

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Dispositivo automatico per l'applicazione di forze impulsive



Relatore

Prof. Carlo Ferraresi

Candidato

Marco Genovese

Correlatori

Prof. Walter Franco

Dr. Ing. Giovanni Gerardo Muscolo

Ing. Carlo De Benedictis

Anno Accademico 2018/2019

Indice

1	Introduzione	1
2	Stato dell'arte	3
2.1	Prototipo PGAS	5
3	Modello analitico del banco sperimentale	9
3.1	Modello matematico	10
3.1.1	Valvole	11
3.1.2	Cilindro pneumatico	12
3.1.3	Corpo impattato	15
3.2	Logica di controllo	17
4	Modello Simulink	21
4.1	Fasi operative	21
4.2	Controllo delle fasi	23
4.3	Controllo del profilo di forza desiderato	25
4.4	Sistema dinamico	27
5	Simulazioni	34
5.1	Variazione del guadagno proporzionale	35
5.2	Variazione della massa	39
5.3	Variazione della rigidità	41
5.4	Variazione dello smorzamento	43
5.5	Variazioni combinate	47
6	Apparato sperimentale	52
6.1	Calibrazione della strumentazione	54
6.1.1	Trasduttori potenziometrici	54
6.1.2	Trasduttore ottico	56
6.1.3	Cella di carico	58
6.1.4	Respingenti	59
6.1.5	Caratterizzazione delle valvole	63

7	Prove sperimentali	77
7.1	Prove a sistema fisso	78
7.2	Prove con cilindro fisso e massa mobile	80
7.3	Prove con cilindro mobile e massa fissa	82
7.4	Prove con cilindro e massa mobili	84
7.5	Confronto con il modello teorico	86
8	Conclusioni	89
	Appendice	91
	Bibliografia	95

1 Introduzione

Il mantenimento dell'equilibrio del corpo è una delle abilità neuro-motorie fondamentali dell'uomo, necessaria allo svolgimento delle attività quotidiane di base.

L'alterazione del corretto funzionamento del sistema di controllo posturale è causa di un aumento del rischio di caduta e può portare, oltre a traumi e lesioni, a varie patologie ed alla riduzione della qualità della vita del soggetto. Per questo motivo risulta importante analizzare la stabilità posturale in modo da poter valutare le prestazioni del sistema di controllo e l'efficacia degli interventi di riabilitazione o le terapie farmacologiche. [1]

Il controllo posturale si basa sull'interazione di tre sistemi sensoriali: il sistema somatosensoriale, il sistema vestibolare [2,3] ed il sistema visivo [4,5]. I disturbi al mantenimento dell'equilibrio possono essere studiati andando ad esaminare la risposta dell'uomo ad una perturbazione esterna, che sia meccanica, visiva o uditiva.

A fianco di alcuni test clinici qualitativi, esistono pochi sistemi di misura quantitativa e oggettiva del controllo posturale. Una misura quantitativa e non-operatore dipendente potrebbe essere molto utile, ad esempio, nella valutazione dell'efficacia di un intervento terapeutico.

Solo alcuni dei metodi presenti in letteratura studiano il controllo posturale in posizione eretta, nel qual caso le perturbazioni vengono causate da un'improvvisa inclinazione o spostamento della pedana di appoggio oppure attraverso sistemi a cavo, basati su cavi pre-tensionati, in grado di sbilanciare il soggetto in diverse direzioni.

Questo studio si pone proprio l'obiettivo di descrivere il design e il funzionamento di un dispositivo pneumatico, sviluppato presso il Politecnico di Torino, capace di impartire al soggetto una perturbazione con punto di applicazione, direzione ed intensità variabili dall'operatore, con le dimensioni e la mobilità necessarie ad un eventuale implementazione in ambiente clinico.

Il lavoro in particolare si occupa di descrivere il design ed i principi operativi tramite cui il dispositivo impartisce una forza o un impulso controllato. La sua facilità d'uso lo rende adatto ad essere imbracciato direttamente da un operatore, ma può essere pensato anche come dispositivo fisso integrato in un sistema robotizzato.

Dopo una prima descrizione del prototipo allo stato attuale, ne è stata effettuata modellazione analitica andando a considerare la sua interazione con l'ambiente circostante. In particolare, considerando il funzionamento del dispositivo in una configurazione imbracciata da parte di un operatore, sono state modellizzate le variabilità dovute al comportamento dell'uomo e quindi introdotte nel sistema due cedevolezze che descrivessero l'operatore ed il soggetto colpito.

In seguito allo studio analitico delle equazioni che descrivono il sistema, è stato realizzato un modello Simulink al fine di valutare l'effetto della variazione di alcuni parametri caratteristici e sono state realizzate le simulazioni corrispondenti.

Per dare supporto sperimentale al lavoro è stato realizzato un banco prova che simulasse il comportamento del dispositivo quando imbracciato da un operatore, sono stati scelti i componenti commerciali necessari e costruite su misura altre parti come i respingenti descritti nel capitolo dell'apparato sperimentale. È stata inoltre effettuata la calibrazione dei sensori potenziometrici e del sensore ottico, al fine di ricavarne una caratteristica lineare, e la caratterizzazione delle elettrovalvole, ricavando le curve di portata, necessarie ad ottenere i parametri di conduttanza e rapporto critico richiesti dal modello Simulink.

Sono quindi state effettuate delle prove sul banco ed acquisiti i dati necessari a valutare la risposta del sistema allo stato attuale, evidenziando i limiti dinamici del dispositivo ed effettuando considerazioni sui possibili miglioramenti.

Lo studio è stato svolto presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale del Politecnico di Torino.

2 Stato dell'arte

Diversi studi hanno trovato e sperimentato metodi alternativi per studiare l'equilibrio di un soggetto in movimento o comunque in condizioni diverse rispetto alla postura eretta. La presenza di un ostacolo o una posizione iniziale del soggetto diversa da quella eretta o ancora una perturbazione esterna, rappresentano situazioni in cui l'individuo può effettivamente trovarsi nella realtà quotidiana e, di conseguenza, l'indagine sull'equilibrio in queste condizioni può fornire informazioni rilevanti sulla sua risposta ad uno stimolo esterno.

In condizioni di movimento, per focalizzare l'attenzione su un adeguato atterraggio e appoggio del piede durante il cammino, il soggetto viene fatto camminare su una passerella dotata di ostacoli nascosti. Per evitare la caduta, la traiettoria del piede deve essere controllata correggendo il movimento di recupero da un inciampo. In particolare viene indagato come questi aggiustamenti possano essere compiuti senza mettere a rischio il recupero dell'equilibrio del soggetto; le sue risposte vengono valutate in termini di posizione dei piedi e di momento angolare del corpo durante il controllo del recupero. [6]

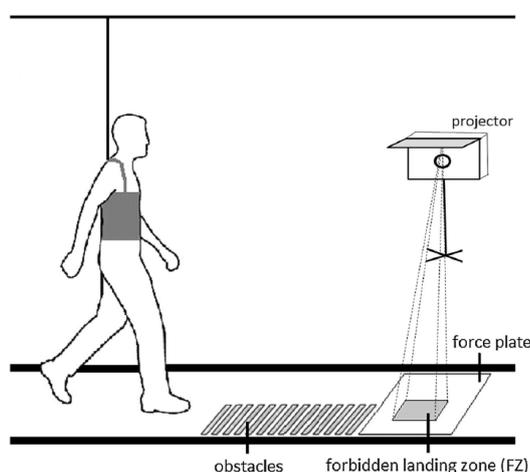


Figura 2.1 Sistema di perturbazione

Altri studi invece hanno indagato su come improvvise perturbazioni, in diverse condizioni iniziali del soggetto, possano influenzare il recupero dell'equilibrio in termini di cinematica del tronco e di attivazione dei muscoli della schiena. Il test viene condotto su un soggetto semi-seduto con un'imbragatura, all'interno di un sistema di perturbazione, alla quale è collegato un cavo connesso a dei pesi che vengono rilasciati

dallo sperimentatore nel momento in cui è necessario imprimere la perturbazione. Vengono inoltre utilizzati sensori quali una cella di carico e un potenziometro connesso alla schiena per misurare lo spostamento. [7]

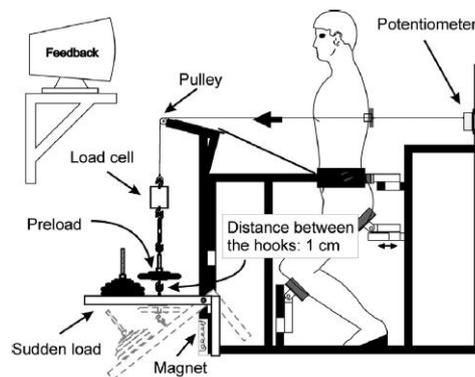


Figura 2.2 Sistema di perturbazione con cavi

Ulteriori studi hanno evidenziato come i sistemi di indagine sull'equilibrio che comprendono una perturbazione, possano fornire risultati contraddittori causati principalmente dai diversi metodi di perturbazione utilizzati, ma anche dalla prevedibilità della perturbazione stessa. Per questa ragione, altre metodologie fanno ricorso a spostamenti della superficie multidirezionali e non predeterminabili, attraverso traslazioni della pedana di forza. Per rendere imprevedibile l'applicazione diretta di una forza al corpo del soggetto, vengono collegati pesi tramite 4 cavi legati ad un'imbragatura in modo da non rendere noto da quale parte possa essere tirato. [8]

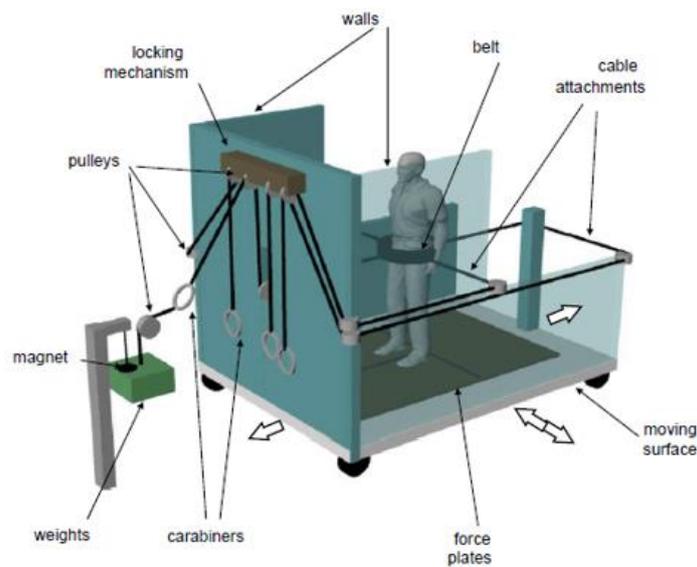


Figura 2.3 Sistema di perturbazione multidirezionale

2.1 Prototipo PGAS

Lo scopo del perturbatore automatico, sviluppato presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale del Politecnico di Torino, è quello di generare una perturbazione controllata al corpo del soggetto in esame, al fine di analizzare in un primo momento la sua risposta a questa sollecitazione, ed in un secondo momento l'entità del disturbo e la sua variazione in seguito ad interventi di correzione [9].

La forza di contatto tra il dispositivo ed il corpo del soggetto viene considerata come l'unica perturbazione esterna controllabile, mentre gli altri tipi di stimoli come quelli visivi o uditivi vengono considerati rumore e devono essere eliminati per evitare effetti indesiderati sulla risposta del soggetto.

Tra i vari tipi di perturbazioni meccaniche proposti in letteratura, è stata data poca attenzione all'applicazione di una spinta sul soggetto che, nonostante la semplicità concettuale, non è semplice da definire e controllare.

La perturbazione generata dal dispositivo viene personalizzata in base al soggetto in termini di durata, ampiezza e direzione dello stimolo. La sua entità inoltre può essere definita attraverso diverse grandezze fisiche; infatti, oltre alla forma d'onda della forza di contatto tra il perturbatore ed il corpo colpito, si possono considerare il picco della forza ed il suo impulso.

A differenza dei diversi approcci presenti in letteratura, il perturbatore non mostra limiti in termini di direzione o punto di applicazione della forza e presenta due diverse configurazioni di lavoro:

- Fisso: il perturbatore è connesso ad un telaio che fornisce un collegamento rigido con l'ambiente
- Impugnato: il perturbatore può essere impugnato da un operatore che si comporta come un vincolo visco-elastico con l'ambiente.

La seconda configurazione rappresenta una soluzione di facile utilizzo ma introduce delle incertezze sulla caratterizzazione del dispositivo influenzando negativamente le prestazioni del sistema di controllo e l'accuratezza dell'analisi.

Per quanto riguarda le prestazioni richieste al dispositivo, in termini di perturbazione generata, si considerano profili di forza della durata dell'ordine dei 250-500 ms e di ampiezza intorno ai 50 N. Dalle prove preliminari eseguite sui pazienti con il

perturbatore in configurazione imbracciata, è emerso infatti che esiste una correlazione, tra risposta del soggetto ed impulso della forza, migliore rispetto quella con il picco della forza. Per questo motivo l'impulso e la sua durata risultano essere i parametri di interesse nel controllo del dispositivo. Inoltre è necessario ottenere caratteristiche di ottima ripetibilità che rendano il funzionamento del perturbatore indipendente dall'operatore che lo utilizza.

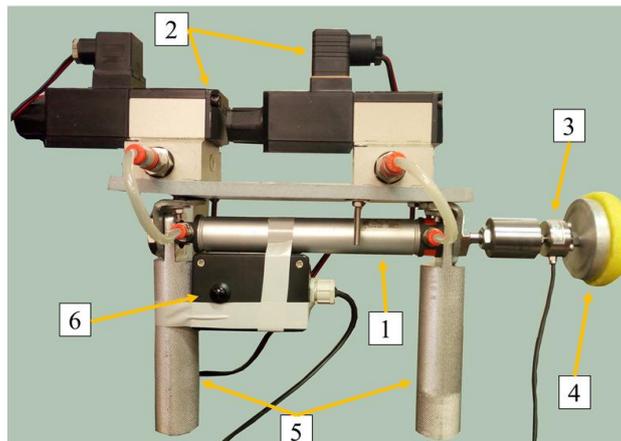


Figura 2.4 Prototipo PGAS

Il dispositivo risulta composto dalle seguenti parti:

1. Cilindro a doppio effetto (MetalWork ISO 6432, diametro 25 mm, corsa 120 mm);
2. Due valvole proporzionali in flusso (CKD, 3AF2, output analogico 0-10V, range di pressioni di lavoro 0-0,97 MPa e relative schede di controllo (CKD APC-23);
3. Cella di carico uniassiale (Dacell UMM, 1kN) e relativo condizionatore (DEWETRON, DEWE-RACK-4);
4. Interfaccia ricoperta da uno strato di 10 mm di materiale sintetico (polietilene);
5. Due impugnature in alluminio per manovrare il dispositivo
6. Pulsante di azionamento

Il sistema inoltre comprende un compressore d'aria ed un riduttore di pressione, sistema real-time (dSPACE), scheda multicanale A/D DS2002 per l'acquisizione dei segnali e scheda D/A DS2101 per la generazione del controllo. Le schede vengono programmate in ambiente Matlab-Simulink e tramite il software ControlDesk (dSPACE).

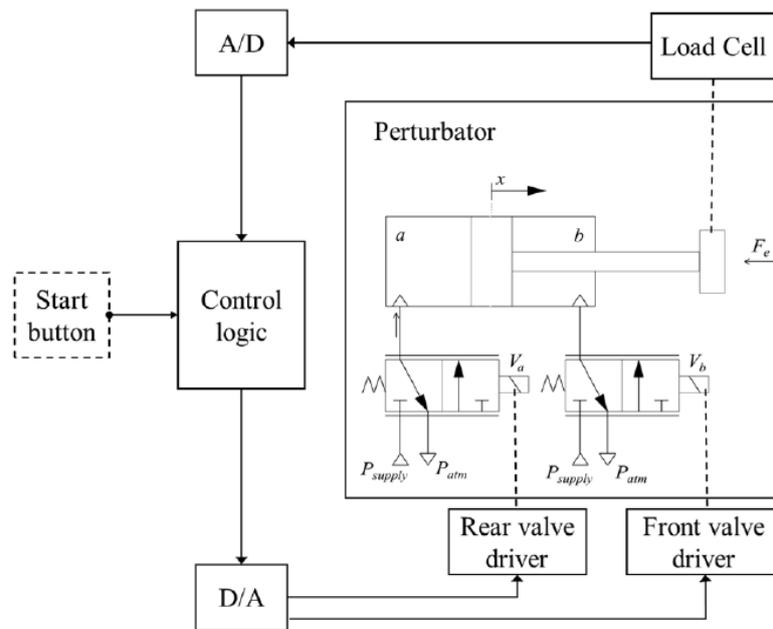


Figura 2.5 Schema di controllo

La corsa del cilindro pneumatico è stata considerata di dimensioni adeguate all'applicazione in quanto ci si aspetta che l'operatore si trovi a distanza ravvicinata dal paziente, posizionando l'estremità del perturbatore ad una breve distanza dal corpo (circa 10 cm).

Le due valvole a tre vie vengono connesse rispettivamente alla camera anteriore e posteriore del cilindro in modo da controllare i flussi di massa in ingresso e in uscita da entrambe le camere.

Quando il segnale di comando ad una valvola è fissato tra i 5 e i 10 V, il flusso è diretto alla rispettiva camera del cilindro, mentre in corrispondenza di un segnale tra 0 e 5 V la camera viene messa in condizioni di scarico.

Le valvole proporzionali in flusso considerate permettono elevata precisione e un basso livello di rumore e vibrazione durante l'operazione, garantendo un controllo accurato della perturbazione.

Il sistema è stato progettato in modo da seguire un profilo di forza di riferimento con una breve durata (tipicamente dell'ordine dei 250-500 ms) e ampiezza compresa tra 20 e 100 N. Date le piccole dimensioni dell'attuatore, queste valvole caratterizzate da un'elevata portata sono state considerate appropriate per l'utilizzo e le dinamiche richieste dal sistema.

La presenza di una forza di attrito non trascurabile all'interno del cilindro pneumatico può limitare le prestazioni ed il tracciamento del profilo di forza a causa del fenomeno dello stick-slip.

Le valvole sono state disposte su una base solidale all'attuatore in modo da ridurre il più possibile i tubi di collegamento con le camere, ottimizzando in questo modo la dinamica del circuito pneumatico. Un supporto costituito da un cilindro metallico è stato fissato all'estremità dello stelo e usato come collegamento della cella di carico uniassiale. Il range della cella di carico (50 kgf), considerevolmente più alto dell'ampiezza della forza di contatto, è stato scelto per evitare condizioni pericolose per il trasduttore in caso di instabilità inaspettate nella logica di controllo. La presenza di un trasduttore di forza uniassiale invece che multiassiale, semplifica notevolmente l'acquisizione e l'elaborazione dei dati ma richiede un'appropriata attenzione e formazione dell'operatore per evitare la flessione dello stelo della cella di carico durante l'applicazione della perturbazione.

L'estremità libera dello stelo è connessa ad un cilindro di alluminio di diametro 50 mm, ricoperto con una superficie di materiale sintetico deformabile (polietilene) che agisce come interfaccia tra l'attuatore ed il corpo del soggetto. Questo componente distribuisce la pressione di contatto su una superficie maggiore di quella dello stelo della cella di carico in modo da evitare fastidi.

L'acquisizione del segnale del sensore viene effettuata tramite un sistema real-time dSPACE: la scheda DS1003 lavora come unità principale mentre la DS2002 (16 bit, 32 canali) e la DS2101 (12 bit, 5 canali), sono usate come ADC e DAC. La frequenza di campionamento è stata fissata a 200 Hz.

L'implementazione dell'algoritmo di controllo è stata effettuata in ambiente Matlab-Simulink attraverso il Real-Time Toolbox, mentre l'interfaccia utente per la selezione dei parametri e la visione dei segnali è stata sviluppata in ControlDesk.

3 Modello analitico del banco sperimentale

Lo sviluppo del nuovo sistema nasce dall'esigenza di tener conto nel modello delle variabilità introdotte dal soggetto operatore e dal paziente: infatti individui diversi che impugnano il perturbatore forniscono una resistenza diversa alla forza di reazione esercitata da quest'ultimo a fronte del colpo fornito al paziente, e pazienti diversi risponderanno in maniera più o meno rigida al colpo subito.

Questi due fattori di variabilità devono essere considerati nella modellizzazione del sistema in modo tale da poterne tenere conto nel controllo e da rendere il perturbatore più oggettivo possibile, ovvero che possa fornire dei risultati affidabili che non dipendano dall'esperienza dell'operatore che lo utilizza.

Al fine di modellizzare il nuovo sistema e di testarne il controllo, viene progettato un banco prova che viene schematizzato nella figura seguente:

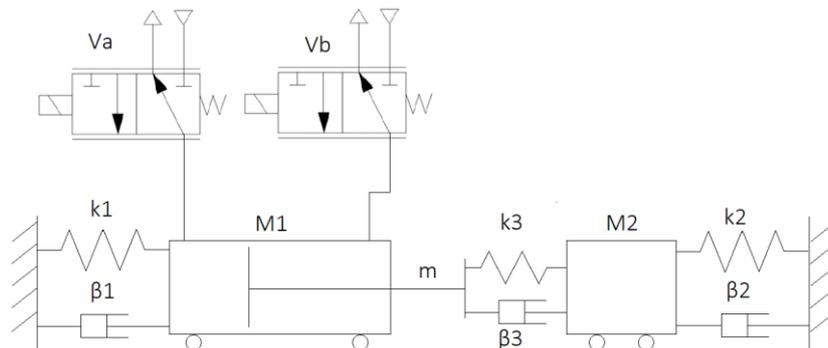


Figura 3.1 Schema banco prova

Il sistema rappresentato in figura è composto da un cilindro pneumatico a doppio effetto M_1 , comandato da due elettrovalvole proporzionali in flusso V_a e V_b . Sullo stelo del cilindro agisce una forza esterna F_e che rappresenta la forza che si vuole fornire, tramite lo spostamento dello stelo, alla massa impattata M_2 .

Sull'estremità dello stelo viene collegata una cella di carico che permette la valutazione della forza e la sua retroazione nell'anello di controllo del sistema; in serie alla cella di carico viene posizionato un corpo cilindrico di alluminio, rivestito da uno strato di polietilene che funge da interfaccia con lo scopo di ridurre l'intensità dell'impatto e che

viene schematizzato tramite una molla ed uno smorzatore, rispettivamente con coefficienti di rigidità elastica e smorzamento k_3 e β_3 .

La massa impattata ed il cilindro pneumatico si trovano disposti su due guide lineari, schematizzate in figura come dei carrelli, che ne permettono la traslazione, ed il loro movimento è ostacolato dalle forze di richiamo delle due coppie di molle e smorzatori k_1, β_1 e k_2, β_2 . Queste due coppie vanno a rappresentare rispettivamente la cedevolezza introdotta nel sistema a livello dell'impugnatura da parte di un operatore, e quella legata alla reazione della massa impattata, ovvero del soggetto colpito, a seguito del colpo ricevuto.

3.1 Modello matematico

I parametri utilizzati in questo paragrafo vengono riassunti con i rispettivi simboli ed unità di misura in tabella 1.

Tabella 1

Descrizione	Simbolo	Unità di misura
Diametro stelo	d_s	mm
Diametro cilindro	d_c	mm
Massa del pistone	m	kg
Massa del cilindro	M_1	kg
Massa impattata	M_2	kg
Metà corsa del pistone	x_0	mm
Banda morta della camera	x_m	mm
Pressione iniziale nella camera	P_i	bar
Temperatura iniziale nella camera	T_i	K
Coefficiente politropico dell'aria	n	
Coefficiente di attrito viscoso dell'aria	γ	Ns/m
Pressione di alimentazione	P_s	bar
Forza di attrito all'interno del cilindro	F_{att}	N
Conduttanza massima della valvola	C_{max}	NI/(s·bar)
Segnale di tensione massimo	V_{max}	V
Tempo di risposta della valvola	τ	ms

Costante elastica polietilene	K_3	N/m
Coefficiente di smorzamento polietilene	β_3	Ns/m
Costante elastica respingente sinistro	K_1	N/m
Coefficiente di smorzamento respingente sinistro	β_1	Ns/m
Costante elastica respingente destro	K_2	N/m
Coefficiente di smorzamento respingente destro	β_2	Ns/m

3.1.1 Valvole

Le valvole proporzionali in flusso vengono modellizzate come delle resistenze pneumatiche caratterizzate da una conduttanza C e un rapporto critico b . [11,12]

Il flusso G che le attraversa viene calcolato in accordo alla norma ISO 6358 in cui si considerano due ambienti A e B rispettivamente con pressioni P_A e P_B prendendo come positiva la direzione A-B. Si riportano quindi le espressioni nei casi di flusso sonico e subsonico:

Flusso sonico; $0 < \frac{P_B}{P_A} \leq b$

$$G = \rho_0 P_A C \quad (1)$$

Flusso subsonico; $b < \frac{P_B}{P_A} \leq 1$

$$G = \rho_0 P_A C \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_B}{P_A} - b}{1 - b} \right)^2} \quad (2)$$

Flusso sonico; $0 < \frac{P_A}{P_B} \leq b$

$$G = -\rho_0 P_B C \quad (3)$$

Flusso subsonico; $b < \frac{P_A}{P_B} \leq 1$

$$G = -\rho_0 P_B C \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_A}{P_B} - b}{1 - b} \right)^2} \quad (4)$$

Ogni valvola è controllata da un segnale di riferimento in tensione che è correlato alla sua apertura o chiusura tramite delle relazioni non lineari. Assumendo una relazione statica di tipo lineare tra l'apertura A_v e la conduttanza C , si può scrivere:

$$C = K_v V_{ref}$$

Dove K_v è il guadagno statico di flusso della valvola, funzione della conduttanza massima C_{max} e del valore massimo del segnale di riferimento in tensione V_{refmax} :

$$K_v = \frac{C_{max}}{V_{refmax}}$$

Infine è stata considerata una dinamica del primo ordine per descrivere la relazione tra segnale in tensione e conduttanza, tenendo in considerazione il tempo di risposta τ delle valvole:

$$C = \frac{K_v}{\tau s + 1}$$

3.1.2 Cilindro pneumatico

Per quanto riguarda il cilindro pneumatico a doppio effetto, esso viene descritto tramite un sistema di quattro equazioni differenziali: due equazioni di continuità della massa d'aria nelle camere, una di equilibrio alla traslazione relativa dello stelo all'interno del cilindro ed una di equilibrio alla traslazione assoluta del cilindro rispetto al sistema di riferimento fisso considerato solidale al telaio su cui si realizza il movimento dei carrelli schematizzati in figura 3.1.

Equazione di continuità:

$$\sum G_{in} - \sum G_{out} = \frac{d\rho V}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \quad (5)$$

Tramite l'equazione di stato dei gas perfetti e considerando una trasformazione politropica con esponente n , si può scrivere:

$$\frac{P}{\rho} = R \cdot T \quad \frac{P}{\rho^n} = \frac{P_i^n}{\rho_i^n} \quad \rho = \rho_i \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho_i}{nP_i} \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{1}{n}-1} \frac{dP}{dt} = \frac{1}{nRT_i} \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{1}{n}-1} \frac{dP}{dt} \quad (6)$$

$$V = A \cdot (x + x_0 + x_m) \quad \frac{dV}{dt} = A \frac{dx}{dt}$$

Si possono quindi scrivere le due equazioni di continuità per le due camere del cilindro:

$$G_1 = \frac{P_{1i} A_1}{RT_{1i}} \left(\frac{P_1}{P_{1i}} \right)^{\frac{1}{n}} \frac{dx}{dt} + \frac{A_1 (x_0 + x_{m1} + x)}{nRT_{1i}} \left(\frac{P_1}{P_{1i}} \right)^{\frac{1}{n}-1} \frac{dP_1}{dt} \quad (7)$$

$$G_2 = -\frac{P_{2i} A_2}{RT_{2i}} \left(\frac{P_2}{P_{2i}} \right)^{\frac{1}{n}} \frac{dx}{dt} + \frac{A_2 (x_0 + x_{m2} + x)}{nRT_{2i}} \left(\frac{P_2}{P_{2i}} \right)^{\frac{1}{n}-1} \frac{dP_2}{dt} \quad (8)$$

Da cui si ricavano le seguenti espressioni per le derivate delle pressioni:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{G_1 nRT_{1i}}{A_1 (x_0 + x_{m1} + x) \left(\frac{P_1}{P_{1i}} \right)^{\frac{1}{n}-1}} - \frac{P_1 n}{(x_0 + x_{m1} + x)} \frac{dx}{dt} \quad (9)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{G_2 nRT_{2i}}{A_2 (x_0 + x_{m2} + x) \left(\frac{P_2}{P_{2i}} \right)^{\frac{1}{n}-1}} + \frac{P_2 n}{(x_0 + x_{m2} - x)} \frac{dx}{dt} \quad (10)$$

Per quanto riguarda l'equilibrio alla traslazione relativa dello stello all'interno del cilindro, facendo riferimento allo schema di figura 3.2, si può scrivere:

$$m(\ddot{x}_3 + \ddot{x}_1) + \gamma\dot{x}_3 + F_e + P_2A_2 - P_1A_1 + F_{att} \cdot \text{sign}(\dot{x}_3) = 0 \quad (11)$$

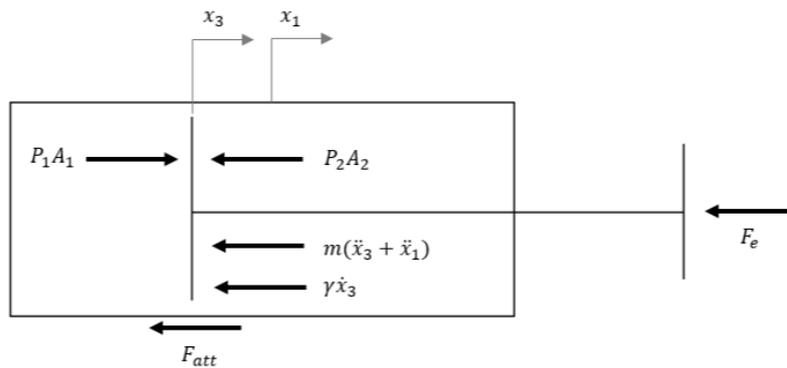


Figura 3.2 Equilibrio dello stello

L'equilibrio alla traslazione assoluta del cilindro rispetto al sistema di riferimento fisso invece può essere ricavato tramite lo schema di figura 3.3 in cui si considerano le forze esterne che agiscono sul sistema stello-cilindro:

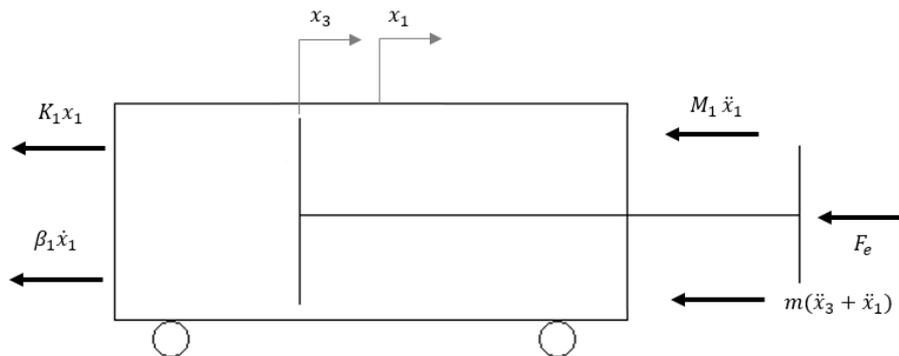


Figura 3.3 Equilibrio cilindro

Per cui:

$$F_e + M_1\ddot{x}_1 + m(\ddot{x}_3 + \ddot{x}_1) + K_1x_1 + \beta_1\dot{x}_1 = 0 \quad (12)$$

La forza esterna che agisce sullo stelo è dovuta alla compressione dell'elemento di interfaccia, schematizzato come molla e smorzatore, durante la fase di impatto. La sua espressione quindi può essere calcolata tramite l'equilibrio rappresentato in figura 3.4:

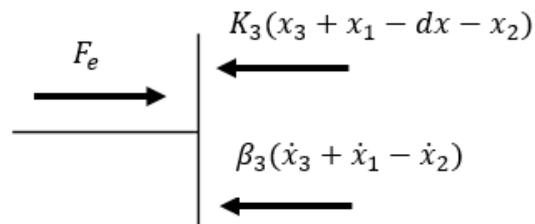


Figura 3.4 Calcolo forza esterna

$$F_e = K_3(x_3 + x_1 - dx - x_2) + \beta_3(\dot{x}_3 + \dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (13)$$

Dove dx è la distanza iniziale, a sistema fermo, tra cilindro in posizione retratta e massa impattata, x_3 è lo spostamento dello stelo all'interno del cilindro, x_1 lo spostamento assoluto del cilindro e x_2 quello della massa impattata.

