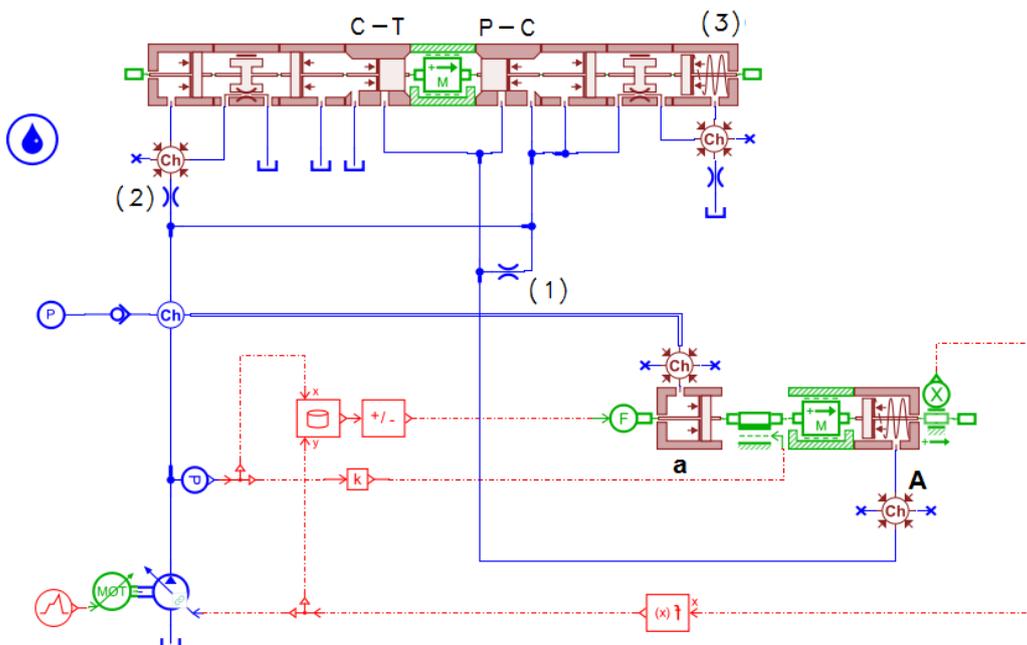


Figura 6.10: Layout modello *Amesim* soluzione A1

Basandosi sulla struttura così definita della valvola A1 si è realizzato il layout del modello *Amesim* per questo controllo, visibile in figura 6.10. La parte riguardante la pompa, il comando di variazione della cilindrata e il carico sono stati riportati invariati dal modello *Amesim* del circuito di riferimento descritto nella sezione 6.1.1. Nei componenti che definiscono gli spigoli pilotanti

(P-C e C-T) sono stati inseriti i parametri geometrici caratteristici del controllo *Rexroth*, quindi stessi ricoprimenti (solo invertiti di segno, perchè in questo caso il collegamento inizialmente aperto è il P-C), corsa utile del cassetto (si è utilizzato il sottomodulo semplice BAO042, che non prevede raggi di raccordo degli spigoli, pertanto la corsa utile risulta pari a 0,1 mm), rigidità delle molle (considerate sempre con taratura tale da garantire operatività ad entrambe per tutta la fase di compressione), e anche stesso diametro dei fori. Per la taratura del modello si è agito su alcuni parametri caratteristici di elementi qui di seguito elencati.

- Elemento (1): simula lo strozzatore (componente (3) in figura 6.9) che garantisce il collegamento fisso tra P e C. Il suo diametro determina parte dell'area di passaggio tra le due bocche, nonché la sua totalità quando il risalito del cassetto chiude la luce P-C: affinché le aree di passaggio in fase di regolazione siano concordi a quelle del controllo di riferimento, si è agito sul diametro d di questo elemento. Per realizzare portate confrontabili si sono anche modificati i parametri di flusso $C_{e,max}$ e λ_c .
- Elemento (2): rappresenta il foro radiale del cassetto (visibile in figura 6.9 che garantisce alla pressione in ingresso di raggiungere l'ambiente presso la faccia del tappo di tenuta, realizzando così la spinta in opposizione alla forza esercitata dalle molle. Tale elemento non influenza i risultati delle prove stazionarie utili invece per la taratura degli altri elementi, tuttavia è stato necessario dimensionarlo in previsione dell'utilizzo del modello *A1* sul modello complessivo di pompa, che eseguirà un'analisi dinamica. Per la definizione del suo diametro sono state quindi fatte alcune considerazioni che verranno descritte nella sezione 6.3.
- Elemento (3): la taratura delle molle coassiali è quella che definisce la pressione di regolazione. E' stata imposta la rigidità K degli elementi del controllo *Rexroth* considerandoli entrambi operativi, definita quindi da $K = K_{ext} + K_{int} = 42,8 + 130,8 = 173,6 \text{ N/mm}$. Il parametro modificato è stato il precarico delle molle F_o , in modo da realizzare sulla linea di mandata una pressione p^* quanto più prossima possibile a quella del controllo a doppio stadio.
- Elementi che definiscono gli spigoli pilotanti P-C e C-T: in questi sono stati modificati i parametri $C_{e,max}$ e λ_c in modo da ottenere portate confrontabili a quelle dello stadio principale del controllo di riferimento.

6.2.2 La soluzione A2

La soluzione definita *A2* realizza un controllo della cilindrata per mezzo di una valvola a posizionamento continuo a tre bocche; tale struttura è utilizzata ad esempio in alcune pompe a pistoni assiali realizzate dall'azienda *Casappa* e *Rexroth* (vedere capitolo 2). Lo schema circuitale del controllo è riportato in figura 6.11.

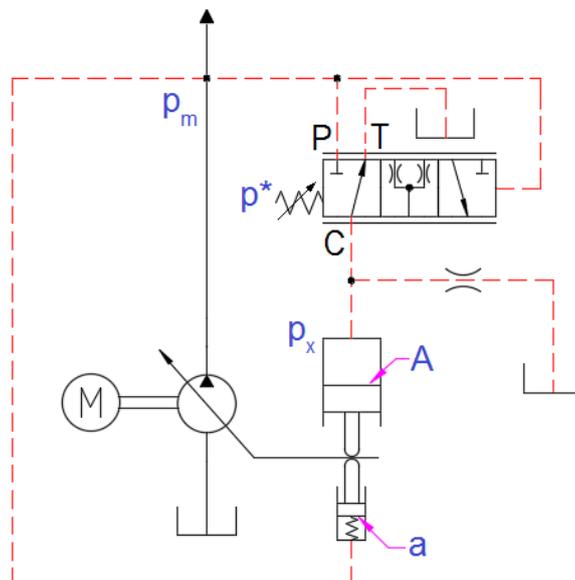


Figura 6.11: Schema funzionale soluzione A2

La struttura del comando di variazione della cilindrata è diversa da quella del sistema di riferimento: in questa soluzione sono l'attuatore di contrasto con area di influenza a e la molla a garantire la cilindrata massima opponendosi all'azione dell'attuatore di regolazione. Quest'ultimo è pressurizzato alla pressione p_x , modulata dalla valvola a posizionamento continuo, che a riposo corrisponde alla pressione di serbatoio. La soluzione *A2* pertanto realizza la variazione della cilindrata con una logica opposta a quella del circuito di riferimento: la bocca C è normalmente a pressione del carter e cresce solo in fase di regolazione del limitatore assoluto, mentre nella soluzione *A1* e di riferimento la pressione in C è pari alla pressione di mandata fintanto che il limitatore non inizia a regolare.

Con questa configurazione, la cilindrata si mantiene massima, come detto, grazie all'attuatore di contrasto e alla molla fino a una pressione di mandata p_m pari alla pressione di regolazione della valvola a posizionamento continuo p^* (tarabile): al raggiungimento di $p_m = p^*$ la valvola inizia a regolare riducendo l'area di passaggio della luce C-T e aprendo invece la luce P-C: in questo modo la pressione presso l'attuatore di regolazione aumenta, fino al raggiungimento dell'equilibrio del comando:

$$p_x \cdot A = a \cdot p_m + F_o \quad (6.4)$$

momento da cui inizia la parzializzazione della cilindrata.

Uno strozzatore infine mette in comunicazione fissa la bocca C con l'ambiente del carter, T: grazie a questo accorgimento è possibile migliorare la stabilità del sistema poichè vengono limitati i guadagni in pressione e portata.

Come per la soluzione *A2* è stato realizzato un modello CAD 3D della valvola a posizionamento continuo partendo dalla base strutturale del controllo *Rexroth*, di cui una vista in sezione è riportata nella figura 6.12, per facilitare la modellazione in ambiente *Amesim* del layout del controllo. Il cassetto (1) garantisce nella condizione di riposo un certo ricoprimento della luce P-C (pari a quello *Rexroth*, di 1,81 mm) e l'apertura del collegamento C-T; il foro radiale permette all'informazione di pressione di raggiungere la camera all'estremità sinistra (in riferimento alla figura 6.12) del cassetto. Lo strozzatore (2) garantisce invece il collegamento fisso tra ambiente a pressione modulata e T. Il foro realizzato per alloggiarlo (3) viene sfruttato anche come canale per permettere il collegamento a T della camera delle molle. Tutti gli elementi posti all'estremità destra del cassetto (reggispinta, molle, piastrina, gruppo di regolazione) non hanno subito modifiche nè geometriche nè delle loro caratteristiche (ad es. rigidità molle) rispetto al controllo originale *Rexroth*.

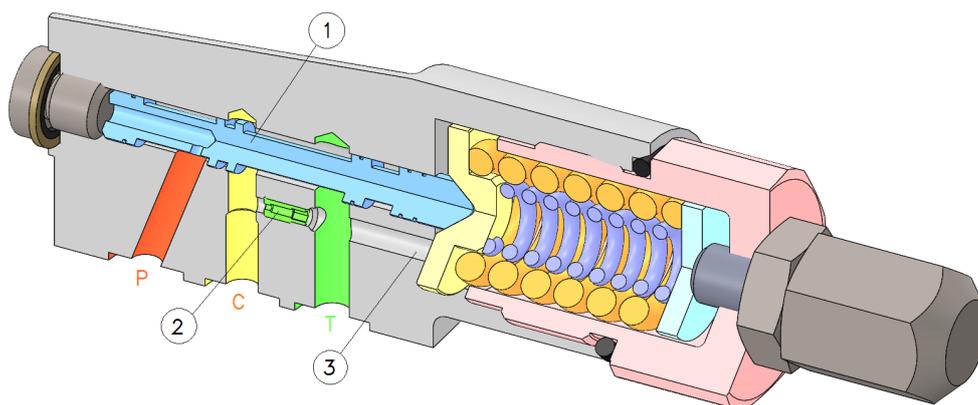


Figura 6.12: Vista isometrica sezionata del rendering realizzato con Solidworks della soluzione *A2*

Prendendo come base di riferimento la struttura della valvola riportata in figura 6.12 è stato assemblato il modello di simulazione *Amesim* della soluzione *A2*: il modello di pompa, il fluido e il carico sono stati riportati dal modello a doppio stadio, mentre il comando di variazione della cilindrata è stato modificato, come visibile in figura 6.13. Per questa soluzione infatti è necessario che la molla lavori concordemente all'attuatore di contrasto (3), di sezione a' da definire, mentre la pressione modulata deve agire sull'attuatore di regolazione (4) di sezione A' .

Poichè è stato modificato il solo comando di variazione della cilindrata ma non la struttura della pompa, si considera che le forze interne rimangano invariate (dovute solo allo sbilanciamento dello

statore): pertanto, in questa soluzione le F_{int} contribuiscono alla tendenza di riduzione della cilindrata insieme all'attuatore di regolazione (a cui infatti è collegato l'elemento (5) che trasforma i segnali in ingresso in forze in output).

La valvola a posizionamento continuo della soluzione *A2* è invece riportata nella parte in alto della figura 6.13, in cui vengono evidenziati gli elementi che costituiscono gli spigoli pilotanti P-C e C-T. Come per la soluzione *A1*, i parametri geometrici degli elementi coinvolti vengono riportati dal controllo *Rexroth*; solo alcuni parametri degli elementi P-C, C-T, (1) e (2) sono stati modificati per la taratura del modello, secondo le logiche descritte nella sezione 6.2.1.

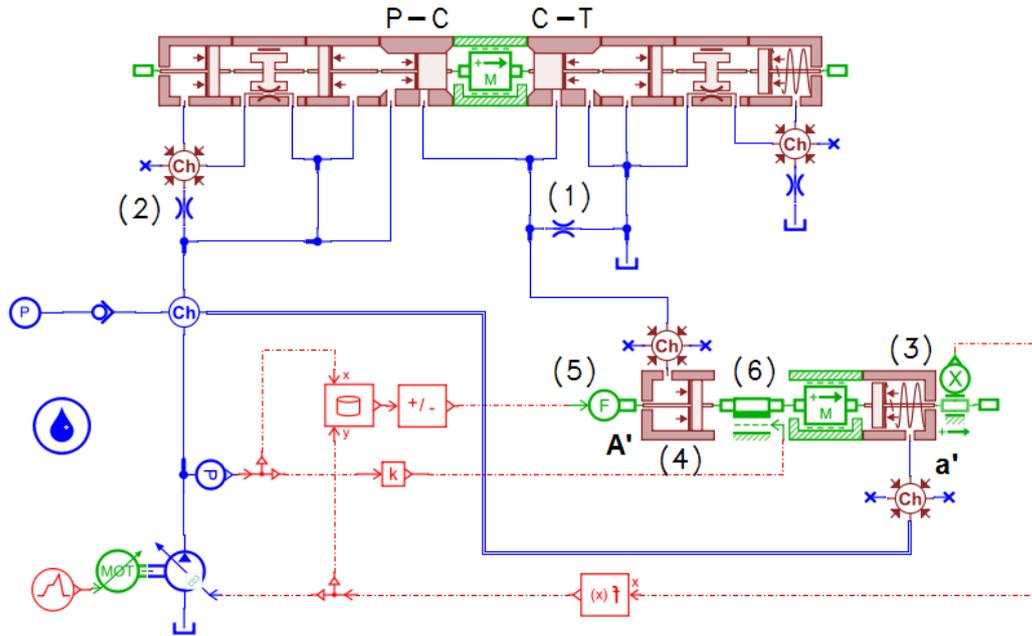


Figura 6.13: Layout modello *Amesim* soluzione *A2*

Per realizzare un controllo della cilindrata con la logica *A2* confrontabile con la soluzione di riferimento e *A1* è stato necessario eseguire una fase di taratura aggiuntiva rispetto all'unica necessaria per il controllo *A1* (accorgimenti sui soli parametri della valvola a posizionamento continuo e degli strozzatori). E' stato necessario per prima cosa infatti definire la geometria del nuovo comando di variazione della cilindrata, considerando che per la realizzazione di sistemi paragonabili fossero necessarie le stesse condizioni limite di funzionamento.

La definizione dei parametri caratteristici della soluzione *A1* verrà svolta nella sezione 6.4.

6.3 Realizzazione modello confrontabile per soluzione *A1*

Come anticipato nella sezione 6.1.4, per la realizzazione di un modello confrontabile è necessario definire alcuni parametri che andranno a caratterizzare la soluzione *A1* in modo tale da garantire condizioni operative simili. Per questa alternativa, gli attuatori rimangono invariati e si agisce solo sulla valvola.

Per prima cosa sono state analizzate le aree di passaggio delle luci C-T (A_{CT}) e P-C (A_{PC}); quest'ultima come osservabile dal grafico in figura 6.7b si stabilizza presso un valore fisso corrispondente all'area dello strozzatore funzionale costituito dalla spianatura sul risalto del cassetto. L'analogo funzionale di questa spianatura nella soluzione *A1* è lo strozzatore (1) di figura 6.10. Dall'entità della luce P-C nella condizione di lavoro stazionaria del controllo di riferimento si è quindi determinato il diametro corrispondente a tale area

$$d_{st} = \sqrt{\frac{4A_{PC}}{\pi}} = 1,075 \text{ mm}$$

Sono quindi stati presi in considerazione, per la taratura del modello, due diametri prossimi a tale misura: $d_{st,1} = 1,0 \text{ mm}$ e $d_{st,2} = 1,1 \text{ mm}$, corrispondenti a diametri realizzabili industrialmente.

A seguito della definizione di tali parametri, sono state lanciate diverse simulazioni per entrambi i valori di d_{st} in modo da ottenere il precarico da impostare alle molle per garantire una pressione di regolazione p^* prossima alla p_m^* del controllo di riferimento. Il precarico F_o da imporre è pressoché uguale tra le due soluzioni in quanto i diametri differenti determinano posizioni di regolazione diverse, a cui corrispondono diverse compressioni della molla, tuttavia di così minima entità da essere poco apprezzabili. Definiti i valori del precarico, un'ulteriore simulazione è stata svolta per entrambi i casi: si sono quindi determinate le posizioni di regolazione del cassetto, le aree C-T e P-C (considerando in quest'ultima non solo l'area della luce generata dallo spigolo pilotante, ma anche quella dello strozzatore), la portata attraverso C-T, la pressione di regolazione e modulata. Un riassunto dei risultati ottenuti per i due diversi diametri è riportato nella tabella 6.3, da confrontare con i dati della tabella 6.2.

		$d_{st,1} = 1,0 \text{ mm}$	$d_{st,2} = 1,1 \text{ mm}$
Precarico molle	F_o	466 N	462 N
Underlap C-T in regolazione	u_{CT}	0,172 mm	0,195 mm
Pressione di regolazione	p^*	210,24 bar	210,44 bar
Area di passaggio P-C	A_{PC}	0,785 mm ²	0,95 mm ²
Area di passaggio C-T	A_{CT}	0,376 mm ²	0,456 mm ²
Portata attraverso luce C-T	Q^*	3,19 L/min	3,86 L/min
Pressione regolata	p_x	171,34 bar	171,44 bar

Tabella 6.3: Primi risultati in regolazione per la soluzione A1

Da questi primi risultati il diametro dello strozzatore che più approssima le condizioni di lavoro della valvola a doppio stadio sembrerebbe 1,1 mm; d'altro canto, l'area C-T più prossima alla soluzione di riferimento risulta per il diametro da 1,0 mm. Tuttavia questi valori sono ottenuti con valori di coefficiente di efflusso massimo $C_{e,max}$ e *flow number* critico λ_c standard per gli spigoli pilotanti ($C_{e,max} = 0,7, \lambda_c = 100$) e per lo strozzatore ($C_{e,max} = 0,7, \lambda_c = 1000$). Modificandoli, si ottengono posizioni di regolazione differenti che determinano la variazione dell'area C-T nonché della portata: eseguendo diverse simulazioni per realizzare l'opportuna combinazione di questi parametri, si sono ottenuti i risultati riportati nella tabella 6.4. Si osservi che i parametri per lo strozzatore nella soluzione con $d_{st} = 1,1 \text{ mm}$ non sono stati modificati: questo perchè la portata di primo tentativo ottenuta in tale alternativa risultava già prossima ai valori di riferimento. Essa di fatto è la portata che attraversa lo strozzatore, essendo in fase di regolazione la luce P-C chiusa, pertanto non è stata necessaria alcuna modifica.

