

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Progettazione di una valvola pneumatica per il controllo di pattini pneumostatici



Relatore

Prof. Terenziano Raparelli

Correlatori

Prof. Andrea Trivella
Prof. Federico Colombo
Ing. Luigi Lentini

Candidato

Silviu Burca
matr. s254201

A.A. 2020/2021

Abstract

In diversi settori industriali sono sempre più frequenti i segnali di sostegno alle tecnologie ecosostenibili. La tecnologia dei supporti ad aria è una di queste, in quanto coniuga esigenze di eco compatibilità dei componenti alle esigenze tecniche di poter ottenere sistemi con elevatissime precisioni di movimentazione. In particolare, i pattini pneumostatici trovano largo utilizzo all'interno di macchine utensili, strumenti di misura e apparecchiature mediche grazie alle loro caratteristiche di elevata pulizia, attrito e usura nulla.

Nonostante questi considerevoli vantaggi, a causa della comprimibilità del lubrificante, i cuscinetti a gas sono caratterizzati da rigidità relativamente basse e, in certe condizioni, possono risultare dinamicamente instabili. Tuttavia, queste limitazioni possono essere superate tramite l'utilizzo di metodi di compensazione. In generale, i metodi di compensazione si possono dividere in attivi e passivi. Si definiscono metodi di compensazione passiva quelle tecniche che permettono di aumentare le prestazioni del cuscinetto integrandolo con componenti che non richiedono sorgenti di alimentazione esterna oltre che quella associata all'aria di alimentazione del pattino. Al contrario, i metodi di compensazione attiva sfruttano componenti e/o dispositivi, come ad esempio sensori, controllori ed attuatori che necessitano di essere alimentati da sorgenti energetiche aggiuntive. Sebbene i metodi di compensazione attiva risultino essere più performanti rispetto alla loro controparte passiva, il loro utilizzo in campo industriale è purtroppo ostacolato dai loro costi, al momento, molto elevati.

L'argomento di questo lavoro di tesi consiste nello studio e nella progettazione di un prototipo di pattino che utilizza un tipo di compensazione passiva al fine di ottenere un sistema con rigidità quasi statica infinita. Partendo dalle problematiche e criticità riscontrate in un precedente prototipo, il nuovo sistema proposto consiste nell'integrazione di un pattino commerciale e una valvola pneumatica a diaframma. Al fine di ottenere un sistema con prestazioni ottimali è stata proposta una procedura di progettazione sulla base di un opportuno modello numerico. Tramite questo metodo risulta possibile definire i parametri funzionali della valvola sulla base del meato di lavoro selezionato.

I risultati numerici hanno confermato la validità del metodo, dimostrando che è sempre possibile progettare questo tipo di pattini compensati al fine di ottenere supporti con rigidità quasi statica infinita nell'intorno dell'altezza di meato desiderato.

I risultati sperimentali hanno confermato la validità del modello utilizzato e inoltre hanno permesso di evidenziare delle criticità a livello progettuale che dovranno in seguito essere superate.

Sommario

Abstract	3
Indice delle Figure.....	6
Indici delle Tabelle.....	10
Introduzione	11
1.1 Cuscinetti pneumostatici.....	12
1.1.1 Pattini pneumostatici.....	12
1.1.1.1 Sistemi di alimentazione.....	14
1.1.2 Materiali	15
1.2 Metodi di compensazione passiva e attiva	16
1.2.1 Metodi di compensazione passiva.....	16
1.2.2 Metodi di compensazione attiva.....	20
1.2.2.1 Metodi di compensazione attiva del flusso.....	21
1.2.2.2 Metodi di compensazione attiva geometrica	24
1.2.2.3 Metodi di compensazione attiva ibridi	26
Capitolo 2	27
2.1 Prototipo vecchia valvola pneumatica	27
2.2 Nuova valvola pneumatica	29
2.2.1 Portale.....	31
2.2.2 Corpo valvola	32
2.2.3 Interfaccia valvola-pattino.....	34
2.2.4 Ugello	37
2.2.5 Sistema di regolazione	39
2.2.6 Viti di collegamento	40
Capitolo 3:.....	41
3.1 Modello del pattino pneumostatico circolare	41
3.2 Modello della valvola pneumatica.....	48
3.2.1 Definizione dei parametri ideali della valvola	49
3.2.2 Individuazione della pressione di alimentazione ideale, ps, id	49
3.2.3 Scelta diaframma metallico	50
3.3 Risultati del modello.....	54
Capitolo 4	56
4.1 Prove sperimentali sul solo pattino pneumostatico circolare	56

4.1.1	Misurazione foro e superficie.....	56
4.1.2	Misurazione del getto libero.....	57
4.1.3	Prove con carico esterno	60
4.2	Prove sperimentali con solo la valvola pneumatica.....	61
4.2.1	Calcolo della rigidezza di un singolo diaframma goffrato.....	62
4.2.2	Calcolo della rigidezza di un singolo diaframma piatto.....	64
4.2.3	Calcolo della rigidezza di un singolo diaframma piatto (vecchio prototipo).....	65
4.2.4	Calcolo della rigidezza di due diaframmi sovrapposti.....	65
4.2.5	Calcolo della rigidezza di due diaframmi sovrapposti e incollati	66
4.2.6	Calcolo della rigidezza di diaframmi ricavati mediante fustella.....	67
4.3	Prove sperimentali con valvola, pattino e carico esterno	69
4.3.1	Diaframma goffrato.....	70
4.3.2	Diaframma piatto (spesso)	71
4.4	Calcolo dello spessore teorico del diaframma metallico.....	75
4.5	Calcolo della pressione di apertura della valvola	77
Capitolo 5	81
5.1	Validazione dei dati sperimentali	81
Conclusioni e sviluppi futuri	85
Bibliografia.....		86
Sitografia.....		88
Appendice A:.....		89
A.1.	Calcolo capacità di carico, F_p	89
Appendice B: Disegni		95
Appendice C: Listati.....		104
C.1.	Listato modello pattino pneumostatico circolare.....	104
C.2.	Listato modello della valvola pneumatica	105
C.3.	Listato calcolo prestazioni valvola pneumatica.....	110
Ringraziamenti		114

Indice delle Figure

Figura 1.1: Cuscinetti a) pneumostatici, b) aerodinamici.....	11
Figura 1.2: Classificazione dei cuscinetti ad aria. Tratto da [1] con modifiche.....	12
Figura 1.3: Pattino circolare pneumostatico. Tratto da [1] con modifiche.....	13
Figura 1.4: Foro semplice e foro inherent. Tratto da [1] con modifiche	14
Figura 1.5: Profili di pressione nei pattini pneumostatici circolari. Tratto da www.newwayairbearings.com , con modifiche.....	15
Figura 1.6: Configurazione di lavoro di un foro elastico. Tratto da [11]	16
Figura 1.7: Cuscinetto pneumostatico con geometria a meati convergenti. Tratto da [12]......	17
Figura 1.8: Cuscinetto reggispinta ad aria con controllo a disco flottante. Tratto da [13].....	17
Figura 1.9: Schema funzionale di un cuscinetto reggispinta con smorzatore a molla a tazza. Tratto da [14].....	18
Figura 1.10: a) Schema del sistema di controllo del pattino e b) sezione della valvola pneumatica. Tratto da [15].	19
Figura 1.11: Schema di funzionamento della valvola a tre membrane (compensazione attiva). Tratto da [16].....	19
Figura 1.12: Schema di funzionamento valvola a tre membrane (compensazione passiva). Tratto da [16], modificata.....	20
Figura 1.13: Due esempi di metodi di compensazione attiva. Tratto da [17].....	21
Figura 1.14: Esempio di compensazione attiva. Tratto da [18].....	22
Figura 1.15: Metodo di compensazione attiva con attuatori magnetici. Tratto da [19].....	23
Figura 1.16: Esempio di metodo di compensazione attiva con valvole pneumatiche digitali e sensori di contropressione. Tratto da [20].....	23
Figura 1.17: Metodo di compensazione attiva con valvola pneumatica a membrana. Tratto da [21]...	24
Figura 1.18: Esempio di compensazione geometrica attiva. Tratto da [22].	25
Figura 1.19: Esempio di compensazione geometrica attiva con variazione della conicità. Tratto da [23].....	25
Figura 1.20: Esempio alternativo di compensazione geometrica attiva con variazione della conicità. Tratto da [24]	26
Figura 1.21: Schema di un controllo attivo ibrido. Tratto da [25].....	26
Figura 2.1: Valvola pneumatica montata sul pattino pneumostatico. Tratto da [15].....	27
Figura 2.2: Sezione valvola pneumatica. Tratto da [15] con modifiche.....	28
Figura 2.3: Vista isometrica della valvola pneumatica (con foro semplice).	29

Figura 2.4: Viste in sezione della valvola pneumatica (con foro semplice).	30
Figura 2.5: Portale: (a) vista isometrica, (b) vista in sezione.	31
Figura 2.6: Soluzione alternativa a "bicchiere".	32
Figura 2.7: Corpo valvola	32
Figura 2.8: Viste in sezione del corpo valvola.	33
Figura 2.9: Molla elicoidale commerciale. Estratto del Catalogo SPEC®	33
Figura 2.10: Interfaccia valvola-pattino.	34
Figura 2.11: Interfaccia valvola-pattino con foro filettato di alimentazione.	35
Figura 2.12: Diaframma goffrato.	36
Figura 2.13: Interfaccia valvola-pattino con foro di alimentazione semplice.	37
Figura 2.14: Ugello.	38
Figura 2.15: Sistema di regolazione con boccola e grano filettato.	39
Figura 2.16: Mini-micrometro Standa. Tratto da www.standa.it .	40
Figura 2.17: Posizionamento viti.	40
Figura 3.1: Schema del pattino pneumostatico circolare. Tratto da [26].	41
Figura 3.2: Volume infinitesimo sotto il pattino.	42
Figura 3.3: Condotto con flusso laminare.	43
Figura 3.4a: Capacità di carico del pattino circolare in funzione di diverse pressioni di alimentazione p_s .	47
Figura 3.4b: Consumo di aria del pattino circolare in funzione di diverse pressioni di alimentazione p_s .	47
Figura 3.5: Schema funzionale della valvola. Tratto da [26].	48
Figura 3.6a: Diagramma dell'equazione 3.29 nel caso sonico e subsonico.	50
Figura 3.6b: Metodo regula falsi applicato ad una generica funzione.	50
Figura 3.7: Andamento di $x_{v,des}$ ottenuto per diversi valori di R_v/R_0 . Tratto da [26].	51
Figura 3.8: Schema riassuntivo del processo di progettazione della valvola pneumatica.	53
Figura 3.9: Andamento della capacità di carico del pattino circolare compensato considerando. Tratto da [26].	54
Figura 3.10: Curve di portata del pattino circolare compensato considerando.	55
Figura 4.1: Profili delle irregolarità della superficie inferiore del pattino.	57
Figura 4.2: Immagine del foro del pattino circolare ottenuta al microscopio elettronico Leica.	57
Figura 4.3: Circuito pneumatico per la prova di caratterizzazione del foro del pattino pneumostatico.	58

Figura 4.4: Confronto prove di flusso.....	58
Figura 4.5: Campo di misura del flussimetro F200.	59
Figura 4.6: Circuito pneumatico per le prove sul pattino pneumostatico.....	60
Figura 4.7: Curve di portata del pattino pneumostatico circolare con diametro del foro da 1 mm	61
Figura 4.8: Capacità di carico del pattino pneumostatico circolare con diametro del foro da 1 mm....	61
Figura 4.9: Circuito pneumatico per il calcolo della rigidità del diaframma metallico goffrato.....	62
Figura 4.10: Curve di deflessione nel caso di valvola con singolo diaframma goffrato.....	63
Figura 4.11: Curve di portata nel caso di valvola con singolo diaframma goffrato.....	64
Figura 4.12: Valvola con diaframma piatto: a) Curve della deflessione; b) Curve di portata.....	65
Figura 4.13: Valvola con (singolo) diaframma piatto della vecchia valvola: a) Curve della deflessione; b) Curve di portata.	65
Figura 4.14: Valvola con due diaframmi goffrati (appoggiati): a) Curve della deflessione; b) Curve di portata.....	66
Figura 4.15: Valvola con due diaframmi goffrati (incollati): a) Curve della deflessione; b) Curve di portata.	66
Figura 4.16: Curve deflessione nel caso di valvola con diaframma piatto fustellato.....	68
Figura 4.17: Curve di portata nel caso di valvola con diaframma piatto fustellato.....	68
Figura 4.18: Confronto tra curva di portata teorica e sperimentale nel caso di valvola con diaframma piatto fustellato.....	69
Figura 4.19: Circuito pneumatico di prova per la valvola pneumatica ed il pattino.....	70
Figura 4.20: Curva della capacità di carico nel caso di valvola con singolo diaframma goffrato.....	71
Figura 4.21: Curva portata nel caso di valvola con singolo diaframma goffrato.....	71
Figura 4.22: Banco di prova con cilindro pneumatico.....	72
Figura 4.23: Curve di deflessione nel caso di valvola con diaframma piatto spesso 0.2 mm	73
Figura 4.24: Curve della capacità di carico nel caso di valvola con diaframma piatto spesso 0.2 mm..	73
Figura 4.25: Curve di portata nel caso di valvola con diaframma piatto spesso 0.2 mm.....	74
Figura 4.26: Foro inferiore da 8 mm a) e foro inferiore da 6 mm b).....	75
Figura 4.27: Schema piastra circolare inflessa assialsimmetrica con bordo esterno incastrato.	76
Figura 4.28: Schema piastra con bordo esterno incastrato e caricata circonferenzialmente.....	78
Figura 4.29: Freccia nel caso di carico concentrato circonferenzialmente a) e nel caso di carico uniformemente distribuito b).....	78
Figura 4.30: Esempio di deflessione nel caso di valvola con diaframma piatto spesso 0.17 mm e con un precarico iniziale di -1.42 μm	79

Figura 4.31: Esempio di deflessione nel caso di valvola con diaframma piatto spesso 0.17 mm al variare della pressione relativa nella camera della valvola.....	80
Figura 5.1: Curve della capacità di carico del solo pattino pneumostatico.	82
Figura 5.2: Curve di portata del solo pattino pneumostatico.....	82
Figura 5.3: Curve della capacità di carico del pattino compensato.	83
Figura 5.4: Curve di portata del pattino compensato.....	84
Figura A.1: Forze agenti sul pattino pneumostatico.....	89

Indici delle Tabelle

Tabella 2.1: Estratto dal catalogo dei sensori capacitivi.	35
Tabella 4.1: Rigidezze diaframma metallico goffrato.....	63
Tabella 4.2: Rigidezze di due diaframmi metallici goffrati incollati.....	67
Tabella 4.3: Rigidezze diaframma metallico piatto spesso.....	72

Introduzione

A partire dalla metà del secolo scorso, lo sviluppo di nuove tecnologie ha portato all'introduzione di nuovi metodi di compensazione che hanno permesso di ridurre parzialmente il gap esistente tra i supporti lubrificati a gas e i più comuni cuscinetti volventi e ad olio.

Sebbene la lubrificazione a gas venne scoperta accidentalmente agli inizi del Novecento dal Professore americano Albert Kingsbury, la sua vera e propria nascita a livello applicativo ed industriale si ebbe nel periodo successivo, alla fine della Seconda Guerra Mondiale. Questo perché, dopo un lungo periodo di recessione economica dovuto alle due Guerre Mondiali, la nascita di nuovi ambiti industriali come quelli criogenici, missilistici, dei calcolatori e nucleare richiedevano l'utilizzo di supporti con caratteristiche che i convenzionali cuscinetti volventi e ad olio non potevano soddisfare. Al contrario, l'uso di cuscinetti lubrificati a gas risultava la soluzione che più andava incontro a queste nuove specifiche progettuali. Infatti, la bassa viscosità dei gas e il fatto che la loro viscosità presentasse piccole variazioni su grandi intervalli di temperatura (-267 e 1648°C) rendeva i cuscinetti a gas particolarmente adatti per essere utilizzati in applicazioni dove fosse necessario raggiungere alte velocità di rotazione: applicazioni criogeniche, missilistiche e negli Hard-Disk dei calcolatori. Inoltre, la stabilità chimica e la bassa tendenza al cambiamento di fase e alla conseguente cavitazione che caratterizzavano alcuni gas rendevano i cuscinetti a gas dei componenti adatti ad applicazioni di tipo nucleare.

Successivamente, in virtù del loro basso attrito e scarsa usura, i supporti a gas si sono poi affermati in ambito metrologico e manifatturiero, dove ancora oggi risultano essere il principale tipo di supporti utilizzati.

In base al principio di funzionamento, i cuscinetti a gas possono essere classificati in:

- Pneumostatici: l'effetto di portanza viene creato grazie a fonti di alimentazione esterne che forniscono aria compressa (Figura 1.1a).
- Aerodinamici: l'effetto di portanza è generato grazie al moto relativo tra le superfici separate dal fluido (Figura 1.1b).
- Misti: se vengono combinati i due precedenti principi di funzionamento.

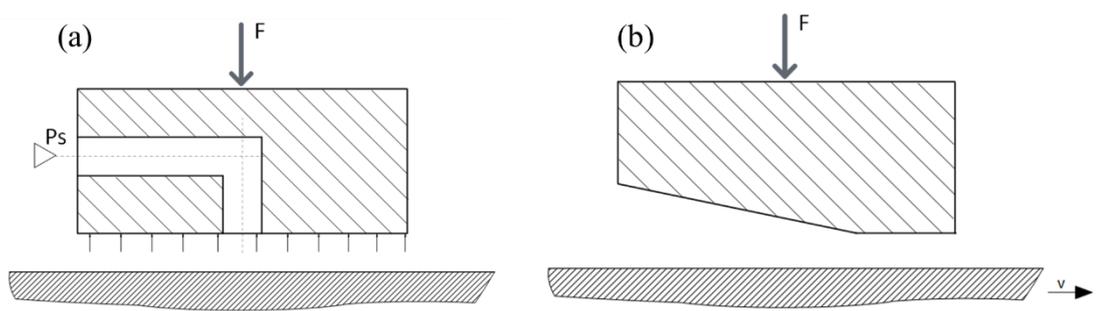


Figura 1.1: Cuscinetti a) pneumostatici, b) aerodinamici.

1.1 Cuscinetti pneumostatici

A differenza dei cuscinetti volventi tradizionali, i cuscinetti pneumostatici utilizzano un sottile strato di aria in pressione per separare le superfici coniugate che costituiscono l'accoppiamento. La fuoriuscita dell'aria nel meato può avvenire attraverso fori, scanalature oppure superfici porose. I cuscinetti pneumostatici possono essere fabbricati con diverse geometrie e possono essere utilizzati per sostenere carichi radiali ("journal") o assiali ("thrust") [1]. In Figura 1.2 sono riportati alcuni esempi applicativi dove si distinguono cuscinetti radiali di forma cilindrica, conica o sferica e cuscinetti assiali montati in opposizione o unidirezionali con uno o più fori di alimentazione.

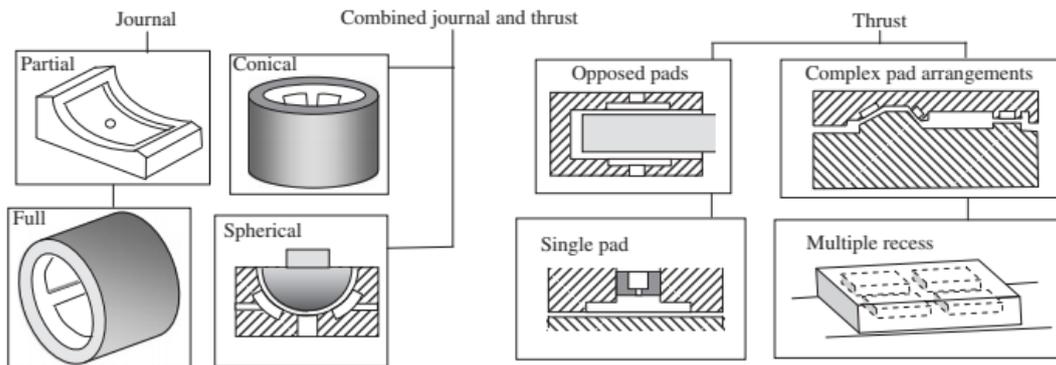


Figura 1.2: Classificazione dei cuscinetti ad aria. Tratto da [1] con modifiche.

Uno dei principali vantaggi dei supporti di tipo pneumostatico è che, essendo alimentati esternamente, possono sempre garantire la presenza di un meato anche in assenza di velocità relativa tra la superficie fissa e mobile del cuscinetto. Generalmente, la sorgente esterna è un compressore che fornisce aria compressa (solitamente a pressioni che variano tra i 4 e il 6 bar relativi) che prima di raggiungere il cuscinetto viene opportunamente filtrata e deumidificata. Tuttavia, in alcuni casi particolari, per applicazioni che richiedono elevate rigidzze e capacità di carico, l'alimentazione può arrivare fino a 10 bar [2]. Il non avere un sistema di alimentazione dedicato per ogni cuscinetto è dovuto al fatto che questo consente di ottenere un notevole abbattimento dei costi. Inoltre, si ha la possibilità di poter predisporre un unico accumulatore in grado di assicurare l'alimentazione dei cuscinetti nel caso venga a mancare la pressione nell'impianto.

1.1.1 Pattini pneumostatici

I pattini pneumostatici sono cuscinetti di tipo assiale e unidirezionale che vengono utilizzati in sistemi di posizionamento di tipo lineare, come ad esempio macchine di misura e macchine utensili. In Figura 1.3 è riportato un pattino circolare pneumostatico con tasca alimentato con una pressione costante P_s . Prima di raggiungere il meato, l'aria di alimentazione attraversa nell'ordine i canali del cuscinetto, il foro di alimentazione e la tasca ricavata sulla superficie utile del pattino. La pressione all'interno della tasca può essere considerata con buona approssimazione costante, in quanto la tasca viene solitamente realizzata più profonda rispetto allo spessore del meato. Diversamente, la distribuzione di pressione all'interno del meato decresce man mano che il fluido si avvicina al bordo del cuscinetto dove raggiunge il valore della pressione ambiente. Questa consente di bilanciare il carico esterno entro quelli che sono

le capacità di carico massime del cuscinetto. La variazione dell'altezza del meato al variare del carico applicato fa sì che la distribuzione di pressione si possa modificare in modo da garantire l'equilibrio. La dimensione della tasca è studiata in modo da limitare il tempo di risposta tra l'applicazione del carico e la variazione della pressione al suo interno. Un tempo di risposta elevato può portare ad un fenomeno di instabilità chiamato "pneumatic hammer". Cuscinetti pneumatici con tasca di grandi dimensioni non sempre dimostrano fenomeni di instabilità, tuttavia la probabilità che questa si verifichi aumenta [1].

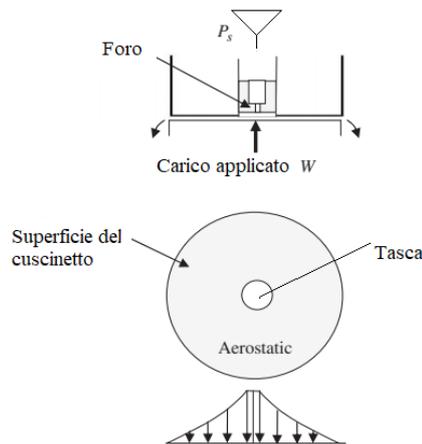


Figura 1.3: Pattino circolare pneumostatico. Tratto da [1] con modifiche.

Questa tipologia di cuscinetti, pertanto, permette di garantire bassissime forze per la movimentazione, alta precisione di posizionamento, buona stabilità dinamica e buon raffreddamento. Inoltre, la selezione dei materiali per la sua costruzione è meno critica rispetto ad altri tipi di cuscinetti. Tenendo conto di queste qualità, i pattini pneumostatici sono impiegati con successo da molti anni in macchine di misura per garantire posizionamenti precisi. Tra le caratteristiche dei pattini pneumostatici c'è anche l'abilità di lavorare ad elevatissime velocità di rotazione, come ad esempio, nel caso degli Hard-Disk dei calcolatori. I principali vantaggi dei pattini pneumostatici sono:

- bassissimo attrito
- assenza di surriscaldamenti
- bassa potenza dissipata
- capacità di lavoro ad altissime velocità
- usura quasi nulla
- basse vibrazioni e rumorosità
- capacità di lavoro ad altissima o bassissima temperatura
- utilizzo di un fluido non inquinante (aria)
- produzione di errori di posizionamento bassi rispetto a qualsiasi altro tipo di cuscinetto
- assenza di oli lubrificanti
- assenza di particolato dovuto all'usura.

Gli svantaggi sono:

- pressione di alimentazione limitata a 5-6 bar relativi con conseguente limitazione della capacità di carico
- possibile instabilità

1.1.1.1 Sistemi di alimentazione

La particolare tipologia di sistema di alimentazione permette di classificare i pattini pneumostatici diverse categorie:

- inherently compensated: fori con diametri grandi rispetto alle dimensioni del meato ($h < d/4$)
- orifice compensated: fori con diametri piccoli rispetto alle dimensioni del meato ($h > d/4$)
- microfori: fori con diametri inferiori a 0.1 mm
- con ragnatura (grooved): la superficie del pattino presenta delle scanalature che favoriscono il deflusso del lubrificante
- porosi o parzialmente porosi (porous): i fori vengono sostituiti con inserti o superfici porose

Nei pattini di tipo inherently e orifice compensated, l'aria in pressione alimenta il meato passando attraverso un certo numero di fori con precise dimensioni. Il funzionamento è simile a quello del tavolo da air hockey, ma con i fori per la fuoriuscita dell'aria nel disco da hockey anziché nel tavolo. Come riportato anche in Figura 1.4, i fori semplici e inherent sono caratterizzati da un'area di efflusso calcolabile rispettivamente come $A = \pi d^2/4$ e $A = \pi dh$. In generale, come mostrato da Fourka et al. [3], pattini pneumostatici con fori semplici mostrano elevata rigidezza, basso smorzamento e bassa stabilità, rispetto ai fori inherent che però risultano avere una maggiore stabilità.

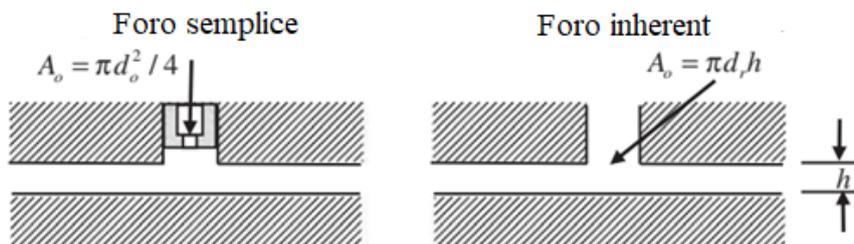


Figura 1.4: Foro semplice e foro inherent. Tratto da [1] con modifiche.

I microfori, come descritto da Miyatake et al. [4], sono fori con diametro inferiore a 0,1 mm; vista la loro ridotta dimensione, sono storicamente più recenti in quanto realizzabili mediante sistemi di fabbricazione MEMS che utilizzano micro-punte, laser o elettroerosione. Studi analitici e sperimentali [4–6] hanno evidenziato che l'uso di microfori permettono di avere una maggiore rigidezza.

Nei pattini pneumostatici i fori sono posizionati strategicamente sulla superficie e spesso sono combinati con ragnature per distribuire uniformemente la pressione sulla superficie del pattino. La presenza della ragnatura consente un aumento della capacità di carico e della rigidezza del pattino, specialmente per meati molto sottili [7,8]. Tuttavia, lo studio di Chen et al. [9] mostra che ragnature con larghezza o profondità troppo grandi aumentano la possibilità di incorrere nel fenomeno del “pneumatic hammer”.

Nei pattini porosi l'aria fuoriesce attraverso un materiale poroso come carbonio o bronzo [1]. A causa della fragilità dei materiali utilizzati per la costruzione delle superfici porose, questa tipologia di cuscinetti è molto sensibile agli urti e ai graffi. Inoltre, a causa delle ridotte dimensioni delle vie di passaggio, possono facilmente incorrere in malfunzionamento prodotto da ostruzioni. I cuscinetti porosi, grazie alla loro distribuzione di pressione più regolare, offrono una maggiore capacità di carico, rigidità e smorzamento rispetto ai pattini con fori semplici [3]. Nei pattini con superfici parzialmente porose, l'aria fuoriesce solamente attraverso una porzione della superficie del cuscinetto, che è realizzata in materiale poroso. L'adozione di un anello poroso per la fuoriuscita dell'aria garantisce una buona distribuzione di pressione.