3.1.3 Corpo impattato

In prima approssimazione, la biomeccanica del corpo durante la postura eretta può essere modellizzata come un pendolo inverso, a singolo segmento, incernierato alla caviglia. In questo modo è possibile ridurre un complesso sistema di controllo a più gradi di libertà ad un problema ad un solo grado di libertà trattabile analiticamente.

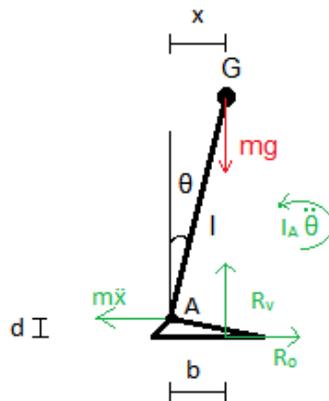


Figura 3.5 Modello del pendolo inverso

Nel modello a pendolo inverso illustrato in figura 3.5, la massa m del corpo è concentrata nel centro di massa G , a distanza l dal centro articolare della caviglia. Il corpo rigido che collega il centro di massa alla caviglia è inclinato in avanti di un angolo θ rispetto alla verticale. Sul corpo agiscono la forza di gravità, che tende a far cadere il corpo, le forze di inerzia e la reazione vincolare con il terreno che invece tentano di ripristinare l'equilibrio.

Quando il sistema è in equilibrio valgono le seguenti equazioni:

$$\begin{cases} R_v = mg \\ R_o = m\ddot{x} \\ mg(b - x) + m\ddot{x}d + I_A\ddot{\theta} = 0 \end{cases}$$

Dove: R_v è la componente verticale della reazione vincolare del terreno, R_o è la componente orizzontale della reazione vincolare del terreno, g è l'accelerazione di gravità, \ddot{x} è l'accelerazione in direzione anteroposteriore del baricentro, b è la posizione del punto di applicazione della reazione vincolare del terreno, x è la coordinata anteroposteriore del centro di massa, d è la distanza tra il centro dell'articolazione della caviglia ed il suolo, I_A è il momento di inerzia ed infine $\ddot{\theta}$ è l'accelerazione angolare del baricentro.

Supponendo che $d \approx 0$ e sostituendo $\ddot{\theta} = \ddot{x}l$ la terza equazione del sistema diventa:

$$mg(b - x) + I_A \frac{\ddot{x}}{l} = 0$$

$$\ddot{x} = \frac{mgl}{I_A} (x - b)$$

Dal sistema di equazioni risolutive si ricava quindi che l'accelerazione del centro di massa risulta essere proporzionale alla distanza tra la proiezione del centro di massa ed il centro delle pressioni. Il sistema è in equilibrio statico solamente se $x = b$, ossia se la coordinata anteroposteriore del centro di massa (CoM) e quella del punto di applicazione della reazione vincolare al terreno (CoP) coincidono.

Viene di seguito effettuata un'ulteriore semplificazione della modellizzazione del corpo andando a considerare una risposta puramente passiva della reazione dell'uomo al disturbo esterno. Di conseguenza il corpo viene considerato come una massa capace di traslare lungo la direzione della forza esterna che gli viene fornita e vincolata al telaio tramite un sistema molla-smorzatore.

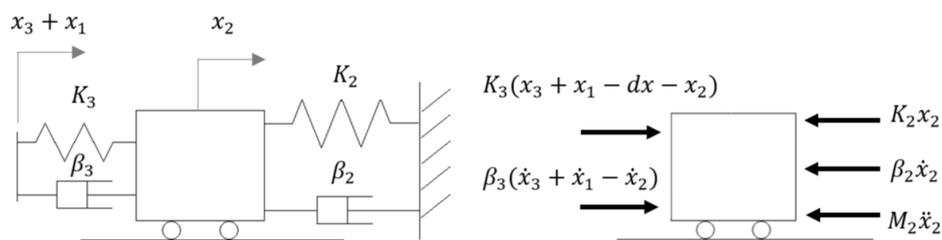


Figura 3.6 Equilibrio sulla massa

Il sistema di equazioni risulta ulteriormente semplificato in quanto ridotto ad una singola equazione di equilibrio alla traslazione orizzontale. Considerando il contatto con l'elemento di interfaccia, per ridurre l'entità dell'urto, schematizzato tramite la molla e lo smorzatore K_3 e β_3 , l'equilibrio può essere descritto tramite la seguente equazione:

$$M_2 \ddot{x}_2 + \beta_2 \dot{x}_2 + K_2 x_2 - K_3(x_3 + x_1 - dx - x_2) - \beta_3(\dot{x}_3 + \dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \quad (14)$$

Che considerando l'equazione 13 può essere scritta come:

$$M_2 \ddot{x}_2 + \beta_2 \dot{x}_2 + K_2 x_2 = F_e \quad (15)$$

3.2 Logica di controllo

Le condizioni di lavoro del dispositivo consistono in quattro fasi in sequenza iniziate da un segnale di trigger esterno attivato dall'operatore. Per questo motivo la logica di controllo del sistema è stata basata sul concetto di macchina a stati, ovvero una

macchina che in un istante considerato può trovarsi solo in esattamente uno di un numero finito di stati. Uno stato è la descrizione della condizione del sistema mentre è in attesa di compiere una transizione. Una transizione invece indica la condizione che deve essere soddisfatta per garantire il passaggio allo stato successivo. [10].

L'implementazione della logica di controllo è stata effettuata tramite l'ambiente Stateflow presente in Simulink.

Le quattro fasi attraversate dal sistema possono essere così descritte:

- **Idle:** il sistema si trova in attesa di ricevere il comando, da parte dell'operatore, che porti all'azionamento dell'attuatore. Il cilindro si trova in posizione retratta con entrambe le camere poste a scarico. Questa fase non è identificabile nel modello teorico ma solo in quello sperimentale e consiste nel tempo che precede il comando di start che viene dato premendo un pulsante.
- **Approach:** dopo aver dato il comando di start il cilindro comincia a fuoriuscire grazie ai flussi d'aria che, tramite le due elettrovalvole, raggiungono le due camere. La differenza di pressione provoca uno squilibrio delle forze sul pistone e quindi l'avanzamento dello stelo. Una volta fuoriuscito lo stelo va ad impattare contro una superficie e la cella di carico posta alla sua estremità rileva quindi un livello di forza crescente. Viene stabilita una soglia inferiore, pari al 10% dell'ampiezza del profilo di forza di riferimento, che se superata determina il passaggio alla fase successiva.
- **Strike:** è la fase che identifica il colpo dato tramite la fuoriuscita dello stelo. Durante questa fase avviene il vero e proprio controllo forza in anello chiuso tramite il controllore PID. Il segnale di set, ovvero il profilo di forza desiderato, viene fornito al sistema non appena superata la fase di approach, mentre il segnale di feedback proviene dalla cella di carico. Quest'ultimo viene filtrato tramite un filtro passa-basso (frequenza di taglio 10 Hz) progettato in Simulink (Signal Processing Toolbox) e necessario per rimuovere l'effetto del rumore dovuto alla linea elettrica. La fase di strike è l'unica ad essere controllata in anello chiuso, il controllo delle altre avviene in anello aperto. Quando il segnale di set decresce al di sotto di una certa soglia stabilita, si identifica il passaggio alla fase successiva.

- Return: consiste nel rientro dello stelo del cilindro. La camera posteriore viene mandata a scarico mentre quella anteriore collegata all'alimentazione. Una volta che il cilindro si trova in posizione rientrata, dopo un'attesa di quattro secondi, il sistema torna di nuovo nella fase di idle in attesa di ricevere un nuovo comando di start.

L'insieme di queste fasi del sistema può essere rappresentato attraverso un Grafcet descrittivo, rappresentato in figura 3.7, che ne evidenzia la successione e le transizioni da superare per determinare il passaggio tra due fasi successive.

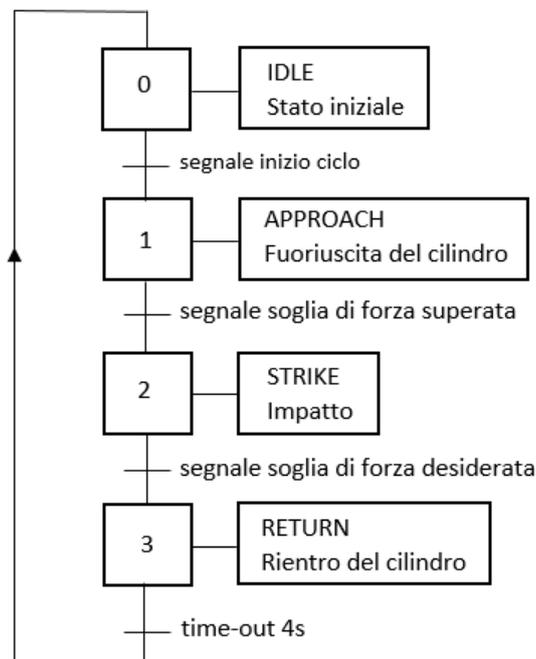


Figura 3.7 Grafcet descrittivo

Come già detto, durante le fasi di approach e return il sistema è controllato in anello aperto inviando alle elettrovalvole dei segnali in tensione costanti, in quanto il controllore non è in grado di monitorare in modo continuo la posizione o la velocità del pistone a causa della mancanza di sensori adatti a questo scopo.

Questi valori di tensione sono stati determinati tramite delle prove iniziali, andando a verificare che il perturbatore non impattasse il bersaglio con una velocità troppo elevata in modo da evitare il rischio di ottenere degli overshoot significativi nel profilo della forza di contatto. Dato che questi potrebbero portare danni nei confronti del paziente, risulta

possibile comandare il pistone ad una velocità molto alta solo durante la fase di return. La velocità di movimento dello stelo è stata considerata sufficiente per l'applicazione desiderata nei casi in cui rendesse possibile effettuare le fasi di fuoriuscita e rientro con una durata minore di 1,5 s e con una buona ripetibilità. Per ottenere un miglior controllo dell'impatto sarebbe necessario monitorare la velocità dello stelo tramite un trasduttore ed implementare una legge di controllo più complessa.

4 Modello Simulink

Una volta definito il modello matematico, si è proceduto alla costruzione di un modello Simulink che rendesse possibile la simulazione del funzionamento del sistema e quindi lo studio del suo controllo.

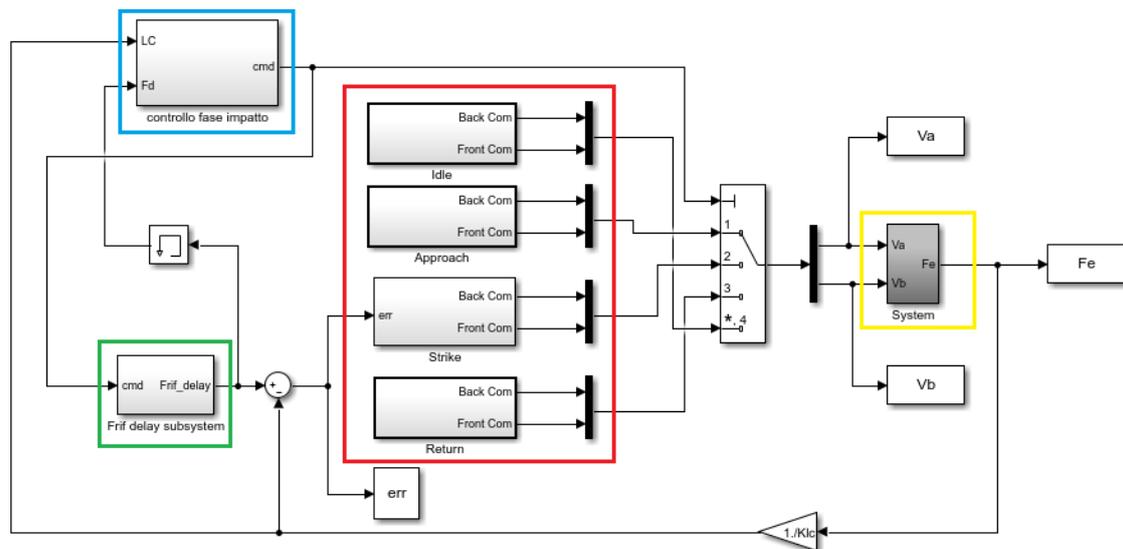


Figura 4.1 Modello Simulink

All'interno del modello Simulink riportato in figura 4.1 possono essere identificate quattro parti, o sottosistemi principali, che per semplicità descrittiva sono state incorniciate con colori diversi:

- Fasi operative
- Controllo delle fasi
- Controllo del profilo di forza desiderato
- Sistema dinamico

4.1 Fasi operative

Il sottosistema in rosso, che identifica le fasi operative, riporta il ciclo precedentemente descritto attraverso il Grafcet riportato in figura 2.6. Ogni blocco di fase presenta in uscita due segnali che corrispondono ai segnali in tensione che vengono inviati alle

valvole, Va e Vb. Ognuna di queste coppie passa prima attraverso un multiplexer che li combina in un unico segnale e li invia al successivo blocco di switch. Questo presenta l'ultimo ingresso contrassegnato con un asterisco in quanto normalmente si troverà settato su quella porta, che infatti viene connessa alla fase di idle come previsto dal sistema. Infatti in questa fase il sistema è fermo in attesa di ricevere il segnale di input che lo faccia progredire alla fase successiva.

Il primo ingresso dello switch, invece, è il segnale che identifica quale porta attivare in ogni istante e viene fatto corrispondere al segnale cmd, output del sottosistema evidenziato in blu in figura 4.1.

L'uscita del blocco di switch viene mandata ad un demux, che separa i segnali precedentemente combinati dal multiplexer e che andranno a costituire le due tensioni inviate alle valvole e quindi gli ingressi del successivo blocco che identifica il vero e proprio sistema dinamico. I segnali Va e Vb quindi di volta in volta proverranno da una porta diversa dello switch, a seconda di quale fase si trova attiva in quel determinato istante.

Analizzando singolarmente i blocchi delle fasi di Idle, Approach e Return, si può vedere come essi al loro interno contengano soltanto dei valori costanti che vengono forniti come segnali di output (fig. 4.2). In particolare la fase di Idle fornisce come uscita dei valori in tensione nulli in quanto il sistema si trova fermo in attesa, quindi nel sistema teorico questo blocco è presente solo a livello indicativo e non effettivamente utile per il funzionamento del modello.

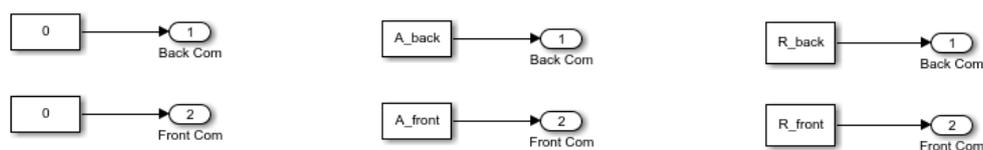


Figura 4.2 Fasi di Idle, Approach e Return

Essendo comandate da valori costanti, le fasi di Approach e Return, come già precedentemente detto, costituiscono un controllo in anello aperto mentre l'unica fase dove effettivamente agisce il controllore PID, è quella di strike in cui avviene il contatto tra il perturbatore e la massa colpita.

Il blocco della fase di strike al suo interno appare come rappresentato in figura 4.3.

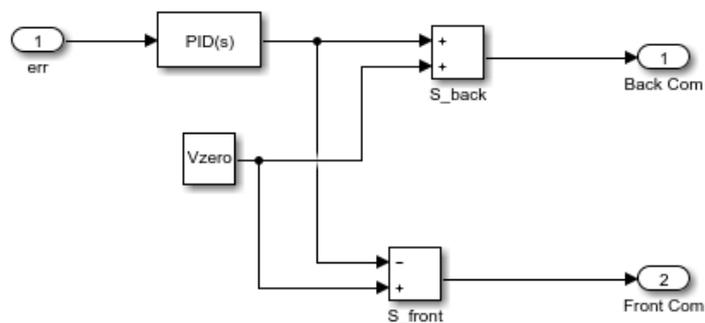


Figura 4.3 Fase Strike

L'input è l'errore ottenuto come differenza tra il segnale di set del profilo di forza desiderato ed il segnale di feedback, corrispondente al valore di forza letto dalla cella di carico, moltiplicato per il suo guadagno statico in modo da ottenere un valore in tensione. Il segnale in uscita dal controllore PID viene rispettivamente sommato, per la valvola posteriore, o sottratto, per la valvola anteriore, al valore di zero della tensione, ovvero il valore che corrisponde alla posizione di valvola chiusa ed equivalente a 5 Volt.

4.2 Controllo delle fasi

Nel blocco di controllo delle fasi, evidenziato in blu in figura 4.1, avviene la determinazione della fase in cui si trova il sistema.

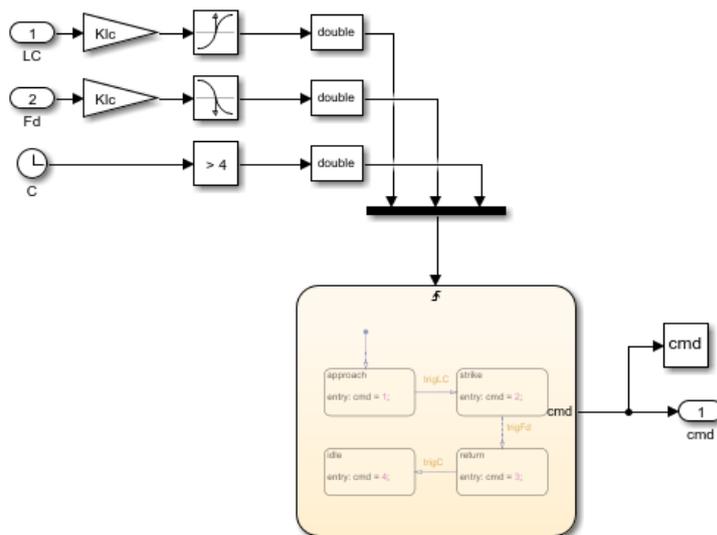


Figura 4.4 Sottosistema controllo fasi

Al fine di riprodurre il Grafset teorico viene utilizzato il pacchetto stateflow di Simulink, che appunto fa riferimento al controllo di una macchina a stati. In questa parte iniziale del blocco vengono definiti gli input della chart dello stateflow, che corrispondono alle transizioni identificate in figura 2.6, ovvero quei segnali che permettono il passaggio da una fase a quella successiva.

Il segnale LC corrisponde al segnale proveniente dalla cella di carico che, moltiplicato per la sua sensibilità K_{lc} , restituisce il valore della forza in Newton e viene mandato ad un blocco di hit crossing, ovvero una soglia. Quando il valore di LC supera quello della soglia prestabilita, pari a 0,1 N, si ha l'ingresso nello stateflow e la determinazione del passaggio dalla fase di approach a quella di strike.

Il segnale Fd corrisponde al profilo di forza desiderato, ovvero il set dell'anello di controllo, e viene determinato nel sottosistema evidenziato in verde in figura 4.1. Anche questo prima viene convertito in Newton moltiplicandolo per la sensibilità della cella di carico e poi mandato ad un blocco di hit crossing che però, a differenza di quello precedente, rappresenta una soglia in discesa, ovvero quando il segnale diminuisce fino al valore stabilito, pari a 0,1 N, viene mandato come ingresso dello stateflow determinando il passaggio dalla fase di strike a quella di return.

Infine l'ultimo ingresso è rappresentato da un segnale di clock che, una volta arrivato a 4 secondi, identifica il passaggio dalla fase di return a quella di idle con la conseguente messa a scarico delle valvole.

La chart al suo interno appare come rappresentato in figura 4.5.

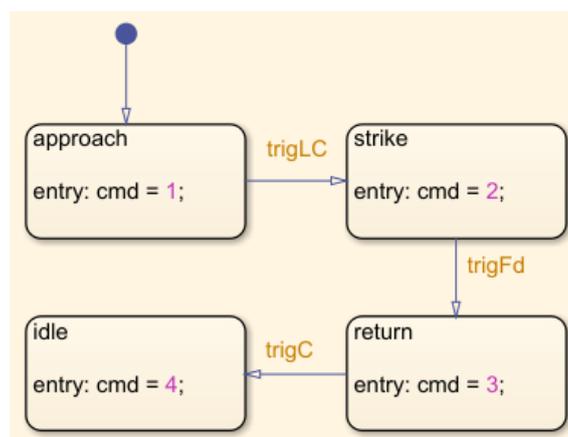


Figura 4.5 Chart

Il modello stateflow richiama il grafcet rappresentato in figura 3.7, infatti possono essere identificate esattamente le stesse fasi, mentre i segnali trigLC, trigFd e trigC corrispondono agli ingressi precedentemente analizzati ed equivalgono ai comandi che generano le varie transizioni. Nel modello Simulink non compare la transizione che consente il passaggio dalla fase di idle a quella di approach; questa infatti corrisponde semplicemente all'avvio della simulazione e quindi non è stato necessario inserire un comando a parte, mentre nel modello reale esiste un pulsante fisico che se premuto avvia la fuoriuscita del cilindro e quindi la fase di approach.

Ogni fase ha come azione corrispondente l'assegnazione di un valore alla variabile cmd. Questa infatti è l'output del sottosistema di controllo delle fasi, come si può vedere in figura 4.4, e costituisce l'input del sottosistema di controllo del profilo di forza desiderato. A seconda del valore assegnato alla variabile cmd, da 1 a 4, è possibile quindi identificare la fase in cui si trova il sistema ad un determinato istante.

4.3 Controllo del profilo di forza desiderato

Il sottosistema di controllo del profilo di forza desiderato, evidenziato in verde in figura 4.1, appare come riportato in figura 4.6.

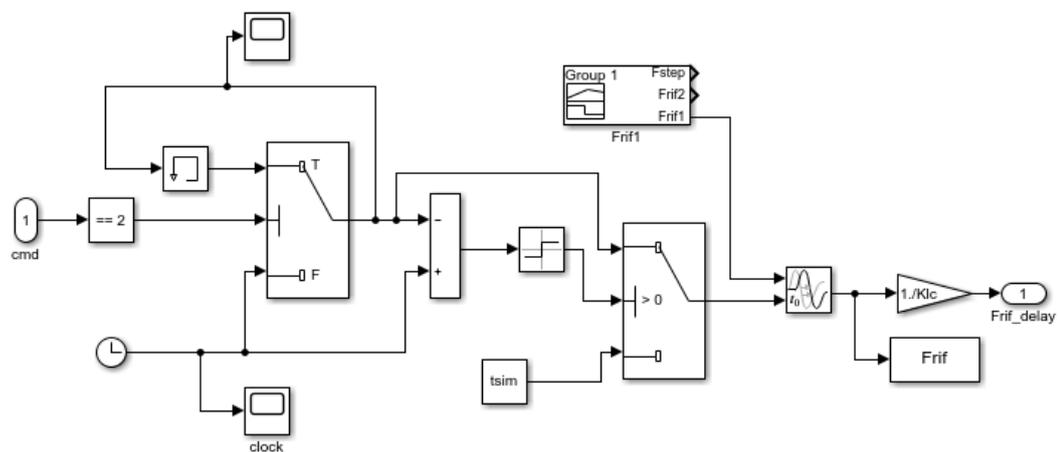


Figura 4.6 Sottosistema controllo forza desiderata

Lo scopo di questa parte del modello è il controllo del profilo di forza desiderato, ovvero la forza che si vuole fornire alla massa impattata e quindi il segnale di set dell'anello di controllo.

La variabile di input "cmd" corrisponde all'output del sottosistema di controllo delle fasi, in blu in figura 4.1. Questa parte del sistema viene attivata soltanto in corrispondenza della fase strike, ovvero si fornisce al sistema il profilo di forza che si vuole fare seguire solo non appena viene rilevato il contatto con la superficie esterna. Quando la fase di strike è attiva, dalla chart dello stateflow precedentemente analizzata, si ottiene che la variabile cmd è uguale a 2.

Il primo blocco è uno switch che, a seconda che la variabile cmd sia uguale a 2 o meno, attiva il ramo superiore o quello inferiore. Quando la fase di strike non è attiva e quindi la variabile cmd è diversa da 2, lo switch è collegato al ramo inferiore in cui si trova un segnale di clock che conta fino al tempo t_{sim}, tempo stabilito della durata totale della simulazione e pari a quattro secondi.

Quando la variabile cmd assume il valore 2, si attiva il ramo superiore, collegato ad un anello di memoria autoritenuta che mantiene costante il valore a cui era arrivato a contare il modulo di clock. Questo istante corrisponde all'inizio della fase di strike.

Il segnale proveniente dal clock e quello dell'anello di memoria ritenuta vengono sottratti e viene considerato il segno di questa differenza. Se il segno è positivo, ovvero la variabile cmd è uguale a due, lo switch mantiene attivo il ramo superiore facendo passare il segnale che corrisponde all'istante in cui viene determinata la fase di strike. Se la variabile cmd invece è diversa da due, il segnale che passa attraverso lo switch sarà pari a t_{sim}.

Il blocco Frif determina il profilo di forza desiderato: tramite questo modulo è possibile andare a scegliere quale andamento si vuole fornire durante la simulazione. Questo profilo e l'uscita dello switch sono collegati ad un modulo di delay: in questo modo il profilo della forza desiderata viene ritardato di un tempo che sarà pari o al tempo di inizio della fase di strike, oppure al tempo totale della simulazione. Questo secondo caso in pratica considera l'eventualità in cui non si verifichi mai la fase di strike e quindi non viene fornito al sistema un profilo di forza da seguire. Riassumendo quindi tramite questo sottosistema si fa in modo di fornire l'andamento di forza da seguire solo quando è iniziata la fase di strike e quindi quando la cella di carico inizia a rilevare una forza esterna agente su di essa.

4.4 Sistema dinamico

Il blocco del sistema dinamico, evidenziato in giallo in figura 4.1, al suo interno appare come mostrato in figura 4.7.

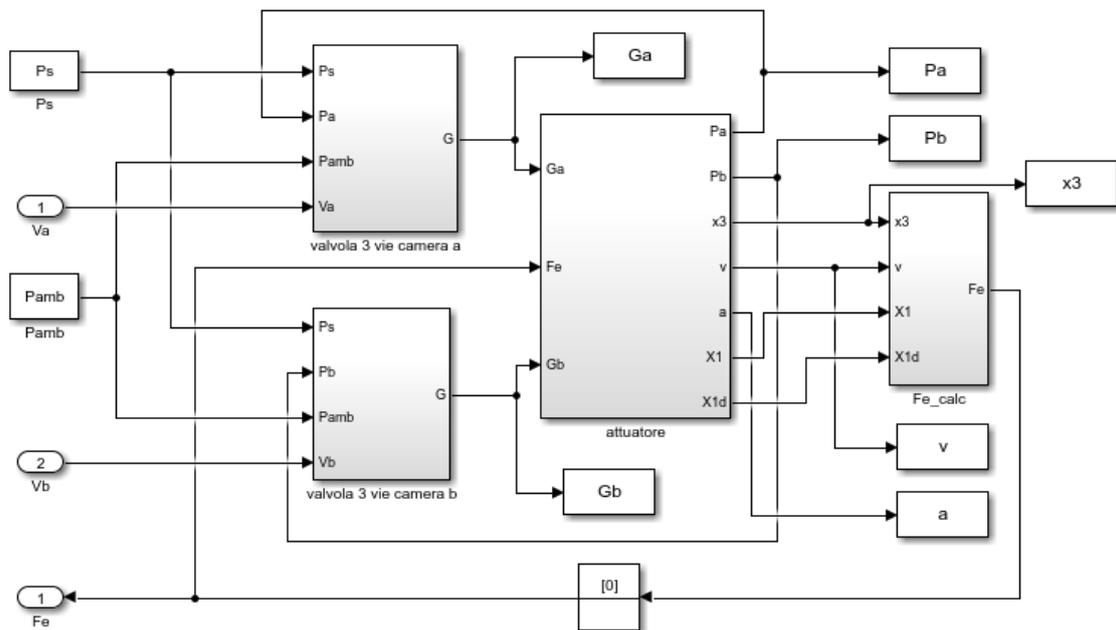


Figura 4.7 Sistema dinamico

Al suo interno sono presenti diversi sottosistemi di cui due che modellizzano il comportamento delle elettrovalvole e del cilindro pneumatico. Nel blocco a destra infine avviene il calcolo della forza esterna rilevata durante l'urto tra l'estremità del cilindro e la massa impattata.