		$d_{st,1} = 1,0 \text{ mm}$	$d_{st,2} = 1,1 \text{ mm}$
Parametri $C_{e,max}$ e λ_c assunti			
Coefficiente efflusso massimo spigoli pilotanti	$(C_{e,max})_{sp}$	0,9	0,9
<i>Flow number</i> critico spigoli pilotanti	$(\lambda_c)_{sp}$	100	100
Coefficiente efflusso massimo strozzatore	$(C_{e,max})_{st}$	0,85	0,7
<i>Flow number</i> critico strozzatore	$(\lambda_c)_{st}$	1000	1000
Risultati con parametri modificati			
Prekarico molle	F_o	466 N	466 N
Underlap C-T in regolazione	u_{CT}	0,165 mm	0,165 mm
Pressione alla mandata della pompa	p_m^*	210,14 bar	210,12 bar
Area di passaggio C-T	A_{CT}	0,356 mm ²	0,355 mm ²
Portata attraverso luce C-T	Q^*	3,88 L/min	3,86 L/min
Pressione regolata	p_x	171,16 bar	171,14 bar

Tabella 6.4: Risultati in fase di regolazione soluzione *A1* successivi alle modifiche

Le due soluzioni in termini di diametro dello strozzatore possono considerarsi pressochè equivalenti con le modifiche eseguite. La soluzione con $d_{st} = 1,1 \text{ mm}$ presenta un'area di passaggio leggermente più vicina a quella di riferimento tuttavia garantisce una portata attraverso la valvola di poco inferiore a quella ottenuta con la soluzione a $d_{st} = 1,0 \text{ mm}$. Si è pertanto deciso di andare ad analizzare i guadagni in pressione delle due soluzioni e scegliere quella che più si avvicina al comportamento del controllo a doppio stadio (tabella 6.5). Di nuovo, i risultati hanno evidenziato un'equivalenza tra le soluzioni. Si è quindi deciso di scegliere come geometria finale la soluzione $d_{st} = 1,1 \text{ mm}$: tale diametro infatti definisce un'area P-C più vicina a quella di riferimento.

		$d_{st,1} = 1,0 \text{ mm}$	$d_{st,2} = 1,1 \text{ mm}$
Pressione regolata	p_x	171,16 bar	171,17 bar
Guadagno in pressione	$\partial p_x / \partial x$	574,3 bar/mm	576,2 bar/mm

Tabella 6.5: Guadagni in pressione presso la posizione di regolazione

Per quanto riguarda invece il dimensionamento dello strozzatore dinamico (identificato dal diametro $d_{st,dyn}$), si è considerato che nel controllo di riferimento esso garantisce all'informazione di pressione di raggiungere la superficie attiva del cassetto attraverso un foro di diametro $d = 0,8 \text{ mm}$ e lunghezza $l = 2,46 \text{ mm}$. Nel modello a doppio stadio, lo strozzatore è realizzato per mezzo di un componente della libreria *hydraulic component design* che simula il comportamento tipico degli *strozzatori corti*; il sottomodello garantisce la determinazione del coefficiente di efflusso interpolando valori tabulati ottenuti sperimentalmente in funzione del rapporto l/d .

In prima istanza, per permettere il paragone tra i controlli, lo strozzatore dinamico della soluzione *A1* è stato simulato con un modello di strozzatore semplice (della libreria *hydraulic*) con parametri di default (per quanto riguarda i valori di $C_{e,max}$ e λ_c) e diametro $0,7 \text{ mm}$. Quest'ultima assunzione può essere motivata per una serie di ragioni. Inizialmente si è considerato il fatto che si volesse mantenere per quanto possibile la caduta di pressione presso lo strozzatore dinamico e lo smorzamento del controllo invariati.

Il cassetto della soluzione *A1* ha diametro 7 mm mentre quello dello stadio principale del controllo di riferimento 8 mm . A parità di velocità del cassetto, quest'ultimo controllo causa il coinvolgimento di un volume maggiore di fluido, che si traduce in un certo Δp sullo strozzatore. La minor area di influenza del cassetto della soluzione *A1* fa sì che meno fluido sia coinvolto e mantenendo lo stesso diametro dello strozzatore si avrebbe una caduta di pressione presso di esso inferiore. Da questa considerazione la necessità di ridurre il diametro $d_{st,dyn}$ nella soluzione *A1*.

Per garantire uno smorzamento confrontabile tra le due soluzioni inoltre è stata presa in esame la

formulazione (3.13) che definisce la dinamica del cassetto, qui di seguito riproposta:

$$m\ddot{x} + \frac{S^2}{G} \cdot \dot{x} + k_m x = pS - F_o - p_x S$$

Per il significato dei simboli utilizzati si riporta alla sezione 3.3.4.2.

Il coefficiente di \dot{x} definisce lo smorzamento del cassetto, e risulta proporzionale al rapporto tra S^2 (superficie del cassetto) e G (termine moltiplicativo del Δp della portata di Poiseuille): S è proporzionale al quadrato del diametro della sezione cui fa riferimento, mentre G alla sua quarta potenza, pertanto lo smorzamento del sistema è proporzionale al rapporto

$$\propto \left(\frac{d_c}{d_{st,dyn}} \right)^4 \quad (6.5)$$

dove d_c è il diametro del cassetto e $d_{st,dyn}$ è il diametro dello strozzatore dinamico, e nel caso in cui si consideri il moto del fluido negli strozzatori laminare (affinchè sia valida la legge di Poiseuille). Essendo $d_c/d_{st,dyn} \approx 10$ nel controllo *Diplomatic*, per mantenere lo stesso rapporto nella soluzione *A1* si è imposto $d_{st,dyn} = 0,7 \text{ mm}$.

E' necessario però evidenziare che tale valore è stato determinato con una serie di approssimazioni, di seguito elencate, e che quindi è da considerarsi come valore di prima approssimazione su cui potranno essere necessarie delle modifiche.

- Il termine moltiplicativo di \dot{x} come da equazione è valido per il controllo a singolo stadio (descritto nella sezione 3.3.4.2), ovvero più semplice rispetto a quello di riferimento: l'equazione che definisce l'equilibrio dinamico di quest'ultimo pertanto avrà un coefficiente di \dot{x} sicuramente più complesso di quello proposto.
- Si è ipotizzato un flusso laminare nello strozzatore: nelle prime simulazioni svolte tuttavia si sono osservati valori di *flow number* dell'ordine delle migliaia, che portano a rivedere l'effettiva veridicità di tale ipotesi.

Nella tabella riassuntiva 6.6 sono riportati i principali parametri utilizzati nel modello della soluzione *A1*.

Prearico molle	F_o	466 <i>N</i>
Diametro strozzatore connessione fissa P-C	d_{st}	1,1 <i>mm</i>
Diametro strozzatore dinamico	$d_{st,dyn}$	0,7 <i>mm</i>
Coefficiente di efflusso massimo spigoli pilotanti	$C_{e,max}$	0,9
<i>Flow number</i> critico spigoli pilotanti	λ_c	100

Tabella 6.6: Parametri caratteristici finali controllo *A1*

6.4 Realizzazione modello confrontabile per soluzione *A2*

6.4.1 Modifiche al comando di variazione della cilindrata

Come anticipato nella sezione 6.2.2, per rendere paragonabile la soluzione *A2* alla *A1* e di riferimento è necessario inizialmente modificare la geometria del comando di variazione della cilindrata. Le modifiche da apportare devono garantire stesse condizioni limite di funzionamento, definibili dal comportamento a cilindrata massima e pressione di regolazione p_m^* e comportamento a cilindrata minima sempre alla pressione di regolazione. Per eseguire i cambiamenti di geometria si sono sfruttati due parametri adimensionali, denominati z e Π : il primo definisce la condizione a cilindrata massima, il secondo a cilindrata minima. Nelle sezioni seguenti verranno definiti e determinati, quindi verranno calcolate le aree del nuovo comando di variazione della cilindrata A' e a' .

6.4.1.1 Il parametro z

Il parametro z , determinato a cilindrata massima, definisce il rapporto tra la forza netta generata dagli attuatori che tende a mantenere la cilindrata al massimo quando la valvola di controllo non regola e le forze interne, che invece tendono a ridurla. La sua espressione risulta essere

$$z = \frac{F_c}{F_i} \quad (6.6)$$

dove:

- F_c è la forza risultante che si oppone alla riduzione della cilindrata, quando quest'ultima è ancora massima ma è stata raggiunta la pressione di regolazione p_m^* ;
- F_i è la forza interna, che tende a ridurre la cilindrata, nelle condizioni di cilindrata massima ($\alpha = 1$) e pressione di mandata pari a p_m^* .

Affinchè sia garantito il mantenimento della cilindrata massima quando la valvola non regola, è necessario che z sia maggiore di 1 con un certo margine di sicurezza.

Realizzando lo stesso z sia per il comando di variazione della cilindrata delle soluzioni di riferimento e $A1$ che per quello della soluzione $A2$, di fatto si impone un equilibrio tra le forze di pressione – e della molla – in rapporto alle forze interne, che invece non subiscono modifiche in quanto funzione della struttura della pompa, della stessa entità: tale rapporto definisce il comportamento del sistema a cilindrata massima, pertanto z viene determinato come parametro per la condizione limite a cilindrata massima e $p_m = p_m^*$.

Per il calcolo di z , si definisce come pressione della linea di mandata il valore determinato dalla simulazione statica del controllo di riferimento, pari a 210,29 bar, e per maggior chiarezza in figura 6.14 vengono riportate le forze in gioco per la sua definizione.

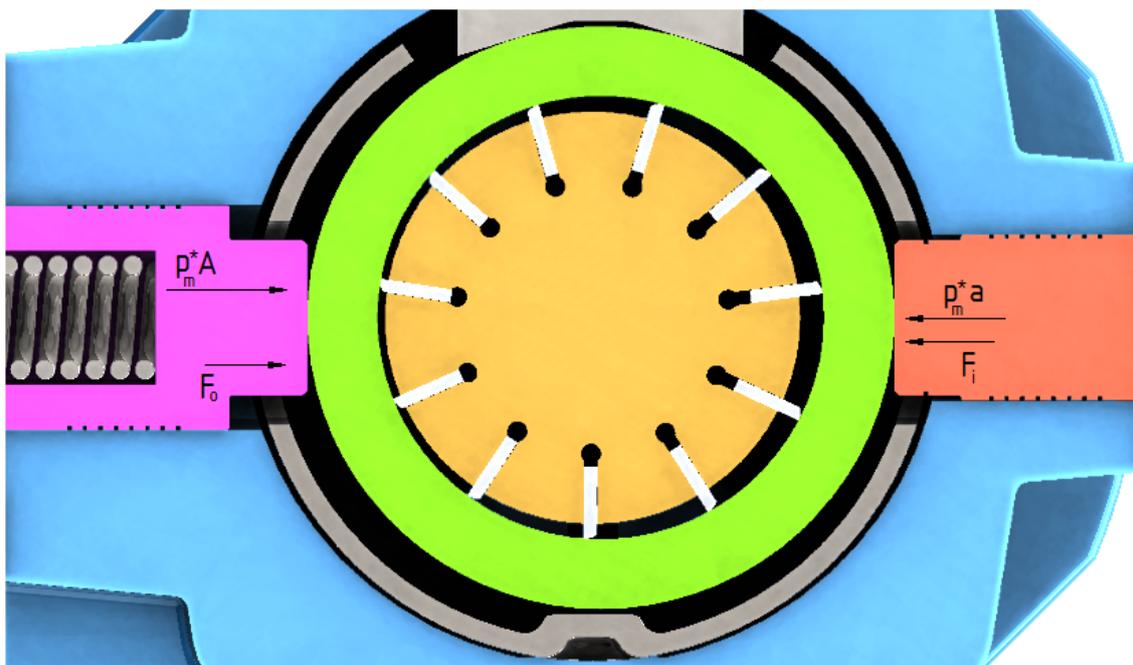


Figura 6.14: Forze in gioco a cilindrata massima

Alla pressione p_m^* e a cilindrata massima si ha:

- il solo precarico della molla F_o , che risulta ancora alla sua lunghezza libera e pertanto non vi è contribuito da parte della compressione;
- la pressione p_m^* che agisce su entrambe le superfici attive degli attuatori, A per quello di regolazione e a per quello di contrasto;

Da tali considerazioni si può definire che le forze di contrasto in questa configurazione limite siano pari a:

$$F_c = p_m^* \cdot A + F_o - p_m^* \cdot a \quad (6.7)$$

Per quanto riguarda la forza interna F_i , i suoi valori sono noti a cilindrata massima ($\alpha = 1$) per 11 diversi livelli di pressione tra 0 e 250 bar, come riportato nella sezione 6.1.3. Per determinare il suo valore alla pressione p_m^* , l'andamento di F_i ad $\alpha = 1$ è stato approssimato con un polinomio di terzo grado dalla cui espressione si è potuta determinare, alla pressione desiderata, l'effettiva entità della forza interna.

Nella tabella 6.7 si riportano i valori ottenuti di F_c e F_i e il valore del parametro z per il controllo doppio stadio e $A1$.

Forza di contrasto	F_c	16152,4 N
Forza interna	F_i	8325,4 N
Parametro condizione limite a V_{max}	z	1,94

Tabella 6.7: Parametro z

6.4.1.2 Il parametro Π

Il parametro Π , determinato a cilindrata minima, costituisce il rapporto tra la pressione p_x modulata (che agisce sull'attuatore di regolazione), che sarà la minima raggiunta (in quanto si è appunto a cilindrata minima), e la pressione di mandata, anche in questo caso fissata al valore del limitatore assoluto di pressione p_m^* . L'espressione di Π è pertanto:

$$\Pi = \frac{p_{x,min}}{p_m^*} \quad \text{con } 0 < \Pi < 1 \quad (6.8)$$

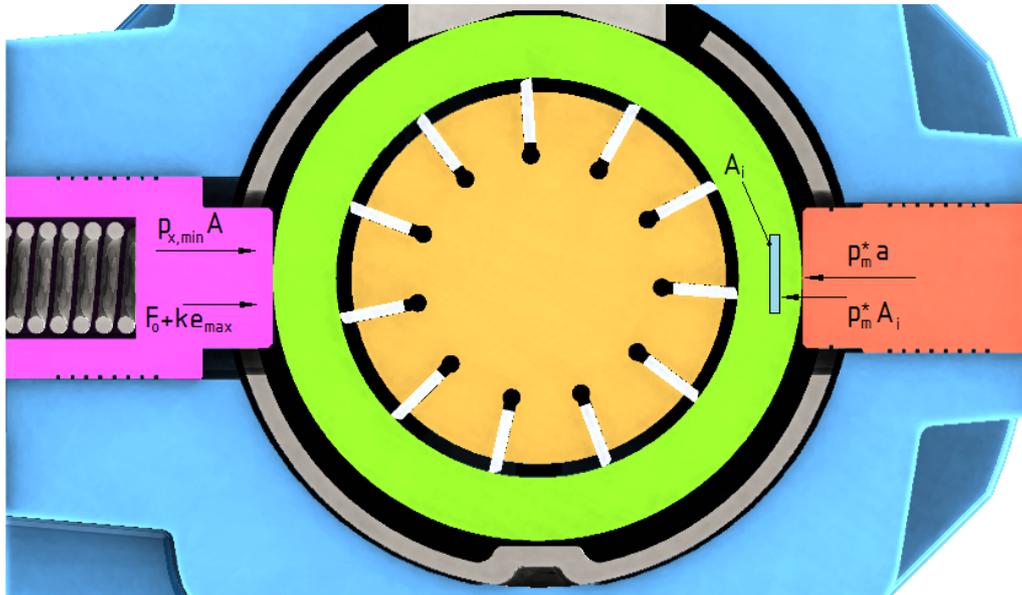


Figura 6.15: Forze in gioco a cilindrata minima

La pressione $p_{x,min}$ è stata determinata analiticamente dall'equilibrio dello statore, di cui è riportata una rappresentazione con le forze in gioco in figura 6.15; la forza che si oppone alla riduzione della cilindrata è

$$F_c = p_{x,min} \cdot A + F_o + k_m \cdot e_{max} \quad (6.9)$$

Si hanno tre contributi: la forza esercitata dalla pressione $p_{x,min}$ sull'attuatore di regolazione, la forza del precarico della molla F_o e la compressione di quest'ultima $k_m \cdot e_{max}$, dove e_{max} è l'eccentricità massima dello statore (spostamento a cui corrisponde la cilindrata minima) e k_m è la rigidità della molla.

La forza che tende a mantenere la cilindrata minima è invece:

$$F_{c,min} = p_m^* \cdot a + F_i \quad (6.10)$$

Le forze interne non sono state definite per la cilindrata minima ($\alpha = 0$): per determinarne il valore si è considerato che esse possano essere viste come risultato della pressione di mandata applicata ad un'area immaginaria A_i , cioè pari a:

$$|F_i| = p_m \cdot A_i \quad (6.11)$$

Partendo da questa assunzione, per ogni valore di parzializzazione della cilindrata α di cui sono riportati i valori di F_i si è eseguita una linearizzazione dell'andamento delle forze interne, come riportato in figura 6.16: il coefficiente angolare cambiato di segno delle rette ottenute corrisponde all'area immaginaria A_i . I valori ottenuti di A_i in funzione di α sono quindi stati approssimati con una curva di terzo grado che ha permesso la determinazione di $(A_i)_{\alpha=0}$; le entità di A_i determinate sono riportate nella tabella 6.8.