In Figura 1.5 viene mostrato un pattino pneumostatico circolare con differenti sistemi di alimentazione. Si può osservare che i pattini con fori presentano gradienti di pressione, mentre quelli porosi sono caratterizzati da un andamento della pressione quasi uniforme. In generale, i pattini pneumostatici vengono impiegati in macchine che richiedono una precisione estremamente elevata. Ad esempio, macchine per la misurazione della rotondità e della rettilineità, macchine rettificatrici e macchine di misura a coordinate.

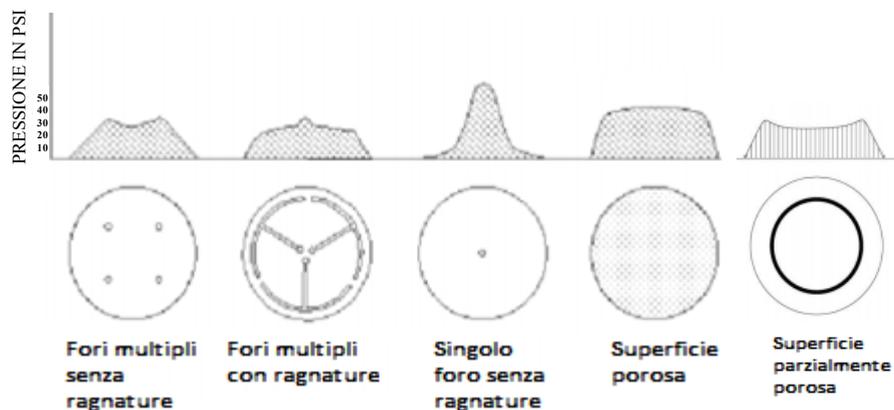


Figura 1.5: Profili di pressione nei pattini pneumostatici circolari. Tratto da www.newwayairbearings.com, con modifiche.

1.1.2 Materiali

I materiali maggiormente utilizzati per la realizzazione di componenti e superfici per cuscinetti ad aria sono:

- | | | | |
|---------------------------------|-------------------------|----------------------|------------|
| – Alluminio ossidato duro | – Vetroceramica (Macor) | – Vetro | – Grafite |
| – Acciaio, acciaio inossidabile | – Polimeri (PEEK) | – Nichel | – Granito |
| – Bronzo/ottone | – Ceramica | – Invar (lega Fe-Ni) | – Carbonio |

1.2 Metodi di compensazione passiva e attiva

La crescente domanda di elevate prestazioni nel campo dei cuscinetti ad aria ha portato alla ricerca e allo sviluppo di nuove strategie in grado di migliorarne le prestazioni e superarne i limiti esistenti. L'obiettivo principale nella progettazione di un sistema di compensazione è quello di massimizzare la capacità di carico o la rigidità statica del cuscinetto, senza comprometterne la stabilità o incorrere in un consumo d'aria inaccettabilmente elevato. Per il raggiungimento di questo obiettivo sono stati messi a punto diversi metodi di compensazione.

Questi metodi possono essere divisi in due principali categorie:

- Compensazione passiva: l'aumento delle prestazioni del cuscinetto è dovuto al solo utilizzo di elementi passivi quali valvole, fori elastici, membrane, ecc. che sfruttano solo l'energia associata all'aria di alimentazione.
- Compensazione attiva: prevede l'utilizzo di elementi attivi come attuatori, sensori e controllori che per funzionare richiedono sorgenti di energia esterne alla pressione di alimentazione.

1.2.1 Metodi di compensazione passiva

Grazie alla loro facilità di integrazione e costo relativamente basso, i metodi di compensazione passiva sono state le prime strategie di compensazione adottate. La maggior parte dei metodi di compensazione passiva impiegano ugelli mobili, valvole a membrana e molle per compensare le variazioni di carico. Sebbene i metodi di compensazione passiva siano soluzioni economiche e relativamente semplici, sono caratterizzati da limitati incrementi di prestazioni. Infatti, queste metodologie possono incrementare le prestazioni solo su una parte ridotta del loro campo di funzionamento e non sempre permettono di ottenere rigidità quasi-statica infinita [10].

Un metodo di compensazione passiva, proposto da Newgard et al. [11], prevede l'uso di un foro elastico che, grazie alla sua flessibilità, rende possibile la regolazione del flusso di aria in uscita dal cuscinetto al variare del carico applicato. In Figura 1.6 viene riportato uno schema del foro elastico nelle condizioni di lavoro. Partendo dalle condizioni di funzionamento nominali (Figura 1.6a), all'aumentare del carico applicato sul cuscinetto, la pressione nel meato, P_p , tende a salire determinando un allargamento della sezione del foro elastico (Figura 1.6b). Questo allargamento permette il passaggio di una maggior portata, riportando il pattino nella sua posizione iniziale. Al contrario, diminuendo il carico applicato sul pattino, la sezione di passaggio del foro si restringe diminuendo il flusso d'aria di alimentazione fino ad un valore di carico minimo che può portare alla chiusura totale del foro.

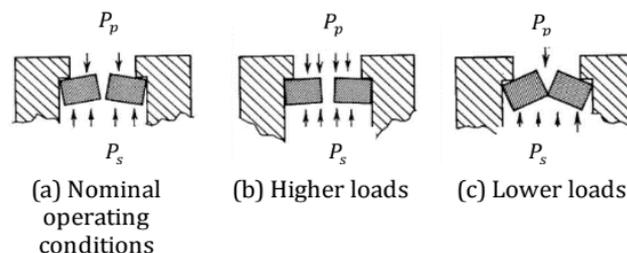


Figura 1.6: Configurazione di lavoro di un foro elastico. Tratto da [11].

Un ulteriore metodo di compensazione passiva è stato proposto da Blondeel et al. [12]. Questo è rappresentato in Figura 1.7 e prevede l'impiego di meati convergenti deformabili. La superficie del cuscinetto, rappresentata da una membrana, flette a causa della differenza di pressione tra la camera di alimentazione e il meato. Quando il carico esterno aumenta, anche la conicità della membrana aumenta. Questo determina l'incremento di pressione nel meato, fino ad arrivare al valore della pressione di alimentazione nel caso in cui il carico applicato è il massimo carico supportato dal cuscinetto. L'aumento e la variazione della distribuzione di pressione sotto il pattino, determina un incremento della forza di reazione contrapposta al carico che riporta il pattino nella condizione di equilibrio.

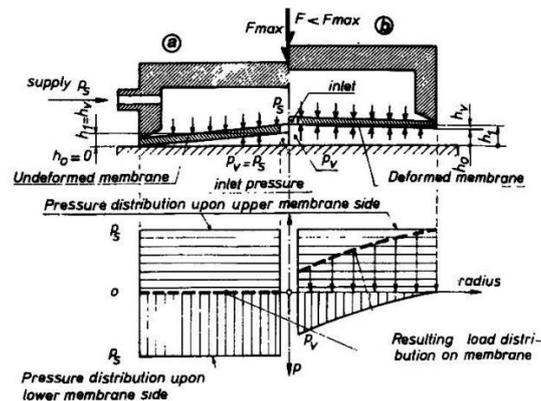


Figura 1.7: Cuscinetto pneumostatico con geometria a meati convergenti. Tratto da [12].

Altri metodi di compensazione passiva impiegano elementi mobili per compensare le variazioni di carico. Uno di questi è stato proposto da Yoshimoto et al. [13] e prevede l'utilizzo di un disco flottante (Figura 1.8). Una volta collegato all'alimentazione, l'aria raggiunge lo spazio di spessore h_1 attraverso il foro di diametro d_1 e da lì può essere scaricata nell'ambiente attraverso fori d_2 oppure inviato nel meato del cuscinetto h_2 attraverso il foro d_0 .

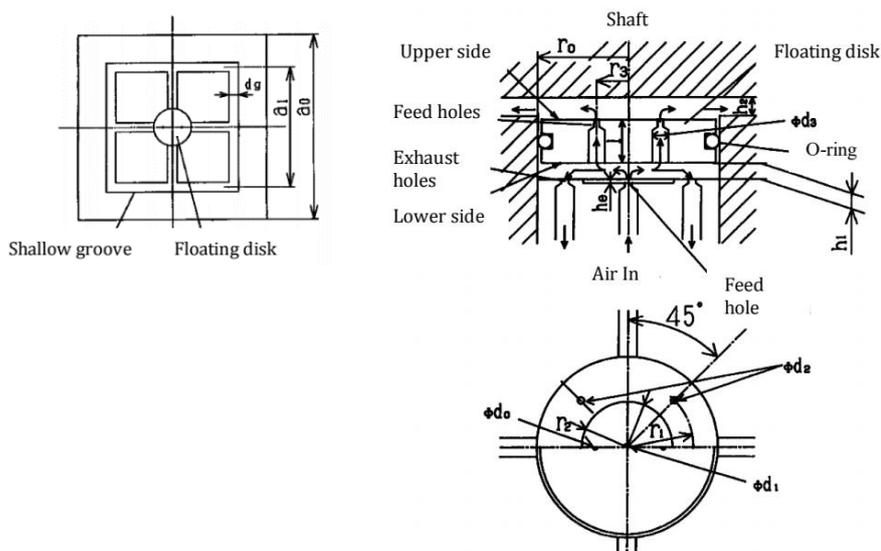


Figura 1.8: Cuscinetto reggisplinta ad aria con controllo a disco flottante. Tratto da [13].

In presenza di variazioni di carico, il disco flottante si sposta in modo tale da ripristinare la posizione iniziale del cuscinetto controllando il flusso d'aria che passa attraverso il cuscinetto. Ne consegue che anche lo spazio h_1 e la portata di aria che attraversa il foro d_2 vengono ridotti, aumentando così la pressione sulla superficie inferiore del disco e ripristinando il valore iniziale dell'altezza del meato h_2 .

Una diversa soluzione riguardante questo tipo di compensazione è stata proposta da Chen et al. [14] e viene riportata in Figura 1.9. Essa prevede l'uso di un cuscinetto sul quale è stata realizzata una ragnatura ad "X" e che adopera molle a tazza per compensare la variazione del carico. Il cuscinetto è realizzato in due parti separate, la parte inferiore ospita i canali di alimentazione e le ragnature, mentre la parte superiore del cuscinetto accoglie le molle a tazza.

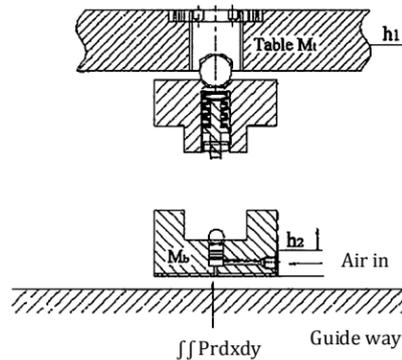


Figura 1.9: Schema funzionale di un cuscinetto reggispinga con smorzatore a molla a tazza.
Tratto da [14].

Ghodsieh et al. [15] ha studiato un metodo di compensazione passivo che prevede l'utilizzo di un sistema di controllo che sfrutta una valvola a diaframma (Figura 1.10). Il pattino pneumostatico viene alimentato con aria ad una pressione P_s attraverso la valvola a diaframma. L'alimentazione viene fornita attraverso l'ugello (1) che ha un diametro interno d_v ed è posizionato ad una distanza iniziale x_0 dal diaframma circolare (2). Nella camera di controllo (3) è presente la pressione assoluta P_v , mentre sotto al pattino è presente la pressione P_m . L'aumento del carico applicato al pattino provoca una diminuzione nello spessore del meato e un aumento della pressione P_m e P_v . L'aumento di P_v provoca una flessione del diaframma e un aumento di portata attraverso l'ugello che tende a riportare il pattino in una nuova posizione vicina a quella iniziale. Attraverso il grano filettato (5) si può regolare la distanza x_0 .

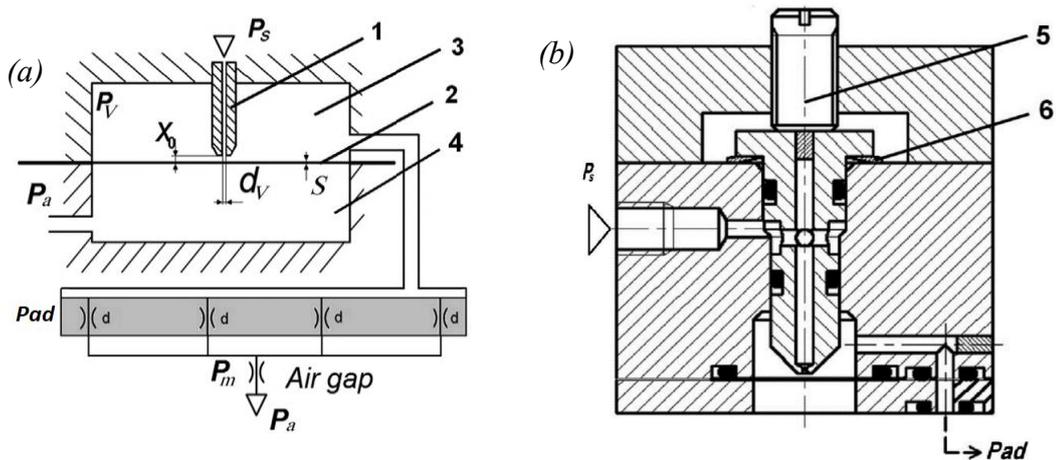


Figura 1.10: a) Schema del sistema di controllo del pattino e b) sezione della valvola pneumatica. Tratto da [15].

La valvola pneumatica a diaframma consente di migliorare le prestazioni del pattino pneumostatico aumentandone la rigidità e la capacità di carico per altezze del meato comprese in un ampio campo di variazione.

Un altro metodo di compensazione passiva può essere ottenuto modificando opportunamente il metodo di compensazione attivo discusso nel lavoro di tesi di Dragoni [16]. Questa tecnica prevede il montaggio diretto di una valvola pneumatica, a membrana con otturatore, direttamente su un pattino pneumostatico.

Dagli schemi di funzionamento nel caso di compensazione attiva e passiva, rispettivamente riportati nella Figura 1.11 e Figura 1.12, si osserva che la valvola è caratterizzata dalla presenza di quattro camere distinte, tra di loro divise da tre membrane. Le camere (1) e (4) sono alimentate ad una pressione P_s , che determina la deformazione delle membrane (a) e (c). Queste ultime, avendo la stessa area, producono un bilanciamento delle forze generate, consentendo all'otturatore di non variare la sua posizione.

La posizione iniziale dell'otturatore è imposta alimentando la camera (3) ad una pressione di riferimento P_r . La differenza tra area della membrana (b) e l'area della membrana (c), determina la nascita di una forza che tenderà a tappare l'ugello attraverso l'otturatore.

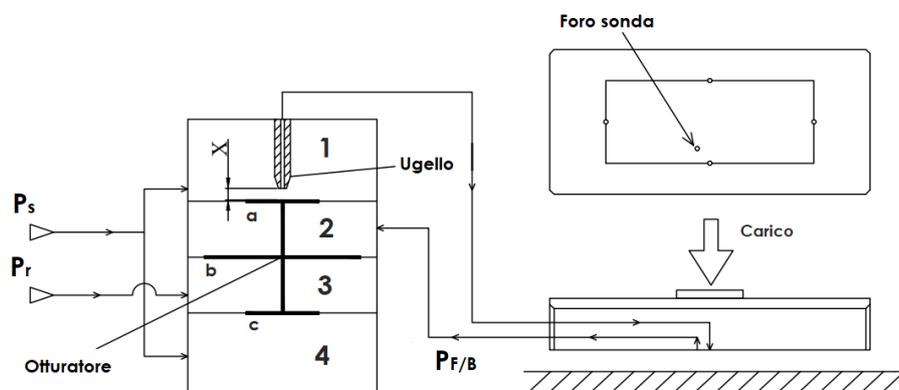


Figura 1.11: Schema di funzionamento della valvola a tre membrane (compensazione attiva). Tratto da [16].

La superficie inferiore del pattino è dotata di un foro sonda che consente di riportare nella camera (2) la pressione che si trova sotto il pattino ($P_{F/B}$). Se la pressione $P_{F/B}$ è maggiore della pressione di riferimento P_r , grazie alla differenza dell'area delle membrane (a) e (b), si genera una forza che allontana l'otturatore dall'ugello. Questo consente di aumentare la portata di aria che alimenta il pattino e ripristinare le condizioni di equilibrio.

Esaminando gli schemi di Figura 1.11 e Figura 1.12, si nota che per ottenere il metodo di compensazione passiva, basta alimentare la camera (3) con una pressione di riferimento derivata dalla pressione di alimentazione P_s . Per farlo, si utilizza una resistenza variabile (R) che permette di cambiare a piacimento la pressione nella camera (3). Il funzionamento della valvola rimane identico al caso della compensazione attiva precedentemente descritta.

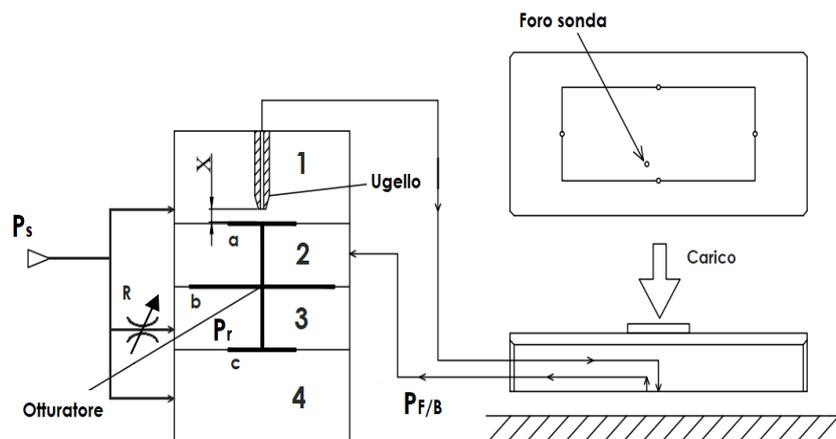


Figura 1.12: Schema di funzionamento valvola a tre membrane (compensazione passiva).
Tratto da [16], modificata.

1.2.2 Metodi di compensazione attiva

I metodi di compensazione attiva sono stati introdotti per superare i limiti che caratterizzano quelli di compensazione passiva. Questi metodi prevedono l'impegno di dispositivi attivi come attuatori, sensori e controllori per realizzare sistemi di compensazione attiva. La maggior parte di queste soluzioni sfrutta gli attuatori piezoelettrici, per le loro elevate prestazioni dinamiche, densità di potenza ed efficienza. Tuttavia, sono stati adottati con successo anche attuatori magnetostrittivi, elettromagnetici e pneumatici. I sensori capacitivi, a correnti parassite e ottici, sono invece impiegati per ottenere feedback sulla posizione del cuscinetto.

In generale, i metodi di compensazione attiva possono essere classificati in tre principali categorie [10]:

- Metodi di compensazione attiva del flusso
- Metodi di compensazione attiva geometrica
- Metodi di compensazione attiva ibridi

1.2.2.1 Metodi di compensazione attiva del flusso

Questo metodo di compensazione prevede, all'interno dei canali di alimentazione del cuscinetto, delle strozzature o resistenze in grado di variare la portata di aria di alimentazione. A seconda della tipologia del sistema di compensazione, queste resistenze possono essere posizionate a monte, a valle o sulla superficie attiva del cuscinetto.

Il controllo dell'apertura dei fori di passaggio dell'aria consente di regolare la distribuzione della pressione nel meato e di mantenere inalterata la posizione operativa nominale del cuscinetto. Queste metodologie di compensazione attiva possono essere impiegate sia in cuscinetti aerostatici piani sia in quelli rotativi.

In Figura 1.13 è riportato lo schema di due soluzioni, presentate da Mizumoto et al. [17], che permettono di avere mandrini con rigidità quasi statica assiale e radiale infinita. La prima soluzione (Figura 1.13a), impiega un attuatore piezoelettrico munito di un foro passante. Controllando la corsa dell'attuatore, è possibile modificare la sezione di passaggio h_d indipendentemente dallo spessore del meato e quindi ottenere, sotto il pattino, una distribuzione della pressione variabile. La seconda soluzione (Figura 1.13b) utilizza una strozzatura in corrispondenza della regione in cui l'aria abbandona il cuscinetto. Dallo schema si può notare un attuatore piezoelettrico, una sfera d'acciaio, un distanziale, una vite regolabile e un diaframma. Il diaframma viene deformato attraverso la sfera d'acciaio, mosso dall'azione dell'attuatore. La vite di regolazione invece, stabilisce la posizione iniziale del diaframma. Inoltre, quest'ultimo sistema è dotato di trasduttori per misurare l'altezza del meato.

In funzione dell'altezza del meato i trasduttori, attraverso il sistema di controllo, comandano l'attuatore che provoca la deformazione del diaframma. Così facendo, viene modificata la sezione di passaggio del fluido che fuoriesce dal cuscinetto che consente di variare la pressione nel meato.

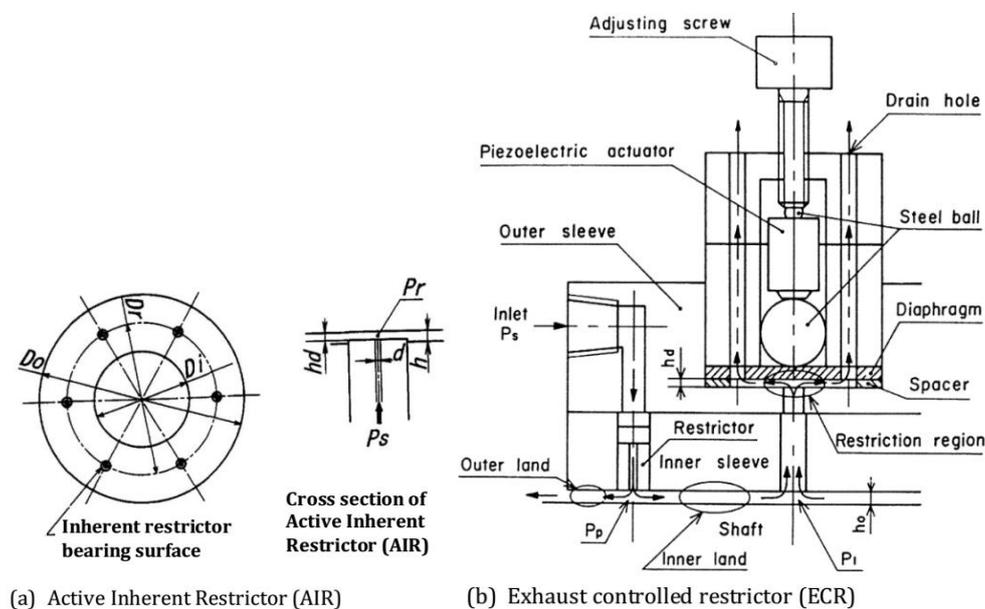


Figura 1.13: Due esempi di metodi di compensazione attiva. Tratto da [17].

In Figura 1.14 viene riportata una diversa tecnica di compensazione attiva, suggerita da Morosi et al. [18], dove il flusso di aria che alimenta il meato viene regolato a monte. Per controllare la portata d'aria del cuscinetto vengono utilizzati un attuatore piezoelettrico e una molla a tazza. Per ridurre al minimo le perdite d'aria è stato posizionato un O-ring nella parte inferiore dell'otturatore.

L'attuatore piezoelettrico, quando è alimentato, esercita una forza sull'otturatore costringendo quest'ultimo a variare la sua posizione. Così facendo, l'attuatore modifica la sezione di passaggio del flusso di aria che alimenta il cuscinetto.

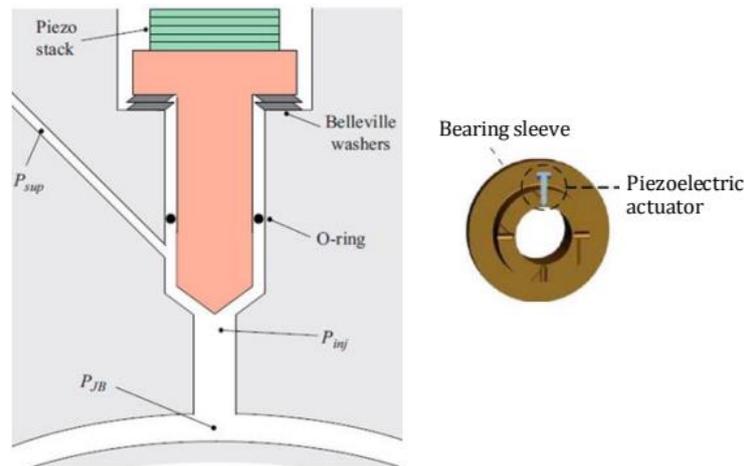


Figura 1.14: Esempio di compensazione attiva. Tratto da [18].

Nonostante la loro dinamica inferiore e dimensioni superiori, anche gli attuatori magnetostrittivi ed elettromagnetici consentono di migliorare le prestazioni dei cuscinetti pneumostatici. In Figura 1.15 è rappresentata una soluzione che utilizza come metodo di compensazione attiva tramite magneti permanenti. La configurazione in figura illustra la tecnica proposta da Ro et al. [19] che prevede l'utilizzo di cuscinetti pneumostatici porosi, un motore lineare, un sistema di guide e una tavola traslante munita di quattro attuatori magnetici posizionati verticalmente ai quattro angoli. Per sostenere verticalmente la tavola traslante, sono stati posizionati sotto di essa otto cuscinetti il cui precarico viene regolato mediante i magneti permanenti. Altri quattro cuscinetti sono posizionati su ciascun lato della tavola. Ciascuno degli attuatori magnetici è costituito da un magnete permanente che genera un flusso magnetico nominale per la forza di precarico richiesta ed una bobina per variare la forza magnetica e quindi regolare l'altezza del meato. Questo tipo di soluzione può essere impiegata in applicazioni industriali di grandi dimensioni, in quanto richiede ampi spazi per le bobine e i magneti permanenti. Inoltre, presenta molti limiti come perdite, saturazione e isteresi.

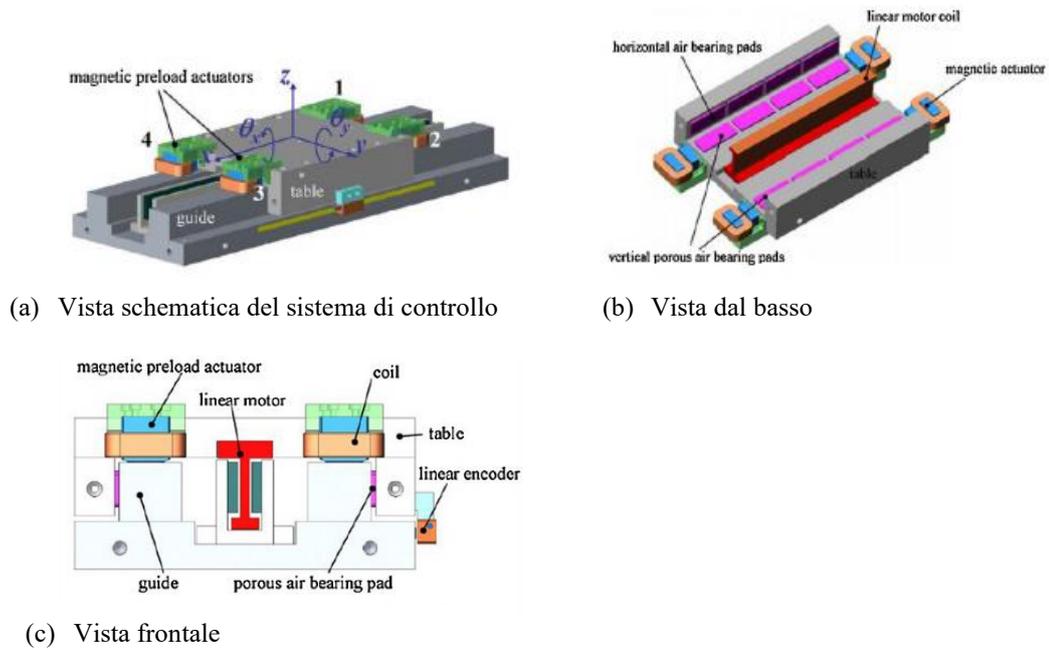


Figura 1.15: Metodo di compensazione attiva con attuatori magnetici. Tratto da [19].

In Figura 1.16 è riportato il metodo di compensazione attiva che utilizza elettrovalvole digitali, proposto da Colombo et. al [20]. Per contenere i costi, sono stati utilizzati componenti commerciali come: sensori di contropressione (6), con i loro relativi trasduttori di pressione (5), valvole digitali elettropneumatiche (2,3) e una scheda di controllo Arduino (4). Questi vengono poi integrati sul pattino pneumostatico (1). Le due elettrovalvole pneumatiche sono alimentate con la tecnica della modulazione in ampiezza di impulso (PWM) e consentono di variare il flusso di aria che alimenta il pattino. Due sensori di contropressione, rilevando lo spessore del meato, generano il segnale di feedback, che una volta trasdotto, viene inviato alla scheda di controllo.