Gli input dei blocchi delle valvole sono i valori della pressione di alimentazione P_s , pari a 3,5 bar, della pressione ambiente e delle tensioni V_a e V_b rispettivamente per le valvole collegate alla camera posteriore e anteriore del cilindro (come rappresentato nello schema complessivo in figura 2.1).

Il blocco della valvola posteriore appare come riportato in figura 4.8.

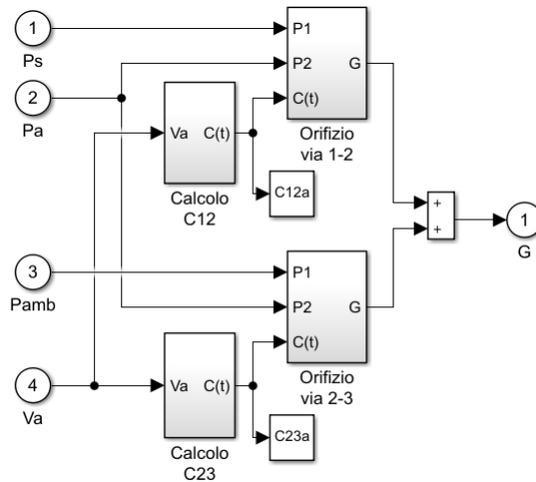


Figura 4.8 Blocco valvola posteriore

Il blocco della camera anteriore al suo intero risulta essere lo stesso ma con Pb e Vb al posto di Pa e Va.

All'interno di questo sottosistema si ha la determinazione delle conduttanze e delle portate per le due vie che vengono identificate come 1-2 e 2-3.

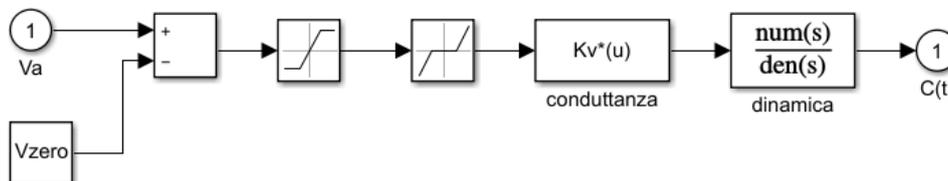


Figura 4.9 Calcolo conduttanza

Il calcolo della conduttanza via 1-2 avviene come mostrato in figura 4.9 e già precedentemente analizzato nel paragrafo riguardante il modello matematico. Al valore di tensione Va viene sottratto il valore di zero pari a 5 V e corrispondente da manuale alla condizione di valvola chiusa, successivamente vengono applicate una saturazione per il valore massimo ed una banda morta dz ed infine viene considerata una dinamica del primo ordine con un tempo di risposta τ pari a 5 ms. Nel caso della via 2-3 il calcolo è lo stesso ma viene assegnato il segno negativo al guadagno Kv.

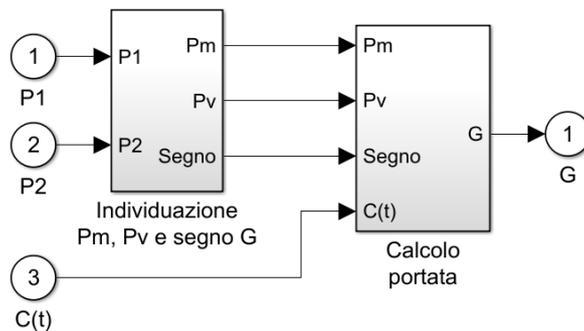


Figura 4.10 Calcolo della portata

Il calcolo della portata avviene come rappresentato in figura 4.10. I segnali P1 e P2 per la valvola posteriore corrispondono rispettivamente alla pressione di alimentazione e alla pressione Pa, mentre per la valvola anteriore alla pressione ambiente e la pressione Pa, come si può notare in figura 4.8.

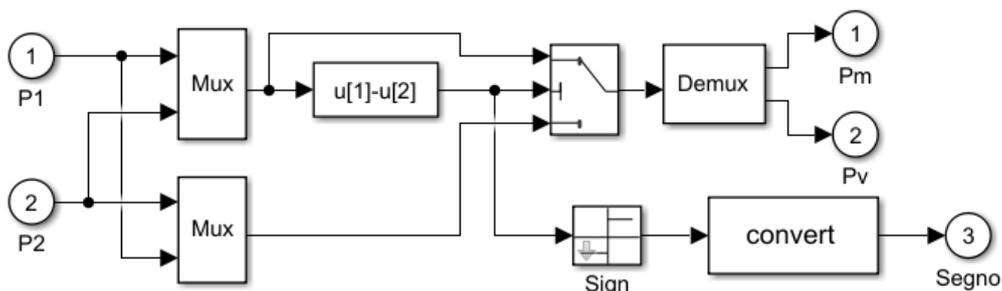


Figura 4.11 Individuazione Pm, Pv e segno G

All'interno del primo blocco a sinistra si trova il sistema rappresentato in figura 4.11. In questo sottosistema vengono individuate le pressioni di monte Pm e di valle Pv ed il segno della loro differenza che servirà nel blocco successivo. A tal fine è presente uno switch la cui condizione da verificare è che la differenza tra le pressioni P1 e P2 sia maggiore o uguale a zero. Se questa condizione è verificata, il segnale che passa attraverso lo switch è quello del ramo superiore e proveniente dal multiplexer in alto. Dopo lo switch si ha un demux che separa i segnali nominando la pressione P1 come pressione di monte Pm e la pressione P2 come pressione di valle P2; infatti se la pressione P1 è maggiore della pressione P2, il verso del flusso sarà P1-P2. Al contrario se la condizione non è verificata la pressione di monte sarà P2 e quella di valle P1.

Nel blocco di calcolo della portata invece si trova il sottosistema rappresentato in figura 3.12.

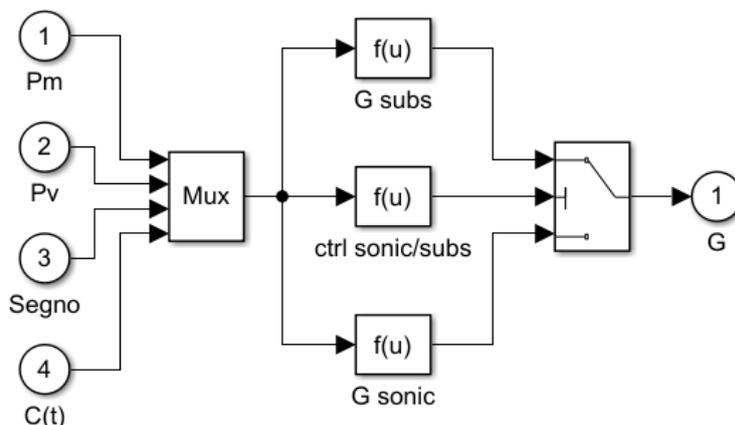


Figura 4.12 Calcolo della portata

In questo sottosistema vengono applicate le formule 1-4 precedentemente discusse nel paragrafo del modello matematico. Anche in questo caso si ha un blocco di switch, la cui condizione è che il rapporto tra le pressioni di valle e di monte sia maggiore o uguale al rapporto critico. Se la condizione è verificata o meno ci si troverà in condizioni di flusso subsonico o sonico e quindi verranno applicate le formule da normativa corrispondenti.

I valori di portata così ottenuti per le due vie, come si nota in figura 4.8, vengono infine sommati algebricamente per ottenere la portate uscente dalla valvola ed output del suo sottosistema (figura 4.7).

Riprendendo come riferimento la figura 4.7, il blocco successivo descrive il comportamento dell'attuatore pneumatico. Al suo interno appare come rappresentato in figura 4.13.

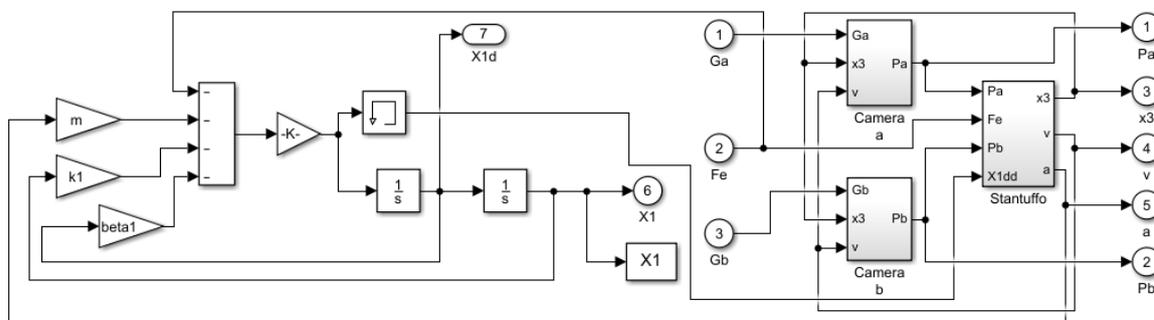


Figura 4.13 Sottosistema attuatore

Questo sottosistema risulta essere fondamentale suddiviso in due parti principali: la prima metà a sinistra, in cui viene descritta la cedevolezza a monte del cilindro, e la seconda metà a destra in cui vengono analizzate le due camere e l'equilibrio del pistone al suo interno. Nella prima metà viene seguita l'equazione 12 dell'equilibrio alla traslazione assoluta del cilindro, discussa nel paragrafo del modello matematico, e ricavato lo spostamento assoluto $X1$ del cilindro rispetto al sistema di riferimento fisso integrando due volte l'accelerazione $X1dd$.

All'interno del blocco della camera a, il sistema risulta costituito come riportato in figura 4.14.

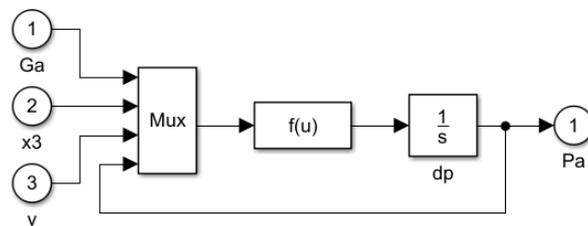


Figura 4.14 Camera a

In questo caso si ha il calcolo della pressione all'interno della camera posteriore del cilindro tramite integrazione dell'equazione 9 del modello matematico. La portata in ingresso G_a è quella in uscita dalla valvola posteriore e precedentemente calcolata, mentre x_3 e v sono rispettivamente lo spostamento e la velocità relativi dello stelo del cilindro pneumatico. Per quanto riguarda invece la camera b, il sottosistema risulta essere il medesimo ma l'equazione considerata ed integrata sarà la 10, mentre la portata sarà quella in uscita dal blocco della valvola anteriore, G_b . Il blocco che descrive invece l'equilibrio del pistone all'interno del cilindro, viene rappresentato in figura 4.15.

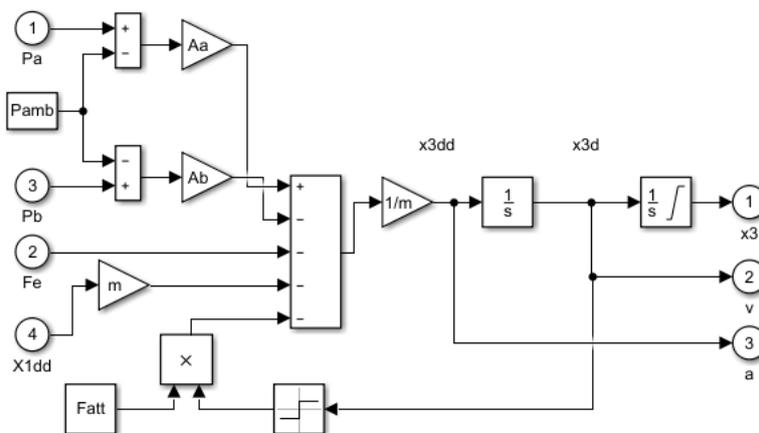


Figura 4.15 Sottosistema pistone

In questo caso si fa riferimento all'equazione 11 e viene ricavata l'accelerazione del pistone, e quindi dello stelo del cilindro, e per successive integrazioni la sua velocità e posizione. Ritornando sempre a fare riferimento allo schema complessivo di figura 4.1, l'ultimo blocco rimasto da analizzare è quello relativo al calcolo della forza esterna. Al suo interno il sottosistema appare come rappresentato in figura 4.16.

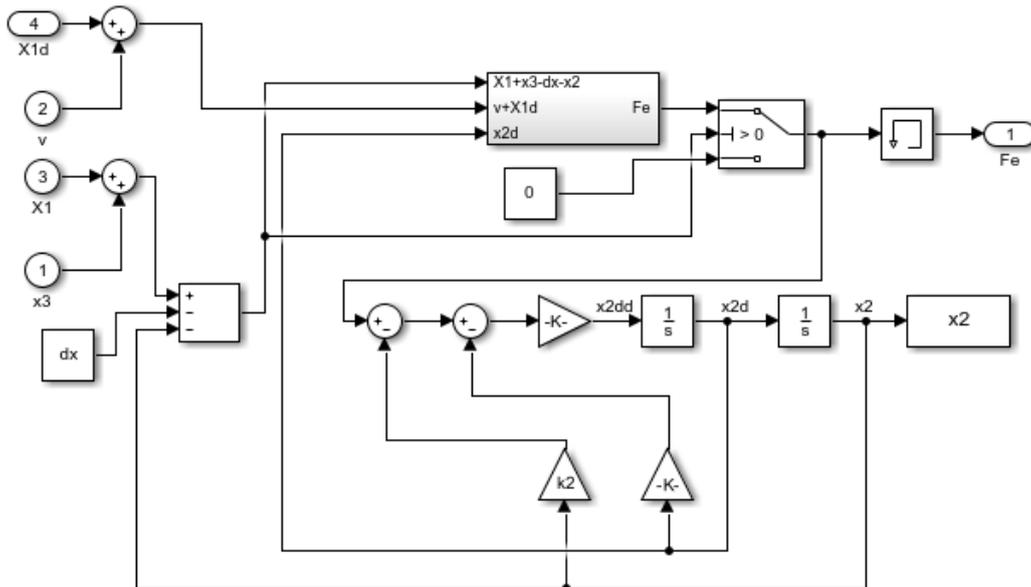


Figura 4.16 Calcolo forza esterna

Il sottosistema è composto principalmente da due parti che consistono nel calcolo della forza esterna F_e e nel calcolo dello spostamento x_2 della massa impattata. Le due variabili infatti sono correlate e dipendenti tra di loro. Il calcolo della forza esterna deve essere effettuato solo al momento in cui si verifica effettivamente l'impatto, ovvero quando l'estremità dello stelo del cilindro avrà superato la distanza iniziale dx tra quest'ultimo e la massa. In questo senso, oltre allo spostamento relativo x_3 dello stelo all'interno del cilindro, va considerato e sommato anche lo spostamento assoluto X_1 del cilindro rispetto al telaio. Inoltre la massa una volta colpita andrà a spostarsi di una quantità x_2 , quindi affinché sia assicurato il contatto durante la fase di impatto è necessario rispettare la seguente condizione:

$$x_1 + x_3 - dx \geq x_2$$

Ovvero:

$$x_1 + x_3 - x_2 - dx \geq 0$$

Quest'ultima equazione diventa la condizione da verificare all'interno del blocco di switch; se verificata si ha il collegamento del ramo superiore e quindi il calcolo di F_e , se non verificata la forza esterna viene posta uguale a 0. Il non verificarsi della condizione infatti significa fisicamente che il contatto non è avvenuto e quindi la forza rilevata dalla cella di carico è nulla (trascurando la risposta dinamica della cella).

Il blocco di calcolo di F_e al suo interno appare come rappresentato in figura 4.17.

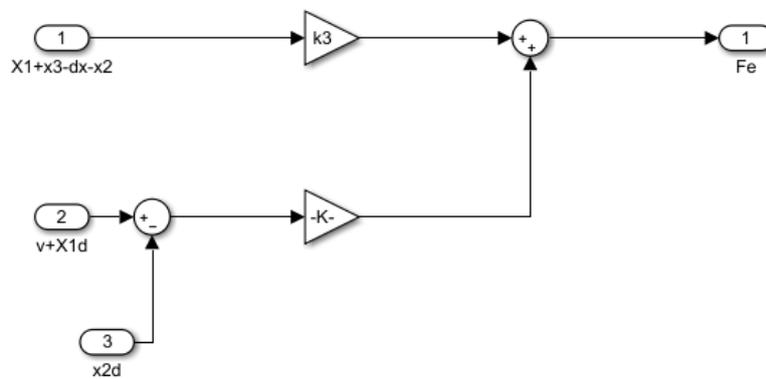


Figura 4.17 Calcolo F_e

In questo sottosistema viene semplicemente applicata l'equazione 13 e calcolata F_e . Successivamente, riferendosi di nuovo alla figura 4.16, la forza calcolata viene utilizzata per ricavare lo spostamento x_2 tramite l'equazione 15. Questo spostamento come già detto è a sua volta necessario per il precedente calcolo della forza.

5 Simulazioni

I parametri dimensionali necessari al modello sono stati ricavati dalle documentazioni tecniche relative ai componenti utilizzati nel banco prova sperimentale e dalla loro caratterizzazione. In generale ciò che emerge dalle prime simulazioni è che il modello non è in grado di rappresentare in modo esatto la dinamica del sistema reale ed è quindi necessario effettuare successivamente delle operazioni di taratura sulla base dei risultati sperimentali.

In questa fase del progetto sono state comunque effettuate simulazioni preliminari in modo da valutare l'effetto della variazione di alcuni parametri del sistema e l'entità della loro influenza sul controllo e su alcuni aspetti di interesse quali l'impulso, la sua durata e l'energia associata al colpo. Tramite i risultati di queste simulazioni infatti, è possibile capire quali sono i parametri che andranno più ad influenzare le prove sperimentali ed in un secondo momento potrà essere effettuato un paragone tra queste ed i risultati del modello teorico.

Una delle prime osservazioni fatte è stata quella di modificare il profilo di forza fornito, considerato inizialmente ad onda quadra, in quanto un segnale impulsivo del genere implica un passaggio del valore di forza da 0 al limite desiderato (es. 50 N) in modo istantaneo e quindi porta ad una serie di problematiche in termini di accelerazioni e controllo.

Di conseguenza si è scelto di limitare questo problema adottando un profilo di forza che segua una legge priva di discontinuità come quella cicloidale descritta da una funzione armonica sinusoidale. La forza impulsiva quindi viene fornita tramite un arco di senoide con picco pari ai 50 N precedentemente stabiliti, offset di 50 N e periodo, o durata dell'impulso, opportunamente piccolo e considerato pari a 300 ms.

I parametri su cui si è andati ad agire in fase di simulazione sono stati principalmente quelli che descrivono la risposta del corpo impattato, ovvero la massa M_2 e la sua cedevolezza, rappresentata dalla coppia k_2 e β_2 , ed i parametri del controllore.

Per ogni simulazione si andranno a valutare i valori dell'impulso e della sua durata, in quanto questi sono i parametri che più interessano ai fini dell'utilizzo del dispositivo.

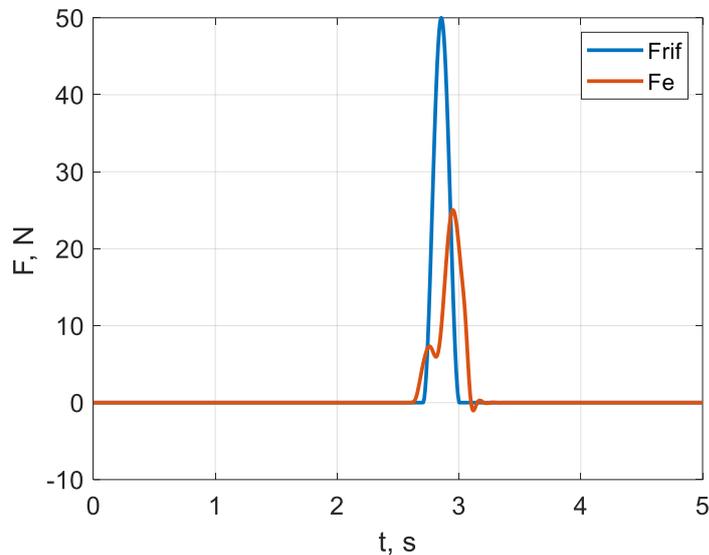


Figura 5.1 Profilo di forza desiderato ed effettivo

Viene effettuata una prima valutazione sui parametri di controllo. In figura 5.1 viene considerata una prima configurazione del sistema con dei valori di k_2 e β_2 pari rispettivamente a 3000 N/m e 1000 Ns/m, quindi fortemente rigido e sovrasmorzato, ed una massa M_2 di 10 kg. I parametri di controllo sono stati impostati con i valori: $k_p=5$, $k_i=0$ e $k_d=0$, quindi in questo caso il controllore è solo di tipo proporzionale. Data la durata dell'impulso molto breve infatti, il sistema non ha il tempo di assumere un comportamento a regime ma si troverà sempre in una condizione transitoria e quindi il fattore che influenza di più il controllo è proprio il guadagno proporzionale, mentre le variazioni dei termini integrativi e derivativi non portano in prima approssimazione evidenti modifiche e quindi vengono inizialmente settati su valori nulli.

Come si evince dalla figura 4.1 per questo valore di guadagno il sistema non riesce a seguire il profilo di forza fino al picco desiderato, arrivando ad un valore intorno ai 25N invece dei 50 N richiesti.

5.1 Variazione del guadagno proporzionale

Si procede quindi ad analizzare la variazione del profilo di forza in funzione del fattore k_p .

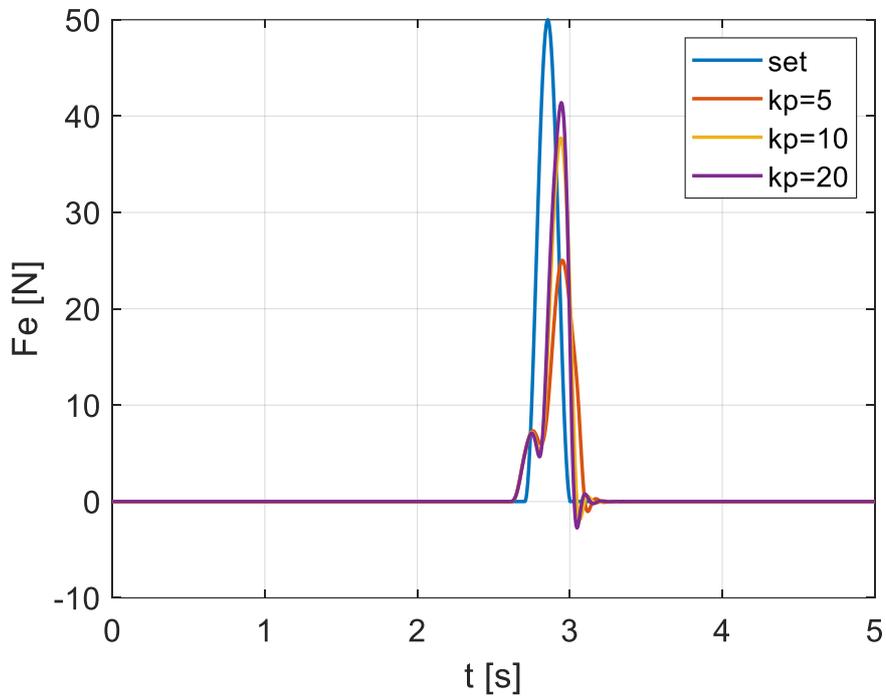


Figura 5.2 Profilo di forza al variare del guadagno proporzionale

Come si vede dalla figura 5.2 l'aumento del solo guadagno k_p non è sufficiente per ottenere un profilo di forza che abbia la stessa ampiezza di quello desiderato ed anche per valori elevati, come $k_p=20$, il picco di forza rimane ben al di sotto dei 50 N richiesti. Sicuramente problemi di questo tipo sono dovuti non solo alla dinamica del sistema che, essendo cedevole, si comporta diversamente da un sistema completamente rigido durante l'urto, ma anche ad altri fattori, come la presenza di saturazioni ed operazioni di derivazione ed integrazione, che favoriscono la propagazione dell'errore e rendono la risposta del modello diversa da quella del sistema fisico reale.

Per questo, come già detto, sono necessarie operazioni di adattamento del modello sulla base dei risultati sperimentali in modo da ridurre il distacco tra le due risposte ed avere un modello teorico affidabile.

Si è proceduto con il valutare l'entità dell'impulso e la sua durata in base alla variazione del guadagno proporzionale. In questo caso è stato considerato il sistema in uno stato sovrasmorzato con β_2 pari a 1000 Ns/m ed è stato fissato il valore della massa M_2 a 10 kg.

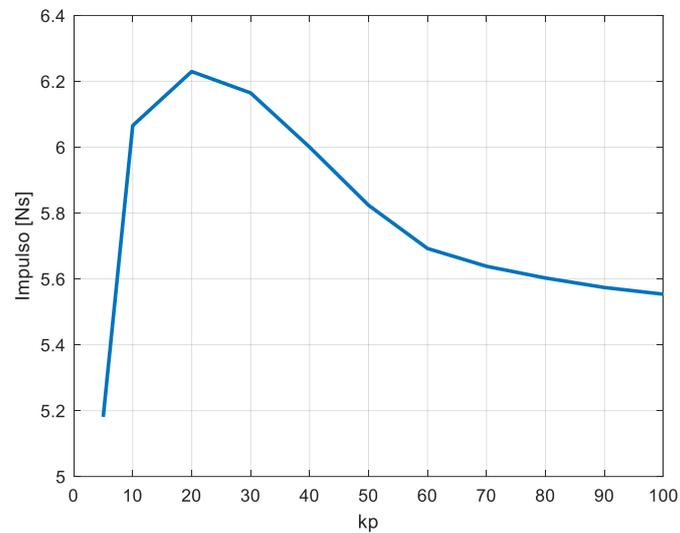


Figura 5.3 Impulso al variare del guadagno proporzionale

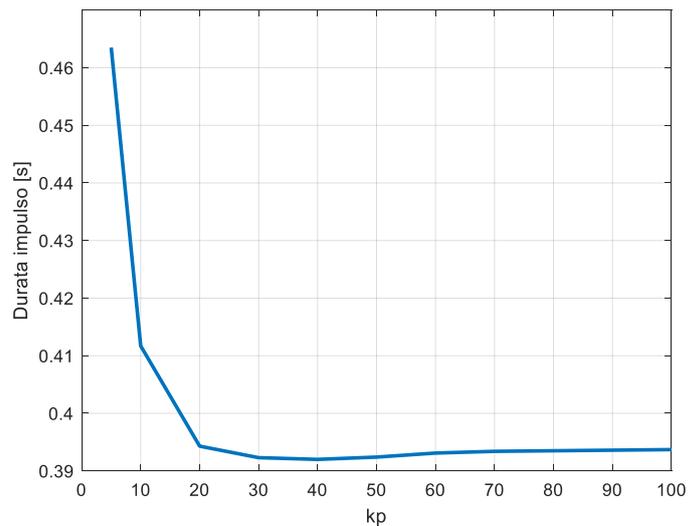


Figura 5.4 Durata dell'impulso al variare del guadagno proporzionale

Come si nota il valore dell'impulso aumenta fino ad un valore di k_p di circa 20, in quanto il profilo di forza descritto raggiunge valori maggiori, per poi diminuire ed assestarsi. Il valore dell'impulso rimane comunque al di sotto del valore richiesto pari a 7,5 Ns. Al contrario invece diminuisce la sua durata in quanto, grazie all'aumento del guadagno proporzionale, il sistema risulta essere più pronto, fino a mantenersi costante superato il valore $k_p=20$. Una successiva analisi è stata quella di valutare l'energia che viene trasmessa alla massa tramite l'urto. Questa può essere calcolata tramite l'integrazione della forza rispetto allo spostamento della massa stessa, la quale fisicamente provoca la

compressione della molla k_2 che accumula energia potenziale e, nel momento in cui la massa raggiunge il suo massimo spostamento, la restituisce portando alla sua inversione del moto.

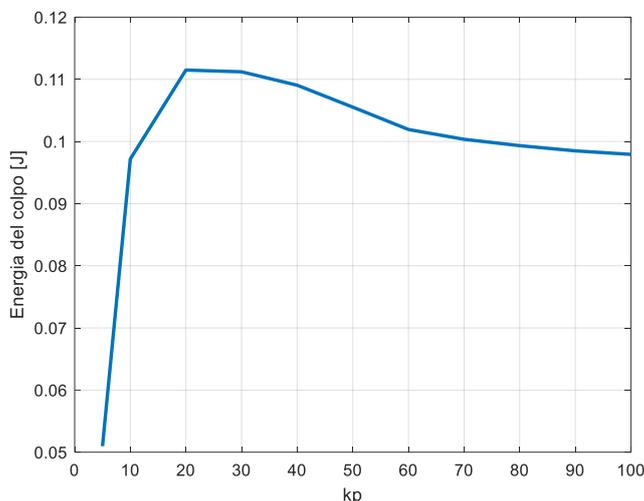


Figura 5.5 Energia del colpo al variare del guadagno proporzionale

Anche l'energia legata al colpo aumenta all'aumentare di k_p in quanto l'entità della forza raggiunge picchi più elevati, per poi mantenersi circa costante.

kp	Impulso [Ns]	Durata [ms]	Energia [J]
5	5,18	464	0,051
10	6,07	412	0,097
20	6,23	394	0,112
30	6,16	392	0,111
40	6,00	392	0,109
50	5,82	392	0,106
60	5,69	393	0,102
70	5,64	393	0,100
80	5,60	394	0,099
90	5,57	394	0,098
100	5,55	394	0,097

Si ricava dunque che, per questa configurazione del sistema e con una variazione del guadagno proporzionale da un valore minimo di 5 ad uno massimo di 100, si ottiene un aumento del 7,14 % del valore dell'impulso ed una diminuzione del 15,1 % della sua durata. Il valore dell'energia legata al colpo invece subisce un aumento del 90,2 %. Si

procede con la valutazione dell'influenza dei parametri che caratterizzano il comportamento del corpo impattato, ovvero la massa M_2 , la rigidità k_2 e lo smorzamento β_2 , mantenendo i guadagni del controllore definiti ad inizio prova ($k_p=5$, $k_i=0$, $k_d=0$).

5.2 Variazione della massa

Il primo parametro di cui si analizza l'effetto della variazione è la massa M_2 .