Parzializzazione della cilindrata α	Area immaginaria A_i [mm^2]
1,0	418,31
0,75	448,4
0,5	472,29
0,25	490,14
Polinomio approssimazione andamento	
$A_i = -1,71\alpha^3 - 45,76\alpha^2 + 502,11$	
0,0	502,11

Tabella 6.8: Determinazione area immaginaria per $\alpha = 0$

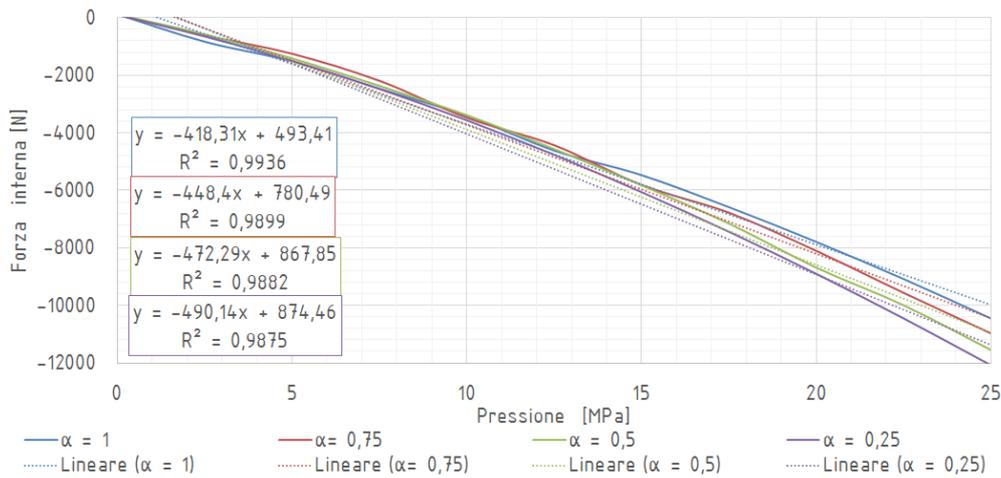


Figura 6.16: Linearizzazione delle forze interne F_i

Con il valore di $(A_i)_{\alpha=0}$ si sono quindi potute determinare le forze interne a cilindrata minima con la formula (6.11).

L'equilibrio dello statore è quindi definito da:

$$p_{x,min} \cdot A + F_o + k_m \cdot e_{max} = p_m^* \cdot (a + (A_i)_{\alpha=0}) \quad (6.12)$$

isolando l'unica incognita $p_{x,min}$ è stato possibile determinarne il valore, pari a 176,15 bar, grazie al quale si è calcolato il parametro Π :

$$\Pi = \frac{p_{x,min}}{p_m^*} = 0,838 \quad (6.13)$$

Ciò significa che quando la p_x è scesa all'83% di p_m la cilindrata è nulla. Affinchè il comportamento del controllo della soluzione A2 sia confrontabile con quello di riferimento, è necessario che la geometria degli attuatori determini l'ottenimento di un parametro Π^* complementare a quello qui calcolato:

$$\Pi^* = 1 - \Pi = 0,162 \quad (6.14)$$

Infatti, la soluzione A2 presenta una logica opposta a quella del comando di riferimento: dove in quest'ultimo viene raggiunta la pressione $p_{x,min}$ per mantenere la cilindrata minima, per lo stesso obiettivo nella soluzione A2 viene raggiunta la pressione modulata massima, $p_{x,max}$. Realizzando un comando per A2 caratterizzato dal valore del parametro Π^* , si determina una relazione tra pressioni limite modulate e pressione massima p_m^* concorde per i differenti controlli, in questo modo la valvola nei diversi controlli lavora con le stesse aree di passaggio.

6.4.1.3 Determinazione delle aree di influenza degli attuatori

Determinati i valori di z e Π^* che devono caratterizzare il nuovo comando di variazione della cilindrata, si sono definiti i nuovi equilibri del sistema sia a cilindrata minima che a cilindrata massima - con pressione sulla linea di mandata pari a p_m^* - da cui si sono potute determinare le aree e quindi i diametri dei nuovi attuatori. Si sottolinea, rimandando allo schema funzionale del comando riportato in figura 6.11, che in questa soluzione la cilindrata massima è mantenuta tale dall'attuatore di contrasto coadiuvato da una molla (che mantiene la cilindrata massima a riposo), mentre la riduzione della cilindrata è realizzata dall'azione dell'attuatore di regolazione insieme al contributo delle forze interne.

Nel caso della soluzione A2 per $p_m = p_m^*$ e cilindrata massima la pressione p_x è ancora quella di serbatoio, per cui non ha contribuito all'equilibrio (figura 6.17). Il parametro z , esprimibile di nuovo come il rapporto tra le forze applicate dall'esterno che cercano di mantenere la cilindrata massima e quelle interne, che tendono invece a ridurla, può essere espresso come:

$$z = \frac{p_m^* \cdot a' + F_o}{F_i} \quad (6.15)$$

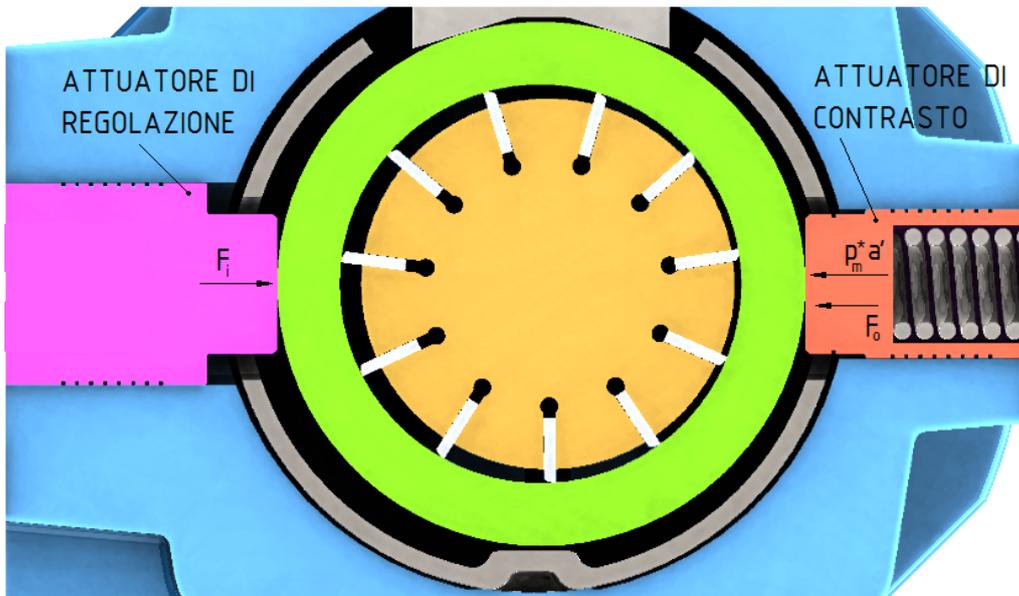


Figura 6.17: Equilibrio dello statore a cilindrata massima per la soluzione A2

Sostituendo nell'equazione (6.15) con i valori già noti di F_o , F_i a cilindrata massima, p_m^* e imponendo lo stesso z , pari a 1,94, si ottiene la nuova area a' tale per cui z rimanga invariato.

A cilindrata minima e pressione di mandata p_m^* la pressione p_x per la soluzione A2 è massima

e pari a $p_{x,max}$. Il parametro Π^* si esprime con il rapporto tra questa pressione e quella di mandata, cioè:

$$\Pi^* = \frac{p_{x,max}}{p_m^*} \quad (6.16)$$

Da questa relazione si definisce l'entità di $p_{x,max}$ quindi si può definire l'area A' affinché il campo di lavoro della soluzione $A2$ sia confrontabile con quello di riferimento considerando l'equilibrio dello statore, che in questo caso risulta essere

$$p_{x,max} \cdot A' + p_m^* \cdot (A_i)_{\alpha=0} = p_m^* \cdot a' + F_o + k_m \cdot e_{max} \quad (6.17)$$

a sinistra dell'uguaglianza sono riportate le forze che tendono alla riduzione della cilindrata (la pressione $p_{x,max}$ che agisce su A' e le forze interne, espresse in funzione dell'area immaginaria su cui agiscono e la pressione di mandata), mentre a destra quelle che tendono al mantenimento della cilindrata massima.

Nella tabella 6.9 vengono riportati i valori delle grandezze in gioco e le aree di influenza degli attuatori della soluzione $A2$.

Forze interne a cilindrata massima	F_i	8325,4 N
Parametro cilindrata massima	z	1,94
Area attuatore di contrasto soluzione A2	a'	753 mm²
Diametro attuatore di contrasto soluzione A2	d'	30,96 mm
Parametro cilindrata minima	Π^*	0,162
Pressione modulata massima	$p_{x,max}$	34,14 bar
Area attuatore di regolazione soluzione A2	A'	1666 mm²
Diametro attuatore di regolazione soluzione A2	D'	46,06 mm

Tabella 6.9: Risultati dimensionamento comando di variazione della cilindrata soluzione $A2$

Quindi rispetto ad $A1$ il diametro dell'attuatore di regolazione rimane invariato, mentre quello del pistone di contrasto è leggermente più piccolo.

6.4.2 Definizione dei parametri caratteristici del controllo $A2$

I parametri caratteristici del comando di variazione della cilindrata della soluzione $A2$ sono stati inseriti nel modello *Amesim* di figura 6.13, quindi si è passati alla fase successiva di taratura. Per prima cosa è stato definito il precarico da assegnare alle molle della valvola affinché si ottenesse la stessa pressione di regolazione del sistema di riferimento, quindi per la realizzazione di aree di passaggio e aree compatibili si sono inseriti gli stessi parametri utilizzati per la soluzione $A1$: diametro dello strozzatore che definisce il collegamento fisso tra C e T, diametro dello strozzatore dinamico, $C_{e,max}$ e λ_c per gli spigoli pilotanti.

A conferma del corretto dimensionamento del comando di variazione della cilindrata, i risultati in termini di aree di passaggio e portate sono simili a quelli della soluzione di riferimento, tuttavia la portata attraverso lo strozzatore è risultata leggermente inferiore a quella determinata per la soluzione $A1$ nonostante siano stati utilizzati gli stessi parametri: tale differenza è imputabile alle diverse cadute di pressione ai capi dello strozzatore che si riscontrano nelle due configurazioni. Nella determinazione di a' e A' è stata calcolata analiticamente la $p_{x,min}$ del controllo di riferimento (e quindi di $A1$), il cui valore è risultato leggermente superiore a quello ottenuto con la simulazione *Amesim*: da questo valore si è poi ottenuto Π e quindi Π^* , da cui si è determinato $p_{x,max}$ per $A2$, sottostimata rispetto ai risultati della simulazione. Le pressioni $p_{x,min}$ in $A1$ e $p_{x,max}$ in $A2$ determinano il Δp ai capi dello strozzatore, rispettivamente $\Delta p_{A1} = p_m^* - p_{x,min}$ e $\Delta p_{A2} = p_{x,max} - p_{tank}$: con la sovrastima di $p_{x,min}$ si è ridotto Δp_{A1} , cosa che si è riflessa su Π quindi su Π^* , Δp_{A2} e infine sul dimensionamento degli attuatori.

L'errore riscontrato in termini di portate è tuttavia molto piccolo ($\approx 1\%$) pertanto si considerano validi anche per la soluzione $A2$ i parametri utilizzati nella soluzione $A1$.

I risultati ottenuti in regolazione con il controllo $A1$ sono riportati nella tabella 6.10, da confrontare con i dati riportati nella tabella 6.2.

Prearico molle	F_o	463 N
Pressione di regolazione	p_m^*	210,35 bar
Area di passaggio P-C	A_{PC}	0,351 mm^2
Area di passaggio C-T	A_{CT}	0,95 mm^2
Portata	Q	3,83 L/min
Pressione modulata massima	$p_{x,max}$	38,97 bar

Tabella 6.10: Risultati in regolazione per il controllo $A2$

Capitolo 7

Confronto tra comportamenti dinamici delle diverse soluzioni

7.1 Il modello Amesim della pompa Continental PVX-20

Il modello *Amesim* complessivo della pompa a palette PVX-20 della *Continental*, realizzato dal Prof. Massimo Rundo, è riportato nella figura 7.1: molti elementi utilizzati sfruttano sottomodelli creati appositamente per definire il comportamento di determinati componenti altrimenti impossibile da realizzare con i sottomodelli di *default* forniti dal software.

Nel spiegare brevemente il funzionamento del modello, è stato suddiviso in gruppi di elementi che verranno qui di seguito elencati e descritti:

- All'avvio delle simulazioni, il modello della pompa PVX-20 inizia a calcolare le luci di mandata e aspirazione in funzione della posizione angolare, in modo da costruirsi un database di informazioni cui potrà attingere una volta avviata la rotazione della pompa. Per determinarle, il software riceve in input le informazioni circa la geometria della camera di mandata e di aspirazione sottoforma di polilinea – punti in coordinate x,y – presso le piastre di distribuzione e delle camere a volume variabile realizzate tra le palette: le curve vengono così sovrapposte per diverse posizioni angolari e per ognuna di esse viene determinata “l'area in comune” che costituisce l'effettiva luce di mandata/aspirazione. La procedura è funzione anche dell'eccentricità, infatti i blocchi che definiscono le aree di passaggio (1) ricevono in input l'informazione della posizione dello statore.
- Gli elementi del gruppo *Camere principali* definiscono le camere a volume variabile principali (tra palette e statore e rotore) mentre gli elementi del gruppo camere alla radice delle palette le camere alla base delle palette. L'elemento (2) riceve in ingresso l'informazione circa l'area che collega la camera a volume variabile (definita nell'elemento (3)) all'aspirazione, mentre l'elemento (4) fa lo stesso ma definisce il collegamento con la mandata. Le camere a volume variabile, contenute nel modello (3), avranno quindi sia a monte che a valle degli *strozzatori* che definiscono la luce di aspirazione – mandata disponibile. Viene riportata solo un'unica linea di strozzatore – camera – strozzatore, ma in realtà nei sottomodelli riportati sono racchiuse le informazioni circa tutte le 11 camere della pompa. Stesso principio viene utilizzato per la definizione dei collegamenti delle camere alla base delle palette.
- Il modello tiene conto di diverse tipologie di fughe:
 - fughe tra la testa delle palette e lo statore;
 - fughe tra la radice delle palette verso le camere principali a volume variabile, attraverso la sede realizzata per la paletta stessa nel rotore;
 - fughe attraverso la piastra di distribuzione

Esse, sia laminari che turbolente, sono modellizzate per mezzo di strozzatori a sezione fissa o variabile funzione dell'angolo di rotazione (e quindi del posizionamento della paletta rispetto alla luce di mandata/aspirazione).

- *Gruppo Ratio valve*: la ratio valve è una valvola che permette di avere, alla radice della paletta, per certe posizioni angolari, una pressione pari a 2/3 quella di mandata (rapporto

definito dalle sue aree caratteristiche di influenza), in modo da ridurre la forza direzionata verso lo statore cui è soggetta la paletta. Esse infatti alla fine della mandata sono soggette in testa a basse pressioni, mentre alla radice ancora alla pressione di mandata: con l'inserimento della *ratio valve* e una luce cieca intermedia tra mandata e aspirazione, l'equilibrio della paletta è definito da un Δp ai suoi capi – pressione modulata dalla *ratio valve* alla radice e pressione di aspirazione in testa – notevolmente ridotto, che quindi riduce anche la forza di contatto tra statore e paletta.

- *Gruppo Statore e attuatori*: il gruppo di elementi definisce la posizione dello statore, da cui l'informazione dell'eccentricità rispetto al rotore, quantità che definisce la cilindrata istantanea. Tale informazione è infatti riportata per mezzo del collegamento (5) come informazione di input per il calcolo delle aree della mandata e dell'aspirazione, nonché dei volumi delle camere. Oltre alle informazioni di pressione in ingresso dai canali idraulici, il gruppo dello statore riceve informazioni anche circa le forze interne istantanee, grazie all'elemento (6): esso fornisce il dato di forza lungo x - viene considerata x la direzione diametrale su cui giacciono gli assi degli attuatori - in ingresso all'attuatore di contrasto, partecipando in questo modo all'equilibrio dell'attuatore, mentre il dato di forza lungo y - asse perpendicolare a x - è fornito in ingresso all'elemento che definisce l'attrito tra statore e rotore, utilizzato anche nel modello semplificato.
- La valvola a posizionamento continuo *Diplomatic* utilizzata per la chiusura della mandata nella prova sperimentale eseguita è simulata con l'elemento (8).
- il collegamento (7) definisce la connessione tra l'attuatore di contrasto - in cui si ha l'informazione circa la pressione di mandata - e la valvola di controllo. Questo condotto realizzato all'interno del corpo pompa viene modellizzato per mezzo di un sottomodello di tubazione particolarmente complesso che verrà spiegato in seguito.