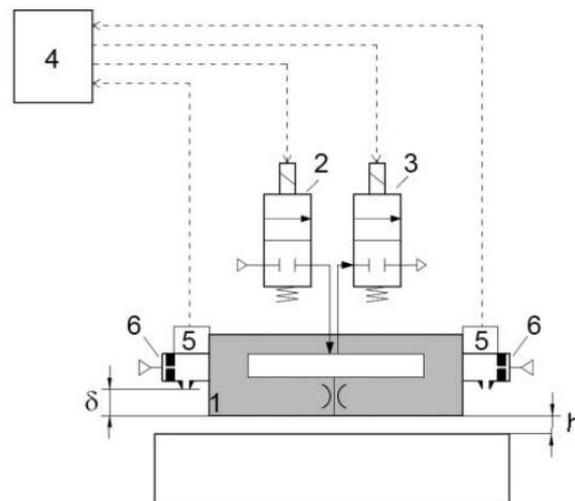


Figura 1.16: Esempio di metodo di compensazione attiva con valvole pneumatiche digitali e sensori di contropressione. Tratto da [20].

In Figura 1.17 è rappresentato un sistema di compensazione attiva, sviluppato da Belforte et al. [21], che utilizza una servovalvola pneumatica per migliorare le prestazioni di una boccola pneumostatica. La boccola è dotata di quattro fori disposti simmetricamente e circonferenzialmente. Il controllo si basa sulla differenza di pressione tra una pressione di riferimento (p_{rif}) e la pressione misurata attraverso un trasduttore di contropressione sulla superficie superiore ($p_{P,up}$) e inferiore ($p_{P,down}$) dell'albero (1). In base alla differenza di pressione ($p_{P,up} - p_{P,down}$) tre membrane (1,2,3), saldamente collegate all'organo mobile (7), consentono di adattare la pressione attraverso la variazione del flusso d'aria uscente attraverso (10). Le molle (11) e (12) hanno il compito di fornire una rigidità assiale adeguata al sistema, mentre il grano filettato (14) viene utilizzato per regolare la posizione dell'ugello (8).

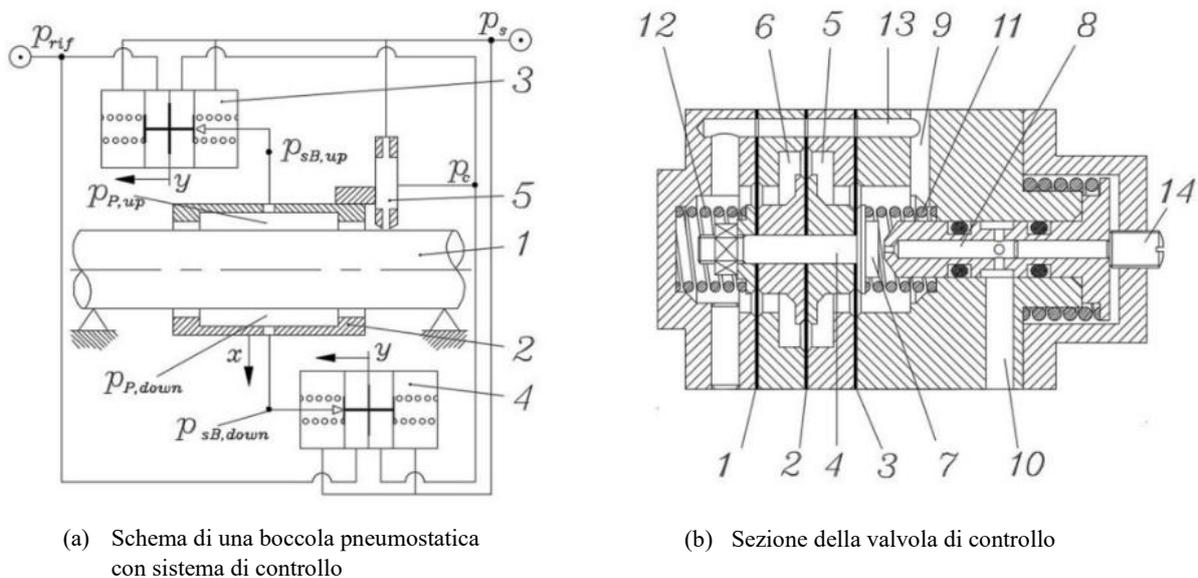


Figura 1.17: Metodo di compensazione attiva con valvola pneumatica a membrana. Tratto da [21].

1.2.2.2 Metodi di compensazione attiva geometrica

I metodi di compensazione geometrica attiva permettono sfruttando la variazione dell'altezza del cuscinetto. Nonostante la loro efficacia, questi metodi sono tra i meno comuni in quanto più costosi rispetto ad altre soluzioni.

In Figura 1.18 viene riportato lo schema del metodo di compensazione attiva geometrica proposto da Colombo et al. [22]. Questo metodo di compensazione consiste nell'integrare un comune pattino commerciale con un attuatore piezoelettrico e un meccanismo deformabile con cerniere virtuali. Dove, H è l'altezza controllata (che corrisponde alla posizione del cuscinetto). Questa dimensione è data dalla somma dell'altezza del meato h e dalla dimensione verticale del cuscinetto Z . Per garantire l'accuratezza e la precisione del posizionamento, il sistema deve mantenere la sua posizione invariata, compensando eventuali variazioni di carico esterno. In presenza di una pressione di alimentazione costante, quando il carico applicato F aumenta (diminuisce) di dF , l'altezza controllata diminuisce (aumenta) di dH a causa della conseguente compressione (espansione) del meato e delle deformazioni meccaniche del pattino. In questa configurazione, dei sensori capacitivi di spostamento rilevano questa variazione e la

comunicano ad un controller digitale PI che fornisce una opportuna tensione ai terminali dell'attuatore piezoelettrico. Questa tensione permette di modificare la corsa dell'attuatore, consentendo il ripristino della posizione iniziale del pattino.

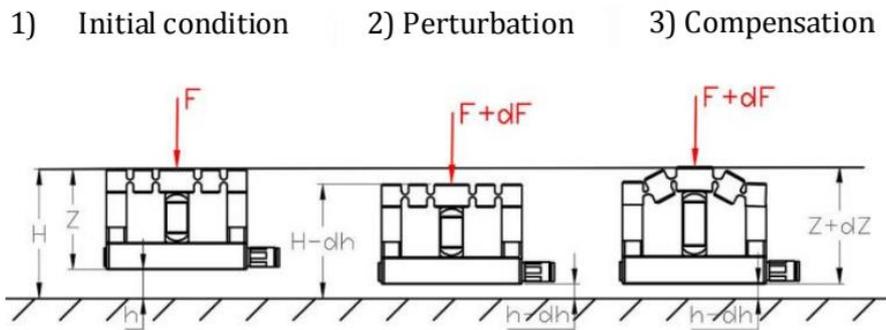


Figura 1.18: Esempio di compensazione geometrica attiva. Tratto da [22].

Aguirre et al. [23] hanno proposto la tecnica rappresentata in Figura 1.19. La superficie utile del cuscinetto è rappresentata da una sottile piastra, con al centro un foro per la fuoriuscita dell'aria, la quale viene montata su una colonna cilindrica centrale che si collega alla parte posteriore del cuscinetto. La piastra circolare è supportata circonferenzialmente da tre attuatori piezoelettrici che, quando si espandono, modificando la concavità del meato. Questa piccola conicità produce un cambiamento nella distribuzione della pressione che consente di aumentare la rigidità. Un sensore di spostamento ad alta precisione (ad es. capacitivo) può essere incorporato nel cuscinetto o posizionato accanto ad esso per misurare la variazione dell'altezza del meato.

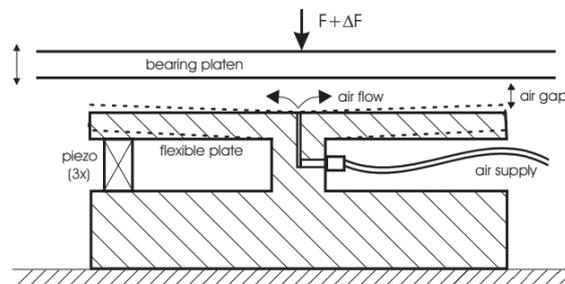


Figura 1.19: Esempio di compensazione geometrica attiva con variazione della conicità. Tratto da [23].

Recentemente, Maamari et al. [24] hanno proposto un metodo di compensazione attiva basato anch'esso sulla variazione della conicità. Lo schema concettuale è rappresentato in Figura 1.20. La superficie utile è costituita da una piastra di raggio r_a incernierata in due punti: al corpo centrale, che ospita il foro di alimentazione, ad una distanza r_{rec} , e in un secondo punto distante r_p dal centro. Una seconda piastra, anch'essa incernierata in due punti, è posizionata ad una distanza pari a L sopra la piastra inferiore. Il sistema di attuazione è realizzato usando una semplice bobina anulare in rame con rigidezza nulla in modo da non alterare la conicità del pattino. Il nucleo ferromagnetico a forma di U è montato sul bordo della piastra inferiore e generano una forza F_s diretta verso il basso, mentre la bobina in rame, montata sulla parte

superiore del pattino, genere una forza F_s verso l'alto. In questa configurazione, il sistema di attuazione genera una coppia. Prove sperimentali e analitiche hanno mostrato che questo tipo di soluzione riesce a garantire una rigidità quasi statica solo in uno stretto campo di applicazione.

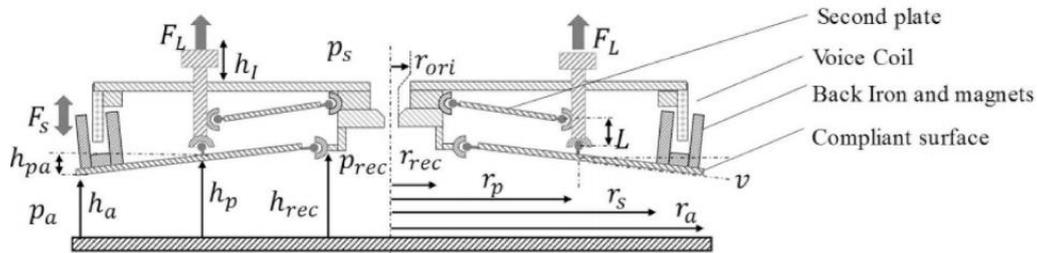


Figura 1.20: Esempio alternativo di compensazione geometrica attiva con variazione della conicità. Tratto da [24]

1.2.2.3 Metodi di compensazione attiva ibridi

I metodi di compensazione attiva ibridi sono una combinazione dei metodi attivi prima descritti.

Un esempio di compensazione attiva ibrida, proposto da Al-Bender et al. [25], è riportato in Figura 1.21 in cui si nota un cuscinetto ad aria a meati convergenti dove la conicità del meato e la pressione di alimentazione sono regolati simultaneamente attraverso attuatori piezoelettrici, sensori di spostamento capacitivi e regolatori PID digitali.

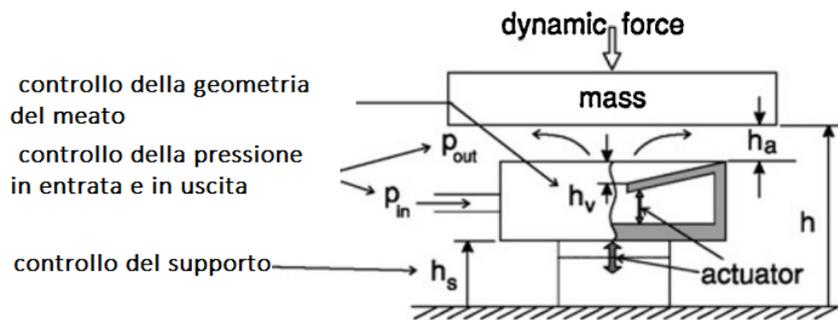


Figura 1.21: Schema di un controllo attivo ibrido. Tratto da [25].

Capitolo 2

In questo capitolo vengono presentate e descritte tutte le soluzioni costruttive adottate per la realizzazione della nuova valvola pneumatica, atte a risolvere le criticità e migliorare le prestazioni di un prototipo di valvola pneumatica già esistente, precedentemente sviluppato presso il Politecnico di Torino.

2.1 Prototipo vecchia valvola pneumatica

Il modello iniziale di valvola da cui si è partiti è quello riportato in Figura 1.10b [15], il cui principio di funzionamento della valvola è già stato discusso nel capitolo precedente. La valvola viene montata direttamente sul pattino tramite degli opportuni collegamenti filettati (vedi Figura 2.1).

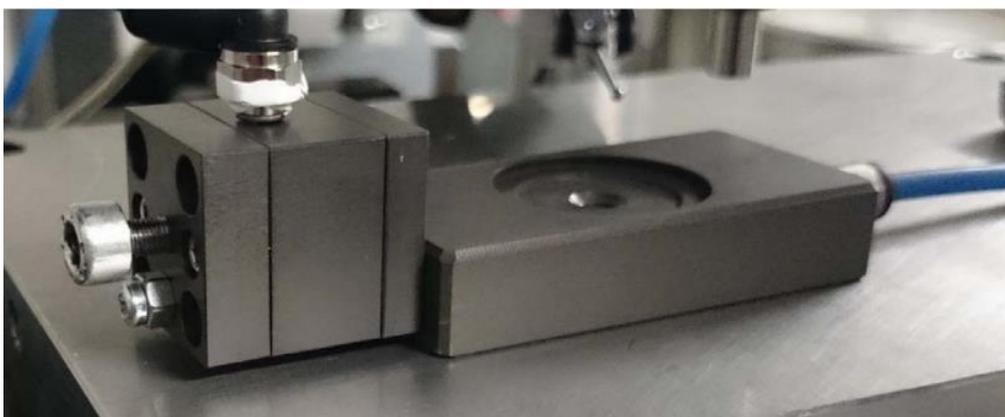


Figura 2.1: Valvola pneumatica montata sul pattino pneumostatico. Tratto da [15].

Non avendo a disposizione i disegni quotati, il primo passo di questa attività di tesi è stato quello di rilevare manualmente le dimensioni della valvola e di tutti gli elementi che la compongono. A tale scopo è stato necessario il completo smontaggio della valvola che ha anche permesso di comprendere meglio il suo funzionamento e i vari accorgimenti adottati in fase di progettazione e realizzazione.

Dalle misure effettuate è emerso che la geometria della valvola è approssimabile ad un parallelepipedo rettangolare con una base quadrata di $22 \times 22 \text{ mm}$ e un'altezza di 25 mm . Inoltre, si è potuto notare che l'oggetto in questione risulta essere costituito da una parte superiore, un corpo centrale, e una parte inferiore che si interfaccia con il pattino.

Come riportato in Figura 2.2, all'interno della valvola trovano alloggio un ugello e un diaframma circolare di 12 mm di diametro, entrambi realizzati in materiale metallico. La posizione dell'ugello viene regolata mediante un grano filettato M4, mentre una molla a tazza viene utilizzata per recuperare i giochi e favorire la corsa di allontanamento dello stesso dalla membrana. In Figura 2.1 invece, il grano filettato è sostituito da una vite a testa cilindrica con esagono incassato. L'assemblaggio della valvola avviene mediante tre viti metriche per collegano la parte superiore al corpo centrale e altre quattro viti passanti che mantengono a "pacchetto" i tre componenti. Di queste quattro viti, due saranno avvitate nella parte inferiore

della valvola, mentre le restanti due si avviteranno direttamente nel pattino. Per garantire la tenuta ed evitare perdite di aria tra gli elementi accoppiati, vengono utilizzati degli O-Ring disposti secondo lo schema di Figura 2.2.

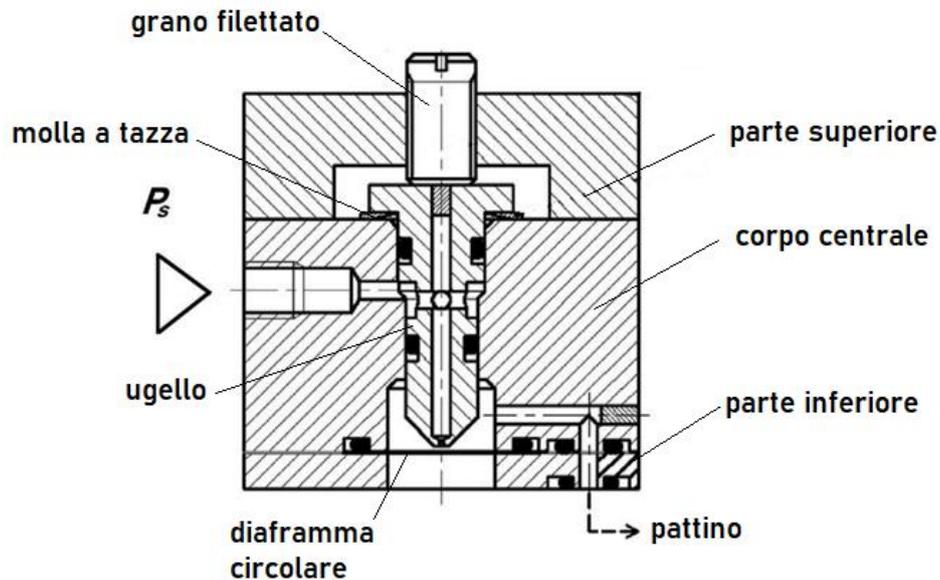


Figura 2.2: Sezione valvola pneumatica. Tratto da [15] con modifiche.

Dall'analisi visiva della valvola è emersa una criticità legata alla scelta dei materiali di costruzione. Infatti, l'utilizzo di materiali differenti per la realizzazione del corpo valvola (alluminio) e gli elementi di collegamento e alle interfacce (acciaio), a causa dei ripetuti smontaggi, ha portato ad un danneggiamento dei fori filettati. In questo modo sono stati compromessi la precisione degli accoppiamenti e le tenute in corrispondenza dei raccordi per i tubi dell'aria compressa. Inoltre, si è riscontrato che l'utilizzo di una vite M4 per la regolazione dell'altezza dell'ugello non consente di ottenere posizionamenti precisi a causa della eccessiva dimensione del passo della vite. Per di più, l'utilizzo di una singola molla a tazza può determinare degli errori di perpendicolarità tra la superficie della membrana e l'asse dell'ugello.

2.2 Nuova valvola pneumatica

Una volta analizzata la valvola pneumatica già realizzata da Ghodsiyeh et al. [15], tenendo conto delle criticità riscontrate si è proceduto alla sua riprogettazione in un'ottica di miglioramento tecnologico e di performance. Al fine di facilitare una eventuale produzione a livello industriale si è deciso di utilizzare, per quanto possibile, dei componenti che risultino avere dei costi contenuti e che siano facilmente reperibili in commercio. Visti i buoni risultati già ottenuti con il precedente prototipo, per semplificare la riprogettazione si è ritenuto opportuno non stravolgere il layout e gli ingombri considerati in precedenza, conservando la divisione strutturale in tre parti distinte. Per migliorare il sistema di posizionamento dell'ugello e renderlo più accurato si è deciso di sostituire la molla a tazza con una di tipo elicoidale.

Durante la riprogettazione della valvola sono state valutate diverse due diverse soluzioni. La prima prevede un montaggio direttamente sul pattino, mentre la seconda prevede un montaggio esterno al pattino e un collegamento mediante un tubo. La versione che prevede il montaggio sul pattino è rappresentata in Figura 2.3 e in Figura 2.4.

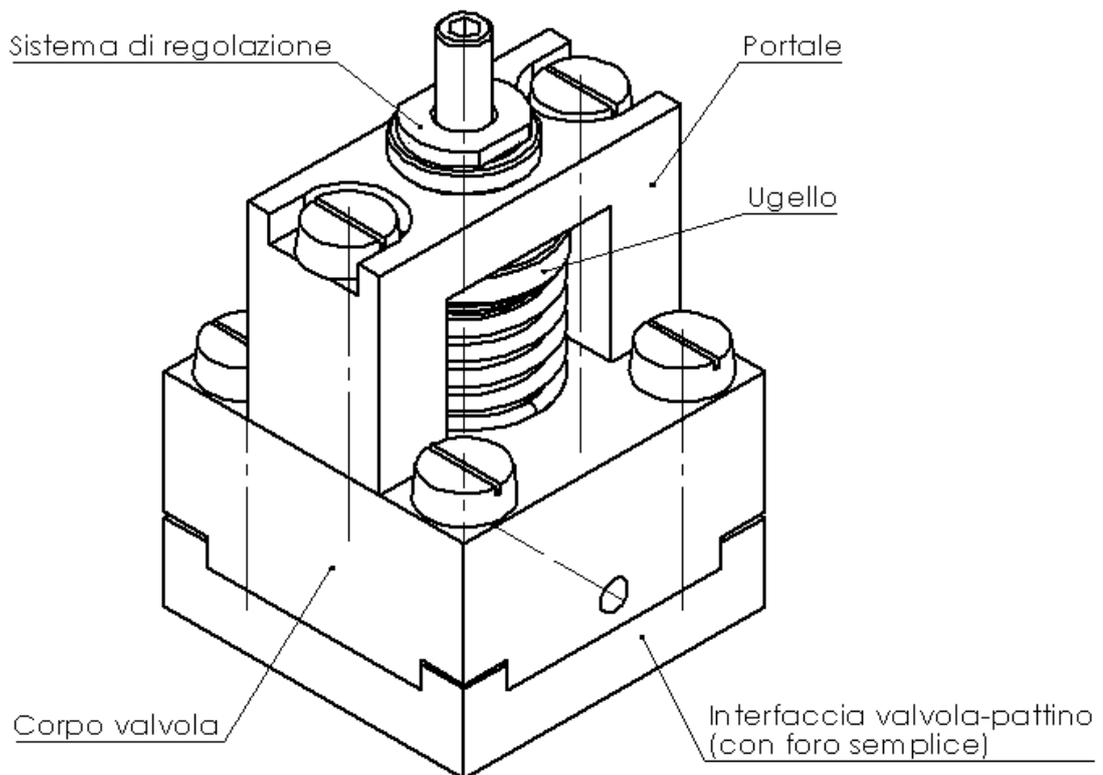


Figura 2.3: Vista isometrica della valvola pneumatica (con foro semplice).

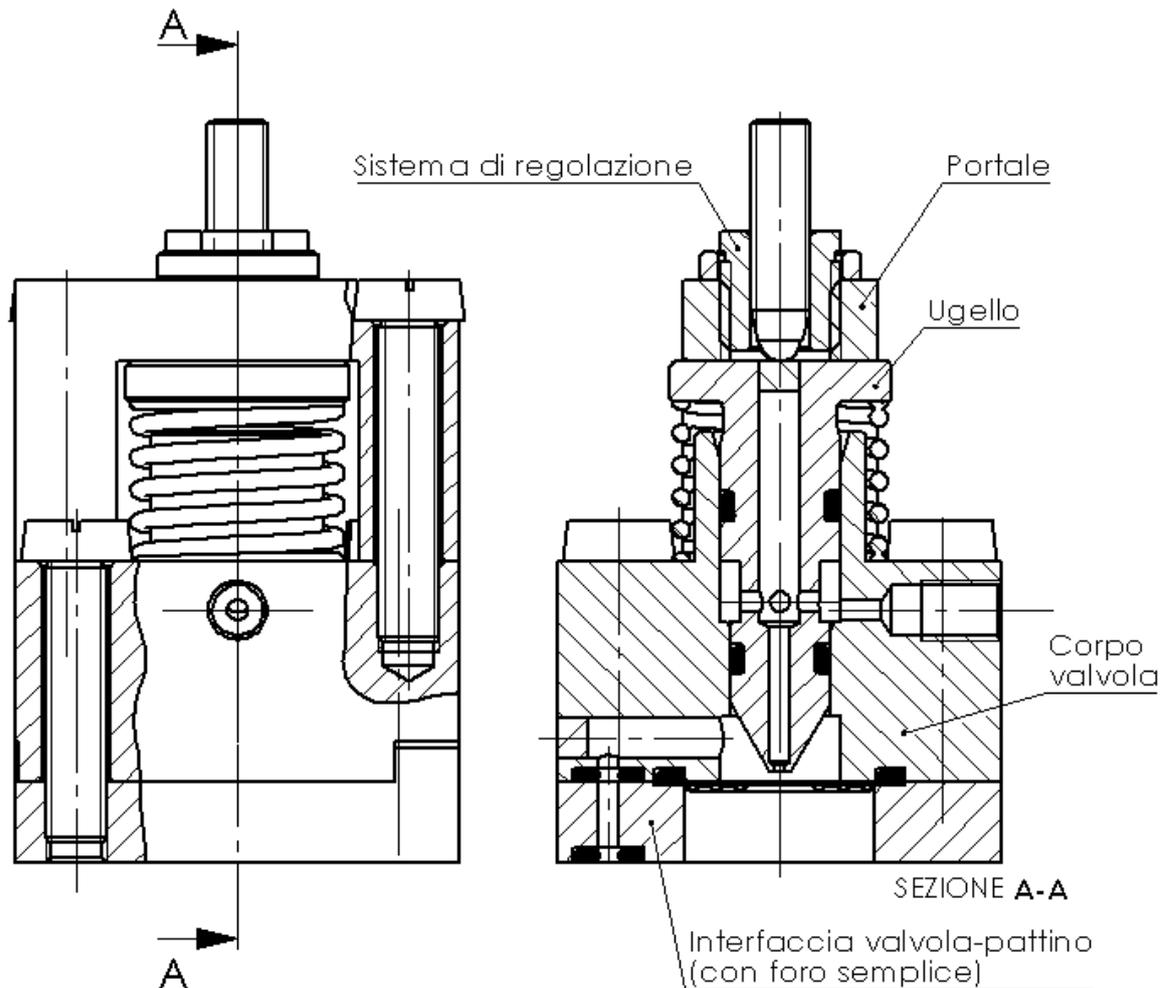


Figura 2.4: Viste in sezione della valvola pneumatica (con foro semplice).

Da un punto di vista costruttivo le due valvole differiscono solo nella parte inferiore. La prima soluzione presenta un foro semplice attraverso cui viene fornita l'aria di alimentazione del pattino. Diversamente, la seconda soluzione presenta un foro filettato al quale verrà avvitato un raccordo per poter collegare il tubo tramite il quale si fornirà l'aria di alimentazione al pattino. Considerando le variazioni degli ingombri dovuti alle modifiche apportate, la nuova valvola mantiene una base quadrata di $22 \times 22 \text{ mm}$, mentre l'altezza aumenta per entrambe le versioni. La versione con foro semplice ha un'altezza di 29 mm , mentre quella con foro filettato ha un'altezza di 33 mm . Dalle figure 2.3 e 2.4 si riescono a distinguere cinque elementi che caratterizzano l'intera valvola e sono: struttura a portale, corpo valvola, interfaccia valvola-pattino, ugello e sistema di regolazione. Questi verranno esposti dettagliatamente nei paragrafi successivi, insieme ai restanti elementi necessari al suo montaggio. Inoltre, nell'Appendice B verranno riportate l'assieme e le tavole quotate dei vari componenti.

Il materiale scelto per le parti realizzate attraverso lavorazioni alle macchine utensili è l'acciaio bonificato, in particolare 39NiCrMo3.

2.2.1 Portale

Il portale è la parte superiore della valvola ed è rappresentato in Figura 2.5. Ha una forma ad “U” ed è munito di tre fori, uno centrale filettato e due laterali passanti. Il foro centrale ospita il sistema di regolazione, che ha il compito di variare l’altezza dell’ugello. A seconda delle modalità di impiego, il sistema di regolazione è costituito da una boccola filettata accoppiata ad un grano filettato oppure da un mini-micrometro. Durante il passaggio da un sistema di regolazione ad un altro, il portale non deve né essere smontato né cambiare dimensioni. I due fori passanti invece, ospitano due viti che collegano il portale con il corpo valvola.

