



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2021/2022

Sessione di Laurea Luglio 2022

Identificazione e Modellazione di un Sistema di Posizionamento ad Azionamento Pneumatico

Relatori:

Prof. Terenziano Raparelli

Prof. Luigi Mazza

Prof. Luigi Lentini

Candidato:

Gianmarco Mossino

Luglio 2022

Abstract

Lo scopo del presente lavoro di tesi è identificare e modellare un sistema di posizionamento ad azionamento pneumatico che consiste in un carrello vincolato tramite una guida lineare a ricircolo di sfere che viene movimentato per mezzo cilindro pneumatico a doppio effetto e una valvola 5/3 proporzionale in flusso. La scelta di adoperare un cilindro pneumatico come organo di posizionamento è giustificata dal loro largo impiego in ambito industriale. I punti di forza sono sicuramente l'economicità, la versatilità e la semplicità della meccanica rispetto ad attuatori di altra natura e di pari potenza. Inoltre, l'impiego dell'aria come fluido di azionamento consente una maggiore versatilità nel loro utilizzo, anche in ambienti infiammabili o esplosivi. Nonostante le qualità appena citate, gli attuatori pneumatici presentano alcune problematiche non trascurabili che, volendo semplificare, si traducono in un deficit di precisione ed efficienza energetica. Per tali ragioni si tende a considerare gli attuatori idraulici ed elettromeccanici più vantaggiosi. Uno dei principali problemi è la comprimibilità dell'aria, che si traduce in una rigidità ridotta, un basso smorzamento e una riduzione delle prestazioni dinamiche. Altri problemi tipici dei sistemi di posizionamento pneumatici e in particolar modo del gruppo cilindro-valvola di comando, sono le numerose non linearità. Due tra tutte sono la relazione tra portata e rapporto tra le pressioni di monte e valle della valvola e le forze di attrito generate durante il moto relativo dello stelo del cilindro. Oltre a complicare la fase di modellazione ed identificazione del sistema, l'attrito può ridurre significativamente l'efficienza energetica del sistema intesa come rapporto tra la potenza elettrica assorbita e la potenza d'attuazione in uscita dal cilindro. La sfida principale è quindi di riuscire a modellare accuratamente queste non linearità ed in particolar modo l'attrito che risulta essere un fenomeno molto difficile da studiare a modellare. Infatti, ad oggi non si dispone di un modello universale dato che questo tipo di fenomeno è strettamente dipendente da molti fattori che dipendono a loro volta dalle condizioni di esercizio e dalla tecnologia costruttiva del sistema in esame. L'obiettivo di questo lavoro di tesi è quello di proporre un modello di un sistema di posizionamento pneumatico che risulti quanto più possibile semplice ed affidabile. Nella prima parte del lavoro è stato studiato il comportamento della valvola al fine di ricavare una relazione che correlasse la portata smaltita e la tensione di comando. Per fare ciò si è fatto uso delle informazioni riportate nella norma ISO 6358 e si è ricercata una formulazione adatta a prevedere il comportamento della valvola in tutte le condizioni di lavoro (regime sonico/subsonico, fase di carico/scarico). Il passo successivo è stato di identificare un opportuno modello che ben replicasse gli andamenti delle forze d'attrito relative al sistema cilindro-carrello. Dato che queste tipologie di modelli presentano livelli di complessità che possono essere anche molto elevati si è cercato di utilizzare una

formulazione matematica che risultasse quanto più semplice possibile in modo da ridurre possibili problematiche di tipo computazionale. In questo caso la sperimentazione ha mostrato che, per frequenze di lavoro inferiori a 5 Hz, è possibile ottenere ottimi risultati già a partire da un modello statico che tenga conto di fenomeni di attrito statico, viscoso e coulombiano. Infine, una volta modellati tutti i componenti è stato possibile procedere con la validazione del modello complessivo del sistema di posizionamento controllato in anello aperto. I test di validazione sono stati effettuati fornendo una opportuna tensione di comando alla valvola (sinusoidali e a gradino) e confrontando gli andamenti numerici e sperimentali delle varie variabili di interesse. Il confronto tra i risultati numerici e sperimentali dei numerosi test effettuati ha dimostrato un ottimo livello di accuratezza del modello proposto. I lavori futuri riguarderanno ulteriori studi sui modelli di attrito e la validazione del modello del sistema di posizionamento posto in anello chiuso.

Indice

Abstract.....	3
Indice.....	5
1 Introduzione.....	8
2 Descrizione banco prova.....	19
2.1 Componenti meccanici.....	20
2.2 Componenti pneumatici	21
2.2.1 Cilindro pneumatico.....	21
2.2.2 Valvola di portata	22
2.2.3 Regolatore di pressione	23
2.2.4 Valvola manuale 3/2 tiretto bistabile	24
2.2.5 Valvola manuale 3/2 leva 90° bistabile	25
2.2.6 Valvola con leva manuale 4/3	26
2.3 Componenti elettronici	27
2.3.1 Sensore di portata.....	27
2.3.2 Trasduttori di pressione	29
2.3.3 Trasduttore di posizione lineare	30
2.3.4 Accelerometro.....	31
2.3.5 Cella di carico	32
2.3.6 Amplificatore di misura.....	34
2.3.7 Dispositivo acquisizione dati	36
3 Prove sperimentali	37
3.1 Caratterizzazione valvola pneumatica	37
3.1.1 Identificazione $A_{eff}(V)$ e caratteristica di portata	46
3.2 Identificazione attrito.....	55
3.3 Segnale a gradino	60
4 Descrizione modello.....	68
4.1 Modellazione valvola pneumatica	68

4.2	Modellazione cilindro pneumatico	70
5	Risultati	74
5.1	Identificazione valvola proporzionale	74
5.2	Identificazione forza d'attrito	93
5.3	Comando con forma a gradino	108
5.4	Comando con forma sinusoidale	116
6	Conclusioni	124
	Bibliografia	127

Capitolo 1

1 Introduzione

I cilindri pneumatici sono tra gli attuatori più diffusi in ambito industriale, basti pensare che il loro utilizzo mondiale è passato da 8,21 milioni di unità nel 2011 a 10,38 milioni nel 2015, con un incremento annuale medio del 5,23% [1]. I loro punti di forza sono sicuramente l'economicità e una meccanica piuttosto semplice rispetto ad attuatori di altra natura e di pari potenza; pertanto, si presentano come una tecnologia molto versatile in svariati ambiti e applicazioni e la loro trattazione è alquanto consistente nella letteratura scientifica. Tra i vari impieghi che possono essere assolti dai cilindri pneumatici, vi è il loro utilizzo come organi di posizionamento. In prima battuta potrebbe sembrare una scelta poco vincente dal momento che esistono attuatori di tipo idraulico piuttosto che elettrici o meccanici, dotati di un ottimo grado di precisione; tuttavia, l'utilizzo di un cilindro pneumatico impiegato come strumento di posizionamento risulta una sfida di notevole interesse in virtù del loro basso costo, della loro semplicità e della sicurezza d'impiego in ambienti critici (infiammabili e/o esplosivi). Gli svantaggi più grandi dei servosistemi a posizionamento pneumatico sono la comprimibilità dell'aria, che si traduce in una rigidità ridotta, una diminuzione della frequenza naturale e un basso smorzamento che riducono le prestazioni dinamiche del sistema. Altri problemi tipici soprattutto del gruppo cilindro-valvola sono le numerose non linearità come la relazione tra portata e rapporto tra le pressioni di monte e valle dell'elemento e le forze di attrito dovute allo scorrimento dello stelo del cilindro. La presenza di tali fattori ne compromette l'efficienza energetica, intesa come il rapporto tra la potenza elettrica spesa per comprimere l'aria dal compressore e la potenza d'attuazione in uscita dal cilindro, ossia il carico che il sistema pneumatico è in grado di vincere. Tale indicatore si attesta intorno al 15-20% per i cilindri pneumatici, mentre per gli attuatori idraulici ed elettrici si aggira rispettivamente al 40% e 80% [2]. La sfida principale è quindi la modellazione di tutti i fenomeni non lineari, in particolar modo l'attrito, che risulta essere la componente più complessa in quanto non esiste un modello universale data la sua elevata specificità alle condizioni di esercizio e alla tecnologia costruttiva stessa del cilindro pneumatico. Nel tempo il fenomeno dell'attrito è stato oggetto di numerosi studi e approfondimenti che hanno portato a definirlo come una forza dissipativa che si genera a seguito del contatto tra due superfici e che si oppone al moto relativo tra i corpi. Le forze di

attrito possono essere classificate in diverse tipologie a seconda delle condizioni operative: se due o più corpi strisciano l'uno sull'altro si parla di attrito radente, se uno di essi rotola sulla superficie dell'altro si tratta allora di attrito volvente e se un corpo si muove all'interno di un fluido o a contatto con un meato di lubrificante sarà soggetto ad una forza di attrito viscoso.

Nell'attuazione di organi o parti di macchinari tra loro a contatto, essendo un fenomeno di tipo dissipativo, la presenza dell'attrito va sicuramente a inficiare sul rendimento complessivo del sistema e a provocare l'usura delle parti striscianti, riducendo la vita utile dei componenti di macchina. È quindi fondamentale ridurre il più possibile l'azione dell'attrito adottando strategie progettuali opportune per mezzo di specifici dispositivi come i cuscinetti e con l'utilizzo di lubrificazione solida, liquida o gassosa degli organi critici. Anche la natura provvede a diminuire gli attriti mediante il processo di lubrificazione, ad esempio, gli alimenti, prima di essere ingeriti, vengono lubrificati dalla saliva durante la masticazione in modo da poter passare con maggior facilità attraverso l'apparato digerente. Tutti quegli organi del nostro corpo che devono compiere dei movimenti per esercitare la loro funzione (cuore, polmoni, intestini, ecc.) sono rivestiti di mucose che minimizzano le forze di frizione; i coefficienti di attrito fra i tendini e le loro guaine e tra le varie articolazioni ossee sono resi bassissimi da opportuni lubrificanti prodotti dal nostro corpo [3]. In molti altri casi, invece, l'attrito è provvidenziale, se non addirittura indispensabile, ad esempio, permette di camminare: se non ci fosse, quando un piede viene sollevato per essere portato avanti, l'altro piede durante la spinta scivolerebbe all'indietro provocando la caduta, basti pensare a come si scivola facilmente sul ghiaccio. Le automobili possono muoversi sulla strada solo quando c'è attrito, infatti, quando la strada è molto bagnata o coperta di nevischio, e l'attrito è quindi molto ridotto, le ruote slittano o girano su sé stesse impedendo al veicolo di procedere. L'attrito è fondamentale anche in tutti i sistemi frenanti, anche viti e chiodi devono la loro efficacia all'attrito che si genera contro le fibre dei materiali e in modo analogo anche i materiali compositi si basano sullo stesso principio. Nonostante queste conoscenze approfondite, le ricerche sull'attrito non sono cessate poiché si tratta di un fenomeno molto specifico e legato al particolare caso di studio o applicazione, pertanto la sua conoscenza è fondamentale per un'analisi esaustiva del fenomeno che si vuole indagare. Per tali ragioni non esiste una legge universalmente valida e benché esistano dei modelli predittivi specifici per descrivere i fenomeni ascrivibili a una determinata tipologia, ogni modello contiene al suo interno dei parametri dipendenti dalle particolari condizioni operative e costruttive del caso in esame. La letteratura scientifica è quindi ricca di articoli in cui si propongono nuovi modelli matematici che possano simulare al meglio l'attrito o metodi sperimentali per determinare quei parametri specifici di cui si faceva menzione in precedenza.

In modo generale è possibile suddividere i modelli presenti in letteratura tra statici e dinamici. I modelli classici sono di tipo statico e si basano sugli aspetti macroscopici dell'attrito come fenomeni statici, coulombiani e viscosi. Il vantaggio di questi modelli è sicuramente la semplicità computazionale anche se questo tipo di trattazione risulta essere

meno precisa dei modelli dinamici, dove l'attrito è modellato in maniera più approfondita. Lo studio dell'attrito considera infatti anche i fenomeni microscopici legati all'interazione delle asperità delle superfici a contatto durante le fasi di aderenza, micro-sliding (micro-scorrimento) e sliding (scorrimento). Questo tipo di trattazione richiede quindi uno studio preliminare molto attento e un livello di calcolo più complesso che lo rendono poco fruibile nonostante l'elevata precisione.

In [4] si affronta il problema di modellare e identificare i vari elementi che compongono un sistema di posizionamento pneumatico, focalizzando l'attenzione su due elementi con comportamento non lineare: il cilindro pneumatico (attrito) e la valvola (portata d'aria). L'apparecchiatura utilizzata si compone di una servovalvola proporzionale 5/3 FESTO (MPYE-5-1/8 HF-010B), di un cilindro pneumatico senza stelo (FESTO, DGPIL-25-1250-GK-KF-AH), di due sensori di pressione posizionati sul cilindro, di un sensore di posizione, di un accelerometro e di un computer dotato di un processore di segnali digitali (DSP-card) per ricevere e inviare i segnali (A/D e D/A).

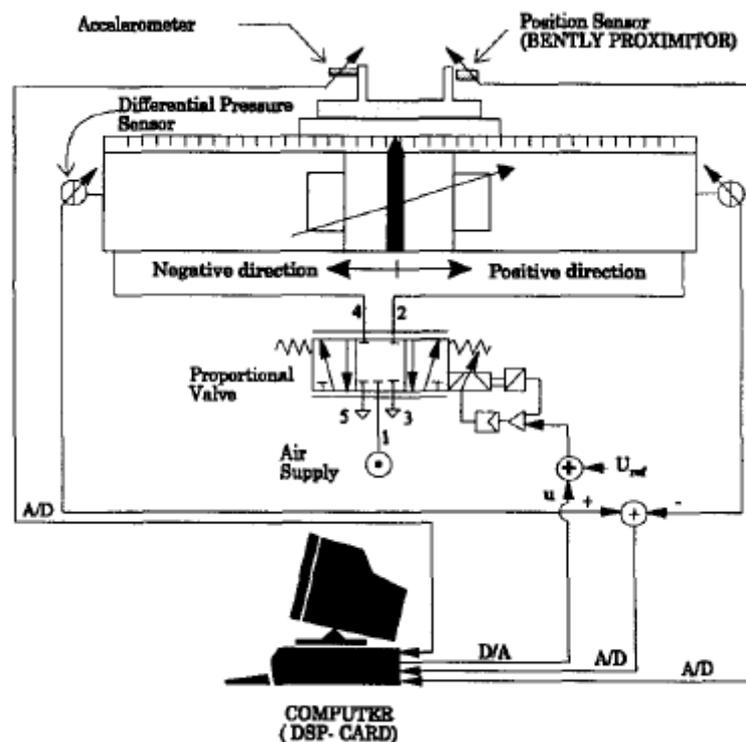


Figura 1-1 Diagramma schematico del set-up sperimentale della prova [4]

La prima operazione è stata definire il flusso attraverso la valvola in funzione del segnale di tensione e delle pressioni alle estremità dell'elemento pneumatico; l'intera prova è stata svolta sostituendo le camere del cilindro con due serbatoi di volume noto. La valvola, dapprima nella posizione neutra corrispondente al segnale di 5V, riceve un segnale di comando e il trasduttore rileva la variazione di pressione. Assumendo il processo come isoterma, è nota la legge dei gas ideali $PV = mRT$ (P =pressione nel serbatoio, V =volume

serbatoio, m =massa d'aria contenuta nel serbatoio, T = temperatura del fluido), dalla quale è facile stabilire:

$$\dot{m} = \frac{V}{RT} \dot{P} \quad (1)$$

La relazione appena mostrata permette quindi di determinare la portata semplicemente differenziando nel tempo la pressione del serbatoio, tuttavia, l'articolo proposto esclude tale procedimento optando per un'alternativa più originale. In prima battuta l'effettiva sezione di passaggio della valvola A_{eff} è una funzione della tensione u e della pressione di alimentazione P_s ; pertanto per una data P_s , si ottiene che

$$\dot{P} \sim A_{eff} t \quad (2)$$

Ciò significa che l'evoluzione della pressione presenta la stessa forma quando l'asse dei tempi è scalato per un fattore proporzionale ad A_{eff} . In altre parole, la pendenza della retta, ossia la rapidità con cui avviene il transitorio, dipende dalla sezione di passaggio e quindi è possibile identificare un legame tra A_{eff} e u semplicemente scalando l'asse del tempo per un opportuno coefficiente che permetta la sovrapposizione delle curve.

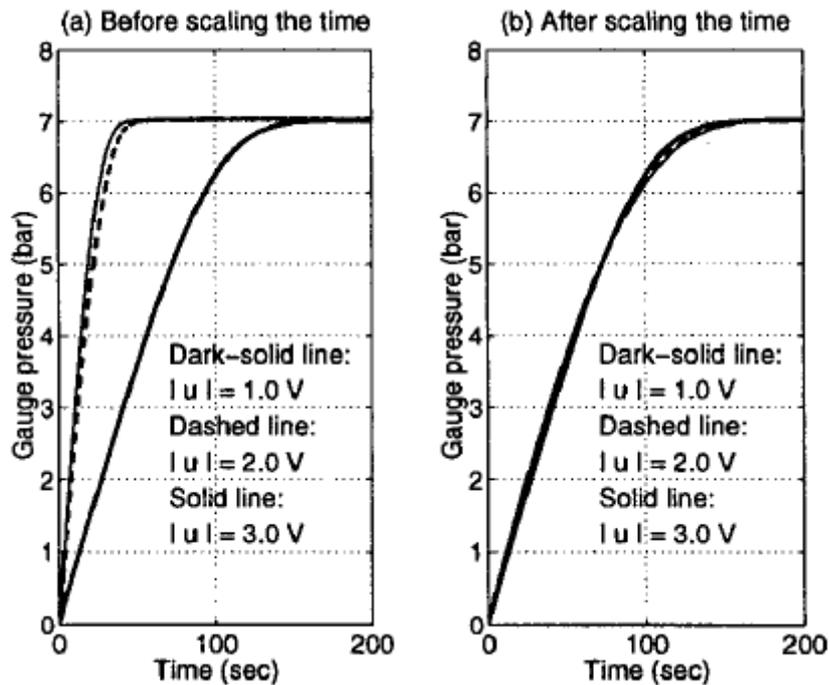


Figura 1-2 Misurazione pressione nel serbatoio con $P_s = 7 \text{ bar}$

La fisica del cilindro è stata modellata tramite la seconda legge di Newton

$$M\ddot{x} + F_f - F_p = 0 \quad (3)$$

Dove F_p è la forza esercitata dalla differenza di pressione all'interno delle camere del cilindro, M è la massa totale dell'elemento mobile, \ddot{x} è l'accelerazione e F_f è la forza di attrito. La sezione più consistente è occupata dallo studio sull'attrito che adotta come riferimento il modello di Leuven, in particolare per quanto riguarda il regime di pre-sliding; sulla base di quanto riportato in letteratura, la forza di attrito F_f è modellata da due equazioni che dipendono dalla variabile di stato z , che corrisponde alla deformazione media delle asperità delle superfici a contatto, dalla sua derivata $\dot{z} = \frac{dz}{dt}$ e dalla velocità di scorrimento v ovvero:

$$F_f = F_h(z) + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \quad (4)$$

Dove σ_1 è il coefficiente di smorzamento micro-viscoso (trascurabile), σ_2 è il coefficiente di smorzamento viscoso e $F_h(z)$ è la forza di attrito che caratterizza il tratto di pre-sliding. Tale forza presenta un comportamento isteretico il cui ciclo si interrompe in corrispondenza del valore di saturazione della forza F_s , soglia oltre la quale intervengono i fenomeni di macro-sliding e l'equazione (4) può essere riscritta nel seguente modo:

$$F_f = S(v) + \sigma_2 v \quad (5)$$

Dove

$$S(v) = F_C + (F_S - F_C)e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^\delta} \quad (6)$$

La (6) è l'espressione dell'attrito secondo il modello di Stribeck; infatti, eccitando il sistema in modo che $|v| \leq 2 \text{ m/s}$ si ottengono le seguenti curve corrispondenti a differenti valori di P_S .

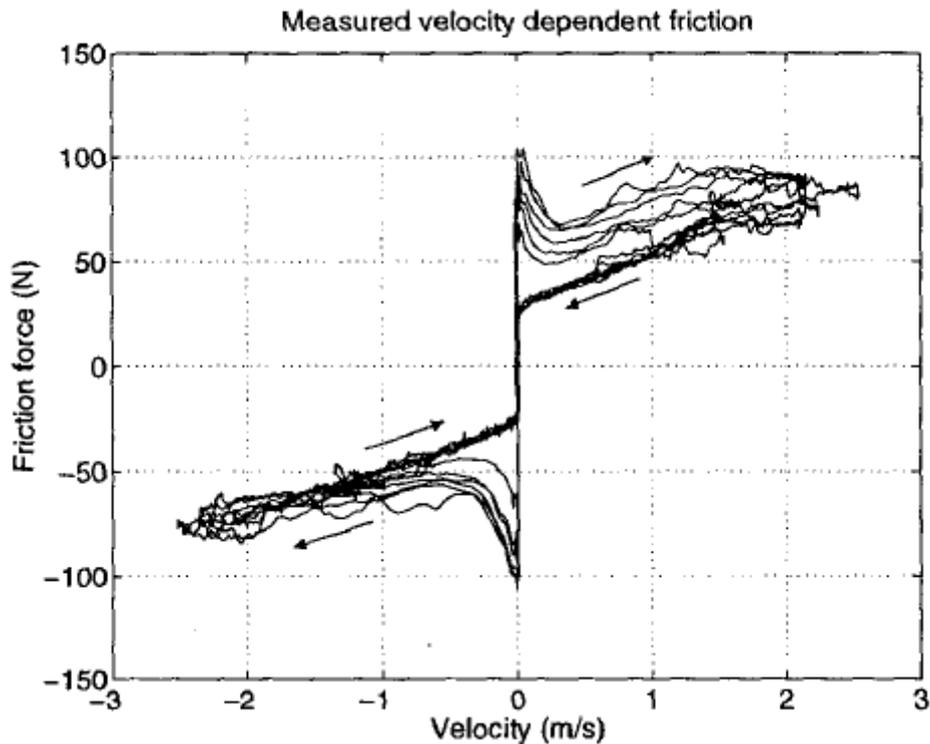


Figura 1-3 Misurazione forza d'attrito vs velocità per differenti pressioni di alimentazione P_s

Nell'articolo proposto l'attrito risulta quindi modellato considerando sia l'approccio dinamico che quello statico; tuttavia, l'identificazione del comportamento delle asperità ha richiesto uno studio aggiuntivo che dilata i tempi di esecuzione.

In [5] si approfondisce maggiormente lo studio relativo all'isteresi della forza d'attrito che si manifesta nel regime di pre-sliding. L'obiettivo è quindi di modellare il comportamento delle asperità, paragonandole a delle molle non lineari. La procedura prevede infatti di spostare la massa traslante applicando una forza crescente senza oltrepassare il valore di soglia F_s . Durante i test è stato riscontrato il comportamento non lineare delle asperità soggette a deformazioni elastiche e/o plastiche in base alla velocità e direzione di incremento della forza.

Se la forza applicata per spostare la massa traslante è al di sotto del valore di soglia che rompe i legami tra le asperità e, di conseguenza, tali asperità sono sottoposte soltanto a deformazioni elastiche e/o plastiche, si vengono a creare dei cicli d'isteresi più o meno ampi in funzione sia del valore della forza applicata e sia del conseguente micro-spostamento che la massa subisce. È stato osservato che l'ampiezza del ciclo d'isteresi dipende soltanto dallo spostamento della massa e, quindi, dalla differenza di pressione tra le camere del cilindro, oltre che dal tipo di materiale con cui sono fatte le superfici a contatto; infatti, nel contatto metallo-gomma il ciclo d'isteresi è più esteso che nel caso del contatto metallo-metallo. Il

modello proposto che descrive il ciclo d'isteresi dell'attrito $F_h(z)$ nella condizione di pre-scorrimento è il seguente:

$$F_h(z) = F_b + F_d(z) \quad (7)$$

Dove F_b è la forza d'attrito nell'inversione di velocità, $F_d(z)$ è una funzione della deflessione media delle asperità strettamente crescente e identificata sperimentalmente nel seguente modo:

$$F_d(z) = \begin{cases} k_1 z - f_1(e^{-(f_1 z)} - 1), & 0 \leq z \leq z_2 \\ k_2 z + f_2, & z_2 \leq z \leq z_b \end{cases} \quad (8)$$

I valori dei vari coefficienti sono individuabili rappresentando graficamente la forza in funzione dello spostamento. Con k si indica la rigidità delle asperità delle corrispettive regioni di micro-sliding, f è l'intercetta della funzione a tratti e z_b corrisponde all'inizio dello spostamento macroscopico.

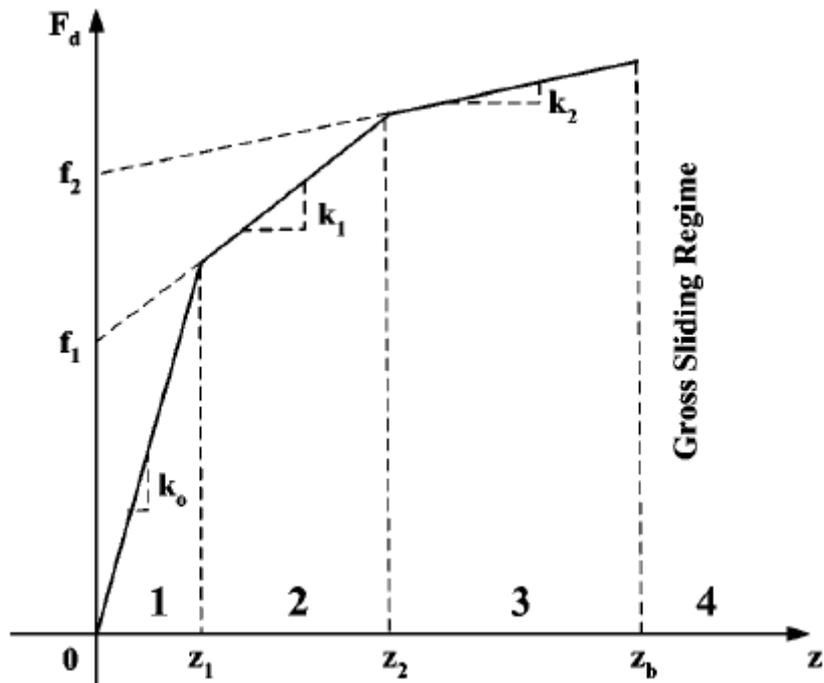


Figura 1-4 Funzione a tratti del ramo d'isteresi del regime di pre-sliding

Per ottenere l'attrito nella forma usuale di Stribeck in funzione della velocità, le prove sono state condotte fornendo un segnale periodico contenendo la velocità entro un certo range e la legge che meglio esprime l'andamento trovato è la seguente:

$$F_f = \begin{cases} \operatorname{sgn}(v)F_{C1} + \operatorname{sgn}(v)(F_S - F_{C1})e^{-\left(\frac{|v|}{v_s}\right)^\delta} + \sigma_1 v, & v \geq 0 \\ \operatorname{sgn}(v)F_{C2} + \sigma_2 v, & v < 0 \end{cases} \quad (9)$$

dove v è la velocità, F_S è la forza di rottura dei legami, v_s è la velocità di Stribeck ($v_s = 0,2 \text{ m/s}$), δ è un esponente (solitamente $\delta = 2,5$), F_{C1} e F_{C2} sono le componenti dell'attrito coulombiano per accelerazioni positive e negative, e σ_1 e σ_2 sono i coefficienti viscosi per velocità crescenti e decrescenti. La figura (5) riporta una schematizzazione di come sono stati individuati graficamente i valori da inserire in (9).

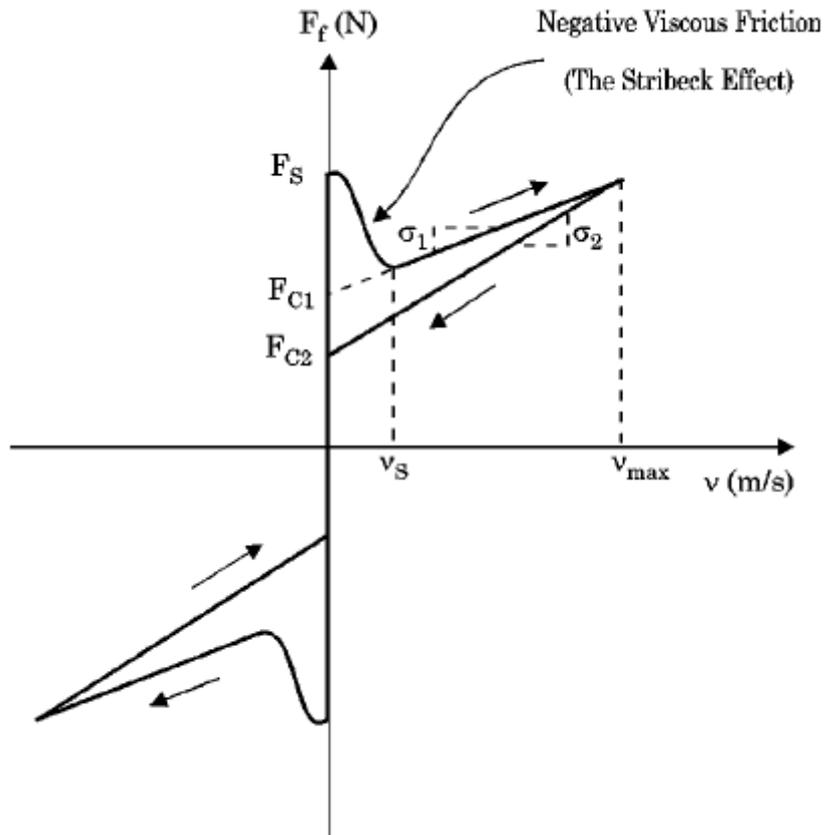


Figura 1-5 Rappresentazione schematica della forza d'attrito in funzione della velocità di scorrimento.

Un'altra strategia molto ricorrente in letteratura è di adottare il modello dinamico di LuGre [6], in cui l'attrito su micro scala tra le superfici di contatto è influenzato dal comportamento casuale delle asperità ed è espresso come segue

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \quad (10)$$

Dove σ_0 e σ_1 sono rispettivamente la rigidità e il coefficiente di smorzamento delle asperità. Il termine z si riferisce come al solito alla deflessione media delle asperità. Lo studio è condotto per mezzo di un servo motore che aziona con estrema precisione un cilindro pneumatico al fine di determinare con accuratezza i parametri che intervengono nel modello. I parametri dinamici σ_0 e σ_1 sono stati identificati azionando il cilindro con le camere a pressione ambiente; successivamente le prove sono state ripetute con diverse pressioni nelle camere ma non sono emerse variazioni nei coefficienti. Al contrario è stato osservato che i parametri presenti nel modello che esprime l'attrito macroscopico risentono notevolmente delle condizioni operative del cilindro. La seguente equazione

$$F_f(v) = F_c \operatorname{sgn}(v) + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2} + \sigma_2 v \quad (11)$$

Può quindi essere modificata con gli opportuni coefficienti correttivi che tengono conto delle effettive pressioni di esercizio nelle due camere del cilindro. La procedura seguita in questo studio risulta essere molto più semplice rispetto alle precedenti e i risultati ottenuti sono molto precisi. Le uniche criticità riguardano il setup del banco in quanto prevede l'utilizzo di un attuttore elettrico alquanto preciso per movimentare il cilindro con velocità costante e di un sensore di posizionamento laser.

In [7] il modello dinamico di LuGre è stato implementato con ulteriori accortezze, utilizzando la funzione di Stribeck anche per modellare la velocità di deflessione delle asperità. A sua volta la legge di Stribeck incorpora un nuovo termine che tiene conto della dinamica del film di lubrificante presente nel cilindro. Nello specifico il banco è costituito da un cilindro pneumatico e da un cilindro idraulico che movimenta con molta accuratezza l'attuttore pneumatico. Le camere del cilindro pneumatico sono controllate separatamente da due valvole proporzionali, mentre una servovalvola aziona il cilindro idraulico. Una cella di carico è collegata tra gli steli di entrambi i cilindri per misurare la forza di attuazione. La pressione nel cilindro è rilevata da due sensori di pressione e un sensore di velocità misura la velocità di azionamento. La velocità del cilindro pneumatico e le pressioni sono controllate per mezzo di un controllore PID. La sperimentazione è stata svolta adottando tre cilindri pneumatici della stessa taglia ma con condizioni operative di velocità e pressione differenti: standard (50-750 mm/s, 0,05-1 MPa), regolare (5-500 mm/s, 0,02-1 MPa) e lento (0,5-300 mm/s, 0,005-1 MPa). In ogni prova la velocità varia in maniera sinusoidale. Il modello di posizionamento viene sviluppato adottando per l'attrito il nuovo modello modificato di LuGre (NMLG). Osservando il comportamento del film di grasso tra le superfici a contatto, è stato notato che lo spessore del film diventa più sottile durante l'accelerazione e più spesso in fase di decelerazione rispetto che allo spessore della fase di moto stazionario. Tale comportamento del grasso è analogo a quello dell'olio, pertanto

valgono le stesse relazioni. Dalle prove statiche è emersa una dipendenza dei termini con le pressioni di esercizio: F_c aumenta linearmente con le pressioni delle due camere, F_s e v_s sono proporzionali alla pressione di comando e decrescono con la pressione da vincere. Ne segue che $F_c(p_1, p_2)$, $F_s(p_1, p_2)$ e $v_s(p_1, p_2)$ in quanto le pressioni nelle camere determinano la deformazione degli anelli di tenuta presenti nel cilindro. Dalle prove dinamiche è invece emerso che la dinamica del fluido lubrificante può essere trascurata e i valori dei coefficienti rimangono costanti anche al variare della frequenza con cui si muove lo stelo del cilindro. Confrontando i valori sperimentali con quelli calcolati dal modello è emersa una buona corrispondenza nei valori medi della caratteristica dinamica della forza d'attrito, anche se il comportamento isteretico non è stato simulato dal modello per i cilindri che si muovono con velocità regolare e lenta. Siccome la frequenza determina anche la forma del ciclo d'isteresi, alcuni coefficienti caratteristici dell'attrito sono stati identificati per mezzo di un'espressione funzione della frequenza. Il motivo è che le caratteristiche dinamiche del lubrificante sono fortemente influenzate dalla rapidità con cui varia il segnale di input. Nello specifico dei cilindri pneumatici il grasso possiede caratteristiche tipiche di un solido alle basse velocità e caratteristiche di tipo liquido alle alte frequenze. Tali fenomeni necessitano quindi uno studio più approfondito per poter essere estesi a successive sperimentazioni con maggiore consapevolezza.

Quanto svolto in [7] è stato successivamente riproposto in [8] con nuove modifiche; in particolare, lo studio esamina l'accuratezza della simulazione attraverso l'utilizzo di tre modelli differenti di attrito: il modello classico (SS), il modello dinamico di LuGre (LG) e il modello di LuGre modificato (RLG). Il modello RLG si differenzia dal modello di partenza per tre migliorie, ovvero, è stata introdotta la dinamica del film di lubrificante nell'equazione di Stribeck, compare una funzione che descrive il ciclo d'isteresi e il termine della velocità è stato implementato con un'equazione differenziale di primo grado. Il setup del banco è costituito da un cilindro pneumatico (SMC, CM2L25-300; diametro interno 0,025 m, diametro stelo 0,01 m e corsa 0,3 m) che movimentata una massa (0,5-5 kg) fissata su una guida. L'azionamento del cilindro è comandato da due valvole proporzionali a centri chiusi (SMC, VEF3121) che ricevono un comando in tensione da 0 a 5 V. La posizione è monitorata e campionata da un sensore Novotechnick (LWH0300) e la pressione nelle due camere è rilevata da due sensori di pressione (SMC, PSE540); la precisione dei sensori è pari al 0,5% FS per il sensore di posizione e vale 1% FS per i trasduttori di pressione. Le prove sono state condotte alimentando il circuito con una pressione di 0,5 MPa. Dai dati raccolti si osserva come fornendo un segnale costante e prossimo alla zona morta ad entrambe le valvole, il cilindro presenti il tipico fenomeno dello "stick-slip". Successivamente sono state condotte prove con un segnale di comando leggermente maggiore per eliminare il fenomeno dello "stick-slip" e altre con un segnale sinusoidale a varie frequenze (0,2 Hz e 1 Hz) per confrontare la risposta dinamica. Dal confronto con i vari modelli è emerso che il modello RLG è quello che meglio approssima i dati sperimentali, anche il modello LG presenta una buona validità eccetto nel caso in cui è presente il fenomeno dello "stick-slip". Il modello SS, invece, presenta un buon grado di affidabilità per quanto riguarda lo spostamento

macroscopico ma non risulta efficiente nella simulazione delle pressioni e della forza di attrito.

Nello studio riportato in [9] viene proposto un metodo per misurare i parametri non misurabili direttamente che intervengono nella modellazione dell'attrito, che in questo caso è espresso mediante un'equazione esponenziale a quattro parametri come segue:

$$F_f = A_i e^{B_i \dot{x}} + C_i e^{D_i \dot{x}}, \quad i = 1,2 \quad (11)$$

Dove A , B , C e D sono i parametri determinati attraverso il metodo dei minimi quadrati e $i=1,2$ si riferisce alla corsa verso l'alto o verso il basso dello stelo. Il banco utilizzato durante la sperimentazione si compone di un cilindro pneumatico (FESTO, DSNU-20-100-PPV-A), una valvola proporzionale (FESTO, MPYE-5-1/8-HF-010-B), un sensore di posizione potenziometrico (FESTO, MLO-POT-100-LWG), un accelerometro (Sparkfun, IMU GY-80) e i sensori di pressione (FESTO, SED1-D10-G2-H18-C-PU-M8). Per individuare il valore del coefficiente viscoso è stato utilizzato il metodo della caduta libera, ossia il cilindro viene posizionato con lo stelo in posizione verticale e rivolto verso il basso con una massa da 1,41 kg. Da qui è facile ottenere l'equazione di equilibrio dinamico e risolvendo l'equazione differenziale del secondo ordine è possibile esplicitare il termine relativo al coefficiente viscoso e all'attrito coulombiano. I parametri A , B , C e D sono esprimibili tramite una funzione ottenuta come serie di Fourier del segnale di comando che riceve la valvola; in modo analogo anche la portata d'aria è stata modellata attraverso un'equazione i cui coefficienti sono esprimibili attraverso una serie di Fourier di ordine sei. Il modello è stato infine validato confrontando i risultati sperimentali e calcolati di posizione, velocità e pressione nelle due camere del cilindro; dai dati raccolti è emersa una buona corrispondenza tra i valori, in particolar modo per quanto riguarda le pressioni (errore < 0,8%).

In conclusione, si può quindi affermare che la letteratura scientifica è molto ampia riguardo la modellazione del sistema valvola-cilindro e nel tempo sono stati sviluppati diversi modelli per identificare l'attrito, ognuno con una sfumatura diversa per porre l'attenzione su aspetti diversi. Attualmente è diffusa la trattazione dei modelli dinamici in quanto possono risultare molto precisi, permettendo ai servosistemi di compensare con molta accuratezza l'attrito presente. Come già anticipato, tuttavia, questi modelli richiedono sforzi di calcolo molto maggiori rispetto ai modelli classici statici che, se ben ottimizzati e identificati, possono offrire un grado di precisione già molto elevato.

Capitolo 2

2 Descrizione banco prova

In questo capitolo si descrive il banco prova utilizzato nel progetto elencando i vari elementi che lo compongono e fornendone le principali caratteristiche costruttive e di funzionamento. In funzione del tipo di azionamento è possibile suddividere la componentistica in tre diverse categorie: gli elementi meccanici, quelli pneumatici e, infine, la componente elettronica della sensoristica e dell'alimentazione. La prima comprende la struttura portante, la guida lineare a ricircolo di sfere ed il carrello ad essa vincolato. L'attuatore pneumatico, le valvole di controllo, il regolatore di pressione, i tubi di connessione e i raccordi costituiscono la parte pneumatica; mentre la componente elettronica è costituita dai trasduttori di pressione, i sensori di portata, il trasduttore di posizione lineare, l'accelerometro, la cella di carico, l'amplificatore di misura e l'alimentatore.

Prima di procedere con la descrizione della componentistica è bene descrivere il funzionamento del banco. Una valvola proporzionale in portata riceve in ingresso un segnale in tensione che ne determina lo spostamento del cassetto, e quindi la portata d'aria compressa che alimenta il circuito aziona il cilindro. L'estremità dello stelo è quindi vincolata a un carrello traslante su una guida lineare a ricircolo di sfere che riduce l'azione dell'attrito. La sperimentazione consiste quindi nel comandare la valvola con delle forme di segnale note e confrontare il grado di accuratezza tra i dati sperimentali raccolti dalla sensoristica e i valori numerici calcolati dal modello implementato.

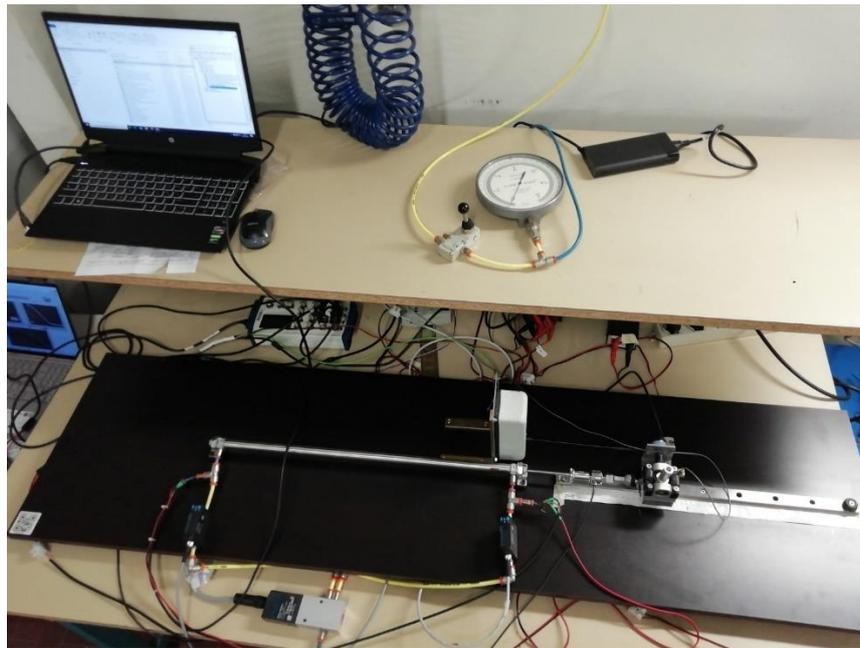


Figura 2-1 Banco prova sperimentale

2.1 Componenti meccanici

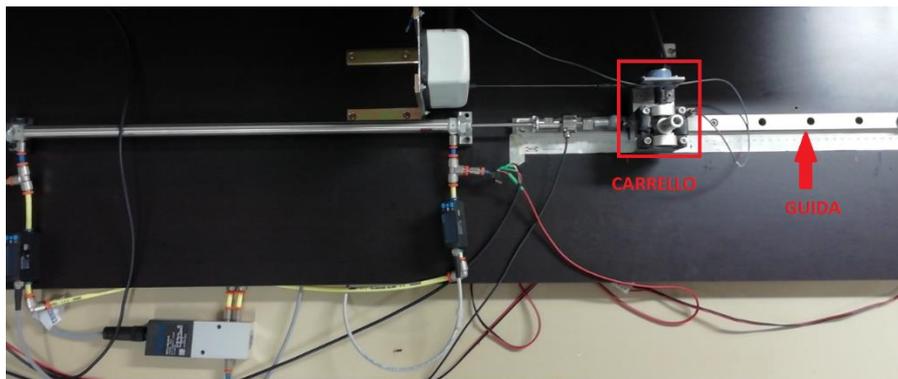


Figura 2-2 Carrello e guida

Il carrello è costituito da una guida prismatica a ricircolo di sfere dell'azienda *Misumi* con codice prodotto *SEBL 20-510*. La parte mobile è dotata di una piastra per l'eventuale alloggiamento di un pendolo inverso, mentre, la parte fissa della guida è stata fissata ad un ripiano in legno che rappresenta la base per installare tutti gli elementi costituenti il banco. Il cilindro pneumatico è collegato alla slitta per mezzo di uno snodo sferico fornito

dall'azienda *Camozzi (GY-12-16)* al fine di evitare probabili problemi di disallineamento nella fase di montaggio.

2.2 Componenti pneumatici

2.2.1 Cilindro pneumatico

Il cilindro pneumatico utilizzato è prodotto dalla *Camozzi* con il codice prodotto *24N2A16A500*, si tratta di un minicilindro a doppio effetto con alesaggio di 16 mm, corsa di 500 mm, pressione di esercizio di 1÷10 bar e velocità di movimentazione in assenza di carico di 10÷1000 mm/s. Per una maggiore chiarezza si riportano nella **Tabella 2-1** principali dati estratti dal catalogo.