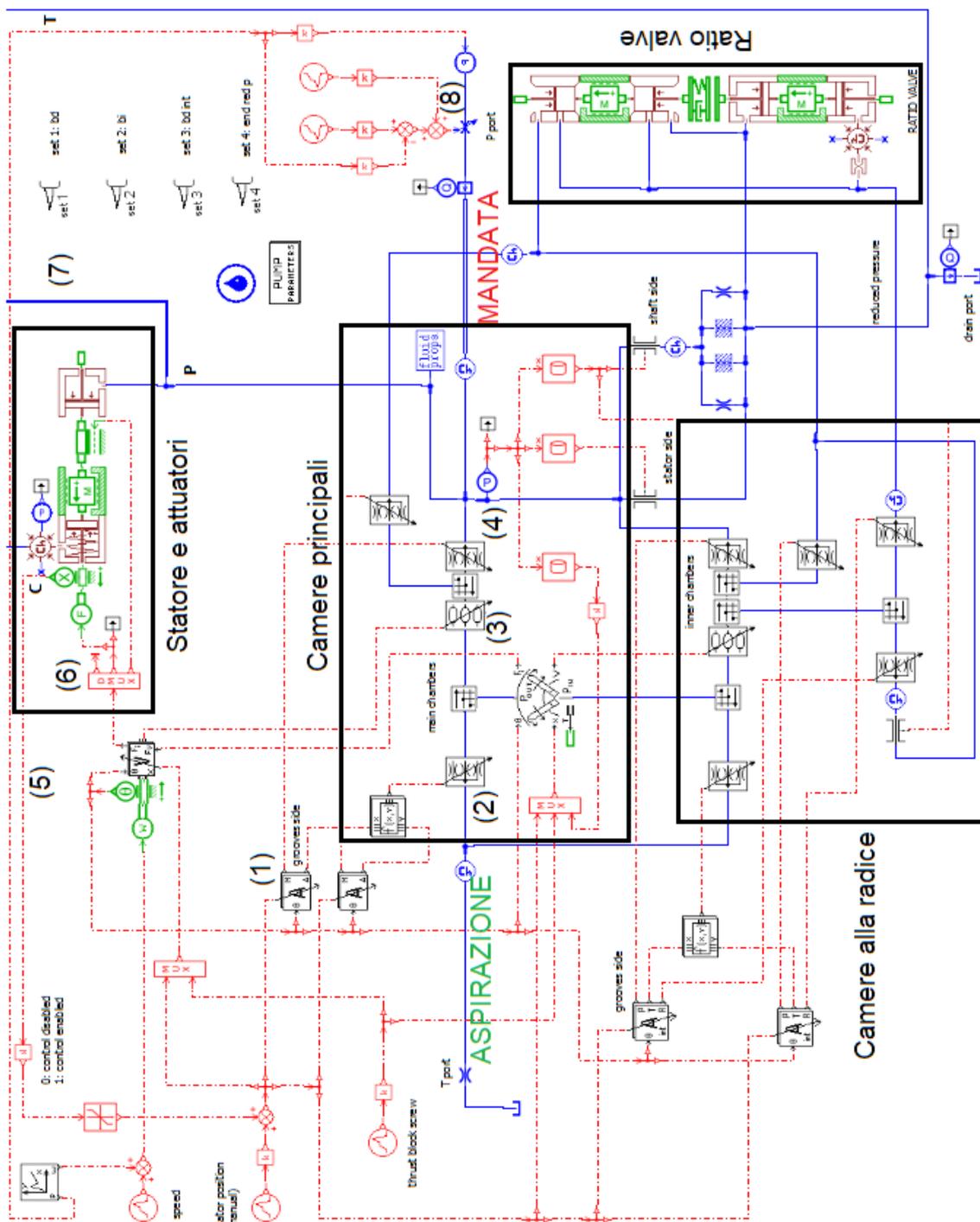


Figura 7.1: Modello Amesim della pompa Continental PVX-20

7.2 Il comportamento dinamico di riferimento

Il ciclo di carico utilizzato per i confronti tra modelli prevede la chiusura improvvisa della mandata e la sua successiva riapertura. Tali variazioni non vengono simulate come istantanee poiché il modello si basa sui risultati di una prova sperimentale realizzata sulla pompa PVX-20 – e relativo controllo – svolta presso gli impianti dell'azienda *Continental*. Il carico, in questa prova, è stato generato per mezzo di una valvola *Duplomatic* a posizionamento continuo e 4 bocche, regolata per mezzo di uno stadio pilota, con posizione centrale chiusa, in grado di impedire il passaggio di portata in 0,05 s da una condizione di apertura massima. Il profilo di carico generato è stato riproposto nel modello di simulazione imponendo la chiusura e la riapertura di tale valvola, come riportato in figura 7.2.

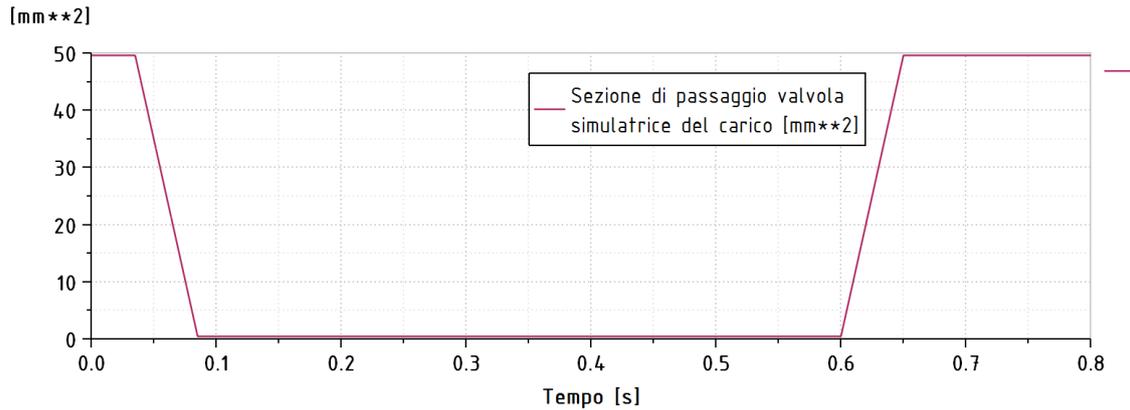


Figura 7.2: Andamento area di passaggio nella valvola *Diplomatic* per la determinazione del ciclo di carico

Le caratteristiche di rigidezza del tubo flessibile di alta pressione sono state calibrate in modo tale che i risultati – in termini di pendenza dell’andamento della pressione alla chiusura della mandata – risultassero concordi ai valori sperimentali. Maggiori dettagli sono disponibili nel *paper*: “*Comprehensive Simulation Model of a High Pressure Variable Displacement Pump for Industrial Applications*”^[5].

Analisi CFD del cassetto principale e dello stadio pilota sono state realizzate per definire i valori di $C_{e,max}$ e λ_c richiesti come parametri per gli elementi *BAO042* del software *Amesim*; tali valori sono stati selezionati in modo che il modello 0D riproponesse gli stessi andamenti di portata attraverso gli spigoli pilotanti e pressione presso la bocca C della valvola ottenuti con il CFD.

I risultati finali ottenuti sono riportati nella figura 7.3: il modello di simulazione di riferimento riesce a riprodurre il comportamento del sistema osservato sperimentalmente a meno del picco della pressione di regolazione, che nel caso sperimentale si riduce meno che nel modello di simulazione; tuttavia tale incongruenza non è rilevante ai fini del lavoro di confronto che verrà svolto in seguito.

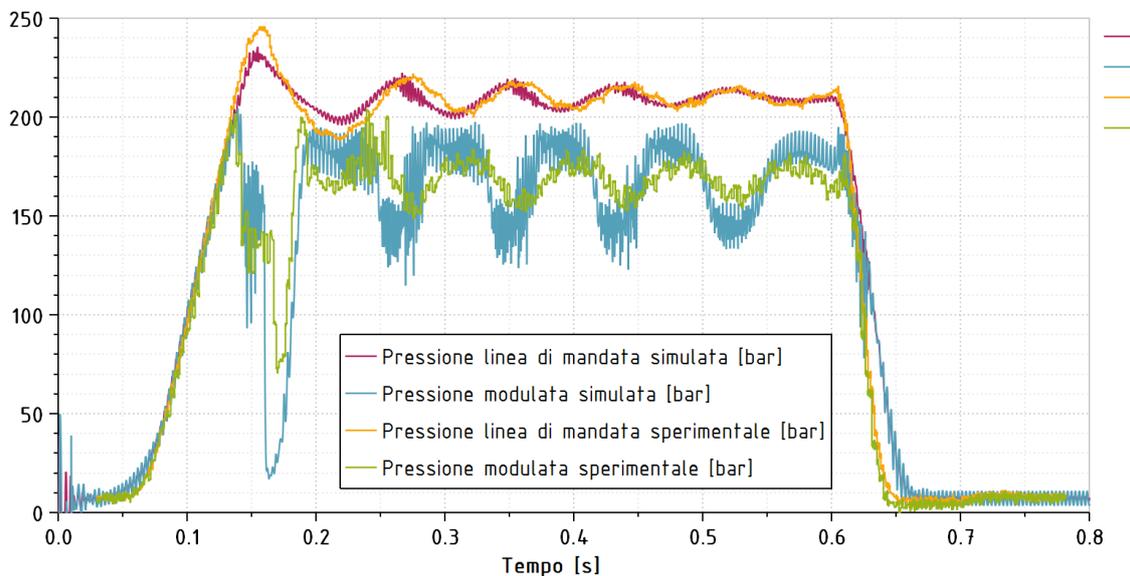


Figura 7.3: Pressione di mandata e pressione di regolazione durante il transiente

Tra i risultati ottenuti dal modello, si riscontra una certa portata attraverso la luce S-P (in riferimento alla figura 6.5 dello stadio principale del controllo: presso il picco di pressione che viene raggiunto alla chiusura della mandata, il Δp ai capi del cassetto principale è tale da spostarlo fino all’apertura della luce sopraccitata. Tale posizione di lavoro definisce la funzione *anti-shock* del controllo a doppio stadio: la mandata viene direttamente messa a scarico evitando al cassetto di essere soggetto ad eccessive sovrappressioni.

7.3 Analisi soluzione A1

Il modello *Amesim* del controllo della soluzione A1 è stato inserito in sostituzione al limitatore assoluto di pressione a due stadi originale nel modello completo della pompa PVX-20. I parametri caratteristici di questo controllo sono quelli definiti nella tabella 6.6.

Realizzati gli opportuni collegamenti tra le porte P, C e T è stata avviata la simulazione (simulazione 1): i primi risultati hanno evidenziato un controllo di variazione della cilindrata della pompa abbastanza soddisfacente in termini di stabilità e prontezza di risposta. Nonostante la mancanza dello stadio antishock il controllo della soluzione A1 riesce comunque a limitare l'inevitabile picco di pressione alla chiusura della mandata e sembra inoltre raggiungere una stabilizzazione di quest'ultima (p_m) prima del controllo originale.

Tuttavia, si è dovuto considerare che i parametri inseriti nei sottomodelli che definiscono gli spigoli pilotanti sono oggetto di ampia incertezza (definiti solo in base ad accorgimenti circa le aree di passaggio delle luci), pertanto se ne è monitorato il comportamento nel corso della simulazione; particolare attenzione è stata rivolta alla luce C-T, che garantisce lo scarico della portata dall'attuatore di regolazione. Il coefficiente di efflusso ha rilevato un andamento particolarmente critico presentando delle variazioni pressochè istantanee da valori nulli - alla chiusura della luce - a valori pari al $C_{e,max}$ imposto ($C_{e,max} = 0,9$): tale andamento può essere spiegato considerando gli elevati valori del *flow number* λ raggiunti in confronto al valore critico imposto λ_c ($\lambda_c = 100$). L'andamento quasi a "onda quadra" del C_e è poco verosimile, pertanto sono state eseguite delle modifiche in tal senso su C_e e λ_c , i cui valori sono stati in prima istanza sostituiti con quelli definiti per il controllo di riferimento ($C_{e,max} = 0,93$, $\lambda_c = 900$). Stessa sostituzione è stata svolta anche per gli analoghi parametri del sottomodello che definisce l'apertura P-C ($C_{e,max} = 0,75$, $\lambda_c = 1100$).

Svolgendo una nuova simulazione (simulazione 2) con i parametri aggiornati si è osservato ancora un andamento con variazioni del valore di C_e molto brusche, tuttavia più prossime ai comportamenti degli stessi parametri del controllo di riferimento.

Per valutare l'influenza sul comportamento globale del sistema del coefficiente di efflusso si è infine svolta un'ulteriore simulazione (simulazione 3) impostando un valore di λ_c più elevato, pari a $\lambda_c = 1500$, per l'apertura C-T, così da permettere una più graduale variazione del coefficiente di efflusso. Con quest'ultima combinazione di parametri si è riusciti ad ottenere variazioni più graduali del C_e .

Gli andamenti osservati sono riportati nella figura 7.4, in cui sono visibili le curve dell'area di passaggio, λ e C_e distinte per le tre simulazioni svolte.

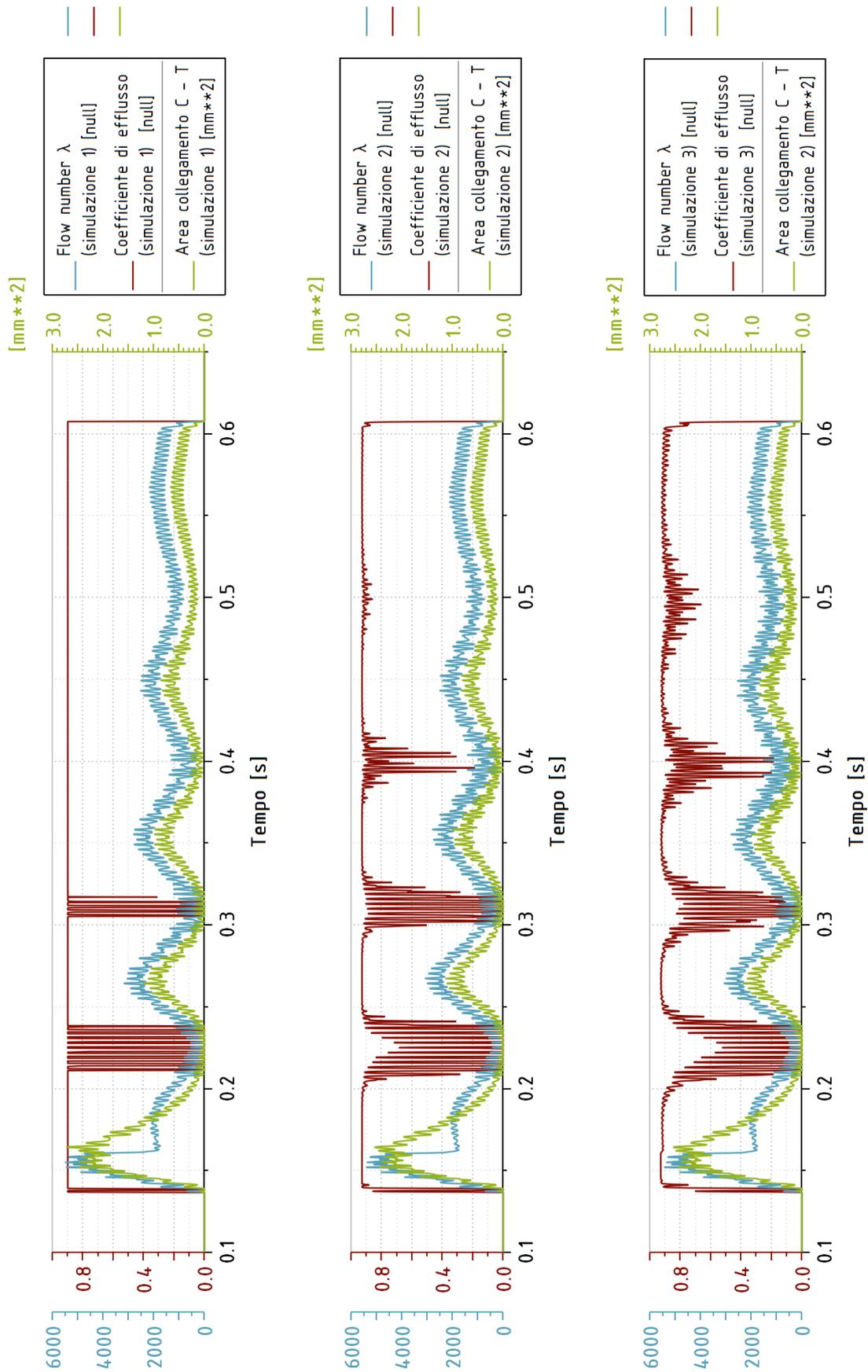


Figura 7.4: Variazione del coefficiente di efflusso e del *flow number* dell'olio attraverso la luce C-T in funzione dei parametri inseriti di $C_{e,max}$ e λ_c

E' però necessario sottolineare che a prescindere dai parametri utilizzati l'andamento delle pressioni di mandata e regolazione si mantiene pressochè invariato; si riscontra solo un leggero aumento delle loro oscillazioni ad alta frequenza nel caso del modello con λ_c aumentato (simulazione 3), che tuttavia non compromette il comportamento complessivo del controllo. Un dettaglio delle pressioni monitorate (di mandata e di regolazione) è riportato nella figura 7.5, in cui si evidenzia lo stesso comportamento complessivo nello svolgimento delle tre simulazioni.

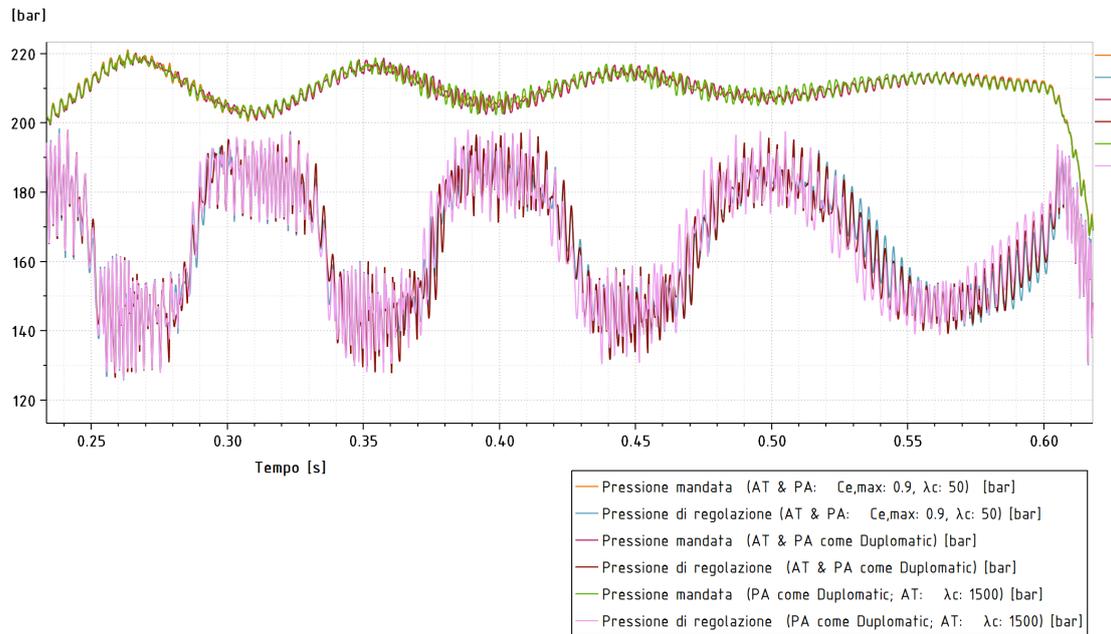


Figura 7.5: Dettaglio pressione di mandata e di regolazione nelle tre simulazioni svolte

Vista la scarsa influenza sul comportamento globale, si è deciso di imporre anche al limitatore assoluto *A1* i coefficienti caratteristici del controllo di riferimento, in modo anche da poter confrontare in maniera più rigorosa le diverse architetture. A seguito di questa assunzione, si è proceduto alla fase successiva di affinamento del modello.

Come descritto nella sezione 6.3 il diametro dello strozzatore dinamico $d_{st,dyn}$ è stato imposto pari a $0,7\text{ mm}$ a seguito di una serie di considerazioni e approssimazioni e nel modello iniziale della soluzione *A1* è stato modellizzato con un semplice *submodel* della libreria *hydraulic*, i cui parametri caratteristici sono stati lasciati come da default; con questo sottomodello sono state eseguite le prime tre simulazioni.

In questa fase si è cercato di affinare il sistema simulato sostituendo il *submodel* utilizzato inizialmente con il *BHORG1* della libreria *hydraulic component design*.