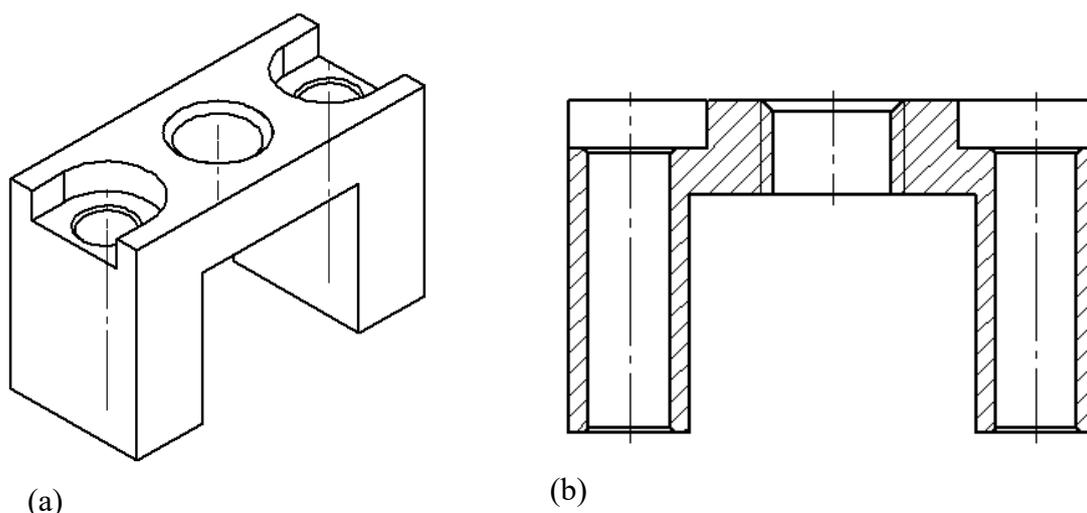


Figura 2.5: Portale: (a) vista isometrica, (b) vista in sezione.

Per la parte superiore della valvola sono state valutate diverse geometrie, come quella rappresentata in Figura 2.6. Tuttavia, la ricerca di minor complessità e maggior funzionalità ha portato alla scelta di una forma ad “U”, in quanto semplice, leggera e di facile lavorazione mediante macchine utensili. L’unico inconveniente di tale forma è rappresentato dal fatto di lasciar scoperta la molla e la testa dell’ugello, con la possibilità che sporcizia e polvere entrino nella valvola. Tuttavia, considerato che questa valvola pneumatica rappresenta un prototipo che verrà impiegato prevalentemente in laboratorio, questo ultimo problema non sussiste. In condizioni di lavoro industriali si potrebbe comunque adottare una soluzione come quella rappresentata in Figura 2.6.

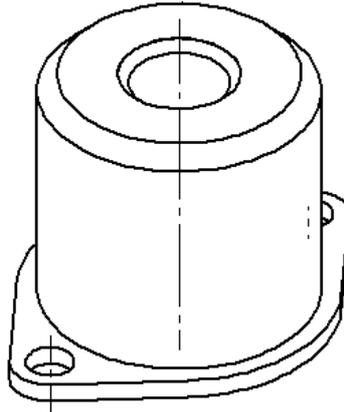


Figura 2.6: Soluzione alternativa a "bicchiere".

2.2.2 Corpo valvola

Il corpo valvola è la parte centrale della valvola pneumatica e viene rappresentato in Figura 2.7 e Figura 2.8. Su di esso viene montata la struttura a portale mediante due viti. In seguito, tutto viene collegato con l'interfaccia valvola-pattino mediante quattro viti. Inoltre, su questa parte della valvola trovano sede l'ugello e la molla elicoidale. Per consentire l'impiego di una molla elicoidale e aumentare il campo di variazione dell'altezza dell'ugello, alla parte superiore del corpo valvola è stata data una forma cilindrica. In questo modo, la parte cilindrica esterna, tiene in posizione la molla, mentre il foro passante funziona da alloggiamento per l'ugello.

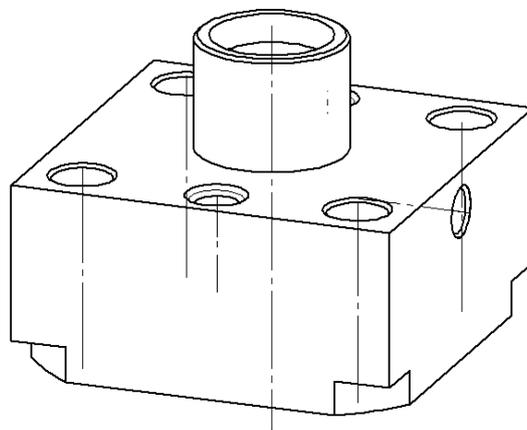


Figura 2.7: Corpo valvola.

L'utilizzo di una molla elicoidale commerciale, in sostituzione alla molla a tazza adoperata nella valvola di Ghodsiyeh et al. [15], ha richiesto anche la modifica della geometria e delle dimensioni dell'ugello. La molla elicoidale è stata scelta da catalogo (Figura 2.9) per dare maggiore rigidità al sistema ed evitare fenomeni di stick-slip tra la superficie della sede dell'ugello e gli O-Ring durante la regolazione.

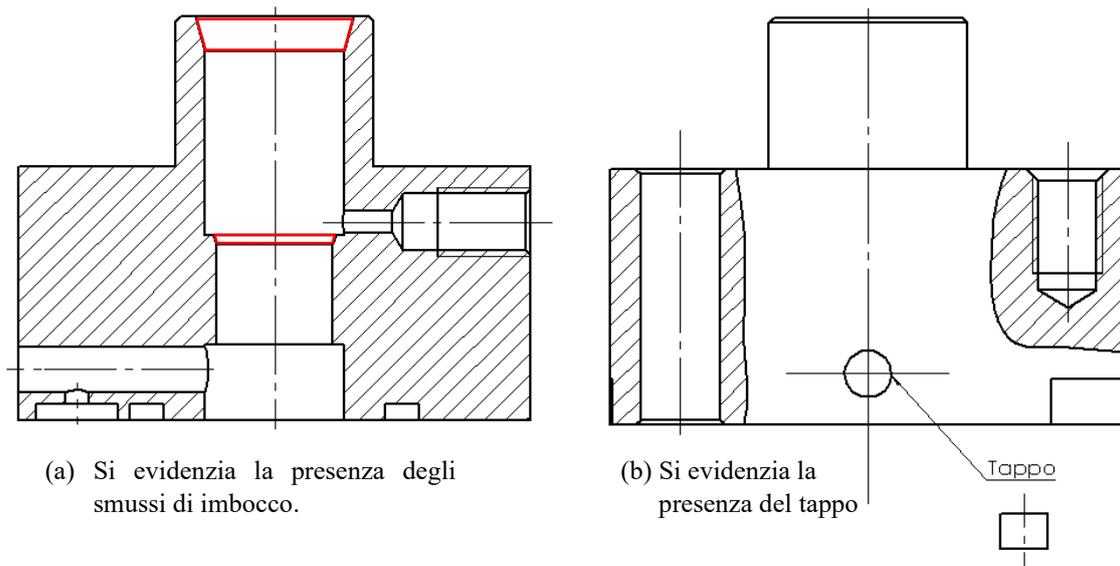


Figura 2.8: Viste in sezione del corpo valvola.

Nella fase di progettazione si è prestata particolare attenzione nell'evitare il possibile danneggiamento degli O-Ring montati sull'ugello nel momento in cui quest'ultimo viene inserito nella sua sede. La presenza di spigoli vivi può provocare il taglio o la deformazione anomala degli O-Ring, con conseguente perdita della tenuta. Per questo, in seguito alla consultazione del catalogo del costruttore degli O-Ring, sono stati previsti degli smussi di imbocco nel foro centrale del corpo valvola, evidenziati in rosso in Figura 2.8a.

Come si può osservare dalla Figura 2.8, all'interno del corpo valvola sono presenti due fori trasversali. Il foro più in alto, parzialmente filettato, viene utilizzato per collegare, mediante un raccordo, la valvola all'impianto dell'aria compressa, mentre il foro in basso mette in comunicazione la camera di controllo sopra il diaframma con l'interfaccia valvola-pattino. Quest'ultimo foro viene chiuso esternamente mediante una spina cilindrica (Figura 2.8b).

COMPRESSION SPRINGS MUSIC WIRE							
Part Number	Do (mm)	d (mm)	Lo (mm)	L ₁ (mm)	Sh (mm)	P ₁ (N)	R (N/mm)
C0390-047-1500M			38.1	21.29	14.94		3.2
C0390-047-1750M			44.45	24.66	16.94		2.71
C0390-047-2000M			50.8	28.02	18.97		2.36
C0420-035-0500M			12.7	6.35	4.37		3.45
C0420-035-0620M			15.75	7.62	4.85		2.7
C0420-035-0750M			19.05	8.99	5.36		2.19
C0420-035-0880M	10.67	0.89	22.35	10.36	5.87	22.02	1.84

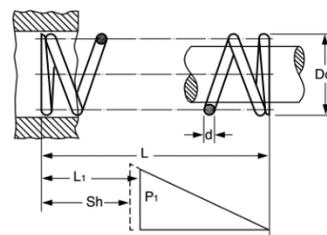


Figura 2.9: Molla elicoidale commerciale. Estratto del Catalogo SPEC®.

Per garantire la tenuta ed evitare perdite d'aria tra il corpo valvola e l'interfaccia valvola-pattino, vengono utilizzati altri due O-Ring le cui sedi sono realizzate sulla superficie inferiore del corpo valvola, uno posizionato a contatto con il diaframma e l'altro in corrispondenza del piccolo foro comunicante con l'interfaccia valvola pattino.

Per il corretto funzionamento della valvola pneumatica deve essere assicurata la perfetta ortogonalità tra il centro della superficie del diaframma e l'asse dell'ugello. Siccome gli organi filettati non permettono di soddisfare appieno tale condizione, è stato pensato un sistema di

centraggio, costituito da quattro scanalature, realizzate agli angoli del corpo valvola e chiaramente visibili in Figura 2.7, che si accoppiano con altrettanti risalti, realizzati sull'interfaccia valvola-pattino. Questo sistema, inoltre, garantisce l'ortogonalità degli elementi anche dopo molteplici smontaggi e rimontaggi della valvola.

2.2.3 Interfaccia valvola-pattino

L'interfaccia valvola-pattino rappresenta la parte inferiore della valvola pneumatica ed è direttamente a contatto con il pattino pneumostatico. È caratterizzata dalla presenza di una tasca centrale, che realizza la sede del diaframma gofrato, e dai risalti, posizionati ai suoi quattro angoli, che garantiscono un corretto centraggio. Per assicurare un accoppiamento senza errori tra l'interfaccia valvola-pattino e il corpo valvola, nonché la corretta deformazione degli O-Ring, i risalti hanno un'altezza inferiore della profondità della scanalatura. L'interfaccia valvola-pattino è stata costruita in due versioni, rappresentate in Figura 2.10, simili ma che devono soddisfare esigenze diverse. Una viene utilizzata quando la valvola viene montata direttamente sul pattino, mentre l'altra è impiegata quando la valvola è collegata al pattino attraverso un tubo flessibile. Possiamo individuare, quindi, una versione dotata di un foro filettato di alimentazione, per l'adattatore del tubo flessibile, e un'altra con un foro di alimentazione semplice. L'impiego di due differenti soluzioni per l'interfaccia valvola-pattino consente di poter verificare il comportamento della valvola con diversi tipi di diaframma e in diverse configurazioni, senza però dover sempre smontare completamente la valvola. Infatti, è sufficiente sostituire la parte inferiore, senza dover intervenire sul resto della valvola.

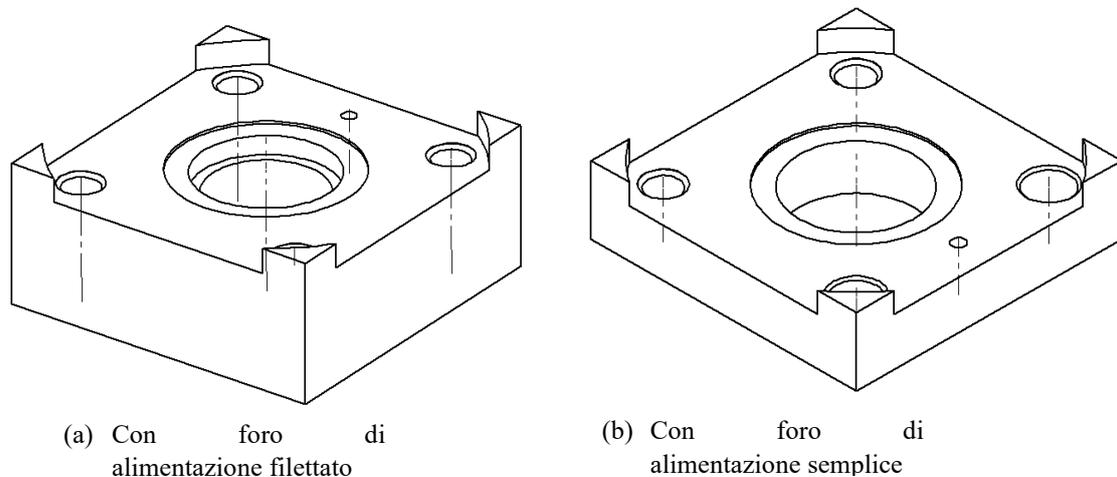


Figura 2.10: Interfaccia valvola-pattino.

In Figura 2.11 viene rappresentata più in dettaglio la versione con foro di alimentazione filettato, utilizzata per la valvola che non prevede montaggio direttamente sulla pattino pneumostatico. Questa variante è stata pensata per permettere il montaggio di un sensore di misura capacitivo (Tabella 2.1) per rilevare lo spostamento della membrana. Il corretto posizionamento e bloccaggio del sensore è assicurato da una vite posizionata perpendicolarmente al sensore.

Sensor type	CS005	CS02	CS05	CSE05	CS08
Article No.	6610083	6610051	6610053	6610102	6610080
Measuring range	reduced	0.025 mm	0.1 mm	0.25 mm	0.4 mm
	nominal	0.05 mm	0.2 mm	0.5 mm	0.8 mm
	extended	0.1 mm	0.4 mm	1 mm	1.6 mm

Tabella 2.1: Estratto dal catalogo dei sensori capacitivi.

Dalla Figura 2.11 si osserva che la versione con foro di alimentazione filettato ha un'altezza maggiore rispetto a quella con foro semplice. Questo è dovuto al fatto che, non essendo la valvola montata sul pattino, non ci sono vincoli di peso e di ingombro. Inoltre, si può notare la presenza di quattro fori passanti. Questi ospiteranno le quattro viti che chiuderanno a "pacchetto" la valvola mediante dati.

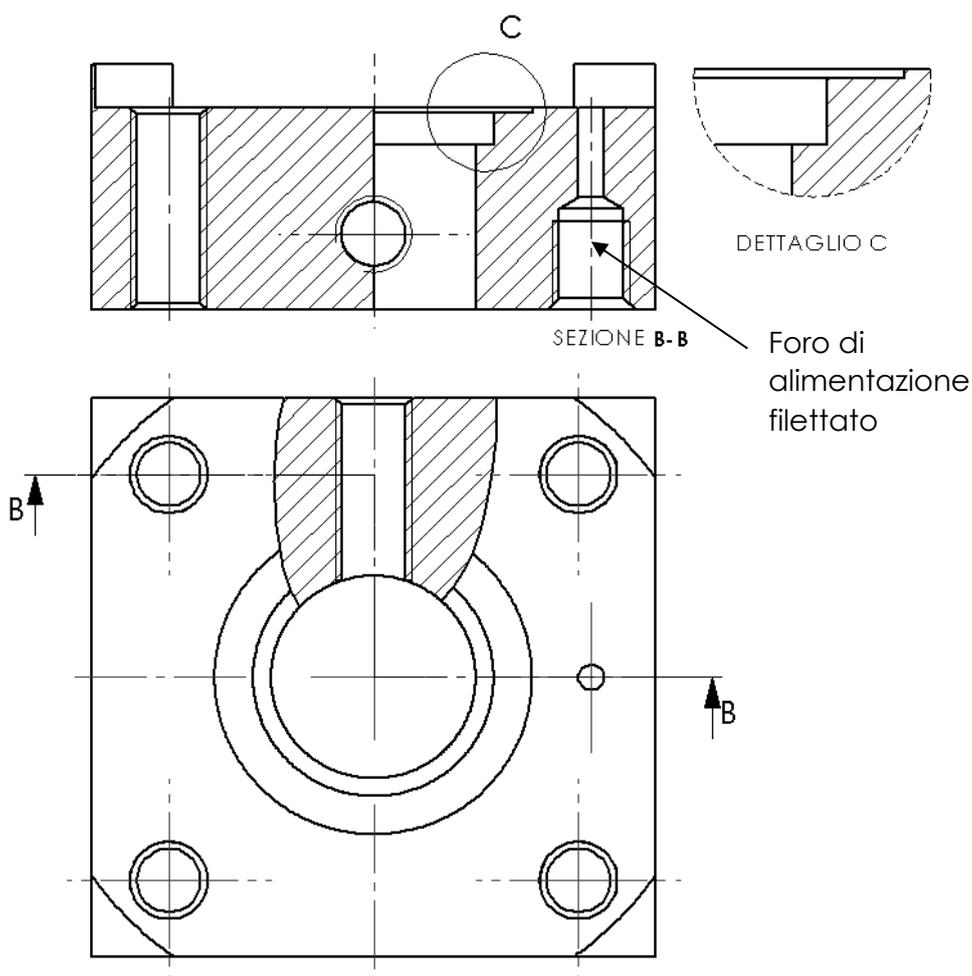


Figura 2.11: Interfaccia valvola-pattino con foro filettato di alimentazione.

La tasca circolare centrale, la cui profondità viene evidenziata in "dettaglio c" della Figura 2.11, rappresenta la sede del diaframma goffato (Figura 2.12) che ne garantisce un corretto

centraggio rispetto all'asse dell'ugello. Il diaframma di tipo gofrato è stato scelto per la sua maggiore deformazione e minor rigidità rispetto a diaframmi piani.

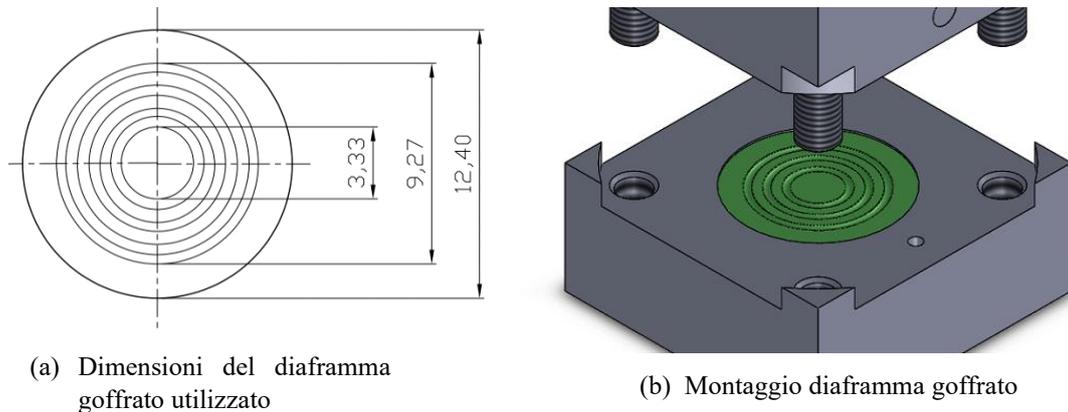


Figura 2.12: Diaframma gofrato.

Considerata la scarsa disponibilità sul mercato di questo elemento, la valvola è stata dimensionata in funzione delle dimensioni del diaframma commerciale che più si avvicinava ai requisiti di progetto. Il diaframma scelto ha un diametro di 12.40 mm , uno spessore di 0.05 mm ed è realizzato in acciaio inossidabile austenitico 316L.

L'interfaccia valvola-pattino con foro di alimentazione semplice è rappresentata in Figura 2.13. Da subito si nota come sia più elementare, con uno spessore minore rispetto alla versione precedentemente descritta. Questo è dovuto ai vincoli di ingombro che deve rispettare, in quanto dovrà essere montata direttamente sul pattino pneumostatico. Per evitare fughe d'aria tra la valvola e il pattino, in prossimità del foro di alimentazione, è stata ricavata una tasca che ospiterà un O-ring. Dalla Figura 2.13 si può notare come due dei quattro fori laterali siano filettati. Questo perché, sul lato dove è presente il foro di alimentazione, due delle quattro viti che attraversano longitudinalmente la valvola finiscono direttamente nel pattino, mentre le restanti due si avvitano nell'interfaccia valvola-pattino.

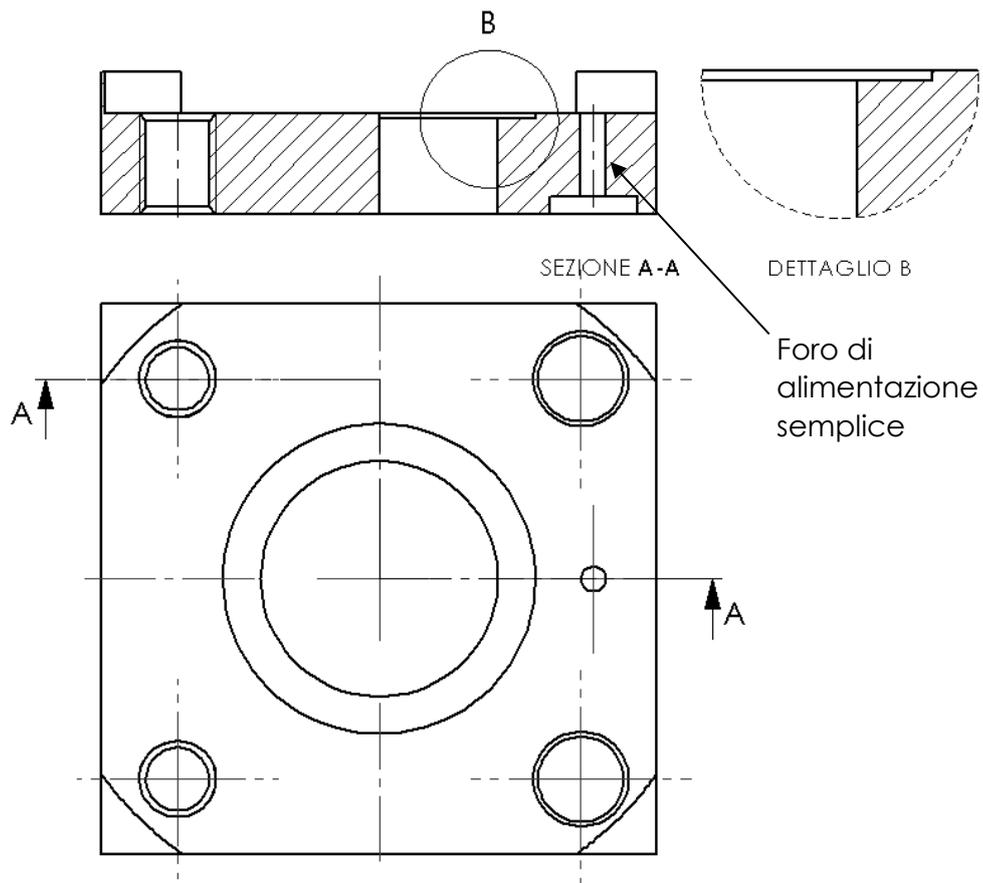


Figura 2.13: Interfaccia valvola-pattino con foro di alimentazione semplice.

2.2.4 Ugello

L'ugello è un elemento molto importante della valvola pneumatica ed è riportato in Figura 2.14. Attraverso di esso viene fornita l'alimentazione al pattino pneumostatico e variato il comportamento del pattino stesso. Inoltre, esso può essere sostituito con ugelli con la stessa geometria ma con fori interni di diametro diverso.

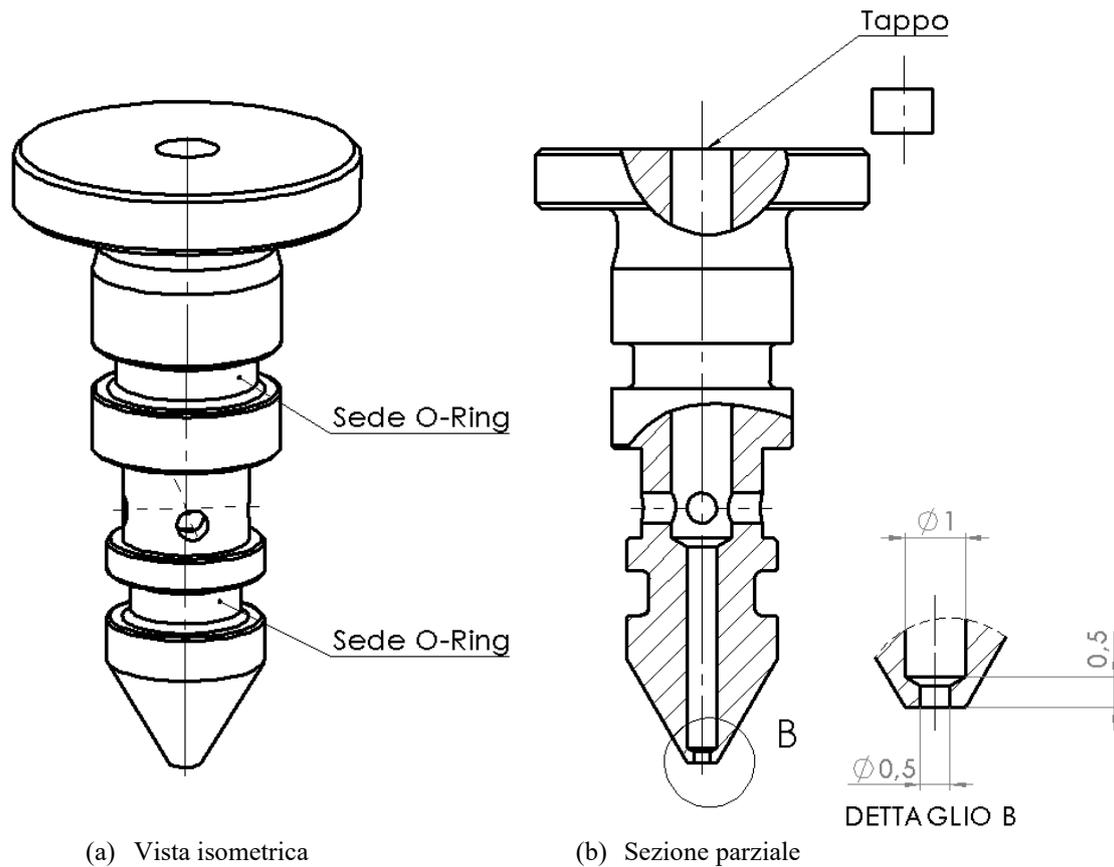


Figura 2.14: Ugello.

L'ugello è inserito in posizione verticale nel corpo valvola e realizza un accoppiamento foro-base $H8/f7$ con gioco. Il gioco ottenuto è contenuto in un range che va da un valore minimo di $10 \mu m$ ad un massimo di $34 \mu m$ e la sua presenza è necessaria per consentire lo spostamento verticale dell'ugello nel momento in cui si decide di agire sul sistema di regolazione. Inoltre, questi precisi valori di gioco consentono una deformazione degli O-Ring, montati sull'ugello, tali da evitare perdite di aria sia tra le superfici fisse, sia tra le superfici in moto relativo. La testa dell'ugello è stata realizzata in modo tale da consentire alla molla elicoidale un punto stabile di appoggio, così da assicurare costantemente il contatto tra ugello e l'estremità inferiore dell'elemento di regolazione. La geometria adottata per la realizzazione del corpo valvola e dell'ugello permette a questo ultimo una corsa massima di $1,5 mm$. Dalla Figura 2.14 si può osservare come l'ugello sia attraversato longitudinalmente da un foro avente diversi diametri. Il foro con il diametro maggiore viene realizzato con lo scopo di permettere poi l'utilizzo di una punta con diametro minore per la realizzazione dei fori sottostanti da 1 e $0,5 mm$. L'esecuzione di un foro di piccolo diametro, per tutta la lunghezza dell'ugello, rischia di provocare la flessione della punta dell'utensile, con conseguente stravolgimento tolleranze geometriche e di forma. Essendo il foro con diametro maggiore un semplice preforo, esso andrà poi tappato con una spina cilindrica in prossimità della testa dell'ugello.

Si osserva inoltre, la presenza di un foro trasversale. Questo ha la funzione di collegare, anche attraverso il foro longitudinale, il canale di alimentazione, collegato all'impianto dell'aria

compressa, con la camera di controllo sopra il diaframma goffrato. Le sedi dei due O-Ring montati sull'ugello sono state dimensionate seguendo le indicazioni a catalogo del costruttore (*Angst+Pfister*) per garantire la corretta deformazione del materiale ed evitare che si danneggino durante il moto relativo delle superfici. Per un corretto funzionamento della valvola, oltre all'ortogonalità tra l'ugello e il diaframma, deve essere assicurato anche il parallelismo tra la punta dell'ugello e la superficie del diaframma. Per realizzare ciò, sono state imposte strette tolleranze geometriche all'ugello ma anche al corpo valvola.

2.2.5 Sistema di regolazione

Il sistema di regolazione ha lo scopo di variare la distanza iniziale tra l'ugello e la membrana goffrata. Come accennato all'inizio del capitolo, questo sistema può essere realizzato utilizzando un micrometro commerciale o un grano accoppiato con un distanziale e una boccola filettata. Le due soluzioni sono intercambiabili e non necessitano di modificare la struttura della valvola pneumatica.