Figura 2-3 Cilindro pneumatico

Caratteristica	Valore
Corsa	500 mm
Alesaggio	16 mm
Diametro stelo	6 mm
Pressione di esercizio	1 ÷ 10 bar
Temperatura di esercizio	0 ÷ 80°C
Velocità	10 ÷ 1000 mm/s
Fluido	Aria filtrata di classe 7.8.4 secondo ISO 8573-1

Raccordo

M5/femmina

Tabella 2-1 Dati tecnici del cilindro pneumatico

2.2.2 Valvola di portata

La valvola di portata è di tipo proporzionale 5/3 a centri chiusi prodotta da *Festo* e modello MPYE-5-M5-010-B. Lavora ricevendo in input un segnale di comando compreso tra $0 \div 10$ V e per garantire una maggiore accuratezza e precisione di esercizio tale valvola ha integrato un sistema di controllo della posizione del cassetto. La pressione di esercizio è compresa tra $0 \div 10$ bar e consente una portata d'aria compresa tra $100 \div 2000$ l/min. Nella **Tabella 2-2** si riassumono le caratteristiche principali della valvola adotta nella sperimentazione.



Figura 2-4 Valvola pneumatica 5/3

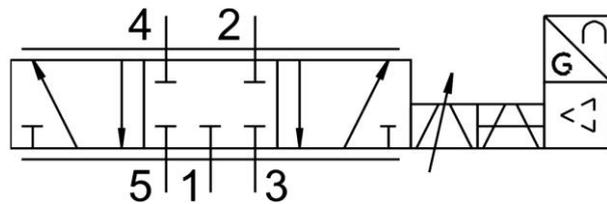


Figura 2-5 Schema valvola pneumatica 5/3

Caratteristica	Valore
Pressione di esercizio	$0 \div 10$ bar
Portata nominale standard	100 l/min
Frequenza limite	115 Hz
Isteresi massima	0.4 %
Intervallo tensione d'esercizio	$17 \div 30$ V
Valori nominali/attuali	$0 \div 10$ V
Fluido	Aria compressa filtrata a norma ISO 8573-1:2010
Temperatura fluido	$5 \div 40$ °C

Collegamenti pneumatici, porte 1-2-3-4-5	M5
Collegamento elettrico	A 4 poli M12 x 1 Connettori maschio Esecuzione rotonda

Tabella 2-2 Dati tecnici valvola pneumatica 5/3

2.2.3 Regolatore di pressione

Il regolatore di pressione elettronico è prodotto dalla ditta *Camozzi* con il codice prodotto *ER238-90AP* ed è stato utilizzato per modulare, secondo una legge nota, la pressione in uscita dal componente stesso. Nello specifico delle prove svolte, il regolatore riceve un segnale in tensione sinusoidale per consentire al cilindro di compiere un moto alternato. In **Tabella 2-3** se ne riportano le caratteristiche principali.



Figura 2-6 Regolatore di pressione

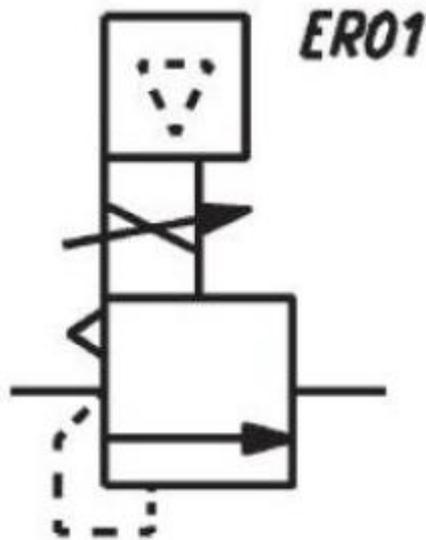


Figura 2-7 Schema regolatore di pressione

Caratteristica	Valore
Campo di regolazione	0,5 ÷ 9 bar

Portata ANR	1500 NI/min
Pressione d'ingresso	10 bar
Segnale di ingresso	0 ÷ 10 V
Segnale di uscita	0 ÷ 5 V
Tensione di alimentazione	DC 24 V
Temperatura di lavoro	5 ÷ 50°C
Grado di protezione	IP 40

Tabella 2-3 Dati tecnici regolatore di pressione

2.2.4 Valvola manuale 3/2 tiretto bistabile

La valvola manuale è prodotta da *Metal Work*, codice prodotto 7010001300, ed è stata utilizzata in serie a un'altra valvola manuale (*Metal Work* 7010000200) per portare in pressione un serbatoio durante le prove che lo richiedevano. Realizzando tale collegamento è stato possibile controllare la pressione all'interno del serbatoio utilizzando una seconda linea di alimentazione. Si riportano in **Tabella 2-4** i principali dati tecnici.



Figura 2-8 Valvola manuale 3/2

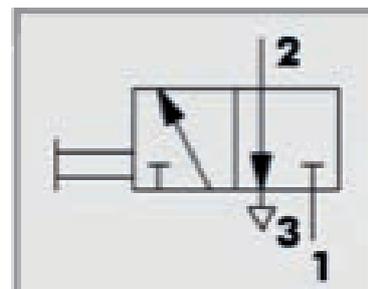


Figura 2-9 Schema valvola manuale 3/2

Caratteristica	Valore
Campo di regolazione	-0,99 ÷ 10 bar

Portata ANR	550 NI/min
Attacco tubo \varnothing	1/8"
Schema vie	3/2
Temperatura di lavoro	-10 ÷ 60°C
Peso	140,74 g
Tipo filettatura	Gas cilindrica
Materiale corpo	Alluminio
Tipo	Manuale

Tabella 2-4 Dati tecnici valvola manuale 3/2

2.2.5 Valvola manuale 3/2 leva 90° bistabile

La valvola manuale è prodotta da *Metal Work*, codice prodotto 7010000200. Come anticipato la valvola è stata collegata in serie ad un altro elemento fluidico per agevolare il riempimento di una capacità da volume noto. Si tratta di una valvola 3/2 a comando manuale e se ne riportano di seguito le caratteristiche principali.



Figura 2-10 Valvola manuale 3/2 leva 90°

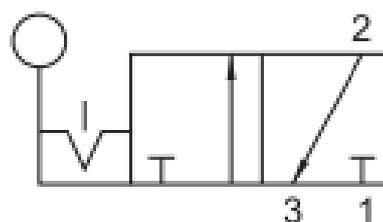


Figura 2-11 Schema valvola manuale 3/2 leva 90°

Caratteristica	Valore
----------------	--------

Campo di regolazione	-0,99 ÷ 10 bar
Portata ANR	550 NI/min
Attacco tubo Ø	1/8"
Schema vie	3/2
Temperatura di lavoro	-10 ÷ 60°C
Peso	164,28 g
Tipo filettatura	Gas cilindrica
Materiale corpo	Alluminio
Tipo	Manuale

Tabella 2-5 Dati tecnici valvola manuale 3/2 leva 90°

2.2.6 Valvola con leva manuale 4/3

La valvola manuale è prodotta da *FESTO*, modello *H5O-4/3-1/8*. Anche questo elemento è stato adoperato nel collegamento in serie per caricare il serbatoio in mancanza della valvola 3/2 bistabile con leva a 90°. Si tratta di una valvola manuale 4/3 con le seguenti caratteristiche tecniche.

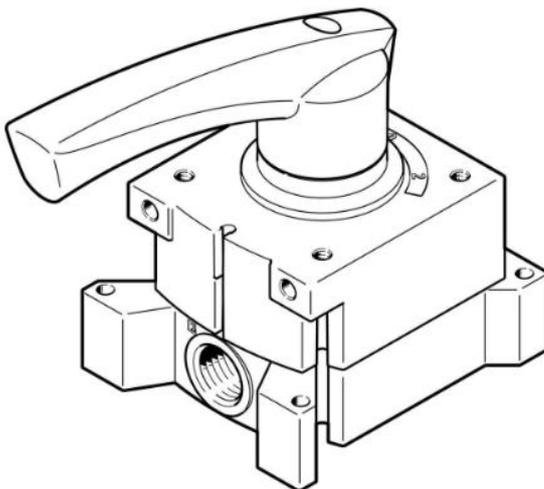


Figura 2-12 Valvola manuale 4/3

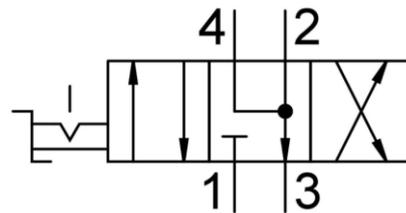


Figura 2-13 Schema valvola manuale 4/3

Caratteristica	Valore
Campo di regolazione	-0,95 ÷ 10 bar
Portata ANR	700 NI/min
Attacco tubo Ø	1/8"
Schema vie	4/3
Temperatura di lavoro	-20 ÷ 60°C
Coppia di azionamento	1 Nm
Peso	260 g
Tipo filettatura	Gas cilindrica
Materiale corpo	Alluminio
Tipo	Manuale

Tabella 2-6 Dati tecnici valvola manuale 4/3

2.3 Componenti elettronici

2.3.1 Sensore di portata

Entrambi i sensori di portata utilizzati sono prodotti da FESTO con codice di riferimento SFAH-200B-Q65-PNLK-PNVBA-M8. Si tratta di un misuratore di portata bidirezionale mediante fenomeno termico in quanto la misurazione viene effettuata tramite un elemento sensore micromeccanico collegato a un'unità elettronica di controllo posta a valle che monitora il trasferimento di calore in relazione alla portata che fluisce dal sensore. Nella successiva **Tabella 2-7** si riportano le caratteristiche principali estrapolate dal catalogo.



Figura 2-14 Sensore di portata

Pin	Colore filo ¹⁾	Occupazione	Connettore maschio M8x1
1	Marrone (BN)	Tensione d'esercizio +24 V DC	
2	Bianco (WH)	Uscita di commutazione OutB o uscita analogica	
3	Blu (BU)	0 V	
4	Nero (BK)	Uscita di commutazione OutA, impulso di volume/massa o IO-Link (cavo C/Q)	

Figura 2-15 Connessioni elettriche

Caratteristica	Valore
Pressione di esercizio	-0,9 ÷ 10 bar
Portata massima misurabile	200 l/min
Precisione della portata	± (2% del valore misurato + 1% FS)
Uscita analogica	0 – 10 V 4 – 20 mA 1 – 5 V
Intervallo tensione d'esercizio	22 ÷ 26 V
Massima corrente di uscita	100 mA
Corrente alimentazione a vuoto	≤ 25 mA

Fluido	Aria compressa a norma ISO 8573-1:2010
Temperatura fluido	0 ÷ 50°C
Temperatura nominale	23°C
Attacco pneumatico	Per tubo diametro esterno 6 mm
Connessione elettrica	M8

Tabella 2-7 Dati tecnici sensore di portata

2.3.2 Trasduttori di pressione

Il banco è dotato di due trasduttori di pressione *40PC-150G* della *Honeywell* per rilevare le pressioni nelle due camere del cilindro pneumatico. Nelle figure che seguono si riportano il sensore e lo schema delle connessioni elettriche. In **Tabella 2-8** sono riassunte le principali caratteristiche riportate in catalogo.

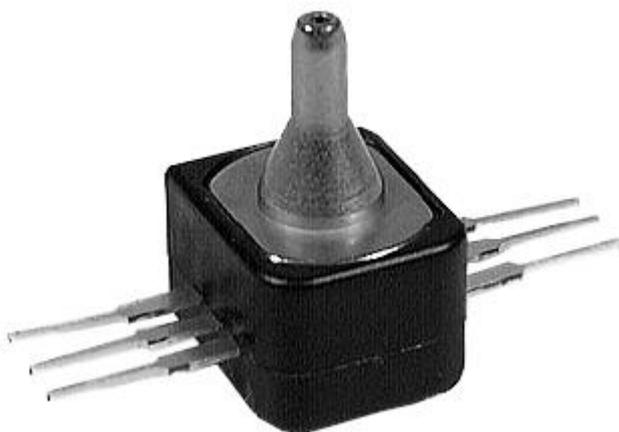


Figura 2-16 Trasduttore di pressione

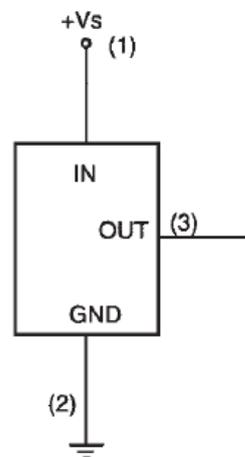


Figura 2-17 Schema connessioni elettriche

Caratteristica	Valore
Campo pressione di misura	0 ÷ 150 psi
Sovrapressione massima	300 psi
Tensione di alimentazione	5 V

Corrente di alimentazione massima	10 mA
Corrente di output massima	0.5 mA
Temperatura di esercizio	-45° ÷ 125°C
Isteresi e Ripetibilità	0.15 %
Tensione di uscita	0.5 – 4 V
Sensibilità	26.6 mV/psi

Tabella 2-8 Dati tecnici trasduttore di pressione

2.3.3 Trasduttore di posizione lineare

Il movimento del carrello è rilevato attraverso un trasduttore a filo inestensibile modello DV301-0040-111-1110 dell'azienda *Celeco*. Questo dispositivo è una combinazione di un trasduttore di posizione potenziometrico a traccia ibrida ed un dispositivo tachimetrico che fornisce in uscita un segnale elettrico proporzionale alla velocità del corpo al quale è fissata l'estremità del filo. Un trasduttore a filo presenta lo svantaggio della forza di richiamo necessaria a riavvolgere il filo al proprio interno; tale azione in alcune applicazioni potrebbe non essere tollerata perché confrontabile con le forze che agiscono sul corpo oggetto di rilevazione della posizione. La **Tabella 2-9** riporta le principali caratteristiche tecniche.



Figura 2-18 Sensore di posizione e velocità

6-pin mating plug:

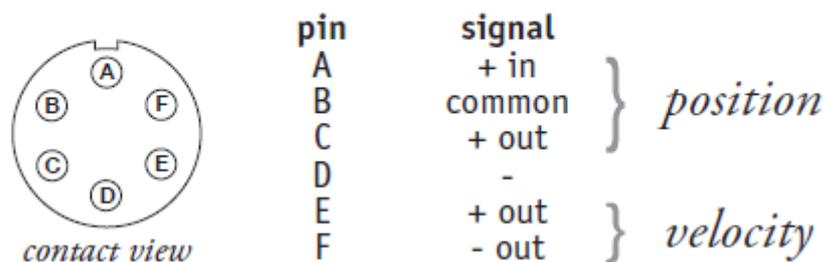


Figura 2-19 Schema connessioni elettriche

Caratteristica	Valore
Campo di misura	0 ÷ 101.6 cm
Accuratezza	0.10 % FS
Ripetibilità	± 0.02 % FS
Tensione di alimentazione massima	30 V
Velocità tensione di uscita	65 mV/m/min
Resistenza all'uscita	500 Ω
Temperatura di esercizio	-40° ÷ 90° C

Tabella 2-9 Dati tecnici trasduttore di posizione e velocità

2.3.4 Accelerometro

Per una maggiore precisione nell'acquisizione dei dati, si è deciso di applicare sul carrello un accelerometro modello 4507 B 004 prodotto da *Brüel & Kjær*. Tale dispositivo presenta diversi vantaggi in quanto può essere collegato direttamente alla rete di alimentazione, è possibile utilizzare cavi di collegamento lunghi ed economici e inoltre presenta una larghezza di banda molto estesa. L'accelerometro utilizzato è identificato dal costruttore con la sigla CCLD che indica che lo strumento opera collegandolo direttamente alla rete di alimentazione e fornisce come output un segnale di tensione modulato in riferimento alla rete di alimentazione. Nella **Tabella 2-10** si elencano i dati principali riportati da catalogo.



Figura 2-20 Accelerometro

Caratteristica	Valore
Peso	4.6 g
Sensibilità	$10 \pm 5\% \text{ mV/s}^{-2}$
Larghezza di banda	6 kHz
Tensione di alimentazione	$24 \div 30 \text{ V}$
Intensità di corrente costante	$2 \div 20 \text{ mA}$
Resistenza all'uscita	30 Ω
Temperatura di esercizio	$-54^{\circ} \div 121^{\circ} \text{ C}$

Tabella 2-10 Dati tecnici accelerometro

2.3.5 Cella di carico

La cella di carico è stata montata tra la sommità dell'asta del cilindro e lo snodo sferico per rilevare l'intensità della forza di trazione e compressione trasmessa dall'attuazione pneumatica. Nello specifico si tratta del modello U9C 200N prodotto da HBM, il corpo di misura è una membrana deformabile di acciaio su cui sono installati gli estensimetri (ER) posizionati in modo tale che la forza agente ne deforma due in trazione e due in compressione; gli estensimetri sono collegati fra loro formando un ponte di Wheatstone, con circuito a quattro fili, e cambiano la loro resistenza Ohmica in modo proporzionale alla

variazione della loro lunghezza, sbilanciando così il ponte di Wheatstone. Se il ponte è alimentato da una tensione di esercizio, il circuito produce un segnale di uscita proporzionale alla variazione della resistenza e, perciò, alla forza introdotta. La disposizione degli ER è scelta in modo tale da compensare largamente le forze ed i momenti parassiti (p.es. le forze laterali e l'influenza dell'eccentricità) oltre che l'effetto della temperatura. Il trasduttore utilizzato emette un segnale in mV/V e per la gestione del segnale è necessario un amplificatore di misura. In tabella si riportano i dati tecnici principali del trasduttore di forza U9C.



Figura 2-21 Cella di carico

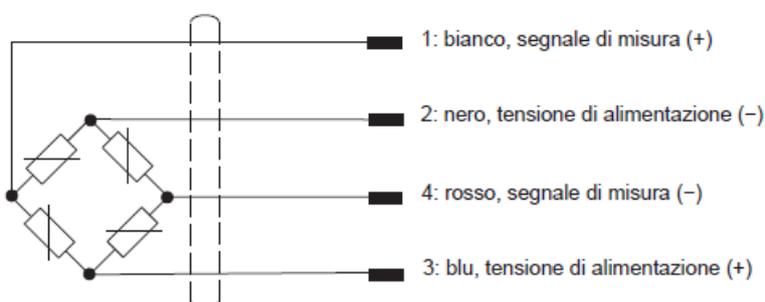
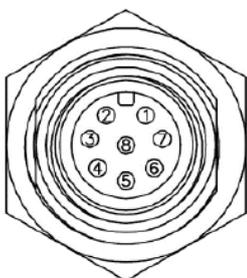


Figura 2-22 Disposizione estensimetri



Pin	Versione VA 1 (uscita di tensione)	Versione VA 2 (uscita di corrente)	Assegnazione dei fili del cavo di collegamento KAB168
1	Tensione di esercizio 0 V (GND)		bianco
2	Non assegnato		marrone
3	Ingresso di controllo reset		verde
4	Non assegnato		giallo
5	Segnale di uscita 0 ... 10 V	Segnale di uscita 4 ... 20 mA	grigio
6	Segnale di uscita 0 V	Non assegnato	rosa
7	Non assegnato		blu
8	Alimentazione -19 ... +30 V		rosso

Figura 2-23 Connessioni elettriche

Caratteristica	Valore
Classe precisione	0.2
Isteresi relativa	< 0.2 % $v_{0.5}$

Deviazione della linearità	$< 0.2 \% d_{in}$
Sensibilità nominale	1 mV/V
Deviazione della sensibilità	$\pm 0.2 \text{ mV/V}$
Tensione di alimentazione	0.5 ÷ 12 V
Tensione alimentazione di riferimento	5 V
Campo di temperatura	-30° ÷ 85° C
Massima forza di esercizio	200 N
Forza di rottura	> 400 N
Coppia limite	2.5 ÷ 3.7 Nm
Frequenza di risonanza propria	12.6 kHz

Tabella 2-11 Dati tecnici cella di carico

2.3.6 Amplificatore di misura

L' amplificatore Clip AE101 prodotto da HBM ed è il dispositivo utilizzato per amplificare i segnali di misura provenienti dalla cella di carico. In tabella si riportano le caratteristiche tecniche.

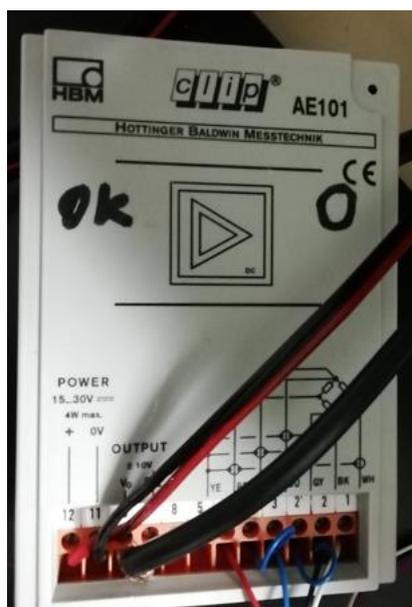


Figura 2-24 Amplificatore segnali

Caratteristica	Valore
Classe precisione	0.1
Tensione alimentazione ponte	2.5 V, 5V, 10 V
Campo di misura	0.1 ÷ 2 mV/V 0.2 ÷ 4 mV/V 0.4 ÷ 8 mV/V
Tensione massima di nodo ammessa	± 10 V
Deviazione della linearità	< 0.05 % del f.s.
Tensione di uscita	± 10 V
Rapidità di salita massima	0.4 V/μs
Resistenza di carico	≥ 4 kΩ
Resistenza interna	< 2 Ω
Banda passante	6 kHz
Sfasamento	< 20 μs
Campo di temperatura	- 20° ÷ 60° C

Influenza temperatura	< 0.1 % del f.s., tipico 0.05 % f.s.
Tensione alimentazione in CC	15 ÷ 30 V
Grado di protezione	IP10

Tabella 2-12 Dati tecnici amplificatore segnali

2.3.7 Dispositivo acquisizione dati

Per acquisire i dati è stato utilizzato il dispositivo I/O multifunzione *USB-6212* della *National Instrument*. Nella seguente tabella se ne riportano le caratteristiche principali.

	Caratteristica	Valore
	Alimentazione	5 V
Input Analogico	Numero canali	8
	Risoluzione ADC	16 bit
	Frequenza campionamento	400 kS/s
	Risoluzione timing	50 ns
	Larghezza di banda (-3 dB)	1,5 MHz
	Numero canali	2
Output Analogico	Risoluzione DAC	16 bit
	Massima frequenza	250 kS/s
	Risoluzione timing	50 ns
	Output range	± 10 V

Tabella 2-13 Dati tecnici dispositivo acquisizione dati

Capitolo 3

3 Prove sperimentali

Nel seguente capitolo si procede con lo studio nel dettaglio dei componenti che costituiscono il banco per avere una conoscenza puntuale e precisa sulle loro caratteristiche. In modo particolare l'analisi inizia dalla valvola proporzionale 5/3 in quanto è la responsabile del funzionamento dell'intero banco. Pertanto, nella seguente sezione, verranno dapprima identificate le caratteristiche statiche della valvola per estrapolare la legge che lega la tensione di alimentazione u con l'effettiva area di passaggio dell'elemento fluidico $A_{eff}(u)$. Nota tale legge di commutazione, è stato possibile definire la portata caratteristica attraverso la valvola per mezzo della formulazione fornita dalla normativa ISO 6358 alle diverse pressioni di alimentazione P_s . A seguire lo studio si è focalizzato sul sistema cilindro-carrello per identificare l'attrito presente durante il moto. Da quanto ottenuto, è stato quindi possibile sviluppare il modello di posizionamento. Infine, il modello è stato validato confrontando i dati sperimentali con i valori numerici ottenuti a seguito di comando con segnale a gradino e di tipo sinusoidale.

3.1 Caratterizzazione valvola pneumatica

In questa sezione si riportano gli studi condotti sul corpo valvola descrivendo la metodologia e l'allestimento del banco per poter condurre le prove necessarie. I risultati di ogni sperimentazione saranno riportati nel capitolo 5.

La valvola proporzionale 5/3 FESTO MPYE-5-M5-010-B possiede un anello di controllo posizione che agisce direttamente sul posizionamento della spola e che, in aggiunta a un controllo di posizione esterno, garantisce alte prestazioni al sistema di posizionamento pneumatico. La valvola riceve in ingresso un segnale di comando analogico in tensione che

si traduce in un opportuno spostamento del cassetto e, quindi, nella corrispondente sezione di passaggio del fluido. Per avere una conoscenza maggiormente approfondita sul comportamento della valvola si è deciso di procedere con la prima caratterizzazione per individuare la relazione che intercorre tra il segnale di comando e la portata d'aria che effluisce dalle bocche. Il primo passo è stato quindi allestire l'apposito banco di prova che, come si vede in **Figura 3-1**, prevede l'alimentazione d'aria compressa con l'opportuno regolatore per svolgere le prove alle varie pressioni, una valvola bistabile a comando manuale, un manometro, la valvola in esame, due flussimetri collegati alle porte 2 e 4 della valvola in esame, l'alimentatore di tensione per i flussimetri e la scheda per generare il segnale di input per la valvola. **Si precisa che per tutta la trattazione che seguirà i valori di pressione sono da intendersi in termini di pressione assoluta (P) e per brevità tale specificazione verrà omessa nel testo, nel caso fosse necessario far riferimento a un valore espresso secondo la convenzione della pressione relativa verrà specificato e si adotterà il simbolo p .** Per semplicità con il termine P_S si indica la pressione di alimentazione, P_A e P_B si riferiscono alla pressione nel tratto a valle della valvola e in cui sono posizionati i flussometri (rispettivamente le bocche 2 e 4) e, infine, con P_0 si farà riferimento alla pressione ambiente.

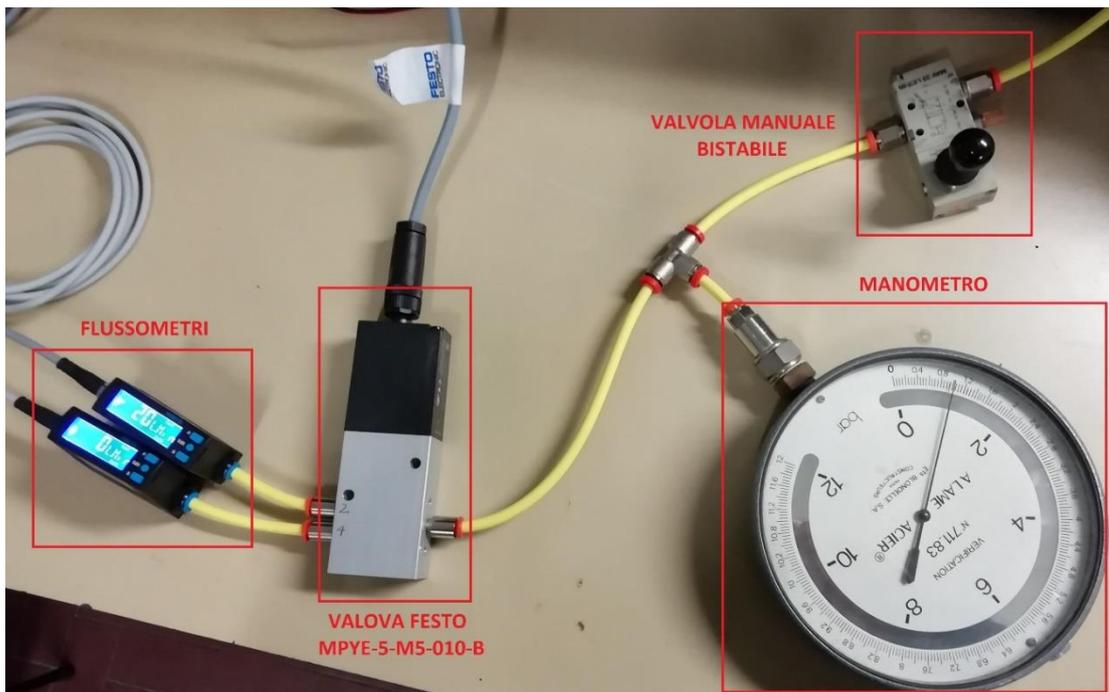


Figura 3-1 Allestimento banco prova

Per una maggiore chiarezza si riporta di seguito lo schema completo del banco.

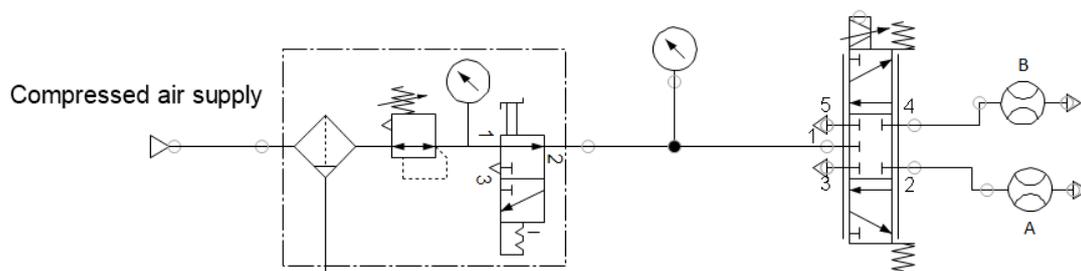


Figura 3-2 Schema banco prova

Per tutta la durata della prova la valvola manuale è stata configurata in modo da consentire il passaggio di aria nel circuito, in seguito, per mezzo dei flussometri posizionati immediatamente a valle della valvola, sono stati rilevati e acquisiti i valori della portata al variare della pressione di alimentazione e del segnale di comando della valvola stessa. I dati sperimentali sono stati ottenuti partendo da una pressione di alimentazione dell'intero circuito di 0,2 MPa e un segnale di 0 V, successivamente si è fatto variare il segnale in tensione con un incremento $\Delta u=0,5$ V fino al valore finale di 10 V avendo cura di mantenere la pressione di alimentazione costante; infatti, ad ogni variazione del segnale di comando corrisponde uno spostamento del cassetto interno della valvola che produce un incremento o meno della resistenza al passaggio dell'aria attraverso la valvola stessa, quindi grazie al manometro posto immediatamente a monte della valvola è possibile controllare che ogni acquisizione avvenga nelle giuste condizioni. Dopo che si è raggiunta la tensione di 10 V, lo stesso procedimento è stato replicato nella stessa sequenza incrementando la pressione di alimentazione del circuito di 0,1 MPa fino al valore di 0,8 MPa. Infine, per valutare l'entità dell'isteresi, i dati sono stati acquisiti ripercorrendo la sequenza inversa: partendo con una pressione di alimentazione di 0,8 MPa e un segnale di 10 V, si è fatto variare il segnale con un passo discreto di 0,5 V fino al raggiungimento di 0 V; la stessa sequenza di procedura è stata ripetuta diminuendo la pressione del circuito di 0.1 MPa fino al valore finale di 0,2 MPa. In **Tabella 3-1** è riportato uno schema semplificato delle prove descritte in precedenza.

P_s	Segnale di comando
0,2 MPa ⋮ 0,8 MPa	0V → 10V Segnale di comando crescente
0,8 MPa ⋮ 0,2 MPa	10V → 0V Segnale di comando decrescente

Tabella 3-1 Tabella riassuntiva delle prove eseguite

Dai dati ottenuti è stato quindi possibile ottenere i seguenti grafici di **Figura 3-3** e **Figura 3-4**

che esprimono il valore della portata attraverso le due porte della valvola in funzione della tensione di comando e della pressione di alimentazione. In **Figura 3-3** si riportano i valori ottenuti incrementando i valori di pressione (da 0,2 MPa a 0,8 MPa) e tensione (da 0 V a 10 V); nei riquadri è schematizzato il verso del flusso d'aria.

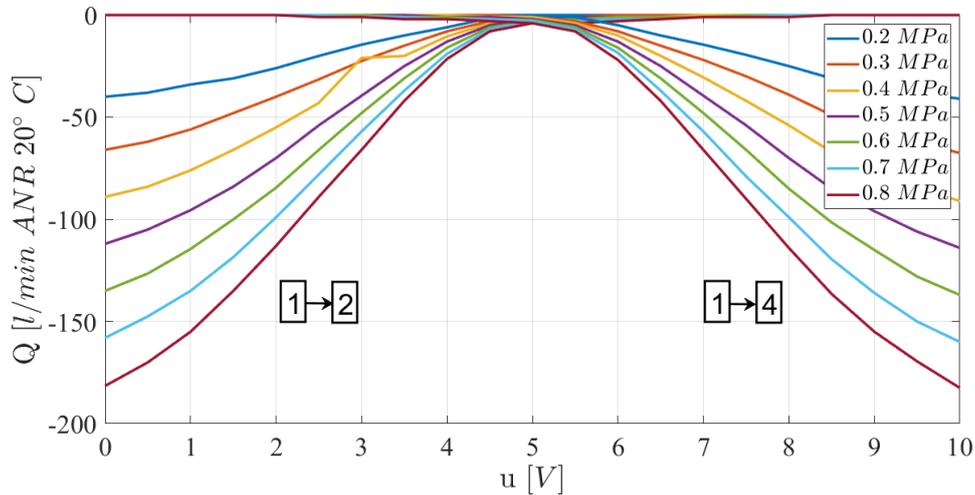


Figura 3-3 Portata volumetrica vs segnale in tensione da 0V a 10V

Si riportano ora le curve acquisite riducendo i valori di pressione (da 0,8 MPa a 0,2 MPa relativi) e di tensione (da 10 V a 0 V).

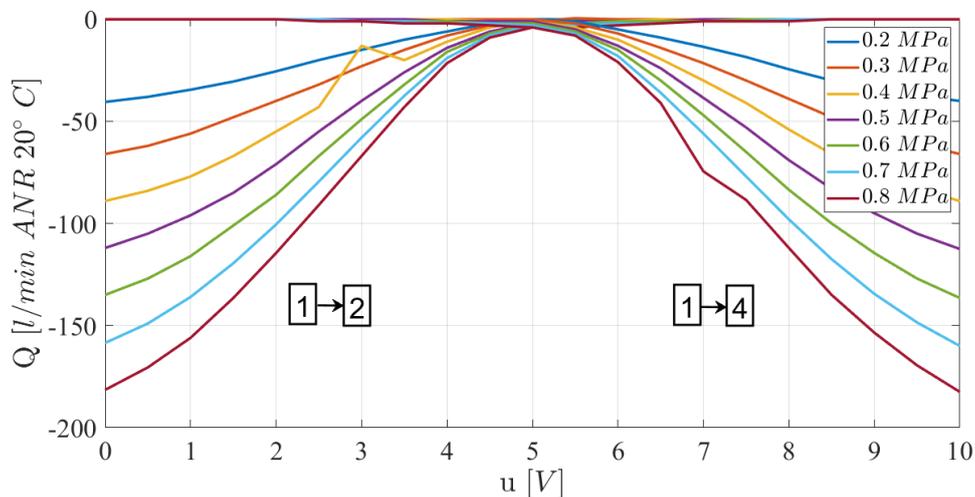


Figura 3-4 Portata volumetrica vs segnale in tensione da 10V a 0V

Le curve ottenute sono compatibili con quanto indicato nel catalogo: a 5 V non è presente alcun flusso a meno di eventuali fughe proporzionali con la pressione di alimentazione, da 0 a 5 V è attiva la porta 2 della valvola e tra 5 e 10 V è attiva la porta 4. Inoltre, è possibile osservare un comportamento irregolare quando la tensione è di 3 V e la prova è svolta alla pressione di 0,4 MPa, potrebbe sembrare un errore dovuto al flussometro ma dato che tale

fenomeno si manifesta in entrambe le prove condotte è probabilmente dovuto a un difetto di fabbrica che comunque non impedisce il corretto funzionamento della valvola. Per valutare correttamente la presenza di fenomeni dovuti a un'eventuale isteresi della valvola è possibile esaminare la sovrapposizione delle curve ottenute dalle due prove: si può osservare come non siano riscontrabili significative variazioni a causa di isteresi nella valvola.

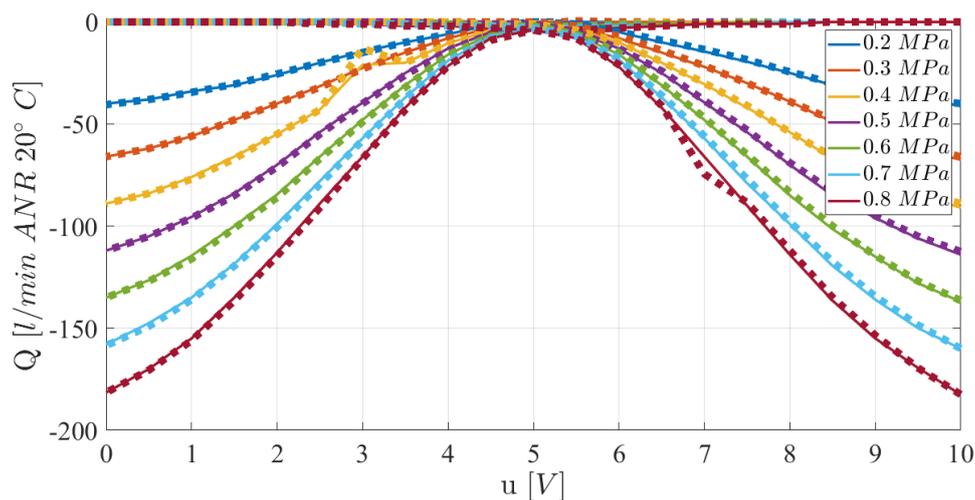


Figura 3-5 Valutazione isteresi della valvola

Con i dati ottenuti è ancora possibile individuare la relazione che intercorre tra la portata e la variazione di pressione per una stessa tensione di comando, ovvero il flusso d'aria smaltito dalla valvola variando la pressione di alimentazione e mantenendo costante l'area della sezione di uscita. L'andamento atteso, e confermato, è di tipo lineare: nel caso in cui si fornisca un segnale di comando crescente fino a 10 V, si osserva per la *bocca 2* che la portata aumenta proporzionalmente con la pressione di alimentazione ma diminuisce incrementando il segnale in tensione, infatti per un valore uguale e maggiore di 5 V, le curve traslano verso l'asse delle ascisse fino ad azzerare la portata. Per la *bocca 4*, graficamente rappresentata con linea continua e marker sferici, l'evoluzione della portata in funzione della pressione di alimentazione è analoga ma la traslazione delle curve avviene in modo contrario a quanto descritto in precedenza in quanto per un segnale compreso tra 0 V e 5 V la *bocca 4* è inattiva. I risultati ottenuti fornendo un segnale in tensione crescente sono riportati di seguito.

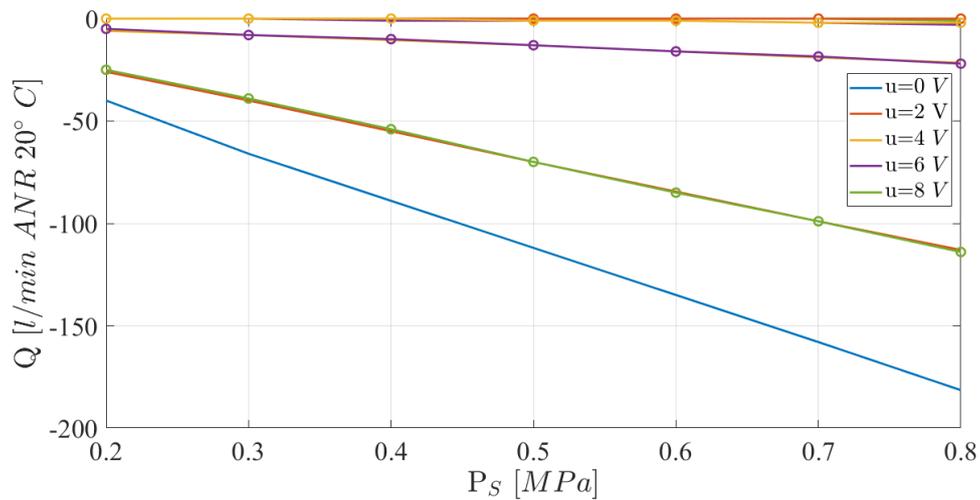


Figura 3-6 Portata volumetrica vs pressione, prova eseguita con segnale in tensione da 0V a 10V

Per una maggiore completezza si riportano anche i valori registrati fornendo un segnale da 10 V a 0 V, come si può vedere nel grafico seguente l'andamento resta invariato.

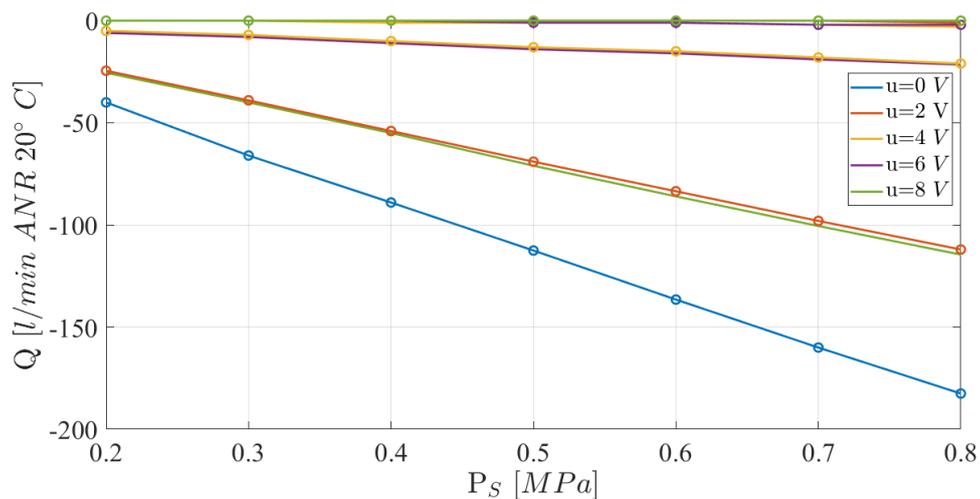


Figura 3-7 Portata volumetrica vs pressione, prova eseguita con segnale in tensione da 10V a 0V

Nella prova successiva il circuito è stato modificato collegando la bocca libera di un flussometro a un serbatoio di volume noto (1 L) e su cui è presente un trasduttore di pressione *Honeywell* modello 40PC-150G. Per una maggiore chiarezza si riporta in **Figura 3-8** lo schema semplificato del nuovo circuito.

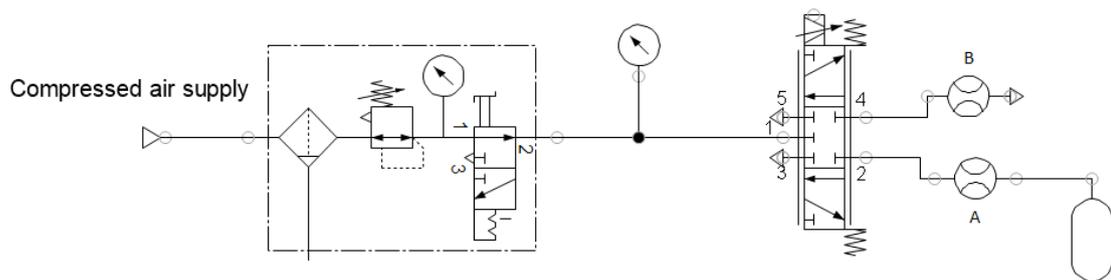


Figura 3-8 Schema banco prova

Grazie a questa configurazione è stato possibile acquisire a una frequenza di campionamento di 100 Hz la variazione di pressione sia durante lo scarico che in fase di scarico del serbatoio. Prima di procedere con l'acquisizione dei dati sperimentali è stato necessario tarare i trasduttori di pressione: con l'apposita apparecchiatura in **Figura 3-9** è stata ottenuta la retta di calibrazione rilevando il segnale in tensione fornito dal trasduttore corrispondente a ogni variazione di pressione. Tale variazione è stata di tipo discreto con un passo incrementale di 0,1 MPa fino al raggiungimento di 0,8 MPa, la procedura è stata ripetuta anche con verso opposto. Dai risultati ottenuti è possibile affermare che entrambi i trasduttori di pressioni presentano un guadagno pressoché identico ($\approx 2,54$ MPa/V).



Figura 3-9 Calibratore di pressione

Il primo set di dati è stato ottenuto mantenendo la pressione di alimentazione dell'intero banco a 0,3 MPa. Il riempimento del serbatoio è quindi comandato dalla valvola manuale bistabile che consente all'aria di attraversare l'intero circuito, allo stesso modo, agendo

sempre sulla stessa valvola ma posizionandola nella configurazione opposta, l'aria contenuta nel serbatoio viene scaricata nell'ambiente. A titolo di esempio si riportano alcuni grafici ottenuti dalle suddette prove sia durante la fase di carico che in fase di scarico. In ogni grafico sono riportati, nell'ordine, l'evoluzione nel tempo della pressione ($P(t)$) nel serbatoio e la portata ($Q(t)$) rilevata dal flussometro collegato alla porta 2 della valvola 5/3 (la portata rilevata dal flussometro collegato alla porta 4 è stata omessa in quanto tale uscita non viene attivata durante la prova). Nei seguenti grafici si mostrano le acquisizioni ottenute con segnale di 0 V (sezione di passaggio massima).