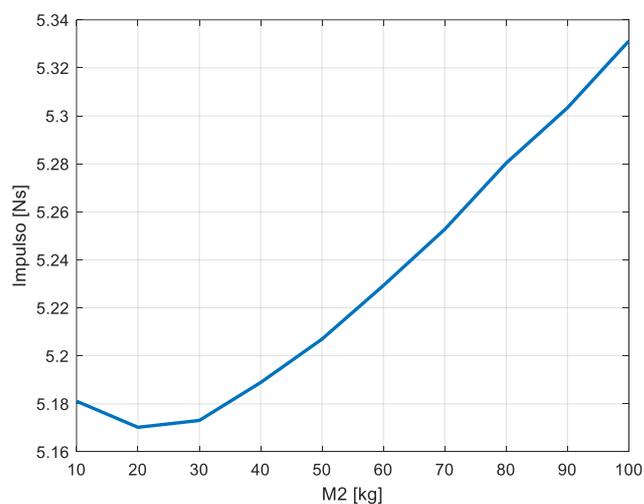


Figura 5.6 Impulso al variare della massa

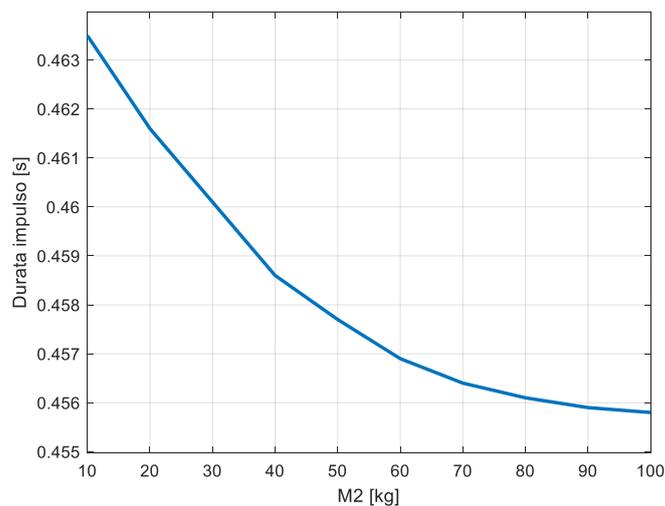


Figura 5.7 Durata dell'impulso al variare della massa

Come si può vedere un aumento del valore della massa impattata provoca da un lato l'aumento del valore dell'impulso e dall'altro la diminuzione della sua durata. Questo

effetto può essere dovuto sostanzialmente all'aumento dell'inerzia del corpo colpito, con una conseguente maggiore riluttanza a subire uno spostamento a fronte dell'applicazione della forza esterna. Questo comportamento provoca un contatto più stabile e quindi la rilevazione di un profilo di forza maggiore, da cui deriva quindi anche un maggior valore dell'impulso corrispondente.

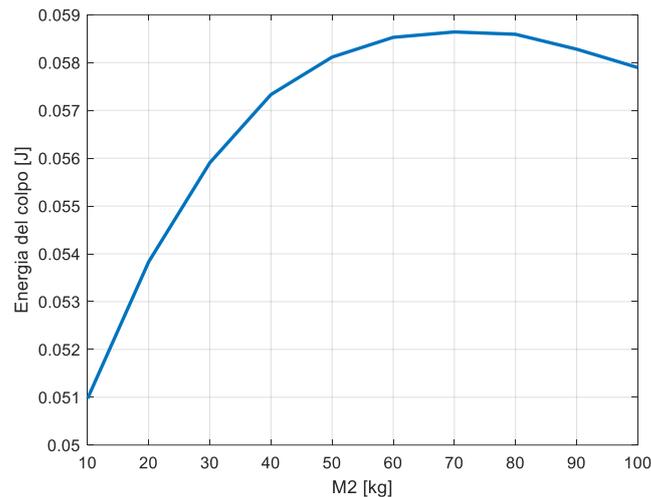


Figura 5.8 Energia del colpo al variare della massa

Per quanto riguarda l'energia legata al colpo invece, si ha un aumento legato al maggiore valore di forza massima raggiunto ed un successivo decremento in seguito ad un ulteriore aumento della massa. Quest'ultima infatti andrà a compiere uno spostamento minore e di conseguenza il valore dell'integrale della forza rispetto allo spazio andrà diminuendo.

M2 [kg]	Impulso [Ns]	Durata [ms]	Energia [J]
10	5,18	463,5	0,0510
20	5,17	461,6	0,0538
30	5,17	460,1	0,0559
40	5,19	458,6	0,0573
50	5,21	457,7	0,0581
60	5,23	456,9	0,0585
70	5,25	456,4	0,0586
80	5,28	456,1	0,0586
90	5,30	455,9	0,0583
100	5,33	455,8	0,0579

Per questa configurazione del sistema quindi, e per una variazione della massa dal valore minimo di 10 kg al massimo di 100, si ottiene un aumento del 2,9 % del valore dell'impulso ed una diminuzione del 1,7 % della sua durata. Il valore dell'energia legata al colpo invece subisce un aumento del 13,5 %.

5.3 Variazione della rigidezza

Si considera inizialmente fisso e pari a 10 kg il valore della massa M_2 e si procede analizzando l'effetto della variazione della rigidezza k_2 mantenendosi in uno stato sovrasmorzato con $\beta_2=1000$ Ns/m con un guadagno proporzionale k_p pari a 5.

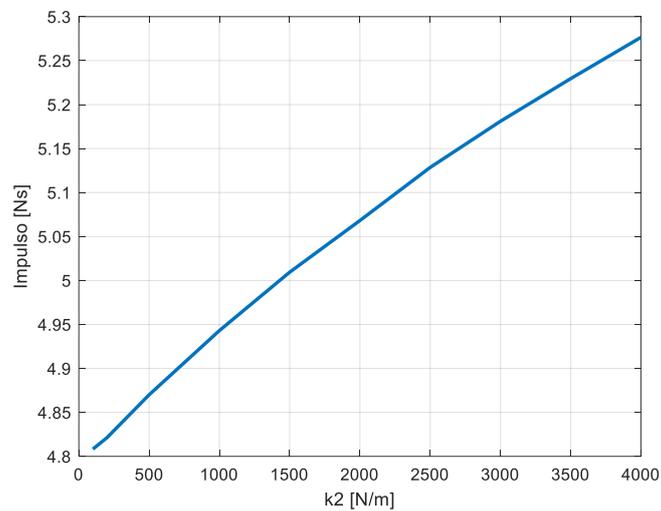


Figura 5.9 Impulso al variare della rigidezza

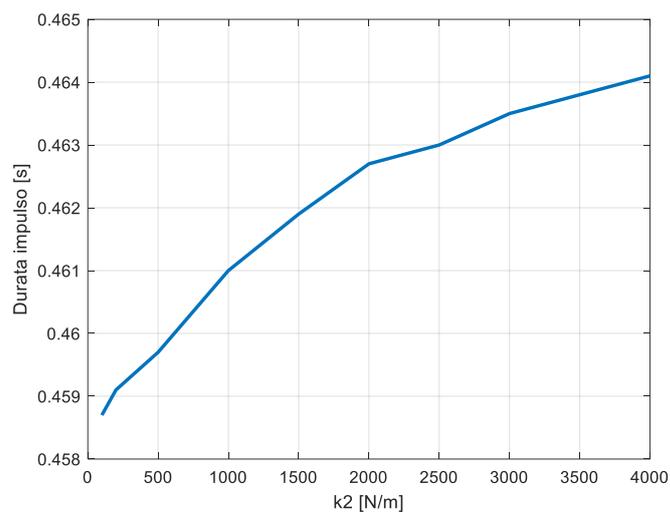


Figura 5.10 Durata dell'impulso al variare della rigidezza

Dai grafici risulta che all'aumentare della rigidezza aumentano sia l'impulso che la sua durata. Questo potrebbe essere dovuto al fatto che, avendo un contatto più rigido, viene raggiunta una forza massima maggiore ma allo stesso tempo la forma del profilo di forza influenza la durata complessiva dell'impulso.

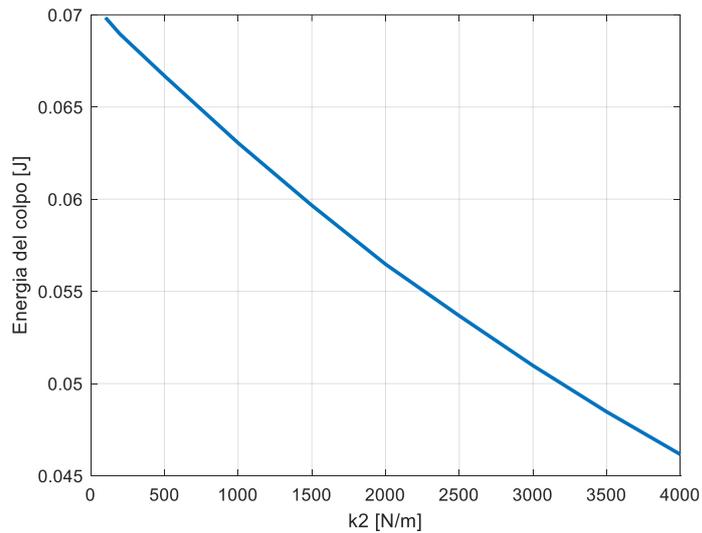


Figura 5.11 Energia del colpo al variare della rigidezza

L'energia legata al colpo invece presenta un andamento decrescente all'aumentare della rigidezza k_2 in quanto il corpo essendo più rigido oppone più resistenza a subire uno spostamento a fronte della forza ricevuta, di conseguenza il valore dell'integrale della forza rispetto allo spazio risulta essere minore.

k2 [N/m]	Impulso [Ns]	Durata [ms]	Energia [J]
100	4,81	458,7	0,0698
200	4,82	459,1	0,0689
500	4,87	459,7	0,0667
1.000	4,94	461,0	0,0630
1.500	5,01	461,9	0,0597
2.000	5,07	462,7	0,0565
2.500	5,13	463,0	0,0537
3.000	5,18	463,5	0,0510
3.500	5,23	463,8	0,0485
4.000	5,28	464,1	0,0462

Si ricava che, per questa configurazione del sistema, considerata la variazione della rigidità k_2 dal valore minimo di 100 N/m al massimo di 4000, si ottiene un aumento del 9,8 % del valore dell'impulso ed un aumento del 1,2 % della sua durata. Il valore dell'energia legata al colpo invece subisce un decremento del 33,8 %.

5.4 Variazione dello smorzamento

Successivamente è stata analizzata l'influenza del parametro di smorzamento β_2 sul sistema mantenendo fissi i valori di k_2 e M_2 precedentemente variati e rispettivamente pari a 3000 N/m e 10 kg e considerando un guadagno proporzionale pari a 5.

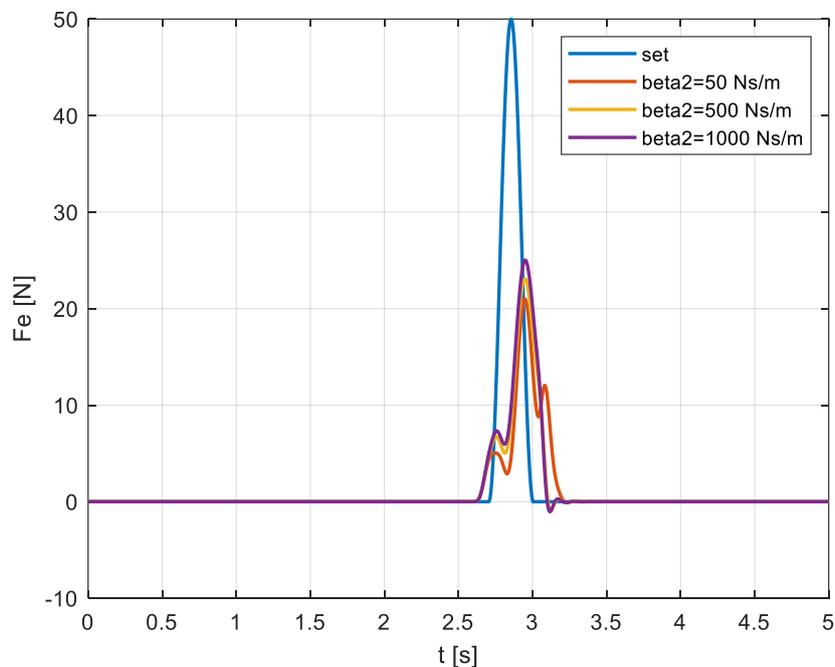


Figura 5.12 Profilo di forza al variare dello smorzamento

In generale si può notare che l'aumentare dello smorzamento provochi un aumento del picco raggiunto dalla forza; infatti tendendo ad uno stato sovrasmorzato il sistema aumenta la sua impedenza e quindi la forza che deriva dall'urto risulta maggiore.

Per valori di smorzamento basso, il profilo di forza presenta un secondo picco in seguito al primo tratto di discesa, per poi tornare come previsto a valori nulli. Per comprendere meglio questo andamento è conveniente considerare una visione d'insieme che comprenda lo spostamento della massa, dello stelo e quello assoluto del cilindro rispetto al telaio.

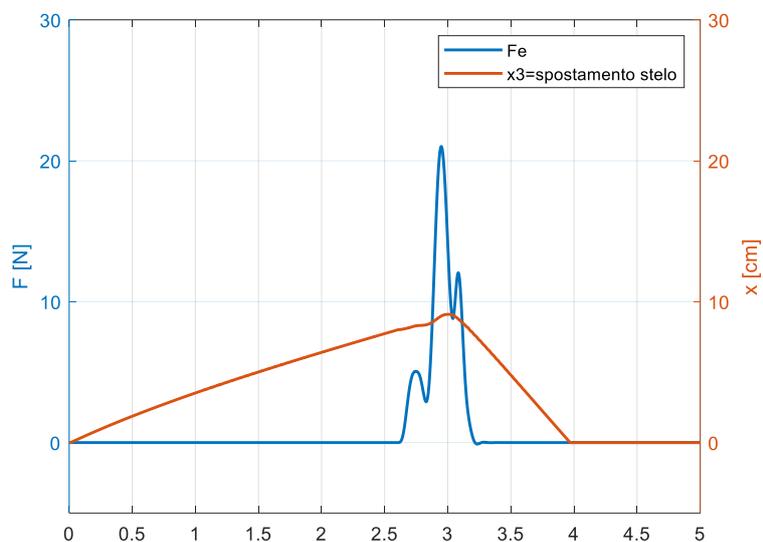


Figura 5.13 Forza esterna e spostamento dello stelo

La curva in rosso descrive lo spostamento dello stelo all'interno del cilindro; come si può vedere, dopo il primo tratto di fuoriuscita si ha un cambio di pendenza che identifica la fase d'urto. La pendenza iniziale infatti, circa costante, è dovuta alla fase di approach, comandata in anello aperto e durante la quale vengono forniti dei valori di tensione costante alle valvole. Una volta identificato il contatto invece, il cilindro viene controllato in anello chiuso e viene fornito il profilo di forza da seguire. Per raggiungere quindi il valore desiderato lo stelo andrà ad uscire con una velocità maggiore per poi effettuare la fase di rientro.

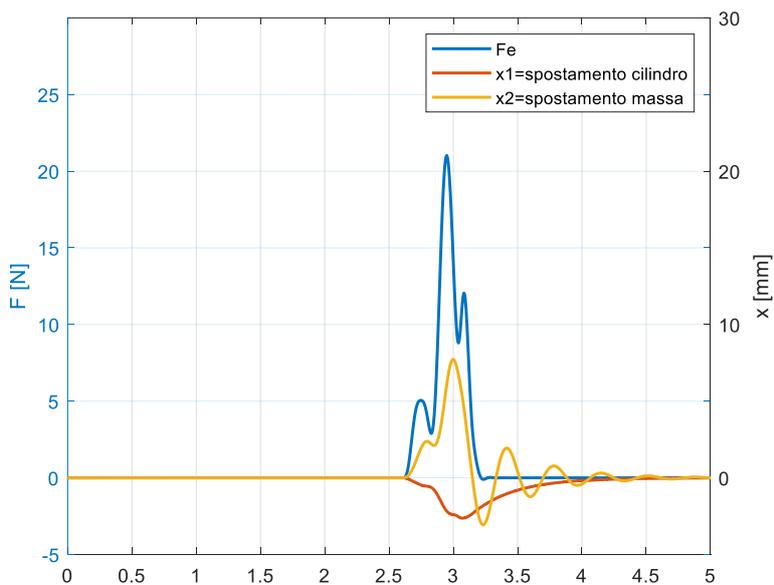


Figura 5.14 Forza esterna, spostamento del cilindro e della massa

I due picchi che si verificano nel profilo di forza, rappresentato in blu in figura 5.14, in fase di salita e discesa e rispettivamente prima e dopo il valore massimo, possono essere interpretati analizzando gli spostamenti della massa e del cilindro, rappresentati dalle curve in giallo e rosso. La massa, sotto l'azione della forza di contatto esercitata dal cilindro, subisce uno spostamento che mette in compressione il sistema molla-smorzatore. Allo stesso tempo il cilindro viene spinto indietro a causa dell'effetto di reazione dovuto alla forza di contatto e questo si nota in figura 5.14 dal tratto decrescente del profilo in rosso.

Questi due spostamenti di massa e cilindro nei versi opposti provocano una diminuzione del valore di forza rilevato. Ottenuto un contatto stabile, viene raggiunto il picco massimo di forza, da cui deriva però un ulteriore allontanamento dei due corpi e quindi una seconda discesa del profilo. Successivamente si ha la fase di ritorno di entrambi i corpi in questione, per mezzo dell'effetto dei rispettivi sistemi molla-smorzatore, e di conseguenza avviene di nuovo il contatto e l'aumento della forza rilevata. In seguito a questo ultimo picco si ha la normale fase di return in anello aperto con conseguente annullamento del profilo di forza. Si può notare inoltre come lo spostamento della massa M_2 descriva delle oscillazioni prima di tornare a zero in quanto per la prova considerata è stato considerato un valore basso dello smorzamento β_2 .

Si valutano quindi i valori dell'impulso, della sua durata e dell'energia del colpo al variare dello smorzamento β_2 , fissando i valori della rigidità k_2 e della massa M_2 rispettivamente a 3000 N/m e 10 kg e considerando un guadagno proporzionale k_p pari a 5.

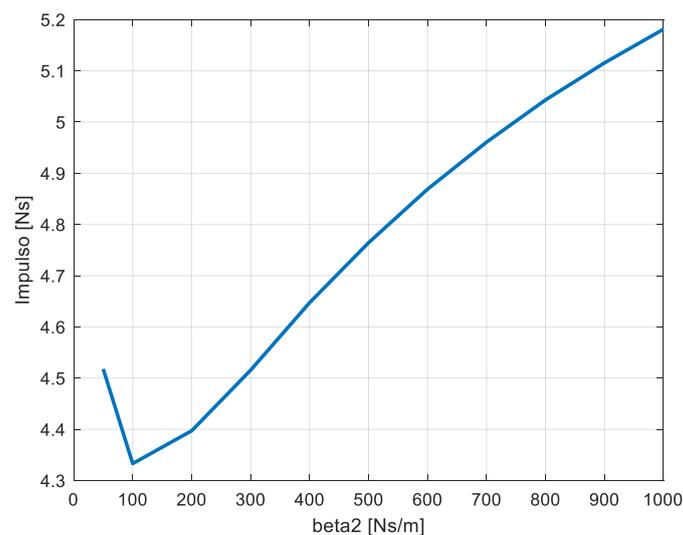


Figura 5.15 Impulso al variare dello smorzamento

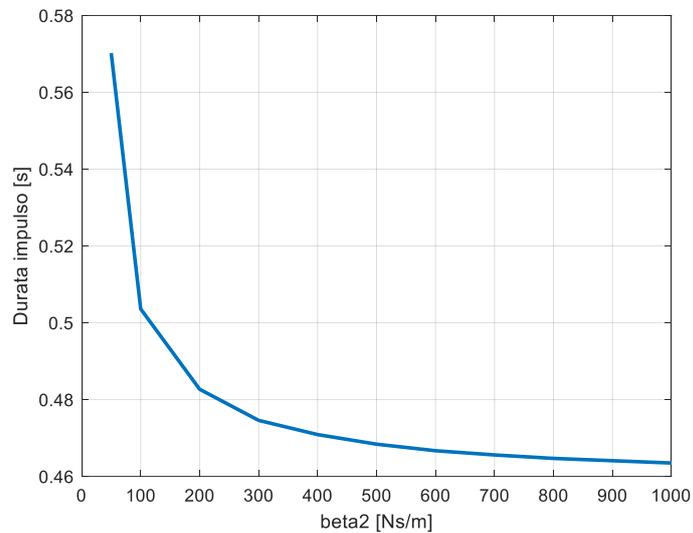


Figura 5.16 Durata dell'impulso al variare dello smorzamento

Dai grafici si evince come l'impulso aumenti all'aumentare del valore dello smorzamento in seguito alla rilevazione di un profilo di forza con un picco maggiore. Questo, come nel caso della variazione del parametro k_2 , è dovuto all'aumento della rigidità complessiva del sistema molla-smorzatore con una conseguente forza di contatto maggiore. La durata dell'impulso invece mostra un forte decadimento tra i valori 50 e 100 Ns/m con una diminuzione di circa 60 ms, per poi mantenersi circa costante per i valori di smorzamento superiori a 600 Ns/m.

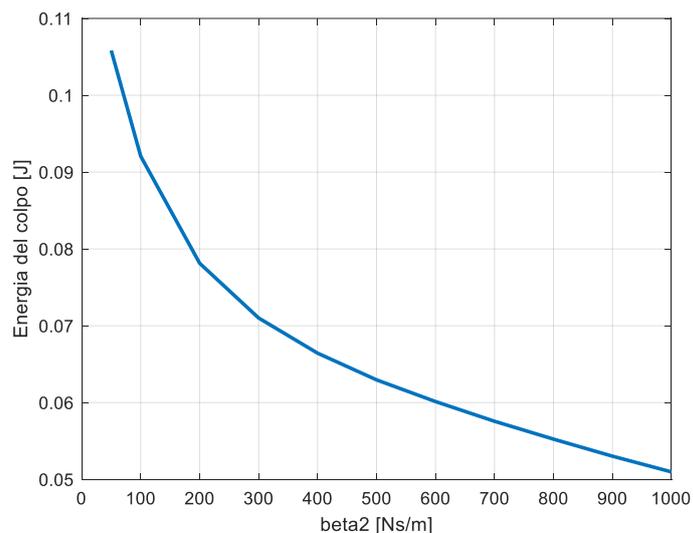


Figura 5.17 Energia del colpo al variare dello smorzamento

Per quanto riguarda invece l'energia legata al colpo, si ha una diminuzione in seguito all'aumento dello smorzamento. Questo, come nel caso del parametro k_2 , è dovuto alla diminuzione dello spostamento della massa M2 e di conseguenza al valore dell'integrale della forza rispetto lo spazio.

beta2 [Ns/m]	Impulso [Ns]	Durata [ms]	Energia [J]
50	4,52	570	0,106
100	4,33	504	0,092
200	4,40	483	0,078
300	4,52	475	0,071
400	4,65	471	0,066
500	4,76	468	0,063
600	4,87	467	0,060
700	4,96	466	0,058
800	5,04	465	0,055
900	5,12	464	0,053
1.000	5,18	463	0,051

Dunque, per questa configurazione del sistema, considerata la variazione di β_2 dal valore minimo di 50 Ns/m al massimo di 1000, si ottiene un corrispondente aumento del 14,6% del valore dell'impulso ed una diminuzione del 23,11 % della sua durata. Il valore dell'energia legata al colpo invece subisce un decremento del 51,9 %.

5.5 Variazioni combinate

I parametri che descrivono il comportamento del corpo impattato, ovvero la massa M2, la rigidità k_2 e lo smorzamento β_2 , sono fortemente interconnessi e la variazione di uno di questi provoca effetti differenti a seconda del valore attribuito di volta in volta agli altri due.

Per questo viene effettuata un'ulteriore valutazione dell'impulso e della sua durata considerando la variazione di questi parametri in coppia.

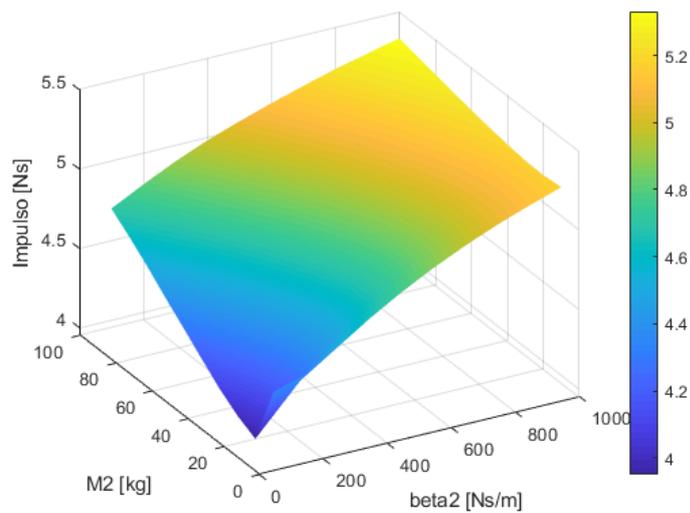


Figura 5.18 Impulso al variare di massa e smorzamento

Come si vede il valore dell'impulso è legato ad entrambe le grandezza di massa e smorzamento. Per valori bassi delle variabili in questione, l'impulso raggiunge un valore minimo dell'ordine dei 4 Ns, mentre considerando il singolo aumento di ognuna delle due, la variazione dello smorzamento risulta essere più significativa di quella della sola massa. Infine il valore di picco di circa 5,2 Ns viene raggiunto per valori massimi di entrambe le grandezze.

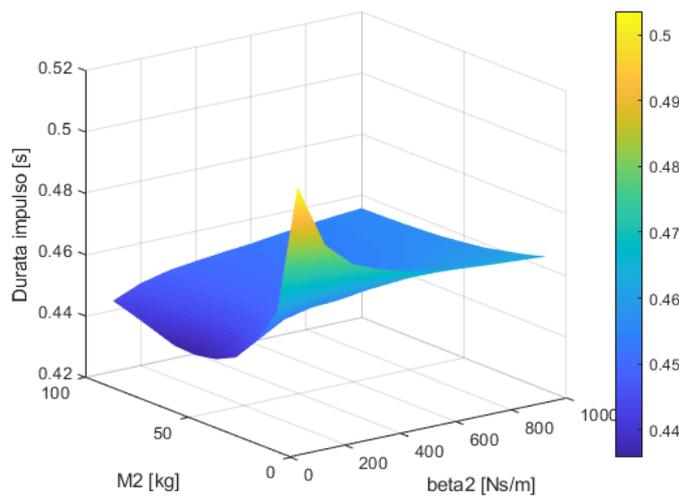


Figura 5.19 Durata dell'impulso al variare di massa e smorzamento

Per quanto riguarda invece la durata dell'impulso, essa raggiunge il suo picco per bassi valori di entrambe le variabili, probabilmente per le oscillazioni che nascono sul profilo di forza. Superato il valore di circa 30 kg, la durata dell'impulso si mantiene costante e pari a circa 0.46 s al variare dello smorzamento. Infine il valore minimo viene raggiunto per valori della massa intorno ai 50 kg e smorzamento di circa 200 Ns/m.

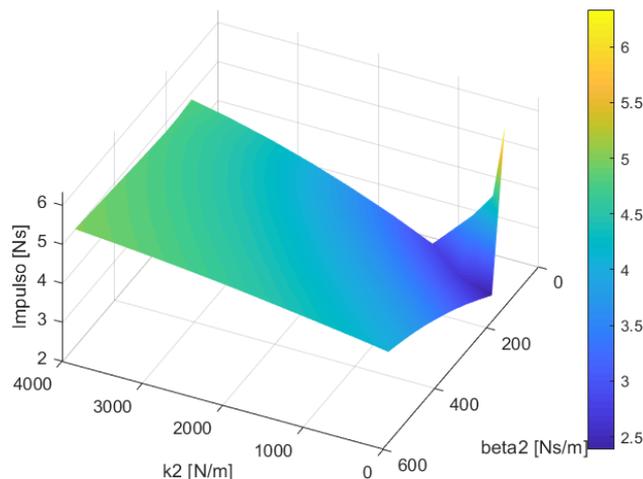


Figura 5.20 Impulso al variare di rigidezza e smorzamento

Come si nota in figura 4.20, le variazioni della rigidezza e dello smorzamento, prese singolarmente, contribuiscono quasi allo stesso modo all'aumento del valore dell'impulso. Per bassi valori di entrambe le variabili si ha un iniziale decremento a partire dal valore massimo di circa 6 Ns. Successivamente, superato il valore di β_2 di circa 100 Ns/m, si ha l'aumento del valore dell'impulso, considerando una bassa rigidezza, mentre all'aumentare di quest'ultima viene raggiunto un valore costante di circa 5 Ns.

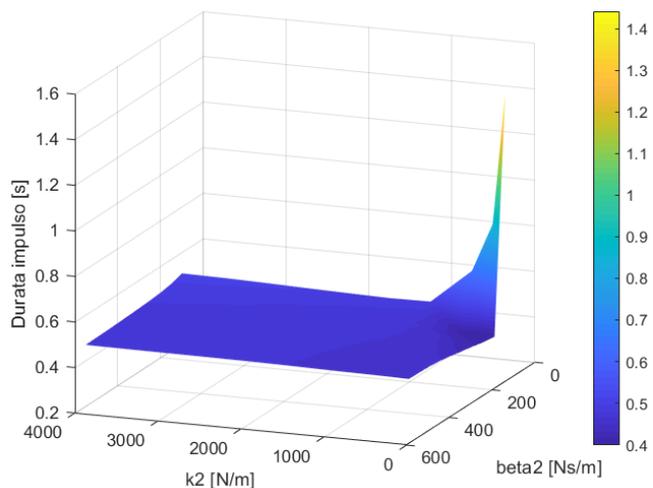


Figura 5.21 Durata dell'impulso al variare di rigidezza e smorzamento

Per quanto riguarda invece la durata dell'impulso, viene raggiunto il picco per valori minimi di rigidezza e smorzamento a causa delle oscillazioni che andranno a formarsi nel profilo di forza. Superato invece un valore di smorzamento di circa 200 Ns/m si nota come il variare della rigidezza non influisca sulla durata dell'impulso, che si mantiene costante, e lo stesso avviene viceversa, ovvero per valori elevati di rigidezza al variare dello smorzamento.