Nel sottomodello originale il coefficiente di efflusso viene determinato come descritto nella sezione 4.6.2 dedicata a tale proposito; il sottomodello *BHORG1* sfrutta invece una serie di valori del C_e tabulati in funzione del numero di Reynolds Re , del rapporto tra l'area dello strozzatore e quella della sezione antistante e del rapporto tra lunghezza e diametro strozzatore, $l/d_{st,dyn}$. Inseriti come parametri le caratteristiche geometriche dello strozzatore dinamico e ricevuti in input le pressioni presso le porte, il pacchetto di equazioni al suo interno permette di interpolare i valori tabulati - ottenuti sperimentalmente^[7] - e calcolare il coefficiente di efflusso, evitando così la necessità di inserire parametri quali $C_{e,max}$ e λ_c soggetti inevitabilmente ad una certa incertezza.

La lunghezza dello strozzatore è stata imposta pari a quella del controllo Continental ($l = 2,46\text{ mm}$), mentre il diametro del canale in ingresso pari a $d_{pipe} = 3,5\text{ mm}$, corrispondente al diametro della bocca P nella soluzione *A1* (valore importato dal controllo della cilindrata *Rexroth*).

La necessità di porre $l = 2,46\text{ mm}$ è dettata dalle conseguenze dovute alla ridotta lunghezza dello strozzatore nel cassetto della soluzione *A1* - riportata tale e quale a quella del controllo *Rexroth* su cui si è basata la realizzazione del modello -, pari a $1,22\text{ mm}$: infatti, come spiegato precedentemente, per una serie di motivazioni il diametro dello strozzatore dinamico era stato assunto in prima approssimazione pari a $0,7\text{ mm}$ ma tuttavia, con la combinazione $d_{st,dyn} = 0,7\text{ mm}$ e $l = 1,22\text{ mm}$ il comportamento del controllo *A1* peggiora in termini di stabilità, mostrando un

aumento delle oscillazioni di pressione sia alla mandata che di quella regolata. La sequenza di simulazioni svolte è riportata nella tabella 7.1.

<i>Parametri BHORG1</i>				
				
	diametro strozzatore d [mm]	lunghezza l [mm]	rapporto l/d	diametro canale d_{pipe} [mm]
Simulazione 4	0,7	1,22	1,74	3,5
Simulazione 5	0,7	2,46	3,5	3,5
Simulazione 6	0,6	2,46	4,1	3,5
Simulazione 7	0,4	1,22	3,05	3,5

Tabella 7.1: Parametri caratteristici delle simulazioni svolte

Le prime due simulazioni (*sim 4* e *sim 5*) hanno evidenziato eccessive oscillazioni delle grandezze monitorate, mentre la combinazione di parametri della terza simulazione e della quarta (*sim 6* e *sim 7*) riproducono un andamento delle pressioni più regolare. La combinazione della *sim 7* è stata realizzata considerando la necessità di garantire un rapporto l/d simile a quello caratteristico del controllo Continental, pari a 3,07 ($d_{st,dyn} = 0,8$ mm; $l = 2,46$ mm), che garantisce in quest'ultimo piccole oscillazioni di pressione.

Nonostante i risultati analoghi ottenuti con i parametri definiti nella simulazione 6 e 7, si è assunta come soluzione migliore per il controllo *A1* quella ottenuta dalla simulazione 6: la scelta è dettata dal diametro maggiore sfruttato (0,6 mm invece che 0,4 mm della soluzione 6) che riduce l'entità del filtraggio dell'olio necessario, che con il diametro più piccolo sarebbe maggiore.

Una volta definite le caratteristiche ottime per il modello di strozzatore dinamico, si è voluta verificare la sua caratteristica Q-p: dalla prima taratura del modello infatti si era imposto un diametro di 0,7 mm a questo componente e tra le motivazioni si è anche definita la volontà di mantenere presso i suoi capi una caduta di pressione conforme a quella dell'analogo elemento nella soluzione di riferimento. La caratteristica ottenuta è riportata in figura 7.6, insieme a quella dello strozzatore dinamico di riferimento.

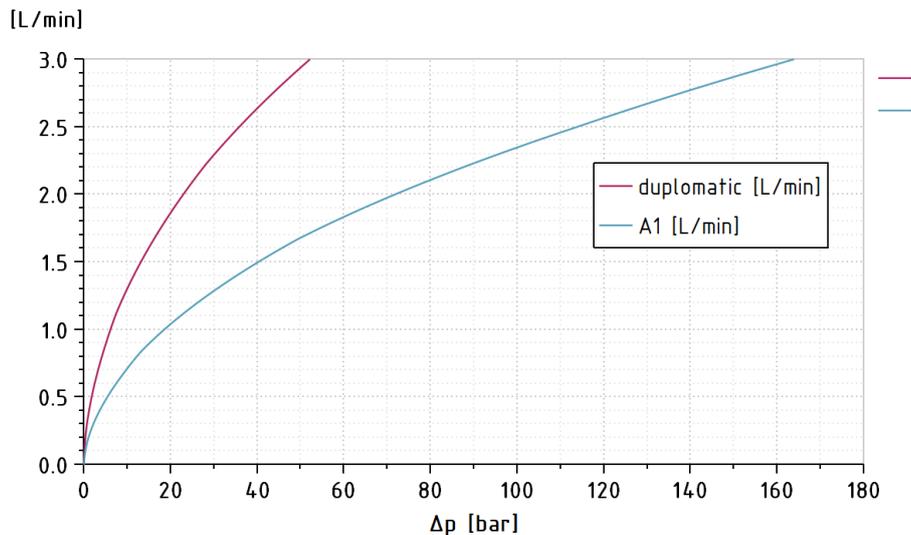


Figura 7.6: Caratteristica Δp - Q soluzioni riferimento e *A1*

Evidente è la differenza tra le due caratteristiche: lo strozzatore utilizzato per la soluzione

A1 risulta molto più strozzato rispetto a quello di riferimento, infatti a parità di portata il Δp formato ai suoi capi è decisamente più ingente. Tale comportamento è facilmente riconducibile alla riduzione del diametro, che nella soluzione a doppio stadio risulta 0,8 mm mentre nella *A1* 0,6 mm. Nella soluzione di riferimento i picchi di portata raggiungono valori intorno ai 2,5 L/min, a cui corrisponde una caduta di pressione sullo strozzatore di circa 40 bar. Nella soluzione *A1* invece tali picchi si mantengono a 1,3 L/min, a cui corrisponde un'analogica caduta di pressione (circa 40 bar). Inoltre, mentre nella soluzione di riferimento in media la portata attraverso lo strozzatore è di poco più 1 L/min, nella soluzione *A1* è di circa 0,5 L/min: nelle due caratteristiche, queste portate generano all'incirca la stessa caduta di pressione attraverso lo strozzatore, come inizialmente ipotizzato per il suo dimensionamento.

7.4 Analisi soluzione *A2*

Il modello *Amesim* del controllo della soluzione *A1* è stato inserito in sostituzione al limitatore assoluto di pressione a due stadi originale nel modello completo della pompa PVX-20. I parametri caratteristici di questo controllo sono quelli definiti nella tabella 6.10. Anche per questo controllo vengono imposti lo stesso gioco sul diametro, lo stesso diametro iniziale dello strozzatore dinamico e i parametri λ_c e $C_{e,max}$ degli spigoli pilotanti, rispettivamente 100 e 0,9. Per la connessione di questa soluzione al modello di pompa complessivo è stato anche necessario modificare le connessioni agli attuatori e i loro diametri, i cui nuovi valori sono definiti nella tabella 6.9.

La prima simulazione (*sim 1*) svolta con i parametri definiti dal confronto stazionario ha mostrato che la pressione di mandata mantiene un andamento oscillatorio senza sembrare smorzarsi una volta che il controllo entra in regolazione e anche le oscillazioni ad alta frequenza sono ingenti. Ovviamente l'andamento della pressione modulata è differente rispetto a quello del controllo di riferimento: p_C si mantiene nulla fino al raggiungimento della p_m^* della valvola, quindi inizia a crescere a causa dell'apertura della luce P-C. Anch'essa tuttavia mostra un andamento non smorzato. L'effettiva mancanza di smorzamento è particolarmente evidente nell'andamento dell'eccentricità (che definisce la posizione dello statore), riportato insieme ai corrispettivi valori sperimentali e simulati del controllo di riferimento in figura 7.7.

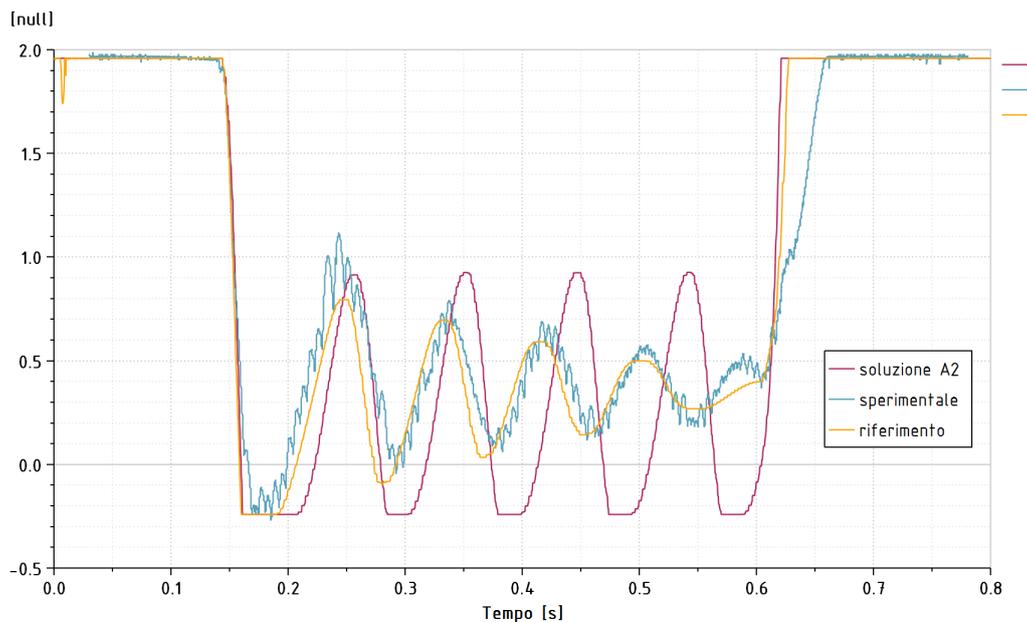


Figura 7.7: Eccentricità per il controllo di riferimento e per la soluzione *A2* per la *sim 1*

In un primo momento il problema è stato ricondotto allo strozzatore dinamico: si è ipotizzato che evidentemente, per questa tipologia di controllo, fosse necessario un diametro inferiore per garantire un certo smorzamento.

La simulazione successiva è stata quindi svolta dopo aver sostituito il modello di strozzatore sempli-

ce con il *BHORG1*, considerando che in seguito si sarebbe comunque passati a questo sottomodello più completo per ottenere risultati più affinati. Con la simulazione 2 (*sim 2*) si è deciso di ridurre il diametro a 0,6 mm rispetto agli 0,7 mm originali e imporgli la lunghezza di 1,22 mm (da controllo originale *Rexroth*). Di nuovo, il sistema è apparso privo di smorzamento ma l'ampiezza delle oscillazioni risulta leggermente diminuita. Anche per la terza simulazione (*sim 3*), in cui si è assunta la combinazione di parametri che hanno garantito l'ottimo per la soluzione *A1*, non si sono ottenuti smorzamenti apprezzabili. Per lo svolgimento della simulazione 4 si è quindi modificato il diametro dello strozzatore dinamico riducendolo ulteriormente a 0,4 mm. In quest'ultimo caso si è osservato una leggera ma ancora poco apprezzabile riduzione dell'ampiezza di oscillazione dell'eccentricità nel tempo, mentre per quanto riguarda le pressioni non si sono riscontrati miglioramenti. Nella simulazione 5 (*sim 5*) si è ridotto ulteriormente il diametro dello strozzatore dinamico a 0,2 mm. Tale misura però si è rilevata troppo ridotta e ha causato maggiore instabilità al sistema, che ha evidenziato un aumento dell'ampiezza delle oscillazioni non trascurabile sia per quanto riguarda le pressioni che per l'eccentricità (figura 7.8). Particolarmente evidente il picco di pressione raggiunto alla chiusura della mandata e la lentezza del controllo a ripristinare una pressione sulla linea di mandata al di sotto del valore di taratura p_m^* (figura 7.9).

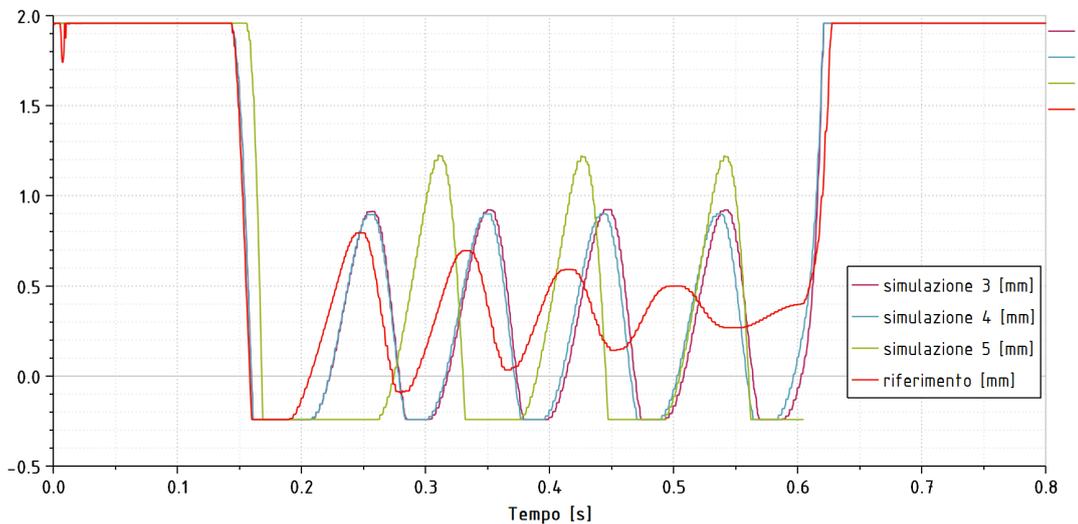


Figura 7.8: Confronti tra simulazioni svolte con controllo *A2*: andamento eccentricità

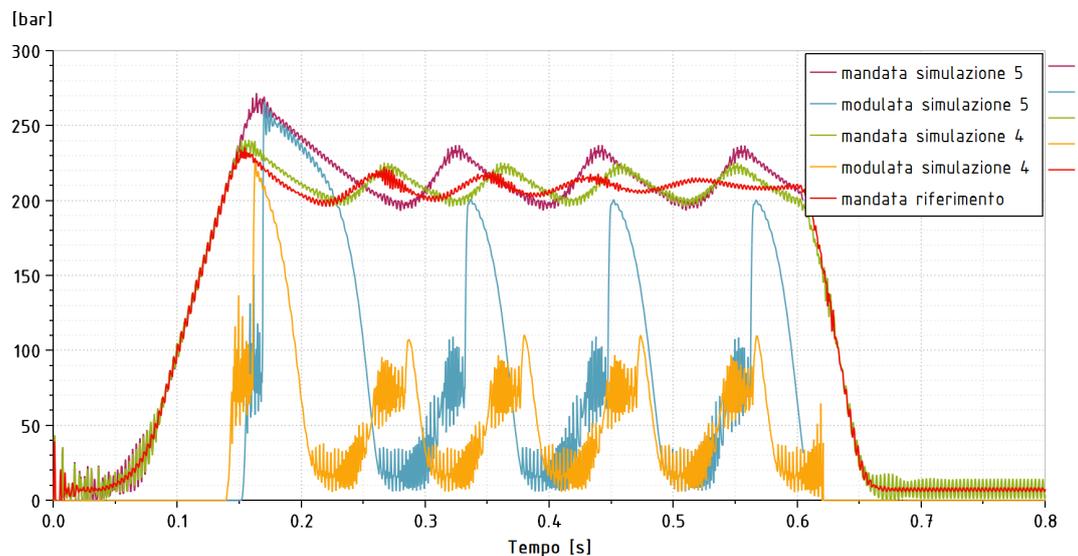


Figura 7.9: Confronti tra simulazioni svolte con controllo *A2*: andamento pressioni

Sono state svolte altre simulazioni modificando i parametri caratteristici dello strozzatore, ma

non si è riusciti ad ottenere uno smorzamento efficace sulle pressioni, con solo minimi miglioramenti sull'eccentricità. I risultati ottenuti con tutte le combinazioni testate non hanno quindi mostrato grandi differenze tra loro: il controllo è pertanto sempre apparso instabile.

Tuttavia tale configurazione viene utilizzata in sistemi di variazione della cilindrata esistenti, per cui si è ritenuto inverosimile, nonostante la gravosa condizione di lavoro, che non permettesse la stabilizzazione dello statore e della pressione sulla linea di mandata. Si è quindi pensato che il problema fosse riconducibile ad elementi esterni al controllo, quali il suo collegamento con l'attuatore di regolazione. Si consideri ad esempio il circuito originale di riferimento su cui è stato aggiunto il controllo *A1* (figura 7.10a): il canale evidenziato in azzurro costituisce il collegamento tra la mandata e la valvola di controllo; il *submodel* utilizzato (*HL0040*) definisce una connessione idraulica in cui si tiene conto della caduta di pressione nel condotto, dell'inerzia del fluido e dell'attrito come dipendente della frequenza, il cui utilizzo è adatto a situazioni in cui la dinamica delle onde (in questo caso di pressione) sia importante. Esso modella la canalizzazione interna al corpo pompa che trasmette l'informazione di pressione p_m alla valvola, montata presso l'attuatore di regolazione, verso il quale infatti sono utilizzate linee idrauliche semplici. Si osservi che con la struttura realizzata della soluzione *A1* l'ambiente terminale della connessione sopra descritta sia collegata per mezzo dello strozzatore (1) - dimensionato nel capitolo precedente - direttamente alla camera dell'attuatore di regolazione.