Nel secondo caso si può utilizzare un grano filettato M3 a passo fine con incasso esagonale accoppiato ad una boccola con filettatura esterna M6. La boccola viene posizionata sulla struttura a portale come rappresentata in Figura 2.15.

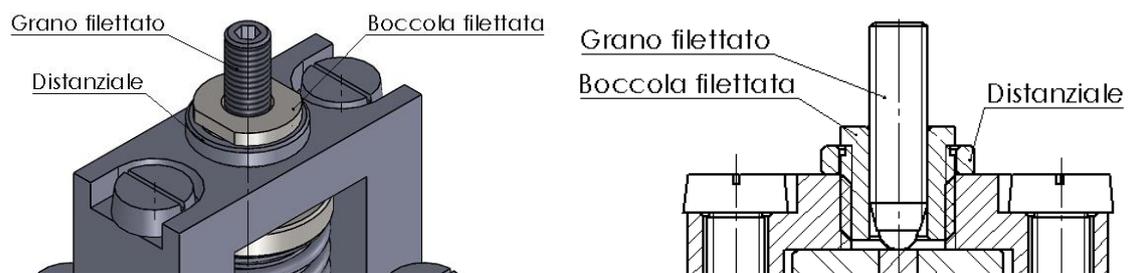


Figura 2.15: Sistema di regolazione con boccola e grano filettato.

Siccome il grano e la boccola filettata sono componenti disponibili in commercio, per adattarli alla valvola pneumatica, in modo da non interferire con il movimento dell'ugello, è stato necessario l'utilizzo di un piccolo anello distanziatore, posizionato tra la boccola e il portale. Questa soluzione è stata studiata per essere utilizzata quando la valvola è montata direttamente sul pattino pneumostatico, in quanto poco ingombrante e facilmente regolabile, mediante una chiave per viti a testa cava esagonale.

Il sistema di regolazione alternativo a quello sopra descritto è rappresentato dall'utilizzo di un mini-micrometro commerciale riprodotto in Figura 2.16. Esso è in grado di assicurare la stessa precisione del grano filettato, ma ha il vantaggio di poter essere azzerato, consentendo di leggere direttamente sullo strumento lo spostamento imposto all'ugello. Per poter utilizzare il micrometro basta sostituirlo alla boccola filettata poiché esso è dotato di una parte filettata M6, quindi utilizza lo stesso foro filettato ricavato sulla struttura a portale.

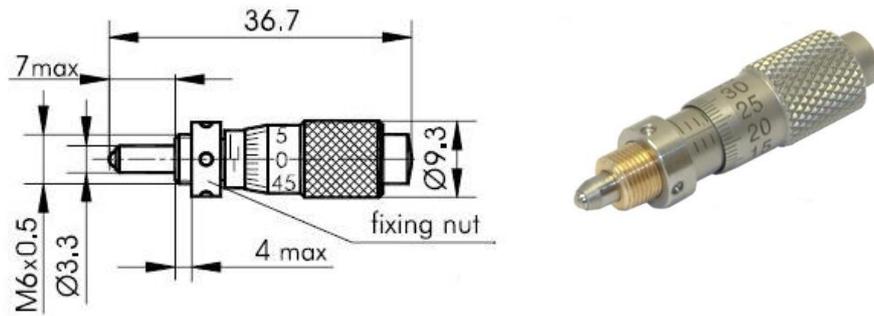


Figura 2.16: Mini-micrometro Standa. Tratto da www.standa.it.

2.2.6 Viti di collegamento

Per l'assemblaggio della valvola vengono impiegate viti commerciali con testa ad intaglio ISO 1207 come quella rappresentata in Figura 2.17. Nel caso della valvola con interfaccia valvola-pattino con foro di alimentazione filettato, vengono utilizzate sei viti M3 e lunghe 16 mm, mentre per la valvola con interfaccia valvola-pattino con foro di alimentazione semplice vengono impiegate due viti M3 con una lunghezza di 16 mm e quattro con una lunghezza di 14 mm. L'utilizzo di viti M3, facilmente reperibili in commercio, permette di ottenere collegamenti più stabili e, impiegando solo due differenti lunghezze, rende la costruzione della valvola più semplice.

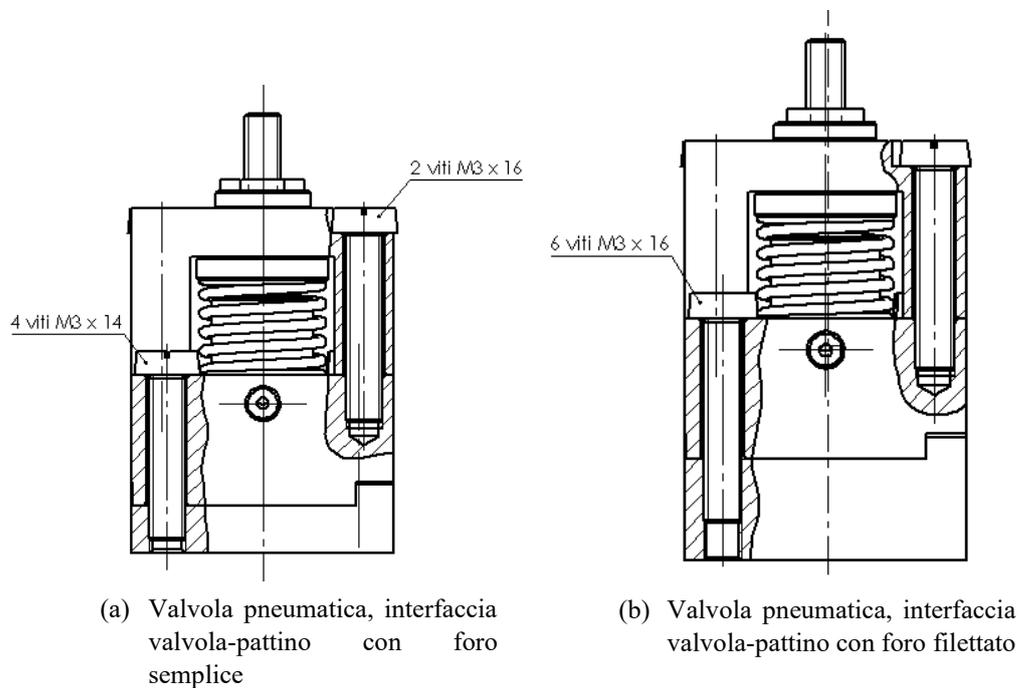


Figura 2.17: Posizionamento viti.

Capitolo 3:

In questo capitolo verrà illustrato il procedimento per progettare la valvola pneumatica in funzione della tipologia di pattino pneumostatico ad essa accoppiato e del valore di meato a cui si vuole lavorare. Tale procedimento viene descritto anche da Lentini et al. [26] e verrà considerato il caso di un pattino pneumostatico circolare con singolo foro di alimentazione. Scelta l'altezza nominale del meato a cui lavorerà il pattino, questo metodo permetterà di progettare la valvola in modo da massimizzare la rigidità del sistema pattino-valvola.

Questo procedimento è stato implementato in ambiente Matlab e gli script finali sono riportati nell'Appendice C.

3.1 Modello del pattino pneumostatico circolare

Come oggetto di studio è stato considerato un pattino pneumostatico circolare caratterizzato da un singolo foro di alimentazione. In Figura 3.1 è riportata una sua schematizzazione insieme alle principali grandezze necessarie alla sua modellazione. Il pattino circolare presenta $R = 20 \text{ mm}$ e un foro di alimentazione centrale di raggio $R_0 = 0.5 \text{ mm}$. La pressione di alimentazione del pattino, la pressione all'imbocco del meato e la pressione atmosferica vengono indicate rispettivamente con p_s , p_0 e p_a , mentre con h viene indicata l'altezza del meato.

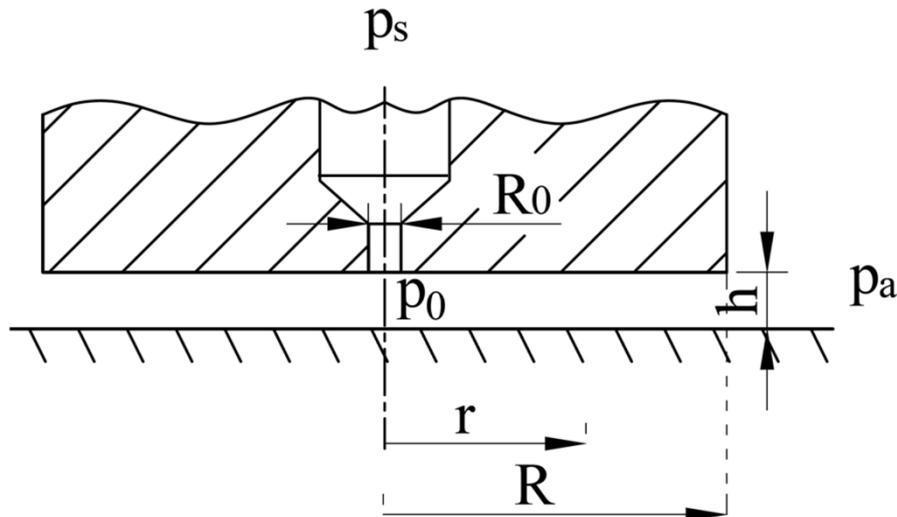


Figura 3.1: Schema del pattino pneumostatico circolare. Tratto da [26].

Il pattino circolare, non compensato, può funzionare solo se alimentato ad una pressione p_s costante e, a seconda del rapporto delle pressioni p_0/p_s , può lavorare in condizioni soniche, se $p_0/p_s \leq b$, oppure in condizioni subsoniche, se $p_0/p_s > b$.

Tendendo conto di tutto ciò, a seconda del rapporto p_0/p_s , la portata massica d'aria fornita al meato, \dot{m}_1 , può essere calcolata considerando il foro del pattino come un ugello isoentropico avente come area di passaggio la sezione anulare all'imbocco del meato, $2\pi R_0 h$:

$$\dot{m}_1 = c_d \frac{p_s}{\sqrt{R_g T_s}} 2\pi R_0 h \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_0}{p_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad \text{se } \frac{p_0}{p_s} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.1a)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{cr} = c_d \frac{p_s}{\sqrt{R_g T_s}} 2\pi R_0 h_{cr} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]} \quad (3.1b)$$

$$\text{se } \frac{p_0}{p_s} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = b$$

dove k e R_g sono, rispettivamente, il rapporto dei calori specifici e la costante universale dell'aria. T_s è la temperatura dell'aria di alimentazione, c_d il coefficiente di efflusso del foro del pattino, $b = 0.5283$ il rapporto critico delle pressioni p_0/p_s e h_{cr} l'altezza del meato corrispondente al massimo consumo di aria da parte del pattino, \dot{m}_{cr} .

Considerando un volume infinitesimo al di sotto del pattino, schematizzato in Figura 3.2, e, applicando l'equazione di continuità, si può calcolare la distribuzione di pressione, $p(r)$, che si osserva tra le due superfici che delimitano il meato.

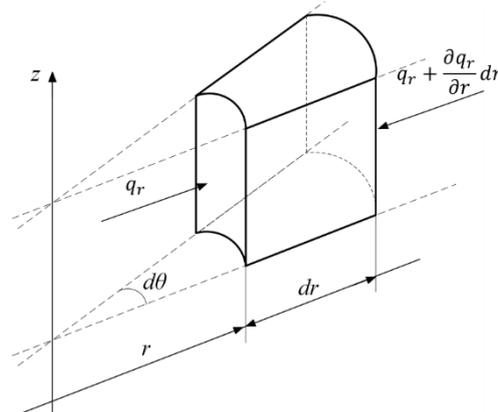


Figura 3.2: Volume infinitesimo sotto il pattino.

Con riferimento alla Figura 3.2, trascurando le variazioni lungo la direzione circonferenziale, si può scrivere:

$$-\left(q_r + \frac{\partial q_r}{\partial r} dr \right) (r + dr) d\theta + q_r r d\theta = 0 \quad (3.2)$$

$$\text{con } q_r = \int_0^h \rho u(z) dz$$

dove q_r è la portata per unità di lunghezza esprimibile e u la velocità radiale del flusso dell'aria. Sviluppando i prodotti e facendo le dovute semplificazioni l'equazione diventa:

$$-q_r r d\vartheta - q_r dr d\vartheta - \frac{\partial q_r}{\partial r} r dr d\vartheta - \frac{\partial q_r}{\partial r} dr^2 d\vartheta + q_r r d\vartheta = 0 \quad (3.3)$$

$$q_r + \frac{\partial q_r}{\partial r} r = 0 \quad (3.4)$$

In Figura 3.3 vengono rappresentate le forze che agiscono sul volume infinitesimo considerato e si nota come le forze di pressione si oppongono a quelle viscose.

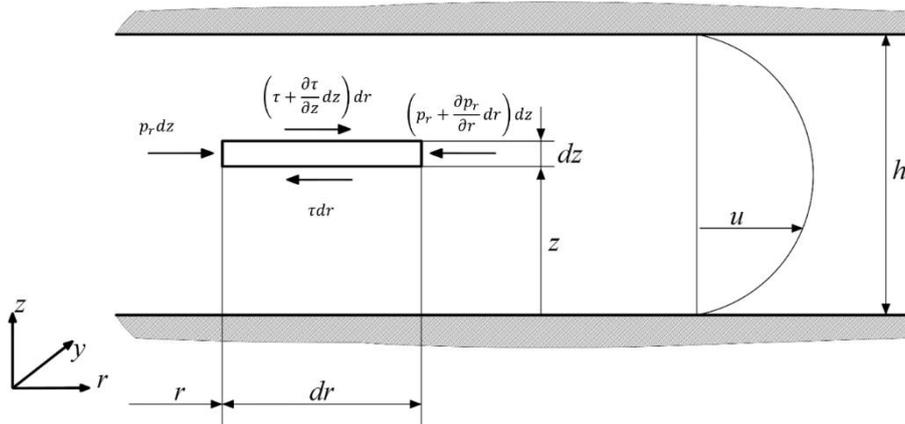


Figura 3.3: Condotto con flusso laminare.

L'equilibrio delle forze agente su di esso si può scrivere come:

$$p_r y dz - \left(p_r + \frac{\partial p_r}{\partial r} dr \right) y dz - \tau y dr + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz \right) y dr = 0 \quad (3.5)$$

con $\tau = \mu \frac{du_r}{dz}$

dove, p_r è la pressione dipendente dal valore del raggio, r .

Svolgendo i prodotti e semplificando, si ottiene:

$$\frac{\partial p_r}{\partial r} = \frac{\partial \tau}{\partial z} \quad (3.6)$$

Che posso riscrivere come:

$$\frac{\partial p_r}{\partial r} = \mu \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p_r}{\partial r}$$

A questo punto possiamo integrare una prima volta:

$$\frac{\partial u_r(z)}{\partial z} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p_r}{\partial r} z + C_1 \quad (3.8)$$

Mentre integrando una seconda volta:

$$u_r(z) = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p_r}{\partial r} \frac{z^2}{2} + C_1 z + C_2 \quad (3.9)$$

Imponendo come condizione al bordo che la velocità del flusso sia nulla vicino alle pareti ($u_r(0) = 0$ e $u_r(h) = 0$), possiamo determinare il valore delle costanti C_1 e C_2 :

$$u_r(0) = 0 \rightarrow C_2 = 0 \quad (3.10)$$

$$u_r(h) = 0 \rightarrow C_1 = -\frac{\partial p_r}{\partial r} \frac{h}{2\mu}$$

L'equazione 3.9 diventa:

$$u_r(z) = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p_r}{\partial r} \frac{z^2}{2} - \frac{\partial p_r}{\partial r} \frac{h}{2\mu} z \quad (3.11)$$

Sostituendo l'equazione 3.11 nell'espressione di q_r vista in 3.2 e considerando un flusso isoterma, possiamo scrivere:

$$q_r = \int_0^h \rho u(z) dz = \int_0^h \frac{p}{R_g T} u_r(z) dz = \frac{p}{R_g T} \int_0^h \frac{1}{\mu} \frac{\partial p_r}{\partial r} \frac{z^2}{2} - \frac{\partial p_r}{\partial r} \frac{h}{2\mu} z dz \quad (3.12)$$

$$q_r = -\frac{ph^3}{12\mu R_g T} \frac{\partial p_r}{\partial r}$$

Sostituendo l'espressione di q_r appena trovata nell'equazione 3.4, ottengo:

$$\frac{\partial(q_r \cdot r)}{\partial r} = 0 \rightarrow \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{ph^3 r}{12\mu R_g T} \frac{\partial p_r}{\partial r} \right) = 0 \quad (3.13)$$

Posso inoltre scrivere che:

$$\frac{ph^3 r}{12\mu R_g T} \frac{\partial p_r}{\partial r} = C \quad (3.14)$$

Integrando tra R_0 e R posso determinare il valore di C :

$$\int_{R_0}^R \frac{ph^3 \partial p_r}{12\mu R_g T} = C \int_{R_0}^R r \frac{r}{\partial r}$$

$$\frac{(p_a^2 - p_0^2)h^3}{24\mu R_g T} = C \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right) \rightarrow C = \frac{(p_a^2 - p_0^2)h^3}{24\mu R_g T \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \quad (3.15)$$

Sostituendo in 3.14 l'espressione di C , ottengo:

$$\frac{ph^3 r}{12\mu R_g T} \frac{\partial p_r}{\partial r} = \frac{(p_a^2 - p_0^2)h^3}{24\mu R_g T \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \quad (3.16)$$

Dopo le opportune semplificazioni posso integrare l'equazione 3.16 tra R_0 e r :

$$\int_{R_0}^r p \partial p_r = \frac{(p_a^2 - p_0^2)}{2 \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \int_{R_0}^r \frac{\partial r}{r} \quad (3.17)$$

Ottenendo:

$$\frac{(p^2(r) - p_0^2)}{2} = \frac{(p_a^2 - p_0^2)}{2 \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \ln\left(\frac{r}{R_0}\right) \quad (3.18)$$

Isolo $p^2(r)$:

$$p^2(r) = p_0^2 - \frac{(p_0^2 - p_a^2)}{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \ln\left(\frac{r}{R_0}\right) \quad (3.19)$$

Facendo la radice quadrata e raccogliendo p_0 , posso scrivere l'equazione che descrive l'andamento della pressione sotto il pattino:

$$p(r) = p_0 \sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_0}\right)^2\right] \frac{\ln\left(\frac{r}{R_0}\right)}{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)}} \quad (3.20)$$

La capacità di carico del pattino, F_p , può essere calcolata attraverso l'integrazione dell'espressione analitica della distribuzione di pressione, $p(r)$. Per non appesantire la lettura tutti i passaggi che portano alla formulazione finale verranno riportati nell'Appendice A.

$$F_p = p_0 \pi R_0^2 \sqrt{\frac{\pi A}{8}} e^{\frac{2}{A}} \left[\operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}}\right) - \operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}} \cdot \frac{p_a}{p_0}\right) \right] \text{ dove } A = \frac{\left(1 - \frac{p_a^2}{p_0^2}\right)}{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \quad (3.21)$$

La portata massica di aria uscente dal meato, \dot{m}_2 , può essere calcolata come:

$$\dot{m}_2 = 2\pi r \rho \int_0^h u_r(z) dz \quad (3.22)$$

sostituendo la 3.11, integrando e considerando un flusso isoterma si ottiene:

$$\frac{\partial p_r}{\partial r} = -\frac{6\mu\dot{m}_2 R_g T}{\pi h^3} \cdot \frac{\partial r}{r} \quad (3.22a)$$

Risolvendo l'integrale posso dunque scrivere:

$$\dot{m}_2 = \frac{\pi h^3 (p_0^2 - p_a^2)}{12\mu R_g T \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \quad \text{se } \frac{p_0}{p_s} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.23a)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{cr} \quad \text{se } \frac{p_0}{p_s} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.23b)$$

A questo punto si possono ottenere le curve caratteristiche del pattino circolare: si impongono differenti valori di p_0 ($p_a < p_0 < p_s$), che corrisponde ad imporre diversi valori di carico esterno, e si calcolano i corrispondenti valori di altezza del meato imponendo la conservazione delle masse, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$.

$$c_d \frac{p_s}{\sqrt{R_g T_s}} 2\pi R_0 h \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_0}{p_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_s}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = \frac{\pi h^3 (p_0^2 - p_a^2)}{12\mu R_g T \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \quad (3.24a)$$

$$\text{se } \frac{p_0}{p_s} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b$$

$$c_d \frac{p_s}{\sqrt{R_g T_s}} 2\pi R_0 h \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]} = \frac{\pi h^3 (p_0^2 - p_a^2)}{12\mu R_g T \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \quad (3.24b)$$

$$\text{se } \frac{p_0}{p_s} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b$$

Posso, infine, scrivere:

$$h = \left\{ \frac{12\mu R_g T \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)}{(p_0^2 - p_a^2)} \cdot c_d \frac{p_s}{\sqrt{R_g T_s}} 2R_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_0}{p_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_s}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \right\}^{1/2} \quad (3.25a)$$

$$se \frac{p_0}{p_s} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b$$

$$h = \left\{ \frac{\dot{m}_{cr} 12\mu R_g T \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)}{\pi(p_0^2 - p_a^2)} \right\}^{1/3} \quad se \frac{p_0}{p_s} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.25b)$$

dove \dot{m}_{cr} e h_{cr} possono essere calcolati considerando il rapporto critico delle pressioni, $p_0/p_s=b$:

$$h_{cr} = \left\{ \frac{\dot{m}_{cr} 12\mu R_g T \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)}{\pi(p_0^2 - p_a^2)} \right\}^{1/3} \quad se \frac{p_0}{p_s} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.26a)$$

$$\dot{m}_{cr} = \frac{\pi h^3 [(bp_s)^2 - p_a^2]}{12\mu R_g T \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \quad se \frac{p_0}{p_s} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.26b)$$

Una volta determinata l'altezza del meato, la capacità di carico e il consumo di aria del pattino possono essere calcolati attraverso le Equazioni 3.1, 3.21 e 3.23. I diagrammi riportati in Figura 3.4a e 3.4b sono stati ottenuti imponendo pressioni di alimentazione comprese tra 0.2 e 0.7 MPa. Tale scelta è stata fatta in virtù del fatto che, generalmente, nelle applicazioni industriali la massima pressione di alimentazione è intorno a 0.7 Mpa assoluti.

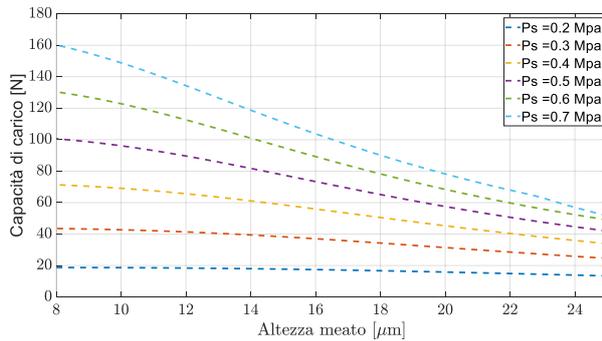


Figura 3.4a: Capacità di carico del pattino circolare in funzione di diverse pressioni di alimentazione p_s .

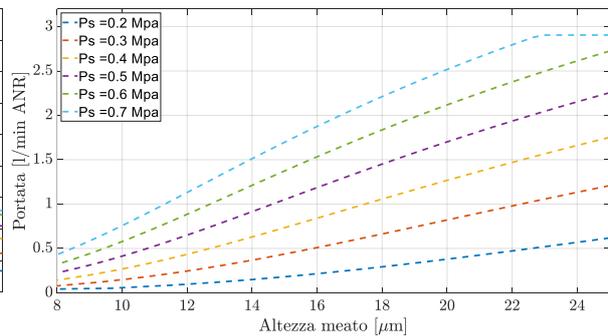


Figura 3.4b: Consumo di aria del pattino circolare in funzione di diverse pressioni di alimentazione p_s .

3.2 Modello della valvola pneumatica

Il modello della valvola pneumatica è stato realizzato considerando una semplificazione della valvola descritta nel Capitolo 2 e in Figura 3.5 viene riportata una sua schematizzazione insieme ai principali parametri e dimensioni necessari alla sua caratterizzazione. La valvola può essere studiata supponendo che sia costituita solamente da una camera di dimensioni variabili alimentata da un ugello. La parte inferiore della camera è costituita da un diaframma circolare di raggio R_m che, in funzione della pressione all'interno della camera, si deforma verso il basso. Questa pressione, quando la valvola è collegata al pattino, corrisponde alla pressione di alimentazione del pattino, p_s . Durante il normale funzionamento, i valori della pressione p_s possono essere influenzati dalle dimensioni del foro dell'ugello di alimentazione della camera (R_v), dalla distanza iniziale tra ugello e diaframma (x_0), dal precarico applicato al pattino (F_{ext}) o in maniera equivalente da p_0 , e dalla rigidezza del diaframma circolare (k_m).

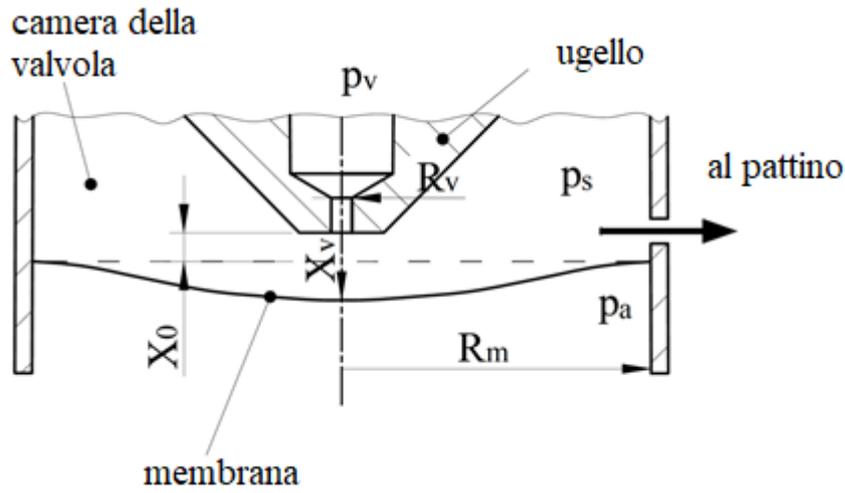


Figura 3.5: Schema funzionale della valvola. Tratto da [26].

Mediante la formula utilizzata per un ugello isoentropico, si può calcolare la portata massica di aria uscente dall'ugello della valvola, \dot{m}_v .

$$\dot{m}_v = c_{d,v} \frac{p_v}{\sqrt{R_g T_v}} 2\pi R_v x_v \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_s}{p_v} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_s}{p_v} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad \text{se } \frac{p_s}{p_v} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.27a)$$

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{v,cr} = c_{d,v} \frac{p_v}{\sqrt{R_g T_v}} 2\pi R_v x_{cr} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]} \quad (3.27b)$$

$$\text{se } \frac{p_s}{p_v} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = b$$

dove, T_v , x_{cr} e x_v sono, rispettivamente, la temperatura dell'aria nella valvola, la distanza tra l'ugello e il diaframma circolare quando la portata risulta critica e la distanza tra l'ugello e il diaframma, calcolata considerando quest'ultimo come una molla lineare:

$$x_v = x_0 + \frac{\pi R_m^2 (p_s - p_a)}{k_m} \quad \text{se } x_v > x_{by-pass} \quad (3.28a)$$

$$x_v = x_{by-pass} \quad \text{se } x_v \leq x_{by-pass} \quad (3.28b)$$

dove $x_{by-pass}$ è una distanza che tiene conto delle perdite d'aria che si verificano quando il carico applicato al pattino circolare è basso e l'ugello viene utilizzato per precaricare la il diaframma ($x_0 \leq 0$). In questi casi, l'aria in pressione può fluire nella camera della valvola anche se l'ugello è a contatto con il diaframma. Le ragioni di queste perdite possono essere attribuite a diversi fenomeni, ad esempio una deflessione del diaframma, una piccola inclinazione dell'ugello oppure la rugosità delle superfici di contatto.

3.2.1 Definizione dei parametri ideali della valvola

L'analisi dell'Equazione 3.1 indica che, dati diversi valori di pressione sotto il foro del pattino, p_0 , è sempre possibile trovare i relativi valori di $p_{s,id}$ che forniscono un'altezza del meato h costante. Inoltre, dall'Equazione 3.21, si può notare che per ogni valore di p_0 esiste un solo valore del carico esterno $F_p = F_{ext}$. Queste due osservazioni implicano che, in presenza di variazioni di carico, è sempre possibile trovare una pressione di alimentazione del pattino ottimale p_s che mantenga costante l'altezza del meato. In considerazione di ciò, l'obiettivo principale è progettare la valvola a diaframma in modo tale che possa fornire valori di p_s il più vicino possibile a quello ottimale. La procedura di progettazione proposta di seguito può essere facilmente estesa a ogni tipo di pattino aerostatico che può essere rappresentato attraverso un modello a parametri concentrati.