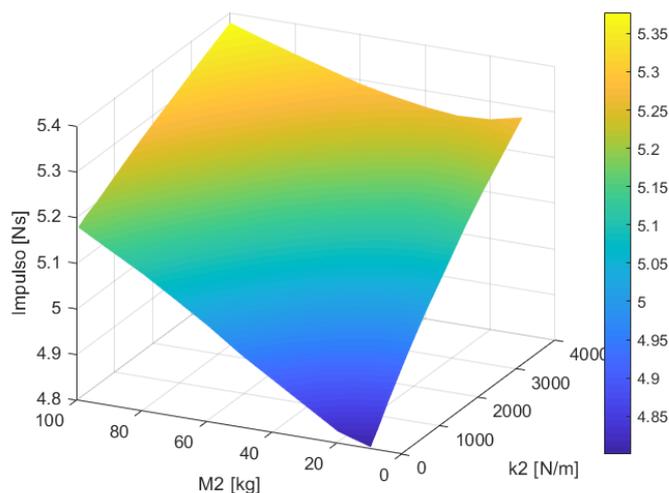


Figura 5.22 Impulso al variare di massa e rigidezza

Anche per quanto riguarda la variazione combinata di rigidezza e massa si può notare come queste contribuiscano quasi allo stesso modo all'aumento del valore dell'impulso, ottenendo valori leggermente maggiori con la prima rispetto la seconda. Anche in questo caso però, bisogna considerare che la variazione percentuale della rigidezza è maggiore rispetto a quella della massa.

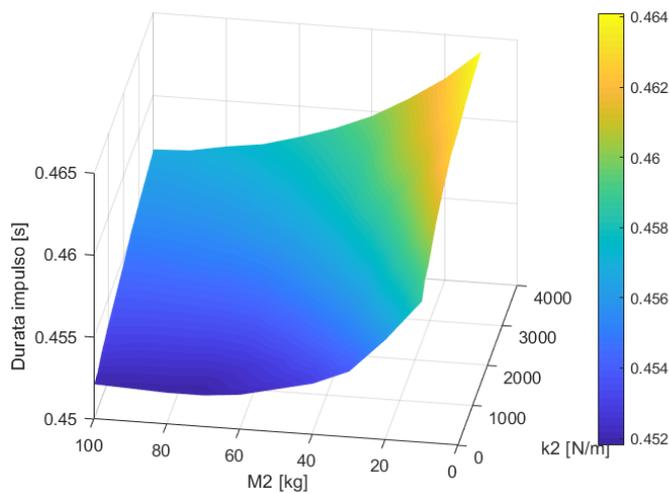


Figura 5.23 Durata dell'impulso al variare di massa e rigidezza

Considerando invece la durata dell'impulso, le variazioni di massa e rigidità agiscono in maniere opposte, ottenendo una diminuzione all'aumentare della massa ed un aumento all'aumentare della rigidità a causa della forma assunta dal profilo di forza. Di conseguenza il valore minimo di durata, pari circa a 452 ms, viene raggiunto per massimi valori di massa e minimi di rigidità. Al contrario, il massimo pari a circa 464 ms si ottiene per elevati valori di rigidità e bassi valori di massa.

6 Apparato sperimentale

In questo capitolo viene descritta la strumentazione utilizzata per la costruzione del banco prova, ai fini di realizzare delle prove sperimentali per convalidare i risultati teorici ottenuti tramite le simulazioni. In un primo momento è stato realizzato un modello CAD, riportato in figura 6.1, in modo da valutare gli ingombri dei vari componenti ed il loro possibile assemblaggio.

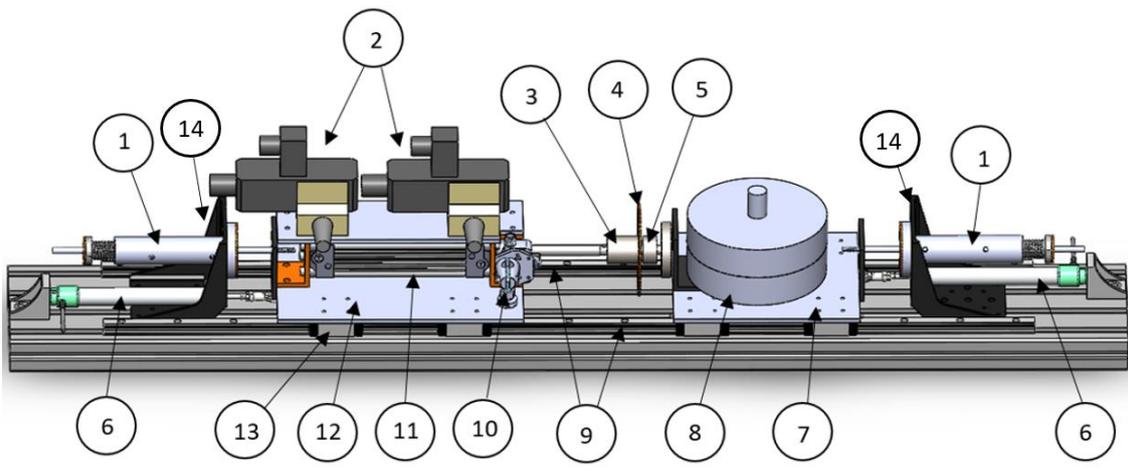


Figura 6.1 CAD banco prova

Il banco prova risulta formato dai seguenti componenti:

1. Respingente (x2)
2. Elettrovalvola proporzionale in flusso (x2)
3. Supporto cella di carico
4. Puntatore sensore ottico
5. Cella di carico
6. Potenzimetro (x2)
7. Piastra di supporto massa impattata
8. Massa impattata
9. Guida lineare (x2)
10. Sensore di spostamento ottico
11. Cilindro MetalWork a basso attrito (ISO 15552 serie 3)
12. Piastra di supporto cilindro
13. Carrello (x8)

14. Piastra Newport (x2)

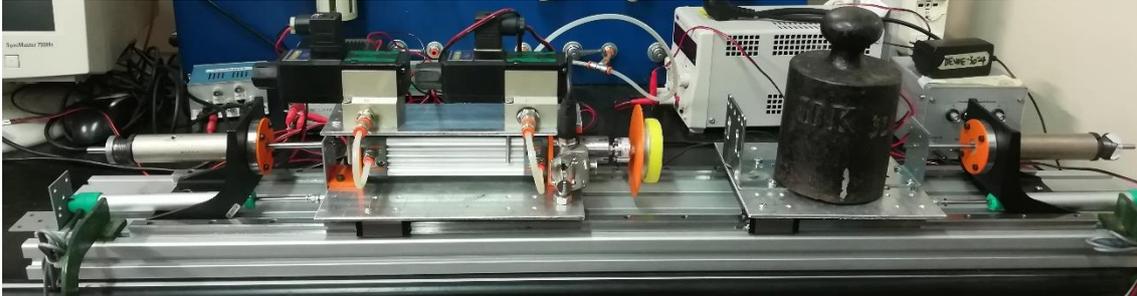


Figura 6.2 Banco prova

Il cilindro (11) e la massa (8) vengono disposti sulle due piastre collegate ai carrelli delle due guide lineari (9) in modo da poter assicurare il loro scorrimento. Le due elettrovalvole (2) si trovano montate su una piastra al di sopra del cilindro e si muovono solidali ad esso. Le traslazioni del cilindro e della massa sono ostacolate dalla forza di reazione di due respingenti (1), vincolati a due piastre Newport (14), realizzati appositamente per l'applicazione richiesta, e sono monitorati tramite l'utilizzo di due trasduttori potenziometrici (6). La corsa dello stelo invece viene misurata per mezzo di un sensore ottico di posizione (10), situato sulla piastra di supporto del cilindro, che dirige il fascio laser su un puntatore (4) solidale all'estremità dello stelo. Subito dopo il puntatore si trova collegata la cella di carico (5) che rileva la forza di contatto esercitata su una superficie solidale ad essa e ricoperta di materiale viscoelastico in modo da ridurre l'entità dell'urto.

Il sistema inoltre comprende un compressore d'aria ed un riduttore di pressione, sistema real-time (dSPACE), scheda multicanale A/D DS2002 per l'acquisizione dei segnali e scheda D/A DS2101 per la generazione del controllo. Le schede vengono programmate in ambiente Matlab-Simulink e tramite il software ControlDesk (dSPACE).

Al fine di ricavare dei parametri di funzionamento necessari anche al modello teorico, o le caratteristiche lineari necessarie a determinare i guadagni statici, è risultato necessario caratterizzare i seguenti componenti:

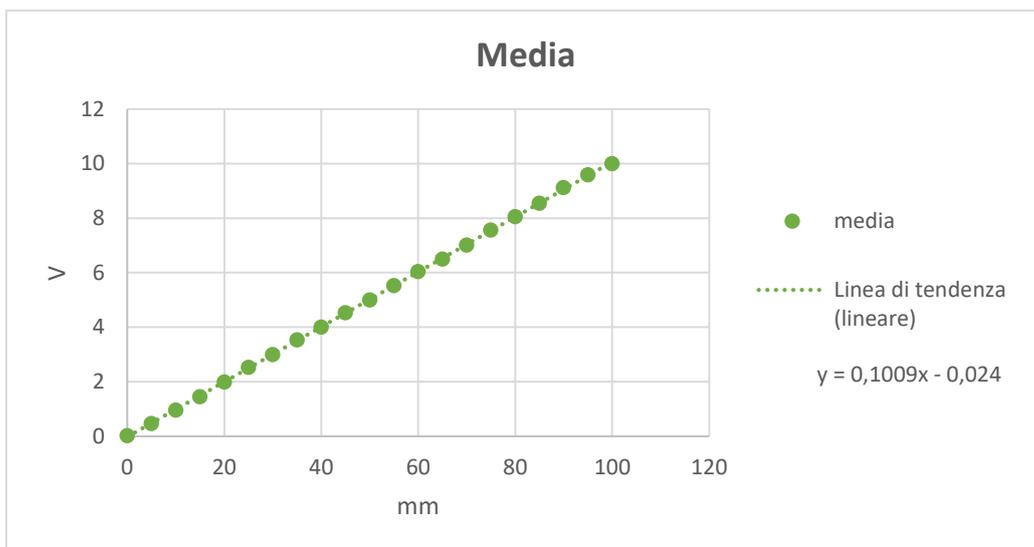
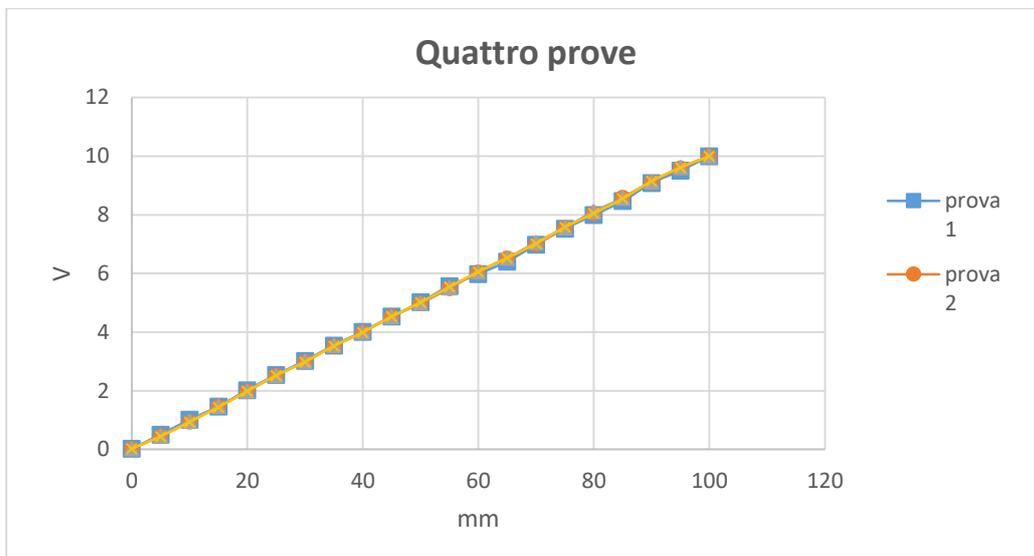
- Trasduttori di posizione potenziometrici
- Trasduttore di posizione ottico
- Cella di carico
- Respingenti
- Elettrovalvole proporzionali in flusso

6.1 Calibrazione della strumentazione

6.1.1 Trasduttori potenziometrici

Il modello scelto per i potenziometri utilizzati nel banco prova è stato il PZ-34-A-100 della Gefran, lineare e con corsa pari a 100 mm. I trasduttori lineari potenziometrici forniscono in uscita un segnale in tensione proporzionale al movimento dello stelo. Per questo motivo è stato necessario caratterizzarli al fine di ricavare la loro caratteristica lineare e di conseguenza il parametro di guadagno statico ottenuto come pendenza della caratteristica. Per farlo, i potenziometri sono stati alimentati con una tensione di 10 V ed è stata fatta variare la fuoriuscita dello stelo su una scala graduata in modo da leggere, per ogni unità di spostamento, il valore di tensione corrispondente. Vengono effettuate quattro prove, di cui due analizzando la fuoriuscita dello stelo e due il rientro, ed in seguito calcolata la media.

Prova 1		Prova 2		Prova 3		Prova 4		Media
V	mm	V	mm	V	mm	V	mm	
0,01	0	0,01	0	0,01	0	0,01	0	0,01
0,23	5	0,28	5	0,24	5	0,27	5	0,26
0,69	10	0,72	10	0,73	10	0,69	10	0,71
1,2	15	1,19	15	1,23	15	1,17	15	1,20
1,68	20	1,7	20	1,72	20	1,68	20	1,70
2,16	25	2,19	25	2,19	25	2,15	25	2,17
2,64	30	2,68	30	2,66	30	2,66	30	2,66
3,14	35	3,2	35	3,18	35	3,17	35	3,17
3,65	40	3,69	40	3,66	40	3,64	40	3,66
4,15	45	4,16	45	4,18	45	4,16	45	4,16
4,64	50	4,68	50	4,69	50	4,64	50	4,66
5,16	55	5,16	55	5,16	55	5,07	55	5,14
5,63	60	5,65	60	5,65	60	5,62	60	5,64
6,13	65	6,14	65	6,12	65	6,14	65	6,13
6,61	70	6,62	70	6,64	70	6,59	70	6,62
7,11	75	7,15	75	7,12	75	7,12	75	7,13
7,63	80	7,64	80	7,65	80	7,6	80	7,63
8,09	85	8,14	85	8,14	85	8,11	85	8,12
8,62	90	8,69	90	8,62	90	8,58	90	8,63
9,03	95	9,19	95	9,12	95	9,06	95	9,10
9,59	100	9,7	100	9,69	100	9,67	100	9,66



Una volta ottenuta una media sulle quattro prove, si procede effettuando un'interpolazione lineare al fine di ricavare la linea di tendenza e la sua equazione caratteristica. Il coefficiente angolare dell'equazione della retta rappresenta la sua pendenza e di conseguenza il guadagno statico del potenziometro espresso come V/mm.

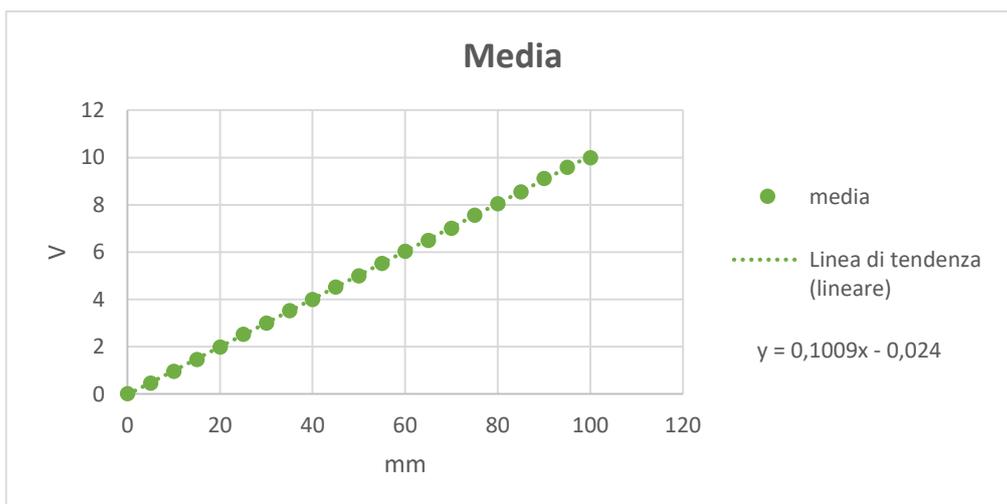
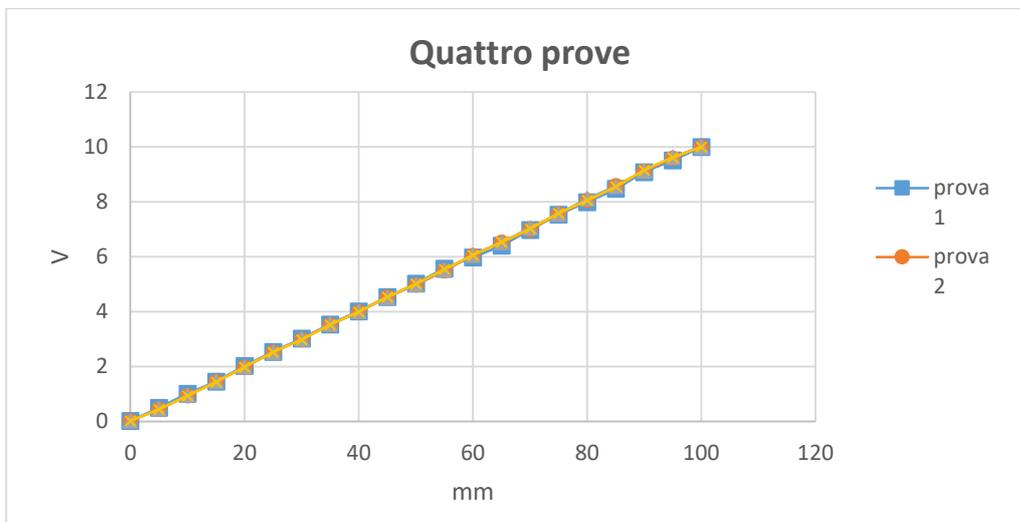
Si ricava quindi $K = 0,1 \text{ V/mm}$.

6.1.2 Trasduttore ottico

Il trasduttore ottico utilizzato è il modello Banner Q4X ed è stato utilizzato per rilevare lo spostamento dello stelo del cilindro. Il sensore presenta una modalità di teach tramite cui è possibile impostare la distanza minima e massima a cui rilevare un oggetto e di conseguenza regolare l'uscita analogica in volt nel range 0-10V.

Al fine di ricavare la caratteristica lineare del sensore, sono state effettuate delle prove ponendo di volta in volta un ostacolo da rilevare ad una certa distanza su una scala graduata ed andando a registrare l'uscita in volt corrispondente. Sono state effettuate quattro prove e successivamente ne è stata calcolata la media.

Prova 1		Prova 2		Prova 3		Prova 4		Media
mm	V	mm	V	mm	V	mm	V	
0	0,02	0	0,02	0	0,02	0	0,02	0,02
5	0,5	5	0,45	5	0,46	5	0,44	0,46
10	1,01	10	0,94	10	0,96	10	0,93	0,96
15	1,46	15	1,46	15	1,47	15	1,43	1,46
20	2,02	20	1,98	20	1,98	20	1,98	1,99
25	2,54	25	2,52	25	2,52	25	2,52	2,53
30	3,02	30	2,99	30	3,01	30	2,98	3,00
35	3,54	35	3,52	35	3,55	35	3,52	3,53
40	4,01	40	3,99	40	4,01	40	3,99	4,00
45	4,53	45	4,53	45	4,52	45	4,53	4,53
50	5,02	50	4,98	50	4,99	50	5,01	5,00
55	5,57	55	5,49	55	5,51	55	5,54	5,53
60	5,98	60	6,05	60	6,06	60	6,06	6,04
65	6,41	65	6,53	65	6,52	65	6,53	6,50
70	6,98	70	6,99	70	7,06	70	7,02	7,01
75	7,53	75	7,56	75	7,56	75	7,58	7,56
80	7,99	80	8,05	80	8,11	80	8,05	8,05
85	8,47	85	8,59	85	8,57	85	8,55	8,55
90	9,08	90	9,11	90	9,13	90	9,15	9,12
95	9,51	95	9,59	95	9,62	95	9,61	9,58
100	10	100	10	100	10	100	10	10,00



Una volta ottenuta una media sulle quattro prove, si procede effettuando un'interpolazione lineare al fine di ricavare la linea di tendenza e la sua equazione caratteristica. Il coefficiente angolare dell'equazione della retta rappresenta la sua pendenza e di conseguenza il guadagno statico del potenziometro espresso come V/mm.

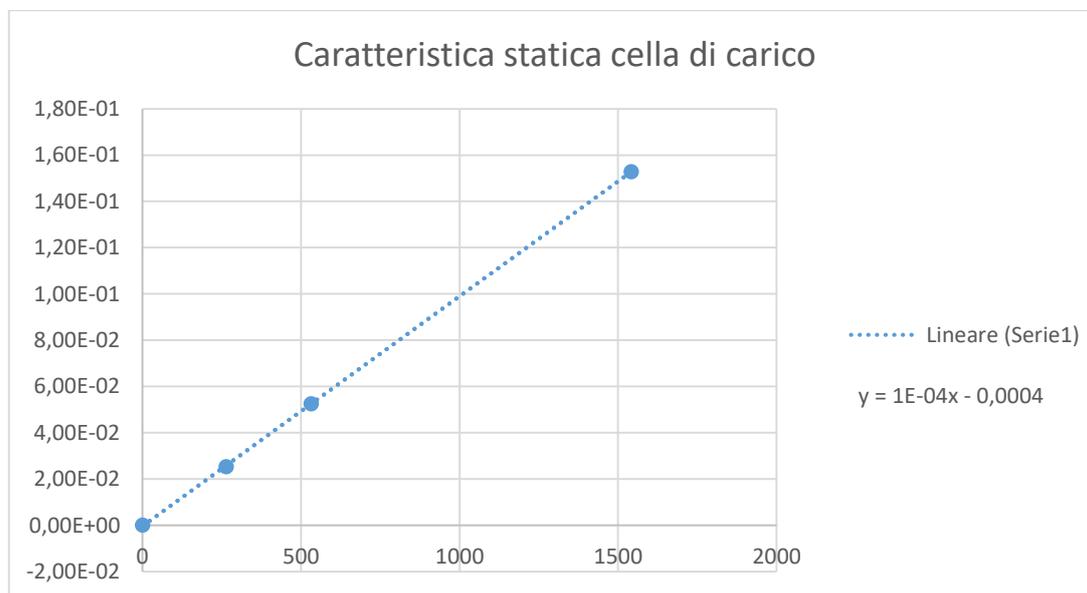
Si ricava quindi $K = 0,1 \text{ V/mm}$.

6.1.3 Cella di carico

La cella di carico utilizzata è un modello da 50 chilogrammi forza. Anch'essa è un trasduttore di tipo resistivo e viene utilizzata nel banco al fine di rilevare la forza esercitata dallo stello sulla superficie di contatto della massa impattata durante l'urto. Per mezzo di questo sensore viene quindi realizzato il controllo in forza in anello chiuso.

Al fine di valutare la caratteristica statica della cella di carico e quindi il suo guadagno, viene misurata l'uscita in volt corrispondente alla compressione ottenuta per mezzo di alcune masse note, di cui si riportano i valori in grammi.

g	V
0	0,00E+00
263	2,52E-02
531,8	5,25E-02
1541,1	1,53E-01



Tramite l'interpolazione lineare dei punti è possibile ottenere la caratteristica statica della cella di carico e di conseguenza il valore del suo guadagno $K = 94,33 \text{ N/V}$.

6.1.4 Respingenti

Le cedevolezza introdotte nel sistema dall'impugnatura del perturbatore da parte dell'operatore e dal movimento del centro di massa del soggetto colpito, sono state rappresentate nel modello analitico per mezzo di due coppie di molle e smorzatori in parallelo.

Per quanto riguarda il sistema reale, è stato necessario realizzare su misura una coppia di respingenti che avessero le caratteristiche adatte all'applicazione. In particolare, considerando le prove sui pazienti, è stato considerato uno spostamento massimo del centro di massa dell'ordine dei tre centimetri e di conseguenza questo dato viene assunto come specifica di progetto del respingente, che dovrà avere una corsa in compressione e in trazione tale da consentire questo spostamento. Inoltre si vuole rendere possibile la loro regolazione manuale in modo da poter consentire di effettuare prove a diversi valori di rigidità e smorzamento.

Il respingente è stato progettato secondo il seguente schema:

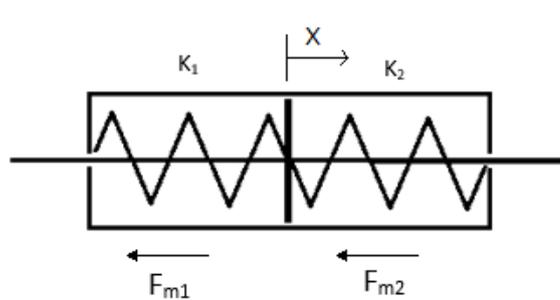


Figura 6.3 Schema respingente

K_1 e K_2 sono due molle in parallelo, in quanto la deformazione a cui sono sottoposte è la stessa ed è dovuta allo spostamento x del pistoncino interno.

Nel caso di uno spostamento x positivo secondo il verso riportato in figura 6.3, le forze esercitate dalle due molle agiscono come riportato. La molla 1 infatti è soggetta a trazione mentre la 2 a compressione, i versi delle forze saranno quindi gli stessi.

Le molle devono essere disposte già in una configurazione precompressa in modo che, indipendentemente dallo spostamento dello stelo e quindi del pistoncino interno, il loro

contatto da entrambi i lati sia sempre assicurato. La differenza tra la lunghezza della molla a riposo e la lunghezza in condizioni precomprese deve essere quindi maggiore dello spostamento dello stelo che viene previsto. Se così non fosse, la molla allungandosi uscirebbe dallo stato di compressione, tornerebbe alla sua lunghezza a riposo e perderebbe il contatto con il pistoncino interno, non esercitando più nessuna forza di reazione.

Considerando di utilizzare due molle uguali si ha quindi $K = K_1 + K_2$

Di conseguenza $K_1 = K_2 = K/2$

In figura 6.4 viene riportata una vista esplosa del respingente realizzato.

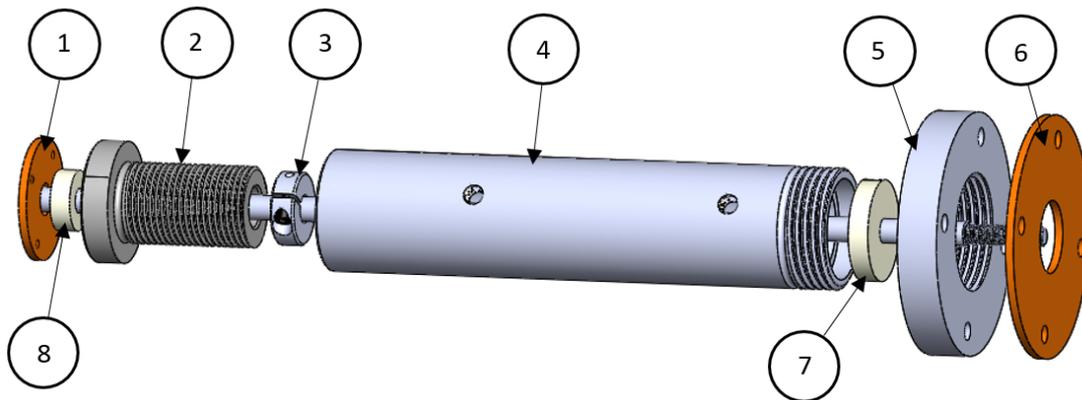


Figura 6.4 Vista esplosa respingente

1. Coperchio vite
2. Vite di regolazione
3. Ghiera
4. Corpo cilindrico
5. Flangia
6. Coperchio flangia
7. Rondella di nylon cilindro
8. Rondella di nylon vite

Le due molle si trovano all'interno del corpo cilindrico (4) ed urtano contro la ghiera (3) che funge da pistoncino interno. Dall'altra estremità invece toccano la rondella di nylon del cilindro (7) e la superficie della vite di regolazione (2).

Quest'ultima serve, oltre a bloccare la fuoriuscita della molla dal lato sinistro, ad effettuare una regolazione sulla rigidità del respingente andando a variare il precarico

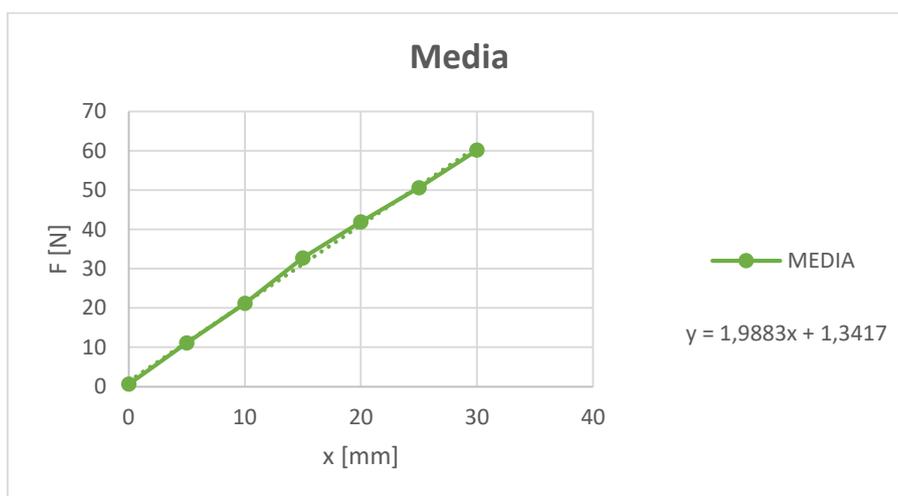
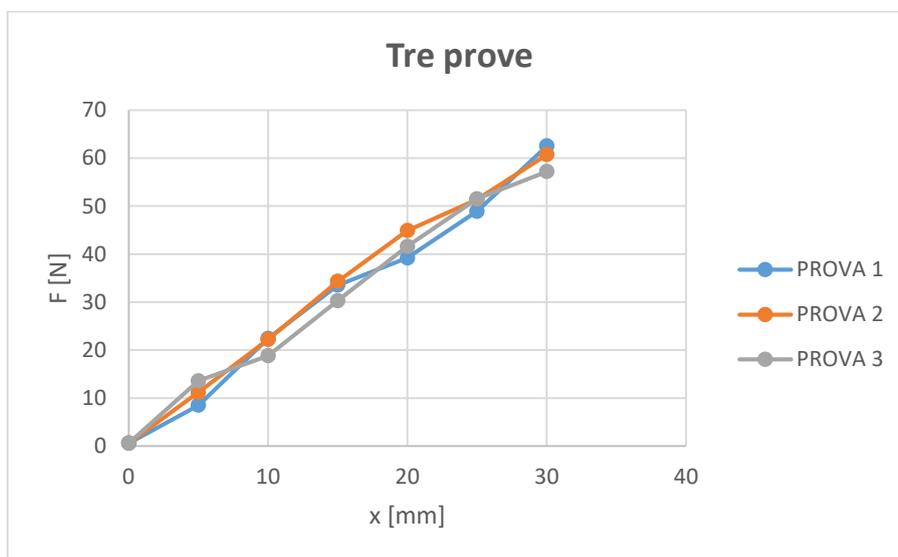
applicato alle molle. Il corpo cilindrico infatti internamente è filettato in modo da permettere l'avvitamento della vite per tutta la sua lunghezza.