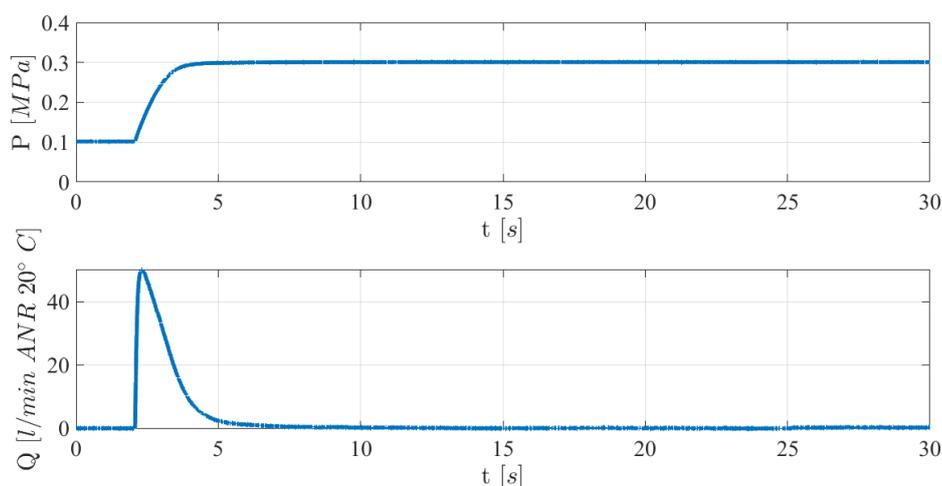


Figura 3-10 Acquisizione dati in fase di riempimento del serbatoio con segnale di comando a 0V

Il grafico sottostante riporta la portata espressa in funzione del rapporto tra le pressioni di valle e monte ($Q(P_A/P_S)$).

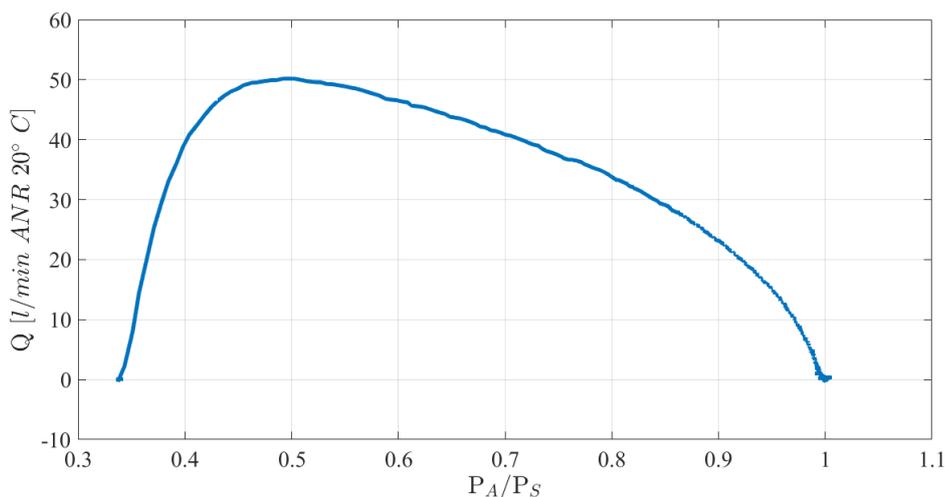


Figura 3-11 Acquisizione dati in fase di riempimento del serbatoio con segnale di comando a 0V

I risultati ottenuti sono concordi con quanto atteso: incrementando il segnale in tensione si

riduce la sezione di passaggio sulla *bocca 2* della valvola FESTO; la riduzione della pendenza della curva di pressione in funzione del tempo determina quindi un aumento dei tempi di riempimento dell'intero serbatoio, sintomo del fatto che la sezione di passaggio si è ridotta rispetto alle prove precedenti. Un'altra conseguenza immediata è la riduzione dei valori massimi della curva di portata $Q(t)$ e una sua maggiore distribuzione nel tempo. Considerando il grafico $Q(P_A/P_S)$ si nota come, nel caso di sezione di passaggio ristretta, l'andamento della curva nel tratto subsonico sia più lineare. Il rapporto critico sembra non mantenersi costante, del resto la sezione di passaggio non sarà propriamente uguale al foro di un ugello e, oltre a questo, essa cambia di dimensione in relazione al segnale di comando fornito alla valvola; nonostante quanto appena detto è comunque corretto approssimare, a meno di taluni fattori di correzione, il comportamento della valvola pneumatica con quello di un ugello convergente al fine di modellare il flusso d'aria smaltito. Sulla base di tale assunzione il grafico della portata in funzione del rapporto delle pressioni può essere interpretato come segue: il tratto più esteso rappresenta le condizioni di efflusso subsoniche, il rapporto critico b corrisponde al punto in cui la portata è massima, e il tratto sonico, che dalle prove ottenute non è descritto da una curva a portata costante come ci si potrebbe aspettare, è da intendersi per valori di $\frac{P_A}{P_S} \leq b$. Il tratto sonico differisce da quanto atteso per vari motivi, primo fra tutti è sicuramente che le acquisizioni sono state svolte con un serbatoio a valle della valvola piuttosto ridotto e non come prescritto dalla norma ISO 6358. Si riportano ora i grafici ottenuti allo scarico, le considerazioni fatte in precedenza rimangono valide e anche in questo caso il tratto sonico non ha andamento costante a causa di un transitorio molto veloce.

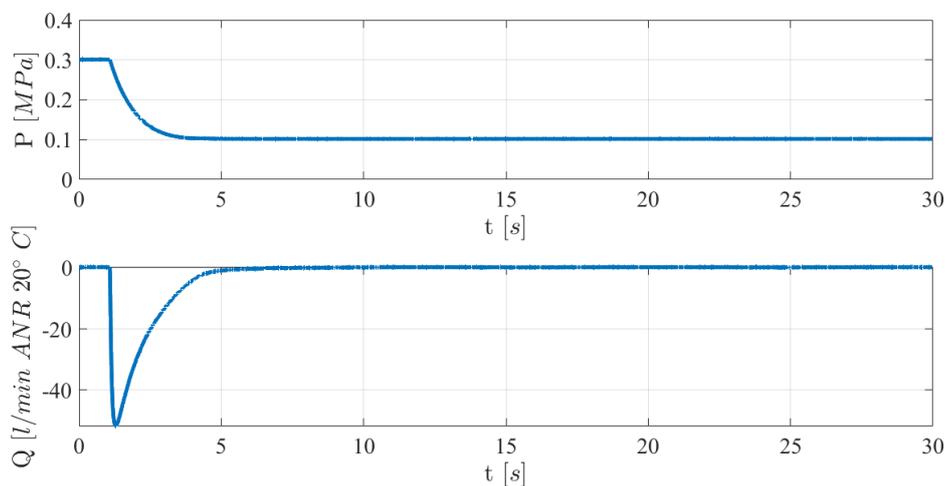


Figura 3-12 Acquisizione dati in fase di svuotamento del serbatoio con segnale di comando a 0V

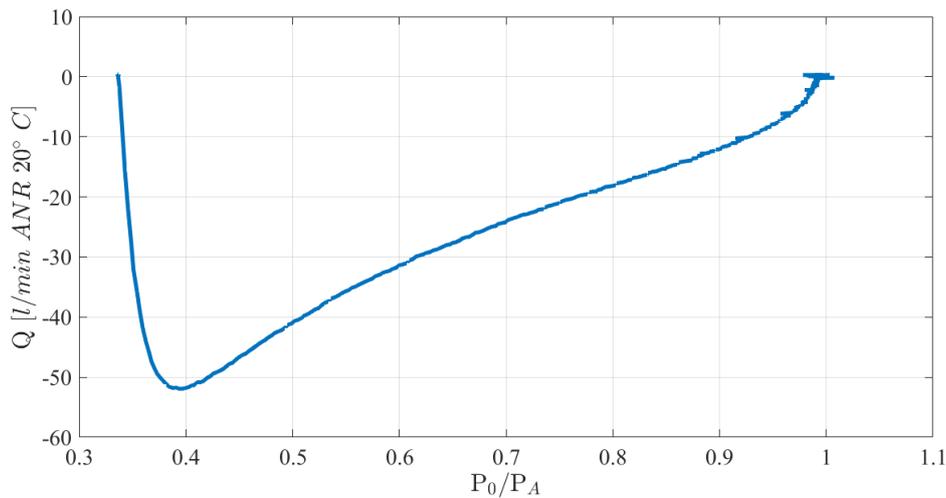


Figura 3-13 *Acquisizione dati in fase di svuotamento del serbatoio con segnale di comando a 0V*

Con i dati registrati si è deciso di individuare la relazione che lega l'area della sezione di passaggio della valvola MPYE con la tensione di comando e la pressione di alimentazione. Per fare ciò ci siamo basati sul metodo adottato in [4], ossia le varie curve che descrivono l'evoluzione della pressione nel tempo e generate variando il segnale di comando, sono state sovrapposte alla curva ottenuta con la massima sezione di passaggio (0 V) semplicemente moltiplicando l'asse del tempo per un fattore proporzionale all'effettiva area della sezione di passaggio. Scalare l'asse del tempo significa quindi modificare la pendenza della curva ed è proprio intervenendo su questo parametro che trova giustificazione il metodo appena descritto; infatti, la pendenza del tratto che descrive il transitorio fornisce molte informazioni utili e tra loro correlate. Senza dubbio è indice della rapidità con cui evolve l'intero sistema e nel caso in esame è strettamente correlato alla dimensione della sezione di passaggio e, quindi, al segnale di comando che riceve la valvola.

Percorso file MATLAB:

- File_MATLAB\Caratterizzazione_Valvola\Caratterizzazione_Statica_Valvola.m
- File_MATLAB\Caratterizzazione_Valvola\Acquisizioni_Ugello_Ps2.m

3.1.1 Identificazione $A_{eff}(V)$ e caratteristica di portata

In questa sezione si descrive la metodologia utilizzata per identificare l'area della sezione di passaggio durante la sola fase di carico del serbatoio per mezzo della *bocca 2* della valvola

MPYE. Sulla base di quanto detto poco sopra è quindi necessario determinare il coefficiente moltiplicativo responsabile della sovrapposizione delle curve, che per semplicità chiameremo t . Come primo tentativo si è deciso di determinare l'area massima della sezione di passaggio per la *bocca 2* a partire dell'equazione della portata fornita dalla norma ISO 6358 e qui riportata:

$$G = \begin{cases} c_d \sqrt{\frac{K_T}{T_s}} \overbrace{A_{eff} \frac{0.686}{\sqrt{R_g T_s}}}^c P_1 \sqrt{1 - \left(\frac{P_2/P_1 - b}{1 - b} \right)^2}, & P_2/P_1 > b & (1) \\ c_d \sqrt{\frac{K_T}{T_s}} \overbrace{A_{eff} \frac{0.686}{\sqrt{R_g T_s}}}^c P_1, & P_2/P_1 \leq b & (2) \end{cases}$$

Dove:

- c_d : coefficiente di efflusso;
- A_{eff} : area del foro;
- P_1 : pressione di alimentazione;
- T_s : temperatura di alimentazione;
- P_2 : pressione nel serbatoio;
- R_g : costante dell'aria;
- K_T : coefficiente che tiene conto della temperatura;
- c : conduttanza;
- b : valore del rapporto critico.

Utilizzando l'espressione della portata per il tratto sonico e la massima portata misurata sperimentalmente, è stato possibile identificare il valore di A_{eff} per ciascuna prova. Come primo tentativo si è deciso di definire $t = A_{eff,nV}/A_{eff,0V}$ dove nV indica il valore della tensione di comando che identifica la prova; pertanto, $A_{eff,0V}$ corrisponde alla massima apertura del cassetto della valvola. Si riportano ora i risultati ottenuti a seguito di quanto appena descritto.

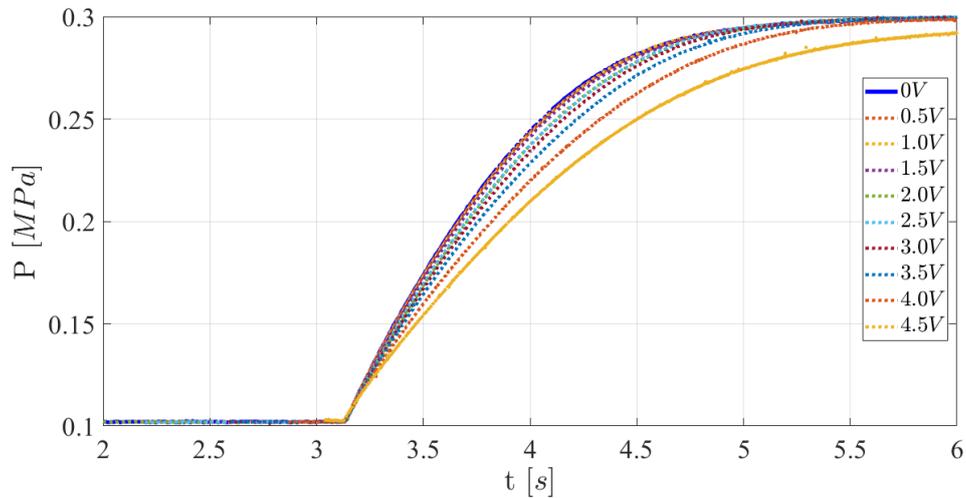


Figura 3-14 Primo tentativo di sovrapposizione delle curve di $P(t)$ in fase di riempimento del serbatoio

Come si può notare dal grafico, la sovrapposizione delle curve, eccetto per valori di tensione prossimi a 0 V, non è come sperato pertanto è stato necessario intervenire manualmente al fine di individuare il valore di t in grado di soddisfare la sovrapposizione desiderata. Pertanto, si riportano le curve scalate con gli opportuni valori di t .

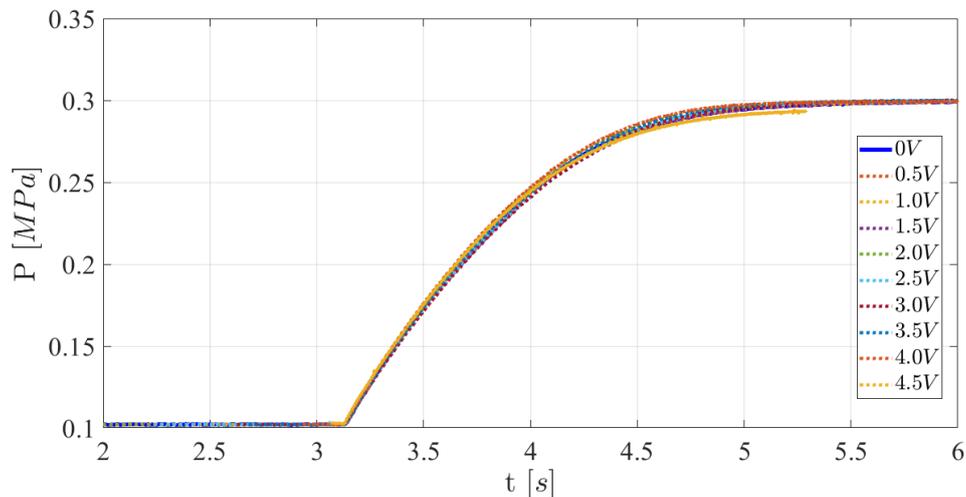


Figura 3-15 Sovrapposizione manuale curve $P(t)$ in fase di riempimento del serbatoio

Come si può notare i nuovi valori di t permettono di sovrapporre con maggiore accuratezza le varie curve; pertanto, si è deciso di utilizzare come coefficiente moltiplicativo i valori adoperati in questa prova. In seguito, si è potuto quindi stabilire i valori di $A_{eff,nV}$ e determinare la relazione che lega la sezione di passaggio in funzione del segnale in tensione ($A_{eff}(V)$).

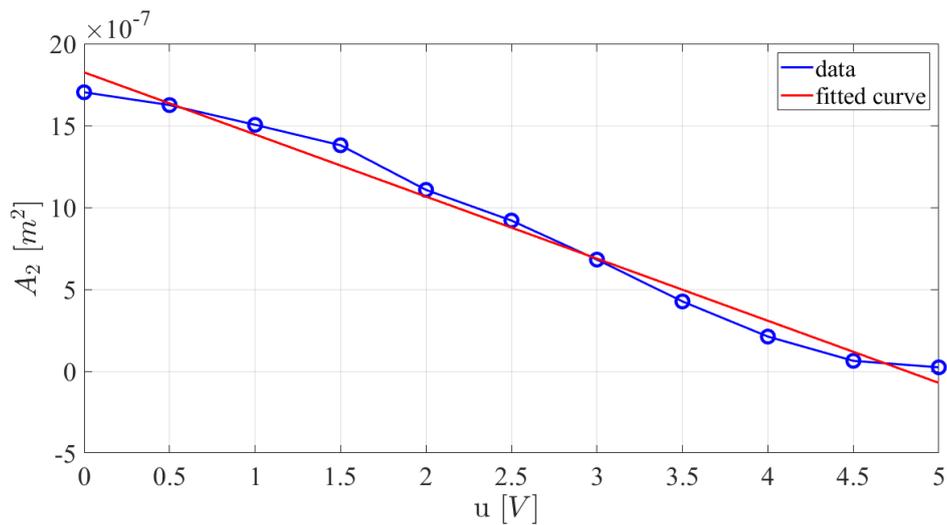


Figura 3-16 $A_2(u)$ ottenuta da fitting manuale su sovrapposizione di $P(t)$

Il passo successivo è stato di confrontare la portata sperimentale con il modello per validarne la bontà o meno. A titolo di esempio si riporta in **Figura 3-18** il grafico che mostra il confronto tra la curva sperimentale e altre quattro curve, quest'ultime sono sempre frutto della norma ISO 6358 ma si differenziano tra loro per il valore di $A_{eff,nV}$ utilizzato: la curva indicata in legenda con la dicitura Q_{coeff} è stata ottenuta ponendo $A_{eff,nV} = A_{eff,0V}t$ dove t , lo ricordiamo, è il coefficiente moltiplicatore dell'asse tempo e responsabile della sovrapposizione dei grafici di $P(t)$ ottenuti in precedenza, la curva $Q_{eq.coeff}$ adotta come area il valore fornito dall'equazione $A_{eff}(u)$ andando a sostituire l'opportuno valore del segnale in tensione, la portata Q_{man} è stata ottenuta inserendo manualmente un valore di $A_{eff,nV}$ tale da approssimare al meglio la curva sperimentale e infine la curva $Q_{eq.man}$ è stata ottenuta utilizzando come sezione di efflusso il valore fornito dall'equazione $A_{eff}(u)$ che in questo caso è il risultato del fitting ottenuto a seguito della sostituzione manuale del valore di $A_{eff,nV}$ e qui di seguito riportata.

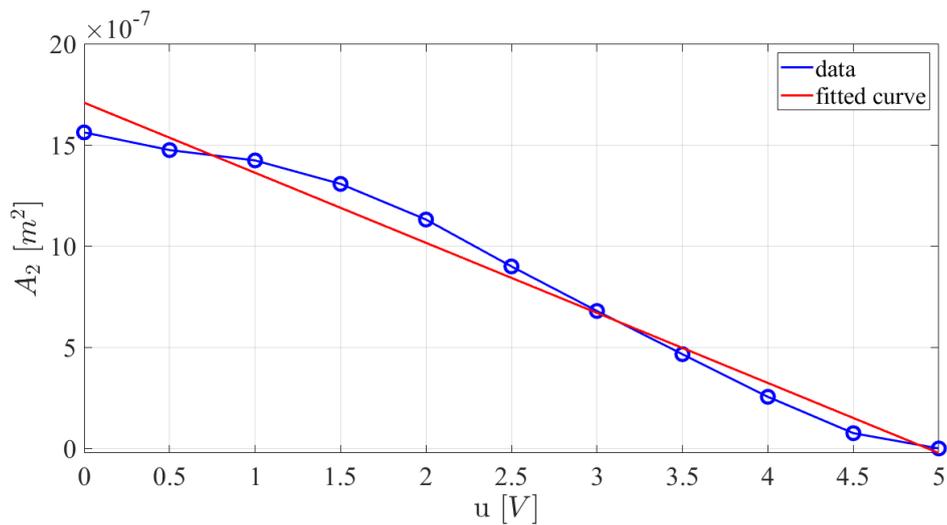


Figura 3-17 $A_2(u)$ ottenuta da fitting manuale su sovrapposizione di $Q(P_2/P_1)$

Come esempio si riporta il confronto ottenuto dalla prova condotta a 0 V viene mostrato di seguito.

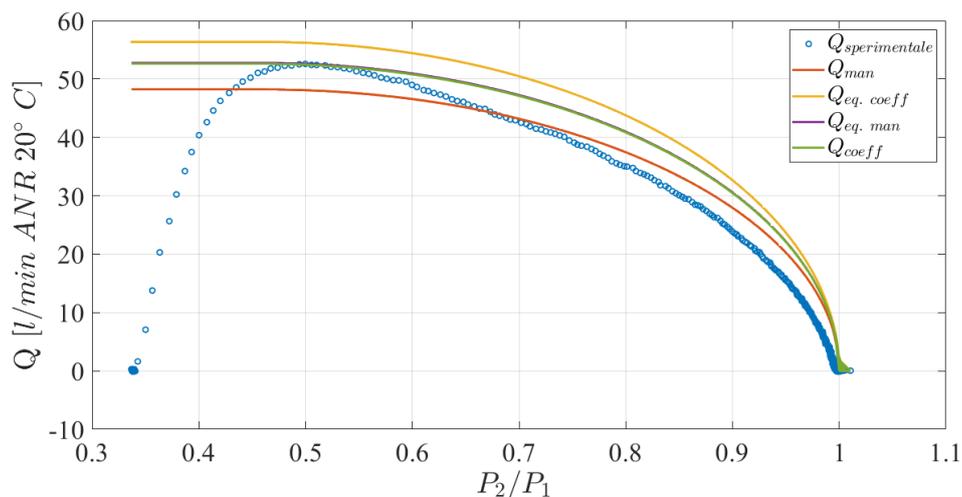


Figura 3-18 $Q(P_2/P_1)$, segnale $u=0V$

Da una prima analisi si può notare come tutte le curve del modello siano piuttosto fedeli ai dati raccolti, infatti, sebbene non seguano perfettamente la curva sperimentale, la discrepanza in termini di valore è alquanto ridotta. Infatti, come già detto in precedenza, non ci si aspetta una totale sovrapposizione delle curve in quanto la forma della sezione di passaggio della valvola non è nota e, con molta probabilità, è piuttosto irregolare. Si descrive ora la metodologia utilizzata per identificare l'area della sezione di passaggio durante la sola fase di scarico del serbatoio per mezzo della *bocca 2* della valvola MPYE. Il procedimento è lo stesso adottato nella fase di carico; pertanto, si riportano direttamente i risultati ottenuti. Anche in questo caso il punto di partenza è identificare il coefficiente moltiplicativo t responsabile della sovrapposizione delle curve e come primo tentativo si è

deciso di definire $t = A_{eff,nV}/A_{eff,0V}$ dove nV indica il valore della tensione di comando che identifica la prova, pertanto $A_{eff,0V}$ corrisponde alla massima apertura del cassetto della valvola. Si riportano ora i risultati di quanto appena descritto.

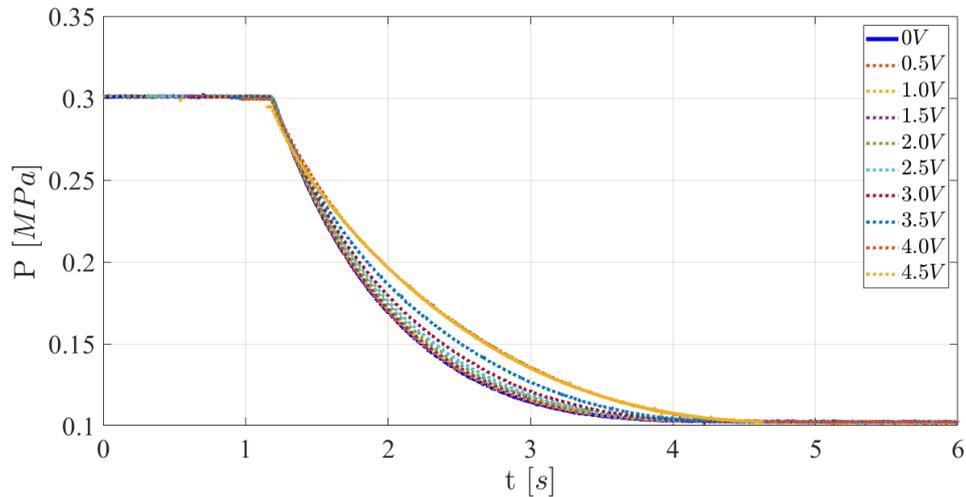


Figura 3-19 Primo tentativo di sovrapposizione delle curve di $P(t)$ in fase di svuotamento del serbatoio

Come si nota dal grafico la sovrapposizione non è ottimale e quindi è stata ottimizzata identificando i valori di t opportuni al fine di ottenere il risultato mostrato nel seguente grafico.

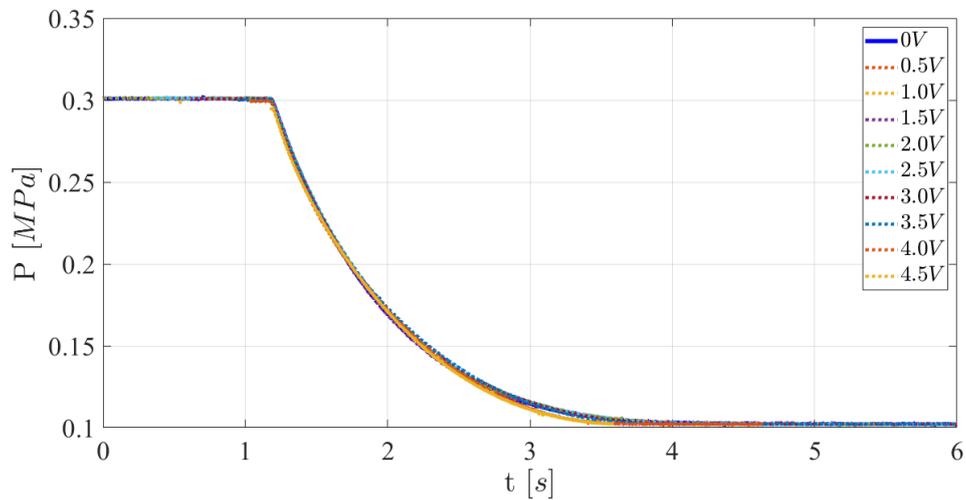


Figura 3-20 Sovrapposizione delle curve di $P(t)$ in fase di svuotamento del serbatoio

In seguito, si è potuto quindi stabilire i valori di $A_{eff,nV}$ e determinare l'equazione che lega la sezione di passaggio in funzione del segnale in tensione ($A_{eff}(u)$) a seguito dell'interpolazioni dei coefficienti di sovrapposizione utilizzati. Anche in questo caso il passo successivo è stato di confrontare la portata sperimentale con il modello; il confronto tra le curve è stato svolto seguendo la stessa logica e nomenclatura adottata nella sezione

precedente durante il caricamento del serbatoio con l'unica eccezione che con il termine P_1 si indica la pressione ambiente. A titolo di esempio si riportano si mostra la prova condotta a 0 V.

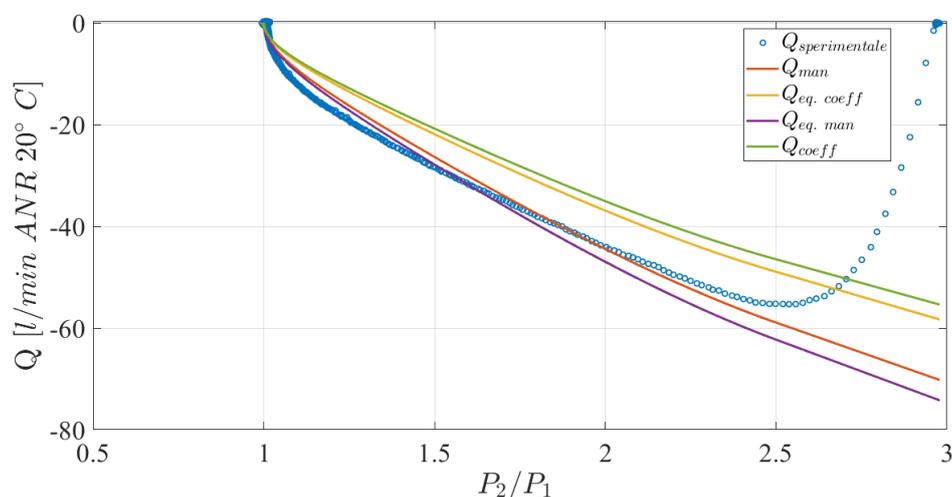


Figura 3-21 $Q(P_2/P_1)$, segnale $u=0V$

La valvola presente nel circuito pneumatico è una valvola proporzionale di flusso del tipo a tre posizioni e cinque vie. Il suo principio di funzionamento può essere pensato come analogo a quello di una resistenza pneumatica con sezione di efflusso variabile. La caratteristica di portata, secondo la normativa ISO 6358, presenta due tratti distinti: un primo tratto sonico in cui la portata è costante indipendentemente dalla pressione di valle. Il secondo tratto (subsonico) è caratterizzato da andamento di tipo ellittico con riduzione della portata al crescere della pressione di valle sino ad annullarsi quando la pressione di valle eguaglia la pressione di monte. Un ulteriore aumento della pressione di valle comporta un'inversione della direzione del flusso di portata che transita all'interno del componente. In questo ultimo caso si ha inizialmente comportamento subsonico seguito successivamente da un tratto caratterizzato da una crescita lineare della portata quando sono raggiunte le condizioni soniche. In **Figura 3-22** è possibile osservare un esempio qualitativo di caratteristica di portata di un componente pneumatico secondo normativa ISO 6358, dove il simbolo P_1 è riferito alla pressione di alimentazione P_S e dell'ambiente di scarico P_0 , e P_2 indica la pressione a valle dell'elemento, nel serbatoio.

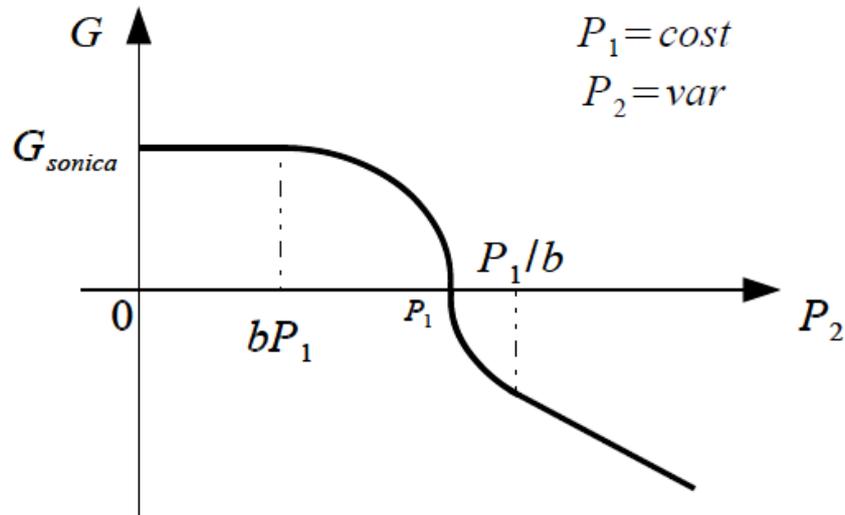


Figura 3-22 Immagine qualitativa della caratteristica di portata

Anche sperimentalmente sono stati ottenuti andamenti simili della portata. Come esempio si riporta l'andamento della portata con un segnale in tensione di 0 V.

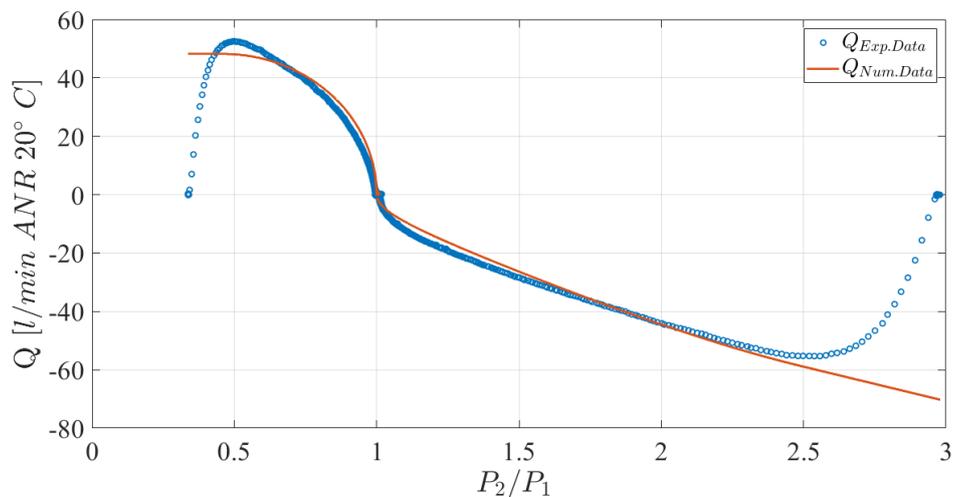


Figura 3-23 Caratteristica di portata $P_s = 0,3 \text{ MPa}$, $u = 0V$, bocca 2

L'identificazione della sezione di passaggio relativa alla bocca 4 è stata condotta svolgendo la stessa metodologia adottata in precedenza per la bocca 2 sia durante la fase di caricamento che di svuotamento del serbatoio; ovviamente durante questo set di prove il segnale di comando fornito alla valvola è compreso tra 5 e 10 V, adottando una discretizzazione di 0,5 V come già fatto in precedenza. In seguito, tali procedure sono state ripetute fornendo una pressione di alimentazione del circuito di 0,5 MPa e 0,8 MPa. Per semplicità non si riportano i grafici relativi alla portata ottenuti per le suddette esecuzioni in quanto pressoché identici ai precedenti ma si riporta una tabella riassuntiva (Tabella 3-2) da cui è possibile confrontare i risultati di $A_{eff}(u)$ ottenuti durante le fasi di carico e scarico

del serbatoio al fine di valutare l'univocità che lega la tensione di comando con il valore della sezione di passaggio; un rapido confronto per avere un'idea di massima è sicuramente valutare i valori del coefficiente angolare (m) e del termine noto (q) dell'equazione della retta generata dal fitting delle aree sostituite manualmente.

	Porta 2		Porta 4	
	Carico	Scarico	Carico	Scarico
0,3 MPa	m= -3,462e-07 q= 1,708e-06	m= -4,988e-07 q= 2,399e-06	m= 3,726e-07 q= -1,915e-06	m= 5,401e-07 q= -2,865e-06
0,5 MPa	m= -3,953e-07 q= 1,913e-06	m= -4,929e-07 q= 2,372e-06	m= 3,869e-07 q= -1,998e-06	m= 5,084e-07 q= -2,637e-06
0,8 MPa	m= -3,614e-07 q= 1,762e-06	m= -4,918e-07 q= 2,37e-06	m= 4,01e-07 q= -2,125e-06	m= 5,211e-07 q= -2,745e-06

Tabella 3-2 Coefficienti retta di $A_{eff}(u)$

Per una più esaustiva comprensione, in **Figura 3-24** si riportano i valori di $A_{eff}(u)$.

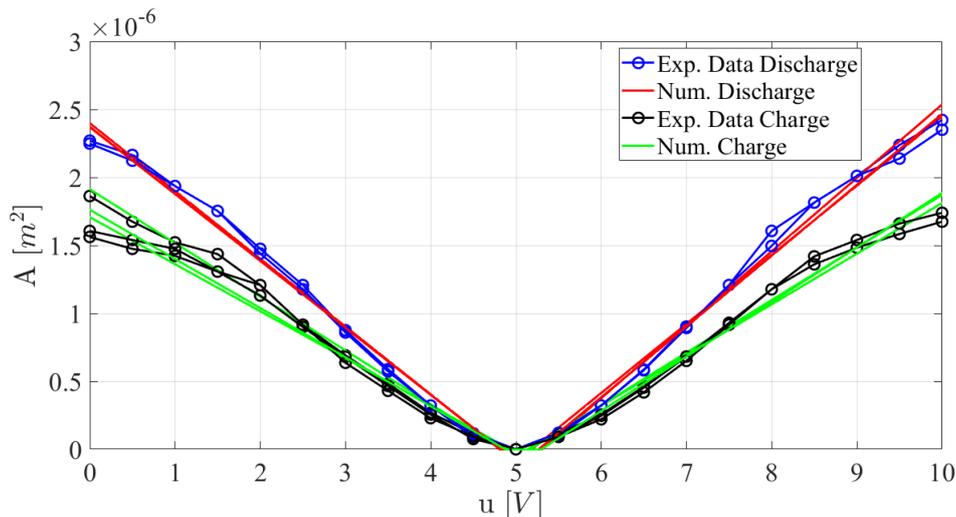


Figura 3-24 Sovrapposizione curve $A_{eff}(u)$

Da **Figura 3-24** si nota come le curve di $A_{eff}(u)$ ottenute durante la fase di riempimento non siano perfettamente sovrapponibili a quelle ricavate in fase di scarico, ciò risulta maggiormente rilevante se la tensione di comando si allontana dal valore di 5V. Tale divergenza è probabilmente dovuta a vari fattori, primo fra tutti le modalità con cui sono state condotte le prove per determinare la sezione di passaggio in funzione del segnale di comando; tuttavia la discrepanza che intercorre tra le curve, ai fini dello studio che ci si appresta ad affrontare, non rappresenta un grosso problema, infatti il segnale che riceverà la valvola sarà contenuto nel range di $5V \pm 1V$: in questa fascia di valori le curve sono

pressoché identiche, presentando un plateau centrale, corrispondente a sezione nulla, di pari estensione.

Percorso file MATLAB:

- File_MATLAB\Caratterizzazione_Valvola\Curve_Area.m
- File_MATLAB\Caratterizzazione_Valvola\Ps_2
- File_MATLAB\Caratterizzazione_Valvola\Ps_4
- File_MATLAB\Caratterizzazione_Valvola\Ps_7

3.2 Identificazione attrito

Nella seguente sezione si procede a descrivere la sperimentazione svolta per identificare l'attrito agente sul sistema traslante. Definire in maniera precisa l'attrito è certamente un compito delicato in quanto non è misurabile direttamente e sia perché si tratta di un fenomeno molto complesso e condizionato da molteplici fattori; pertanto, è necessario individuare correttamente il sistema da analizzare ed evitare il più possibile fonti di possibili incertezze. **A tal proposito si ricorda che prima di acquisire i dati sperimentali sul sistema cilindro-carrello è necessario compiere delle corse a vuoto, specialmente se è fermo da molto tempo.** La prima operazione è stata quindi configurare opportunamente il banco per la prova; pertanto, si è scelto di semplificare l'assetto sostituendo la valvola di portata proporzionale 5/3 con un regolatore di pressione *Camozzi ER238-90AP* (si rimanda al capitolo 2.2.3 per la descrizione tecnica).

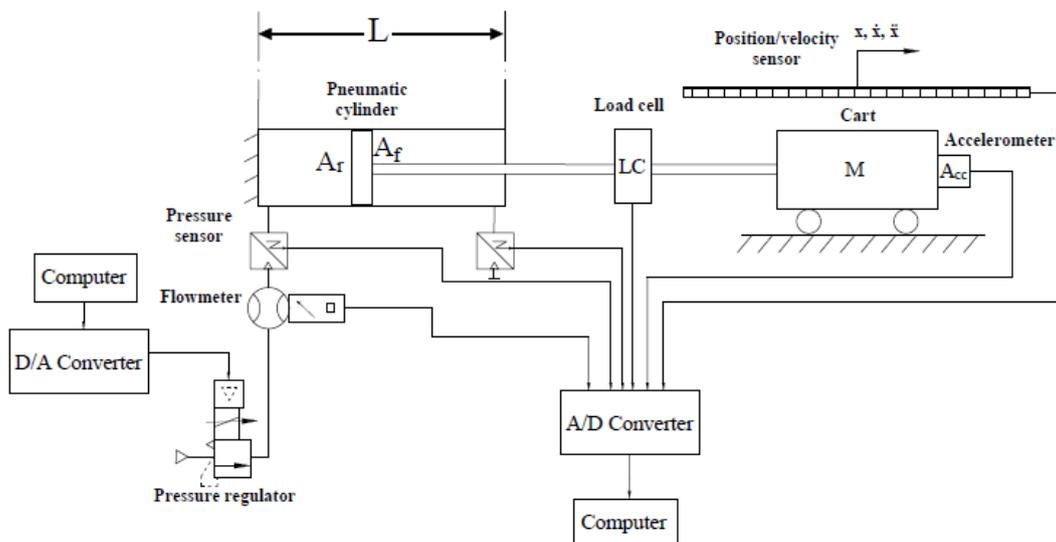


Figura 3-25 Schema allestimento banco per identificazione dell'attrito

Le misurazioni sono state eseguite alimentando la camera posteriore del cilindro per mezzo del regolatore Camozzi modulato con un segnale in tensione sinusoidale $u(t)$ secondo la legge $u(t) = u_0 + \Delta u \sin(2\pi f t)$ con $u_0 = 1,10 \div 4,40$ V (Offset), $f = 1 \div 3$ Hz (frequenza) e $\Delta u = 0,4$ V (ampiezza). Durante l'esecuzione la camera anteriore del cilindro è stata portata in pressione ($P_f = 0,2 \div 0,5$ MPa) per mezzo di un serbatoio dal volume di 1 l e le stesse prove sono state ripetute in assenza di tale capacità. Dalle acquisizioni è stato possibile ricostruire le curve sperimentali di Stribeck dell'attrito grazie all'equilibrio delle forze agenti: $F_{friction} = F_p - F_i - F_x$, dove $F_{friction}$ è la forza di attrito, F_p è l'equilibrio tra le forze di pressione agenti sul cilindro, F_i rappresenta la forza d'inerzia agente sul sistema traslante e F_x è la forza costante generata dal sensore di posizione e velocità.

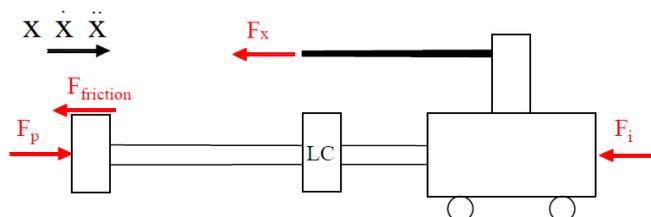


Figura 3-26 Diagramma di corpo libero del sistema cilindro-carrello

Da qui è stato possibile determinare i coefficienti caratterizzanti l'attrito osservando i grafici. I risultati ottenuti sono conformi a quanto atteso e per maggiore chiarezza si riportano di seguito alcuni grafici sperimentali a titolo di esempio.

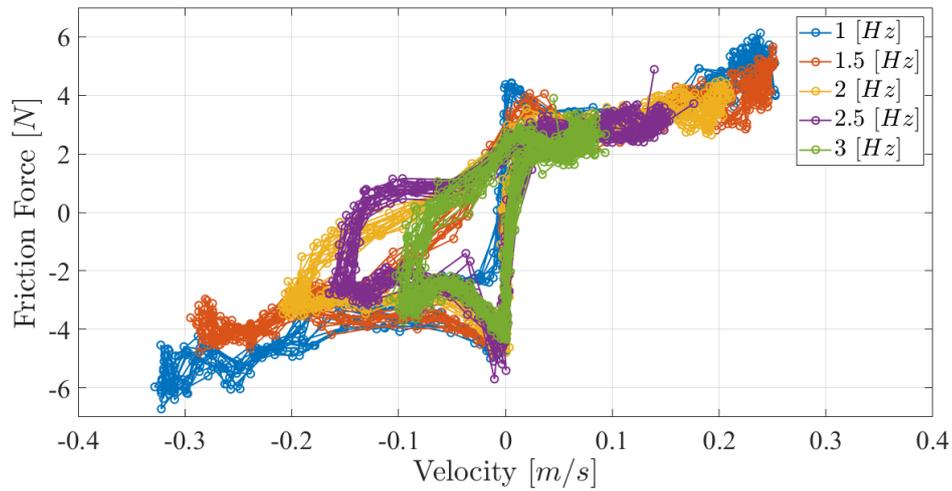


Figura 3-27 Prova a $P_B = 0,3 \text{ MPa}$ con serbatoio

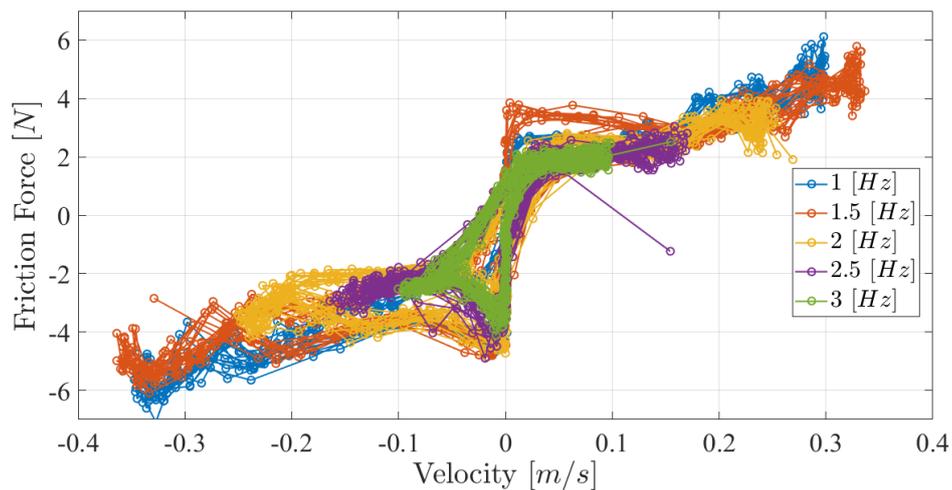


Figura 3-28 Prova a $P_B = 0,3 \text{ MPa}$ senza serbatoio

Come si può osservare da **Figura 3-27** e **Figura 3-28**, all'aumentare della frequenza si accentua il fenomeno legato all'isteresi dell'attrito e le curve presentano un'estensione minore. Attraverso questo tipo di prove sarebbe interessante misurare la porzione di area racchiusa dalla curva, in quanto corrisponde alla potenza persa per effetto della forza d'attrito ad ogni ciclo. Nel caso di frequenze moderate l'area racchiusa è più distribuita lungo i tratti con velocità non nulla, mentre se la frequenza aumenta la dissipazione è maggiormente evidente nell'intorno di $v=0 \text{ m/s}$. L'ampiezza del ciclo si riduce anche a seguito dell'incremento della pressione nella camera anteriore (**Figura 3-28**). Si nota anche come la presenza della capacità modifichi il tratto del ciclo caratterizzato da velocità ed accelerazione negative in quanto le curve ottenute con il serbatoio montato presentino una pendenza inferiore (**Figura 3-27**). Successivamente si sono ripetute le prove mantenendo la stessa logica d'esecuzione ma invertendo l'allestimento sul cilindro pneumatico. Pertanto,

la camera anteriore è stata collegata all'alimentazione per mezzo del regolatore di pressione e la camera posteriore è stata tappata. Anche per queste prove si riportano alcuni grafici sperimentali delle curve di Stribeck (**Figura 3-29** e **Figura 3-30**).