3.2.2 Individuazione della pressione di alimentazione ideale, $p_{s,id}$

Una volta scelto il valore desiderato per l'altezza del meato (h_{des}), è possibile ricavare i valori ideali della pressione di alimentazione del pattino circolare, $p_{s,id}$, al variare della pressione all'ingresso del meato p_0 , risolvendo iterativamente le seguenti equazioni:

$$\dot{m}_2 - c_d \frac{p_{s,id}}{\sqrt{R_g T_s}} \pi R_0 h_{des} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_0}{p_{s,id}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_{s,id}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = 0 \quad (3.29a)$$

$$\text{se } \frac{p_0}{p_{s,id}} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = b$$

$$\dot{m}_{2,cr} - c_d \frac{p_{s,id}}{\sqrt{R_g T_s}} \pi R_0 h_{des} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]} = 0 \quad (3.29b)$$

$$\text{se } \frac{p_0}{p_{s,id}} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = b$$

Queste equazioni impongono il soddisfacimento dell'equazione di continuità in presenza dell'altezza meato desiderata (h_{des}). In questo caso l'equazione è stata risolta attraverso il metodo di falsa posizione (o regola falsi) e in Figura 3.6a vengono riportati i diagrammi tracciati per l'equazione 3.29, utili nell'individuazione dei punti per l'applicazione del metodo di falsa posizione. Quest'ultimo è un metodo iterativo attraverso cui si trova una stima della radice dell'equazione andando a sostituire la funzione studiata con un segmento di retta avente come estremi dei valori scelti arbitrariamente. Facendo riferimento alla Figura 3.6b dove, per semplicità, viene riportato l'andamento di una funzione generica, si può spiegare brevemente il procedimento svolto nel nostro caso: come valori iniziali, ed estremi del segmento, sono stati considerati i valori di $p_{s,0} = p_0$ e $p_{s,1} = p_v$ e successivamente, mediante l'equazione 3.30, si è calcolato il punto in cui il segmento di retta interseca l'asse delle ascisse ($p_{s,2}$). A questo punto, il nuovo punto $p_{s,2}$ rappresenterà il nuovo estremo. Ripetendo questi passaggi, discriminando tra il caso sonico e sub sonico, il metodo giunge a convergenza identificando il valore $p_{s,id}$ che risolve l'equazione.

$$p_{s,2} = p_{s,1} - f(p_{s,1}) \frac{p_{s,1} \cdot p_{s,0}}{f(p_{s,1}) - f(p_{s,0})} \quad (3.30)$$

Una volta trovati questi valori, è necessario imporre i limiti fisici dovuti alla pressione di alimentazione che possono essere utilizzati $p_{s,prog} = p_{s,id} \leq p_v$. Quindi, la valvola progettata non sarà in grado di compensare le variazioni di carico che richiedono pressioni di alimentazione superiori a p_v .

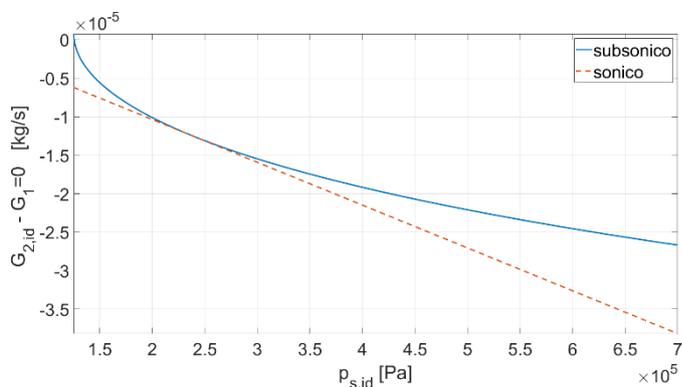


Figura 3.6a: Diagramma dell'equazione 3.29 nel caso sonico e subsonico.

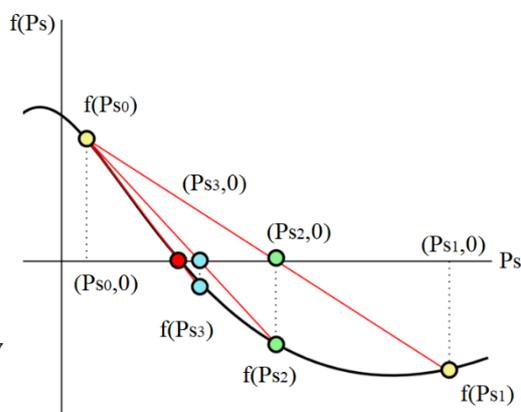


Figura 3.6b: Metodo regola falsi applicato ad una generica funzione.

3.2.3 Scelta diaframma metallico

Conoscendo i valori ideali delle pressioni di alimentazione che la valvola può fornire al pattino, $p_{s,prog}$, si possono calcolare i relativi valori della distanza dell'ugello dal diaframma, $x_{v,des}$.

$$x_{v,des} = \frac{\dot{m}_{prog} \sqrt{R_g T_v}}{2\pi R_v P_v \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_s}{p_v}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_s}{p_v}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}} \quad se \quad \frac{p_s}{p_v} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.31a)$$

$$x_{v,des} = \frac{\dot{m}_{prog} \sqrt{R_g T_v}}{2\pi R_v P_v \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]}} \quad se \quad \frac{p_s}{p_v} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.31b)$$

dove \dot{m}_{prog} rappresenta la portata massica uscente dal pattino calcolata usando i rapporti di pressione $p_0/p_{s,prog}$, calcolati nel passo precedente. In Figura 3.7 viene rappresentato l'andamento di $x_{v,des}$ ottenuto per diversi rapporti tra il raggio del foro del pattino circolare e il foro dell'ugello, R_v/R_0 .

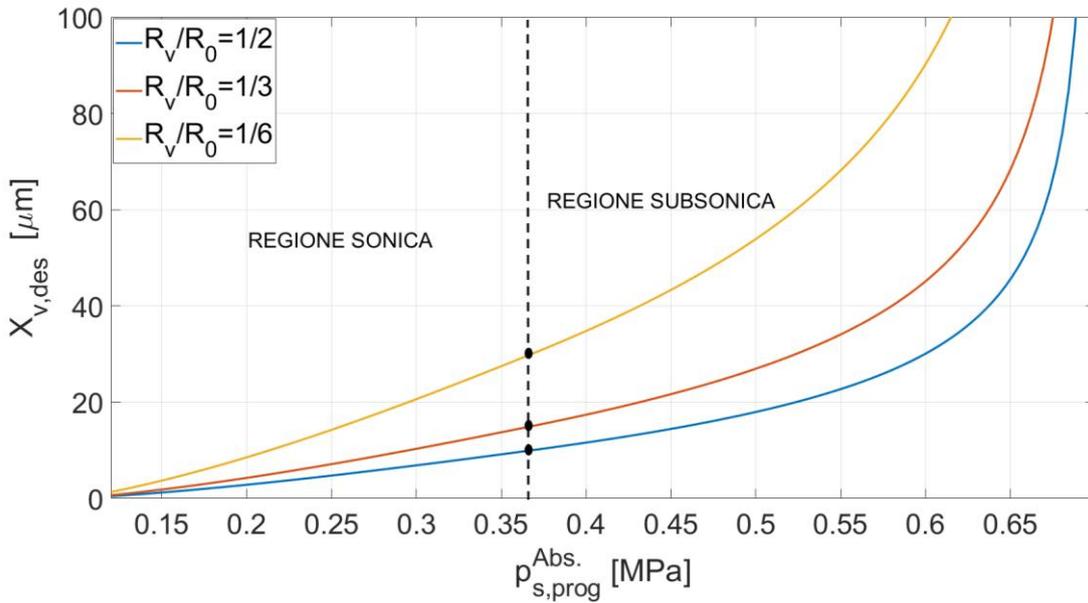


Figura 3.7: Andamento di $x_{v,des}$ ottenuto per diversi valori di R_v/R_0 . Tratto da [26].

La Figura 3.7 rende possibile, inoltre, osservare che la riduzione dei rapporti dei diametri della valvola e dell'ugello producono andamenti sempre meno lineari e valori dello spostamento, x_v , più alti, che si traduce nella necessità di avere un diaframma più cedevole. Assumendo un comportamento lineare del diaframma reale, ci porta, quindi, a scegliere il rapporto tra questi diametri il più grande possibile. In merito a questa scelta è necessario considerare il fatto che il consumo d'aria del pattino compensato può essere regolato dalla valvola o dal foro di alimentazione del pattino, a seconda di quale dei due presenti la sezione più piccola:

$$2\pi R_0 h < 2\pi R_v x_v \quad (\text{Caso 1})$$

$$2\pi R_0 h > 2\pi R_v x_v \quad (\text{Caso 2})$$

Quando l'area circolare sotto il foro di alimentazione del pattino è inferiore a quella sotto l'ugello della valvola, il consumo d'aria del pattino compensato viene regolato attraverso il meato (Caso 1), si verifica il contrario quando l'area circolare sotto il foro di alimentazione del pattino è più grande di quello sotto l'ugello della valvola (Caso 2). Quest'ultimo caso è da preferire in quanto si desidera che la regolazione venga fatta dalla valvola pneumatica. Inoltre, si cerca di avere una relazione tra x_v e p_s il più lineare possibile e per questo può essere garantito dalla scelta di un rapporto R_v/R_0 dell'ordine di 1/2.

In seguito, sarà possibile definire il raggio, il precarico e la rigidezza della membrana, rispettivamente R_m , x_0 e k_m . Il raggio R_m va scelto in funzione delle dimensioni della valvola (in questo caso è stato scelto pari a 3 mm) tenendo anche in considerazione il fatto che il suo valore influisce anche sulla rigidezza del diaframma, mentre la scelta del precarico e della rigidezza del diaframma metallico richiede un'ulteriore considerazione del funzionamento dell'ugello in condizioni soniche e subsoniche. Come è possibile osservare dalla Figura 3.4, la maggior parte del tratto di curva caratterizzato da un andamento lineare corrisponde al tratto in cui l'ugello risulta sonico. Per questo motivo, il precarico x_0 e la rigidezza del diaframma metallico k_m possono essere ottenuti approssimando le curve come lineari tra due punti che appartengono all'intervallo in cui l'ugello è sonico: $p_{s1,prog} = 0.2$ Mpa e $p_{s2,prog} = b \cdot p_v$. Queste due pressioni definiscono le tre regioni caratteristiche della curva del pattino compensato: saturazione, compensazione e regione di by-pass.

$$x_0 = x_{v,1} - \left(\frac{x_{v,2} - x_{v,1}}{p_{s2,prog} - p_{s1,prog}} \right) \cdot p_{s2,prog} \quad (3.32a)$$

$$k_m = \frac{\pi R_m^2}{\left(\frac{x_{v,2} - x_{v,1}}{p_{s2,prog} - p_{s1,prog}} \right)} \quad (3.32b)$$

Una volta definiti i valori del precarico e della rigidezza del diaframma è possibile ricavare anche lo spessore del diaframma della valvola, prestando però particolare attenzione al modo in cui è stato montato e vincolato il diaframma. Un montaggio non corretto potrebbe dare vita ad un tipo di vincolo non univoco ma ibrido, come ad esempio una soluzione ibrida tra vincolo a carrello e cerniera.

In Figura 3.8 viene infine riportato uno schema riassuntivo contenente tutti i passaggi analitici fin qui descritti e utilizzati per progettazione della valvola pneumatica.

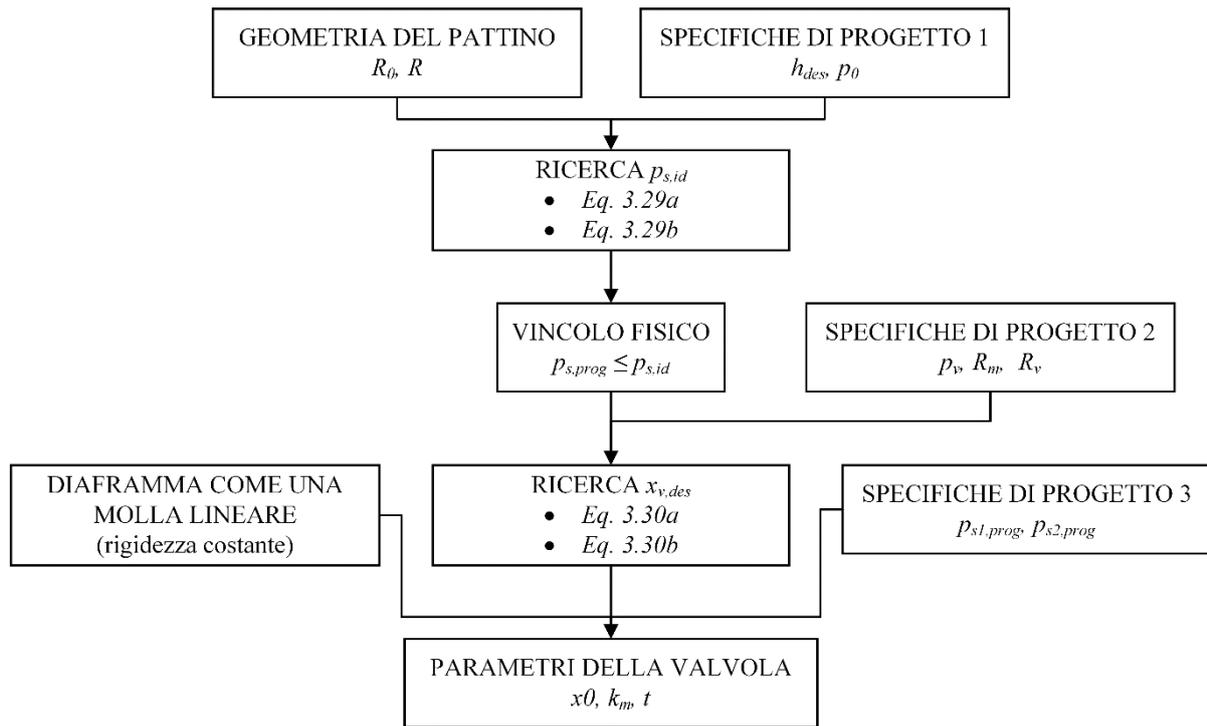


Figura 3.8: Schema riassuntivo del processo di progettazione della valvola pneumatica.

3.3 Risultati del modello

In Figura 3.9 viene riportato il diagramma con l'andamento della capacità di carico, F_p , del pattino circolare compensato in funzione dell'altezza del meato h . Si considera, inoltre, una regione di compensazione compresa tra $p_{s1,prog} = 0.2$ Mpa e $p_{s2,prog} = b \cdot p_v$, e tre diversi valori dell'altezza del meato desiderata $h_{des} = 10, 15$ e $20 \mu m$. In aggiunta, per rendere il comportamento del pattino compensato più evidente, sono riportati anche gli andamenti del pattino non compensato alimentato con le pressioni $p_{s,pad} = p_{s1,prog}$, $p_{s2,prog}$ e p_v . Come si può osservare tutte le curve presentano un andamento analogo: partendo dalle altezze del meato più alte, presentano una regione di by-pass $A_{h_{des}} - B_{h_{des}}$, una regione di compensazione $B_{h_{des}} - C_{h_{des}}$ e una regione di saturazione $C_{h_{des}} - D_{h_{des}}$. Nella regione di by-pass ($p_s \leq p_{s1,prog}$), il pattino compensato si comporta come una resistenza pneumatica costante poiché, anche se la membrana non si è ancora aperta, un po' d'aria riesce comunque a passare tra le superfici a contatto a causa delle imperfezioni superficiali, o geometriche, di queste ultime. Questo effetto, anche se imprevisto, risulta tuttavia positivo in quanto, in sua assenza, non ci sarebbe portata e quindi nemmeno un meato.

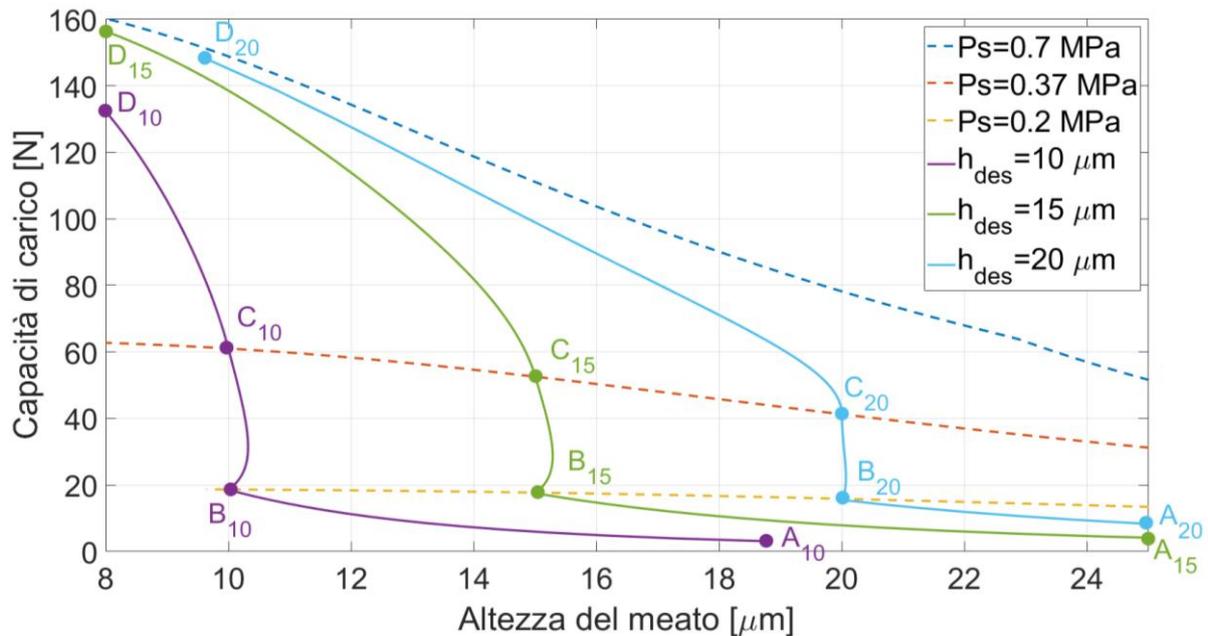


Figura 3.9: Andamento della capacità di carico del pattino circolare compensato considerando. Tratto da [26].

Aumentando il carico esterno applicato sul pattino, la pressione interna alla camera della valvola, p_s , aumenta anch'essa e quando p_s permette di superare il precarico applicato sul diaframma metallico ($p_s = p_{s1,prog} = 0.2$ Mpa), la valvola inizia a compensare ($B_{h_{des}}$). Quanto appena descritto lo si può osservare meglio considerando la curva azzurra ($h_{des} = 20 \mu m$) di Figura 3.9: all'aumentare del carico applicato al pattino, l'altezza del meato diminuisce fino a quando non si arriva al punto B₂₀, in corrispondenza del quale la pressione p_s all'interno della camera della valvola fa aprire il diaframma facendo passare più portata verso il pattino. Da questo punto, pur aumentando il carico esterno, il pattino mantiene l'altezza del meato pressoché invariata (tratto B₂₀ - C₂₀ quasi verticale). L'aumento di portata nella regione di

regolazione è facilmente osservabile nella Figura 3.10, che riporta le curve di portata sia nel caso di pattino compensato che non compensato.

Osservando le regioni di compensazione ottenute, è possibile vedere che, quando l'altezza del meato desiderata è $h_{des} = 20 \mu\text{m}$ la pendenza della curva è quasi verticale, mentre le curve relative a $h_{des} = 10$ e $15 \mu\text{m}$ mostrano una variazione da valori negativi a positivi. Ciò significa che il comportamento della valvola progettata differisce da quello ideale quanto più si riduce il valore dell'altezza del meato desiderato. Tuttavia, è possibile vedere che le variazioni del meato nelle regioni di compensazione sono trascurabili in tutti i casi presentati.

La regione di saturazione inizia quando p_s è maggiore di $p_{s2,prog} = 0.3681 \text{ MPa} = bp_s$. Qui il comportamento del pattino compensato tende asintoticamente a quello non compensato in presenza di una pressione di alimentazione pari a quella della valvola $p_{s,pad} = p_v$.

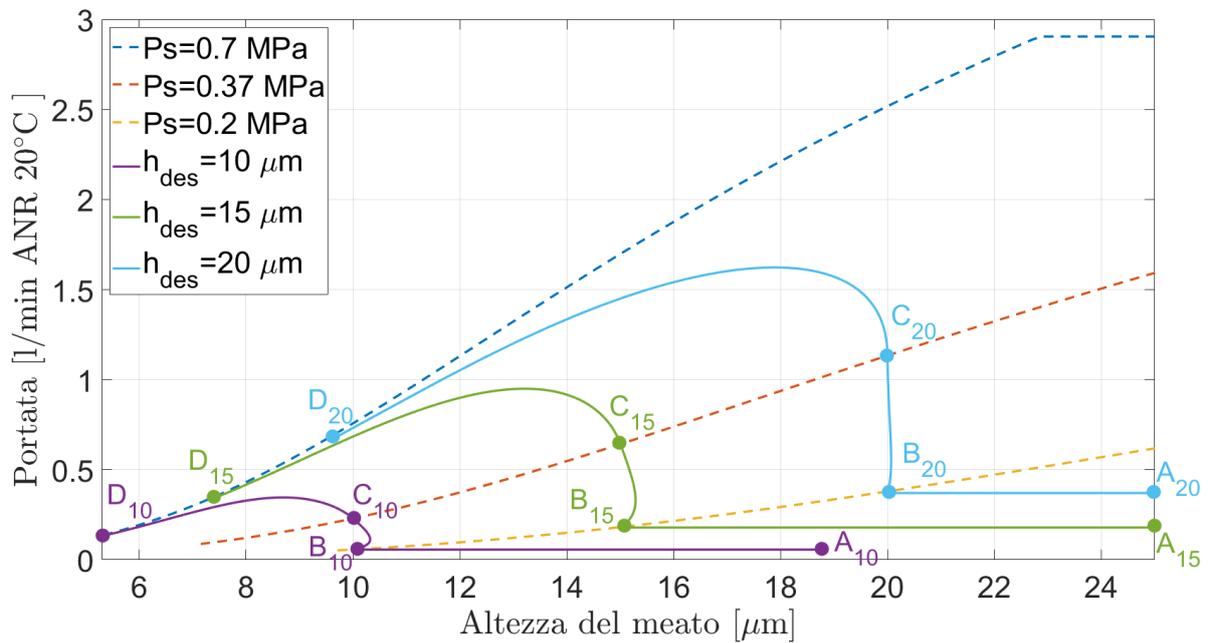


Figura 3.10: Curve di portata del pattino circolare compensato considerando.

Capitolo 4

In questo capitolo verranno riportate e descritte le prove sperimentali eseguite sulla valvola pneumatica presentata nel Capitolo 2. Tali prove sono state eseguite presso i laboratori di pneumatica del Politecnico di Torino con lo scopo di studiare ed analizzare la capacità di regolazione e compensazione della nuova valvola pneumatica.

Oltre alle prove eseguite sulla valvola pneumatica in condizioni di lavoro, vale a dire con la valvola collegata ad un pattino pneumostatico su cui agisce un carico statico esterno variabile, sono state eseguite delle prove sperimentali anche sui singoli componenti, quali pattino pneumostatico circolare e valvola pneumatica, con l'obiettivo di caratterizzare e conoscere meglio le varie componenti che si interfacciano con l'oggetto di studio di questo lavoro di tesi.

Per l'esecuzione delle diverse prove sperimentali sono stati utilizzati differenti circuiti pneumatici, ciascuno dei quali è stato realizzato con il preciso scopo di testare e ottenere dati sul comportamento del pattino pneumostatico, sulla valvola pneumatica o su entrambi. L'alimentazione della valvola pneumatica è ottenuta collegando il circuito pneumatico di prova al sistema di distribuzione dell'aria compressa presente nel laboratorio. La misurazione della pressione avviene mediante manometri digitali e analogici, mentre la misura della portata avviene mediante flussimetri digitali. Per la misurazione dell'altezza del meato e della deflessione del diaframma metallico, invece, vengono utilizzati sensori capacitivi, mentre per rilevare il carico esterno applicato al pattino viene impiegato un trasduttore di forza. Tutti questi sensori sono collegati ai loro corrispondenti amplificatori di misura, collegati a loro volta ad una scheda di acquisizione input/output che consente di interfacciarsi con un computer. La visualizzazione, l'analisi e il successivo salvataggio dei dati delle varie misurazioni è resa possibile dall'utilizzo di specifici programmi sviluppati in ambiente LabVIEW. Una volta salvati, i dati possono essere studiati ed elaborati ulteriormente utilizzando programmi aggiuntivi, come Matlab.

4.1 Prove sperimentali sul solo pattino pneumostatico circolare

Per studiare le prestazioni della valvola pneumatica è stato scelto un pattino pneumostatico circolare realizzato in acciaio, dal peso di 349 g, e avente, come già precedentemente accennato, un raggio esterno R di 20 mm e un foro di alimentazione centrale che, per migliorare la capacità di regolazione, è stato allargato fino ad assumere un raggio R_0 di 0.5 mm.

Prima di verificare la capacità di regolazione della valvola, sono state eseguite delle prove sperimentali con lo scopo di studiare e conoscere meglio il comportamento del pattino pneumostatico nel caso in cui questo non sia collegato alla valvola pneumatica.

4.1.1 Misurazione foro e superficie

Per determinare con precisione lo stato della superficie del pattino a contatto con la superficie di appoggio e la dimensione del foro che alimenta il meato, sono stati utilizzati un profilometro e un microscopio elettronico.

In Figura 4.1 vengono riportati i profili di rugosità della superficie inferiore del pattino rilevati mediante profilometro. Pur rilevando il profilo della superficie disponendo il pattino in diverse posizioni, le irregolarità rilevate risultano omogenee e di bassa entità, ne consegue quindi che la superficie inferiore del pattino possiede ancora un buon grado di finitura superficiale.

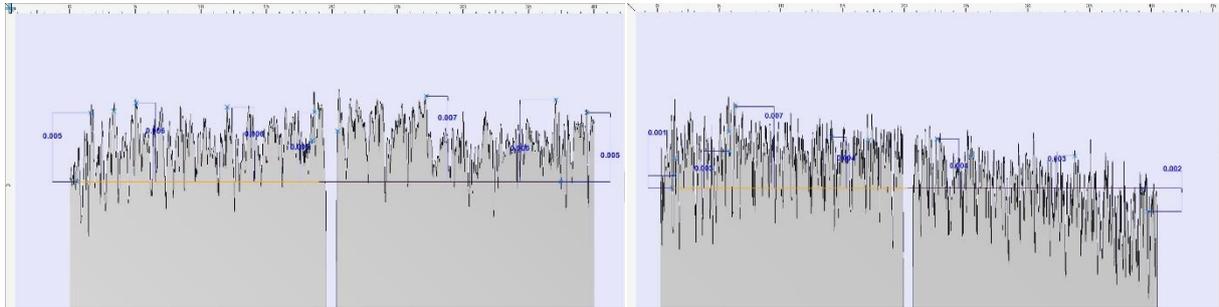


Figura 4.1: Profili delle irregolarità della superficie inferiore del pattino.

In Figura 4.2 invece, viene riportata una fotografia del foro centrale situato sulla superficie inferiore del pattino ottenuta mediante il microscopio ottico. Come si può osservare, dalla fotografia si è potuto anche ricavare in modo molto preciso la dimensione effettiva del foro. Inoltre, anche in questo caso, il foro non presenta danneggiamenti.

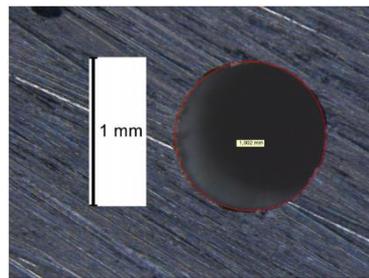


Figura 4.2: Immagine del foro del pattino circolare ottenuta al microscopio elettronico Leica.