Il corpo cilindrico, con una lunghezza totale pari a 130 mm scelta in base alle dimensioni delle due molle già precomprese, presenta sulla sua superficie due fori M5 in modo da permettere il collegamento di due raccordi pneumatici. In questo modo, andando a collegare due tubi ed una resistenza pneumatica tra essi, è possibile regolare lo smorzamento dell'aria creato dallo scorrimento dello stelo. Quest'ultimo ha una lunghezza tale da consentire lo spostamento previsto dell'ordine dei tre centimetri, sia in fuoriuscita che in rientro, senza mai perdere il contatto con le due boccole in nylon. La sua estremità, infine, è stata filettata in modo da permetterne il collegamento con le piastre ad L solidali alle piastre di supporto del cilindro e della massa impattata.

La presenza delle rondelle di nylon è stata necessaria per tenere posizionato in modo corretto lo stelo e ridurre al minimo l'attrito dovuto al suo strisciamento. La loro sede è stata ricavata tramite una tornitura delle superfici interne del corpo cilindrico e della vite di regolazione, creando quindi uno spallamento su cui mandarle in battuta, mentre dall'altro lato esse vengono bloccate tramite dei coperchi (1,6) avvitati sulla vite e sulla flangia (5). Quest'ultima viene avvitata sul corpo cilindrico per mezzo della sua filettatura interna, e permette il collegamento del respingente alle piastre newport, solidali al profilo di base, tramite 4 viti M4.

Nelle prove sperimentali effettuate sono state utilizzate, per ogni respingente, due molle di rigidità $0,7 \text{ N/mm}$ e lunghezza a riposo 94 mm . Per semplicità, per ottenere un parametro di rigidità totale del respingente, ne è stata effettuata una caratterizzazione per ricavare una sua caratteristica lineare. Le prove sono state effettuate misurando, per mezzo di una cella di carico, la forza a compressione necessaria per far effettuare allo stelo un certo spostamento. In seguito è stata calcolata la media sulle tre prove ed effettuata un'interpolazione lineare dei punti per ricavare la retta caratteristica.

PROVA 1		PROVA 2		PROVA 3		MEDIA
x [mm]	F [N]	x [mm]	F [N]	x [mm]	F [N]	
0	0,6	0	0,6	0	0,6	0,60
5	8,5	5	11,2	5	13,6	11,10
10	22,4	10	22,2	10	18,8	21,13
15	33,5	15	34,3	15	30,3	32,70
20	39,2	20	44,9	20	41,6	41,90
25	48,9	25	51,4	25	51,5	50,60
30	62,5	30	60,7	30	57,2	60,13



Dal coefficiente angolare della caratteristica lineare si ricava il parametro di rigidezza pari circa a 2000 N/m.

6.1.5 Caratterizzazione delle valvole

Per quanto riguarda le elettrovalvole proporzionali in flusso, è stato scelto il modello il modello 3AF della CKD già presente in laboratorio e di cui si riporta di seguito la tabella con le relative specifiche.

Descriptions	3AP	2AF-3AF
Working fluid	Clean compressed air (refer to page 760 for recommended air circuits)	
Working pressure range	0.1 to 0.97MPa	0 to 0.97MPa
Control range	Refer to the model no. table below.	
Withstanding pressure	1.47MPa	
Rated current	780mA (max. control current)	
Coil resistance	19.5Ω (20 °C)	
Max. temperature rises	80 °C or less (780mA)	
Insulation class	Class B JIS C4003	
Working temperature	5 to 50°C	
Lubrication	ISO VG32 (oil-free permissible)	
Mounting attitude	To be installed with horizontal coil section	
Hysteresis	3%F.S. or less	7%F.S. or less
Linearity	2.5%F.S. or less	-
Step response hour	200ms or less Note 1	200ms or less
Port size	Rc1/4, 3/8	
Weight	1.18kg	

Note 1: For load volume 300cm³

Queste elettrovalvole a tre vie e due posizioni presentano una tensione di comando da 0 a 10V per cui è possibile individuare una condizione di valvola chiusa per un valore di tensione di 5V mentre un comportamento in scarico da 0 a 5V ed in carico da 5 a 10V.

Si riporta di seguito una vista in sezione della valvola.

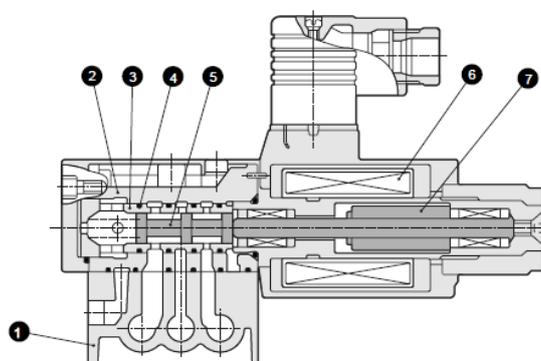


Figura 6.5 Sezione della valvola

No.	Parts name	Material	No.	Parts name	Material
1	Sub-plate	Aluminum alloy die-casting	5	Spool	Stainless steel
2	Body	Aluminum alloy die-casting	6	Molded coil	
3	Sleeve	Stainless steel	7	Cartridge	
4	O ring	Nitrile rubber			

La valvola inoltre è dotata di una scheda elettronica di condizionamento che permette la variazione dei valori di zero e gain tramite delle viti di regolazione.

Ai fini della modellizzazione del sistema precedentemente affrontata, è necessario ricavare dei parametri caratteristici della valvola quali la conduttanza C ed il rapporto critico b . Per quanto riguarda la determinazione della conduttanza, sono state svolte delle prove di caratterizzazione statica tramite le quali è stato possibile ricavare delle curve di flusso che legano la portata alla pressione di alimentazione ed alla caduta di pressione attraverso la valvola in prova. A tal fine è stato realizzato un banco prova che viene schematizzato in figura 5.6.

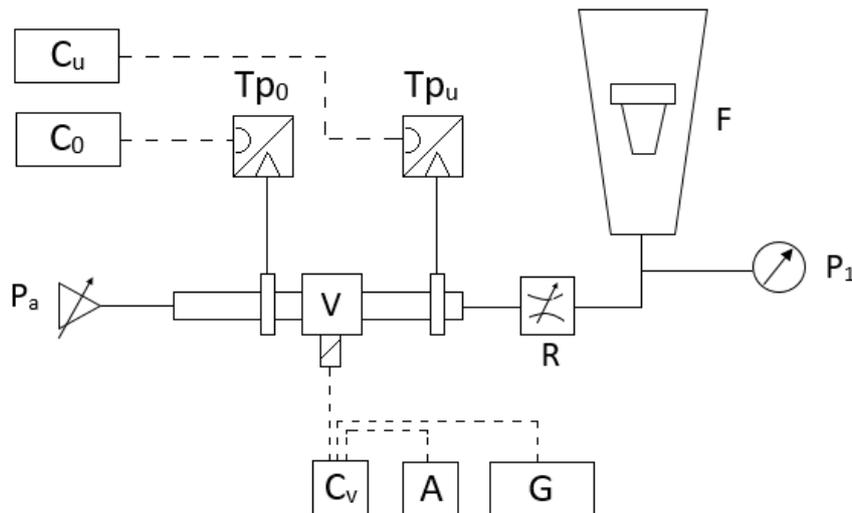


Figura 6.6 Schema banco portata

Il banco rappresentato risulta composto dai seguenti elementi:

- **V**: valvola in prova
- **Pa**: pressione di alimentazione
- **Tp0**: trasduttore di pressione a monte della valvola
- **TpU**: trasduttore di pressione a valle della valvola
- **C0**: condizionatore trasduttore di pressione a monte della valvola

- C_u : condizionatore trasduttore di pressione a valle della valvola
- R : resistenza regolabile manualmente
- F : flussimetro
- P_1 : pressione a monte del flussimetro
- C_v : scheda di controllo della valvola
- A : alimentatore della scheda di controllo
- G : generatore di tensione



Figura 6.7 Banco portata



Figura 6.8 Condizionatori trasduttori, amplificatore, scheda di controllo valvola, generatore di tensione

Fissata una certa pressione di alimentazione, il flusso che attraversa l'elettrovalvola risulta funzione di due variabili: la tensione di comando e la pressione P_u a valle della valvola.

Lo scopo di queste prove di caratterizzazione è stato esclusivamente finalizzato a ricavare dei parametri plausibili da poter utilizzare all'interno del modello Simulink, per questo, per motivi semplificativi e dato il range di tensioni di comando utilizzate durante le simulazioni, si è scelto di fissare la tensione ad un valore medio di 7V e di eseguire le prove andando a variare la pressione a valle.

Le prove sono state eseguite con una pressione di alimentazione P_A pari a 3,5 bar ed andando ad aprire gradualmente la resistenza R , generando un salto di pressione attraverso la valvola e consentendo quindi il passaggio del flusso attraverso quest'ultima ed il flussimetro.

Nell'esecuzione della prova la pressione P_u è stata fatta diminuire progressivamente di un passo pari a 0,1 bar a partire dal valore di P_0 , andando a regolare la resistenza R . In questo modo si ottiene, oltre alla riduzione della pressione P_u , un parziale decremento del valore di P_0 che quindi di volta in volta si è dovuto compensare per tenerlo fisso a 3,5 bar andando ad aumentare il valore di P_A .

Si è proceduto alla riduzione di P_u fino ad ottenere la convergenza del valore di portata. La portata letta sul flussimetro è stata corretta per tenere conto delle differenti condizioni di pressione e temperatura a monte del flussimetro nelle due fasi distinte di taratura e misurazione; le condizioni di taratura sono riportate a lato dello strumento stesso.

La portata reale Q_R vale pertanto:

$$Q_R = Q_L \sqrt{\frac{P_F T_T}{P_T T_F}}$$

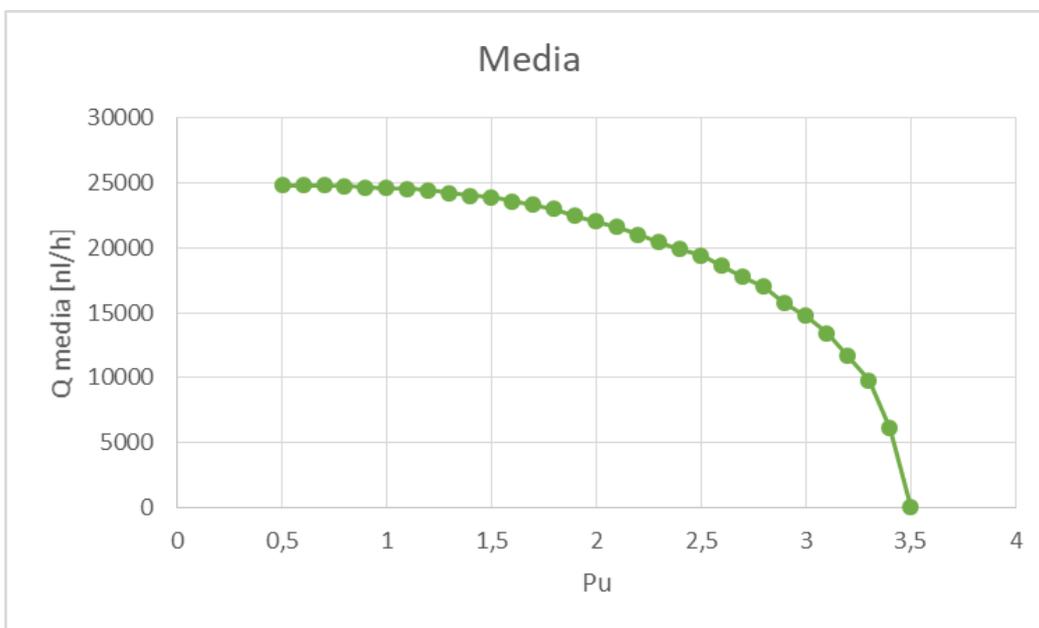
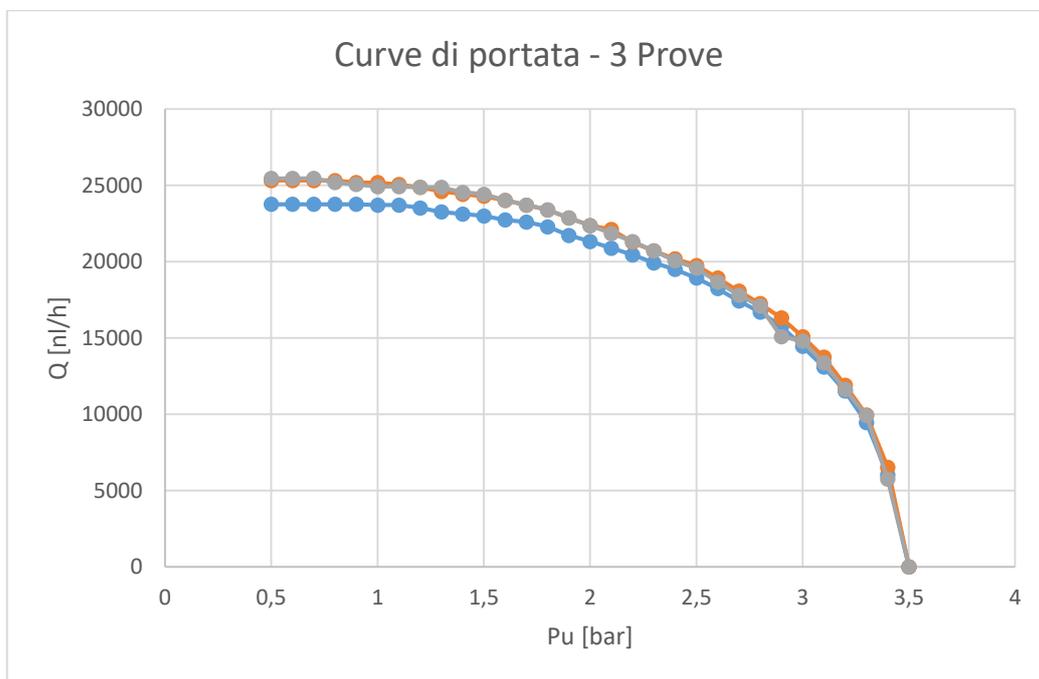
Dove:

- $P_T = 1013$ mbar è la pressione a valle della valvola in condizioni di taratura del flussimetro;
- $T_T = 20^\circ\text{C}$ è la temperatura dell'aria durante le condizioni di taratura;
- P_F è la pressione a monte del flussimetro durante la misurazione;
- T_F è la temperatura dell'aria durante la misurazione.

Poiché il rapporto tra le temperature in Kelvin non si discosta molto dall'unità, si è evitato di utilizzare un termometro durante ciascuna misurazione e si è ipotizzato un valore di T_T/T_F unitario.

Sono state effettuate tre prove e ricavata successivamente una media su di esse. Si riportano di seguito i risultati ottenuti.

Pu [bar]	Prova 1			Prova 2			Prova 3			Q media [nl/h]	Q media [nl/s]
	P1 [bar]	QI [nl/h]	Q [nl/h]	P1 [bar]	QI [nl/h]	Q [nl/h]	P1 [bar]	QI [nl/h]	Q [nl/h]		
3,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3,4	20	6000	6020,69	20	6500	6522,42	10	5750	5741,48	6094,86	1,69
3,3	30	9375	9453,34	30	9875	9957,52	20	9875	9909,06	9773,30	2,71
3,2	40	11375	11525,59	40	11750	11905,56	35	11500	11624,21	11685,12	3,25
3,1	50	12875	13108,02	50	13500	13744,33	50	13125	13362,55	13404,97	3,72
3	60	14125	14448,96	60	14750	15088,30	55	14500	14797,54	14778,27	4,11
2,9	65	15375	15764,68	70	15875	16315,52	60	14750	15088,30	15722,83	4,37
2,8	70	16250	16700,93	75	16750	17254,97	70	16625	17086,33	17014,08	4,73
2,7	80	16875	17424,12	80	17500	18069,46	80	17250	17811,33	17768,30	4,94
2,6	85	17625	18240,61	90	18250	18930,91	90	18000	18671,58	18614,36	5,17
2,5	90	18250	18930,91	95	19000	19754,04	90	18875	19579,22	19421,39	5,39
2,4	95	18750	19494,12	100	19375	20189,86	100	19250	20059,60	19914,53	5,53
2,3	100	19125	19929,35	100	19875	20710,89	100	19875	20710,89	20450,38	5,68
2,2	100	19625	20450,38	105	20375	21280,12	110	20375	21328,21	21019,57	5,84
2,1	105	20000	20888,46	110	21125	22113,30	110	20875	21851,60	21617,79	6,00
2	110	20375	21328,21	110	21375	22374,99	110	21375	22374,99	22026,06	6,12
1,9	110	20750	21720,75	120	21750	22869,86	120	21750	22869,86	22486,83	6,25
1,8	115	21250	22294,19	120	22250	23395,61	120	22250	23395,61	23028,47	6,40
1,7	120	21500	22606,99	125	22500	23711,23	125	22500	23711,23	23343,15	6,48
1,6	120	21625	22738,43	130	22750	24027,90	130	22750	24027,90	23598,08	6,56
1,5	120	21875	23001,30	130	23000	24291,95	130	23125	24423,97	23905,74	6,64
1,4	120	22000	23132,73	130	23125	24423,97	130	23250	24555,99	24037,56	6,68
1,3	120	22125	23264,17	135	23250	24610,26	135	23500	24874,88	24249,77	6,74
1,2	120	22375	23527,04	135	23500	24874,88	135	23500	24874,88	24425,60	6,78
1,1	125	22500	23711,23	140	23625	25062,22	140	23500	24929,61	24567,69	6,82
1	125	22500	23711,23	140	23750	25194,82	140	23500	24929,61	24611,89	6,84
0,9	130	22500	23763,86	140	23750	25194,82	140	23625	25062,22	24673,63	6,85
0,8	130	22500	23763,86	140	23875	25327,43	140	23750	25194,82	24762,04	6,88
0,7	130	22500	23763,86	140	23875	25327,43	140	24000	25460,03	24850,44	6,90
0,6	130	22500	23763,86	140	23875	25327,43	140	24000	25460,03	24850,44	6,90
0,5	130	22500	23763,86	140	23875	25327,43	140	24000	25460,03	24850,44	6,90



L'andamento delle curve sperimentali ottenute durante le prove risulta simile a quello delle curve teoriche già note, pur presentando alcune differenze. Le curve teoriche

prevedono infatti un comportamento sonico dell'ugello, e quindi una portata costante, per valori di $P_u \leq 0,528 P_0$, cosa non riscontrabile nelle curve sperimentali.

Uno dei fattori che ha più influenzato questo risultato è sicuramente la precisione dei traduttori di pressione a monte e a valle della valvola in prova e l'imprecisione di lettura sulla scala del flussimetro; inoltre la presenza di attriti, fenomeni turbolenti e altre irreversibilità, tende a spostare il limite sonico verso valori più bassi di P_u .

Successivamente, tramite la norma ISO-6358 è stato possibile ricavare i valori di conduttanza C e rapporto critico b caratteristici della valvola.

La conduttanza C è stata ricavata tramite la formula:

$$C = \frac{Q_{MAX}}{P_0 \cdot K}$$

Dove $K = \sqrt{\frac{293}{T_{prova}}}$ è un fattore che tiene conto della variazione della temperatura alla quale viene effettuata la prova rispetto alla temperatura ambiente standard ed è stato considerato unitario.

Si è ottenuto quindi un valore di $C = 1,97 \text{ l}/(\text{s} \cdot \text{bar})$.

In seguito, considerando la caratteristica di portata media sulle tre prove, è stato calcolato il rapporto critico b tramite la formula:

$$b = 1 - \frac{\Delta P}{P_0 \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{Q'}{Q_{MAX}} \right)^2} \right]}$$

Con $\Delta P = P_0 - P_u$ e Q' valore di portata sperimentale per un certo valore di P_u .

Il valore di b deve essere calcolato unicamente per i valori appartenenti effettivamente al tratto subsonico. Dal momento che non è possibile discriminare con certezza i punti sperimentali è necessario adottare una procedura iterativa per definire volta per volta il valore di b . Si è proceduto come segue:

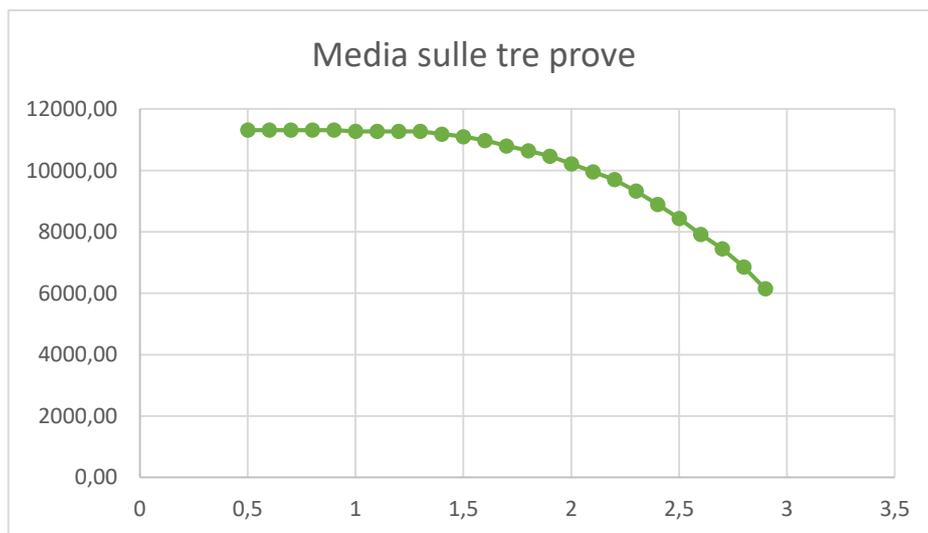
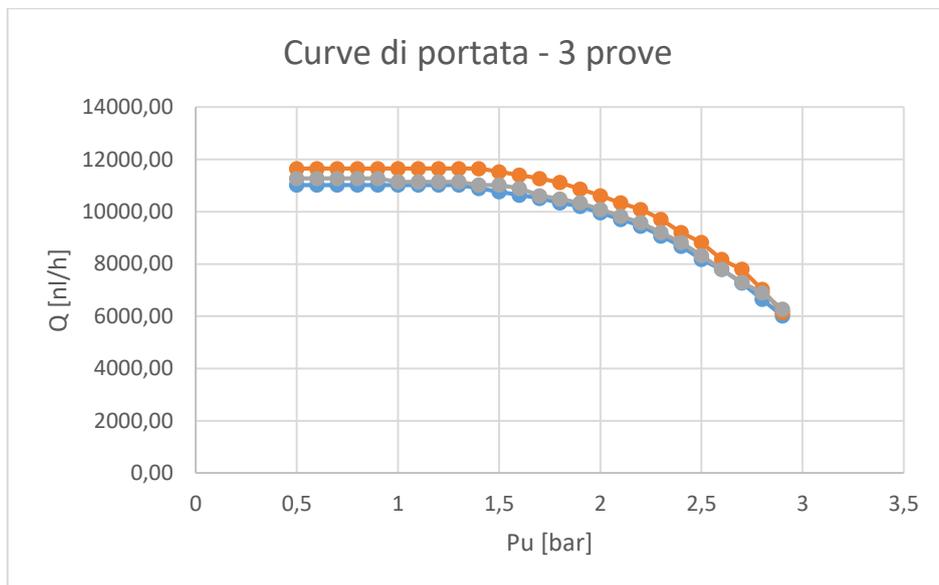
- In un calcolo di primo tentativo sono stati mediati tutti i valori di b ottenendo un valore medio;
- Con il nuovo valore di b si calcola il valore di pressione a valle della valvola per cui ci si aspetta che il flusso sia sonico e si riesegue il calcolo di cui al punto precedente escludendo i valori ottenuti a pressioni inferiori;

- Si itera questa procedura fino all'ultimo "taglio" di valori, il valore di b ottenuto è quello cercato.

In questo modo si ottiene un valore di b pari a 0,14.

Successivamente si inverte il posizionamento della valvola collegandola a scarico e fissando la tensione di comando ad un valore di 4,5 V. Si ripete quindi il precedente procedimento e si ricavano le curve di portata anche per questa configurazione. Si riportano di seguito i risultati ottenuti.

Pu [bar]	Prova 1			Prova 2			Prova 3			Q media [nl/h]	Q media [nl/s]
	P1 [bar]	Ql [nl/h]	Q [nl/h]	P1 [bar]	Ql [nl/h]	Q [nl/h]	P1 [bar]	Ql [nl/h]	Q [nl/h]		
2,9	20	6000	6020,69	20	6125	6146,13	20	6250	6271,56	6146,13	1,71
2,8	20	6625	6647,85	20	7000	7024,14	20	6875	6898,71	6856,90	1,90
2,7	20	7250	7275,01	25	7750	7795,77	25	7250	7292,82	7454,53	2,07
2,6	25	7750	7795,77	25	8125	8172,98	25	7750	7795,77	7921,51	2,20
2,5	25	8125	8172,98	30	8750	8823,12	30	8250	8318,94	8438,34	2,34
2,4	25	8625	8675,94	30	9125	9201,25	30	8750	8823,12	8900,10	2,47
2,3	30	9000	9075,20	30	9625	9705,43	30	9125	9201,25	9327,29	2,59
2,2	30	9375	9453,34	30	10000	10083,56	30	9500	9579,38	9705,43	2,70
2,1	30	9625	9705,43	30	10250	10335,65	30	9750	9831,47	9957,52	2,77
2	30	9875	9957,52	35	10500	10613,41	30	10000	10083,56	10218,16	2,84
1,9	30	10125	10209,60	35	10750	10866,11	30	10250	10335,65	10470,45	2,91
1,8	30	10250	10335,65	35	11000	11118,81	35	10375	10487,06	10647,17	2,96
1,7	40	10375	10512,36	40	11125	11272,29	35	10500	10613,41	10799,35	3,00
1,6	40	10500	10639,01	40	11250	11398,94	40	10750	10892,32	10976,76	3,05
1,5	40	10625	10765,67	40	11375	11525,59	40	10875	11018,98	11103,41	3,08
1,4	40	10750	10892,32	40	11500	11652,25	40	10875	11018,98	11187,85	3,11
1,3	40	10875	11018,98	40	11500	11652,25	40	11000	11145,63	11272,29	3,13
1,2	40	10875	11018,98	40	11500	11652,25	40	11000	11145,63	11272,29	3,13
1,1	40	10875	11018,98	40	11500	11652,25	40	11000	11145,63	11272,29	3,13
1	40	10875	11018,98	40	11500	11652,25	40	11000	11145,63	11272,29	3,13
0,9	40	10875	11018,98	40	11500	11652,25	40	11125	11272,29	11314,50	3,14
0,8	40	10875	11018,98	40	11500	11652,25	40	11125	11272,29	11314,50	3,14
0,7	40	10875	11018,98	40	11500	11652,25	40	11125	11272,29	11314,50	3,14
0,6	40	10875	11018,98	40	11500	11652,25	40	11125	11272,29	11314,50	3,14
0,5	40	10875	11018,98	40	11500	11652,25	40	11125	11272,29	11314,50	3,14



Dai valori riportati in tabella si può notare che la portata è stata registrata a partire da valori di P_u pari a 2,9 bar, in quanto per i valori da 3,5 a 2,8 bar, il flusso che attraversava la valvola era inferiore rispetto alla soglia minima leggibile dal flussimetro. Per caratterizzare la valvola infatti è stato utilizzato un flussimetro con un fondo scala di 58000 l/h, mentre per leggere questi valori mancanti sarebbe stato necessario avere a disposizione un flussimetro più piccolo. Anche in questa prova si è effettuato il calcolo dei valori di conduttanza C e rapporto critico b tramite le formule precedentemente discusse, ottenendo i seguenti valori:

- $C = 0,898 \text{ l}/(\text{s}\cdot\text{bar})$
- $b = 0,14$

Come si può vedere il valore di conduttanza risulta essere notevolmente più basso rispetto alla prova effettuata in condizioni di valvola in mandata. Un fattore che ha influito su questo valore è sicuramente la tensione che stata imposta in quest'ultima prova; infatti, essendo la condizione di chiusura della valvola intorno ai 5V, il valore scelto di 4,5 V avrà posto la valvola in una configurazione molto prossima a questa e dunque la conduttanza rilevata è risultata più bassa rispetto a quella calcolata in mandata. La scelta del valore di tensione è stata vincolata da dei limiti fisici dell'apparato sperimentale a disposizione. Volendo scegliere infatti tensioni più basse che facessero quindi passare un flusso maggiore in condizioni di scarico, in sede di prova non è risultato possibile impostare di volta in volta il delta di pressione tra monte e valle della valvola in quanto i due valori tendevano ad eguagliarsi. Per risolvere questo problema sarebbe stato necessario disporre di un riduttore di pressione in grado di fornire una pressione massima superiore rispetto a quelli di laboratorio.

Le ultime prove di caratterizzazione effettuate sono state volte a ricavare una caratteristica tensione-portata della valvola. In questo caso oltre al flussimetro precedentemente utilizzato ne è stato usato uno più piccolo (flussimetro ROTA con fondo scala = 136 l/min) per leggere i valori più bassi di portata. Su questo tipo di flussimetro viene letta una scala in mm e registrato il valore corrispondente; in seguito tramite un codice Matlab si risale al valore di portata corrispondente.