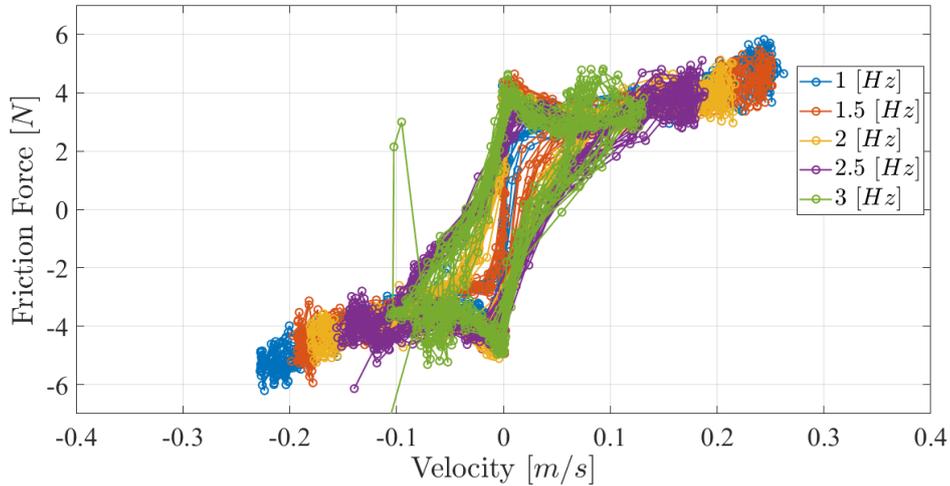


Figura 3-29 Prova a $P_A = 0,3$ MPa con serbatoio

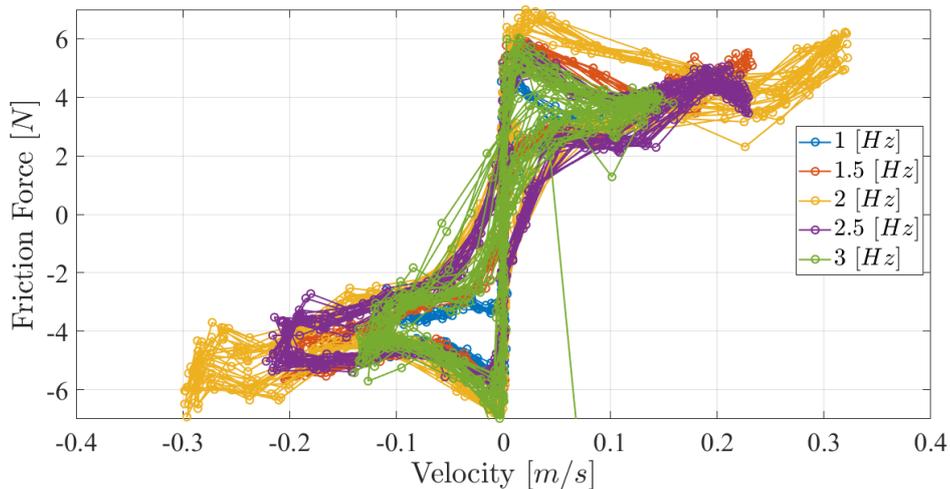


Figura 3-30 Prova a $P_A = 0,3$ MPa senza serbatoio

Come si può osservare in **Figura 3-29** e **Figura 3-30** le curve presentano un andamento analogo al caso precedente. Si nota però come durante questa misurazione il ciclo d'isteresi dell'attrito sia più simmetrico. In **Figura 3-29** è chiaramente visibile come la presenza del serbatoio modifichi non solo la forma del ciclo ma anche la dinamica stessa dell'intero sistema, infatti si nota come la capacità determini una maggiore dilatazione del ciclo e consenta una risposta del sistema con frequenze di comando maggiori. Il passo successivo è di determinare i parametri che identificano l'attrito. Si è quindi proceduto a svolgere un tuning sui valori caratteristici dell'attrito al fine di sovrapporre al meglio le curve

spesimentali con quelle numeriche elaborate dal modello. Come esempio si riportano alcuni esempi grafici che dimostrano la bontà del modello.

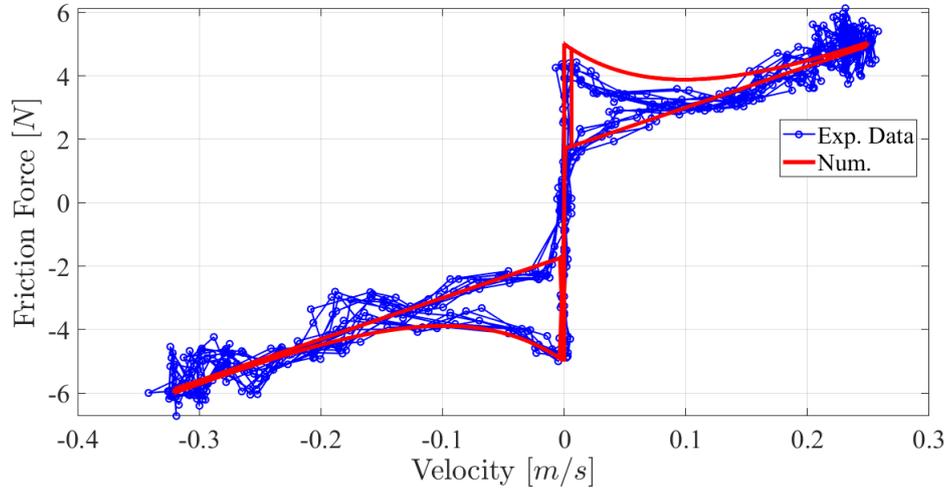


Figura 3-31 PB2_f1 con serbatoio

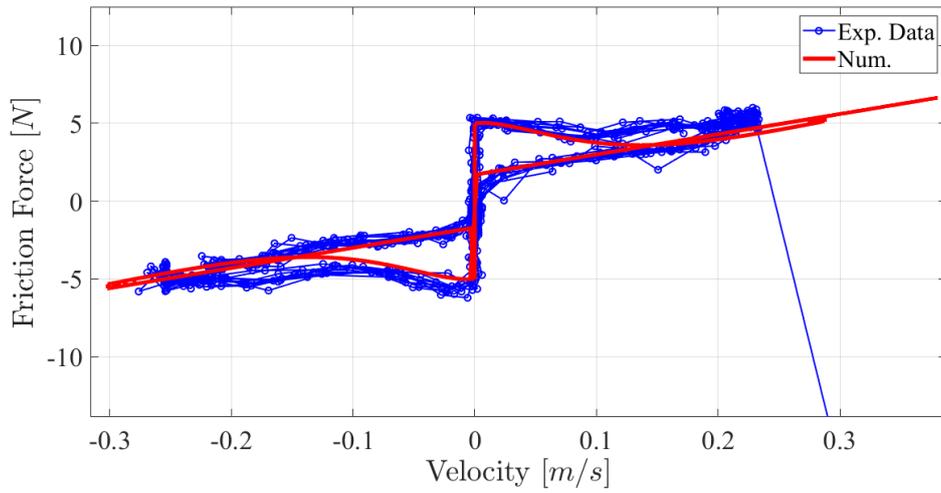


Figura 3-32 PB4_f1.5 con serbatoio

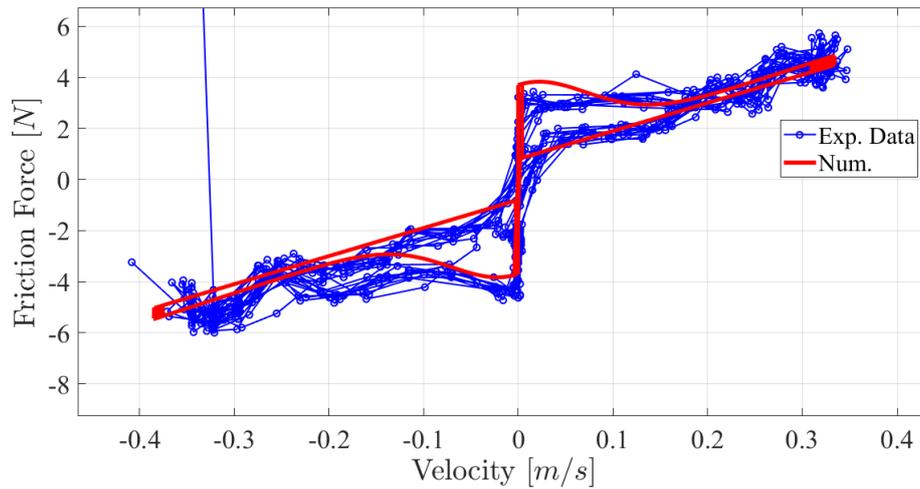


Figura 3-33 PB2_f1.5 senza serbatoio

Percorso file MATLAB:

- File_MATLAB\ Identificazione_Attrito\Regolatore_P_Camera_Anteriore
- File_MATLAB\ Identificazione_Attrito\Regolatore_P_Camera_Posteriore

3.3 Segnale a gradino

Nella seguente prova il banco è stato modificato per svolgere dei test con segnale di comando della valvola a gradino. Nel dettaglio si è scollegata la valvola dalla camera anteriore del cilindro che è stata quindi tappata e, successivamente, collegata a un serbatoio in pressione per svolgere le prove con una P_s superiore e quindi impendo al carrellino di andare in battuta sulla guida.

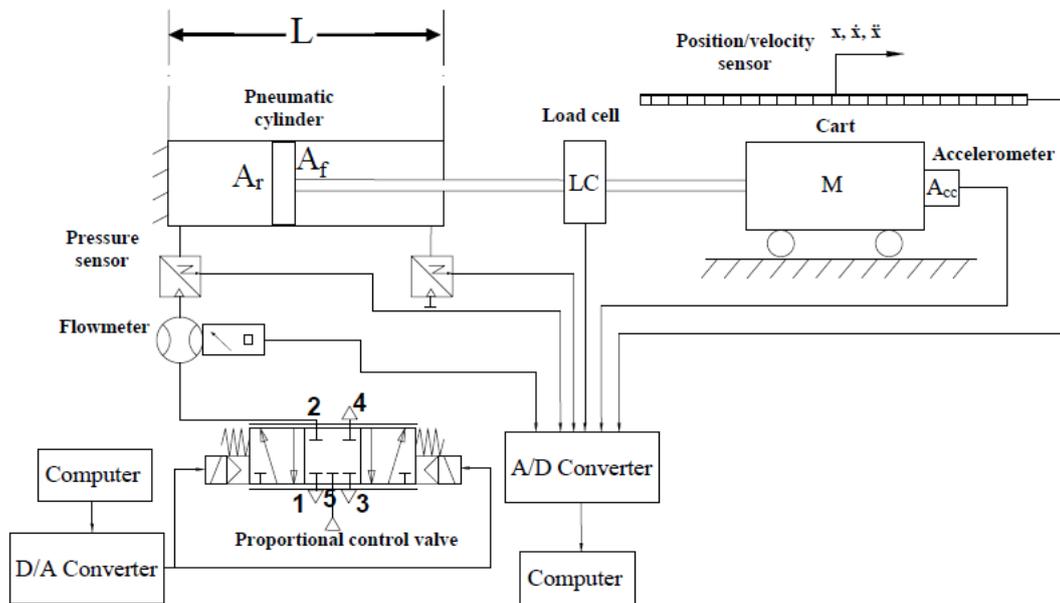


Figura 3-34 Schema semplificato del banco durante la prova con segnale a gradino

Si riportano di seguito alcuni dei risultati sperimentali ottenuti a seguito dell'acquisizione ($f_s=1000$ Hz). La prima misurazione è stata ottenuta con $P_s=0,2$ MPa e dando un comando a gradino alla valvola da 6 a 4 V. La pressione nelle due camere presenta la seguente evoluzione nel tempo.

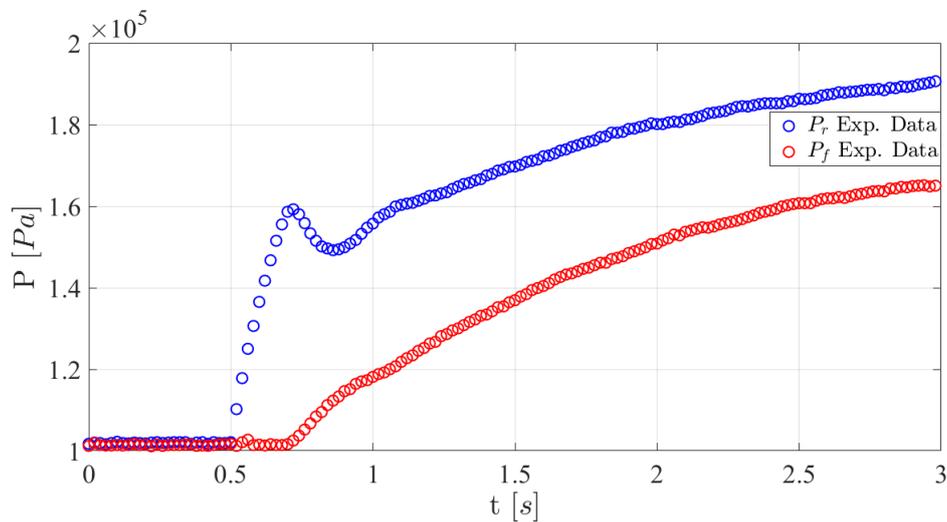


Figura 3-35 Evoluzione delle pressioni nelle camere del cilindro, $P_s=0,2$ MPa

Lo spostamento della massa traslante è il seguente.

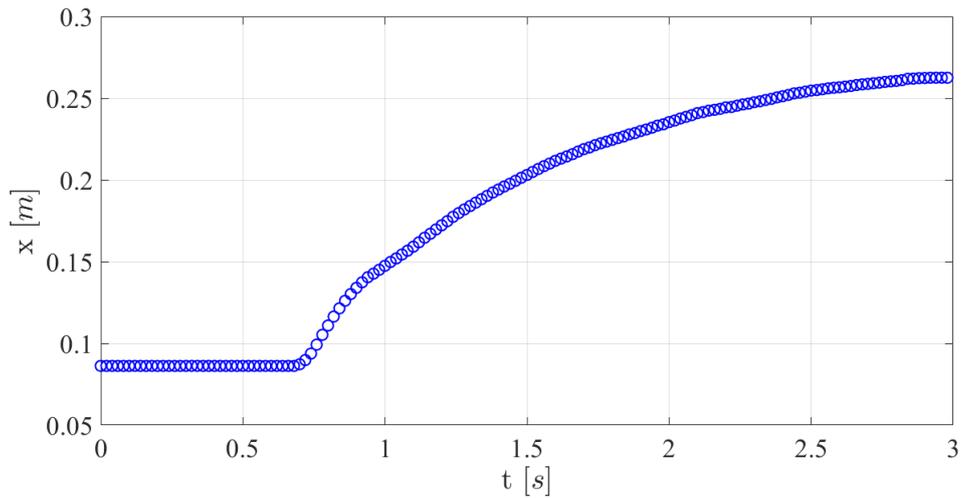


Figura 3-36 Evoluzione dello spostamento x della massa traslante, $P_s=0,2$ MPa

In **Figura 3-36** si nota come la camera frontale del cilindro, essendo tappata, si comporti come una molla pneumatica ed impedisce alla massa di traslare ulteriormente una volta raggiunto l'equilibrio delle forze agenti sul sistema. Per completezza si riportano nell'ordine i grafici che mostrano l'andamento della velocità (**Figura 3-37**), della portata d'aria (**Figura 3-38**) e dell'attrito (**Figura 3-39**), di quest'ultimo si riporta anche l'evoluzione in funzione della velocità secondo il modello di Stribeck (**Figura 3-40**).

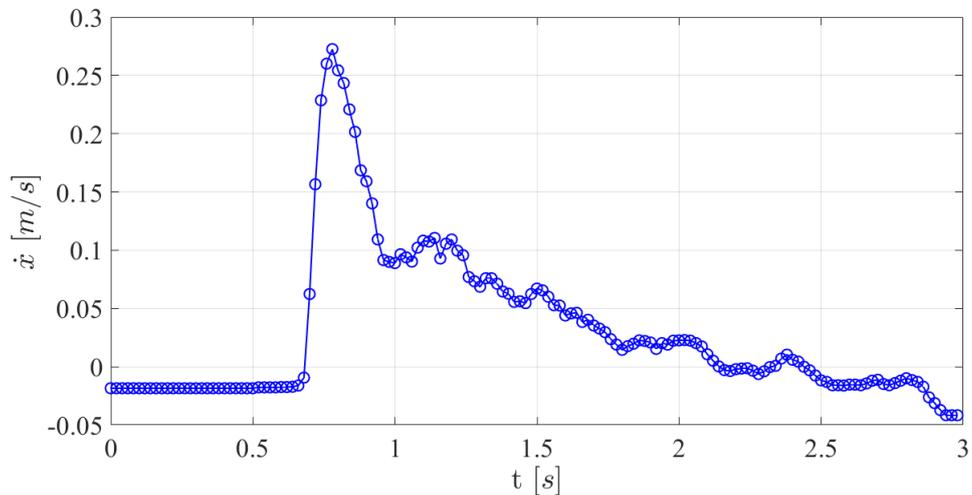


Figura 3-37 Evoluzione della velocità \dot{x} della massa traslante, $P_s=0,2$ MPa

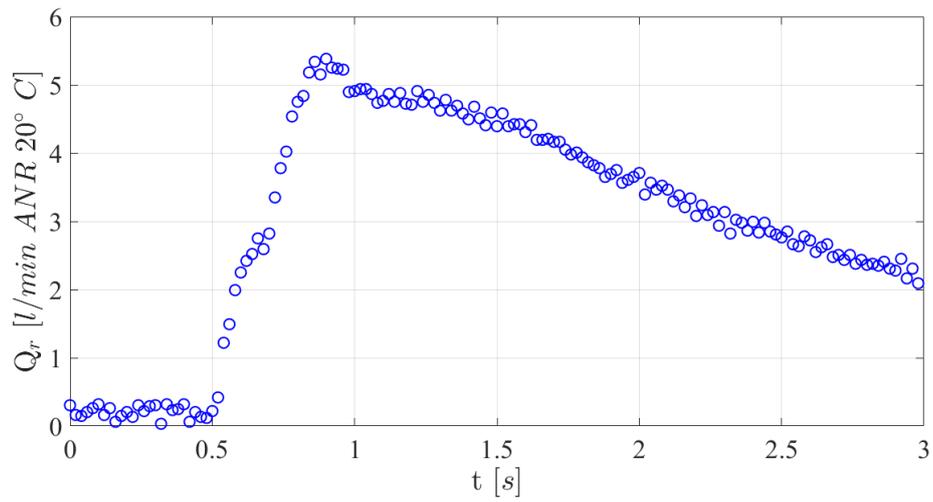


Figura 3-38 Evoluzione della portata Q attraverso la valvola, $P_s=0,2$ MPa

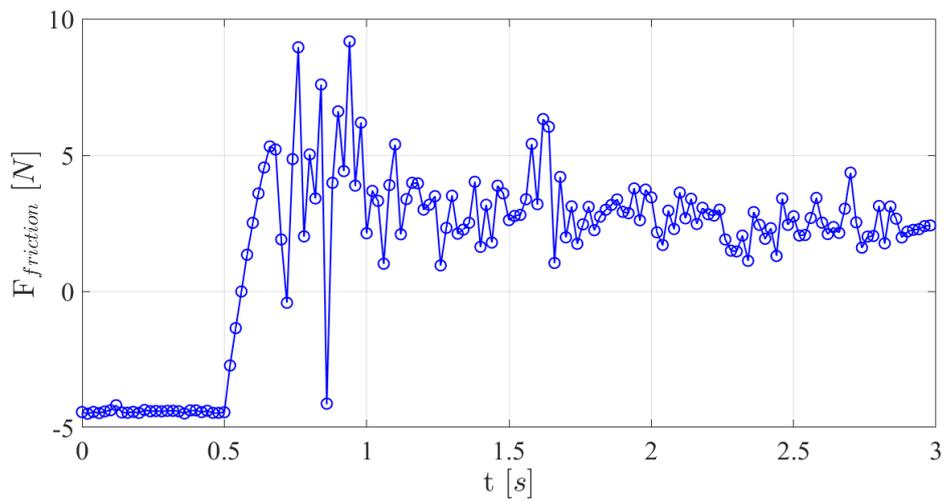


Figura 3-39 Evoluzione della forza d'attrito, $P_s=0,2$ MPa

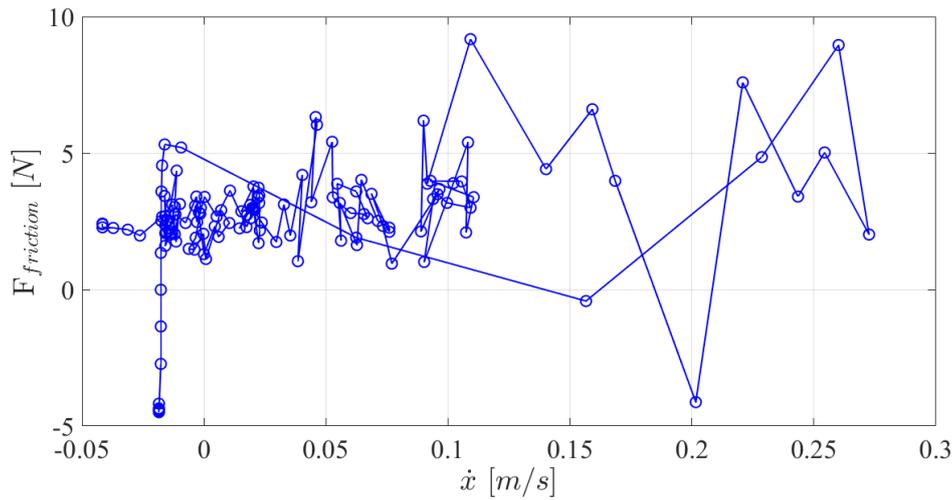


Figura 3-40 Curva di Stribeck, $P_s=0,2$ MPa

Nella prova successiva si è indagato il comportamento con $P_s=0,3$ MPa e fornendo un segnale di comando a gradino da 5 a 4 V, gli andamenti dei valori analizzati sono rimasti sostanzialmente invariati a meno della pressione che presenta il seguente andamento riportato in **Figura 3-41**.

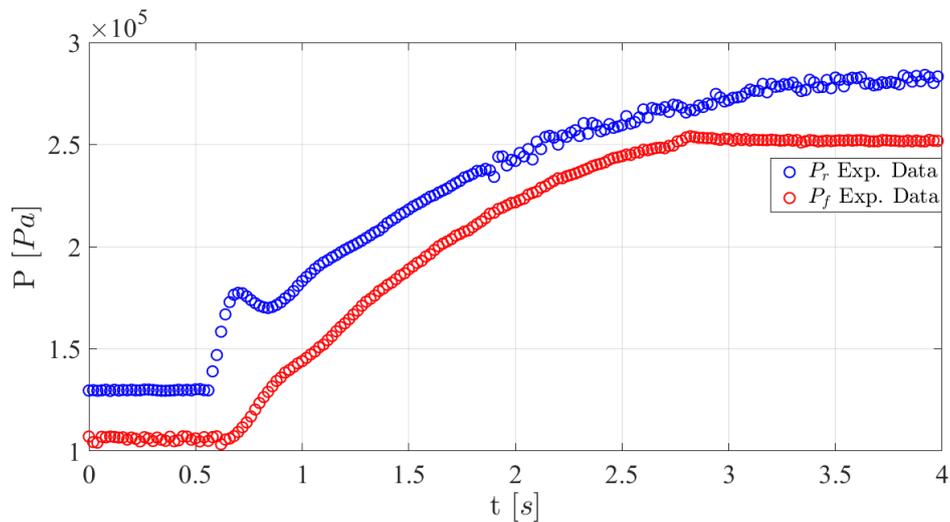


Figura 3-41 Evoluzione delle pressioni nelle camere del cilindro, $P_s=0,3$ MPa

Si nota come la pressione della camera posteriore P_r sia leggermente superiore a quella della camera anteriore P_f e ciò è dovuto all'equilibrio delle forze agenti sul sistema. Conseguentemente all'aumentare di P_s lo spostamento della massa presenta una pendenza maggiore come si vede nel grafico di **Figura 3-42**.

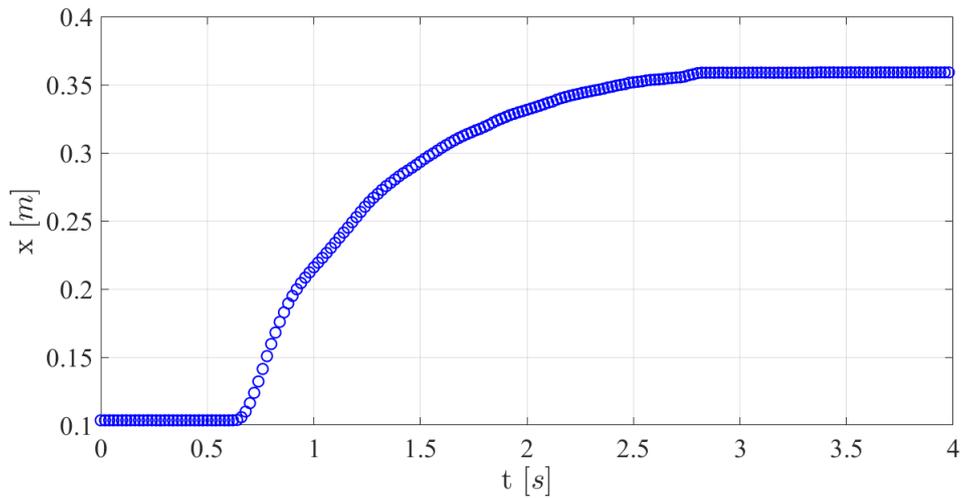


Figura 3-42 Evoluzione dello spostamento x della massa traslante, $P_s=0,3$ MPa

Le prove successive (**Figura 3-43**, **Figura 3-44**, **Figura 3-45** e **Figura 3-46**) sono state condotte con P_s superiore (0,4 MPa), pertanto la camera frontale del cilindro è stata precedentemente messa in pressione tramite un serbatoio per evitare che la massa traslante urti contro il finecorsa della guida. Il metodo di esecuzione delle prove è analogo al caso precedente: partendo dalla posizione neutra della valvola (segnale a 5 V) si fornisce un comando a gradino e si acquisiscono i dati. Nello specifico la camera posteriore è stata portata a 3,4 MPa e la valvola pneumatica è stata azionata con un segnale di ampiezza (Δu) 1 V e successivamente la prova è stata ripetuta con segnali di ampiezza pari a 1,5 e 2 V. A titolo di esempio si riportano alcuni esempi dei dati raccolti.

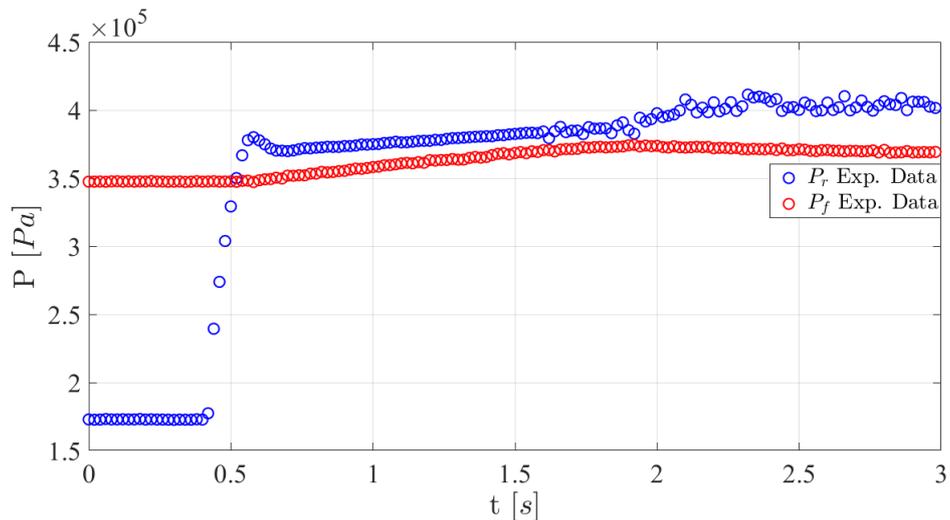


Figura 3-43 Evoluzione delle pressioni nelle camere del cilindro, $P_s=0,4$ MPa e $\Delta u = 2$ V

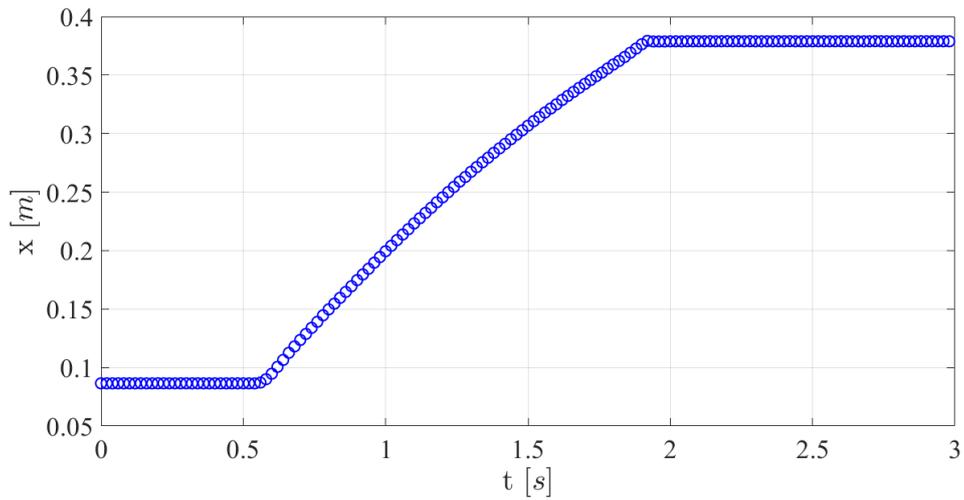


Figura 3-44 Evoluzione dello spostamento x della massa traslante, $P_s=0,4$ MPa e $\Delta u = 2$ V

Come atteso, in **Figura 3-44** si assiste a una pendenza più elevata della curva che raggiunge la posizione di equilibrio in tempi più brevi rispetto ai casi precedenti. L'evoluzione della velocità è analoga alle prove precedenti seppur con salti maggiori. Si riportano ora i valori calcolati per l'attrito.

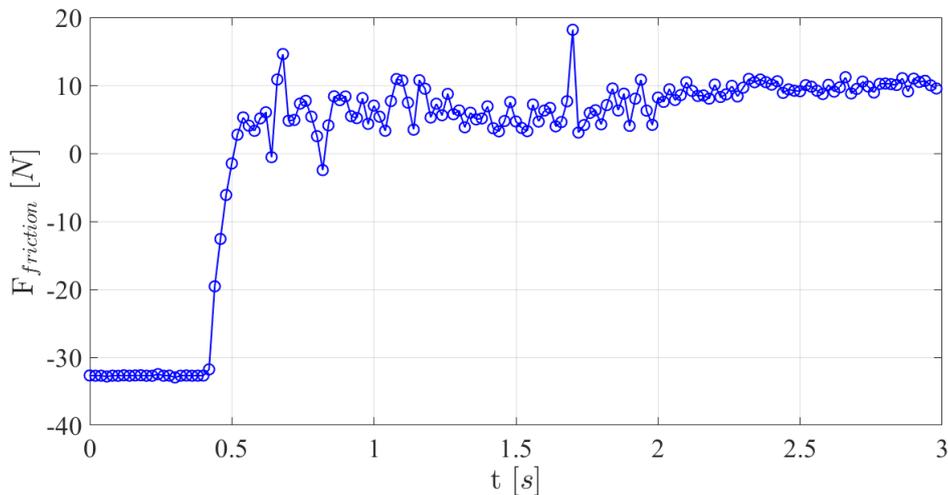


Figura 3-45 Evoluzione della forza d'attrito, $P_s=0,4$ MPa e $\Delta u = 2$ V

In **Figura 3-45** si nota come l'andamento nel tempo sia circa lo stesso al variare dell'ampiezza del segnale ma, rispetto ai casi precedenti l'attrito presenta valori negativi inferiori. La curva di Stribeck appare più pulita (**Figura 3-46**).

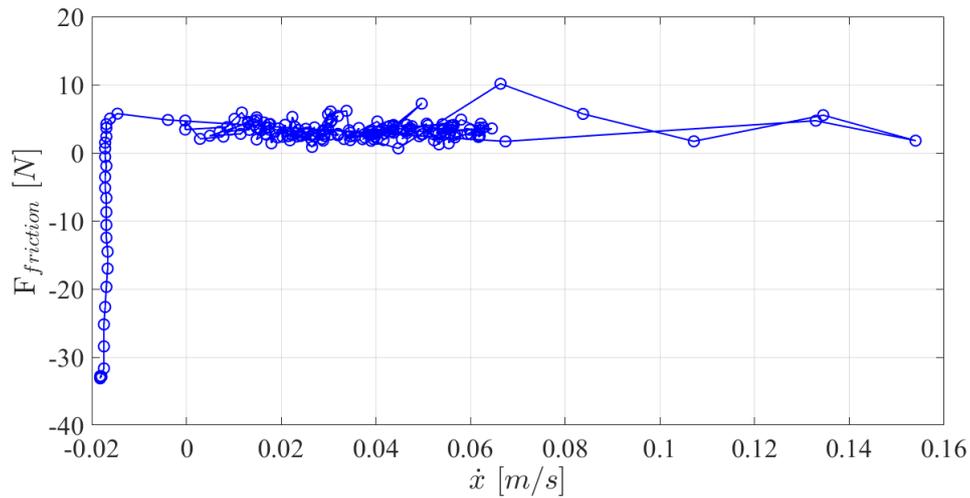


Figura 3-46 Curva di Stribeck, $P_s=0,4$ MPa e $\Delta u = 2$ V

Dai dati raccolti è stato possibile validare il modello che riceve come ingresso la tensione che comanda la valvola e ne interpola i valori nel tempo per definire la portata d'aria grazie all'area della sezione di passaggio. Risolvendo le equazioni differenziali ottenute per mezzo dell'equilibrio dinamico del sistema e della legge di continuità della massa, è stato possibile ottenere i valori numerici relativi alle pressioni nelle camere, alla velocità dello stelo e alla posizione della massa traslante. I risultati relativi alla validazione con segnale di comando a gradino sono tutti riportati nel capitolo 5.3.

Percorso file MATLAB:

- File_MATLAB\ Comando_Gradino_Pressione\Plot_Acquisizioni.m

Capitolo 4

4 Descrizione modello

Il seguente capitolo pone l'attenzione sul modello matematico implementato per simulare il sistema di posizionamento pneumatico in esame. Lo scopo è di fornire un'analisi dettagliata ed esaustiva delle leggi adottate seguendo la stessa logica computazionale in modo da facilitarne la comprensione globale. Il modello proposto può essere scomposto in due: una parte pneumatica e una parte meccanica. La prima è determinata dalla valvola proporzionale 5/3, mentre la seconda è frutto dell'equilibrio del sistema cilindro-carrello.

4.1 Modellazione valvola pneumatica

La prima operazione è identificare la valvola in modo efficace in quanto è l'elemento che aziona e gestisce tutto il sistema traslante. Pertanto, è stato necessario dapprima identificare una relazione che correlasse la tensione di comando u ricevuta in input con il valore dell'effettiva sezione di passaggio A_{eff} . Questa prima identificazione richiede quindi di scomporre la valvola in un ulteriore sotto-modello al fine di ottenere una valida relazione di $A_{eff}(u)$ per ogni bocca della valvola. Con gli opportuni test, riportati nel capitolo 3.1.1, è stato possibile ricavare la legge di commutazione della sezione nella forma

$$A_{eff}(V) = m(P_1, P_2)u + q(P_1, P_2) \quad (1)$$

dove $m(P_1, P_2)$ è la pendenza della retta e $q(P_1, P_2)$ il termine noto. P_1 e P_2 si riferiscono rispettivamente alla pressione di monte e valle. Il secondo sotto-modello che completa l'identificazione della valvola è la determinazione della portata d'aria smaltita, ossia è stato necessario individuare la caratteristica di portata dell'elemento pneumatico (l'intera

trattazione è riportata nel capitolo 3.1.1). Per fare questo si è fatto uso della formulazione fornita dalla norma ISO 6358 che lega la portata d'aria passante G con le pressioni di monte e valle della valvola e l'area della sezione di passaggio:

$$G = \begin{cases} c_d \sqrt{\frac{K_T}{293}} \frac{c}{T_s} A_{eff} \frac{0.686}{\sqrt{R_g T_s}} P_1 \sqrt{1 - \left(\frac{P_2/P_1 - b}{1 - b} \right)^2}, & P_2/P_1 > b \\ c_d \sqrt{\frac{K_T}{293}} \frac{c}{T_s} A_{eff} \frac{0.686}{\sqrt{R_g T_s}} P_1, & P_2/P_1 \leq b \end{cases} \quad (2)$$

Il valore del coefficiente di efflusso $c_d = 0,5829$ è stato scelto empiricamente in modo da ottenere una corrispondenza quanto più precisa tra i dati sperimentali e i valori numerici elaborati dal modello. In modo analogo, anche il rapporto critico $b = 0,46$ è stato individuato sperimentalmente osservando le curve sperimentali relative alla caratteristica di portata della valvola; da qui è stato individuato un valor medio da utilizzare durante tutte le prove. Siccome la valvola proporzionale può essere pensata come una resistenza pneumatica con sezione di efflusso variabile, la caratteristica di portata, secondo la normativa ISO 6358, presenta due tratti distinti: un primo tratto sonico in cui la portata è costante indipendentemente dalla pressione di valle e il secondo tratto subsonico, caratterizzato da andamento di tipo ellittico con riduzione della portata al crescere della pressione di valle sino ad annullarsi quando la pressione di valle eguaglia la pressione di monte. Un ulteriore aumento della pressione di valle comporta un'inversione della direzione del flusso di portata che transita all'interno del componente. In quest'ultimo caso si ha inizialmente comportamento subsonico seguito successivamente da un tratto caratterizzato da una crescita lineare della portata quando sono raggiunte le condizioni soniche. In **Figura 4-1** è possibile osservare un esempio qualitativo di caratteristica di portata di un componente pneumatico secondo normativa ISO 6358, dove il simbolo P_1 è riferito alla pressione di alimentazione e dell'ambiente di scarico, mentre P_2 indica la pressione a valle dell'elemento.

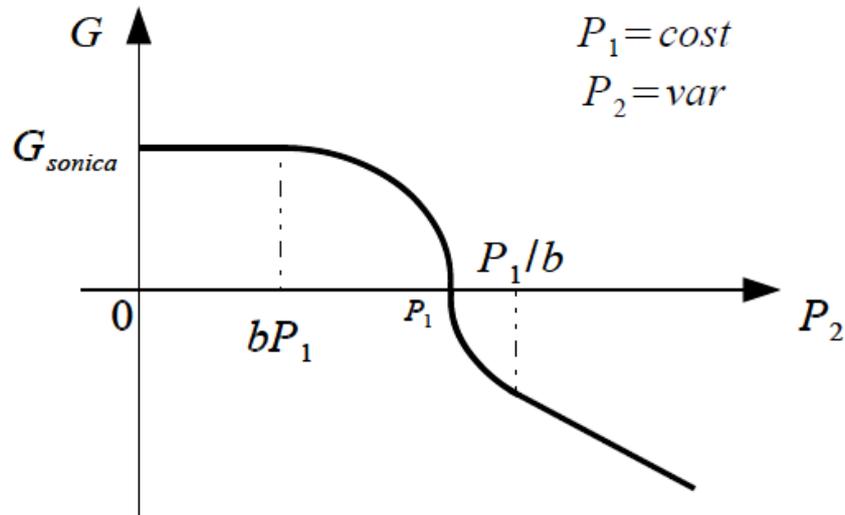


Figura 4-1 Immagine qualitativa della caratteristica di portata

4.2 Modellazione cilindro pneumatico

La parte meccanica è costituita dal sistema dinamico cilindro-carrello. In **Figura 4-2** si riporta uno schema semplificato del sistema in esame.

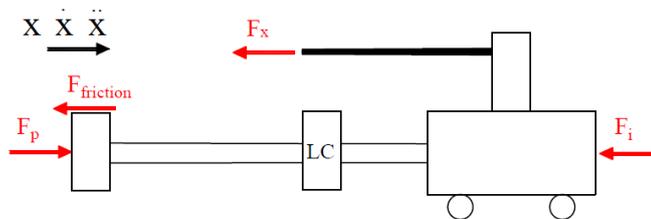


Figura 4-2 Diagramma di corpo libero del sistema cilindro-carrello

Le forze agenti sull'intero sistema sono state modellate secondo la legge di equilibrio dinamico:

$$P_r A_r = P_f A_f + F_{friction} + F_x + m\ddot{x} \quad (3)$$

Dove i pedici r e f si riferiscono rispettivamente alla camera posteriore e anteriore del cilindro, A è la superficie d'azione della pressione P , $F_{friction}$ è la forza d'attrito, F_x è la forza costante generata dal sensore di posizione e velocità e m la massa traslante con

accelerazione \ddot{x} soggetta all'inerzia. Si introducono ora la legge di conservazione della massa (4) e la legge dei gas perfetti (5)

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \frac{d\rho}{dt}V + \frac{dV}{dt}\rho \quad (4)$$

$$P = \rho R_g T_s \quad (5)$$

Dove V è il volume e ρ a densità del gas. Con le opportune sostituzioni si ottiene:

$$\dot{m}_r = \frac{P_r A_r \dot{x}}{R_g T_s} + \frac{V_{0,r} + A_f(l_1 + x)}{R_g T_s} \dot{P}_r \quad (6)$$

$$\dot{m}_f = -\frac{P_f A_f \dot{x}}{R_g T_s} + \frac{V_{0,f} + A_f(L - l_1 - x)}{R_g T_s} \dot{P}_f \quad (7)$$

Dove V_0 è il volume morto iniziale nella camera del cilindro, x è lo spostamento dello stelo, l_1 è la posizione iniziale dello stelo e L la corsa totale. Riscrivendo le equazioni (3), (6) e (7) nella forma dello spazio degli stati si ottiene $x_1 = x$, $x_2 = \dot{x} = v$, $x_3 = P_f$ e $x_4 = P_r$:

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m} (x_4 A_r - x_3 A_f - F_{friction} - F_x)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{R_g T_s}{A_f(L - x_1 - l_1) + V_{0,f}} \left(\dot{m}_f + \frac{A_f P_f x_2}{R_g T_s} \right) \quad (8)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{R_g T_s}{A_r(x_1 + l_1) + V_{0,r}} \left(\dot{m}_r - \frac{A_r x_4 x_2}{R_g T_s} \right)$$

La variabile $x_1 = x$ si riferisce allo spostamento della massa traslante $m=0,88$ kg (carrello-stelo) e la sua velocità è espressa da $x_2 = \dot{x} = v$. L'ultimo termine in (8) ancora da definire è la forza di attrito $F_{friction}$ che è stata identificata secondo il modello statico proposto in [5] che considera la commistione di fenomeni di attrito statico, coulombiano e viscoso. L'equazione (9) e la **Figura 4-3** della curva di Stribeck riportano una descrizione analitica e grafica del modello adottato.

$$F_{friction} = \begin{cases} F(v), & |v| \geq \varepsilon \\ F_{ext}, & |v| < \varepsilon, |F_{ext}| < F_S \\ F_S \operatorname{sgn}(F_{ext}), & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$F(v) = \begin{cases} \operatorname{sgn}(v)F_{C1} + \operatorname{sgn}(v)(F_S - F_{C1})e^{\left(\frac{|v|}{v_s}\right)^\delta} + c_1v, & a \geq 0 \\ \operatorname{sgn}(v)F_{C2} + c_2v, & a < 0 \end{cases} \quad (9)$$

Dove F_S è la forza di soglia necessaria a rompere i legami statici, v_s è la velocità di Stribeck, δ è un parametro che dipende dalla geometria dell'applicazione e interviene sulla curvatura della curva di Stribeck, F_{C1} e F_{C2} sono rispettivamente i coefficienti di attrito coulombiano nei tratti di accelerazione e decelerazione, c_1 e c_2 sono i coefficienti di attrito viscoso nei tratti di cui sopra. Infine, ε è la velocità limite introdotta da Karnopp in [10] per superare il problema nel caso di velocità nulla.