4.1.2 Misurazione del getto libero

Per conoscere meglio il pattino pneumostatico sono state eseguite delle prove sperimentali con lo scopo di caratterizzare il foro inferiore che alimenta il meato. Esse sono state eseguite mantenendo la pressione a valle del pattino costante ($P_c = P_{atmosferica}$) e facendo variare la pressione di monte ($P_s = 0.2 \div 0.7 \text{ MPa}$). Dal circuito pneumatico utilizzato, riportato in Figura 4.3, si nota come per l'esecuzione delle prove siano state utilizzate una valvola di sicurezza, una valvola 3/2 normalmente chiusa a comando manuale, una resistenza pneumatica (R) attraverso cui si regola la pressione di monte, un flussimetro digitale (F) e un manometro digitale (M). Il circuito di prova è collegato al sistema di distribuzione dell'aria compressa presente nel laboratorio mediante un gruppo filtro-riduttore-lubrificante. Per confrontare gli andamenti delle curve di flusso, le prove sono state eseguite adoperando flussimetri Festo con limiti di portata differenti, in particolare, flussimetri con portata massima di 10, 50 e 200 l/min (rispettivamente F10, F50 e F200).

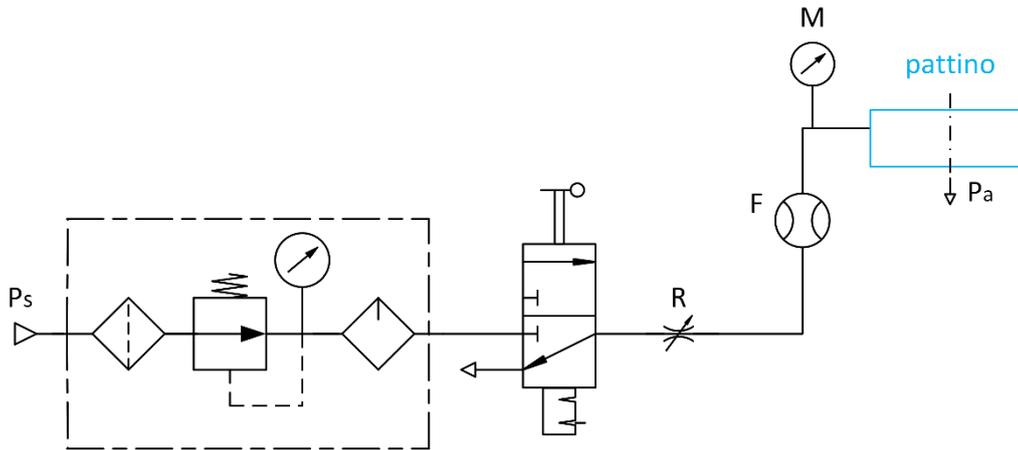


Figura 4.3: Circuito pneumatico per la prova di caratterizzazione del foro del pattino pneumostatico.

Come si può notare dalle curve di flusso ottenute e riportate in Figura 4.4, il tipo di flussimetro impiegato non influenza il rilevamento dei punti, inoltre, i punti ottenuti, diminuendo la pressione a monte del pattino (Exp. F200 discesa), seguono lo stesso andamento dei punti ottenuti nel caso in cui la stessa pressione aumenti (Exp. F200 salita). Dalla Figura 4.4 si può ancora osservare che le curve di efflusso sperimentali ottenute possono essere ricavate anche in modo teorico in funzione di due coefficienti identificati con c_d e b . Inoltre, bisogna anche considerare il fatto che i flussimetri sono affetti da un errore, funzione della portata, che potrebbe influenzare i valori dei due coefficienti. In accordo con il manuale tecnico dei flussimetri utilizzati, si è cercato di determinare l'errore che affligge tali dispositivi e in Figura 4.5 viene riportata la banda di misura nel caso del flussimetro F200. L'errore finale osservato in figura è dovuto alla sovrapposizione di più effetti, come: errore dell'intervallo di misura, errore dello zero, errore di temperatura ed errore di pressione.

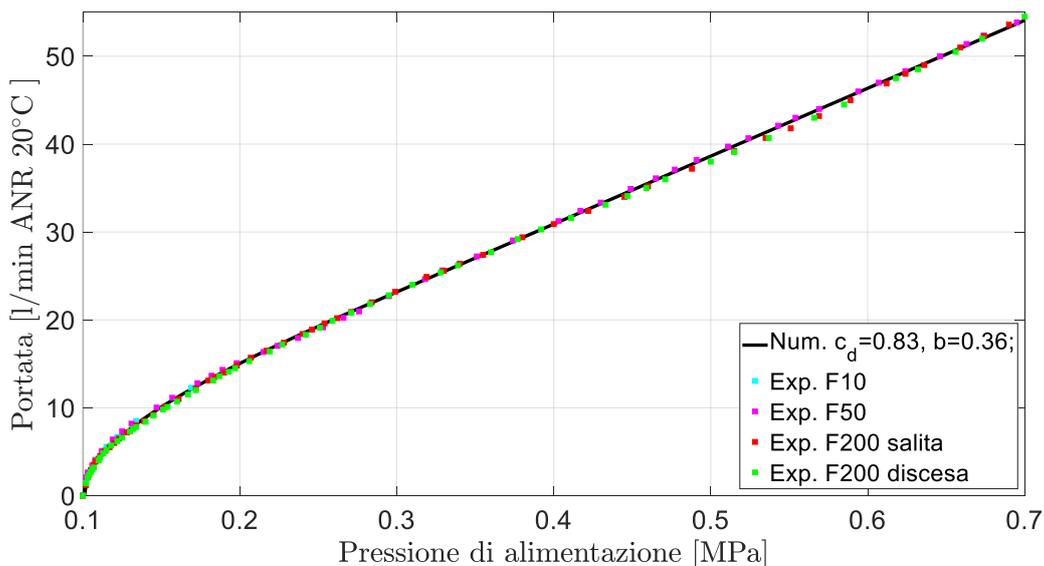


Figura 4.4: Confronto prove di flusso.

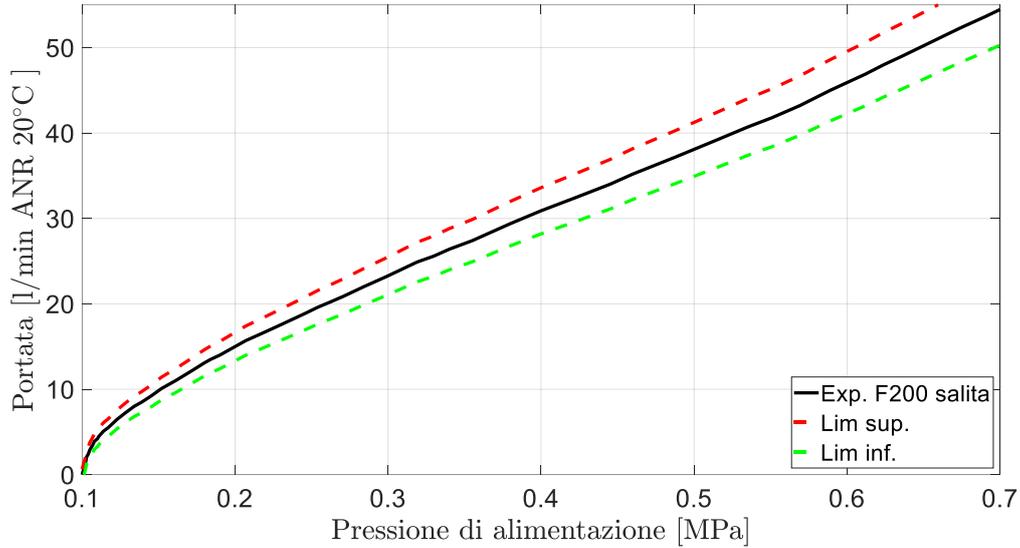


Figura 4.5: Campo di misura del flussimetro F200.

La portata massica d'aria teorica uscente dal foro presente sulla superficie inferiore del pattino può essere calcolata facendo riferimento alla normativa ISO 6350 [27] in cui vengono riportate le equazioni che descrivono la portata uscente da una valvola in funzione dei due coefficienti c_d e b :

$$\dot{m}_1 = c_d \sqrt{\frac{293}{T_s} \frac{0.686}{\sqrt{R_g T_v}} P_s \pi R_0^2} \sqrt{1 - \left(\frac{P_c/P_s - b}{1 - b} \right)^2} \quad \text{se } \frac{P_c}{P_s} > b \quad (4.1a)$$

$$\dot{m}_1 = c_d \sqrt{\frac{293}{T_s} \frac{0.686}{\sqrt{R_g T_v}} P_s \pi R_0^2} \quad \text{se } \frac{P_c}{P_s} \leq b \quad (4.1b)$$

dove T_s è la temperatura a monte del foro, P_c è la pressione assoluta all'uscita del foro che, in questa prova, è uguale alla pressione atmosferica e P_s è la pressione assoluta di alimentazione del pattino pneumostatico.

Come si può osservare, la portata viene espressa in funzione di due coefficienti, c_d e b , ricavabili sperimentalmente, che rappresentano, rispettivamente, la conduttanza e il rapporto critico delle pressioni ($P_c/P_s = b$) oltre il quale la portata non aumenta più. L'andamento della curva di efflusso teorica può essere modificato agendo sul coefficiente c_d , per modificare l'inclinazione della curva nel tratto sonico ($P_c/P_s > b$) e sul coefficiente b , per modificare l'inclinazione della curva nel tratto subsonico ($P_c/P_s \leq b$).

Nel nostro caso, i valori di c_d e b sono stati fatti variare manualmente fino a quando la curva della portata massica teorica non è risultata sovrapposta alle curve di portata ottenute sperimentalmente, ottenendo così coefficienti pari a: $c_d = 0.83$ e $b=0.36$.

4.1.3 Prove con carico esterno

Una volta caratterizzato il foro inferiore del pattino pneumostatico circolare si è passati a studiare il comportamento del pattino nel caso in cui sia caricato con un carico statico esterno. In queste prove, il pattino è stato collegato direttamente all'alimentazione, senza usare la valvola pneumatica e, mediante l'utilizzo di un banco prova munito di sistema vite-madrevite, è stato possibile applicare gradualmente il carico esterno. Il banco prova è costituito da un basamento in granito, su cui appoggerà il pattino, da tre montani in acciaio e da una parte superiore, sempre in granito, che ospita un sistema vite-madrevite a passo fine e un volantino. All'estremità inferiore della vite è posizionata una cella di carico in grado di misurare la forza applicato al pattino. Il Figura 4.6 è riportato il circuito pneumatico utilizzato per eseguire le prove e si nota che, oltre ad utilizzare pressoché gli stessi componenti pneumatici visti nel circuito in Figura 4.3, viene adoperato un serbatoio che ha lo scopo di stabilizzare la pressione di alimentazione del pattino. L'altezza del meato è stata misurata mediante l'utilizzo di tre sensori capacitivi posizionati sopra il pattino e tenuti in posizione da una speciale attrezzatura che è, a sua volta, fissata alla struttura del banco prova.

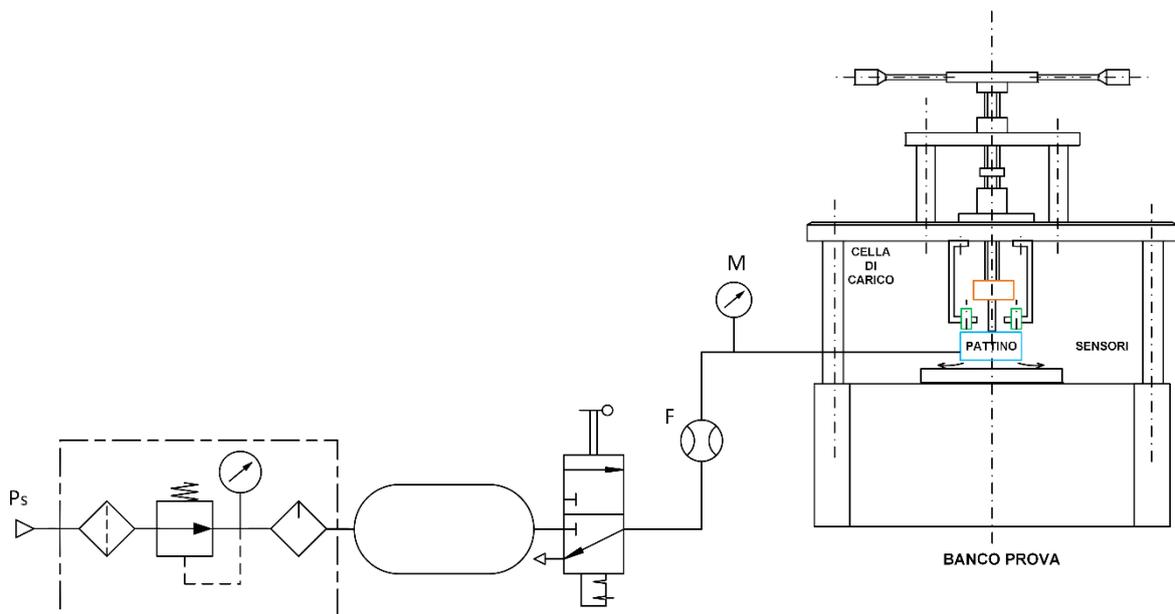


Figura 4.6: Circuito pneumatico per le prove sul pattino pneumostatico.

In Figura 4.7 e 4.8 vengono riportate le curve statiche sperimentali ottenute alimentando il pattino a diverse pressioni assolute ($P_s = 2 \div 7 \text{ bar}$) e, come si può notare, gli andamenti delle diverse curve risultano simili. In particolare, con riferimento alla Figura 4.7, in presenza di meati molto alti il consumo di aria da parte del pattino è elevato, mentre al diminuire del meato anche il consumo di aria diminuisce. Si osserva inoltre, che il consumo di aria aumenta all'aumentare delle pressioni di alimentazione P_s .

Analizzando invece la Figura 4.8 si nota come, aumentando progressivamente il carico esterno applicato al pattino, l'altezza del meato diminuisce e si osserva che, per valori molto bassi del meato, il carico applicato continua a crescere mentre l'altezza del meato rimane pressoché costante. Quest'ultimo fenomeno avviene anche nella fase di scarico, cioè al diminuire del carico applicato, l'altezza del meato rimane costante.

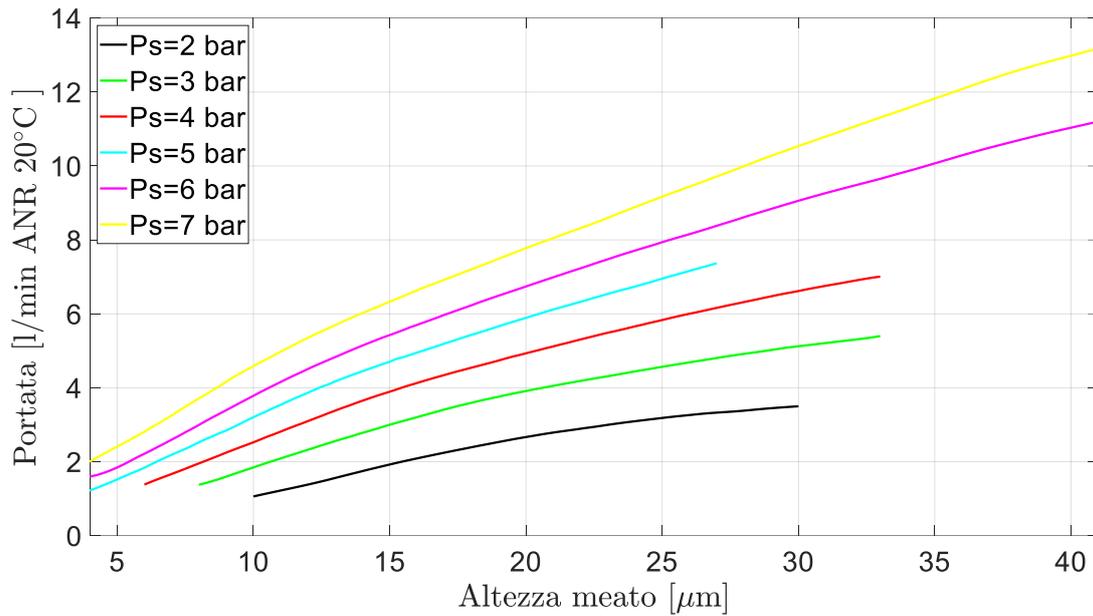


Figura 4.7: Curve di portata del pattino pneumostatico circolare con diametro del foro da 1 mm.

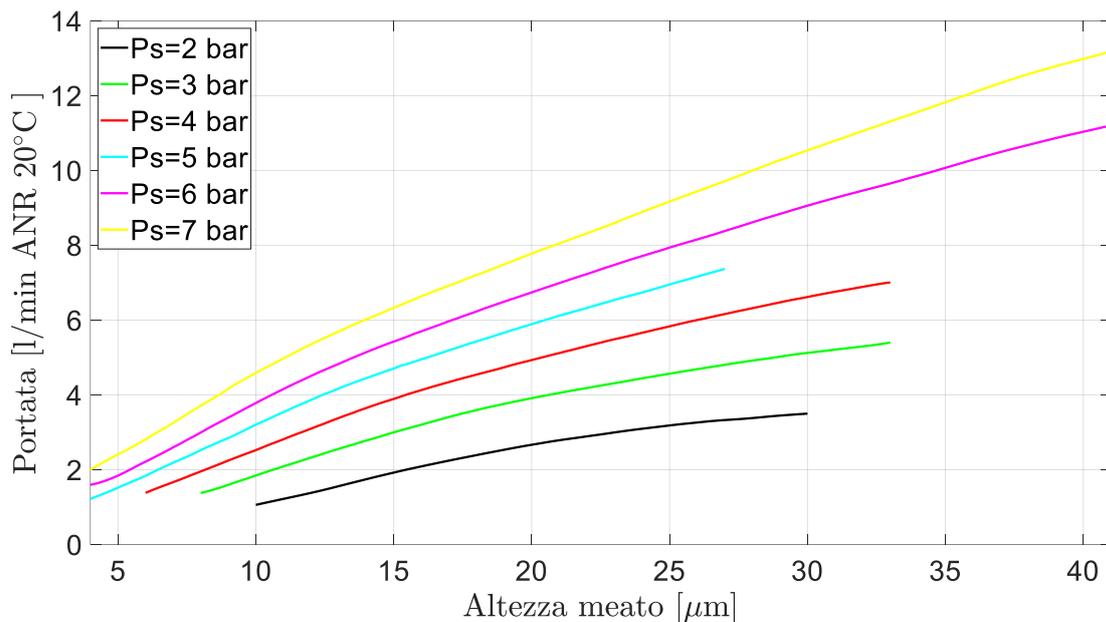


Figura 4.8: Capacità di carico del pattino pneumostatico circolare con diametro del foro da 1 mm.

4.2 Prove sperimentali con solo la valvola pneumatica

Come già riportato nel Capitolo 2, uno dei componenti necessari per permettere alla valvola pneumatica una compensazione ottimale del pattino pneumostatico è rappresentato da un diaframma metallico. Esso può essere piatto o goffrato ed è caratterizzato da una rigidità che dipende, oltre dalla forma, anche dalle dimensioni e dal materiale. Una corretta scelta del diaframma può far la differenza tra una buona o cattiva regolazione della valvola.

4.2.1 Calcolo della rigidità di un singolo diaframma goffrato

Per determinare il valore della rigidità del diaframma metallico goffrato è stato utilizzato il circuito pneumatico riportato in Figura 4.9. La valvola pneumatica munita del diaframma goffrato è alimentata a monte ad una pressione assoluta costante, P_{s1} , pari a 5 bar, mentre a valle è collegata ad un serbatoio alimentato a sua volta alla stessa pressione di alimentazione della valvola ($P_{s2} = 5 \text{ bar}$). Il serbatoio consente di simulare la pressione che si ha sotto il pattino in normali condizioni di impiego e una volta terminata la prova, esso può essere scaricato agendo su una valvola 3/2 normalmente chiusa monostabile. Le velocità di carico e scarico del serbatoio vengono regolate mediante le resistenze pneumatiche R_2 e R_3 , mentre la velocità di alimentazione della valvola viene gestita attraverso la resistenza R_1 .

La posizione iniziale tra ugello e diaframma viene regolata mediante il micrometro montato sulla valvola e la deflessione della membrana durante la prova viene rilevata mediante un sensore capacitivo fissato nella parte inferiore della valvola. Le prove sono state eseguite imponendo tre diverse posizioni iniziali all'ugello rispetto al diaframma: $x_0 = -7, -18$ e $-51 \mu\text{m}$. Si considera come valore dello zero la posizione del piano inflesso del diaframma: se l'estremità inferiore dell'ugello si trova sopra tale piano allora lo spostamento è considerato positivo, mentre se l'estremità inferiore dell'ugello si trova sotto, lo spostamento è considerato negativo e viene misurato alla posizione del piano del diaframma inflesso fino all'estremità inferiore dell'ugello. La scelta dei valori di spostamento negativi è stata effettuata in quanto si è riscontrato che la valvola presenta un comportamento migliore nei casi in cui il diaframma risulti precaricato.

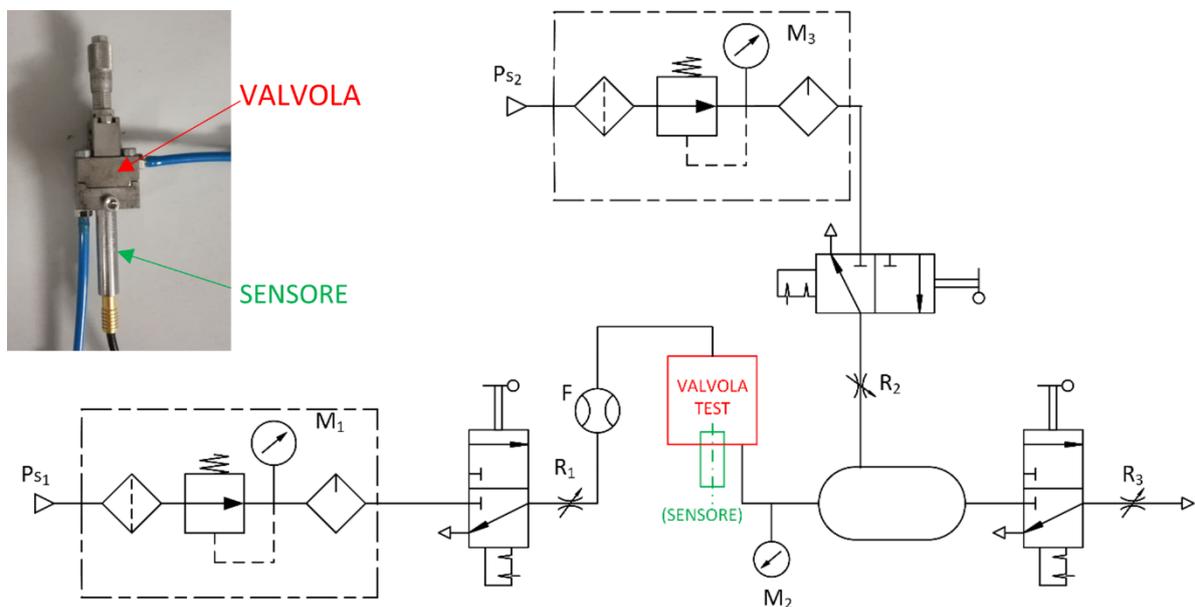


Figura 4.9: Circuito pneumatico per il calcolo della rigidità del diaframma metallico goffrato.

In Figura 4.10 viene riportato il diagramma raffigurante lo spostamento del diaframma metallico in funzione della pressione relativa a valle della valvola, misurata con il manometro M_2 e che rappresenta la pressione sotto il pattino. Dal diagramma si osserva che la deflessione del diaframma aumenta man mano che la pressione sotto il pattino sale e l'andamento è caratterizzato da due tratti a diversa pendenza: un tratto iniziale con bassa pendenza in corrispondenza di basse pressioni e un secondo tratto a pendenza maggiore in corrispondenza di pressioni maggiori e che potrebbero rappresentare le reali condizioni di impiego del pattino. Inoltre, all'aumentare del valore del precarico, la pendenza delle curve tende a diminuire.

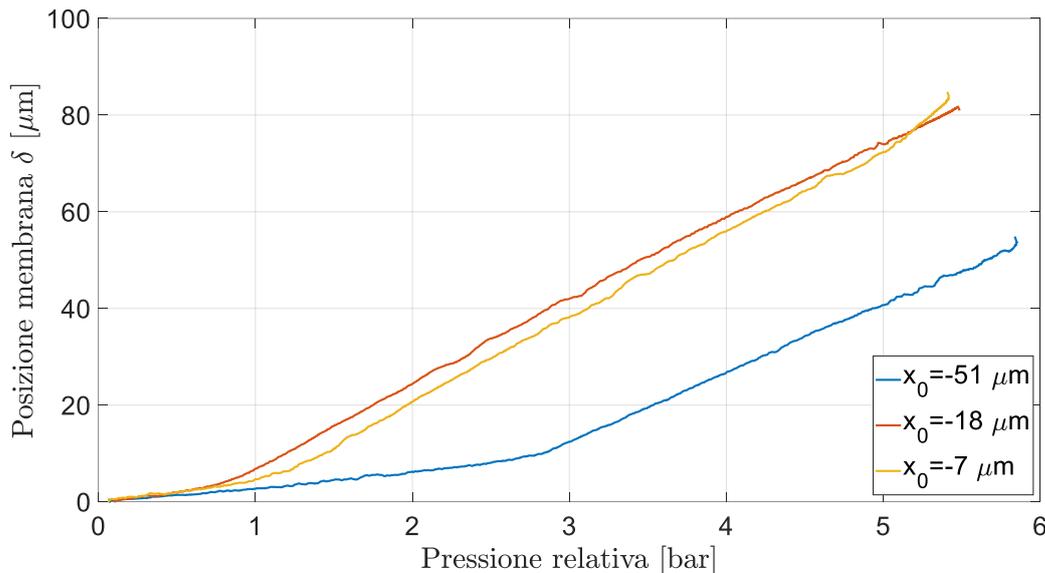


Figura 4.10: Curve di deflessione nel caso di valvola con singolo diaframma goffrato.

Con riferimento al secondo tratto di curva, è possibile calcolare le rigidezze (k_m) che il diaframma presenta con i diversi valori di precarico e per farlo si è supposto tale porzione di curva lineare e applicato l'equazione 4.2:

$$k_m = \frac{p_s \pi R_m^2}{x_v} \quad (4.2)$$

dove p_s è la pressione relativa all'interno della camera della valvola, R_m il raggio del diaframma su cui agisce la pressione e x_v lo spostamento assoluto del diaframma metallico goffrato.

In Tabella 4.1 sono riportati i valori delle diverse rigidezze in funzione del precarico iniziale (x_0) e si nota come la rigidezza aumenta al crescere del precarico.

x_0 [μm]	k_m [N/m] $\times 10^5$
-7	4.270
-18	4.362
-51	4.875

Tabella 4.1: Rigidezze di un singolo diaframma goffrato.

In Figura 4.11 vengono riportati gli andamenti della portata e si osserva come la portata di aria che fluisce dall'ugello verso la camera della valvola aumenta man mano che il diaframma si allontana dall'ugello. Inizialmente, l'ugello risulta non perfettamente otturato dal diaframma ma, all'aumentare della pressione nella camera della valvola, comincia ad allontanarsi facendo passare più portata e, non appena la pressione dentro il serbatoio comincia ad avvicinarsi al valore della pressione di alimentazione, la portata comincia a diminuire fino quasi ad annullarsi (rimangono solo dei trafiletti di aria tra ugello e diaframma). Si osserva, inoltre, che all'aumentare del precarico iniziale il consumo di aria diminuisce.

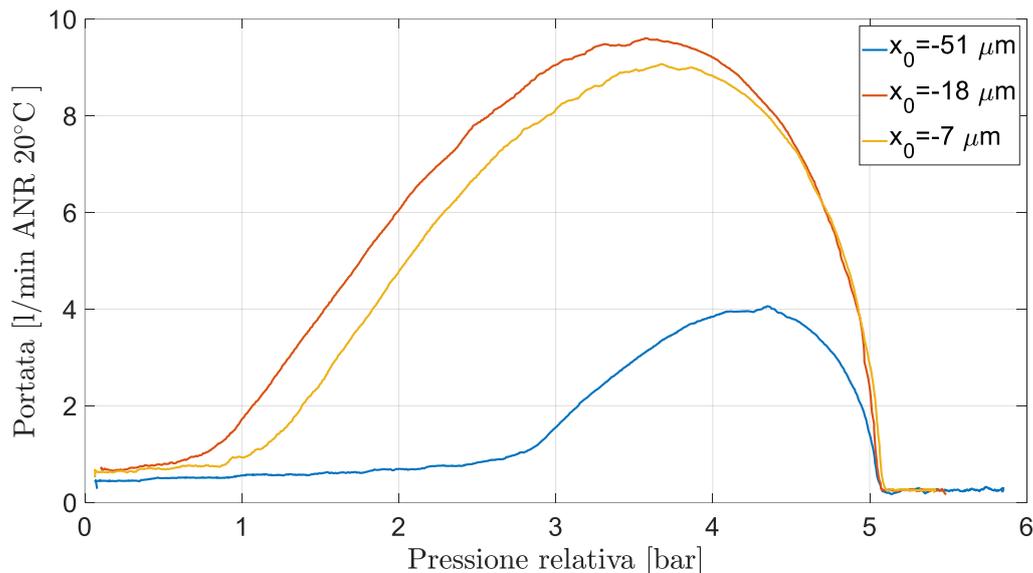


Figura 4.11: Curve di portata nel caso di valvola con singolo diaframma goffrato.