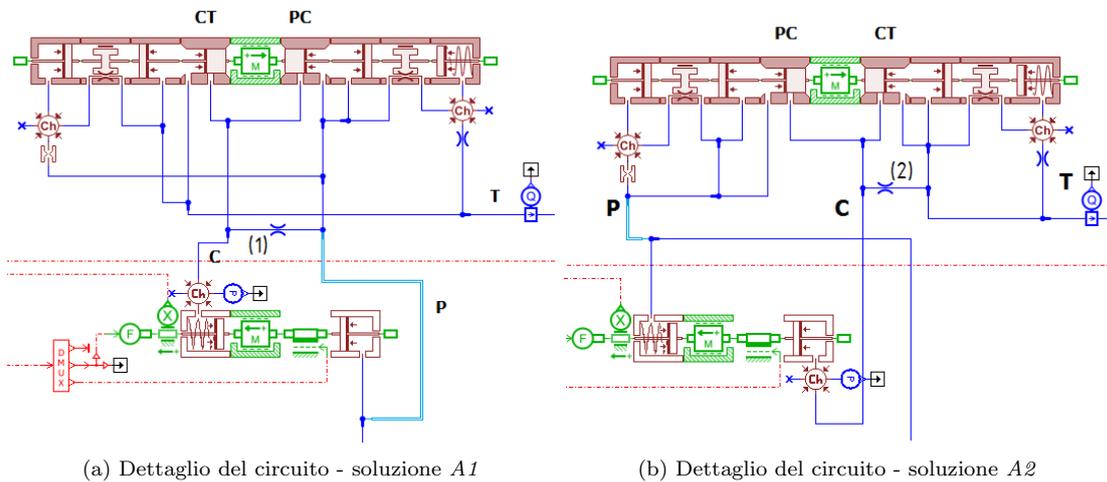


Figura 7.10: Dettagli del circuito nelle due soluzioni alternative *A1* e *A2*

Per la soluzione *A2* come descritto la funzione degli attuatori è invertita: ora l'attuatore con la molla costituisce l'attuatore di contrasto, quello di destra invece (in riferimento alla figura 7.10b) l'attuatore di regolazione. Per mantenere la stessa struttura originaria, il tubo idraulico *HL0040* - evidenziato in azzurro - è stato inserito a seguito del collegamento tra mandata e attuatore di contrasto; di fatto quindi si è realizzata la stessa geometria originale, considerando la valvola di controllo posizionata presso l'attuatore di regolazione e un canale che la collega alla mandata realizzato nel corpo pompa. Tuttavia, con questa struttura, la camera dell'attuatore di regolazione non risulta collegata al canale *HL0040*; lo strozzatore (2), in questo caso, connette tale camera allo scarico. Questo potrebbe significare che lo smorzamento delle onde di pressione - dalla mandata - attraverso il canale nel corpo pompa viene a perdersi una volta che l'olio circola nel controllo; nella soluzione *A1* il collegamento diretto per mezzo del solo strozzatore alla camera di regolazione garantiva il mantenimento dello smorzamento attuato dal canale, funzione persa nella soluzione *A2*.

Si è provato pertanto a modificare le connessioni come visibile nella figura 7.11: in questo caso il sottomodulo *HL0040* è stato utilizzato per modellizzare il collegamento tra la bocca C della valvola di controllo e la camera dell'attuatore di regolazione. A livello progettuale, ciò significa il montaggio della valvola di controllo presso l'attuatore di contrasto, quindi la realizzazione di un canale nel corpo pompa per la sua connessione con l'attuatore di regolazione.

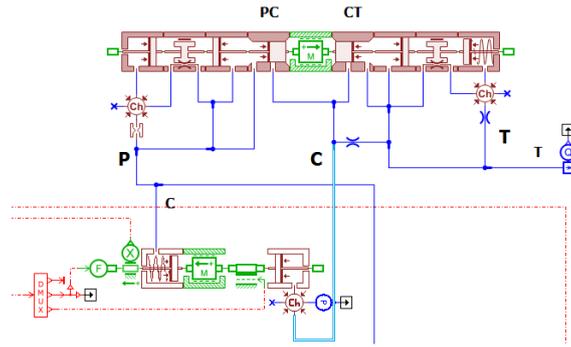


Figura 7.11: Dettaglio del circuito: modifica al collegamento C - attuatore di regolazione

Con questa modifica costruttiva è stata lanciata una nuova simulazione (*sim 0*) con il controllo di nuovo caratterizzato dai suoi parametri originali ($l = 1,22 \text{ mm}$; $d = 0,7 \text{ mm}$; $C_{e,max} = 0,9$; $\lambda_c = 100$): i risultati ottenuti hanno mostrato un notevole miglioramento rispetto a tutti quelli delle simulazioni precedenti, con un evidente smorzamento delle oscillazioni sia di pressioni che di eccentricità. Partendo da questa nuova base, è stata svolta una nuova simulazione (*sim 1a*) al fine di migliorare ulteriormente lo smorzamento del sistema, i cui risultati sono riportati nelle figure 7.12 - pressioni - e 7.13 - eccentricità, in cui vengono riportati anche i risultati della simulazione 6, che si erano considerati i migliori ottenuti prima della modifica costruttiva.

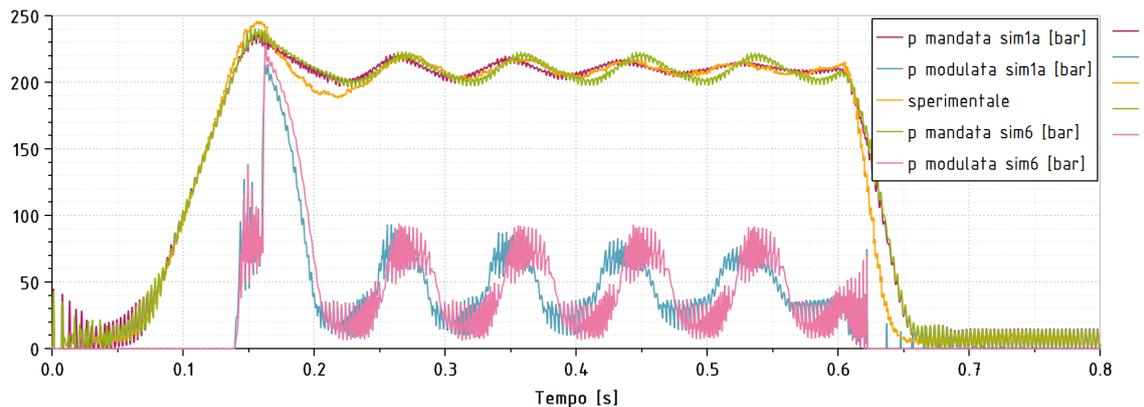


Figura 7.12: Pressioni a confronto tra *sim 1a* e *sim 6*

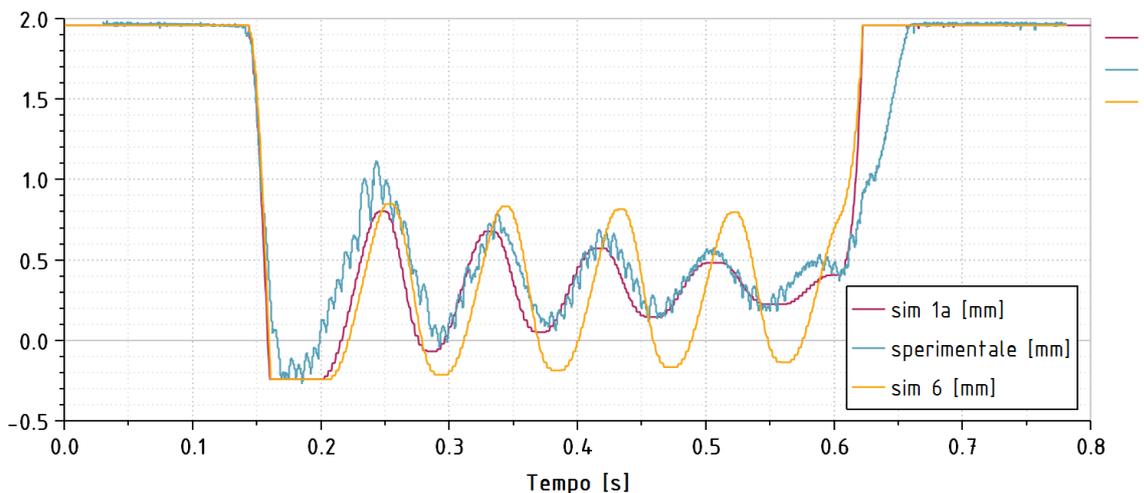


Figura 7.13: Eccentricità a confronto tra *sim 1a* e *sim 6*

Al fine di ridurre per quanto possibile le oscillazioni ad alta frequenza è stata svolta un'ultima simulazione (*sim 2a*) in cui si è agito sui parametri $C_{e,max}$ e λ_c degli spigoli pilotanti, ancora impostati secondo i valori ottenuti dal confronto stazionario ($C_{e,max} = 0,9$, $\lambda_c = 100$). Tali modifiche non hanno influito molto sul comportamento complessivo del controllo, ma hanno permesso - oltre alla riduzione delle oscillazioni ad alta frequenza - anche l'ottenimento di andamenti di C_e e λ più gradualmente (figura 7.14), che come riscontrato nella soluzione *A1* con i parametri originali di $C_{e,max}$ e λ_c definiti staticamente risultavano troppo bruschi.

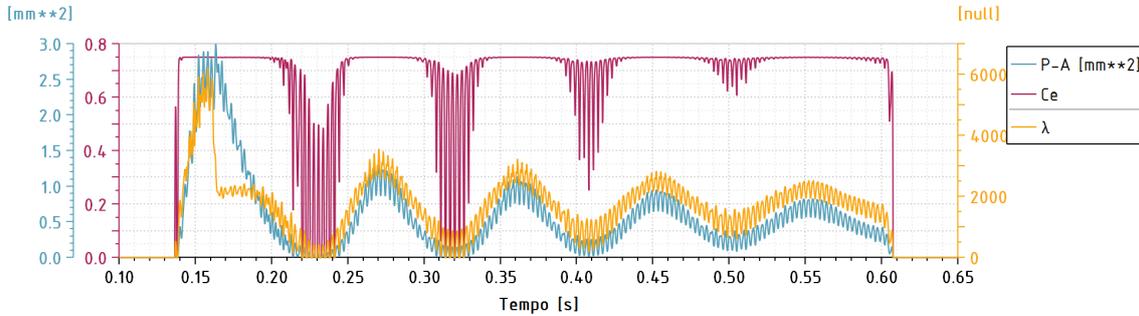


Figura 7.14: Eccentricità a confronto tra *sim 1a* e *sim 6*

Infine, nella tabella riassuntiva 7.2 vengono riportati i parametri caratteristici delle simulazioni svolte e citate; si vuole sottolineare che con la simulazione *sim 0* il collegamento tra la bocca *C* della valvola di controllo e la camera dell'attuatore di regolazione viene modificato.

			P-C		C-T	
Simulazione	$d_{st,dyn}$	l	$C_{e,max}$	λ_c	$C_{e,max}$	λ_c
<i>sim 1</i>	0,7	-	0,9	100	0,9	100
<i>sim 2</i>	0,6	1,22	0,9	100	0,9	100
<i>sim 3</i>	0,6	2,46	0,9	100	0,9	100
<i>sim 4</i>	0,4	2,46	0,9	100	0,9	100
<i>sim 5</i>	0,2	2,46	0,9	100	0,9	100
<i>sim 6</i>	0,4	1,22	0,9	100	0,9	100
<i>sim 0</i>	0,7	1,22	0,9	100	0,9	100
<i>sim 1a</i>	0,6	2,46	0,9	100	0,9	100
<i>sim 2a</i>	0,6	2,46	0,75	1100	0,93	900

Tabella 7.2: Parametri caratteristici simulazioni svolte

7.5 Risultati delle tre soluzioni a confronto

Una volta determinati i parametri definitivi che garantivano alle due soluzioni alternative *A1* e *A2* di ottenere un comportamento corretto in termini di stabilità delle pressioni, eccentricità e valori riscontranti di C_e e λ attraverso gli spigoli pilotanti, i risultati sono stati confrontati tra loro nonché con quelli della soluzione di riferimento.

Quanto ottenuto è riportato nella figura 7.15 per ciò che concerne le pressioni. Solo le pressioni sulla linea di mandata sono state confrontate, in quanto quella modulata ottenuta con la soluzione *A2* è di differente entità. Il controllo che ripristina più velocemente una pressione sulla linea di mandata inferiore a quella di regolazione p_m^* è quello di riferimento, considerando il primo picco, tuttavia anche i controlli monostadio *A1* e *A2* garantiscono il ripristino di tale pressione in tempi ragionevoli, molto prossimi a quello di riferimento e inoltre presentano una frequenza di oscillazione minore.

Per quanto riguarda l'eccentricità (figura 7.16), che come detto definisce la posizione dello statore,

il controllo *A1* garantisce le minori fluttuazioni di quest'ultimo, smorzando più delle altre soluzioni il suo movimento.

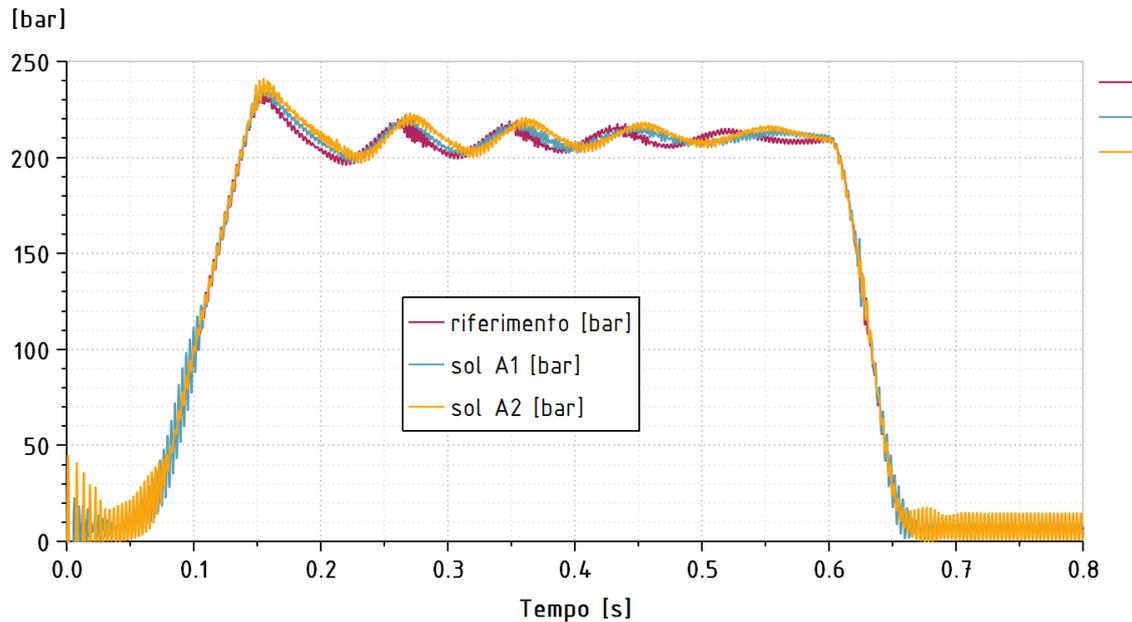


Figura 7.15: Pressioni a confronto tra soluzione *A1*, *A2* e riferimento

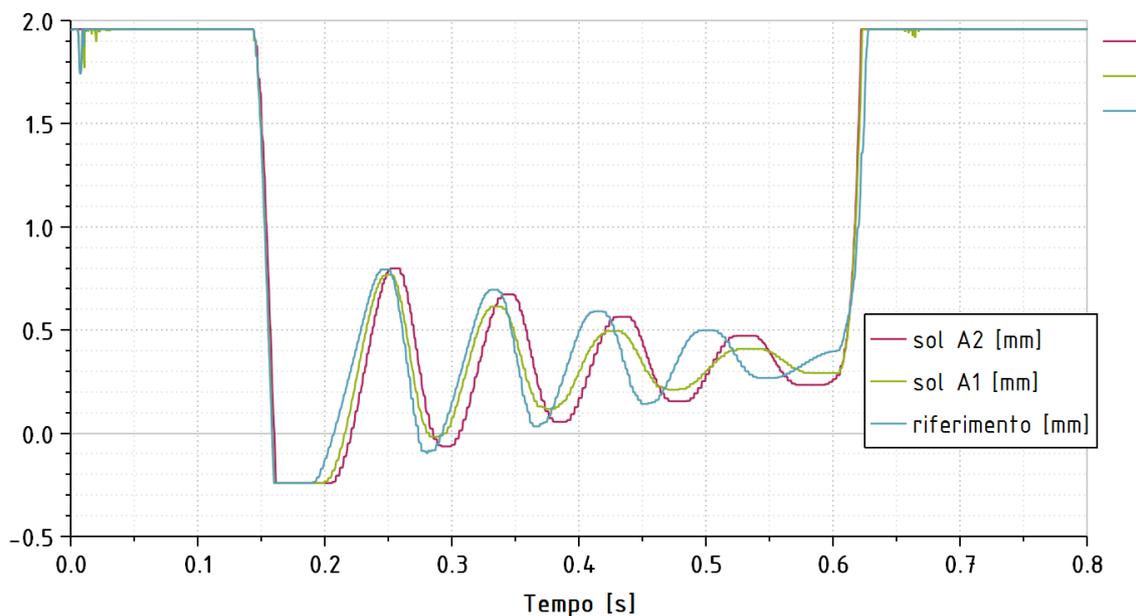


Figura 7.16: Eccentricità a confronto tra soluzione *A1*, *A2* e riferimento

Da questi risultati, si può definire che per questa condizione di carico i tre controlli sono analoghi - con un leggero vantaggio dell'*A1* - e svolgono correttamente il loro compito. Essi sono pressochè equivalenti, sempre sottolineando che tale considerazione sia veritiera nella condizione di carico analizzata, in termini di prontezza di risposta alla variazione del carico e smorzamento delle pressioni, sia di linea che presso l'attuatore di regolazione.

7.6 Conclusioni

Grazie all'analisi svolta è stato possibile validare il corretto funzionamento di entrambe le soluzioni studiate, *A1* e *A2*, per il ciclo di carico imposto.

Il confronto con il controllo a doppio stadio di riferimento ha evidenziato un'ottima congruenza tra i controlli monostadio e il bistadio in questa particolare tipologia di lavoro - chiusura e apertura mandata. La giustificazione dell'utilizzo del secondo stadio nel controllo di riferimento dovrà quindi essere cercata definendo altri cicli di carico, poichè da questo primo studio non si riesce a giustificare il ricorso a una struttura più complessa e quindi più costosa, non solo per l'aggiunta dello stadio pilota ma anche per la realizzazione di una rete di canali di distribuzione nel corpo valvola più complicata che richiede alesature difficoltose.