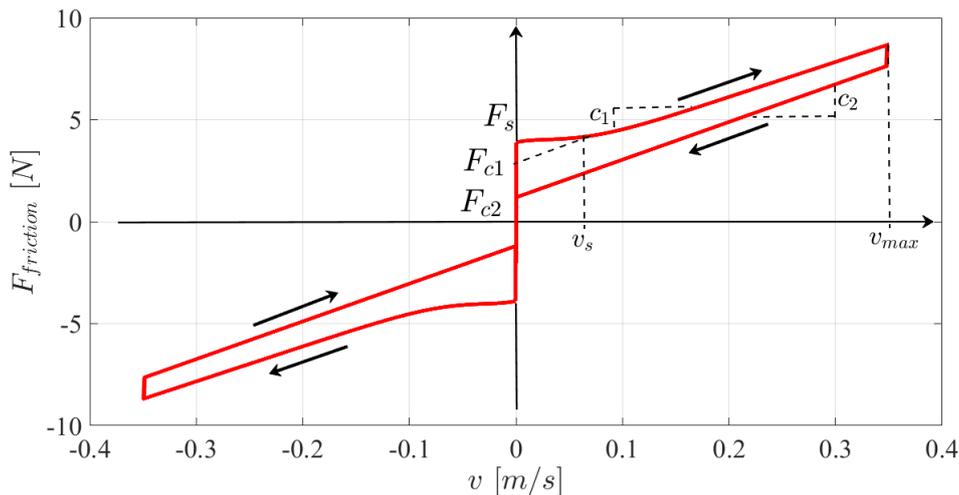


Figura 4-3 Curva di Stribeck relativa al modello d'attrito statico adottato

In conclusione, si può quindi affermare che il modello complessivo sia l'insieme di più sotto-modelli che identificano gli elementi caratterizzanti del banco. Nello specifico la componente pneumatica costituita dalla valvola proporzionale è stata modellata per mezzo di due sotto-modelli: uno relativo all'effettiva sezione di passaggio e l'altro relativo alla caratteristica di portata della valvola. La componente meccanica comprende invece un sotto-modello per determinare l'attrito del sistema cilindro-carrello e un altro sotto-modello per determinare le variabili di stato d'interesse.

Per maggiore chiarezza si riportano in **Tabella 4-1** i valori numerici dei principali parametri presenti nel modello, per alcuni di essi è riportato il range entro il quale è stato scelto il valore più opportuno in base alle condizioni della prova.

Parametro	Simbolo	Valore
Diametro stelo	d	6 mm
Diametro pistone	D	16 mm
Corsa cilindro	L	500 mm
Posizione iniziale stelo	l_1	60 mm
Volume tubazione camera posteriore	V_{0r}	$6,53 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
Volume tubazione camera anteriore	V_{0f}	$6,03 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$
Esponente attrito	δ	$0,7 \pm 2$
Velocità di Stribeck	v_s	$0,04 \pm 0,1 \text{ m/s}$
Forza di soglia	F_s	$0,5 \pm 8 \text{ N}$
Coefficiente attrito coulombiano $a > 0$	F_{c1}	$0,5 \pm 3,5 \text{ N}$
Coefficiente attrito viscoso $a > 0$	c_1	$6 \pm 20 \text{ Ns/m}$
Coefficiente attrito coulombiano $a < 0$	F_{c2}	$-0,2 \pm 3 \text{ N}$
Coefficiente attrito viscoso $a < 0$	c_2	$9 \pm 30 \text{ Ns/m}$
Forza trasduttore di posizione	F_x	4,53 N
Massa traslante	m	0,88 kg
Costante aria	R_g	287,053 J/(kgK)
Temperatura di alimentazione	T_s	293 K
Densità aria	ρ	$1,2047 \text{ kg/m}^3$
Velocità limite	ϵ	$0,0397 \pm 0,0997 \text{ m/s}$
Coefficiente d'efflusso	c_d	0,5829
Rapporto critico	b	0,46

Tabella 4-1 Tabella riassuntiva valori numerici

Capitolo 5

5 Risultati

In questo capitolo si raccolgono i risultati ottenuti a seguito delle prove svolte nel *Capitolo 3*, seguendo lo stesso ordine di svolgimento. Per una maggiore chiarezza è possibile suddividere l'attività svolta in tre macro-argomenti che riguardano l'identificazione e caratterizzazione della valvola proporzionale, l'identificazione della forza d'attrito e l'identificazione del posizionamento del sistema traslante.

5.1 Identificazione valvola proporzionale

Grazie alle prime sperimentazioni, è stato possibile ottenere le caratteristiche di portata della valvola in esame; pertanto, si riportano ora i grafici che mostrano il valore della portata attraverso le due porte della valvola in funzione della tensione di comando e della pressione di alimentazione. Il passo successivo è stato identificare la portata attraverso la valvola per mezzo della norma ISO 6358 che modella l'elemento fluidico sulla base di un ugello convergente. Tralasciando la metodologia con cui è stata svolta la prova, si riportano alcune delle acquisizioni più significative a partire da un segnale di comando di 0 V, corrispondente alla massima sezione di passaggio (**Figura 5-1** e **Figura 5-2**).

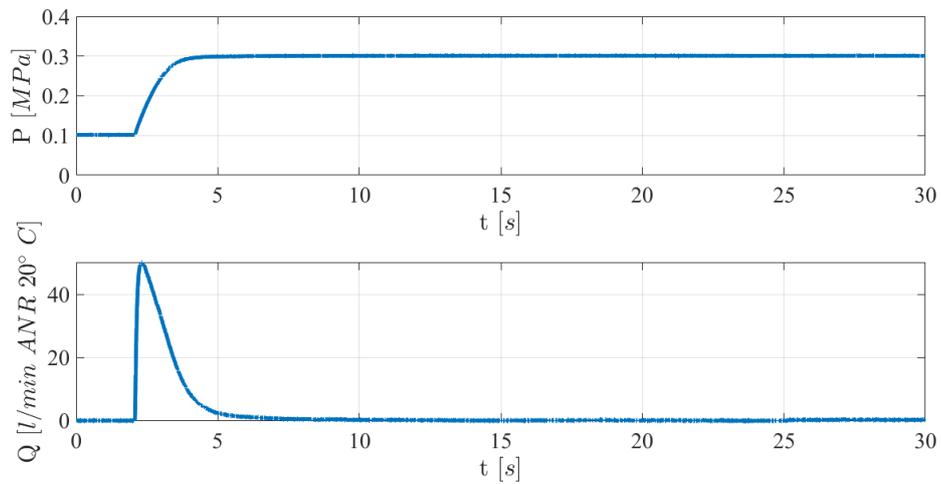


Figura 5-1 *Acquisizione dati in fase di riempimento del serbatoio con segnale di comando a 0V*

Il grafico sottostante di **Figura 5-2** riporta la portata espressa in funzione del rapporto tra le pressioni di valle e monte ($Q(P_A/P_S)$).

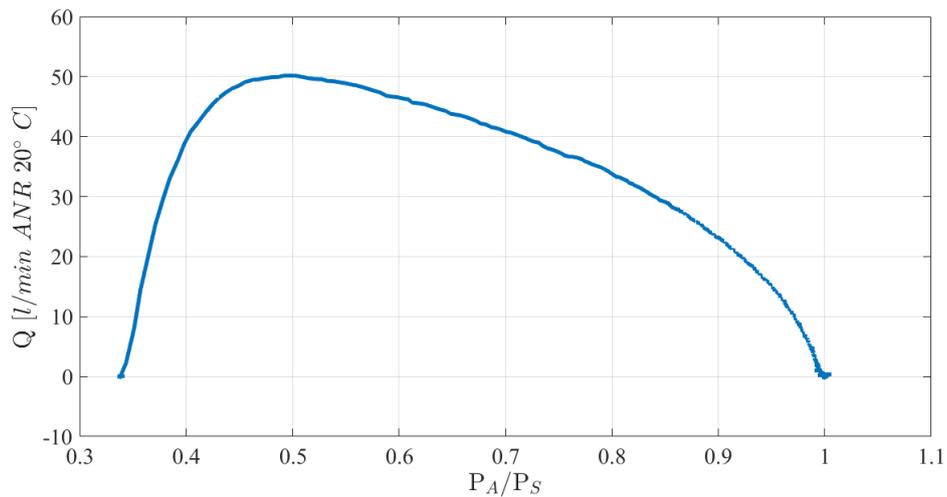


Figura 5-2 *Acquisizione dati in fase di riempimento del serbatoio con segnale di comando a 0V*

Si riportano ora le acquisizioni ottenute con segnale di comando di 4,5 V e quindi con la sezione di passaggio molto ridotta rispetto al caso precedente (**Figura 5-3** e **Figura 5-4**).

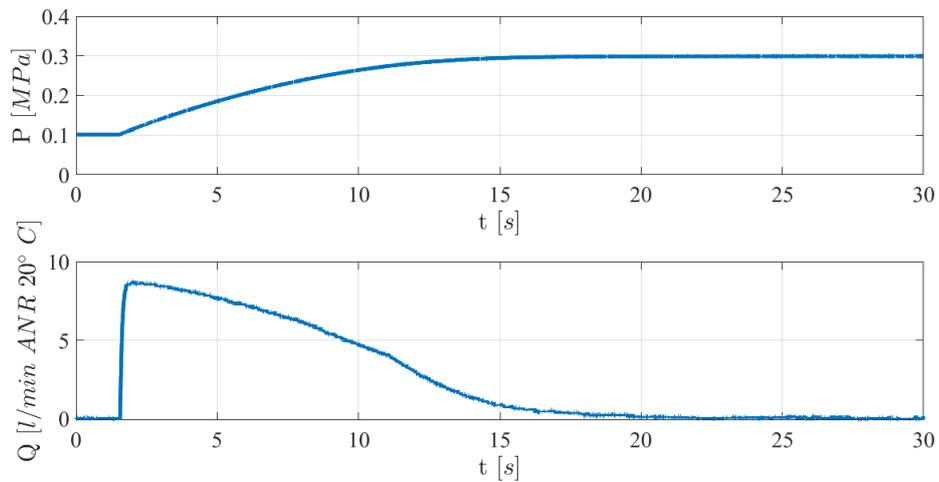


Figura 5-3 Acquisizione dati in fase di riempimento del serbatoio con segnale di comando a 4,5V

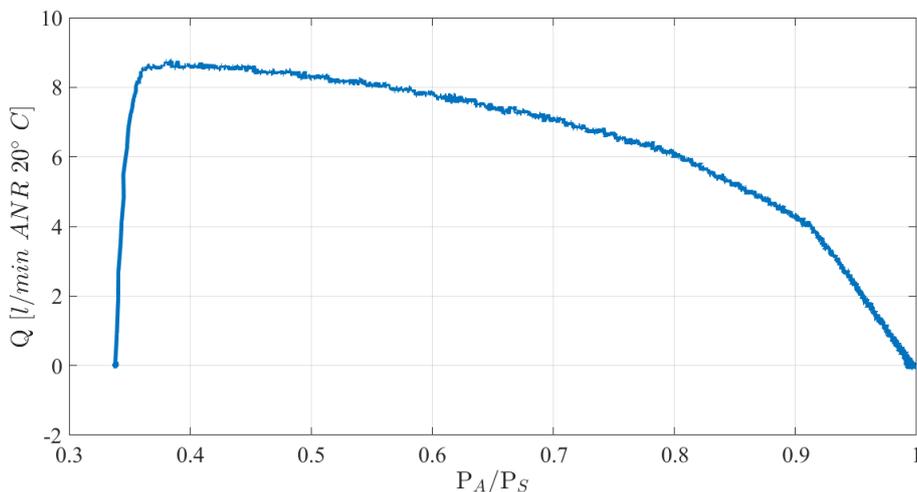


Figura 5-4 Acquisizione dati in fase di riempimento del serbatoio con segnale di comando a 4,5V

Dai risultati di **Figura 5-1** e **Figura 5-3** si nota come incrementando il segnale in tensione si riduce la sezione di passaggio della *bocca 2* della valvola FESTO, da cui ne consegue una riduzione della pendenza della curva di pressione in funzione del tempo, sinonimo quindi un aumento dei tempi di riempimento dell'intero serbatoio. Un'altra conseguenza immediata è la riduzione dei valori massimi della curva di portata $Q(t)$ e una sua maggiore distribuzione nel tempo. Considerando il grafico $Q(P_A/P_S)$ si nota come, nel caso di sezione di passaggio ristretta (**Figura 5-4**), l'andamento della curva nel tratto subsonico sia più lineare. Osservando i grafici ottenuti alle due tensioni di comando (**Figura 5-2** e **Figura 5-4**), si nota come il rapporto critico cambi di valore e ciò è imputabile all'effettiva sezione di passaggio che non sarà propriamente uguale al foro di un ugello, inoltre essa cambia di forma e dimensione con il segnale di comando fornito alla valvola. Nonostante questa imprecisione, è comunque corretto approssimare, a meno di taluni fattori di correzione, il

comportamento della valvola pneumatica con quello di un ugello convergente al fine di modellare il flusso d'aria smaltito. Con questa assunzione il grafico della portata in funzione del rapporto delle pressioni può essere interpretato come segue: il tratto più esteso rappresenta le condizioni di efflusso subsoniche, il rapporto critico b corrisponde al punto in cui la portata è massima, e il tratto sonico, che dalle prove ottenute non è descritto da una curva a portata costante come ci si potrebbe aspettare, è da intendersi per valori di $\frac{P_A}{P_S} \leq b$. Il tratto sonico differisce da quanto atteso per vari motivi, primo fra tutti è sicuramente che le acquisizioni sono state svolte con un serbatoio a valle della valvola piuttosto ridotto e non come prescritto dalla norma ISO 6358, pertanto è presente un transitorio molto veloce, maggiore della larghezza di banda del trasduttore di pressione. Si riportano ora i grafici ottenuti allo scarico (**Figura 5-5** e **Figura 5-6**), le considerazioni fatte in precedenza rimangono valide.

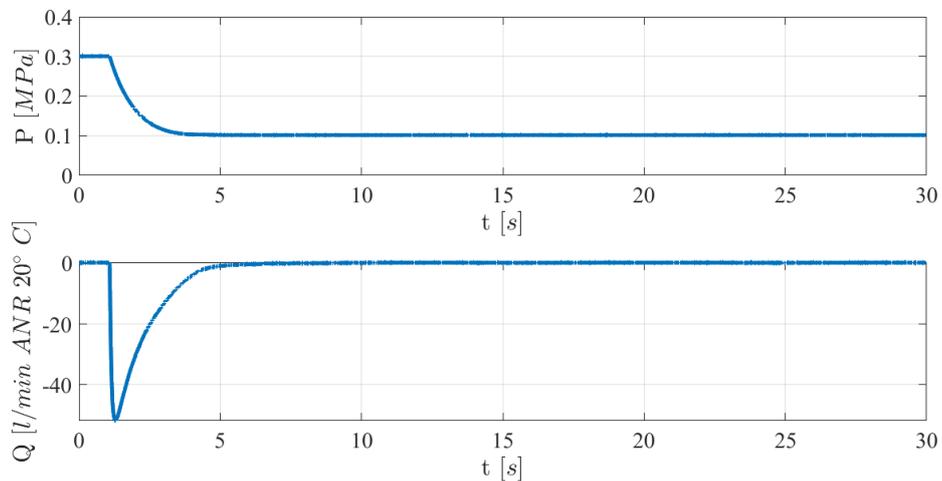


Figura 5-5 Acquisizione dati in fase di svuotamento del serbatoio con segnale di comando a 0V

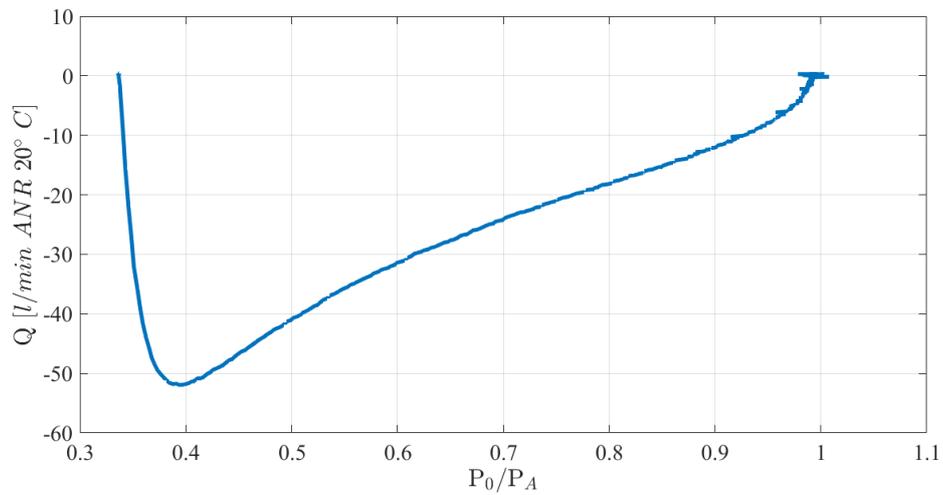


Figura 5-6 Acquisizione dati in fase di svuotamento del serbatoio con segnale di comando a 0V

Per una più immediata comprensione si riportano ora in **Figura 5-7** e **Figura 5-8** le acquisizioni ottenute con segnale di comando di 4,5 V e quindi con la sezione di passaggio molto ridotta rispetto al caso precedente.

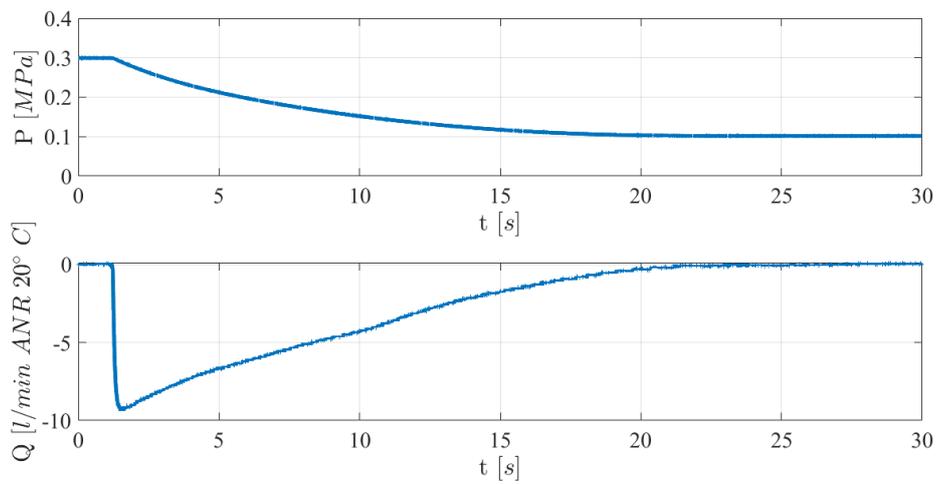


Figura 5-7 Acquisizione dati in fase di svuotamento del serbatoio con segnale di comando a 4,5V

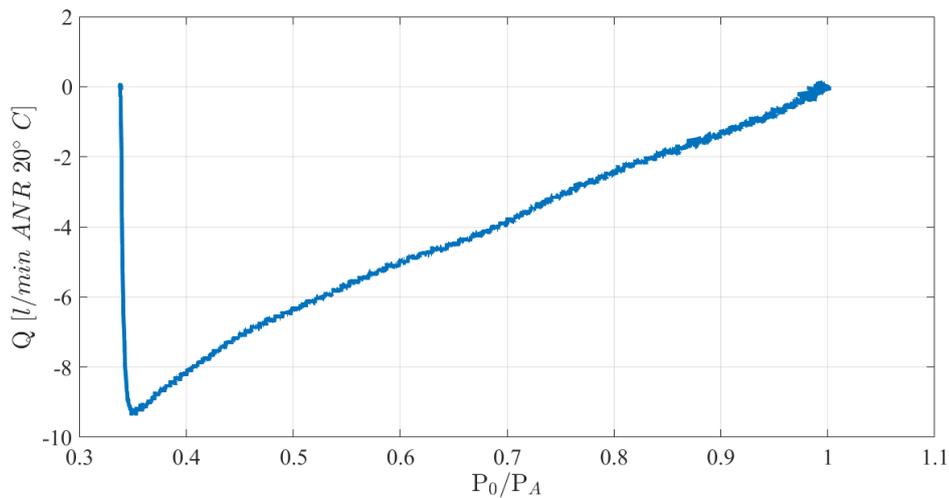


Figura 5-8 *Acquisizione dati in fase di svuotamento del serbatoio con segnale di comando a 4,5V*

Con i dati appena raccolti è stato possibile individuare la relazione che lega l'area della sezione di passaggio della valvola A_{eff} con la tensione di comando. Dopo una prima identificazione di $A_{eff}(u)$, per la descrizione della procedura svolta si rimanda al capitolo 3.1.1, si è voluto ottimizzare tale legge confrontando i valori della portata sperimentale con quelli numerici. La portata è stata calcolata seguendo quattro strategie che si differenziano per la determinazione del valore di A_{eff} . Per tale ragione i grafici che seguiranno mostrano il confronto tra la curva sperimentale e altre quattro curve: la curva indicata in legenda con la dicitura Q_{coeff} è stata ottenuta ponendo $A_{eff,nV} = A_{eff,0V}t$ dove t , lo ricordiamo, è il coefficiente moltiplicatore dell'asse tempo e responsabile della sovrapposizione dei grafici di $P(t)$ ottenuti in precedenza, la curva $Q_{eq.coeff}$ adotta come area il valore fornito dall'equazione $A_{eff}(u)$ andando a sostituire l'opportuno valore del segnale in tensione, la portata Q_{man} è stata ottenuta inserendo manualmente un valore di $A_{eff,nV}$ tale da approssimare al meglio la curva sperimentale e infine la curva $Q_{eq.man}$ è stata ottenuta utilizzando come sezione di efflusso il valore fornito dall'equazione $A_{eff.man}(u)$, a sua volta ottenuta dall' interpolazione dei valori inseriti manualmente di $A_{eff,nV}$. A titolo di esempio si riportano alcuni grafici ottenuti durante la fase di caricamento del serbatoio per mezzo della *bocca 2* della valvola (**Figura 5-9**, **Figura 5-10** e **Figura 5-11**). In didascalia sono specificate le condizioni operative di ogni prova.

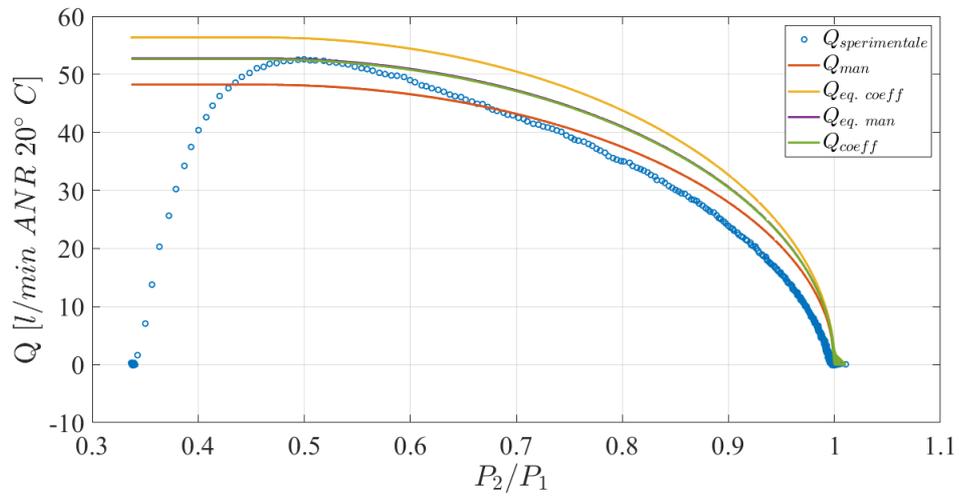


Figura 5-9 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 \text{ MPa}$ e segnale $u=0V$, bocca 2

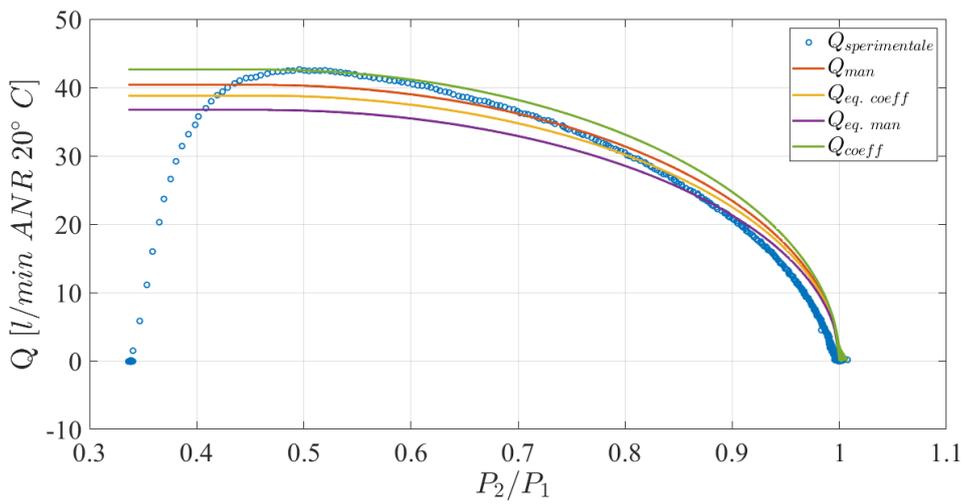


Figura 5-10 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 \text{ MPa}$ e segnale $u=1,5V$, bocca 2

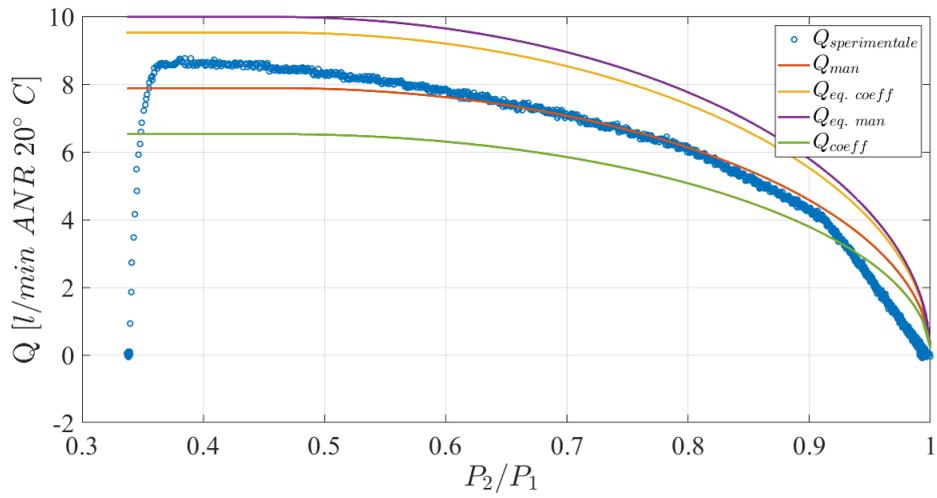


Figura 5-11 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 MPa$ e segnale $u=4V$, bocca 2

Per completezza si riportano di seguito le curve di caricamento ottenute attraverso la *bocca 4* (Figura 5-12, Figura 5-13 e Figura 5-14).

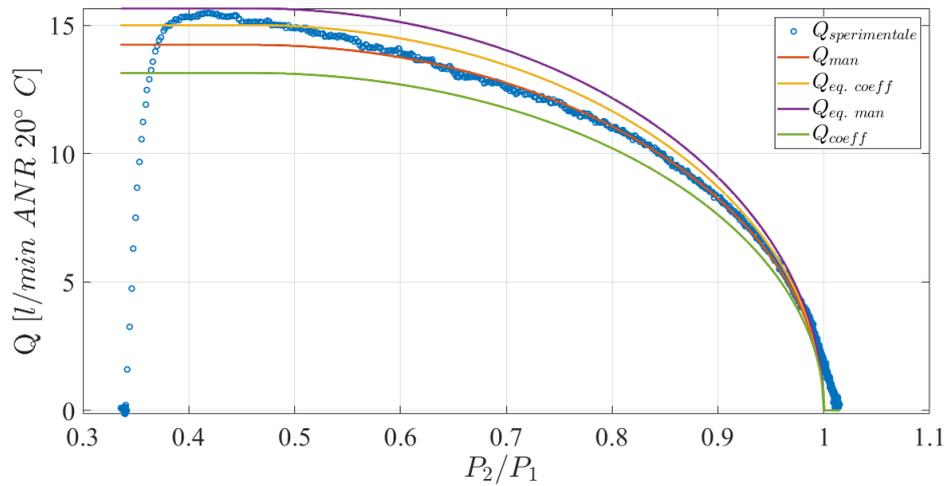


Figura 5-12 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 MPa$ e segnale $u=6,5V$, bocca 4

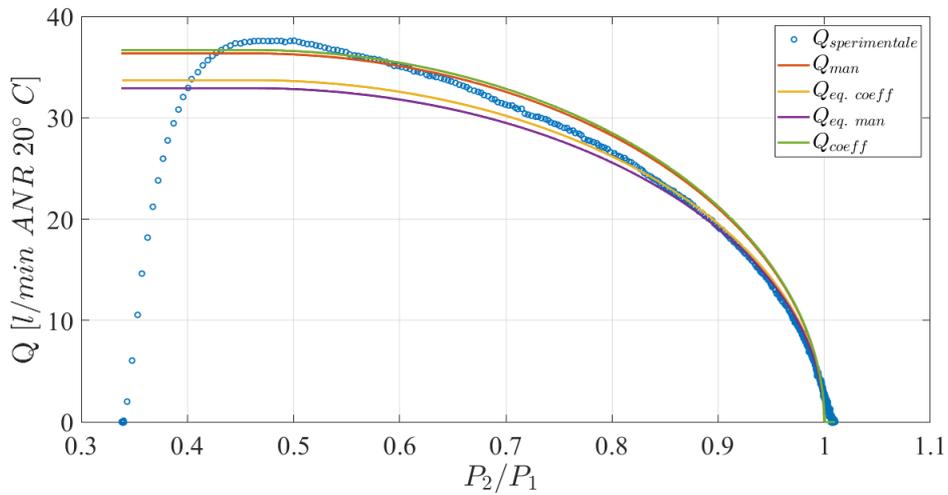


Figura 5-13 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 \text{ MPa}$ e segnale $u=8V$, bocca 4

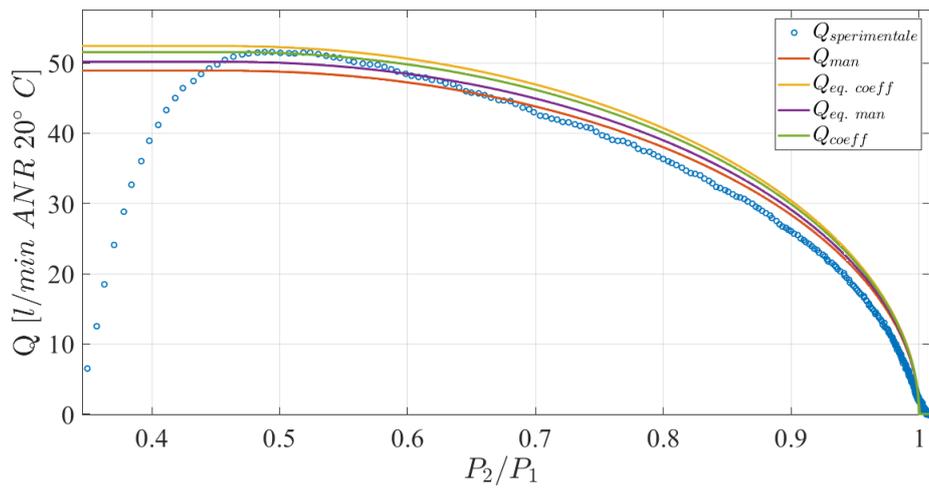


Figura 5-14 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 \text{ MPa}$ e segnale $u=9,5V$, bocca 4

Le prove sono state ripetute con la stessa metodologia anche per valori di $P_s=0,5 \text{ MPa}$ (**Figura 5-15**, **Figura 5-16**) e $P_s=0,8 \text{ MPa}$ (**Figura 5-17**, **Figura 5-18**). A titolo di esempio si riportano alcuni grafici in fase di caricamento del serbatoio per mezzo della *bocca 2* e 4.

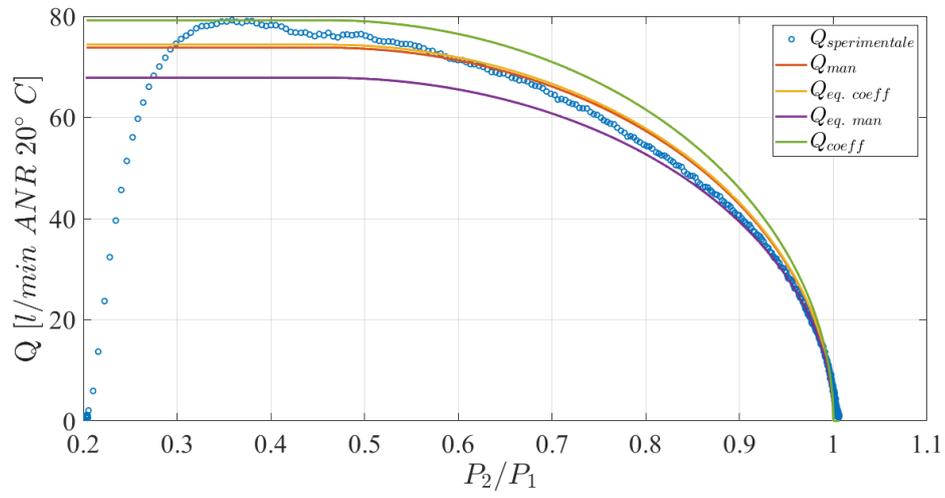


Figura 5-15 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,5 \text{ MPa}$ e segnale $u=1,5V$, bocca 2

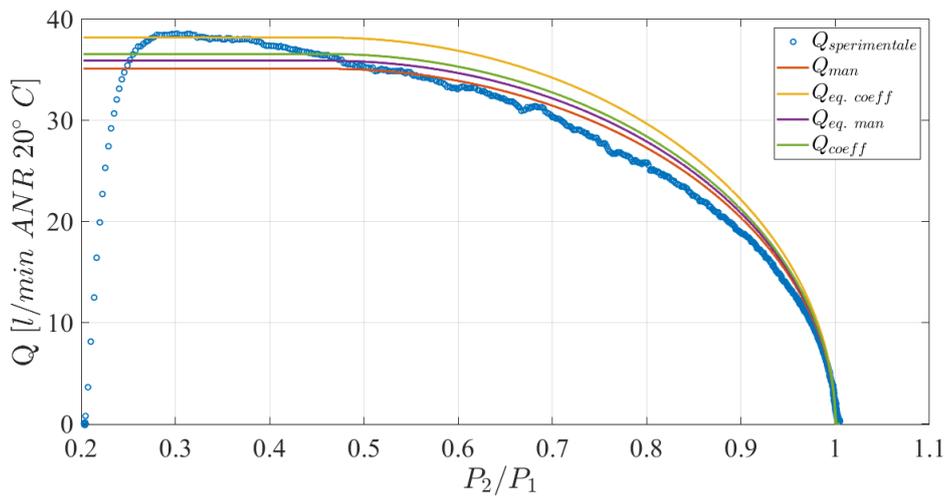


Figura 5-16 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,5 \text{ MPa}$ e segnale $u=7V$, bocca 4

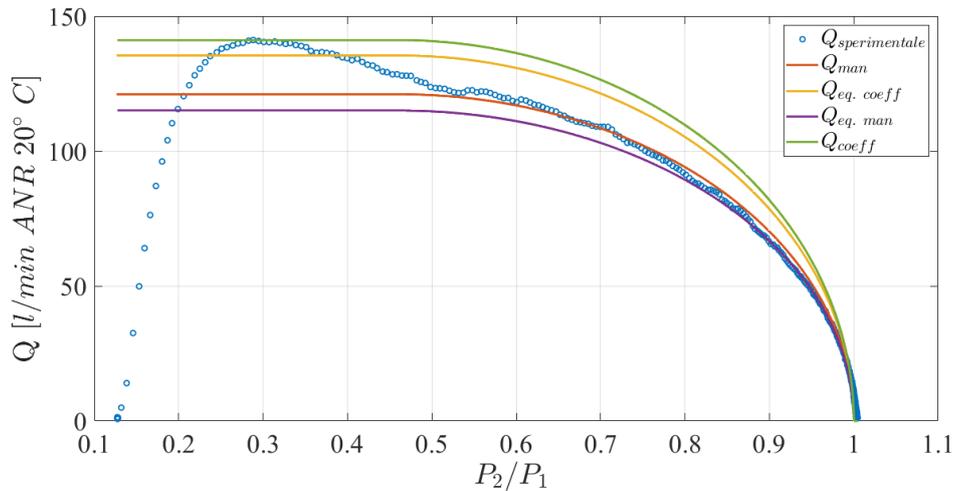


Figura 5-17 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,8 \text{ MPa}$ e segnale $u=1V$, bocca 2

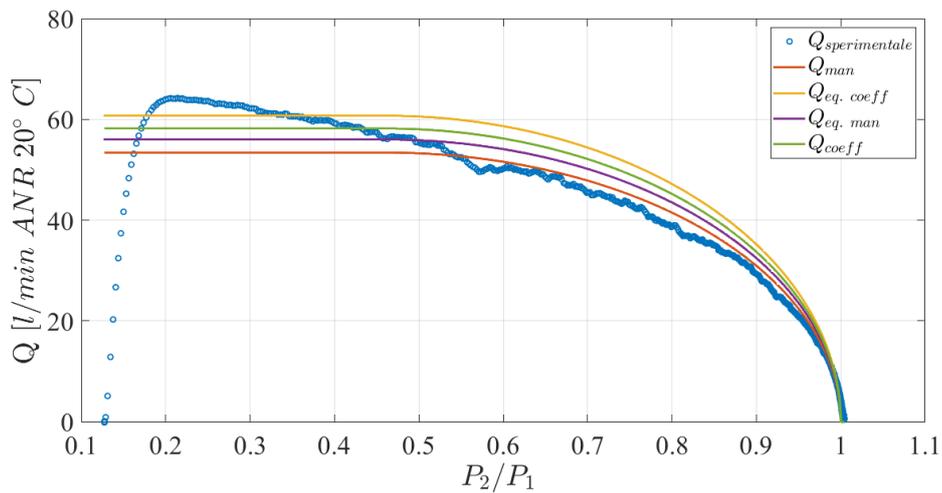


Figura 5-18 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,8 \text{ MPa}$ e segnale $u=7V$, bocca 4

Come si può notare, oltre a non esservi sostanziali differenze tra le due bocche della valvola, i risultati calcolati dal modello possono considerarsi soddisfacenti in quanto sono fedeli ai valori sperimentali a meno di leggere imprecisioni più che accettabili. In generale, si osserva come la curva ottenuta tramite un'ottimizzazione manuale della sezione di efflusso sia quella che meglio si sovrappone ai dati reali, pertanto, nelle sperimentazioni future si adotterà come legge per identificare $A_{eff}(u)$ l'equazione ottenuta dall'interpolazione dei valori inseriti nella suddetta ottimizzazione. Infatti, nelle successive sperimentazioni la valvola riceverà segnali in tensione non più costanti ma variabili nel tempo e quindi è fondamentale adottare una legge matematica che identifichi l'apertura delle sezioni di passaggio. In generale è stato anche osservato che quando la sezione è molto ristretta, il modello si discosta maggiormente dai dati raccolti. Pur non trattandosi di una discrepanza così elevata, è comunque presente e tra le possibili cause vi sono le non

linearità della portata e dell'area di efflusso che presenta una particolare geometria costruttiva della valvola stessa. Seguendo la stessa logica di esecuzione adottata in precedenza ma applicando il procedimento inverso è stato possibile identificare $A_{eff}(u)$ anche durante la fase di scarico del serbatoio. Si riportano ora alcuni grafici in cui si mostra l'evoluzione dei dati sperimentali e quelli numerici, la legenda segue la stessa dicitura adottata in precedenza. In **Figura 5-19**, **Figura 5-20** e **Figura 5-21** si mostra la portata d'aria passante attraverso la *bocca 2* della valvola.

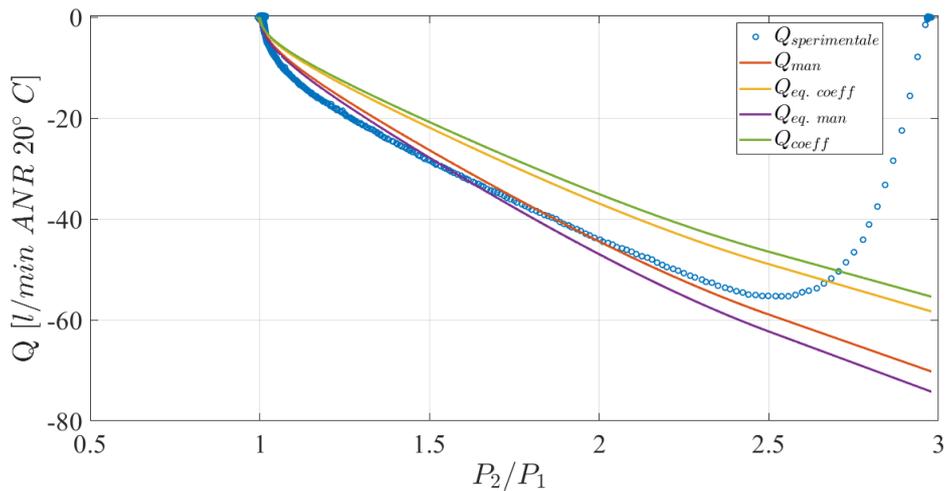


Figura 5-19 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 \text{ MPa}$ e segnale $u=0V$, *bocca 2*

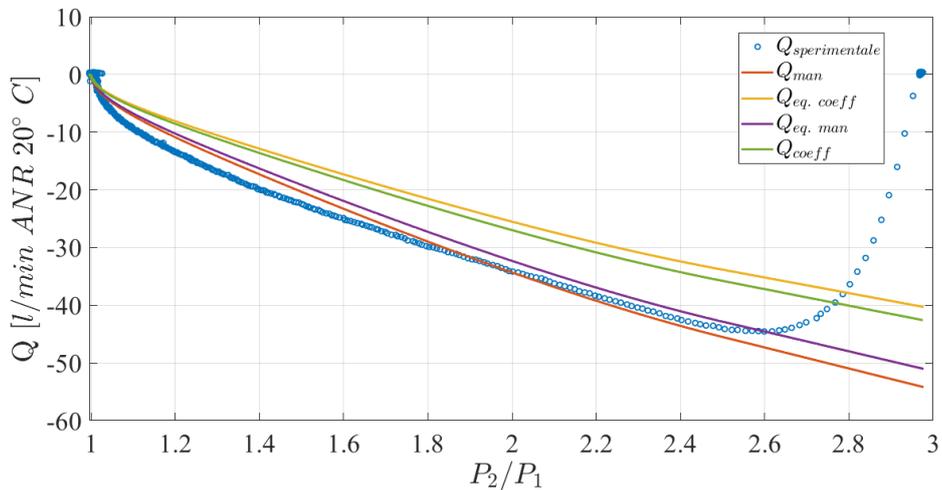


Figura 5-20 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 \text{ MPa}$ e segnale $u=1,5V$, *bocca 2*

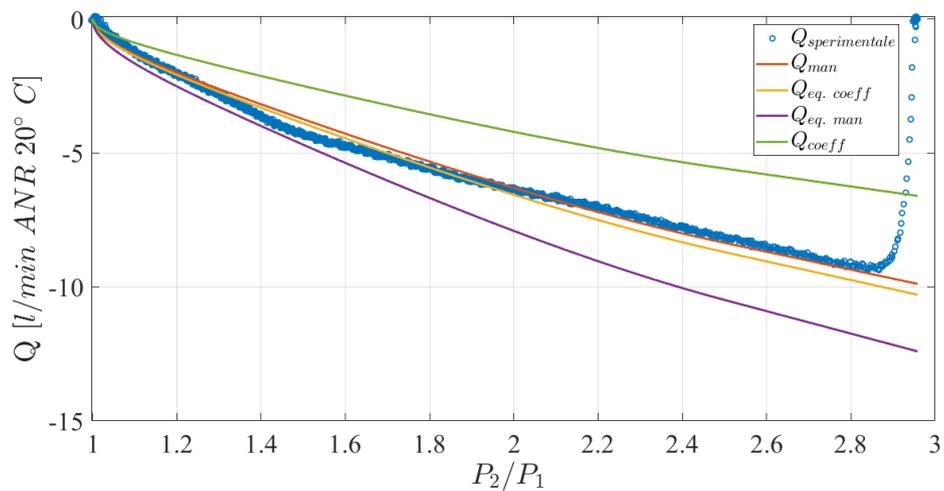


Figura 5-21 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 \text{ MPa}$ e segnale $u=4V$, bocca 2

Per completezza si riportano di seguito le curve ottenute attraverso la bocca 4 durante lo svuotamento del serbatoio (Figura 5-22, Figura 5-23 e Figura 5-24).