Figura 6.9 Flussimetro ASA e flussimetro ROTA

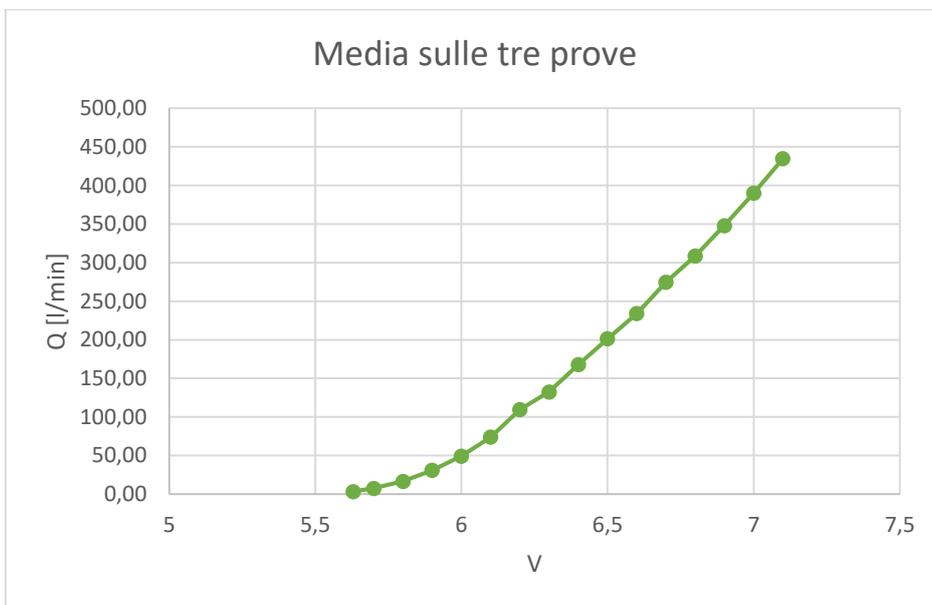
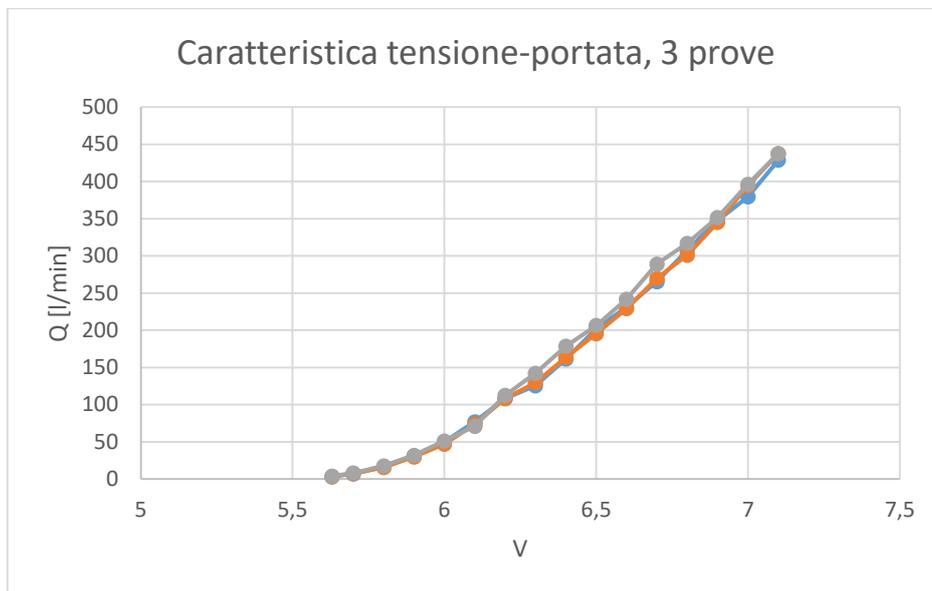
Le prove sono state effettuate fissando la pressione a monte della valvola a 3,5 bar e variando la tensione di comando della valvola con passo 0,1 V, registrando di volta in volta la portata letta sul flussimetro. Anche in questo caso variando la tensione si registrava una diminuzione del valore di P_0 che quindi di volta in volta è stato mantenuto costante andando a regolare la pressione di alimentazione P_A . Di seguito si riportano i risultati ottenuti. Il primo valore di tensione presente in tabella corrisponde alla prima rilevazione di portata che è stata possibile registrare.

Flussimetro ROTA

V	Prova 1		Prova 2		Prova 3		Q media [l/min]
	mm	Q [l/min]	mm	Q [l/min]	mm	Q [l/min]	
5,63	8	3,21	7	3,07	13	3,9	3,39
5,7	35	6,94	38	7,36	43	8,06	7,45
5,8	101	16,22	97	15,64	112	17,8	16,55
5,9	201	30,87	193	29,7	208	31,89	30,82
6	338	49,85	317	46,94	347	51,13	49,31
6,1	485	77,04	504	73,77	484	70,9	73,90

Flussimetro ASA

V	Prova 1			Prova 2			Prova 3			Q media [l/min]
	Ql [nl/h]	P1	Q [nl/min]	Ql [nl/h]	P1	Q [nl/min]	Ql [nl/h]	P1	Q [nl/min]	
6,2	6500	10	108,17	6500	10	108,1727998	6750	10	112,33	109,56
6,3	7500	20	125,43	7750	20	129,61218	8500	20	142,16	132,40
6,4	9625	25	161,36	9750	25	163,459654	10625	30	178,56	167,80
6,5	12000	35	202,16	11625	30	195,3689763	12250	35	206,37	201,30
6,6	13625	50	231,19	13500	50	229,0722307	14250	50	241,80	234,02
6,7	15500	70	265,50	15750	70	269,7841767	16875	70	289,05	274,78
6,8	17875	80	307,61	17500	80	301,1576873	18375	85	316,95	308,57
6,9	20000	100	347,35	19875	100	345,1814962	20250	100	351,69	348,08
7	21750	110	379,46	22500	120	394,3079709	22625	120	396,50	390,09
7,1	24250	140	428,75	24750	140	437,5942995	24750	140	437,59	434,65



Dai dati ricavati si ottiene una caratteristica tensione-portata più o meno lineare. Per valori al di fuori del range misurato il comportamento della valvola dovrebbe arrivare a saturazione, ovvero un aumento della tensione non porterebbe un ulteriore aumento

della portata. Purtroppo non è stato possibile ricavare questa ulteriore parte della caratteristica per le limitazioni dell'apparato sperimentale a disposizione già precedentemente discusse.

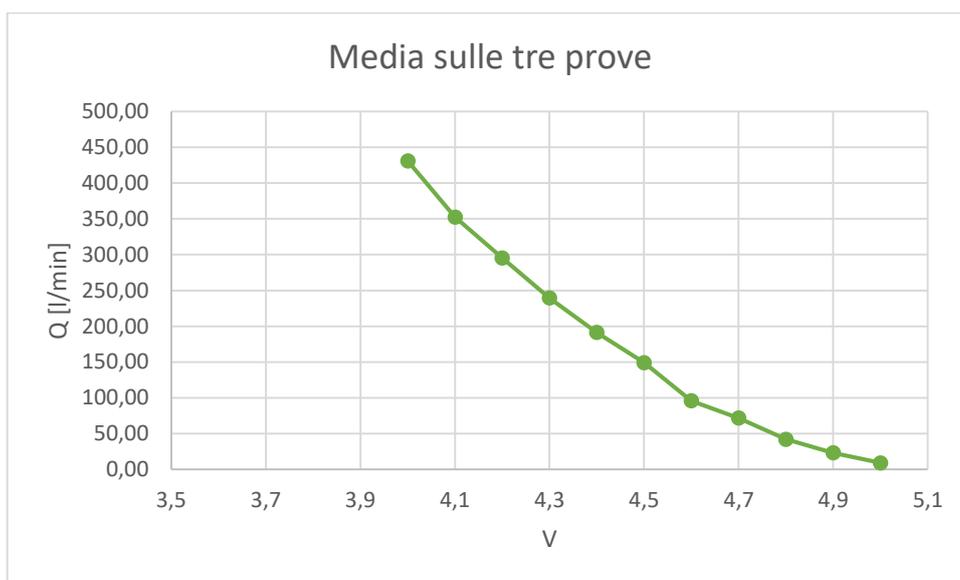
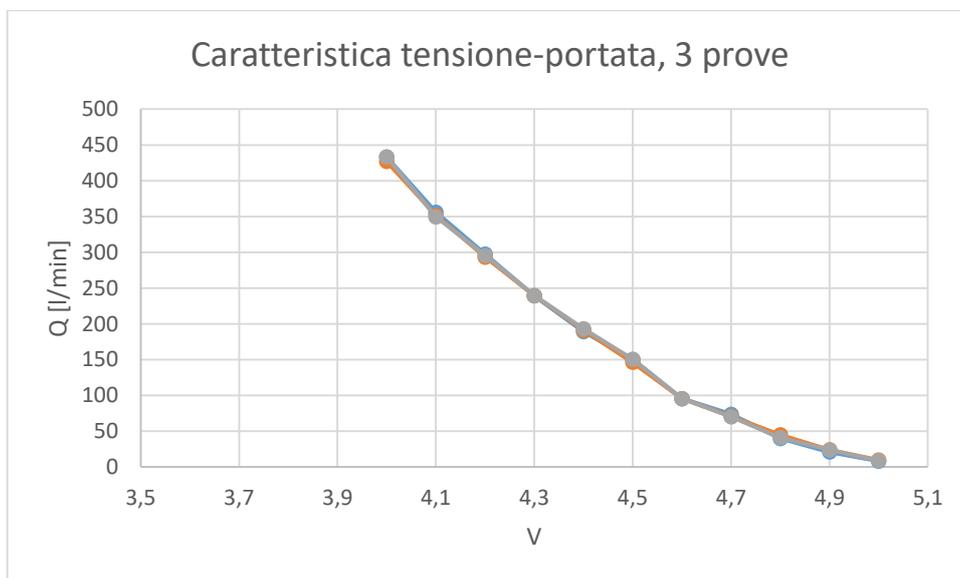
Successivamente è stato svolto lo stesso tipo di prova collegando la valvola a scarico. In questo caso quindi la tensione di comando è stata fatta variare sempre con passo 0,1 V ma in senso decrescente.

Flussimetro ROTA

V	Prova 1		Prova 2		Prova 3		Q media [l/min]
	mm	Q [l/min]	mm	Q [l/min]	mm	Q [l/min]	
5	45	8,34	55	9,75	5	9,05	9,05
4,9	134	20,96	155	24,06	154	23,91	22,98
4,8	266	39,9	303	45	274	41	41,97
4,7	504	73,77	484	70,9	479	70,18	71,62

Flussimetro ASA

V	Prova 1			Prova 2			Prova 3			Q media [l/min]
	Ql [nl/h]	P1	Q [nl/min]	Ql [nl/h]	P1	Q [nl/min]	Ql [nl/h]	P1	Q [nl/min]	
4,6	5750	10	95,69	5750	10	95,69132288	5750	10	95,69	95,69
4,5	9000	20	150,52	8750	20	146,3363323	9000	20	150,52	149,12
4,4	11250	30	189,07	11375	30	191,1674929	11500	30	193,27	191,17
4,3	14125	45	239,11	14125	50	239,6774265	14125	50	239,68	239,49
4,2	17375	70	297,62	17125	70	293,3367635	17250	70	295,48	295,48
4,1	20500	100	356,04	20250	100	351,6943546	20125	100	349,52	352,42
4	24500	140	433,17	24250	130	426,8693685	24500	140	433,17	431,07



Anche in questo caso si ottiene una caratteristica più o meno lineare ma non si riesce a raggiungere la zona di saturazione in scarico. Considerando entrambe le caratteristiche ottenute, in scarico e mandata, si può notare una banda morta tra i 5V e i 5,5V che oltre a dipendere dai dati di progetto della valvola potrebbe derivare anche dalla regolazione della scheda di controllo che non permettono una precisione assoluta nella scelta di parametri quali il gain e il valore di zero.

7 Prove sperimentali

Si procede effettuando una breve caratterizzazione del sistema in modo da valutare in prima approssimazione la sua risposta e le sue prestazioni.

Vengono fissati i seguenti parametri:

- Pressione di alimentazione $P_s = 3,5$ bar
- Tensione di comando alla valvola posteriore V_a in fase di approach = 5,6 V
- Tensione di comando alla valvola anteriore V_b in fase di approach = 5 V
- Tensione di comando alla valvola posteriore V_a in fase di return = 6,2 V
- Tensione di comando alla valvola anteriore V_b in fase di return = 0 V
- Massa impattata $M_2 = 10$ kg

Si fa notare che una tensione pari a 5V, da catalogo, dovrebbe corrispondere ad una condizione di valvola chiusa, ma nella realtà non è così per via di problemi riguardanti la configurazione della scheda di controllo (driver) delle valvole tramite viti di regolazione che già erano stati resi noti in fase di caratterizzazione delle valvole. Per questo motivo tale valore può essere impostato (per la valvola che regola la portata nella camera anteriore) così da consentire una fuoriuscita controllata del cilindro in fase di approach, evitando invece che questa avvenga in maniera troppo brusca.

Le prove vengono effettuate considerando il sistema in quattro diverse configurazioni:

1. Sistema fisso: vengono vincolati sia il cilindro che la massa da colpire.
2. Cilindro fisso e massa mobile: viene vincolato soltanto il movimento del cilindro, mentre la massa viene lasciata libera di traslare e soggetta solo all'opposizione del respingente.
3. Cilindro mobile e massa fissa: viene vincolato il movimento della massa mentre il cilindro è lasciato libero di traslare soggetto alla forza di richiamo del respingente.
4. Cilindro e massa mobili: entrambe le parti vengono lasciate libere di traslare e soggette solo all'opposizione dei rispettivi respingenti.

Come profilo di forza desiderato è stato considerato un arco di senoide di ampiezza 50 N e periodo 300 ms, come discusso nella fase di simulazione.

Per quanto riguarda i parametri del controllore, viene valutata soltanto l'influenza della variazione del guadagno proporzionale k_p , in particolare per valori pari a 1 e 1,5, fissando quindi a zero i valori di k_i e k_d .

Tramite le prove si valuta quindi come varia la risposta del sistema in base ad i movimenti che vengono concessi. Per ogni prova vengono effettuati 4 colpi, valutati i parametri di impulso, durata e forza massima ed i rispettivi valori medi e deviazioni standard.

7.1 Prove a sistema fisso

- $k_p=1$

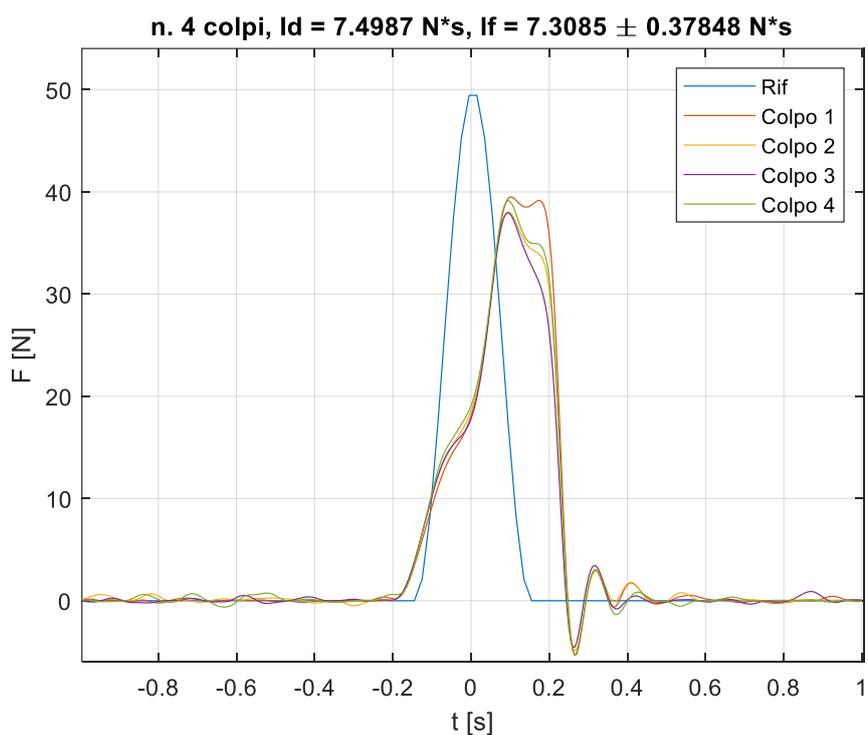


Figura 7.1 Prove a sistema fisso, 4 colpi, $k_p=1$

	Valore desiderato	Valore medio \pm dev. standard
Impulso	7,5 Ns	7,3 \pm 0,38 Ns
Durata dell'impulso	300 ms	370 \pm 6,4*10 ⁻¹⁴ ms
Forza massima	50 N	38,67 \pm 0,78 N

Il sistema non è in grado di seguire con sufficiente rapidità il profilo di forza richiesto, infatti la durata ottenuta supera di 70 ms il valore desiderato. La deformazione del profilo durante il tratto di salita è probabilmente dovuta allo schiacciamento del materiale di interfaccia posto sull'estremità del cilindro per attutire il colpo. Infine anche il valore di forza massima raggiunto si trova al di sotto di quello prestabilito, mentre per quanto riguarda l'impulso si ottiene un valore di 7,3 Ns contro i 7,5 desiderati.

- $k_p = 1,5$

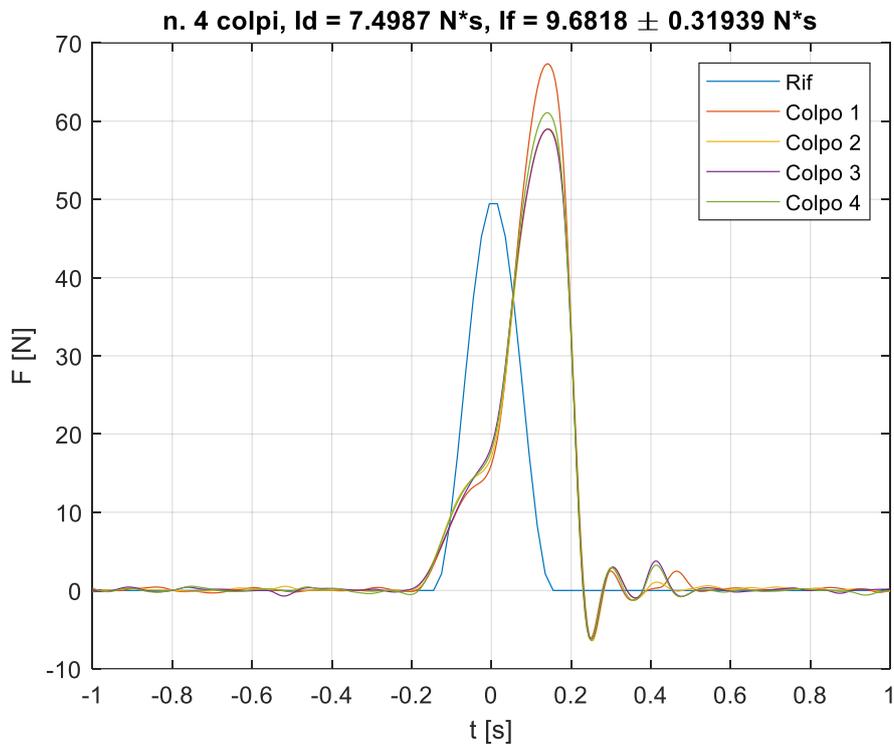


Figura 7.2 Prove a sistema fisso, 4 colpi, $k_p=1,5$

	Valore desiderato	Valore medio \pm dev. standard
Impulso	7,5 Ns	9,67 \pm 0,33 Ns
Durata dell'impulso	300 ms	352 \pm 5 ms
Forza massima	50 N	61,61 \pm 3,94N

L'aumento del solo guadagno proporzionale ha portato quindi ad un aumento del valore di forza massima, generando un significativo overshoot rispetto ai 50 N desiderati. In compenso si nota come il sistema sia diventato più pronto in quanto la durata dell'impulso è scesa a 352 ms, sebbene sia sempre superiore ai 300 ms richiesti. A causa del picco eccessivo aumenta anche il valore dell'impulso che supera i 7,5 Ns desiderati.

7.2 Prove con cilindro fisso e massa mobile

- $k_p=1$

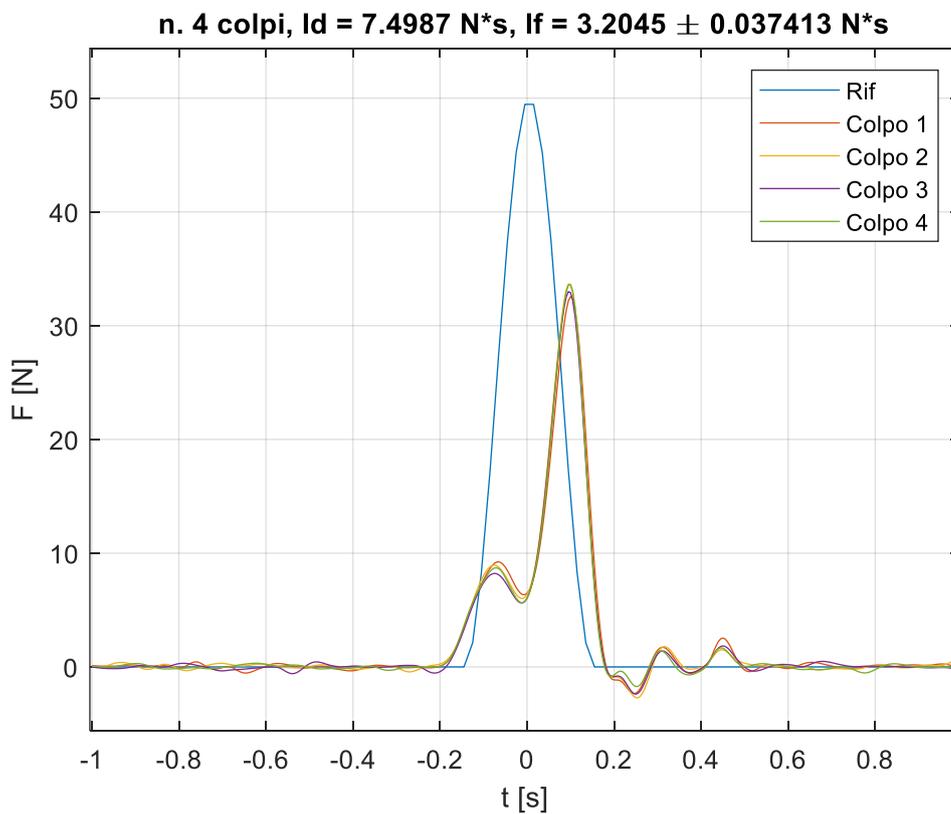


Figura 7.3 Prove con cilindro fisso e massa mobile, 4 colpi, $k_p=1$

	Valore desiderato	Valore medio \pm dev. standard
Impulso	7,5 Ns	$3,21 \pm 0,04$ Ns
Durata dell'impulso	300 ms	$310 \pm 6,4 \cdot 10^{-14}$ ms
Forza massima	50 N	$33,2 \pm 0,52$ N

Come si vede, il movimento della massa influisce sul profilo di forza aumentandone notevolmente il suo ritardo in fase di salita. Una volta colpita la massa infatti, il suo spostamento provoca una diminuzione della forza rilevata; il cilindro la insegue portando al secondo tratto di salita sul profilo di forza, ma si trova già in considerevole ritardo e quindi avviene il tratto di discesa. Il valore dell'impulso che ne consegue è notevolmente inferiore rispetto a quello richiesto (3,21 Ns contro 7,5) e lo stesso vale per la forza massima (33,2 N contro 50). Infine la durata vale 310 ms e quindi si discosta solo di 10 ms dal valore desiderato.

- $k_p=1,5$

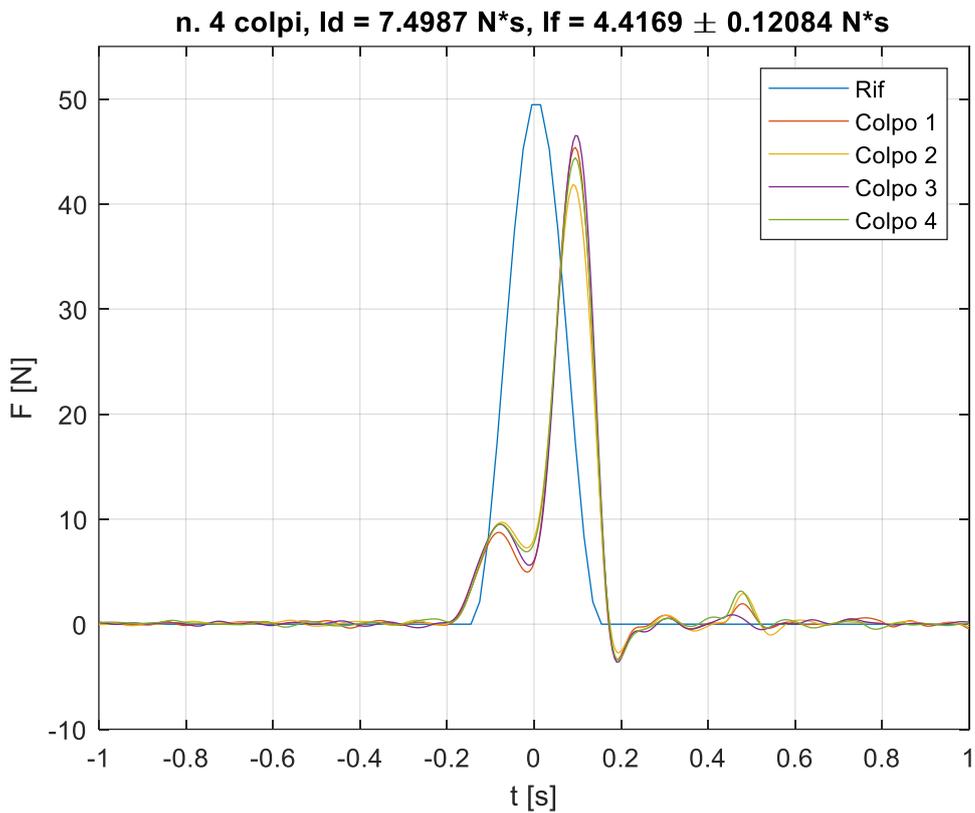


Figura 7.4 Prove con cilindro fisso e massa mobile, 4 colpi, $k_p=1,5$

	Valore desiderato	Valore medio \pm dev. standard
Impulso	7,5 Ns	$4,44 \pm 0,12$ Ns
Durata dell'impulso	300 ms	$311,3 \pm 4,8$ ms
Forza massima	50 N	$44,54 \pm 1,99$ N

L'aumento del guadagno proporzionale porta il sistema a raggiungere un valore di forza molto più elevato in seguito alla prima diminuzione dovuta allo spostamento della massa. Il fatto che il sistema raggiunga questo picco maggiore, provoca anche un ritardo, seppur minimo, sulla fase di discesa rispetto al caso con $k_p=1$, e questo influisce sulla durata complessiva di 311,3 ms.

Infine il valore dell'impulso è sempre notevolmente più basso rispetto a quello desiderato (4,44 Ns contro 7,5) a causa della prima fase di salita e discesa sul profilo di forza, ma comunque maggiore rispetto al caso con $k_p=1$ e quindi un aumento del guadagno proporzionale porta vantaggi in questi termini.

7.3 Prove con cilindro mobile e massa fissa

- $k_p=1$

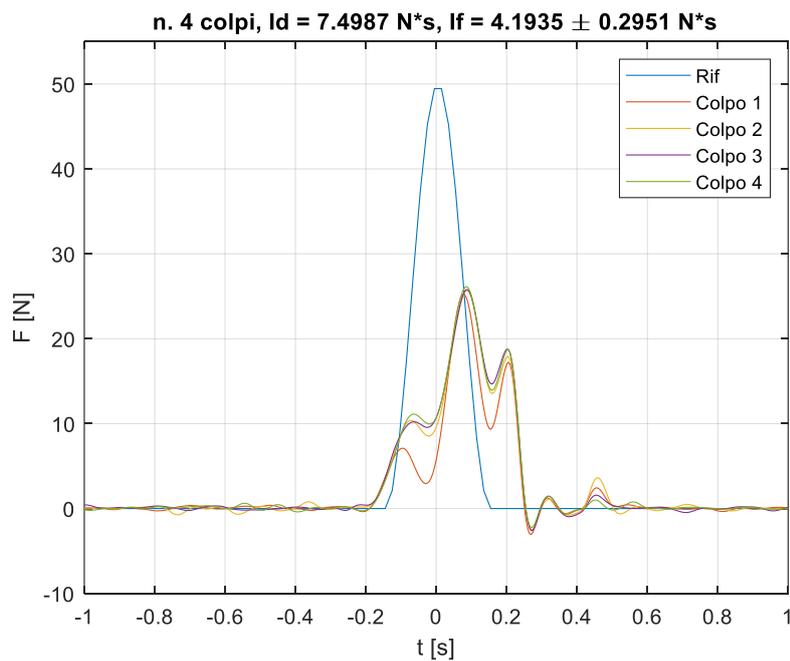


Figura 7.5 Prove con cilindro mobile e massa fissa, 4 colpi, $k_p=1$

	Valore desiderato	Valore medio \pm dev. standard
Impulso	7,5 Ns	4,19 \pm 0,3 Ns
Durata dell'impulso	300 ms	378,8 \pm 2,5 ms
Forza massima	50 N	25,69 \pm 0,38 N

Come si vede il sistema è molto più sensibile al movimento del cilindro rispetto che a quello della massa in termini di profilo di forza ottenuto. Concedendo questa traslazione infatti, si ottiene che, al momento del colpo, l'attuatore indietreggi come reazione alla forza di contatto, e questo provoca la prima diminuzione della forza dopo il primo tratto di salita. Successivamente si ha un aumento della forza fino al valore massimo ed una quasi immediata discesa dovuta al ritardo accumulato in fase di salita. Anche in fase di discesa il profilo presenta un secondo picco dovuto sempre al movimento del cilindro. Tutto ciò porta ad un aumento della durata complessiva che raggiunge i 378,8 ms a fronte dei 300 richiesti ed un valore dell'impulso al di sotto di quello desiderato (4,19 Ns contro 7,5). Anche per quanto riguarda la forza massima il valore non raggiunge il limite richiesto ma addirittura si ferma circa alla metà (25,69 N contro 50).