Lo studio ha inoltre evidenziato la necessità di diversi montaggi e collegamenti nel corpo pompa affinché le tipologie di controlli con logiche opposte possano presentare comportamenti analoghi; basandosi su tale considerazione si potrebbe verificare l'effettiva progettazione e struttura di pompe a palette che sfruttano la tipologia di soluzione *A2* per validare o confutare questo risultato. In quest'ultima eventualità, in progetti futuri si potrebbe lavorare ancora sul modello qui presentato per determinare altre possibili spiegazioni al fenomeno riscontrato.

Un'analisi CFD sulle valvole utilizzate per le soluzioni *A1* e *A2* potrebbe anche essere portata avanti per aiutare l'affinamento dei risultati: infatti come discusso i valori di $C_{e,max}$ e λ_c non influiscono molto sul comportamento del controllo nella sua interezza, ma hanno invece un peso sull'entità delle oscillazioni ad alta frequenza, come detto dipendenti dai pompanti (camere a volumi variabili del modello della pompa), che eccitano l'oscillazione del cassetto. Con un'analisi CFD le incertezze circa questi parametri andrebbero a ridursi, permettendo di definire come per il controllo di riferimento valori più attendibili.

Come anticipato nell'introduzione al capitolo 6, esistono innumerevoli tipologie di controlli della cilindrata, più o meno semplici e costosi, che garantiscono lo stesso risultato dei controlli analizzati in questo progetto di tesi. In lavori futuri, si potrebbe proseguire lo studio qui iniziato testando anche valvole più semplici a due bocche, quali alcuni esempi riportati in figura 7.17, per definire le differenze dai controlli più complessi, come ad esempio velocità di risposta alla variazione del carico e capacità di stabilizzazione della pressione sulla linea di mandata. In questo modo, si potrebbe ottenere una visione più completa delle prestazioni dei diversi controlli presenti in commercio.

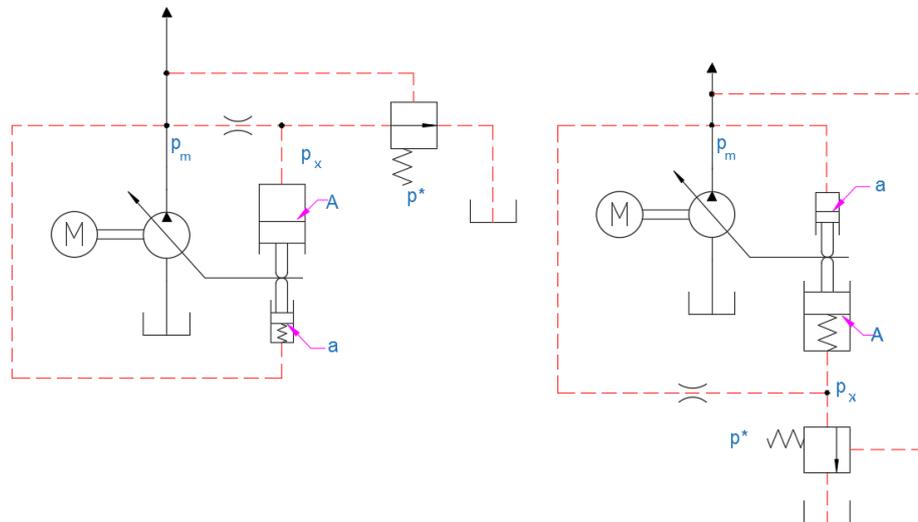


Figura 7.17: Limitatori assoluti di pressione realizzati con valvole a due bocche coadiuvate da semplici strozzatori funzionali.

Altro possibile sviluppo è la verifica che i controlli studiati realizzino comportamenti analoghi anche nel caso di pompe a bassa pressione: l'entità delle forze interne sarebbe molto più ridotta rispetto al caso trattato - considerando sempre l'analisi di una pompa a palette - per cui si avrebbero equilibri differenti sullo statore. Si potrebbe pertanto verificare se un controllo adatto alla variazione della cilindrata ad alta pressione mantenga le sue prestazioni anche a pressioni di rego-

lazione più basse oppure no; in quest'ultima eventualità, si potrebbero quindi definire le variabili che determinano tale variazione di comportamento.

Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi è stato svolto uno studio approfondito sui sistemi di variazione della cilindrata nelle pompe oleodinamiche, dapprima soffermandosi sull'analisi di un singolo controllo e successivamente sviluppando diversi modelli di simulazione, anche di altre strutture alternative, da tarare in funzione dei risultati ottenuti da prove sperimentali svolte presso i laboratori di oleodinamica.

Il modello di simulazione 0D sviluppato in ambiente *Amesim* ha fornito risultati congruenti a quanto previsto dalla teoria a livello stazionario in diverse condizioni di funzionamento. Particolarmente interessanti i risultati delle simulazioni dinamiche, che hanno consentito di determinare con buona approssimazione il susseguirsi di eventi interni al controllo nelle fasi di salita e discesa del carico, quali andamento delle pressioni di interesse (alla mandata e modulata) e spostamenti dell'attuatore e dei cassettei del *LPD* ed *LPA*. Si evidenzia per questi ultimi la determinazione dello scambio di intervento da una tipologia di controllo all'altra alla salita del carico e alla discesa, che causa andamenti interessanti circa le portate all'attuatore di regolazione e la cilindrata della pompa. Con successivi studi si potrebbe affinare il modello di pompa utilizzato per valutare tali andamenti anche in condizioni più prossime a quelle reali, introducendo rendimenti e forze interne caratteristiche della pompa *Rexroth A10VS0*.

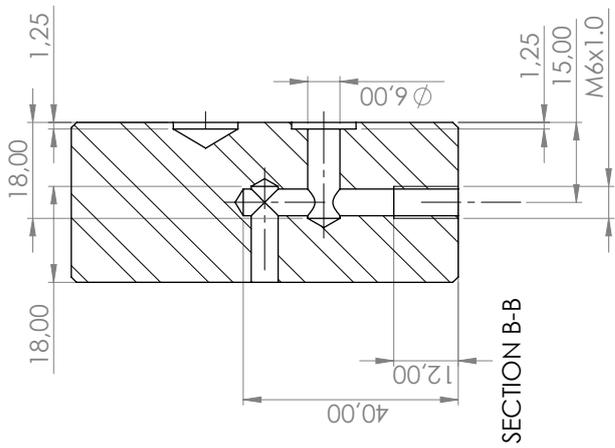
Le prove sperimentali eseguite si sono rilevate particolarmente valide e facilmente ripetibili, in particolar modo quelle svolte con il metodo *a step*. Si consideri che i fenomeni monitorati sono stati determinati per un campo di variazione di spostamento del cassetto della valvola *Rexroth* dell'ordine del decimo di millimetro, ma grazie all'ottima risoluzione della strumentazione utilizzata (sensore *KAMAN KD-2300*) è stato possibile realizzare con successo curve spostamento – pressione e spostamento – portata. Dalle prove è risultato che i campi di variazione di pressione e portata si estendono per spostamenti maggiori del cassetto di quanto teorizzato: tale sviluppo è necessariamente influenzato dalla geometria del componente reale, caratterizzato da giochi e raggi di raccordo di cui non è stata possibile la misurazione con un normale calibro. In lavori futuri potrebbero essere realizzate delle misure dimensionali più accurate per la determinazione di queste caratteristiche, in modo tale da realizzare una taratura migliore del modello di simulazione. In quest'ultimo infatti si è evidenziato come il raggio di raccordo imposto al cassetto influenzi molto i risultati ottenuti, e la combinazione di parametri utilizzati per realizzare gli andamenti sperimentali è ancora oggetto di una certa intercezza.

Un primo approccio svolto per la riduzione di tale incertezza è stata la realizzazione di uno studio preliminare *CFD* che ha permesso di validare le approssimazioni svolte dal più semplice simulatore a parametri concentrati *Amesim*. I risultati circa le condizioni di ricoprimento positivo studiate con il software *CFD* hanno validato il corrispettivo modello di fughe in 0D, mentre con la simulazione del modello completo tridimensionale del cassetto e del corpo valvola si sono potuti determinare, con maggior sicurezza, l'entità di raggi di raccordo e giochi sul diametro. In quest'ultimi modelli particolare attenzione è stata rivolta alla realizzazione di mesh ottimali, con più zone di raffinamento, che hanno consentito l'ottenimento di risultati di qualità. Tuttavia, i risultati circa raggio di raccordo e gioco sul diametro sono ancora soggetti a una certa incertezza, in quanto il modello di simulazione presenta ancora una serie di approssimazioni geometriche, quali la perfetta coassialità tra cassetto e foro sul corpo valvola. Ulteriori studi realizzati a seguito della determinazione puntuale della geometria di cassetto e corpo valvola e per diverse condizioni di lavoro potrebbero essere svolti al fine di approfondire e affinare i risultati ottenuti in questo lavoro di tesi.

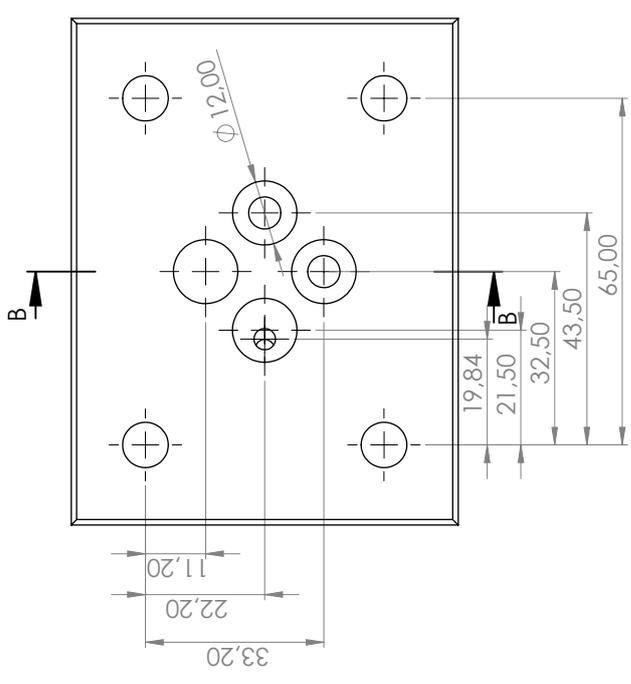
Per l'ottenimento di validi confronti tra diverse architetture di limitatori assoluti di pressione, sono stati costruiti due modelli di controlli monostadio in modo tale che realizzassero, almeno a livello stazionario, le stesse prestazioni di un controllo bistadio preso a riferimento. A parità di architettura degli attuatori, il controllo monostadio ha fornito risultati leggermente migliori del controllo bistadio di riferimento, tuttavia è stata analizzata solo una condizione di lavoro in transitorio pertanto si potrebbero realizzare diverse condizioni di carico in lavori futuri per validare o smentire tale comportamento. Per quanto riguarda la soluzione denominata *A2*, la costruzione di un nuovo sistema di attuatori ha evidenziato la possibilità dell'utilizzo di un attuatore di contrasto di diametro inferiore a quello corrispondente delle soluzioni *A1* e quindi di riferimento. Sempre dallo studio della soluzione *A2*, è emersa la criticità della modellazione del condotto di pilotaggio, su cui sarebbero necessari ulteriori studi per determinare con più precisione l'influenza che esso ha sui risultati ottenuti.

Appendice A

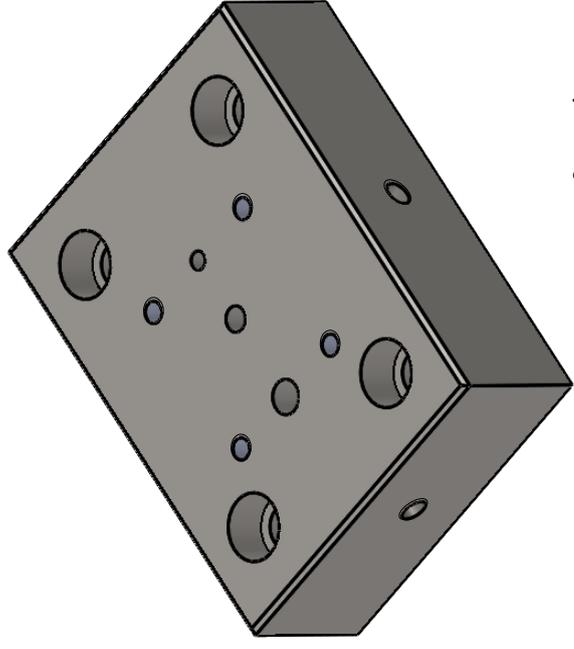
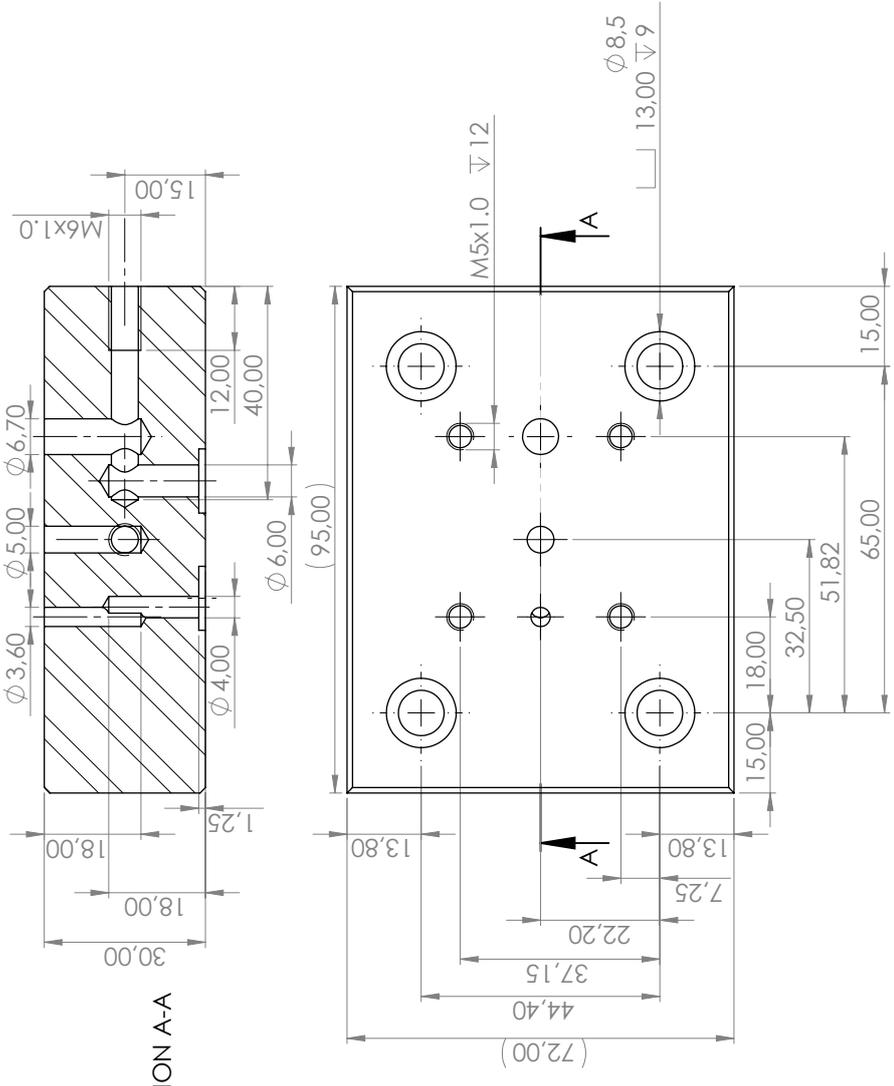
Tavole piastre



SECTION B-B

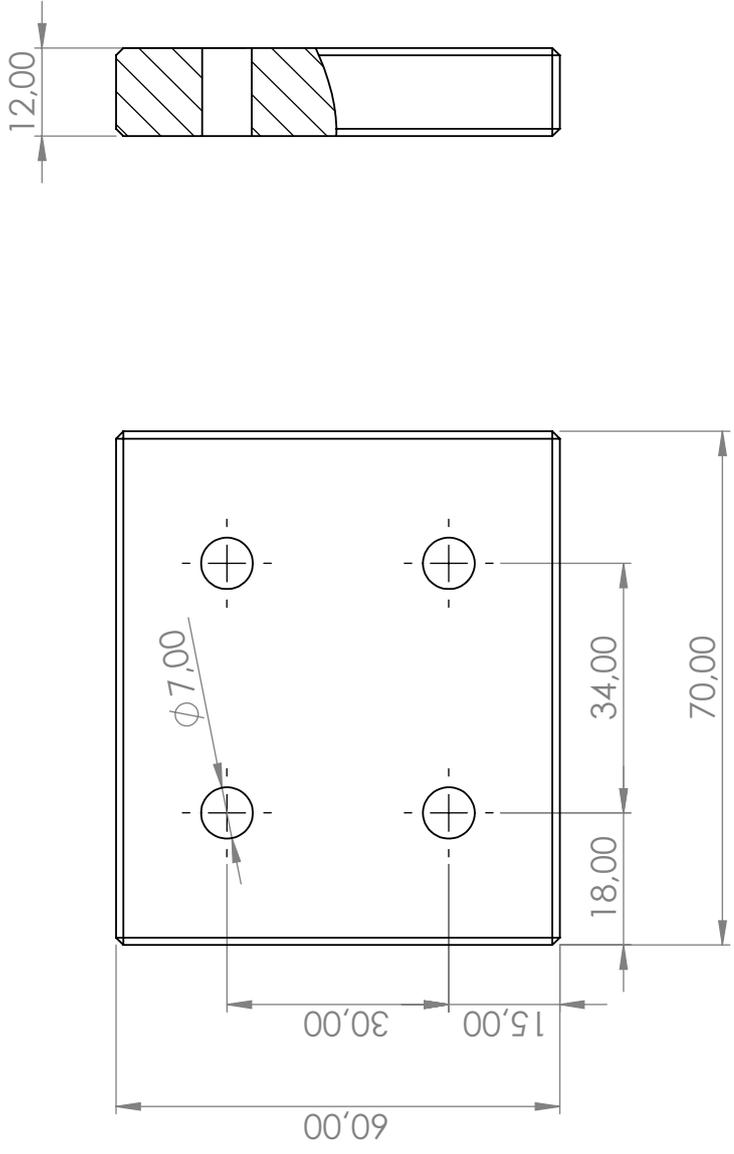


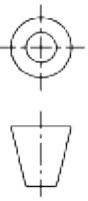
SECTION A-A



Smussi non quotati 1x45°

<p>Titolo Piastria di interfacciamento</p>	<p>Materiale C45</p>	<p>Scala 1:1</p>
<p> POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER RESEARCH LABORATORY</p>	<p>Data 11.07.19</p>	<p> Formato A3</p>