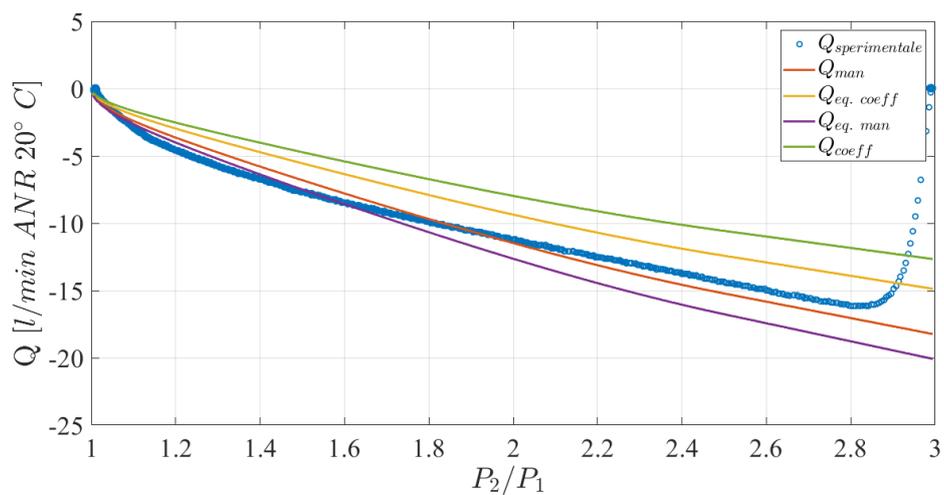


Figura 5-22 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 \text{ MPa}$ e segnale $u=6,5V$, bocca 4

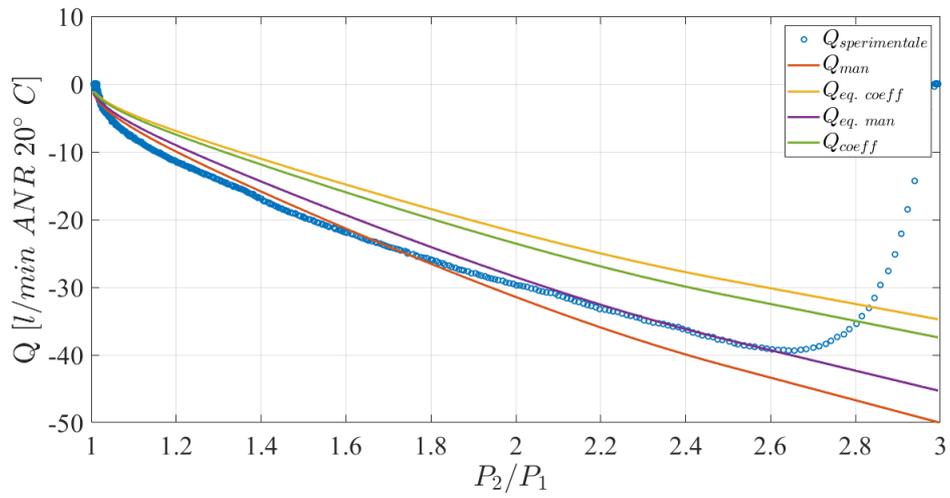


Figura 5-23 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 \text{ MPa}$ e segnale $u=8V$, bocca 4

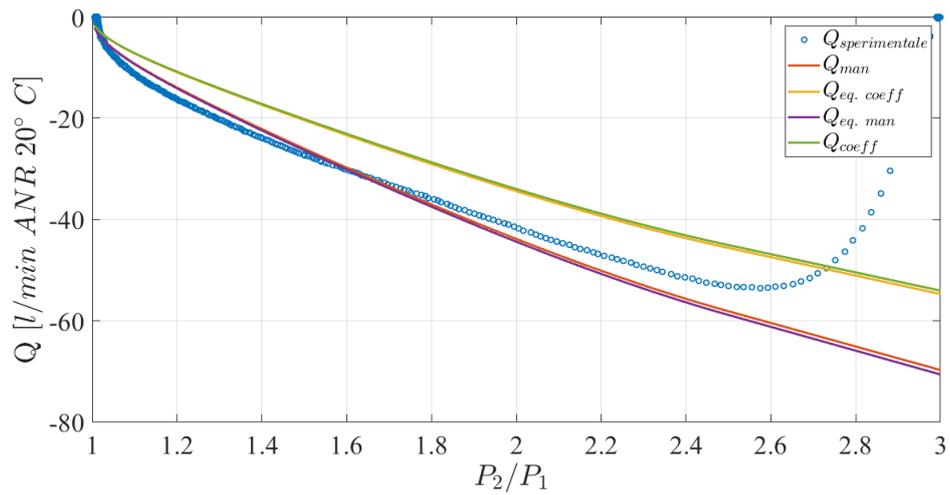


Figura 5-24 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,3 \text{ MPa}$ e segnale $u=9,5V$, bocca 4

Le prove sono state ripetute con la stessa metodologia anche per valori di $P_s=0,5 \text{ MPa}$ (**Figura 5-25**, **Figura 5-26**) e $P_s=0,8 \text{ MPa}$ (**Figura 5-27**, **Figura 5-28**). A titolo di esempio si riportano alcuni grafici in fase di scaricamento del serbatoio per mezzo della *bocca 2* e *4*.

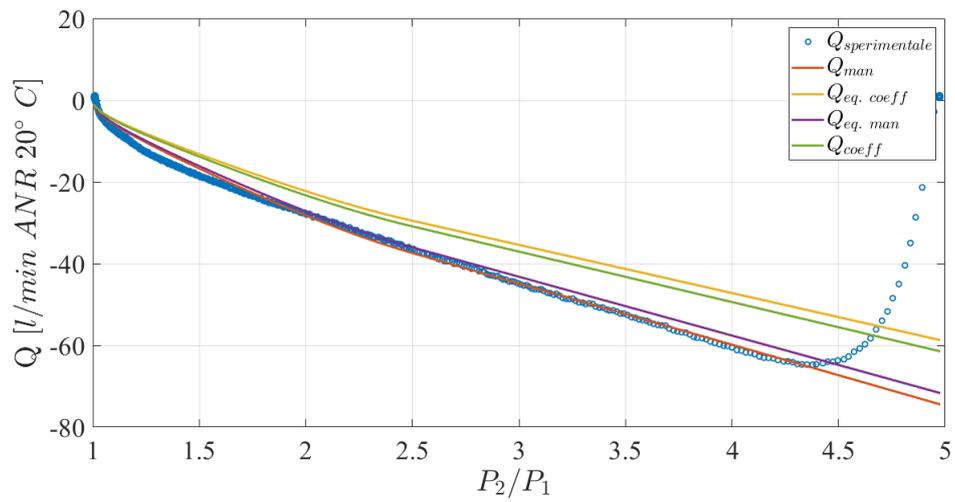


Figura 5-25 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,5 \text{ MPa}$ e segnale $u=2\text{V}$, bocca 2

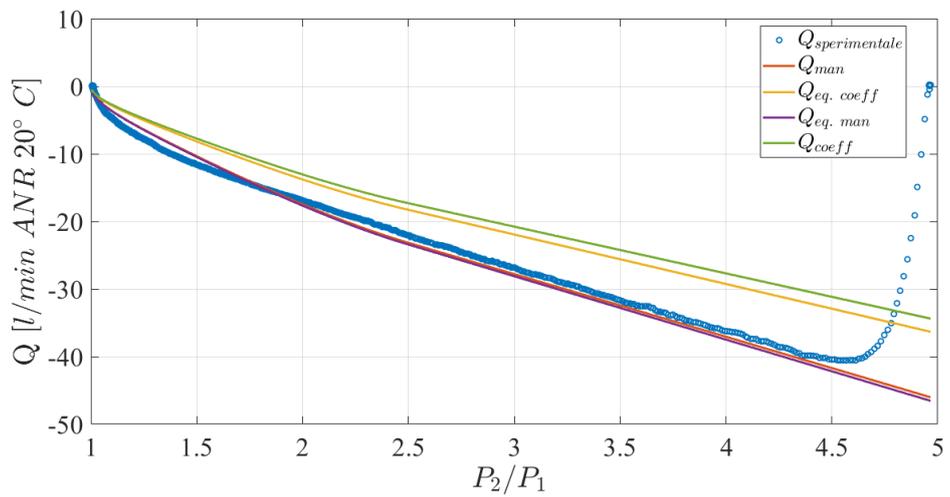


Figura 5-26 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,5 \text{ MPa}$ e segnale $u=7\text{V}$, bocca 4

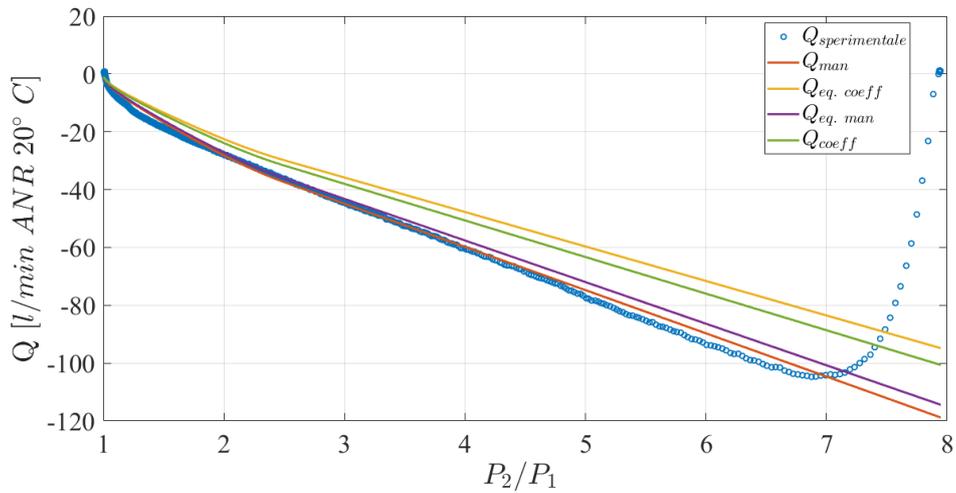


Figura 5-27 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,8 \text{ MPa}$ e segnale $u=2\text{V}$, bocca 2

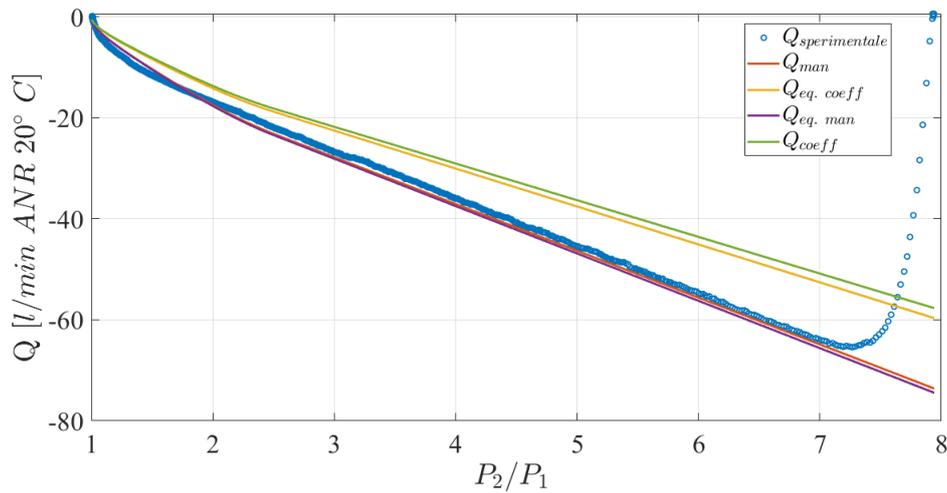


Figura 5-28 $Q(P_2/P_1)$, $P_s = 0,8 \text{ MPa}$ e segnale $u=7\text{V}$, bocca 4

Anche a seguito di queste prove è stata riscontrata una buona corrispondenza tra i valori sperimentali e quelli elaborati dal modello. Come già detto si adatterà in seguito come legge di $A_{eff}(u)$ quella ottenuta dall'interpolazione dei valori di A_{eff} ottimizzati manualmente. Per una maggiore chiarezza si riporta di seguito il grafico di **Figura 5-29** che esprime $A_{eff}(u)$ per ogni sperimentazione svolta.

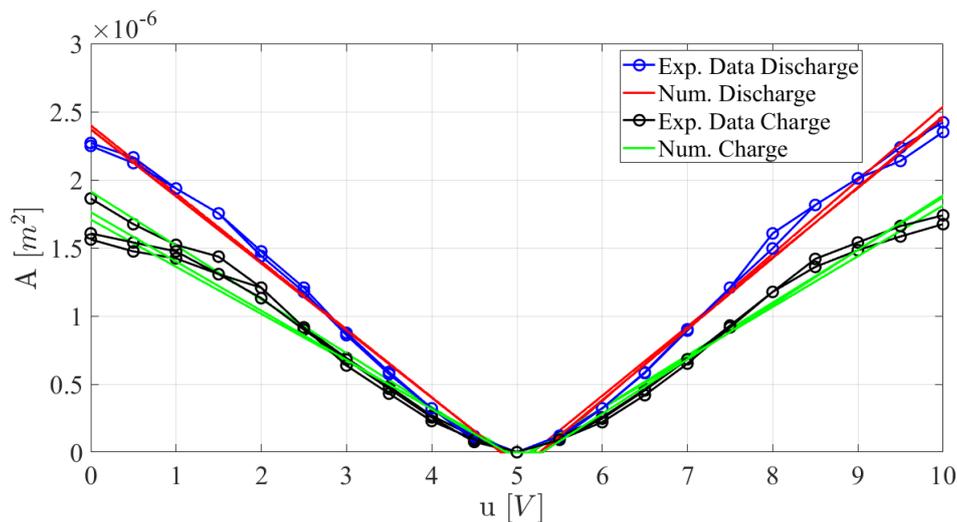


Figura 5-29 $A_{eff}(V)$

Come si può notare non esiste una perfetta corrispondenza tra le curve in base alla direzione del flusso d'aria, tuttavia, la sovrapposizione è accettabile tra le curve appartenenti alla stessa tipologia di prova (carico o scarico). Il motivo di questa apparente disomogeneità è da attribuire al metodo con cui sono state condotte le prove, ad esempio durante la fase di scarico l'aria che fluisce proviene dal serbatoio in pressione che è posto a distanza molto ridotta dalla valvola; pertanto, le cadute di pressione sono trascurabili rispetto al caso inverso (fase di riempimento) in cui l'alimentazione è collocata a una distanza superiore. L'assenza di cadute di pressione nel condotto valvola-serbatoio potrebbe quindi definire un'area di efflusso virtuale maggiore; inoltre, questo comportamento è particolarmente evidente per valori di tensione corrispondenti a sezioni di apertura molto ampie e quindi caratterizzate da un transitorio molto veloce. Tuttavia, ai fini dello studio che ci si appresta ad affrontare, non rappresenta un grosso problema; infatti, il segnale che riceve la valvola oscilla nell'intorno di $5V \pm 1V$: in questo range di valori le curve sono pressoché identiche, presentando un plateau centrale di pari estensione, corrispondente a sezione nulla. Infine, per semplicità, si riporta una tabella riassuntiva (**Tabella 5-1**) da cui è possibile confrontare i risultati di $A_{eff}(u)$ ottenuti durante le fasi di carico e scarico del serbatoio al fine di valutare l'univocità che lega la tensione di comando con il valore della sezione di passaggio; un rapido confronto per avere un'idea di massima è sicuramente valutare i valori del coefficiente angolare (m) e del termine noto (q) dell'equazione della retta generata dal fitting delle aree sostituite manualmente.

	Porta 2		Porta 4	
	Carico	Scarico	Carico	Scarico
0,3 MPa	m= -3,462e-07 q= 1,708e-06	m= -4,988e-07 q= 2,399e-06	m= 3,726e-07 q= -1,915e-06	m= 5,401e-07 q= -2,865e-06
0,5 MPa	m= -3,953e-07 q= 1,913e-06	m= -4,929e-07 q= 2,372e-06	m= 3,869e-07 q= -1,998e-06	m= 5,084e-07 q= -2,637e-06

0,8 MPa	m= -3,614e-07 q= 1,762e-06	m= -4,918e-07 q= 2,37e-06	m= 4,01e-07 q= -2,125e-06	m= 5,211e-07 q= -2,745e-06
--------------------	-------------------------------	------------------------------	------------------------------	-------------------------------

Tabella 5-1 Coefficienti retta di $A_{eff}(u)$

Unendo i tratti ottenuti durante le due sperimentazioni è possibile ottenere le caratteristiche di portata della valvola pneumatica. Come esempio si riportano soltanto alcune curve.

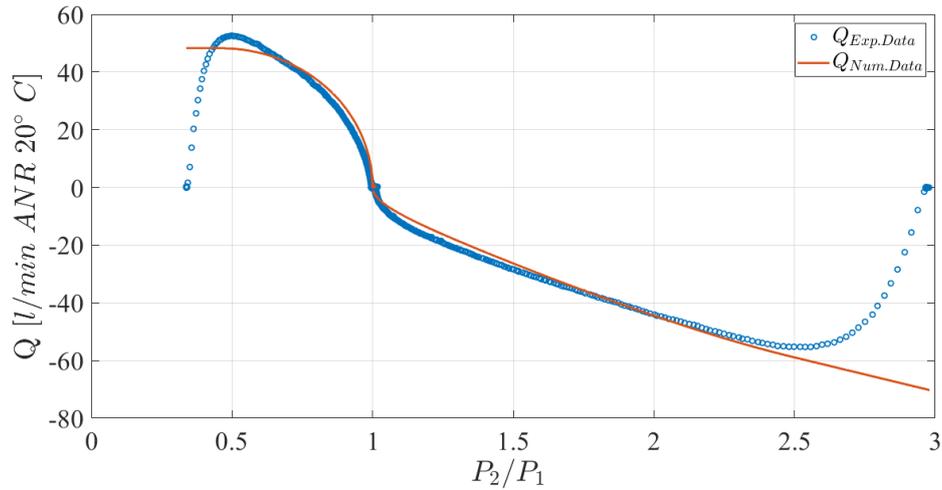


Figura 5-30 Caratteristica di portata $P_s = 0,3 \text{ MPa}$, $u = 0V$, bocca 2

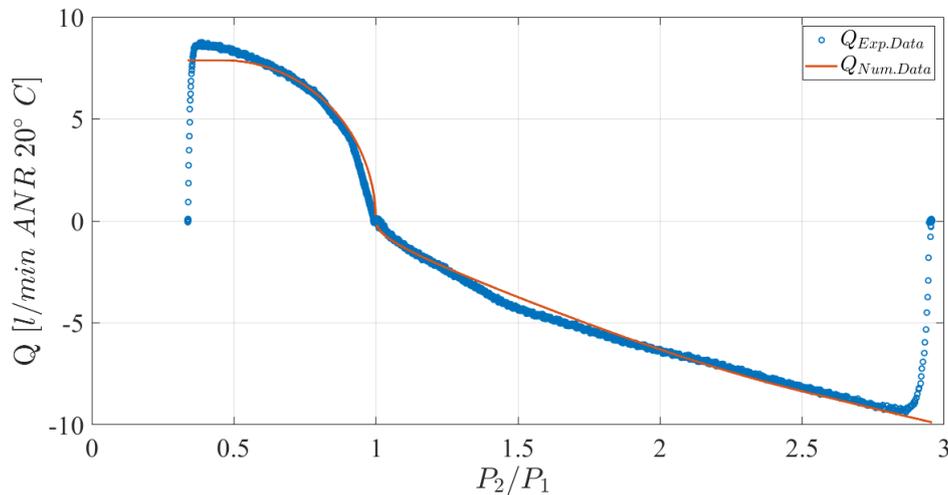


Figura 5-31 Caratteristica di portata $P_s = 0,3 \text{ MPa}$, $u = 4V$, bocca 2

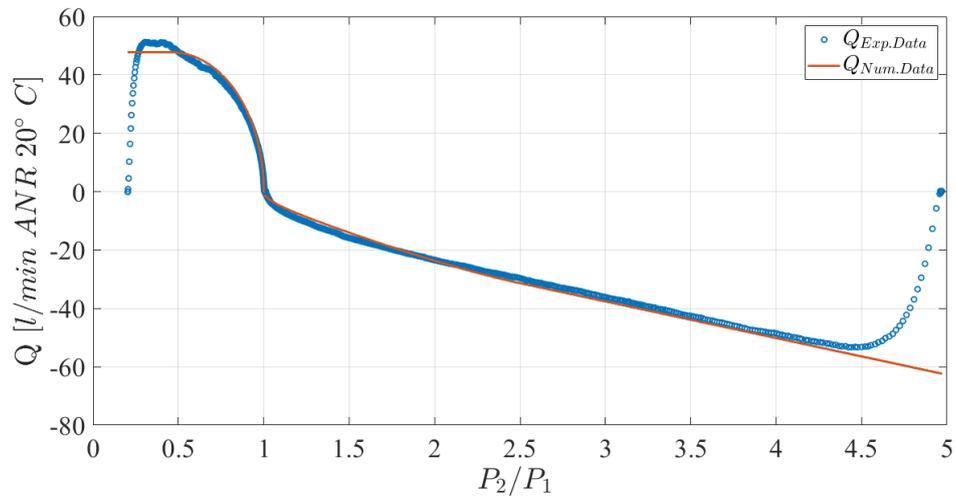


Figura 5-32 Caratteristica di portata $P_s = 0,5$ MPa, $u = 7,5V$, bocca 4

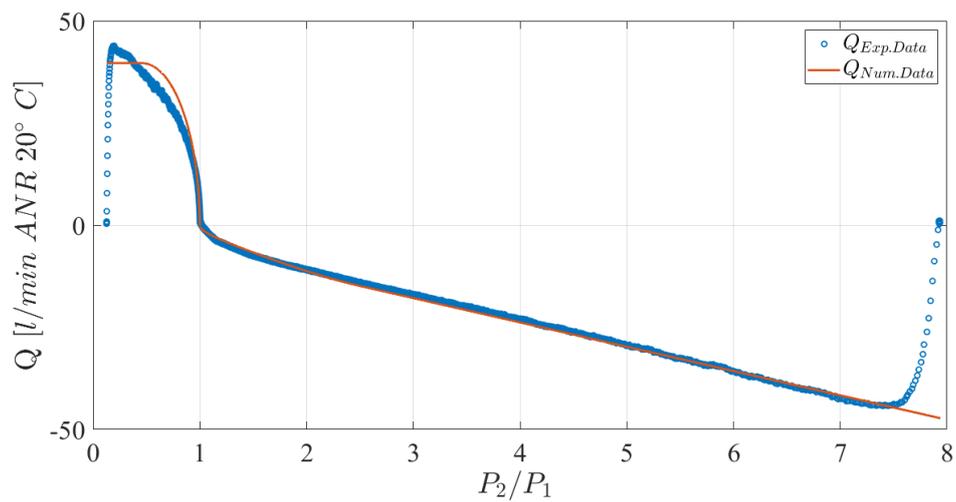


Figura 5-33 Caratteristica di portata $P_s = 0,8$ MPa, $u = 3,5V$, bocca 2

Percorso file MATLAB:

- File_MATLAB\Caratterizzazione_Valvola\Ps_2
- File_MATLAB\Caratterizzazione_Valvola\Ps_4
- File_MATLAB\Caratterizzazione_Valvola\Ps_7

5.2 Identificazione forza d'attrito

Dopo aver modificato l'allestimento del banco di prova inserendo un regolatore di pressione *Camozzi ER238-90AP* al posto della valvola proporzionale 5/3, è stato possibile identificare l'attrito agente sul sistema cilindro-carrello. Le misurazioni sono state eseguite alimentando la camera posteriore del cilindro per mezzo del regolatore di pressione modulato con un segnale in tensione sinusoidale $u(t)$ secondo la legge $u(t) = u_0 + \Delta u \sin(2\pi ft)$ con $u_0 = 1,10 \div 4,40$ V (Offset), $f = 1 \div 3$ Hz (frequenza) e $\Delta u = 0,4$ V (ampiezza). Durante l'esecuzione la camera anteriore del cilindro è stata portata in pressione ($P_f = 0,2 \div 0,5$ MPa) per mezzo di un serbatoio dal volume di 1 l e le stesse prove sono state ripetute in assenza della capacità. Dalle acquisizioni è stato possibile ricostruire le curve sperimentali di Stribeck dell'attrito grazie all'equilibrio delle forze agenti: $F_{friction} = F_p - F_i - F_x$, dove $F_{friction}$ è la forza di attrito, F_p è l'equilibrio tra le forze di pressione agenti sul cilindro, F_i rappresenta la forza d'inerzia agente sul sistema traslante e F_x è la forza costante generata dal sensore di posizione e velocità. I risultati ottenuti sono conformi a quanto atteso e per maggiore chiarezza si riportano di seguito alcuni grafici sperimentali.

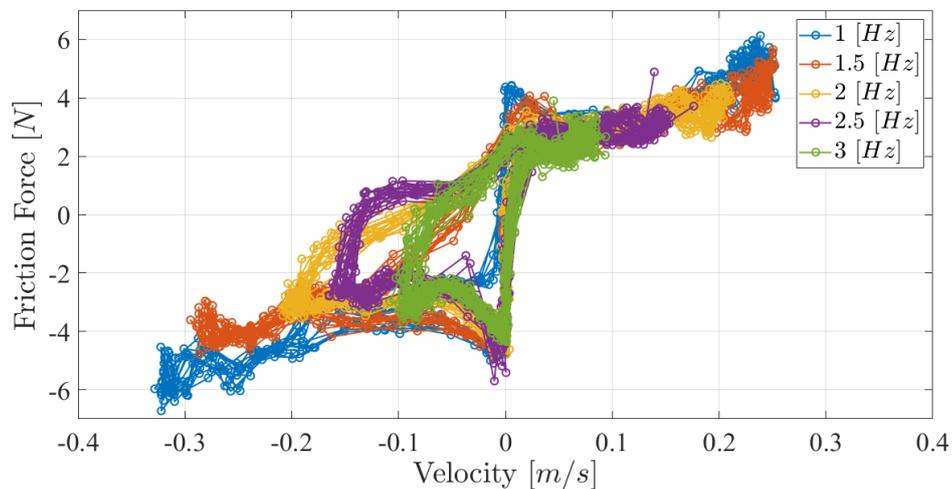


Figura 5-34 Prova a $P_B = 0,3$ MPa con serbatoio

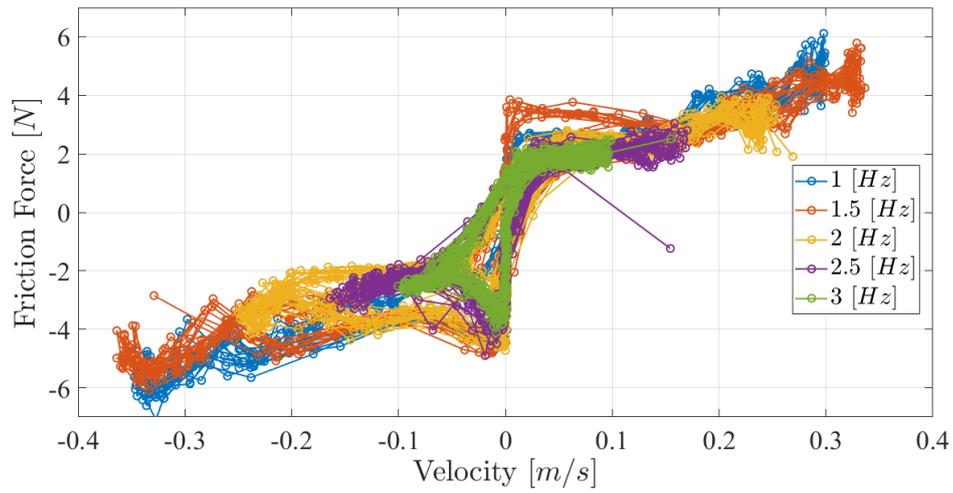


Figura 5-35 Prova a $P_B = 0,3 \text{ MPa}$ senza serbatoio

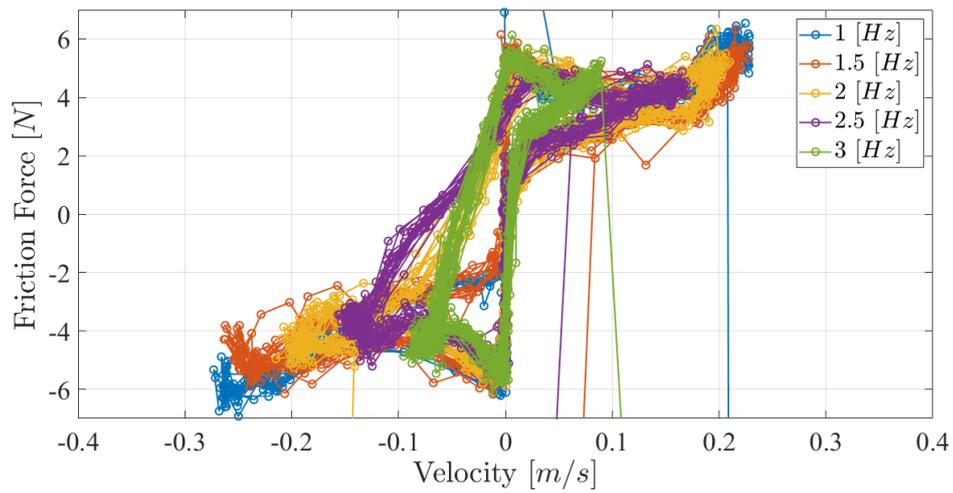


Figura 5-36 Prova a $P_B = 0,5 \text{ MPa}$ con serbatoio

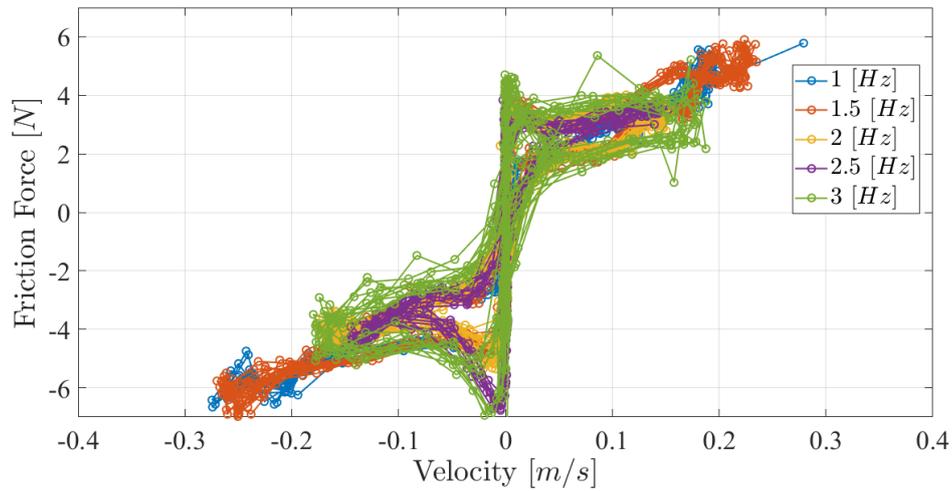


Figura 5-37 Prova a $P_B = 0,5 \text{ MPa}$ senza serbatoio

Come si può osservare in **Figura 5-34**, **Figura 5-35**, **Figura 5-36** e **Figura 5-37**, all'aumentare della frequenza si accentua il fenomeno legato all'isteresi dell'attrito e le curve presentano un'estensione minore. L'ampiezza del ciclo si riduce anche a seguito dell'incremento della pressione nella camera anteriore. Si nota anche come la presenza della capacità (**Figura 3-35**, **Figura 3-37**) modifichi il tratto del ciclo caratterizzato da velocità ed accelerazione negative in quanto le curve ottenute con il serbatoio montato presentino una pendenza inferiore. Successivamente si sono ripetute le prove mantenendo la stessa logica d'esecuzione ma invertendo l'allestimento sul cilindro pneumatico. Pertanto, la camera anteriore è stata collegata all'alimentazione per mezzo del regolatore di pressione e la camera posteriore è stata tappata. Anche per queste prove si riportano alcuni grafici sperimentali delle curve di Stribeck.

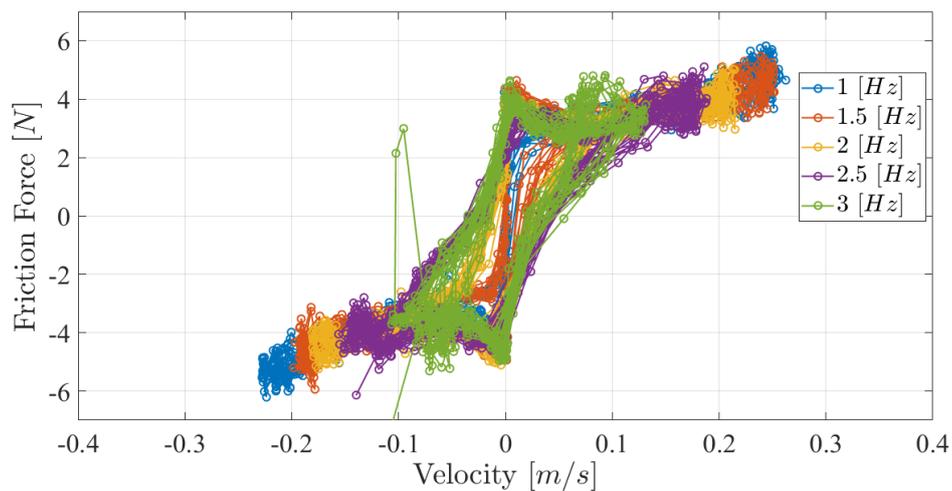


Figura 5-38 Prova a $P_A = 0,3 \text{ MPa}$ con serbatoio

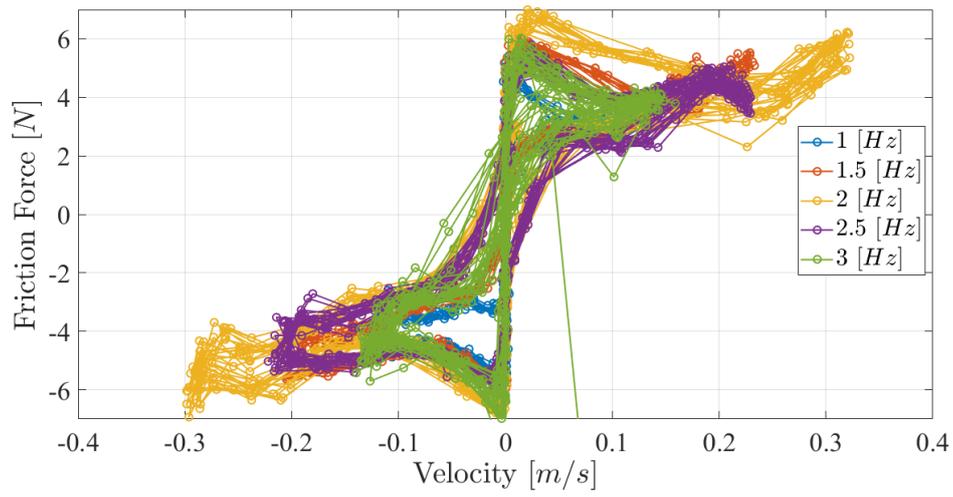


Figura 5-39 Prova a $P_A = 0,3$ MPa senza serbatoio

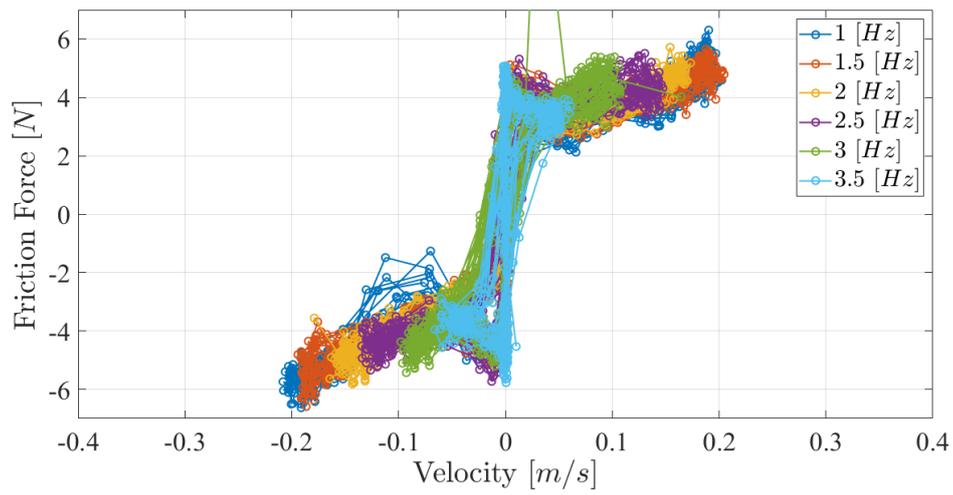


Figura 5-40 Prova a $P_A = 0,5$ MPa con serbatoio

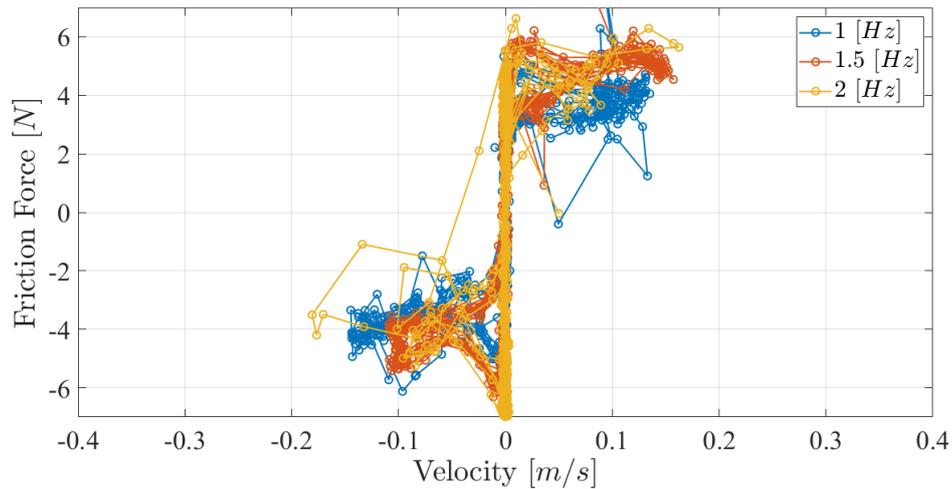


Figura 5-41 Prova a $P_A = 0,5$ MPa senza serbatoio

Come si può osservare le curve presentano un andamento analogo al caso precedente. Si nota però come durante questa misurazione il ciclo d'isteresi dell'attrito sia più simmetrico. È chiaramente visibile come la presenza del serbatoio (**Figura 5-38, Figura 5-40**) modifichi non solo la forma del ciclo ma anche la dinamica stessa dell'intero sistema; infatti, si nota come la capacità determini una maggiore dilatazione del ciclo e consenta una risposta del sistema con frequenze di comando maggiori. Il passo successivo è di determinare i parametri che identificano l'attrito. Si è quindi proceduto a svolgere un tuning sui valori caratteristici dell'attrito al fine di sovrapporre al meglio le curve sperimentali con quelle numeriche elaborate dal modello. I risultati ottenuti sono stati raccolti nelle seguenti tabelle riassuntive (**Tabella 5-2, Tabella 5-3, Tabella 5-4 e Tabella 5-5**). Ogni prova è stata nominata con la seguente logica: PXY_fZ dove con X si fa riferimento alla camera in pressione (A o B se, rispettivamente, la camera posteriore o anteriore è tappata), Y è un numero che si riferisce alla pressione relativa a cui si trova la camera del cilindro e infine Z corrisponde alla frequenza del segnale di comando durante la sperimentazione.

Prova	δ	v_s	F_s	F_{c1}	$c1$	F_{c2}	$c2$
PB1_f1	1	0,1	2,7	0,85	10,6	0,8	11
PB1_f1.5	1	0,1	2	0,85	10,6	0,8	11
PB1_f2	1	0,1	2	0,85	10,6	-0,15	9,5
PB1_f2.5	1	0,1	2	0,85	10,6	-0,15	9,5
PB2_f1	1	0,1	5	0,7	16	1,7	13
PB2_f1.5	1	0,1	4	0,7	16	1,7	13
PB2_f2	0,7	0,13	2	1,6	14	0,2	9,5
PB2_f2.5	0,7	0,13	0,6	1,6	20	0,2	9,5
PB3_f1	1	0,1	5	0,5	16	1,7	13
PB3_f1.5	1	0,1	5	0,7	16	1,7	13
PB3_f2	1	0,1	5	0,7	16	1,7	13

PB4_f1	1	0,1	5	0,5	16	1,7	13
PB4_f1.5	1,5	0,1	5	0,5	16	1,7	13
PB4_f2	1	0,1	5	0,7	16	1,7	13

Tabella 5-2 Parametri attrito con camera anteriore in pressione

Prova	δ	v_s	F_s	F_{c1}	$c1$	F_{c2}	$c2$
PA1_f1	1	0,1	3,1	2,2	10,6	2,2	10
PA1_f1.5	1	0,1	3,1	2	6	0,2	13
PA1_f2	1	0,1	3,1	2	6	-0,2	14
PA1_f2.5	1	0,1	3,1	2	6	-2	14
PA2_f1	0,7	0,1	4	1,5	14	1,5	14
PA2_f1.5	0,7	0,1	4	1,5	14	1,5	14
PA2_f2	0,7	0,1	4	1,5	14	0,7	14
PA3_f1	0,7	0,1	4,7	1,5	15	1,5	15
PA3_f1.5	0,7	0,1	4,7	1,5	15	1,5	15
PA3_f2	0,7	0,1	4,7	1,5	15	-0,2	30
PA3_f2.5	0,7	0,1	4	1,5	15	-0,2	30
PA4_f1	0,7	0,1	4,4	1,5	15	1,8	15
PA4_f1.5	0,7	0,1	4,9	1,5	15	1,8	15
PA4_f2	0,7	0,1	4,9	1,5	15	1,8	15
PA4_f2.5	0,7	0,1	4,9	1,5	15	2,8	15

Tabella 5-3 Parametri attrito con camera posteriore in pressione

In **Tabella 5-4** e **Tabella 5-5** si riportano i valori identificati durante la misurazione senza serbatoio.

Prova	δ	v_s	F_s	F_{c1}	$c1$	F_{c2}	$c2$
PB1_f1	1	0,1	2,9	0,85	10,6	0,8	11
PB1_f1.5	2	0,1	3,3	0,85	10,6	0,8	11
PB1_f2	2	0,1	2,6	0,85	10,6	0,8	11
PB1_f2.5	2	0,1	2	0,85	10,6	0,8	11
PB2_f1	2	0,1	2,7	0,85	12	0,8	11
PB2_f1.5	2	0,1	3,7	0,85	12	0,8	11
PB2_f2	2	0,1	2,7	0,85	12	0,8	10
PB2_f2.5	2	0,1	2,2	0,85	12	0,8	10
PB3_f1	1	0,08	4,7	1,5	13,5	2	10
PB3_f1.5	1	0,08	6,3	1,5	13,5	2	10
PB3_f2	1	0,08	6,2	1,5	13,5	2	10
PB4_f1	1	0,08	3,3	1,5	17	1,7	14
PB4_f1.5	1	0,08	3,3	1,5	19	1,1	16
PB4_f2	1	0,08	3,3	1,5	19	1,1	16

PB4_f2.5 1 0,08 4 1 19 1,1 17

Tabella 5-4 Parametri attrito con camera anteriore in pressione e senza serbatoio

<i>Prova</i>	δ	v_s	F_s	F_{c1}	$c1$	F_{c2}	$c2$
PA1_f1	0,7	0,1	4,2	1	10	1,5	8
PA1_f1.5	0,7	0,1	6	1	10	0,8	11
PA1_f2	0,7	0,1	7,8	1	10	0,8	11
PA1_f2.5	0,7	0,1	6,2	1	10	0,8	11
PA1_f3	0,7	0,1	5,3	1	10	1,2	11
PA2_f1	0,7	0,1	5,3	1	10	2,5	9,5
PA2_f1.5	0,7	0,1	6	3,5	10	1,7	11
PA2_f2	2,5	0,1	6,7	3,5	10	1,7	11
PA2_f2.5	2,5	0,1	5,6	3,5	10	1	11
PA3_f1	0,7	0,1	5,3	1,5	10	1,2	11
PA3_f1.5	0,7	0,1	6	1,5	10	1,2	11
PA3_f2	0,7	0,1	6	1,5	10	1,2	11
PA4_f1	0,7	0,1	6	1,5	10	1,1	11
PA4_f1.5	0,7	0,1	6	1,5	11	2	15
PA4_f2	0,7	0,1	6	1,5	11	2	15

Tabella 5-5 Parametri attrito con camera posteriore in pressione e senza serbatoio

Per una maggiore completezza si riportano anche alcuni esempi grafici che dimostrano la bontà del modello. La didascalia di ogni grafico fa riferimento alla nomenclatura definita appena sopra.