- $k_p=1,5$

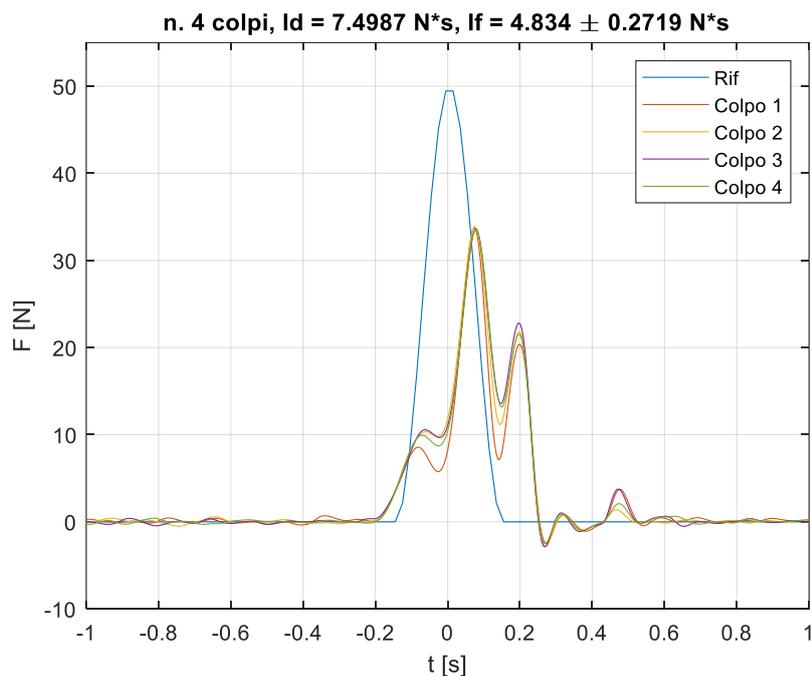


Figura 7.6 Prove con cilindro mobile e massa fissa, 4 colpi, $k_p=1,5$

	Valore desiderato	Valore medio \pm dev. standard
Impulso	7,5 Ns	4,83 \pm 0,27 Ns
Durata dell'impulso	300 ms	377,5 \pm 2,9 ms
Forza massima	50 N	33,68 \pm 0,18 N

L'aumento del solo guadagno proporzionale non porta grandi miglioramenti in termini della forma del profilo di forza ottenuto. Il valore dell'impulso risulta maggiore rispetto al caso con $k_p=1$ ma sempre molto al di sotto di quello desiderato. Cresce anche il valore della forza massima, ma anch'essa non raggiunge il picco dei 50 N imposti, e cresce anche il valore raggiunto dal secondo picco nella fase di discesa. Per quanto riguarda la durata complessiva invece, si ha una diminuzione di 1,3 ms ma comunque un ritardo totale di 77,5 ms rispetto ai 300 ms desiderati.

7.4 Prove con cilindro e massa mobili

- $k_p=1$

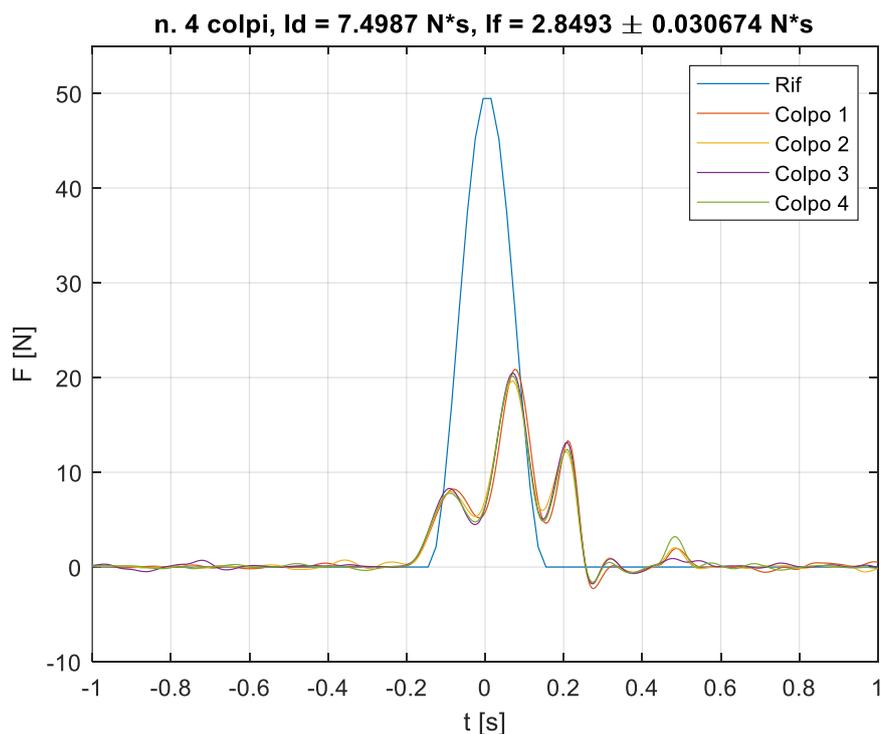


Figura 7.7 Prove con cilindro e massa mobili, 4 colpi, $k_p=1$

	Valore desiderato	Valore medio \pm dev. standard
Impulso	7,5 Ns	2,85 \pm 0,03 Ns
Durata dell'impulso	300 ms	378,8 \pm 2,5 ms
Forza massima	50 N	20,29 \pm 0,51 N

Come si nota, la concessione del movimento sia al cilindro che alla massa, provoca una notevole difficoltà del sistema nel cercare di seguire l'andamento del profilo di forza desiderato. La forza massima raggiunta è notevolmente al di sotto del valore richiesto (20,29 N contro 50) e sia in fase di salita che di discesa si verificano due picchi dovuti, come spiegato in precedenza, ai movimenti delle due parti nella fase di contatto. Come conseguenza di tutto ciò si ha un valore dell'impulso di soli 2,85 Ns, a discapito dei 7,5 richiesti, a causa del picco di forza raggiunto molto basso, mentre la durata supera di 78,8 ms i 300 desiderati a causa delle deformazioni subite dal profilo di forza.

- $k_p=1,5$

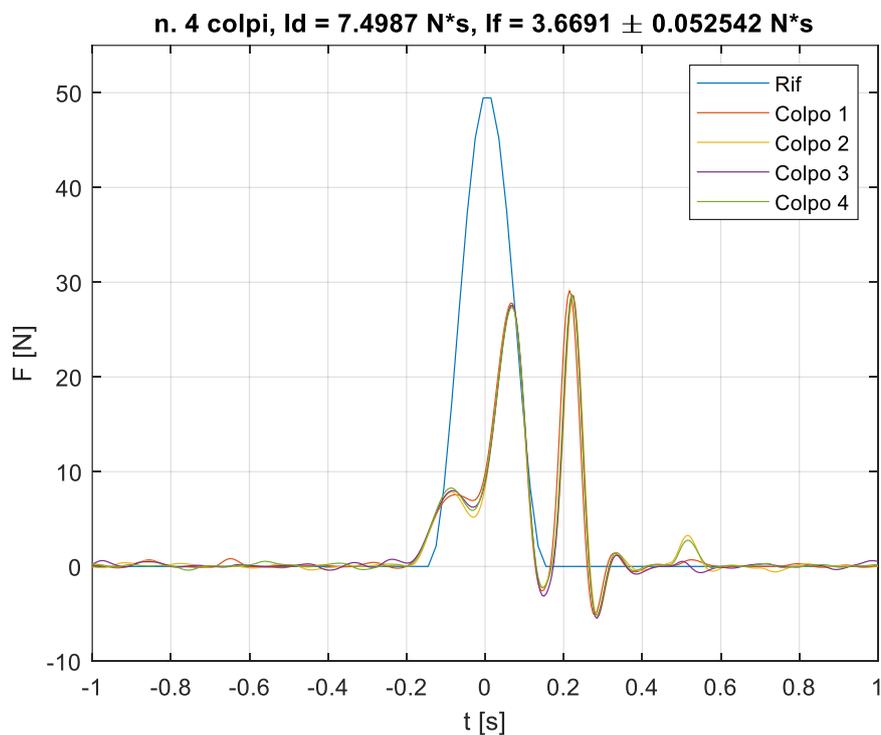


Figura 7.8 Prove con cilindro e massa mobili, 4 colpi, $k_p=1,5$

	Valore desiderato	Valore medio \pm dev. standard
Impulso	7,5 Ns	$3,67 \pm 0,05$ Ns
Durata dell'impulso	300 ms	$392,5 \pm 5$ ms
Forza massima	50 N	$28,77 \pm 0,23$ N

Aumentando il guadagno proporzionale si ottiene un aumento della forza massima raggiunta, non solo dal primo picco, ma anche dal secondo che appare essere molto più significativo del caso con $k_p=1$. Questo potrebbe essere dovuto non solo al maggiore spostamento compiuto dalla massa a fronte dell'applicazione di una forza di contatto più elevata, ma anche all'instabilità del sistema a causa dell'aumento del k_p .

Come conseguenza si ottiene un notevole aumento della durata dell'impulso, che in questo caso arriva ad un valore di 392,5 ms a discapito dei 300 desiderati, mentre la forza massima raggiunta vale 28,77 N quindi è ancora notevolmente al di sotto del picco richiesto di 50 N. Infine il valore dell'impulso risulta molto inferiore a quello voluto (3,67 Ns contro 7,5) a causa della bassa forza raggiunta e della forma del profilo ottenuta.

7.5 Confronto con il modello teorico

Al fine di valutare l'affidabilità del modello teorico, si vuole effettuare un paragone tra dati sperimentali e simulazioni. A causa della molteplicità di variabili in gioco e parametri ancora da stimare che richiedono processi di taratura sia del modello teorico che di quello sperimentale, il modello non è in grado di rappresentare in modo esatto la dinamica del sistema reale. In generale ciò che emerge è la presenza di un fattore di scala nei parametri di controllo che allontana il comportamento simulato da quello reale. Infatti, aumentando di molto il valore di questi ultimi rispetto al valore effettivamente impostato nel controllore, si ottiene una risposta simulata con un andamento che rappresenta con buona approssimazione la risposta reale.

Si procede quindi riportando gli andamenti delle prove sperimentali precedentemente analizzate, paragonandoli ai corrispondenti risultati delle simulazioni dove in un caso sono stati utilizzati gli stessi parametri di controllo, mentre nell'altro sono stati variati in modo da ottenere una risposta paragonabile a livello qualitativo.

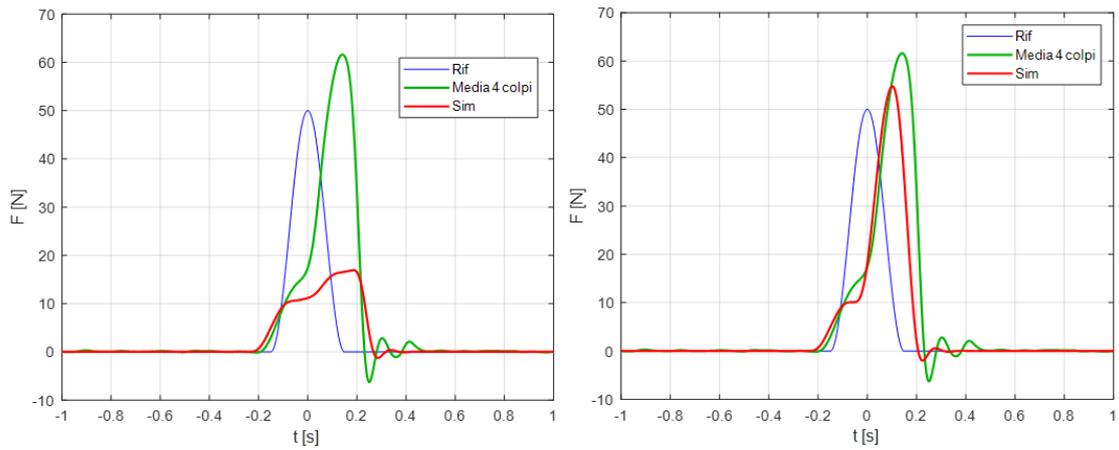


Figura 7.9 Prove a sistema fisso, simulazioni con $k_p=1.5$ (a sinistra) e $k_p=10$ (a destra)

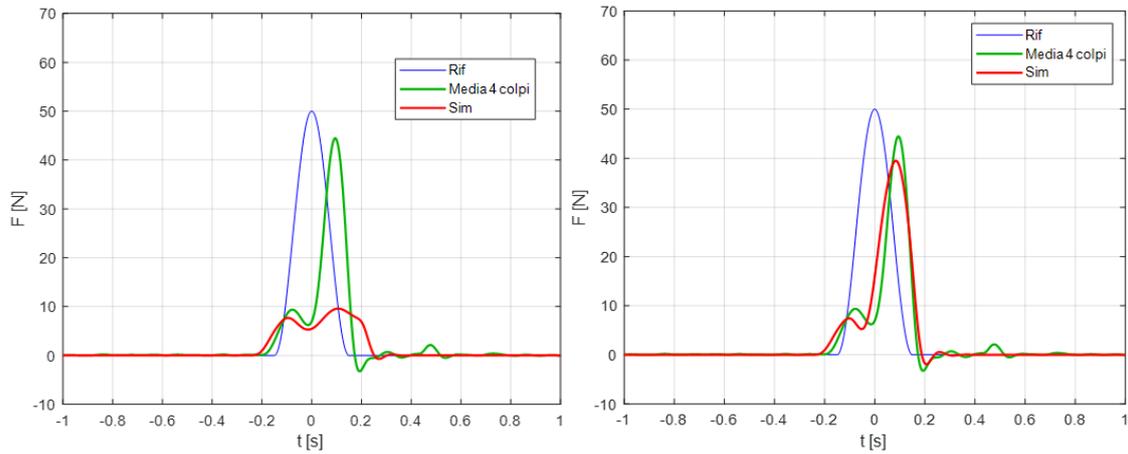


Figura 7.10 Prove con cilindro fisso e massa mobile, simulazioni con $k_p=1.5$ (a sinistra) e $k_p=10$ (a destra)

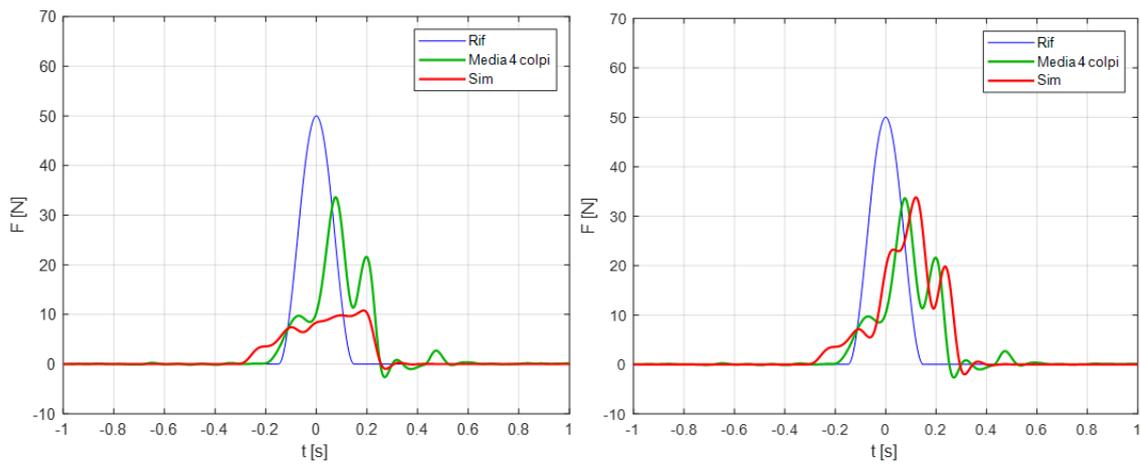


Figura 7.11 Prove con cilindro mobile e massa fissa, simulazioni con $k_p=1.5$ (a sinistra) e $k_p=20$ (a destra)

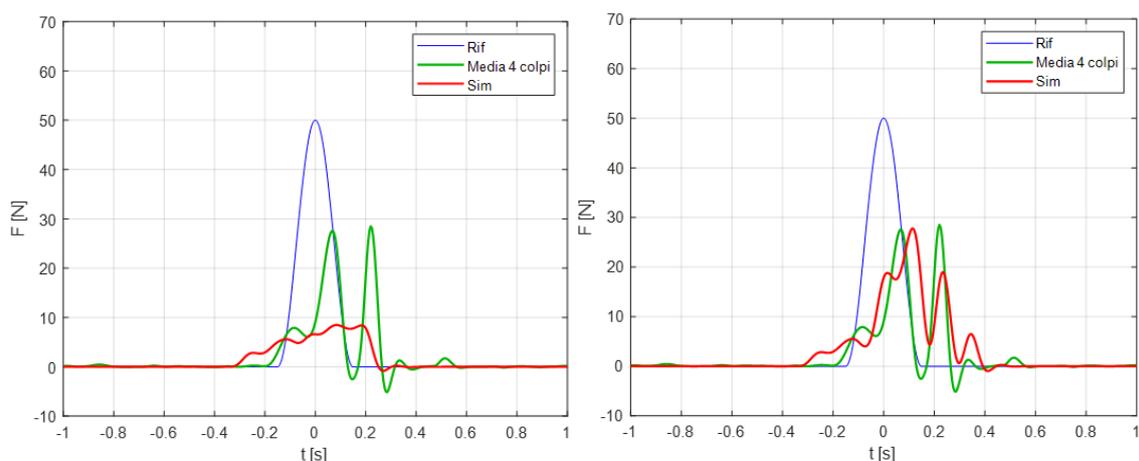


Figura 7.12 Prove con cilindro e massa mobili, simulazioni con $k_p=1.5$ (a sinistra) e $k_p=25$ (a destra)

Come si evince dai grafici, esistono delle forti analogie tra i risultati sperimentali e quelli forniti dal modello considerando una maggiorazione del guadagno proporzionale. Questo è dovuto ad incertezze ed imprecisioni sui valori di determinati parametri che ancora persistono nel modello. Infatti sono ancora assenti, per esempio, le modellizzazioni delle resistenze pneumatiche date da tubi e raccordi, che sono state stimate andando a minorare il parametro di conduttanza ottenuto dalla prove sperimentali sulle valvole, o delle forze di attrito agenti sui carrelli delle guide lineari. Inoltre devono ancora essere misurati i parametri di smorzamento dati dai respingenti, che quindi sono stati tarati solo a livello qualitativo effettuando varie simulazioni.

La mancanza di alcuni fattori e l'imprecisione nella valutazione di altri, hanno dunque portato alla presenza quasi di un parametro di guadagno complessivo che tiene conto di tutti questi fattori e determina la distanza della risposta reale da quella simulata. L'aumento del guadagno proporzionale è quindi un modo per far diminuire questa differenza, che in realtà non è dovuta soltanto ai parametri di controllo ma a tutta la serie di fattori precedentemente illustrati.

In generale quindi si può dire che il modello approssima bene il comportamento fisico del sistema reale, in quanto come si può rilevare dai grafici riportati, riesce a seguire bene gli andamenti ottenuti. Una volta tarati tutti i parametri che costituiscono le attuali incertezze ed identificato il modello, si potrà ottenere una risposta simulata che descriva con l'accuratezza necessaria la risposta reale.

8 Conclusioni

L'obiettivo di questo lavoro è stato la caratterizzazione del dispositivo di perturbazione e della sua interazione con l'ambiente circostante, considerando quindi i fattori di cedevolezza e variabilità introdotti dal comportamento dell'uomo.

In particolare è stato costruito un banco prova per poterne testare le performance in termini di profilo di forza ottenuto, valore e durata dell'impulso. Inoltre è stato realizzato un modello Simulink che ne rispecchiasse il comportamento in modo da poter valutare l'effetto della variazione di alcuni parametri caratteristici e gli eventuali miglioramenti da introdurre nel sistema reale.

Sono state effettuate alcune prove preliminari sul banco andando a considerare il sistema nelle sue varie configurazioni, in termini di libertà di movimento delle parti, e valutata la risposta nei vari casi. Dai risultati ottenuti si evince che attualmente il sistema, a discapito dei buoni risultati in termini di ripetibilità, possiede una dinamica troppo lenta per riuscire a seguire con sufficiente accuratezza il profilo di forza fornito come input. Infatti non solo si supera la durata prestabilita di 300 ms ma, introducendo le cedevolezza del cilindro e della massa, si ottiene un profilo di forza che non riesce a seguire il segnale di set, presentando due picchi e non raggiungendo il valore massimo desiderato.

Questo problema è dovuto essenzialmente alla scelta dell'attuazione pneumatica che, a discapito della facilità di funzionamento e regolazione, presenta grossi svantaggi per quanto riguarda la precisione e la dinamica. Un'ulteriore causa delle basse prestazioni ottenute è senz'altro l'attuale legge di controllo che governa il sistema, che si basa sull'unico segnale di feedback proveniente dalla cella di carico. Tale soluzione presenta grossi vantaggi in termini di semplicità, ma ignora il disturbo causato dallo spostamento del corpo colpito.

Una soluzione, e quindi possibile sviluppo futuro del banco, potrebbe essere l'implementazione di una legge di controllo più complessa che preveda la valutazione dell'errore non solo sulla forza, ma anche sulla posizione dello stelo del cilindro, sfruttando i sensori già integrati nel banco e, allo stato attuale, utilizzati solo per valutare numericamente gli spostamenti. Un'idea potrebbe essere quella di un controllo

parallelo forza-posizione, facendo in modo di assicurare sempre il contatto massa-stelo durante la fase di strike.

Per quanto riguarda le simulazioni invece, emerge che il modello rappresenta con buona approssimazione il comportamento reale del sistema, con una serie di limitazioni dovute ancora alla necessità di definire tutti i parametri incerti. Lo sviluppo futuro in questi termini è sicuramente l'identificazione del modello, in modo da ottenere una risposta uguale a quella reale. Una volta raggiunta questa condizione, potrà essere definito un sistema hardware in the loop, in modo da poter utilizzare le simulazioni per anticipare i risultati ottenuti tramite modifiche al sistema reale, valutando quindi la loro efficacia.

Appendice

Codice Matlab per l'acquisizione dei dati sperimentali

```
% clearvars
% close all
clc

[nomefile, pathfile]=uigetfile('*.mat');
data=load([pathfile nomefile]);
nome=fieldnames(data);
data=struct2cell(data);

T=double(data{1}.X.Data)';
Va=double(data{1}.Y(1).Data)';
Vb=double(data{1}.Y(2).Data)';
pot1=double(data{1}.Y(3).Data)';
pot2=double(data{1}.Y(4).Data)';
laser=double(data{1}.Y(5).Data)';
cmd=double(data{1}.Y(6).Data)';
Fff=double(data{1}.Y(7).Data)';
Fd=double(data{1}.Y(8).Data)';
Fnf=double(data{1}.Y(9).Data)';

Ff=Fff-0.017;
% Sensibilità della cella (50kgf)
S=9.92949e-05; % V/g
K=9.81/S/1000; % N/V

% Plot dei segnali
figure,plot(T,K*[Fd Ff]),legend('Fd','Ff'),grid
figure,plot(T,[Va Vb]),legend('Back Command','Front Command')
figure,plot(T,K*[Fnf Ff]),legend('F','Ff (filtered)'),grid

% Ripetibilità dei colpi
[pks, indp]=findpeaks(Fd(1:end-200),'MinPeakHeight',0.3);
for i=1:length(indp)
    f(:,i)=Ff(indp(i)-200:indp(i)+200);
end
t=T(indp(1)-200:indp(1)+200)-T(indp(1));
d=Fd(indp(1)-200:indp(1)+200);
fmedia=(f(:,1)+f(:,2)+f(:,3)+f(:,4))/4;

% Sovrapposizione della simulazione (prima lanciare simulink)
[picco, indicepicco]=findpeaks(Frif,'MinPeakHeight',0.3);
tout1=tout-tout(indicepicco);

figure,plot(tout1,Frif,'b','LineWidth',1);
```

```

hold on
plot(t, fmedia*K, 'color', [0 0.7 0], 'LineWidth', 1.5), grid, xlabel('t
[s]'), ylabel('F [N]')
hold on
plot(tout1, Fe, 'r', 'LineWidth', 1.5);
legend('Rif', 'Media 4 colpi', 'Sim');
axis([-1 1 -10 70])

%Creazione asse tempo
fs = 200; %Hz - frequenza di campionamento
tt = 0:1/fs:(length(Ff)-1)/fs;

%Creazione asse tempo
fs = 200; %Hz - frequenza di campionamento
tt = 0:1/fs:(length(Ff)-1)/fs;

% Calcolo dell'impulso
Id=trapz(t, K*d);
for i=1:length(indp)
    indf(i)=find(K*f(:,i)>4.2,1,'last');
    indi(i)=find(K*f(:,i)>4,1,'first');
    If(i)=trapz(t(200:indf(i)), K*f(200:indf(i),i));
    durata(i)=tt(indf(i))-tt(indi(i));
    maxF(i)=max(K*f(:,i));
end
Imean=mean(If);
Istd=std(If);
duratamean=mean(durata);
duratastd=std(durata);
maxFmean=mean(maxF);
maxFstd=std(maxF);

Istr=['n. ' num2str(numel(indp)) ' colpi, Id = ' num2str(Id) ' N*s, If
= ' ...
num2str(Imean) ' \pm ' num2str(Istd) ' N*s'];
gcf;title(Istr)

```

Codice Matlab per le simulazioni a variabile singola

```

%%Definizione vettore variabile
beta2v=[100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000];

%inizializzazione vettori output
Fev=zeros(50001,length(beta2v)); %vettore Fe
impulsov=zeros(1,length(beta2v)); %vettore impulsi
duratav=zeros(1,length(beta2v)); %vettore durate
Ev=zeros(1,length(beta2v)); %vettore energie colpi
Emv=zeros(1,length(beta2v)); %vettore energie potenziali molle
Edv=zeros(1,length(beta2v)); %vettore energie dissipate

```

```

for i=1:length(beta2v)
    beta2=beta2v(i);
    sim('impattatore_PID_stateflow2')
    Fev(:,i)=Fe;

    %%calcolo impulso
    impulso=trapz(tout,Fe);
    impulsov(1,i)=impulso; %vettore valore impulso
    [picco,tpicco]=max(Fe);
    indi=find(Fe(1:tpicco)>0.2,1,'first'); %indice inizio impulso
    indf=tpicco+find(Fe(tpicco:end)<0.2,1,'first'); %indice fine
impulso
    ti=tout(indi);
    tf=tout(indf);
    durata=tf-ti;
    duratav(1,i)=durata; %vettore durata impulso

    %%calcolo energia del colpo (int(f dx))
    [x2max,indmax]=max(x2.Data);
    E=trapz(x2.Data(1:indmax),Fe(1:indmax));
    Ev(1,i)=E;

    %%calcolo energia pot molla
    Em=trapz(x2.Data(indmax:end),k2*x2.Data(indmax:end));
    Emv(1,i)=Em;

    %%calcolo energia dissipata
    Ed=E-Em;
    Edv(1,i)=Ed;
end

figure
plot(beta2v,duratav,'LineWidth',2);
grid on
xlabel('beta2 [Ns/m]')
ylabel('Durata impulso [s]')

figure
plot(beta2v,impulsov,'LineWidth',2);
grid on
xlabel('beta2 [Ns/m]')
ylabel('Impulso [Ns]')

figure
plot(beta2v,Ev,'LineWidth',2);
grid on
xlabel('beta2 [Ns/m]')
ylabel('Energia del colpo [J]')

```

Codice Matlab per le simulazioni a variabili combinate

```
%%Definizione dei vettori variabili
k2v=[100 200 500 1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000];
beta2v=[100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000];

%inizializzazione output
z=zeros (length (k2v) , length (beta2v) );

for i=1:length (k2v)
    for j=1:length (beta2v)
        k2=k2v (i) ;
        beta2=beta2v (j) ;
        sim ('impattatore_PID_stateflow2')

        %%calcolo impulso
        impulso=trapz (tout, Fe) ;
        [picco, tpicco]=max (Fe) ;
        indi=find (Fe (1:tpicco)>0.2,1, 'first') ; %indice inizio impulso
        indf=tpicco+find (Fe (tpicco:end)<0.2,1, 'first') ; %indice fine
    impulso
        ti=tout (indi) ;
        tf=tout (indf) ;
        durata=tf-ti;
        z (i, j)=impulso;
        w (i, j)=durata;
    end
end

figure
s=surf (beta2v, k2v, z) ;
s.EdgeColor='none'
shading interp
colorbar;
xlabel ('beta2 [Ns/m]') ;
ylabel ('k2 [N/m]') ;
zlabel ('Impulso [Ns]') ;

figure
q=surf (beta2v, M2v, w) ;
q.EdgeColor='none'
shading interp
colorbar;
xlabel ('beta2 [Ns/m]') ;
ylabel ('k2 [N/m]') ;
zlabel ('Durata impulso [s]') ;
```

Bibliografia

1. **Visser, J. E., et al:** The clinical utility of posturography. *Clinical Neurophysiology* 119, 2424-2436 (2008).
2. **Horak, F. B., Macpherson, J. M.:** Postural orientation and equilibrium. In: *Handbook of physiology*, 253-292 (1996).
3. **Horak, F. B., Nashner, L. M., Diener, H. C.:** Postural strategies associated with somatosensory and vestibular loss. *Experimental brain research* 82, 167-177 (1990).
4. **Pankanin, E., Dobosiewicz, A. M., Mietkowska, P.:** Static posturography as an instrument to assess the balance among athletes. *Journal of Education, Health and Sport* 8(5), 216-225 (2018).
5. **Gandelman-Marton, R., Arlazoroff, A., Dvir, Z.:** Ocular dominance and balance performance in healthy adults. *Gait & Posture* 31, 394-396 (2010).
6. **Zrinka Potocanac, Janneke de Bruin, Susanne van der Veenm, Sabine Verschueren, Jaap van Dieën, Jacques Duysens, Mirjam Pijnappels.:** Fast online corrections of tripping responses. *Exp Brain Res* (2014) 232:3579–3590.
7. **Ali Shahvarpour, Aboufazi Shirazi-Adl, Hakim Mecheri, Christian Larivière:** Trunk response to sudden forward perturbations – Effects of preload and sudden load magnitudes, posture and abdominal antagonistic activation. *Journal of Electromyography and Kinesiology* 24 (2014) 394–403
8. **Avril Mansfield, Brian E.Maki.:** Are age-related impairments in change-in-support balance reactions dependent on the method of balance perturbation?. *Journal of Biomechanics* 42(2009) 1023-1031.
9. **Maffiodo D., Franco W., De Benedictis C., Paterna M., Muscolo G.G., Roatta S., Ferraresi C., Dvir Z.:** Pneumo-tronic perturbator for the study of human postural responses (2019)
10. **Viktorov V., Colombo F.:** Automazione dei sistemi meccanici – Corso di base (2016)
11. **De Benedictis C., Franco W., Maffiodo D., Ferraresi C.:** Control of Force Impulse in Human-Machine Impact (2017)
12. **Blaine W. Andersen:** The Analysis and Design of Pneumatic Systems (1967)