Titolo	Piastra di chiusura	Scala 1:1
 <p>POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGETICA FLUID POWER RESEARCH LABORATORY</p>		<p>Data 12/07/2019</p>
		<p>Formato A3</p>

Appendice B

Script matlab

B.1 Filtraggio dati sperimentali - spostamento in continuo del cassetto

```
1 clear all
3 close all
4 clc
5
6 %Import data
7 in=readtable('dati_60.xlsx');
8
9 t=in.tempo; %tempo prova [s]
10 p=in.ch0; %pressione di mandata [bar]
11 A=in.ch1; %pressione regolata [bar]
12 tank=in.ch2; %pressione di ritorno [bar]
13 x=in.ch3*1.1; %spostamento cassetto [mm]
14 Q=in.ch4; %portata [L/min]
15 temp=in.ch5; %temperatura ingresso [C]
16
17 %smooth data: si provano tutti i metodi quindi si utilizzerà il migliore
18 %prove con andamenti pressione regolata
19 B=[smooth(A,500,'movmean') smooth(A,500,'lowess') smooth(A,500,'loess')...
20     smooth(A,500,'rloess') smooth(A,500,'sgolay')];
21
22 %metodo piu corretto sgolay
23 A_sm=B(:,5);
24 %confronto con smoothing di amesim e Savitzky-Golay filter
25 A_ame=load('dati_pA.txt');
26 Ain=A_ame(366); %i primi dati di A_ame - troppi picchi - vengono cambiati
27 for i=1:365
28     A_ame(i)=Ain;
29 end
30 %Confronto smoothing Amesim e Matlab
31 figure()
32 plot(t,A_sm,t,A_ame)
33 legend('Smoothing_Matlab_(1_Hz)', 'Smoothing_Amesim_(5_Hz)',...
34     'Smoothing_Savitzky-Golay_filter')
35 xlabel('Tempo [s]')
36 ylabel('Pressione_regolata_p_A [bar]')
37 grid minor
38
39 %utilizzo filtro sgolay per x, p mandata e p ritorno
40 x_sm=smooth(x,500,'sgolay');
41 p_sm=smooth(p,500,'sgolay');
42 tank_sm=smooth(tank,500,'sgolay');
43
44 %plot x-pressioni filtrati
```

```

45 figure()
   plot(x_sm,A_sm,'linewidth',2)
47 hold on
   plot(x_sm,p_sm,'linewidth',2)
49 hold on
   plot(x_sm,tank_sm,'linewidth',2)
51 xlim([0.4455 2])
   grid on
53 grid minor
   legend('Pressione_regolata_p_A','Pressione_di_mandata_p_p',...
55         'Pressione_di_ritorno_p_T')
   xlabel('Spostamento_x[mm]')
57 ylabel('Pressioni_[bar]')

```

B.2 Confronti simulazioni-dati sperimentali

```

1  clear all
3  close all
   clc
5
   %Prova sperimentale riferimento, su cui si basa la taratura del modello
7  %di simulazione
   MOD=load('prova4_100bar.txt');
9  %Parametri monitorati
   p=MOD(:,1); %pressione mandata
11 pA=MOD(:,2); %pressione modulata
   pT=MOD(:,3); %pressione ritorno
13 x=MOD(:,4)*1.29; %spostamento cassetto
   Q=MOD(:,5); %portata
15 T=MOD(:,6); %temperatura
   %Definizione parametri per realizzare il confronto con Amesim
17 Tm=mean(T) %temperatura media svolgimento prova
   pm=(p(1)+p(end))/2 %p mandata
19 pTm=(pT(1)+pT(23)+pT(end))/3 %p ritorno
   dpT=max(pT)-pTm %delta p sul ritorno
21 Qmax=max(Q) %portata massima
23
   %Primo confronto con risultati amesim (Ce 0.8, lambdac 780, rc 0.07)
25 AME=load('prova4_amesim_test1.data');
   Q_ame=AME(:,3);
27 pA_ame=AME(:,2);
   x_ame=AME(:,1)+0.4401; %traslazione imposta per far corrispondere a
29 %x della misura sperimentale
31 figure()
   plot(x_ame,Q_ame,'linewidth',2)
33 hold on
   plot(x(1:21),Q(1:21),'o','linewidth',2)
35 hold on
   plot(x(22:end),Q(22:end),'s','linewidth',2)
37 legend('Simulazione','Prova_1','Prova_2')
   grid on
39 grid minor
   xlim([0.5 0.75])
41 ylim([0.1 0.55])
   xlabel('Spostamento_[mm]')
43 ylabel('Portata_[L/min]')
   title('Confronto_risultati_simulazione_a_100_bar_-_Portate')
45 figure()
   plot(x_ame,pA_ame,'linewidth',2)
47 hold on

```

```

plot(x(1:21),pA(1:21),'o','linewidth',2)
49 hold on
plot(x(22:end),pA(22:end),'s','linewidth',2)
51 legend('Simulazione','Prova_1','Prova_2')
grid on
53 grid minor
xlim([0.5 0.75])
55 xlabel('Spostamento [mm]')
ylabel('Pressione regolata [bar]')
57 title('Confronto risultati simulazione a 100 bar - Pressioni regolate')

59 %%
%Confronto con prova a 50 bar - bleed chiuso - con parametri ottenuti
61 %da sopra
TEST1=load('prova3_50bar_1.txt');
63 TEST2=load('prova3_50bar_2.txt');
%parametri
65 p=[TEST1(:,1) TEST2(:,1)];
pA=[TEST1(:,2) TEST2(:,2)];
67 pT=[TEST1(:,3) TEST2(:,3)];
x=[TEST1(:,4)*1.29 TEST2(:,4)*1.29];
69 Q=[TEST1(:,5) TEST2(:,5)];
T=[TEST1(:,6) TEST2(:,6)];
71 %definizione parametri per realizzare il confronto
Tm=mean(T);
73 Tm=mean(Tm)
pm=(mean(pA(1:6,1))+mean(pA(22:26,2)))/2
75 pTm=(min(pT(:,1))+min(pT(:,2)))/2
dpT=(max(pT(:,1))+max(pT(:,2)))/2-pTm
77 Qmax=(max(Q(:,1))+max(Q(:,2)))/2

79 %Confronto con risultati amesim (Ce 0.8, lambdac 780, rc 0.07)
AME=load('prova3_amesim.data');
81 Q_ame=AME(:,3);
pA_ame=AME(:,2);
83 x_ame=AME(:,1)+0.4070;

85 figure()
plot(x_ame,Q_ame,'linewidth',2)
87 hold on
plot(x(:,1),Q(:,1),'o','linewidth',2)
89 hold on
plot(x(:,2),Q(:,2),'s','linewidth',2)
91 legend('Simulazione','Prova_1','Prova_2')
grid on
93 grid minor
title('Confronto risultati simulazione a 50 bar - Portate')
95 xlim([0.45 0.75])
ylim([0.05 0.35])
97 figure()
plot(x_ame,pA_ame,'linewidth',2)
99 hold on
plot(x(:,1),pA(:,1),'o','linewidth',2)
101 hold on
plot(x(:,2),pA(:,2),'o','linewidth',2)
103 legend('Simulazione','Prova_1','Prova_2')
grid on
105 grid minor
xlim([0.35 0.8])
107 title('Confronto risultati simulazione a 50 bar - Pressione')

109 %%
%Confronto prova bleed aperto - 50 bar - stessi parametri per spigoli
111 %pilotanti, taratura del modello del bleed
TEST1=load('prova1_50bar_1.txt');

```

```

113 TEST2=load('prova1_50bar_2.txt');
TEST3=load('prova1_50bar_3.txt');
115 %parametri
p=[TEST1(:,1) TEST2(:,1) TEST3(:,1)];
117 pA=[TEST1(:,2) TEST2(:,2) TEST3(:,2)];
pT=[TEST1(:,3) TEST2(:,3) TEST3(:,3)];
119 x=[TEST1(:,4)*1.29 TEST2(:,4)*1.29 TEST3(:,4)*1.29];
Q=[TEST1(:,5) TEST2(:,5) TEST3(:,5)];
121 T=[TEST1(:,6) TEST2(:,6) TEST3(:,6)];
%definizione parametri per realizzare il confronto
123 Tm=mean(T);
Tm=mean(Tm)
125 pm=(pA(1,1)+pA(1,2)+pA(end,3))/3
pTm=(min(pT(:,1))+min(pT(:,2))+min(pT(:,3)))/3
127 dpT=(max(pT(:,1))+max(pT(:,2))+max(pT(:,3)))/3-pTm
Qmax=(max(Q(:,1))+max(Q(:,2))+max(Q(:,3)))/3
129
%Confronto con risultati amesim (Ce 0.8, lambdac 780, rc 0.07) e bleed con
131 %Ce 0.85 lambdac 550
AME=load('prova1_amesim.data');
133 Q_ame=AME(:,3);
pA_ame=AME(:,2);
135 x_ame=AME(:,1)-0.7423;

137 figure()
plot(x_ame,Q_ame,'linewidth',2)
139 hold on
plot(x(:,1),Q(:,1),'o','linewidth',2)
141 hold on
plot(x(:,2),Q(:,2),'s','linewidth',2)
143 hold on
plot(x(:,3),Q(:,3),'^','linewidth',2)
145 legend('Simulazione','Prova_1','Prova_2','Prova_3')
grid on
147 grid minor
xlim([0.3 1.4])
149 ylim([0.1 1.4])
xlabel('Spostamento [mm]')
ylabel('Portata [L/min]')
title('Confronto_risultati_simulazione_a_50_bar_-_Portate')
153 figure()
plot(x_ame,pA_ame,'linewidth',2)
155 hold on
plot(x(:,1),pA(:,1),'o','linewidth',2)
157 hold on
plot(x(:,2),pA(:,2),'s','linewidth',2)
159 hold on
plot(x(:,3),pA(:,3),'^','linewidth',2)
161 legend('Simulazione','Prova_1','Prova_2','Prova_3')
grid on
163 grid minor
xlim([0.35 1.5])
165 xlabel('Spostamento [mm]')
ylabel('Pressione_regolata [bar]')
167 title('Confronto_risultati_simulazione_a_50_bar_-_Pressioni')
xlim([0.35 1.5])
169
%%
171 %Confronto prova bleed aperto - 100 bar - stessi parametri per spigoli
%pilotanti e bleed
173 TEST1=load('prova2_100bar_1.txt');
TEST2=load('prova2_100bar_2.txt');
175 TEST3=load('prova2_100bar_3.txt');
%parametri
177 p=[TEST1(:,1) TEST2(:,1) TEST3(:,1)];

```

```

pA=[TEST1(:,2) TEST2(:,2) TEST3(:,2)];
179 pT=[TEST1(:,3) TEST2(:,3) TEST3(:,3)];
x=[TEST1(:,4)*1.29 TEST2(:,4)*1.29 TEST3(:,4)*1.29];
181 Q=[TEST1(:,5) TEST2(:,5) TEST3(:,5)];
T=[TEST1(:,6) TEST2(:,6) TEST3(:,6)];
183 %definizione parametri per realizzare il confronto
Tm=mean(T);
185 Tm=mean(Tm)
pm=(pA(end,1)+pA(end,2)+pA(1,3))/3
187 pTm=(min(pT(:,1))+min(pT(:,2))+min(pT(:,3)))/3
dpT=(max(pT(:,1))+max(pT(:,2))+max(pT(:,3)))/3-pTm
189 Qmax=(max(Q(:,1))+max(Q(:,2))+max(Q(:,3)))/3

191 %Confronto con risultati amesim (Ce 0.8, lambdac 780, rc 0.07) e bleed con
%Ce 0.85 lambdac 550
193 AME=load('prova2_amesim.data');
Q_ame=AME(:,3);
195 pA_ame=AME(:,2);
x_ame=AME(:,1)-0.7423;
197
figure()
199 plot(x_ame,Q_ame,'linewidth',2)
hold on
201 plot(x(:,1),Q(:,1),'o','linewidth',2)
hold on
203 plot(x(:,2),Q(:,2),'s','linewidth',2)
hold on
205 plot(x(:,3),Q(:,3),'^','linewidth',2)
legend('Simulazione','Prova_1','Prova_2','Prova_3')
207 grid on
grid minor
209 xlim([0.3 1.5])
ylim([0.1 2])
211 xlabel('Spostamento [mm]')
ylabel('Portata [L/min]')
213 title('Confronto risultati simulazione a 100 bar - Portate')
figure()
215 plot(x_ame,pA_ame,'linewidth',2)
hold on
217 plot(x(:,1),pA(:,1),'o','linewidth',2)
hold on
219 plot(x(:,2),pA(:,2),'s','linewidth',2)
hold on
221 plot(x(:,3),pA(:,3),'^','linewidth',2)
legend('Simulazione','Prova_1','Prova_2','Prova_3')
223 grid on
grid minor
225 xlim([0.3 1.5])
xlabel('Spostamento [mm]')
227 ylabel('Pressione regolata [bar]')
title('Confronto risultati simulazione a 100 bar - Pressioni')

```

B.3 Definizione coefficiente di efflusso e guadagni in pressione e portata sperimentali

```

1 clear all
3 close all
clc
5
%%Definizione del coefficiente di efflusso
7 %Caricamento dati da simulazione

```

```

AME=load('prova4_amesim_flowareas.data');
9 AT=AME(:,2); %area A-T mm^2
PA=AME(:,3); %area P-A mm^2
11 x_ame=AME(:,1)+0.441; %traslazione x simulata

13 %Caricamento dati prova 4 - 100 bar, bleed chiuso
MOD=load('prova4_100bar.txt');
15 %Parametri
p=MOD(:,1); %pressione mandata [bar]
17 pA=MOD(:,2); %pressione modulata [bar]
pT=MOD(:,3); %pressione ritorno [bar]
19 x=MOD(:,4)*1.29; %spostamento cassetto [mm]
Q=MOD(:,5); %portata [L/min]
21 T=MOD(:,6); %temperatura [C]

23 %Dati fluido da amesim
rho=867.5; % densita kg/m^3
25 rho=rho*10^(-9); %kg/mm^3

27 %Definizione delle aree di passaggio P-A
area=linspace(0,0,length(x))'; %mm^2
29 for i=1:length(x)
    b=find(x_ame>=x(i),1);
31    area(i)=PA(b);
end
33 %vettore differenze di pressione tra P e A
dp=linspace(0,0,length(x))';
35 for i=1:length(x)
    if p(i)<pA(i)
37        dp(i)=0;
    else
39        dp(i)=(p(i)-pA(i))/10; %MPa
    end
41 end
%Determinazione velocita del fluido
43 vel=sqrt(2*dp/rho*1000); %mm/s
%Trasformazione portata
45 Q=Q*10^6; %mm^3/min
Q=Q/60; %mm^3/s
47
%Determinazione coefficienti di efflusso
49 for i=1:length(x)
    if vel(i)==0
51        ce(i)=0;
    else
53        ce(i)=Q(i)/(vel(i)*area(i));
    end
55 end
ce=ce';
57 C=[ce(1:21) ce(21:end)]

59 %Confronto con valori ottenuti da simulazione
par=load('prova4_amesim_ce_lambda.data');
61
figure()
63 plot(x(1:21),C(:,1),'o','linewidth',2)
hold on
65 plot(flip(x(21:end)),C(:,2),'s','linewidth',2)
hold on
67 plot(par(:,1)+0.441+0.0115,par(:,2),'linewidth',2)
legend('discesa','salita','simulazione')
69 ylabel('Coefficiente di efflusso')
xlabel('Spostamento [mm]')
71 grid on
grid minor

```

```

73 xlim([0.52 0.75])
   ylim([0 0.5])
75
   %%
77 %Calcolo gradiente di p
   prova1=x(1:21);
79 prova2=flip(x(21:end));
   prove=[prova1 prova2];
81 prova1_p=pA(1:21);
   prova2_p=flip(pA(21:end));
83 prove_p=[prova1_p prova2_p];
   dh=zeros(length(prove)-1,2);
85 for i=1:(length(prova1)-1)
       dh(i,1)=prova1(i+1)-prova1(i);
87       dh(i,2)=prova2(i+1)-prova2(i);
   end
89 for i=2:(length(prova1)-1)
       dpx(i,1)=prova1_p(i)-prova1_p(i+1);
91       dpx(i,2)=prova2_p(i)-prova2_p(i+1);
   end
93
   x_dpdq=prove(1:(end-1),:)+(dh/2);
95 dpdx=dpx./dh;
   figure()
97 yyaxis right
   plot(x_dpdq,dpdx,'o','linewidth',2)
99 hold on
   yyaxis left
101 plot(x,pA,'-s','linewidth',2)
   grid on
103 grid minor
   xlim([0.5 0.8])
105
   %Calcolo gradiente di Q
107 Q=Q*60/10^(6); %L/min
   prova1_Q=Q(1:21);
109 prova2_Q=flip(Q(21:end));
   prove_Q=[prova1 prova2];
111 for i=2:(length(prova1)-1)
       dQx(i,1)=prova1_Q(i+1)-prova1_Q(i);
113       dQx(i,2)=prova2_Q(i+1)-prova2_Q(i);
   end
115 dqdx=dQx./dh;

117 figure()
   yyaxis right
119 plot(x_dpdq,dqdx,'--o','linewidth',2)
   hold on
121 yyaxis left
   plot(x_dpdq,dpdx,'--s','linewidth',2)
123 grid on
   grid minor
125 xlim([0.4 0.9])

```

Bibliografia

- [1] Nervegna, N.: “*Oleodinamica e pneumatica: Sistemi Vol. 1, Componenti Vol. 2, Esercitazioni*”, Politeko, Torino, 2003

- [2] Rundo, M.: “*Analisi teorica e sperimentale di una pompa a pistoni radiali e cilindrata variabile*”, Politecnico di Torino, Luglio 1996

- [3] Bavera, F.: “*Sistema di acquisizione dati per banchi prova oleodinamici*”, Politecnico di Torino, Ottobre 2011

- [4] Tortone, L.:”*Sviluppo del controllo di un banco prova per servovalvole elettroidrauliche*”, Politecnico di Torino, Luglio 2014

- [5] Rundo, M.; Pavanetto, A.: “*Comprehensive Simulation Model of a High Pressure Variable Displacement Pump for Industrial Applications*”, 38th Computers and Information in Engineering Conference, ASME 2018

- [6] Vanin, L.: “*Modello virtuale ed analisi di una pompa a palette a cilindrata variabile*”, Politecnico di Torino, Marzo 2013

- [7] D. McCloy & H.R. Martin: “*Control of Fluid Power: Analysis and Design 2nd (Revisited) Edition*”, Ellis Horwood Limited, 1980