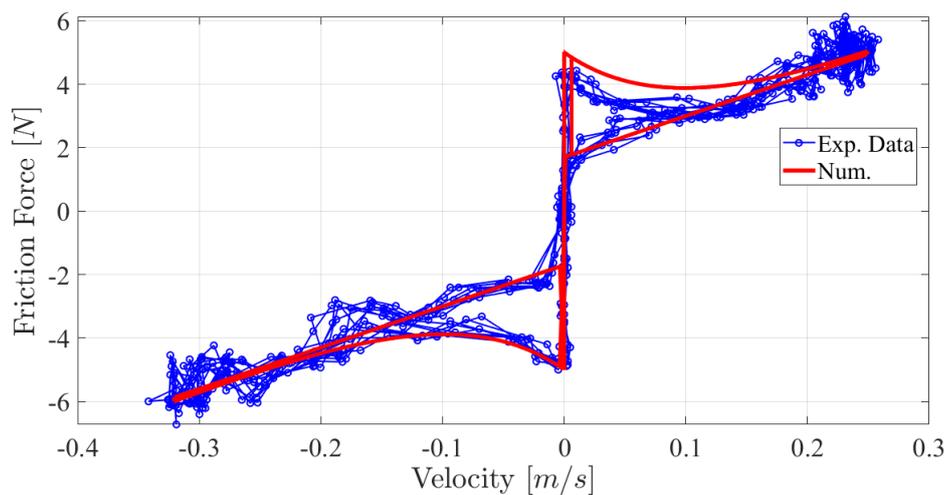


Figura 5-42 PB2_f1 con serbatoio

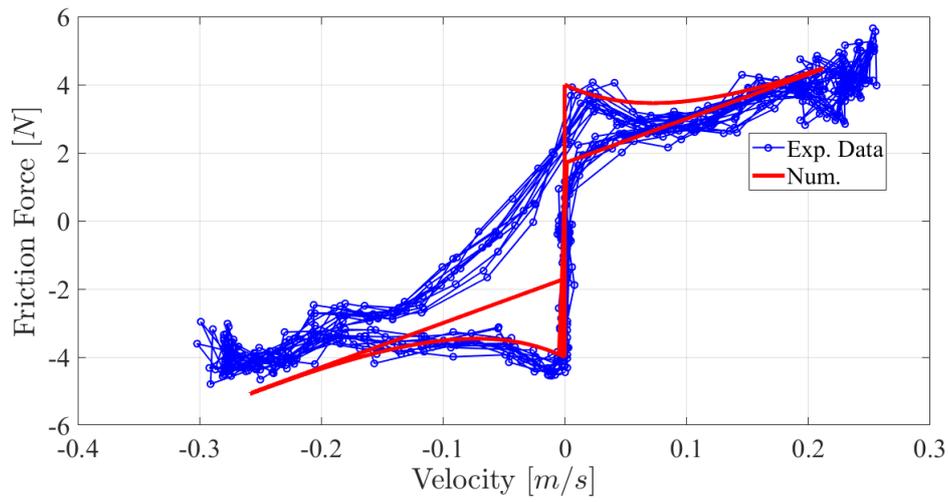


Figura 5-43 PB2_f1.5 con serbatoio

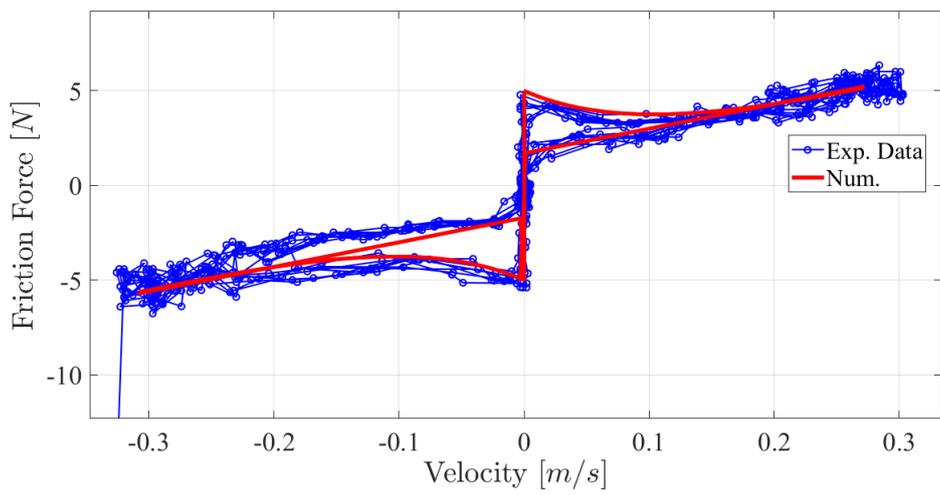


Figura 5-44 PB3_f1 con serbatoio

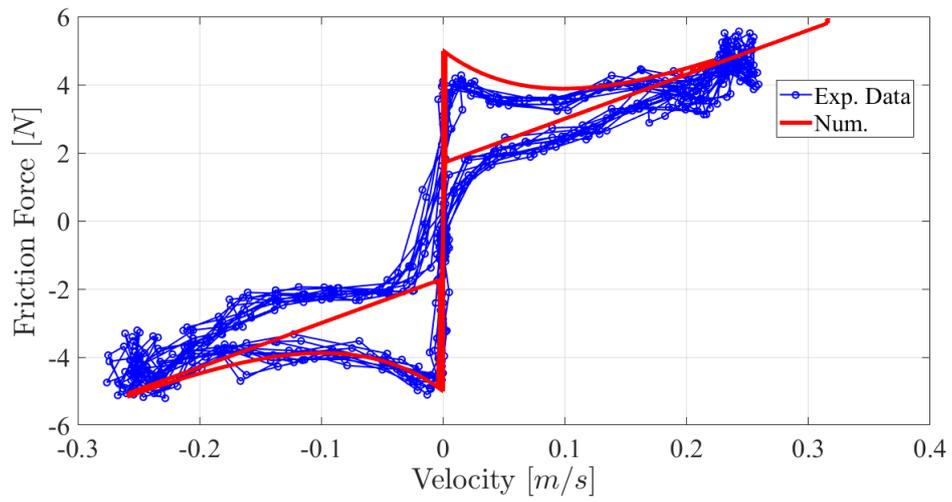


Figura 5-45 PB3_f1.5 con serbatoio

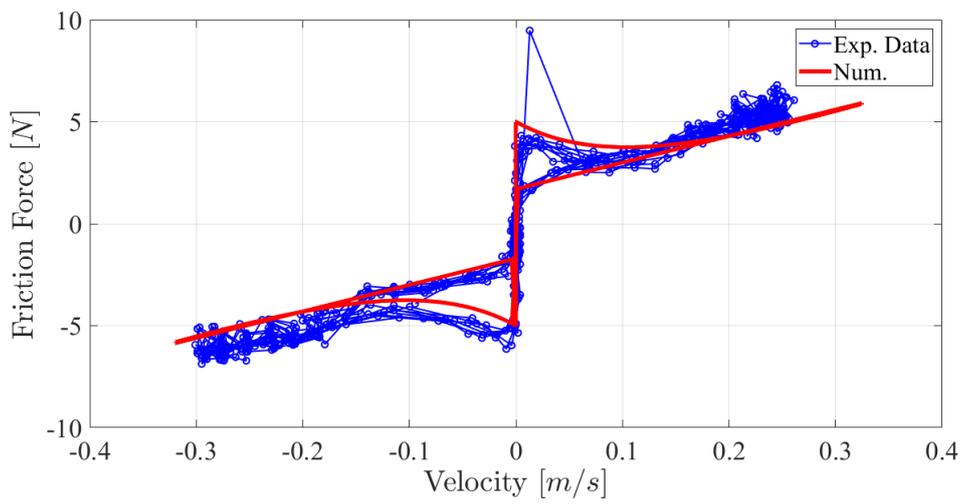


Figura 5-46 PB4_f1 con serbatoio

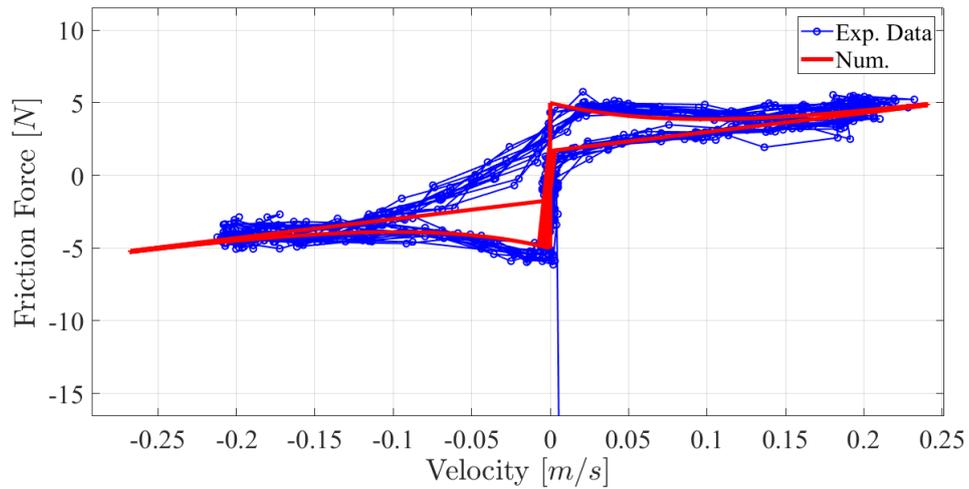


Figura 5-47 PB4_f2 con serbatoio

Si nota come mantenendo una frequenza del segnale contenuta ($1 \div 1,5$ Hz) il modello ricalchi bene i valori sperimentali. Ovviamente, aumentando la frequenza del segnale di comando, si manifesta il ciclo d'isteresi dell'attrito che non è contemplato nel modello; tuttavia, esiste ancora una buona correlazione tra valori sperimentali e numerici anche durante le prove a frequenza crescente.

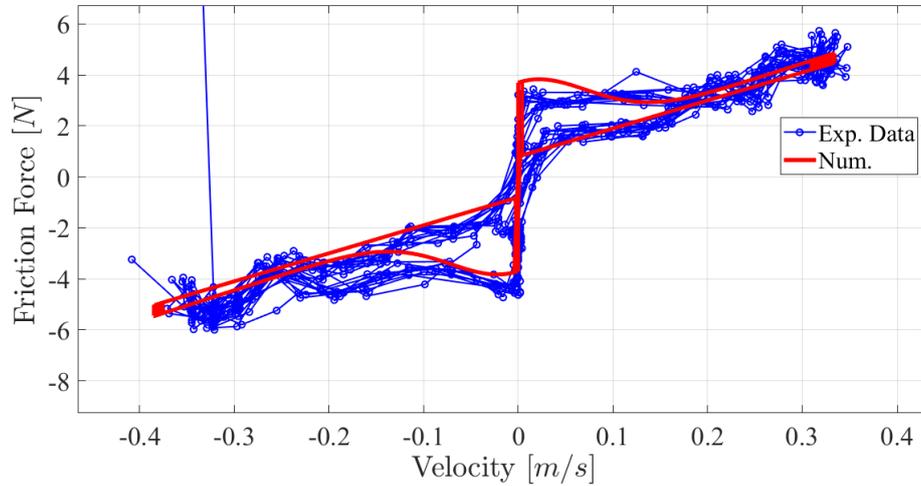


Figura 5-48 PB2_f1.5 senza serbatoio

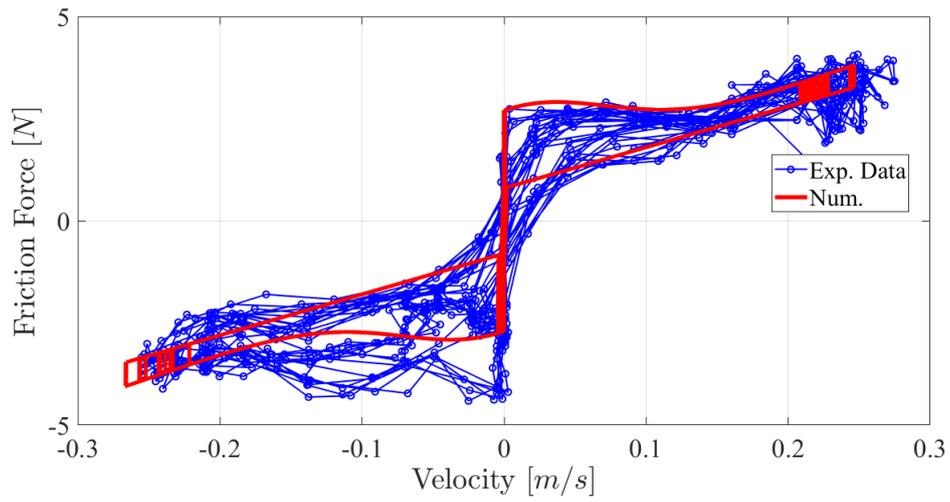


Figura 5-49 PB2_f2 senza serbatoio

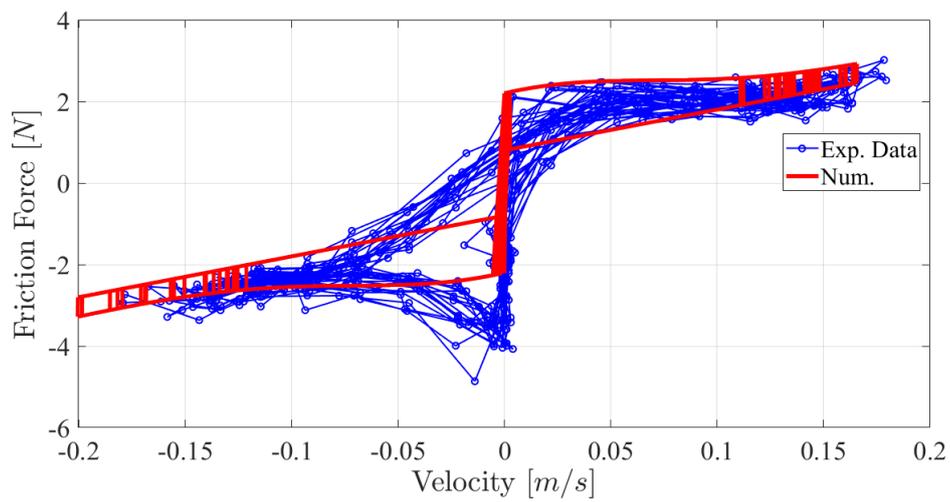


Figura 5-50 PB2_f2.5 senza serbatoio

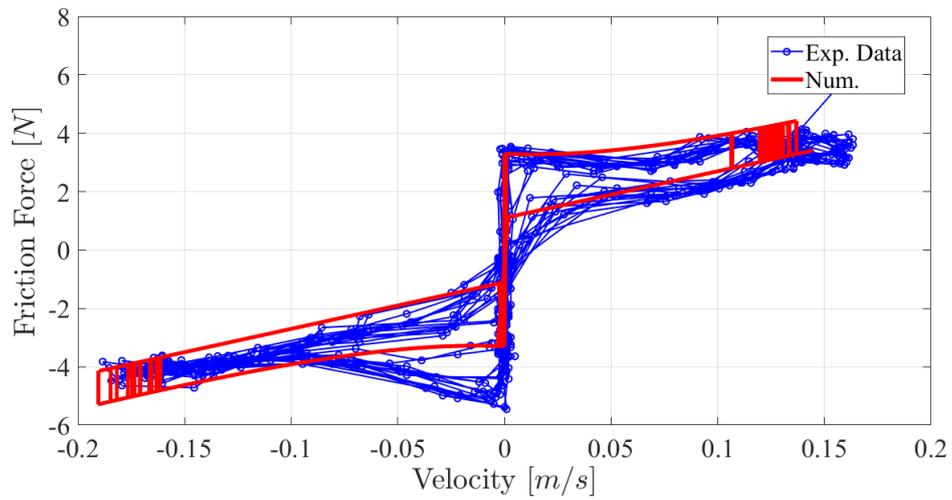


Figura 5-51 PB4_f2 senza serbatoio

Anche per le prove svolte senza serbatoio (da **Figura 5-48** a **Figura 5-51**) valgono le considerazioni fatte in precedenza e, inoltre, si nota come il ciclo d'isteresi dell'attrito sia meno evidente con frequenze crescenti. I risultati ottenuti con la camera posteriore in pressione sono i seguenti.

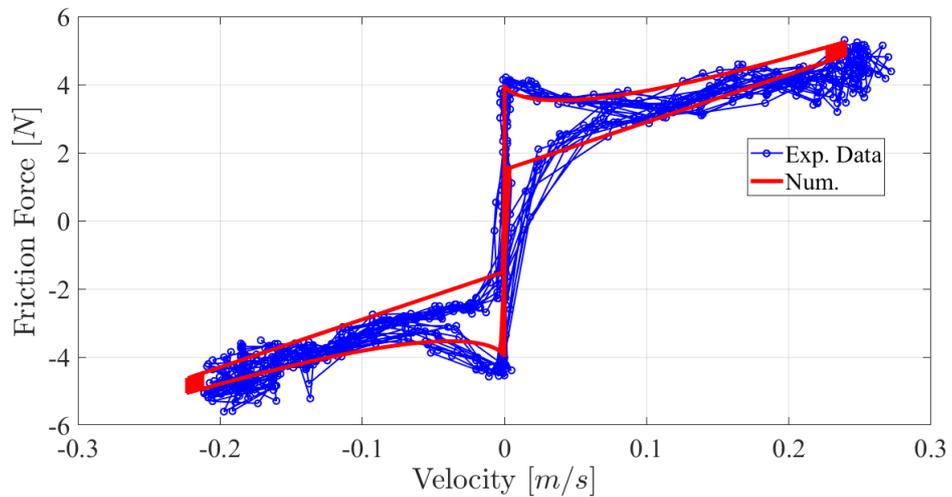


Figura 5-52 PA2_f1.5 con serbatoio

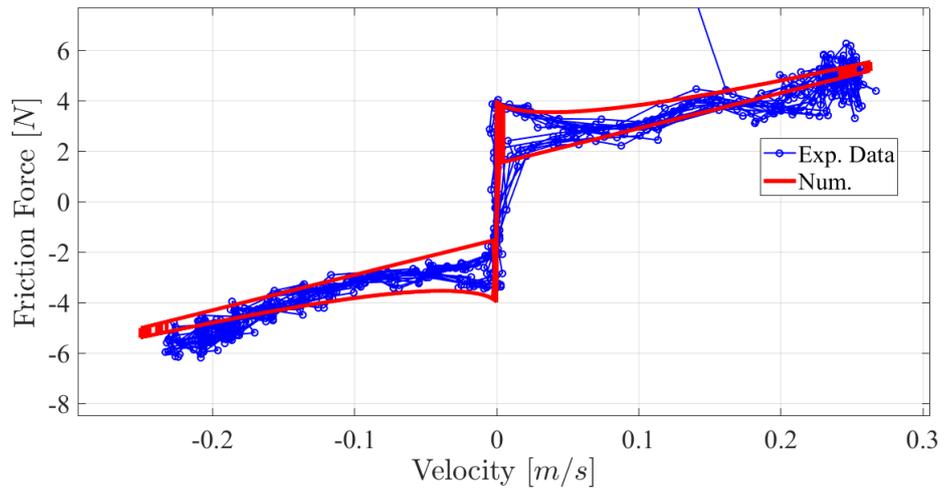


Figura 5-53 PA2_f2 con serbatoio

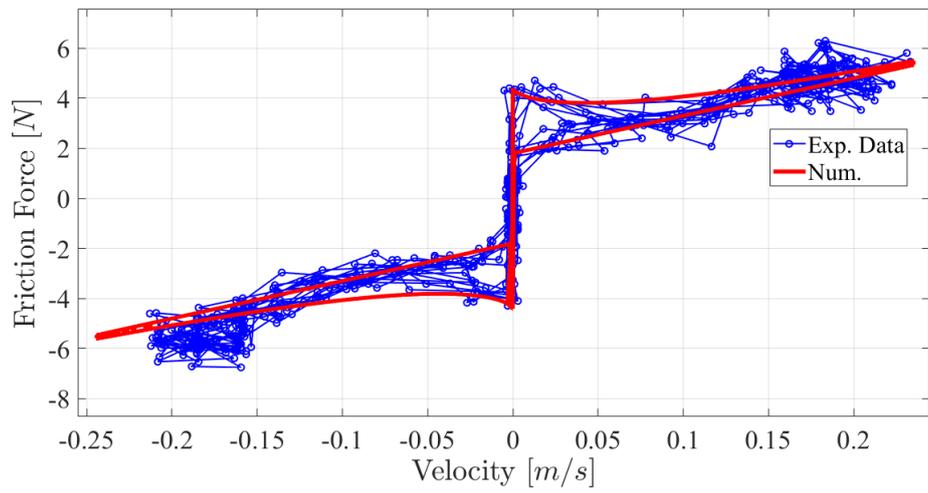


Figura 5-54 PA4_f1 con serbatoio

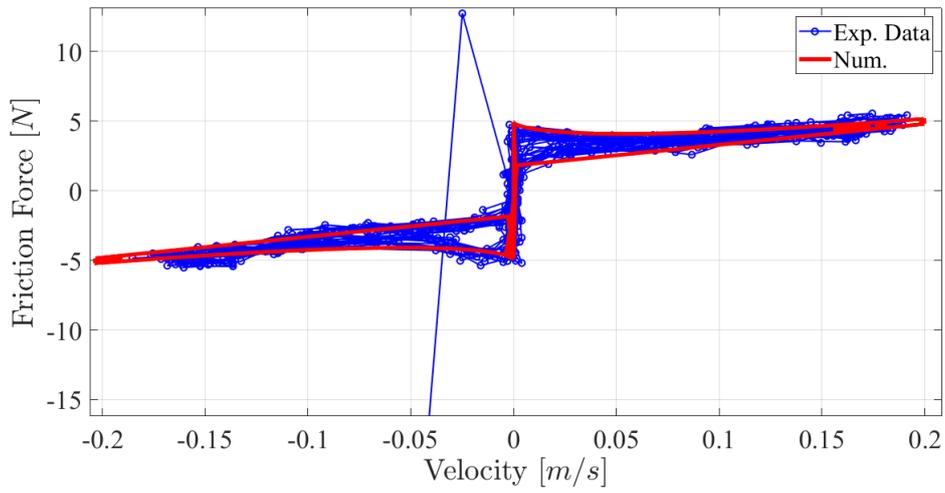


Figura 5-55 PA4_f2 con serbatoio

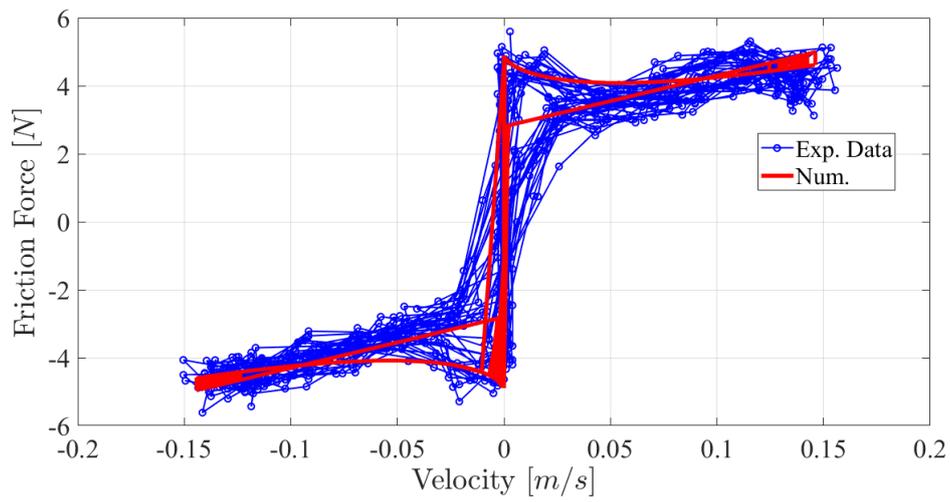


Figura 5-56 PA4_f2.5 con serbatoio

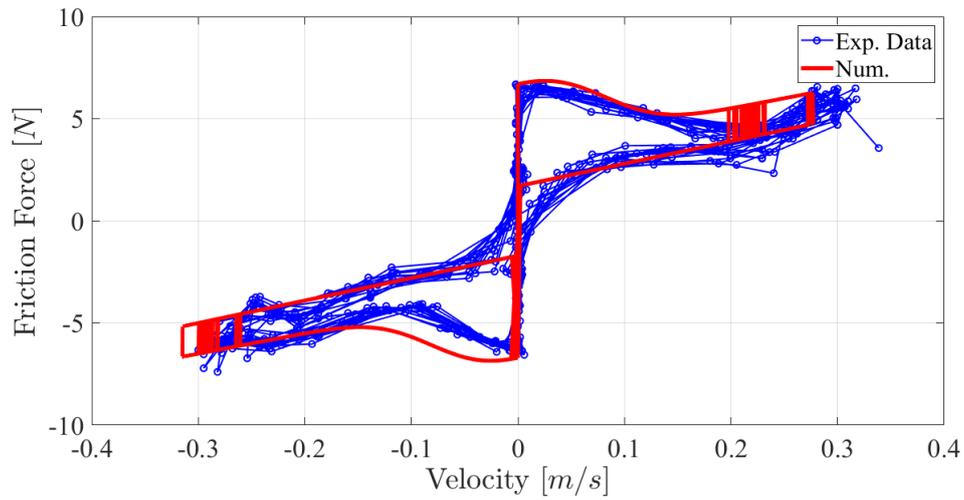


Figura 5-57 PA4_f2 senza serbatoio

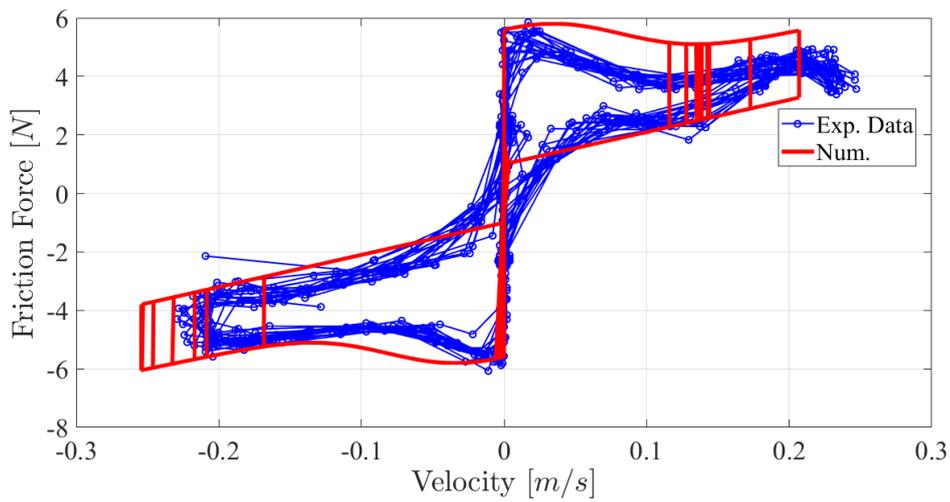


Figura 5-58 PA4_f2.5 senza serbatoio

Percorso file MATLAB:

- File_MATLAB\ Identificazione_Attrito\Regolatore_P_Camera_Anteriore
- File_MATLAB\ Identificazione_Attrito\Regolatore_P_Camera_Posteriore

5.3 Comando con forma a gradino

Attraverso le seguenti prove si vuole iniziare a testare la validità del modello grazie a quanto è stato ottenuto fino ad ora. Per la prima validazione si è scelto di fornire alla valvola proporzionale un segnale di comando a gradino per far compiere al carrello una traslazione orizzontale come in **Figura 5-59**. Come anticipato nel capitolo 3.3 dedicato a descrivere la procedura della sperimentazione, le prime prove sono svolte con la camera anteriore del cilindro tappata e $P_s=0,2$ MPa.

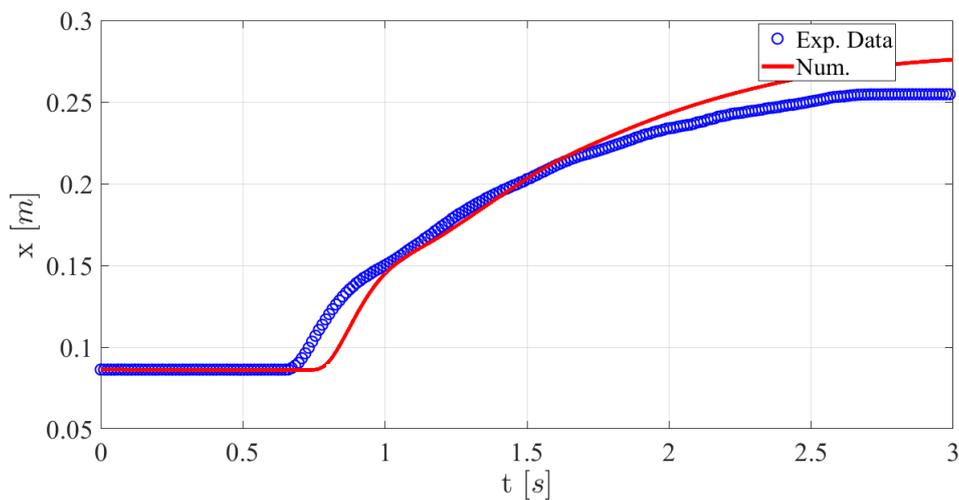


Figura 5-59 Spostamento, $P_s = 0,2$ MPa

L'evoluzione delle pressioni P_f e P_r , rispettivamente della camera frontale e posteriore, sono le seguenti:

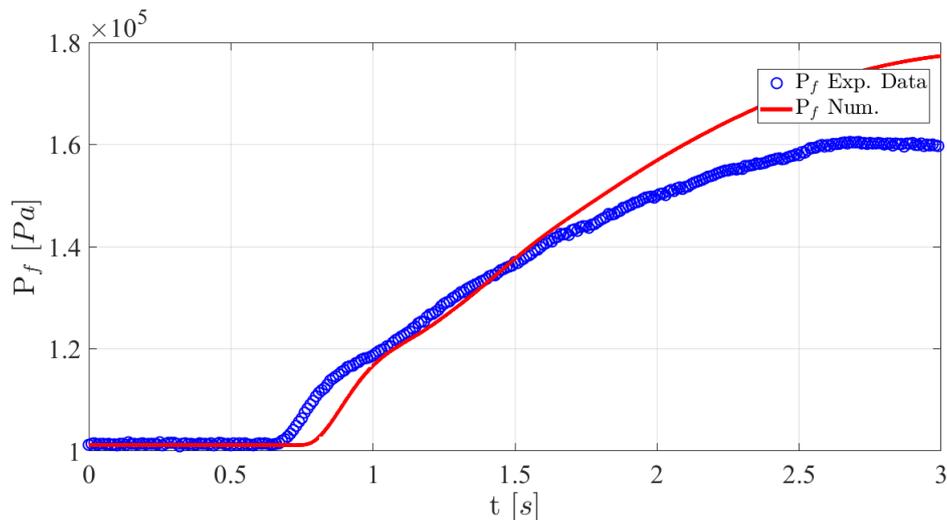


Figura 5-60 Pressione camera frontale, $P_s = 0,2$ MPa

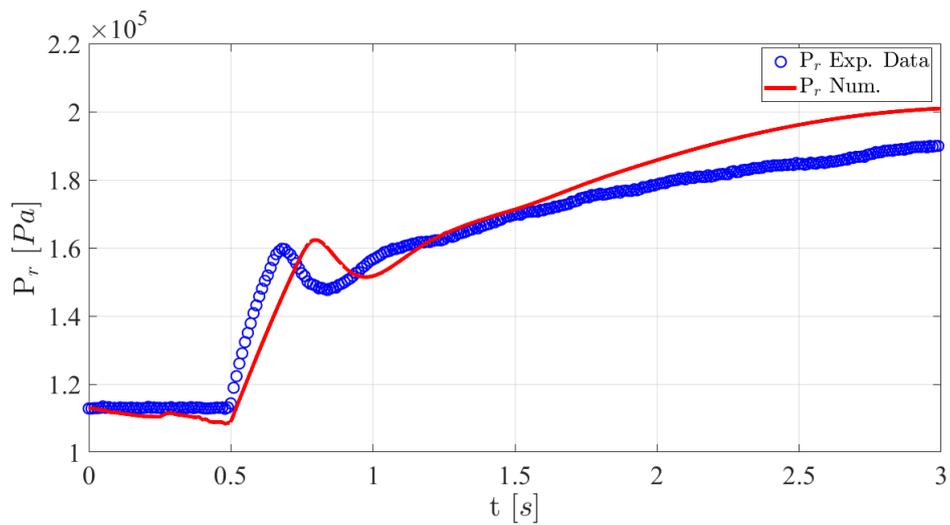


Figura 5-61 Pressione camera posteriore, $P_s = 0,2$ MPa

Infine, si riporta la velocità \dot{x} .

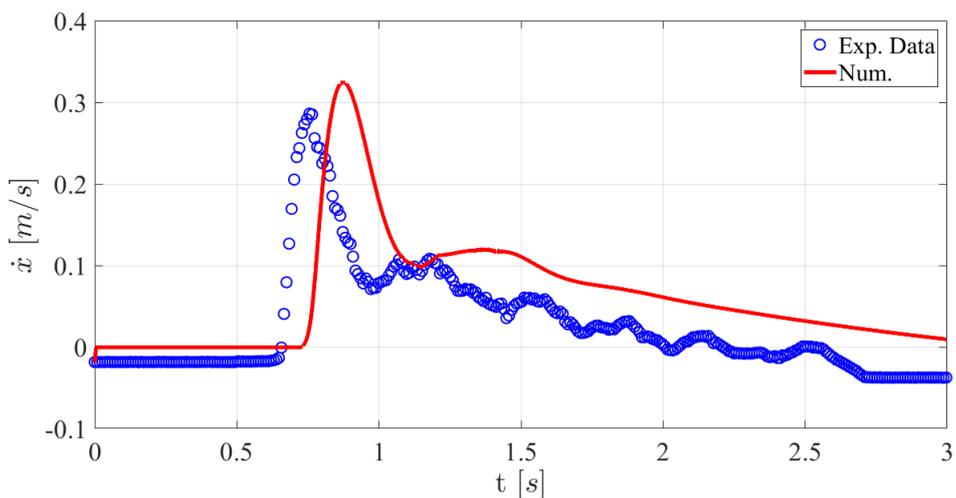


Figura 5-62 Velocità traslazione massa, $P_s = 0,2$ MPa

Si nota come in **Figura 5-62** le curve non siano perfettamente sovrapposte ma comunque seguono un andamento analogo. La divergenza che si nota è dovuta a vari aspetti, tra cui i fattori presenti nel calcolo della forza d'attrito che sono difficilmente individuabili in maniera netta e precisa ($\delta=1,5$ $v_s=0,06$ m/s $F_s=6,15$ N $F_{c1}=F_{c2}=2,3$ N $c_1=c_2=10$ Nm/s). Mantenendo gli stessi valori si riportano i grafici ottenuti portando la pressione di alimentazione $P_s=0,3$ MPa.

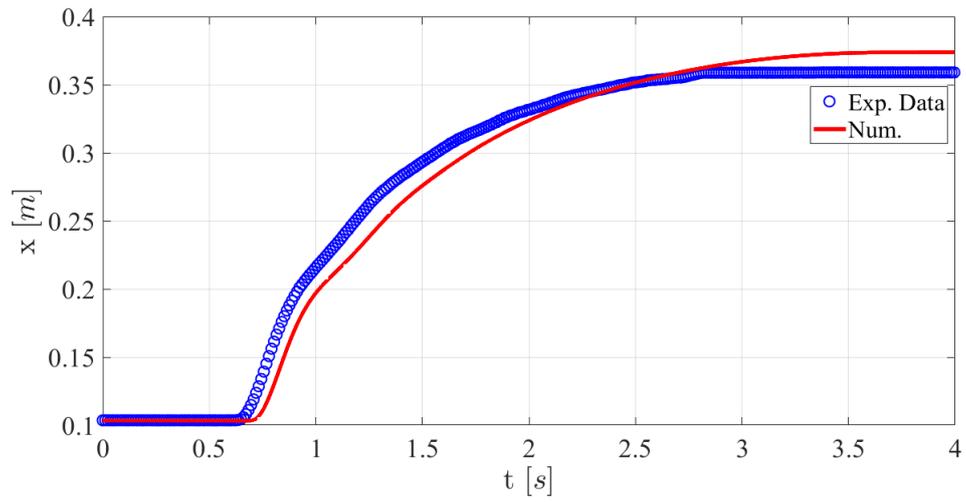


Figura 5-63 Spostamento, $P_s = 0,3$ MPa

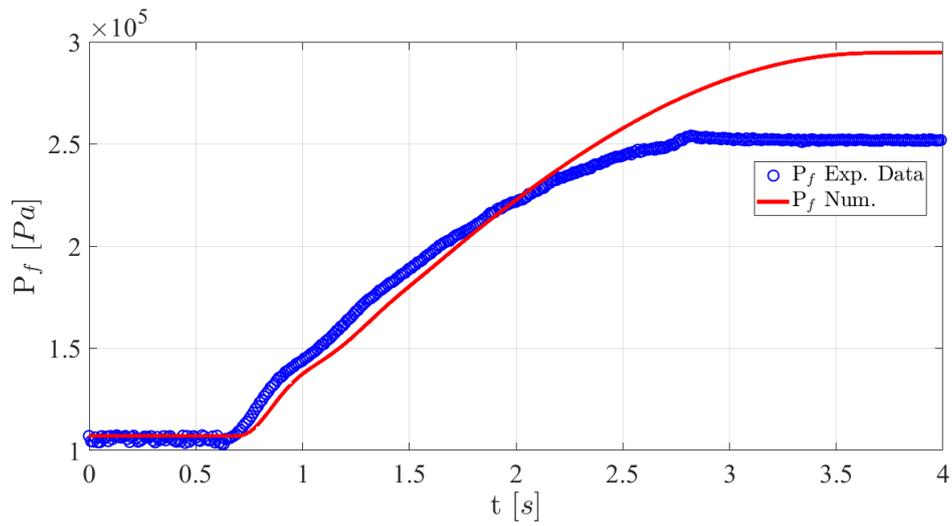


Figura 5-64 Pressione camera frontale, $P_s = 0,3$ MPa

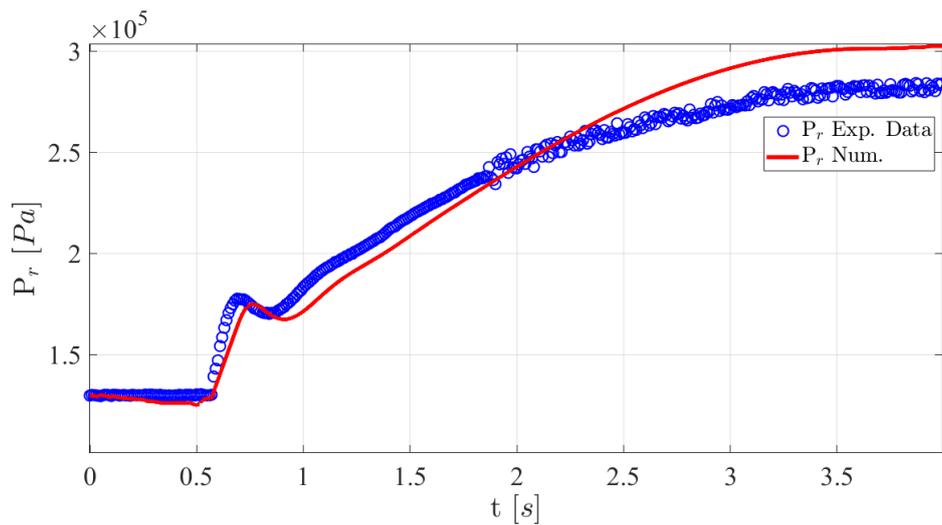


Figura 5-65 Pressione camera posteriore, $P_s = 0,3$ MPa

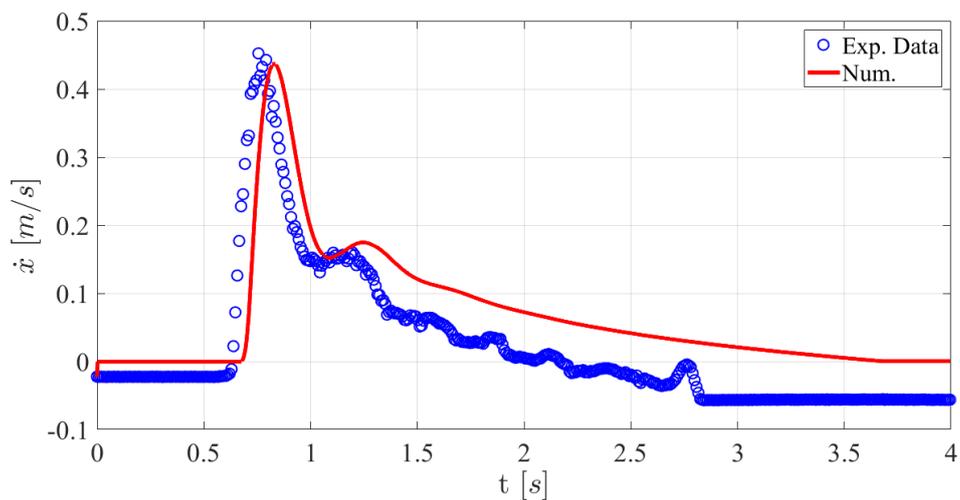


Figura 5-66 Velocità traslazione massa, $P_s = 0,3$ MPa

Successivamente il modello è stato modificato per simulare i risultati ottenuti con la camera anteriore in pressione per poter utilizzare una P_s maggiore ed evitare l'urto della massa sul fincorsa della guida. A titolo di esempio si riportano i risultati ottenuti con $P_s=0,4$ MPa, ampiezza del segnale $\Delta u=1,5$ V e portando la camera frontale a una pressione iniziale di $0,34$ MPa. Si riporta in **Figura 5-67** l'evoluzione dello spostamento.

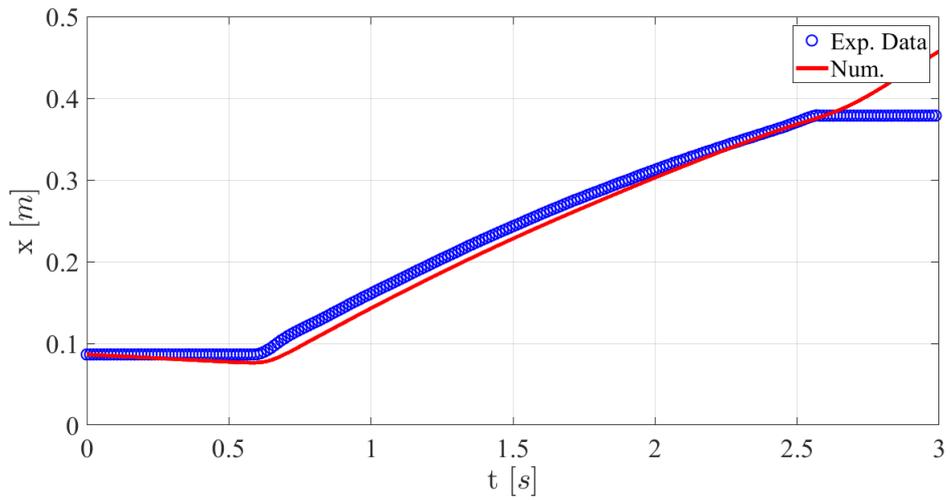


Figura 5-67 Spostamento, $P_s = 0,4 \text{ MPa}$, $P_f = 0,34 \text{ MPa}$ e $\Delta u = 1,5 \text{ V}$

Per quanto riguarda la velocità della massa traslante si è ottenuto quanto segue.

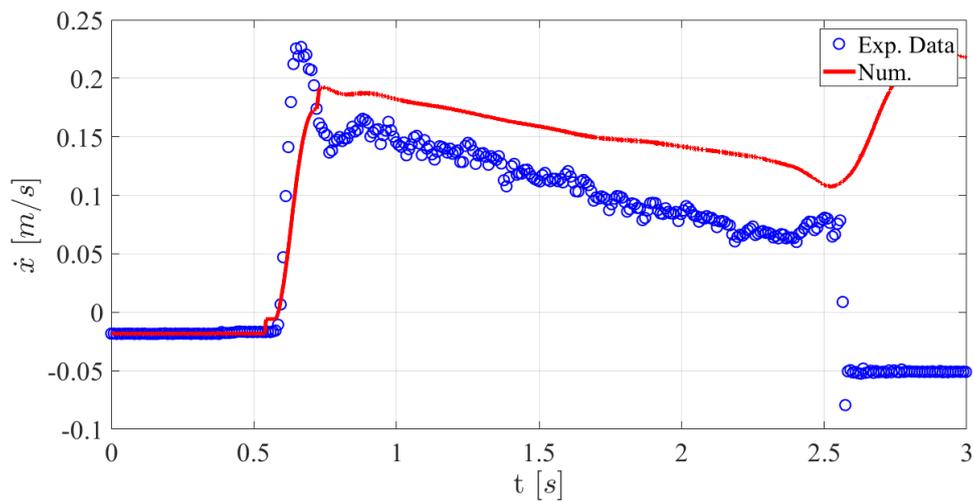


Figura 5-68 Velocità traslazione massa, $P_s = 0,4 \text{ MPa}$, $P_f = 0,34 \text{ MPa}$ e $\Delta u = 1,5 \text{ V}$

Infine, si riporta la pressione della camera frontale P_f .

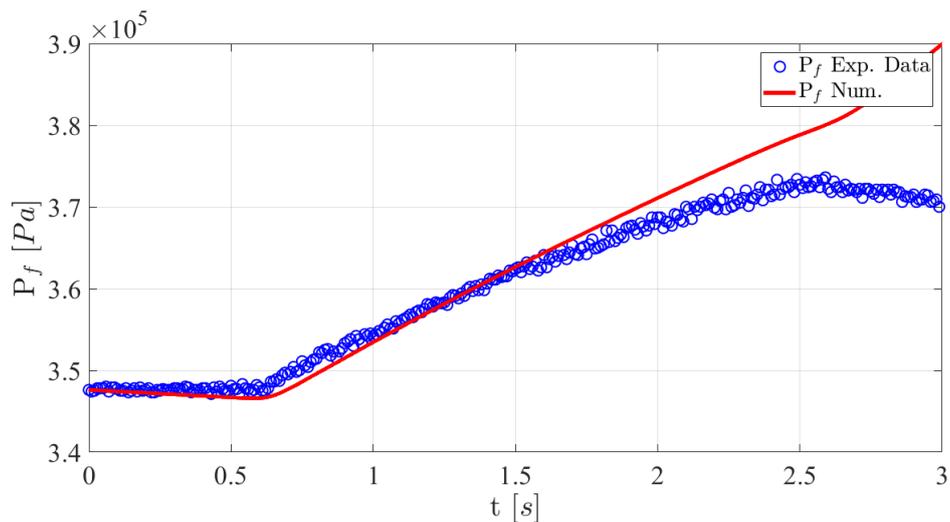


Figura 5-69 Pressione camera anteriore, $P_s = 0,4 \text{ MPa}$, $P_f = 0,34 \text{ MPa}$ e $\Delta u = 1,5 \text{ V}$

I risultati appena mostrati sono stati ottenuti attribuendo ai parametri che modellano l'attrito i seguenti valori: $\delta=1,5$ $v_s=0,1 \text{ m/s}$ $F_s=3,2 \text{ N}$ $F_{c1}=F_{c2}=0,5 \text{ N}$ $c_1=27 \text{ Nm/s}$ $c_2=11 \text{ Nm/s}$. Da quanto appena mostrato si può concludere che vi sia una buona corrispondenza tra i valori reali e quelli numerici calcolati dal modello. Dai grafici di **Figura 5-67**, **Figura 5-68** e **Figura 5-69** si nota che a partire dall'istante $t \cong 2,5 \text{ s}$ i valori numerici si discostano da quelli sperimentali e ciò è dovuto al fatto che nell'esecuzione della prova l'istante t corrisponde con l'arrivo del carrello sul finecorsa della guida; pertanto, i valori sperimentali raggiungono un plateau, mentre il modello, che per semplicità non contempla la lunghezza effettiva della guida, prosegue nel calcolo. Come ulteriore esempio si riportano i risultati ottenuti con $P_s=0,4 \text{ MPa}$, ampiezza del segnale $\Delta V = 1 \text{ V}$ e camera frontale a una pressione iniziale di $0,34 \text{ MPa}$; i parametri presentano i seguenti valori: $\delta = 0,5$ $v_s=0,1 \text{ m/s}$ $F_s=3,2 \text{ N}$ $F_{c1}=F_{c2}=0,5 \text{ N}$ $c_1=23,6 \text{ Nm/s}$ $c_2=11 \text{ Nm/s}$. Lo spostamento del carrello presenta il seguente andamento.

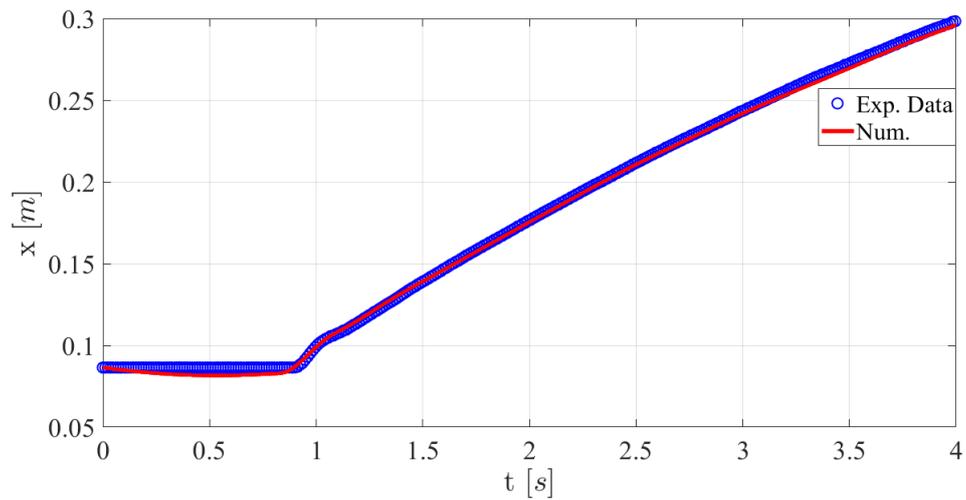


Figura 5-70 Spostamento, $P_s = 0,4 \text{ MPa}$, $P_f = 0,34 \text{ MPa}$ e $\Delta u = 1 \text{ V}$

La velocità di traslazione è stata modellata come segue.

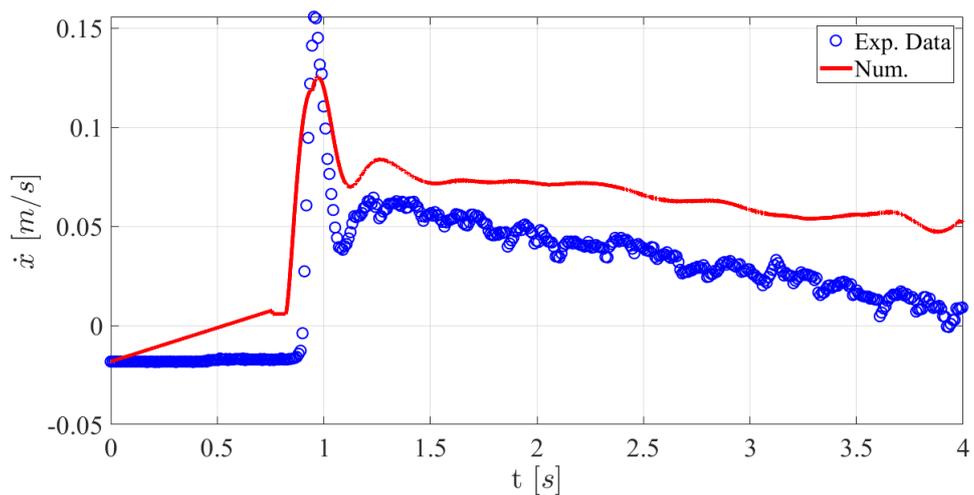


Figura 5-71 Velocità traslazione massa, $P_s = 0,4 \text{ MPa}$, $P_f = 0,34 \text{ MPa}$ e $\Delta u = 1 \text{ V}$

Infine, si riporta l'andamento della pressione nella camera frontale.

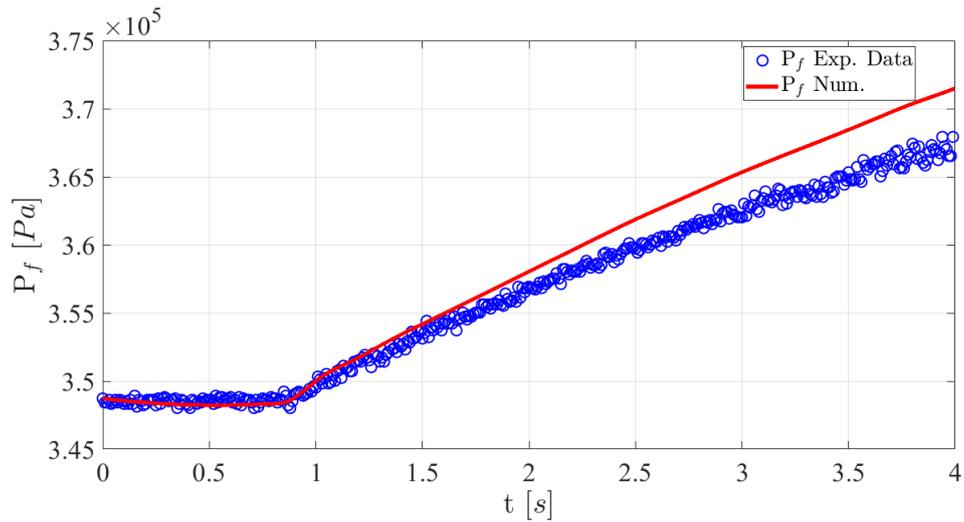


Figura 5-72 Pressione camera anteriore, $P_s = 0,4 \text{ MPa}$, $P_f = 0,34 \text{ MPa}$ e $\Delta u = 1 \text{ V}$

Si nota come esista una buona corrispondenza tra i valori reali e quelli numerici calcolati dal modello, nel calcolo della velocità persiste uno scostamento maggiormente evidente nella fase di decelerazione.

TIPO DI PROVA	CAMERA B CHIUSA		$P_{0B} = 0,34 \text{ MPa}$	
	P_s	0,2 MPa	0,3 MPa	0,4 MPa
δ	1,5	1,5	1,5	0,5
v_s	0,06 m/s	0,06 m/s	0,1 m/s	0,1 m/s
F_s	6,15 N	6,15 N	3,2N	3,2N
F_{c1}	2,3 N	2,3 N	0,5 N	0,5 N
c_1	10 Ns/m	10 Ns/m	27 Ns/m	23,6 Ns/m
F_{c2}	2,3 N	2,3 N	0,5 N	0,5 N
c_2	10 Ns/m	10 Ns/m	11 Ns/m	11 Ns/m
V_{0B}	20% V_{0B}	20% V_{0B}	49% V_{0B}	49% V_{0B}

Tabella 5-6 Valori di riferimento

Percorso file MATLAB:

- File_MATLAB\ Comando_Gradino_Pressione\Modello_Gradino.m

5.4 Comando con forma sinusoidale

In questa sezione procede a testare il modello con un segnale di comando di tipo sinusoidale. Anche in questo caso la strategia di convalida consiste nel confrontare i dati acquisiti con i valori numerici calcolati dal modello. La procedura è stata svolta partendo da una posizione di equilibrio del carrello e fornendo un adeguato segnale di comando $u(t)$ alla valvola del tipo: $u(t) = u_0 + \Delta u \sin(2\pi f t)$ con $u_0 = 5 \text{ V}$, $f = 1 \div 5 \text{ Hz}$ e $\Delta u = 1 \text{ V}$. Il banco è stato allestito come in **Figura 5-73**.

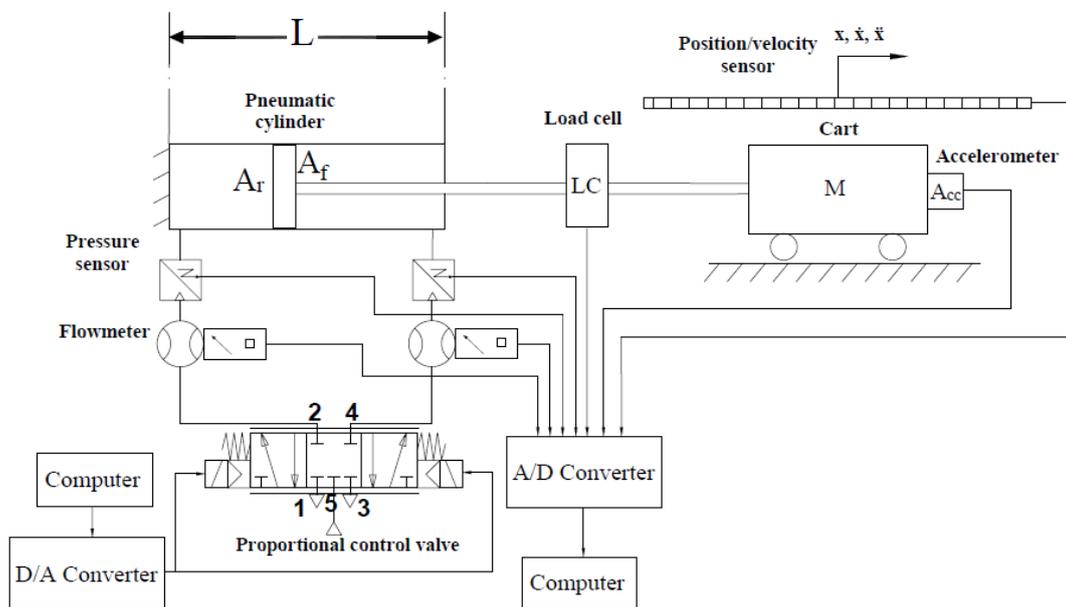


Figura 5-73 Schema semplificato del banco

Le grandezze direttamente calcolate dal modello sono le pressioni delle due camere del cilindro, la posizione e la velocità del carrello, da qui è poi possibile risalire ad altre grandezze quali le portate d'aria che attraversano la valvola, le forze agenti sull'intero sistema e l'accelerazione. Procedendo per gradi all'interno della struttura che costituisce il modello, la prima grandezza necessaria da definire è la portata attraverso la valvola che è stata calcolata a partire dalla norma ISO 6358 e dalla legge di $A_{eff}(u)$. Per chiarezza si riportano in **Figura 5-74** le relazioni lineari individuate per $A_{eff}(u)$ e ottenute a seguito della caratterizzazione.

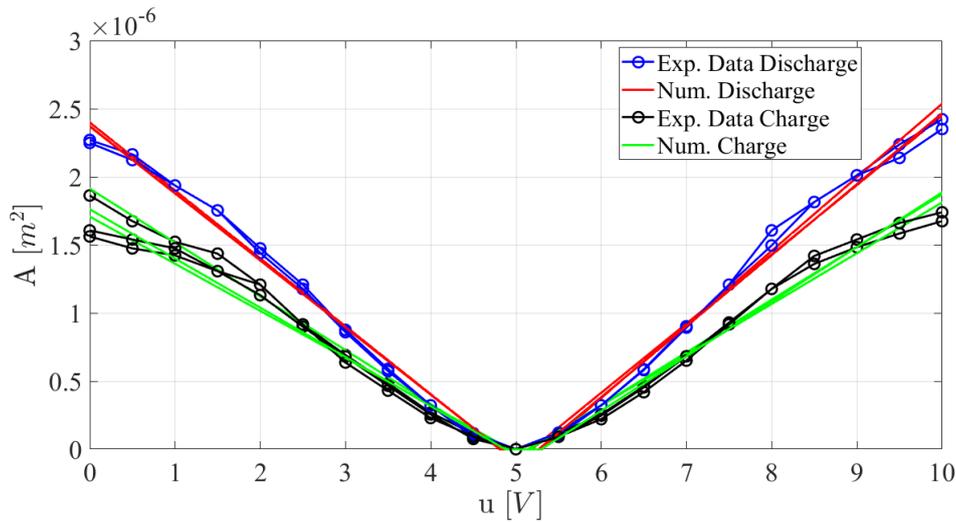


Figura 5-74 Sovrapposizione curve $A_{eff}(u)$

Come primo tentativo si è scelto di seguire la strada più logica e utilizzare le leggi di $A_{eff}(u)$ appena illustrate in **Figura 5-74** facendo quindi distinzione alla casistica puntuale, ovvero se ad esempio la tensione di comando è inferiore a 5V la porta 2 sarà in fase di caricamento del cilindro e $A_{eff,2}(u)$ sarà espressione della relativa legge di commutazione, contemporaneamente la porta 4 sarà in fase di scarico con un valore di $A_{eff,4}(u)$ opportunamente calcolato dalla relativa espressione in fase di scarico. In questo modo si cerca di individuare un valore di A_{eff} il più preciso possibile. Per testare la bontà o meno del modello si confrontano i valori di alcune grandezze caratteristiche quali la pressione nelle due camere del cilindro, la portata d'aria passante dalle due bocche, la forza di attrito agente sullo stelo del cilindro secondo la legge di Stribeck, lo spostamento, la velocità e l'accelerazione del carrello ed infine l'evoluzione nel tempo delle forze agenti sull'intero sistema. Si riportano ora in **Figura 5-75** e **Figura 5-76**i risultati ottenuti con $P_s=0,5$ MPa e $f=1$ Hz.

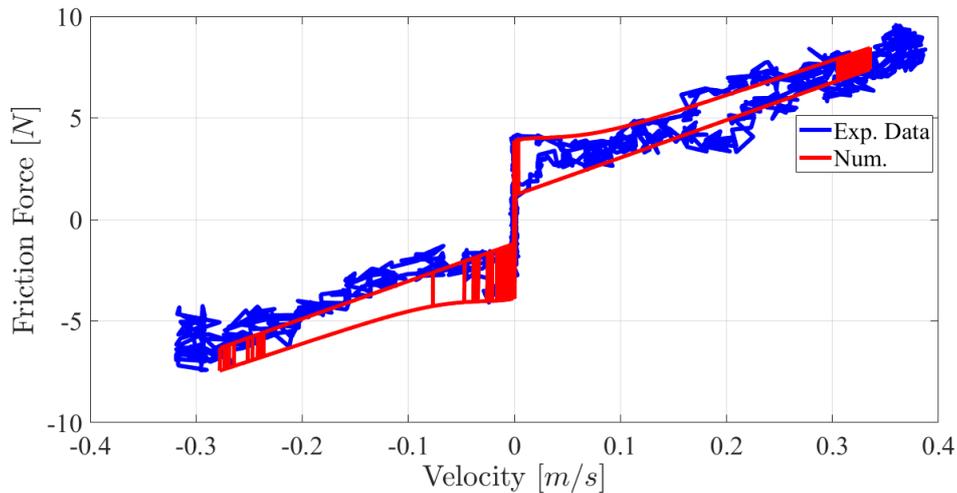


Figura 5-75 Confronto tra forza di attrito numerica e sperimentale

Si nota come l'attrito presenti un buon grado di affinità con i valori sperimentali a meno di una leggera deriva nel tratto con forza negativa; infatti, i valori sperimentali non sono perfettamente simmetrici probabilmente a causa di motivi intrinseci del banco prova come l'effetto delle guarnizioni del cilindro e la pista su cui scorre il carrellino che potrebbe presentare tratti disomogenei in termini di pulizia e coefficienti di attrito. Nella seguente **Figura 5-76** si riporta lo spostamento della massa traslante.

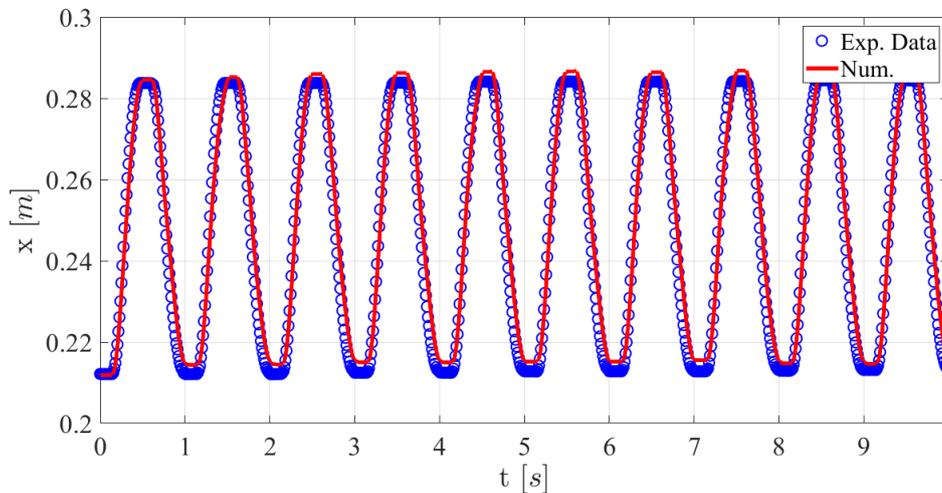


Figura 5-76 Confronto tra spostamento x numerico e sperimentale

Si nota come in **Figura 5-76** il carrellino segua un moto periodico con un'ampiezza di circa 0,07 m mostrando una leggera deriva verso il lato destro dell'estremità della guida rettilinea. Le cause sono che il test è stato condotto in condizioni di anello aperto e che il cilindro presenta diverse superfici d'azione. Per ovviare a questo problema il segnale di comando è stato modificando nel seguente modo: $u_0 = 5 \pm 0.40 \text{ V}$ (\pm in base alle condizioni

iniziali). Tuttavia, da come si può notare, il modello approssima molto bene i dati sperimentali.

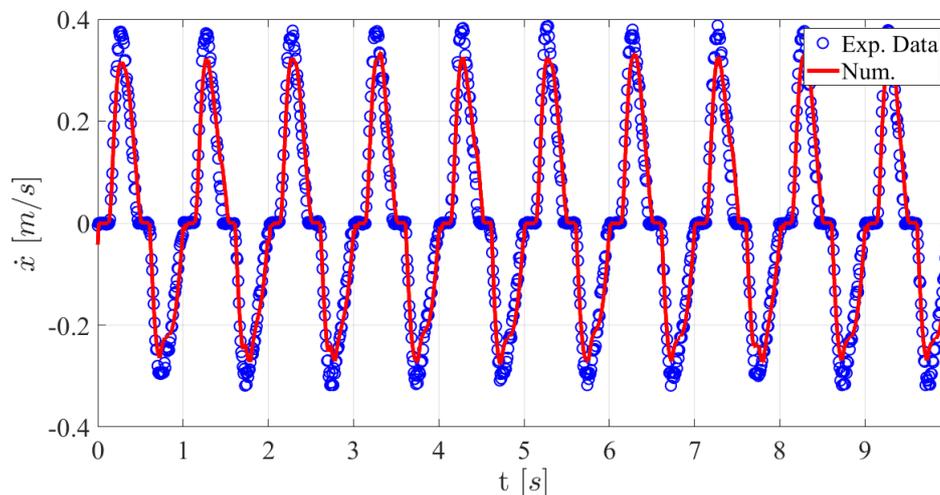


Figura 5-77 Confronto tra velocità \dot{x} numerica e sperimentale

In **Figura 5-77** si nota come anche per la velocità \dot{x} il livello di accuratezza del modello sia molto soddisfacente. Si riporta ora l'andamento dell'accelerazione \ddot{x} .

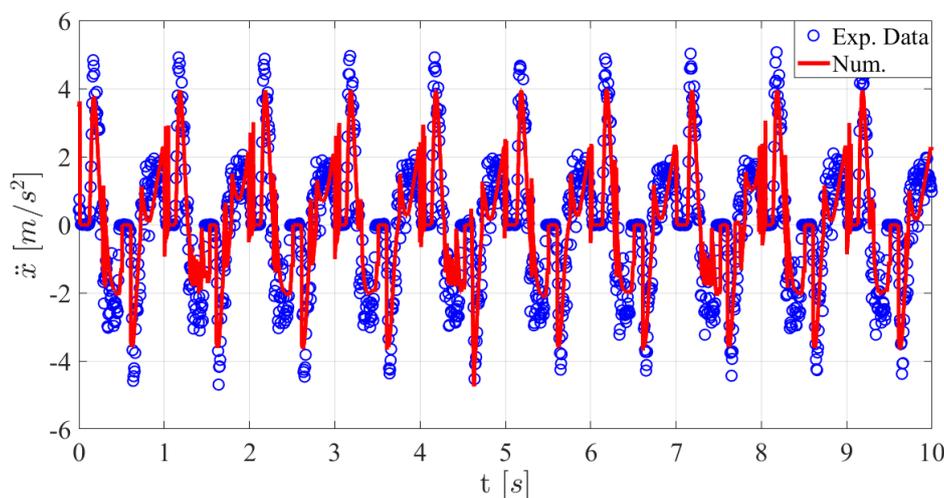


Figura 5-78 Confronto tra l'accelerazione \ddot{x} numerica e sperimentale

A seguire si riportano i risultati ottenuti per le pressioni (**Figura 5-79**) e le portate (**Figura 5-80**).

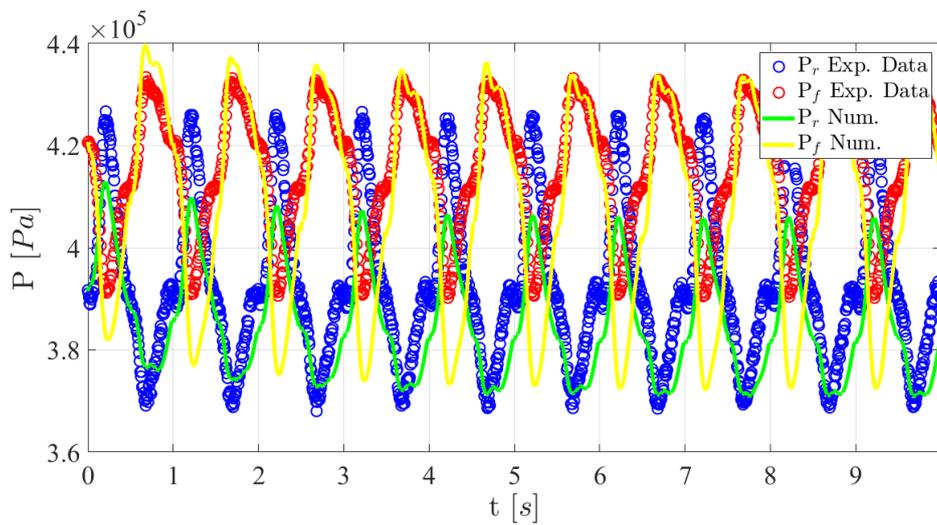


Figura 5-79 Confronto tra le pressioni numeriche e sperimentali

Con P_r si indica la pressione nella camera posteriore del cilindro e con P_f la pressione nella camera anteriore. Dal grafico di **Figura 5-79** si osserva come il modello non simuli perfettamente l'andamento nel tempo delle pressioni, pur calcolandone la forma corretta.

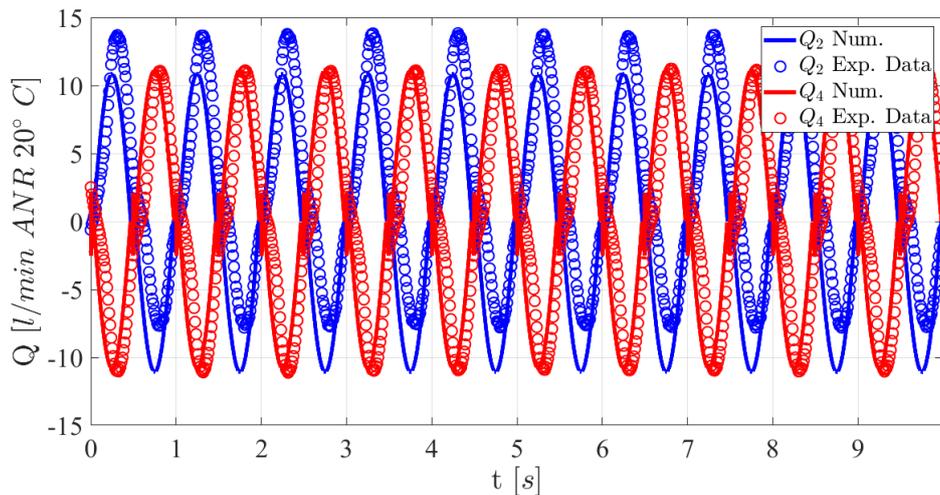


Figura 5-80 Confronto tra le portate numeriche e sperimentali

Per quanto riguarda la portata d'aria smaltita dalla valvola si osserva in **Figura 5-80** come il modello sia molto fedele con la *bocca 4* e presenti invece un offset con la *bocca 2*. Infine, si riportano i grafici relativi alla forza d'attrito $F_{friction}$ (**Figura 5-81**), alla forza d'inerzia F_i (**Figura 5-82**) e alla forza di pressione esercitata dal cilindro F_p (**Figura 5-83**).

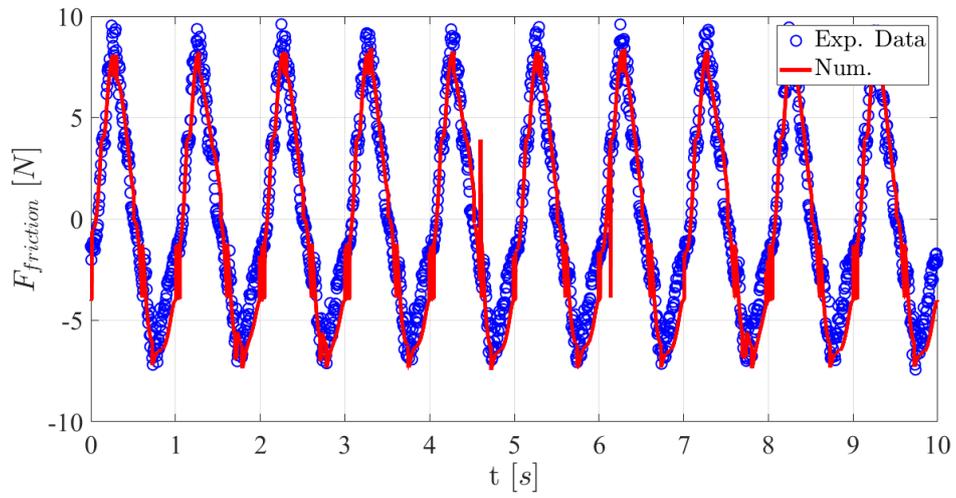


Figura 5-81 Confronto tra forza d'attrito $F_{friction}$ numerica e sperimentale

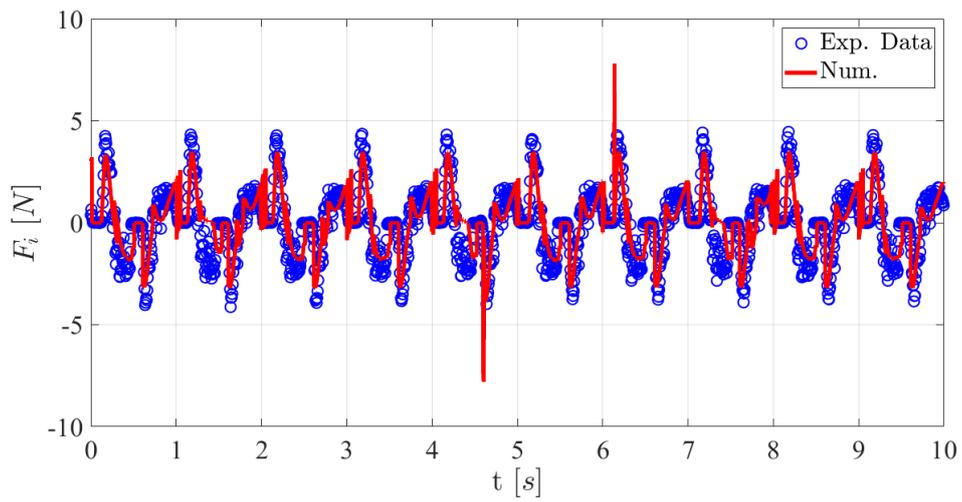


Figura 5-82 Confronto tra forza d'inerzia F_i numerica e sperimentale

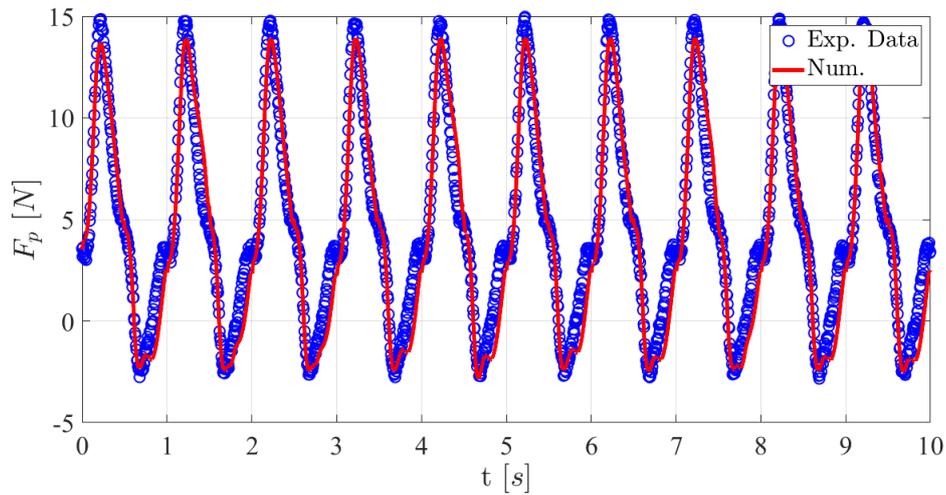


Figura 5-83 Confronto tra forza di pressione F_p numerica e sperimentale

Dai grafici appena riportati si riscontra un buon grado di precisione del modello. Per completezza si riportano ancora i grafici dello spostamento x per valori di $f=2-3-4$ Hz.

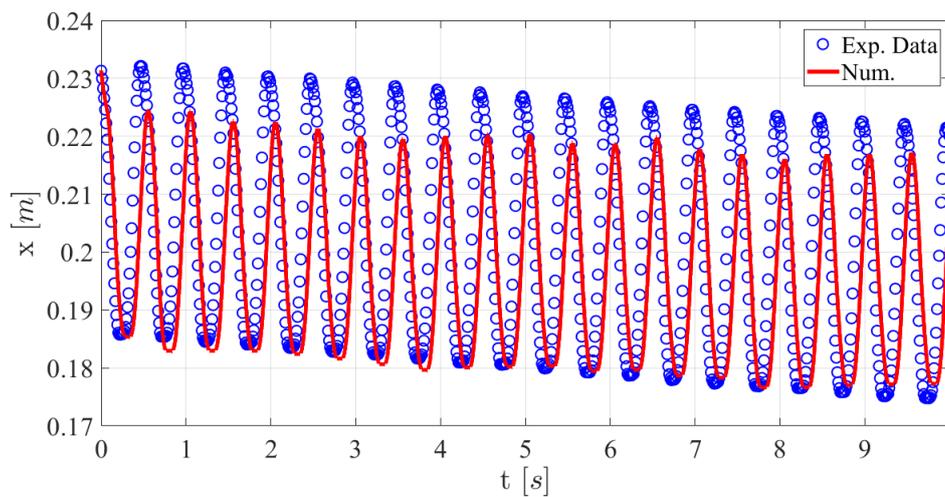


Figura 5-84 Confronto tra spostamento x numerico e sperimentale, $f=2$ Hz

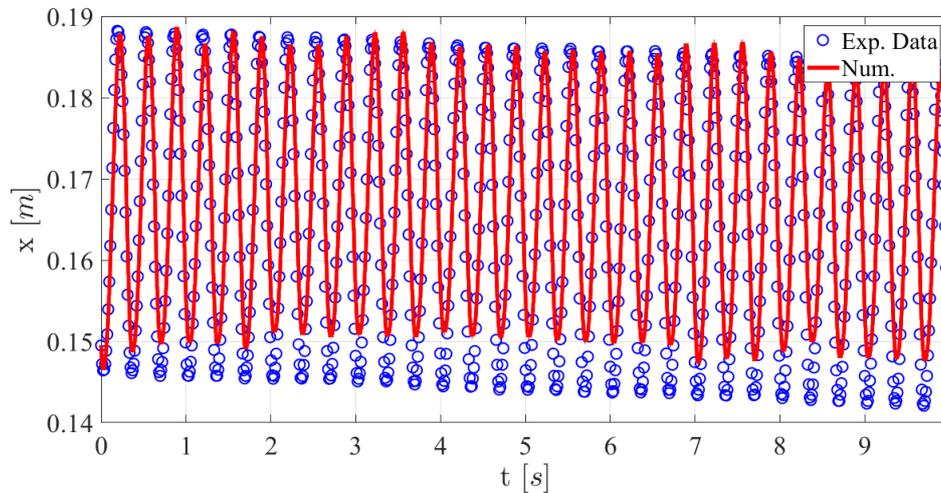


Figura 5-85 Confronto tra spostamento x numerico e sperimentale, $f=3$ Hz

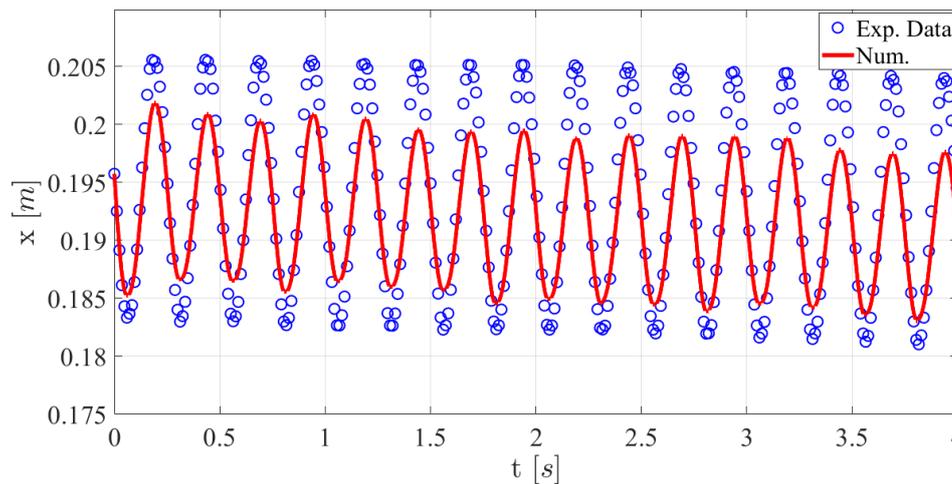


Figura 5-86 Confronto tra spostamento x numerico e sperimentale, $f=4$ Hz

Come si può osservare con l'aumentare della frequenza del segnale di comando il modello perde in termini di precisione; tuttavia, la precisione resta ancora accettabile in quanto l'errore è inferiore a 0,005 m. in seguito si è voluto provare a semplificare la logica con cui identificare il valore di $A_{eff}(u)$ adottando la legge individuata per la bocca 2 anche sulla bocca 4 e viceversa; tuttavia, l'intera simulazione è risultata peggiorativa in entrambi i casi.

Percorso file MATLAB:

- File_MATLAB\ Comando_Sinusoidale\Modello.m

Capitolo 6

6 Conclusioni

Il lavoro di tesi ha permesso di ottenere il modello di un sistema di posizionamento ad azionamento pneumatico costituito da un cilindro pneumatico a doppio effetto, azionato da una valvola 5/3 proporzionale in flusso che movimentava un carrellino traslante su una guida orizzontale a ricircolo di sfere. Per ottenere il modello complessivo è stato necessario analizzare i singoli elementi che compongono il banco di prova. Il primo passo è stato quindi identificare e modellare la valvola proporzionale. In particolare, dalle prove condotte per ottenere le caratteristiche di portata, è stato possibile identificare una legge lineare che esprimesse l'area dell'effettiva sezione di passaggio della valvola $A_{eff}(u)$, in funzione del segnale di comando u e in diverse condizioni operative. I risultati ottenuti con la legge lineare sono poi stati confrontati con quelli ottenuti da una di tipo parabolico che però si sono dimostrati meno accurati. Da qui è stato possibile modellare il flusso attraverso la valvola per mezzo della normativa ISO 6358, sia per portate con segno positivo che negativo. La formulazione fornita dalla normativa è stata ulteriormente adattata ai casi in esame in quanto il valore del coefficiente d'efflusso c_d è stato valutato in modo empirico, in modo da consentire sovrapposizioni più precise tra le curve sperimentali e numeriche. Discorso analogo anche per il valore del rapporto critico b che è stato ottenuto come media di quelli valutati su tutte le prove condotte. Anche grazie a tali accorgimenti, il modello proposto per la valvola ha dimostrato di essere molto affidabile in termini di precisione. In seguito, lo studio si è focalizzato sul sistema cilindro-carrello per identificare la forza d'attrito sviluppata durante lo strisciamento delle guarnizioni sullo stelo e lungo le pareti del cilindro. Attraverso l'analisi di corpo libero è stato quindi possibile risalire al valore della forza d'attrito grazie all'equilibrio delle forze presenti e tutte direttamente misurabili. Il passo immediatamente seguente è stato modellare l'attrito con il modello più opportuno. Per praticità, si è optato per un modello statico anziché di tipo dinamico, in modo da ridurre la potenza di calcolo richiesta ed evitare eventuali problemi numerici. Nello specifico il modello è una commistione di fenomeni di stick-slip, attrito statico, coulombiano e viscoso. La maggiore difficoltà di questo lavoro è stata identificare tutti i singoli parametri in quanto si è osservato essere dipendenti dalle condizioni operative. A tal fine sono state effettuate sia prove a gradino di pressione che prove in cui il cilindro veniva comandato con pressioni

sinusoidali. Nelle prime si forniva un segnale di tensione a gradino alla valvola che quindi forniva un gradino di pressione alla camera del cilindro. Per evitare che il carrello urtasse contro il fincorsa la camera adiacente del cilindro veniva alimentata con un opportuno valore di pressione. L'altra tipologia di prova è stata eseguita movimentando il cilindro con un segnale sinusoidale attorno a una posizione di equilibrio al fine di valutarne i parametri d'interesse. Qui, il principale ostacolo è stato mantenere il carrello nell'intorno della posizione iniziale, poiché nel prosieguo delle prove la massa traslante presentava una deriva verso gli estremi della guida. Tale traslazione ha complicato ulteriormente la determinazione dei parametri d'attrito in quanto la guida potrebbe presentare tratti con caratteristiche fisiche leggermente differenti in termini di usura e pulizia. Il problema è stato comunque risolto in maniera efficace adattando i parametri alle condizioni di esercizio, riuscendo ad ottenere una buona simulazione anche per la forza d'attrito. Il modello complessivo si conclude con l'aggiunta dell'equazione di conservazione della massa che, risolvendo un sistema differenziale a quattro incognite, permette di calcolare le quattro variabili di stato d'interesse dell'intero banco: posizione e velocità della massa traslante e la pressione nelle due camere del cilindro. Il lavoro di tesi si conclude quindi con la validazione del modello confrontando i valori numerici con i dati sperimentali. La procedura è stata eseguita fornendo alla valvola due tipi di segnali di comando con forma differente: a gradino e sinusoidale. Le prove in questione sono state svolte anche con condizioni operative varie, ad esempio cambiando la pressione di alimentazione e la contropressione nel caso delle prove con segnale a gradino, oppure variando la frequenza nel caso di segnale sinusoidale. Al termine della validazione è emersa una corrispondenza adeguata tra i valori numerici e quelli sperimentali, in particolare per quanto riguarda lo spostamento e la velocità fino a frequenze di circa 5 Hz; le pressioni all'interno delle camere del cilindro presentano un andamento conforme ai dati sperimentali ma persiste un offset probabilmente dovuto a fattori geometrici e costruttivi. Nel complesso quindi si può affermare che il modello, seppur semplice, risulti quindi robusto e affidabile. I lavori futuri saranno focalizzati all'implementazione di un sistema di controllo in anello chiuso per poter verificare se, allo stato attuale, l'accuratezza raggiunta dal modello è tale da consentire la taratura del controllore.

Bibliografia

- [1] «Global Pneumatic Cylinder Market 2019: Global Industry Size, Share, Future Challenges, Revenue, Demand, Industry Growth and Top Players Analysis to 2025. www.360marketupdates.com.»
- [2] V. I. Ivlev, S. Yu. Misyurin, e A. P. Nelyubin, «Friction Model Identification for Dynamic Modeling of Pneumatic Cylinder», in *Brain-Inspired Cognitive Architectures for Artificial Intelligence: BICA*AI 2020*, vol. 1310, A. V. Samsonovich, R. R. Gudwin, e A. da S. Simões, A. c. di Cham: Springer International Publishing, 2021, pagg. 127–137. doi: 10.1007/978-3-030-65596-9_16.
- [3] L. Lentini, «Frictional properties of cartilage loaded against cartilage by using a pin on disc tribometer», Ischia, Italy, 2018, pag. 020011. doi: 10.1063/1.5045873.
- [4] B. M. Y. Nouri, F. Al-Bender, J. Swevers, P. Vanherck, e H. van Brussel, «Modelling a pneumatic servo positioning system with friction», in *Proceedings of the 2000 American Control Conference. ACC (IEEE Cat. No.00CH36334)*, Chicago, IL, USA, 2000, pagg. 1067–1071 vol.2. doi: 10.1109/ACC.2000.876664.
- [5] B. M. Y. Nouri, «Friction identification in mechatronic systems», *ISA Transactions*, vol. 43, n. 2, pagg. 205–216, apr. 2004, doi: 10.1016/S0019-0578(07)60031-7.
- [6] H. Liu, J. Chen, e G. Tao, «PARAMETERS IDENTIFICATION AND ANALYSIS OF PNEUMATIC CYLINDERS FRICTION MODEL BASED ON EXPERIMENTS», pag. 9, 2011.
- [7] X. B. Tran e H. Yanada, «Dynamic Friction Behaviors of Pneumatic Cylinders», *ICA*, vol. 04, n. 02, pagg. 180–190, 2013, doi: 10.4236/ica.2013.42022.
- [8] X. B. Tran, V. L. Nguyen, e K. D. Tran, «Effects of friction models on simulation of pneumatic cylinder», *Mech. Sci.*, vol. 10, n. 2, pagg. 517–528, ott. 2019, doi: 10.5194/ms-10-517-2019.
- [9] A. S. Lafmejani, M. T. Masouleh, e A. Kalhor, «An experimental study on friction identification of a pneumatic actuator and dynamic modeling of a proportional valve», in *2016 4th International Conference on Robotics and Mechatronics (ICROM)*, Tehran, Iran, ott. 2016, pagg. 166–172. doi: 10.1109/ICRoM.2016.7886840.
- [10] Dean Karnopp, «Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems», 1985.