4.2.2 Calcolo della rigidezza di un singolo diaframma piatto

Considerata la scarsa performance della valvola nel caso in cui venga montato un diaframma metallico goffrato, si è cercato di individuare dei diaframmi alternativi che presentino rigidzze maggiori. Quindi, si è passati alla ricerca di nuove soluzioni attraverso le quali sia possibile incrementare il valore della rigidezza. A tale scopo, oltre a cercare di montare più diaframmi goffrati in serie, sono state individuati dei nuovi diaframmi, sempre in materiale metallico, che a differenza dei precedenti, sono caratterizzati da una superficie liscia e da spessori diversi, nonché da rigidzze diverse.

Per il calcolo delle rigidzze dei nuovi diaframmi è stato utilizzato lo stesso setup visto nel caso del diaframma goffrato.

La prima soluzione individuata è stata un diaframma piatto in acciaio avente un diametro di 12 mm. In Figura 4.12 sono riportate alcune delle prove eseguite con una pressione di alimentazione della valvola di 5 bar e con diversi valori di precarico iniziale (x_0). Si può notare come un buon comportamento del diaframma viene ottenuto solo per precarichi alti ($x_0 = -86$ e $-97 \mu\text{m}$) in quanto, in caso contrario, appena viene alimentata la valvola pneumatica, si ha un grande efflusso di aria. Si osserva, inoltre, che gli andamenti rilevati sono simili a quelli riscontrati nel caso di diaframma goffrato.

Per quanto riguarda la rigidità del nuovo diaframma piatto è stato calcolato che il suo valore è di circa $k_m = 3.358 \times 10^5 \text{ N/m}$ nel caso di $x_0 = -97 \mu\text{m}$, quindi nel caso in cui il diaframma presenta la sua rigidità massima.

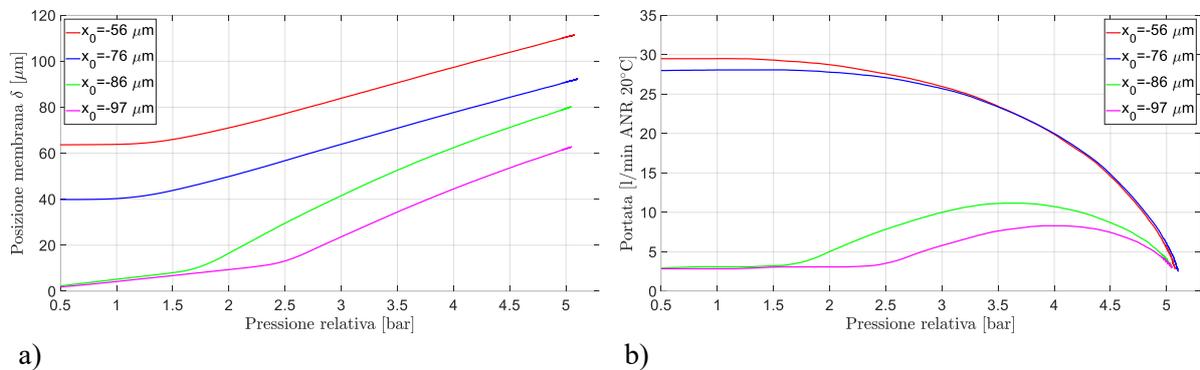


Figura 4.12: Valvola con diaframma piatto: a) Curve della deflessione; b) Curve di portata.

4.2.3 Calcolo della rigidità di un singolo diaframma piatto (vecchio prototipo)

Una soluzione analoga alla precedente è rappresentata dal diaframma piatto in acciaio impiegato nella vecchia valvola pneumatica descritta all’inizio del Capitolo 2. Su questo tipo di diaframma è stata eseguita una sola prova impostando una distanza iniziale tra ugello e diaframma (x_0) di $-25 \mu\text{m}$ ed alimentando la valvola ad una pressione di 6 bar . I diagrammi ottenuti sono riportati in Figura 4.13 mentre la rigidità della membrana risulta pari a $k_m = 1.572 \times 10^5 \text{ N/m}$, che è quasi la metà della rigidità del diaframma piatto precedentemente considerato.

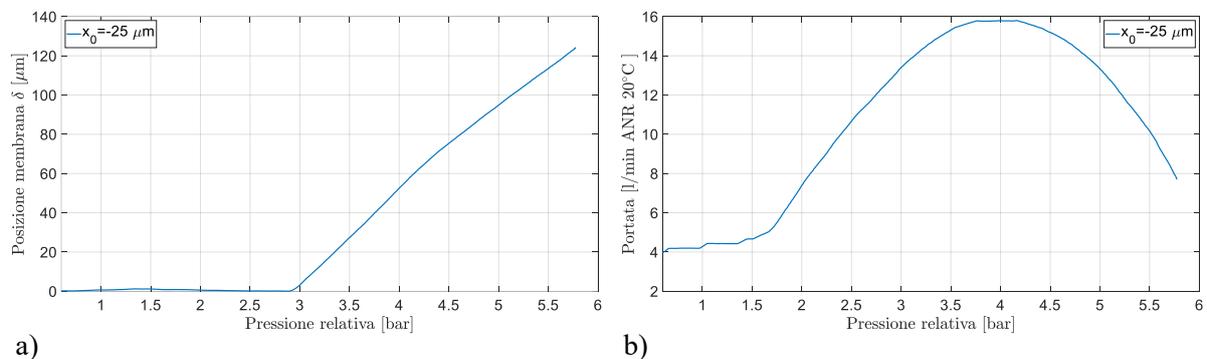


Figura 4.13: Valvola con (singolo) diaframma piatto della vecchia valvola: a) Curve della deflessione; b) Curve di portata.

4.2.4 Calcolo della rigidità di due diaframmi sovrapposti

Considerando i bassi valori di rigidità ottenuti per i diaframmi fin qui analizzati, si è pensato di eseguire delle nuove prove sovrapponendo uno sopra l’altro due diaframmi metallici goffrati come quelli descritti nel Paragrafo 4.2.1. Siccome i due diaframmi non sono incollati tra di loro ma sono semplicemente appoggiati l’uno sopra l’altro e tenuti “a pacchetto” mediante il serraggio del componente intermedio e inferiore che costituiscono la valvola, una volta impostata la distanza iniziale tra ugello e diaframma (x_0) pari a $-64 \mu\text{m}$ e alimentando la

valvola ad una di 6 bar, sono state eseguite quattro prove in modo da verificare se tra una prova e l'altra i due diaframmi cambiavano posizione e, conseguentemente, comportamento. I diagrammi ottenuti sono riportati in Figura 4.14 e si osserva che, nelle quattro prove, il comportamento della valvola rimane pressoché identico.

Il valore della rigidità calcolato per i due diaframmi sovrapposti è pari a circa $k_m = 4.500 \times 10^5 \text{ N/m}$. Tale valore è quasi identico al valore della rigidità nel caso di singolo diaframma gofrato e questo può essere dovuto al fatto che i diaframmi, non essendo incollati, non lavorano come un unico elemento ma si comportano come se fossero montati singolarmente.

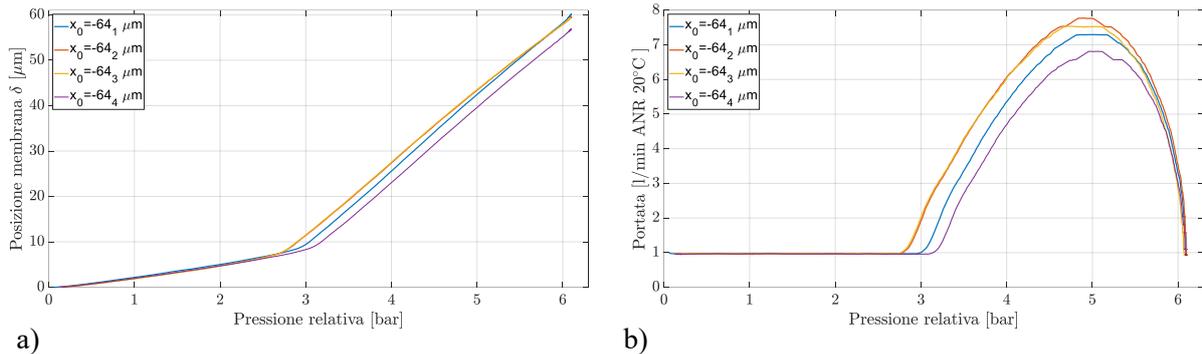


Figura 4.14: Valvola con due diaframmi gofrati (appoggiati):
a) Curve della deflessione; b) Curve di portata.

4.2.5 Calcolo della rigidità di due diaframmi sovrapposti e incollati

Visto il comportamento della valvola pneumatica con i due diaframmi gofrati semplicemente sovrapposti, si è quindi cercato di aumentare la loro rigidità incollando tra di loro le due parti. Le prove eseguite con questa nuova soluzione sono state realizzate imponendo, come nei casi precedenti, diversi valori iniziali della distanza tra l'ugello e la superficie del doppio diaframma. I risultati ottenuti sono riportati in Figura 4.15 e si nota come all'aumentare del precarico sia la deflessione dei diaframmi che il consumo di aria diminuiscono. Gli andamenti più interessanti sono quelli che presentano un precarico maggiore o uguale a $-35 \mu\text{m}$ in quanto i diaframmi manifestano una rigidità superiore.

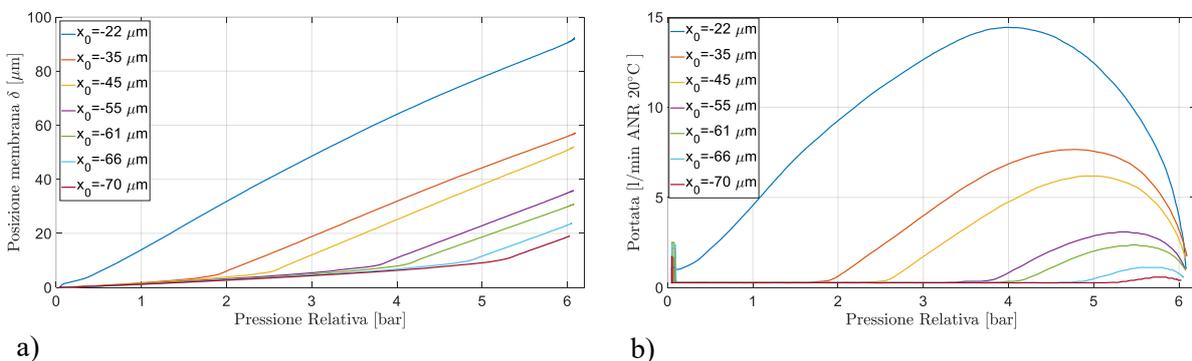


Figura 4.15: Valvola con due diaframmi gofrati (incollati):
a) Curve della deflessione; b) Curve di portata.

Nella Tabella 4.2 vengono riportati le rigidità calcolate per i diversi valori di precarico tenendo anche conto del fatto che le curve della deflessione del diaframma presentano due

distinti tratti: un primo tratto a bassa pendenza e un secondo tratto con una pendenza maggiore e, con riferimento alla Figura 4.15a, si osserva come al variare del precarico variano anche le lunghezze dei due tratti.

x_0 [μm]	k_m [N/m] $\times 10^5$	
-22	4.1902	
-35	5.5706	
-45	5.3632	
	Primo tratto	Secondo tratto
-55	3.2466	5.7682
-61	3.3853	6.1304
-66	3.5783	6.0236
-70	3.8028	6.0755

Tabella 4.2: Rigidezze di due diaframmi metallici goffrati incollati.

Dalla Tabella 4.2 si nota inoltre che, rispetto al diaframma goffrato singolo, la rigidezza è aumentata, specialmente per alti valori di precarico. Tuttavia, nonostante questi valori di rigidezza, tale soluzione non si è rivelata sufficientemente rigida per consentire un miglioramento delle performance e della capacità di compensazione della valvola.

Per aumentare ulteriormente la rigidezza del diaframma si è provato ad incollare tre diaframmi metallici goffrati sovrapponendoli uno sopra l'altro ma, ciò nonostante, i valori delle rigidezze ottenute non sono risultate degne di nota e per questo motivo si è poi deciso di non riportare tali risultati in questo elaborato.

4.2.6 Calcolo della rigidezza di diaframmi ricavati mediante fustella

Nella ricerca di diaframmi che presentassero alti valori di rigidezza, si è provato anche a ricavarli direttamente da fogli calibrati piani in acciaio e ottone, tagliandoli mediante una fustellatrice. I diaframmi ottenuti da fogli di ottone di diverso spessore si sono rivelati inadatti in quanto sono troppo cedevoli e presentano valori di rigidezza troppo bassi.

Nel caso di diaframmi ricavati da fogli calibrati in acciaio, invece, si è osservato che, pur non essendo anch'essi adatti ad essere impiegati per la compensazione del pattino pneumatico, possono essere impiegati per studiare l'efflusso dell'ugello della valvola in quanto, presentando una scarsa deformazione, permettono alla camera della valvola di mantenere pressoché invariata la sua forma.

Le prove sono state eseguite alimentando la valvola ad una pressione assoluta costante (P_v) e facendo variare la pressione in uscita dalla valvola (P_s). Alla pressione P_v sono stati imposti diversi valori compresi tra 3 e 7 bar e le curve ottenute sono riportate in Figura 4.16 e 4.17.

Dalla Figura 4.16 si nota come il diaframma, appena si collega la valvola all'alimentazione, si deflette inizialmente per poi mantenere tale posizione per il resto della prova. Questo comportamento non sembra essere correlato molto alla pressione di alimentazione ma potrebbe essere dovuto al metodo di taglio del diaframma e all'alto livello di deformazione dei bordi che questo metodo comporta. Inoltre, questo difetto potrebbe essere la causa del fatto che la pressione di alimentazione risulti sempre di poco superiori ai valori impostati.

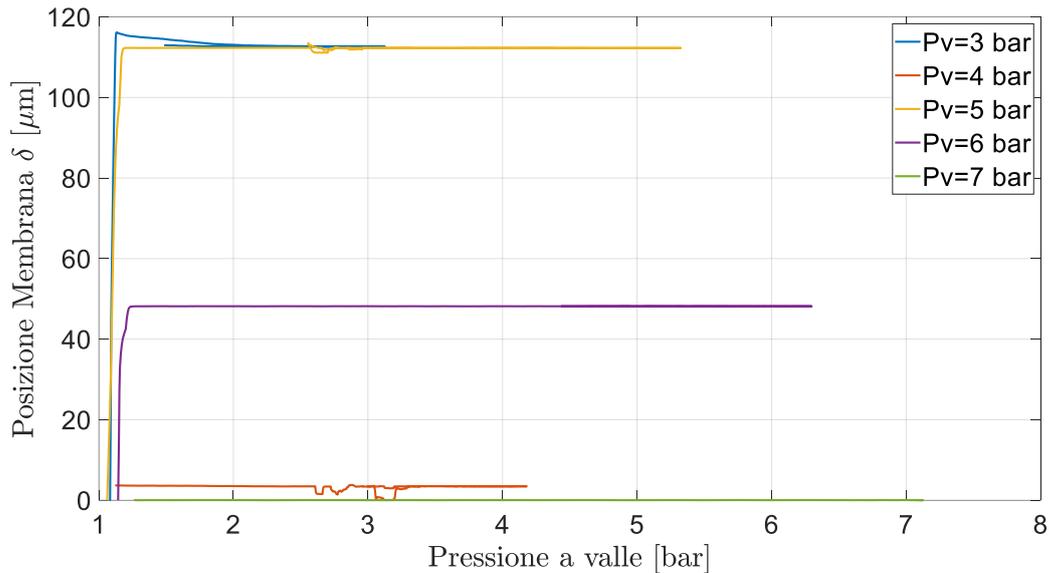


Figura 4.16: Curve deflessione nel caso di valvola con diaframma piatto fustellato.

In Figura 4.17 vengono invece riportate le curve di flusso ottenute per le diverse pressioni di alimentazione e si può notare subito come gli andamenti siano simili a quelli che si ottengono nel caso di ugelli isoentropici dove è possibile individuare un tratto sonico ed un tratto subsonico.

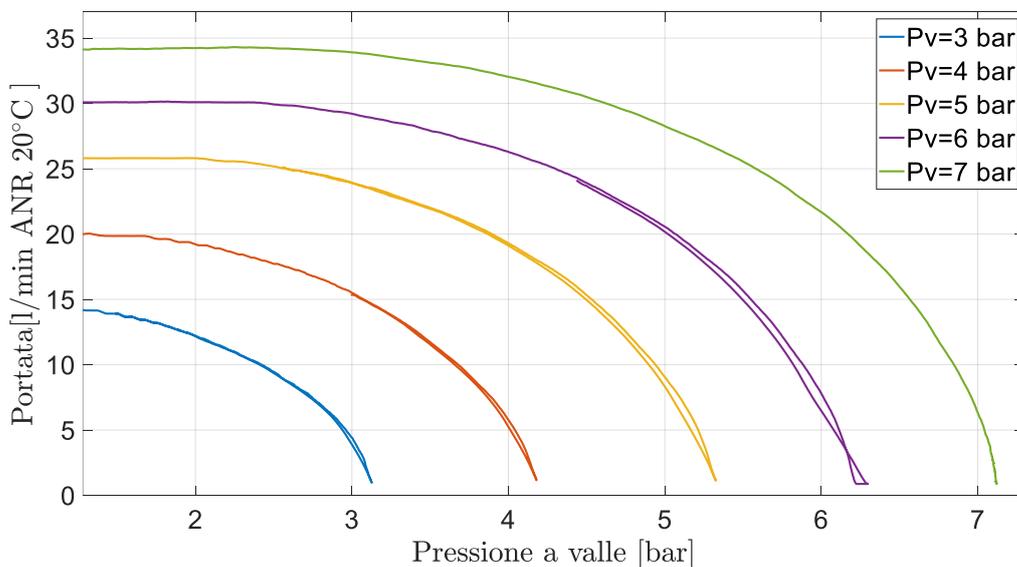


Figura 4.17: Curve di portata nel caso di valvola con diaframma piatto fustellato.

Come già fatto per le curve di efflusso del foro del pattino pneumostatico nel Paragrafo 4.1.3, anche in questo caso si è cercato di calcolare la portata teorica espressa in funzione dei coefficienti sperimentali c_d e b . Le equazioni utilizzate sono simili a quelle già viste, con l'unica differenza che in questo caso la pressione di monte rimane costante mentre la pressione di valle viene fatta variare.

La portata massica di aria uscente dall'ugello della valvola pneumatica può essere calcolata come:

$$\dot{m}_v = c_d \sqrt{\frac{293}{T_s} \frac{0.686}{\sqrt{R_g T_v}} P_v \pi R_v^2} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_s}{P_v} - b}{1 - b} \right)^2} \quad \text{se } \frac{P_s}{P_v} > b \quad (4.3a)$$

$$\dot{m}_v = c_d \sqrt{\frac{293}{T_s} \frac{0.686}{\sqrt{R_g T_v}} P_v \pi R_v^2} \quad \text{se } \frac{P_s}{P_v} \leq b \quad (4.3b)$$

dove T_s è la temperatura a monte dell'ugello, P_s è la pressione assoluta a valle dell'ugello, P_v è la pressione assoluta a monte dell'ugello ed R_v è il raggio dell'ugello.

In Figura 4.18 viene riportata la curva di efflusso teorica e sperimentale nel caso in cui si abbia una pressione di alimentazione P_v pari a 6 bar. Il coefficiente b consente di cambiare l'inclinazione della curva nel tratto subsonico mentre il coefficiente c_d consente la modifica del tratto sonico. Come si può osservare, il valore dei due coefficienti risultano molto diversi rispetto a quelli trovati per il foro del pattino pneumostatico, specialmente il coefficiente c_d . Questo può essere dovuto al fatto che le equazioni utilizzate sono state pensate per fori molto più piccoli rispetto alle dimensioni dell'ugello della valvola.

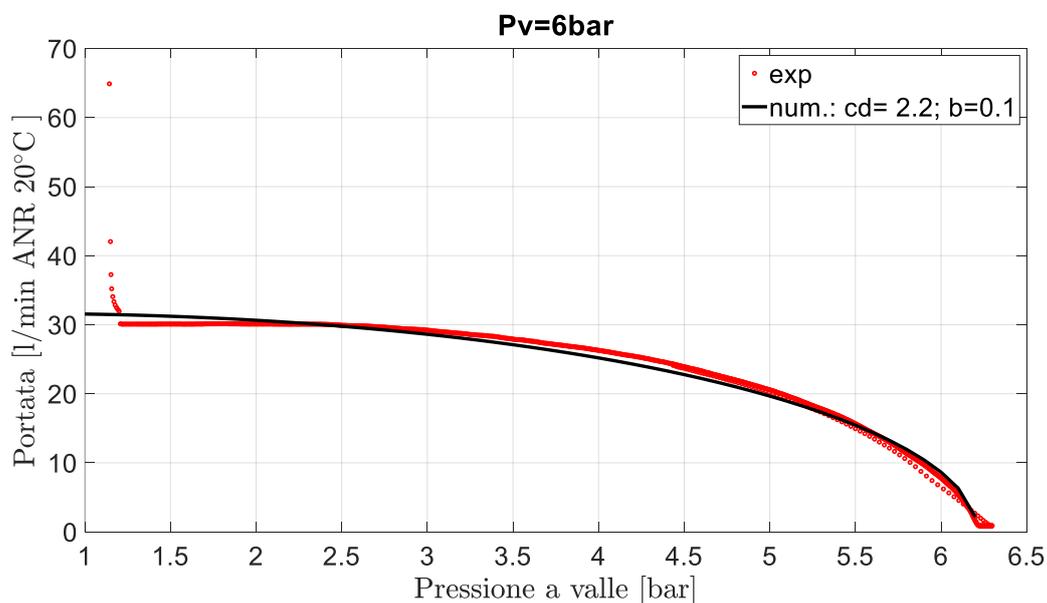


Figura 4.18: Confronto tra curva di portata teorica e sperimentale nel caso di valvola con diaframma piatto fustellato.

4.3 Prove sperimentali con valvola, pattino e carico esterno

Una volta caratterizzato il pattino pneumostatico circolare e aver determinato i valori di rigidità dei diversi diaframmi metallici, si è passati a collegare la valvola pneumatica al pattino e ad effettuare delle prove per analizzare e verificare il comportamento e le prestazioni

del sistema. Non sono state effettuate prove con tutti i tipi di diaframma fin qui analizzati ma solo con quelli da cui ci si aspetta, in base ai dati raccolti, che consentano una buona regolazione da parte della valvola pneumatica.

4.3.1 Diaframma goffrato

Per l'esecuzione delle prove è stato utilizzato il banco di prova adoperato nel caso delle prove sul solo pattino pneumatico ed un nuovo circuito pneumatico, riportato in Figura 4.19, che presenta, rispetto a quello riportato in Figura 4.6, l'aggiunta della valvola pneumatica. Lo spostamento del diaframma e l'altezza del meato vengono misurati attraverso dei sensori capacitivi, mentre la forza esterna applicata al pattino viene misurata da un trasduttore di forza. La prova è stata eseguita imponendo una distanza iniziale tra ugello e diaframma pari a $x_0 = -20 \mu m$.

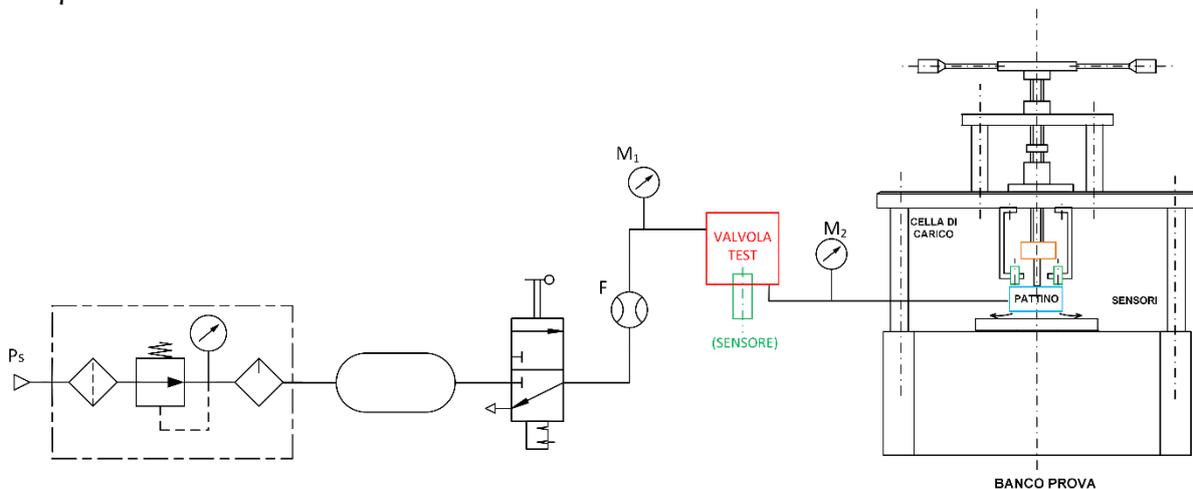


Figura 4.19: Circuito pneumatico di prova per la valvola pneumatica ed il pattino.

In Figura 4.20 e 4.21 vengono riportate, rispettivamente, le curve della capacità di carico e le curve di portata del pattino compensato e si osserva che entrambe presentano le tre regioni previste dal modello teorico: una regione di by-pass (AB), una regione di regolazione (BC) e una regione di saturazione (CD). Dall'analisi delle due figure si nota come la regione di by-pass sia relativamente "piccola", in quanto bastano bassi valori del carico esterno per far aumentare la pressione nella camera della valvola e, di conseguenza, allontanare il diaframma dall'ugello facendo passare più portata verso il pattino. In questo punto, la valvola pneumatica comincia a regolare e dalla Figura 4.20 si nota come, nel nostro caso, essa tenda a sovra regolare. Anziché aumentare la portata che va verso il pattino in modo da mantenere l'altezza del meato costante, la valvola tende a far passare più portata del dovuto, facendo sì che l'altezza del meato cresca. Si ha quindi una zona di regolazione (BC) a cui corrisponde, all'aumentare del carico esterno, un aumento dell'altezza del meato. Questo, molto probabilmente, è dovuto alla forma del diaframma goffrato che, in determinate condizioni, può presentare una deflessione un po' "brusca" che fa sì che verso il pattino passi più portata del dovuto.

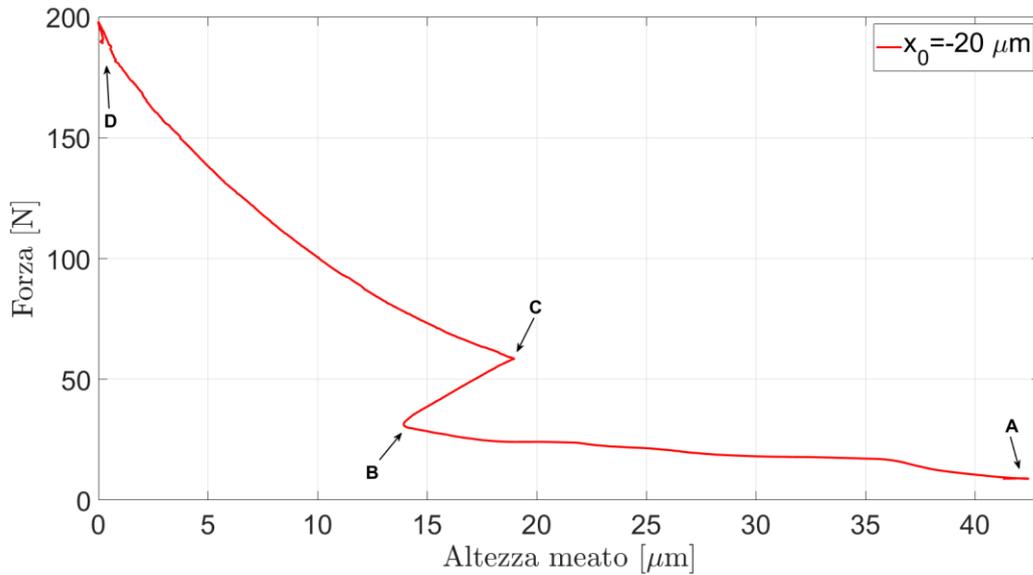


Figura 4.20: Curva della capacità di carico nel caso di valvola con singolo diaframma goffrato.

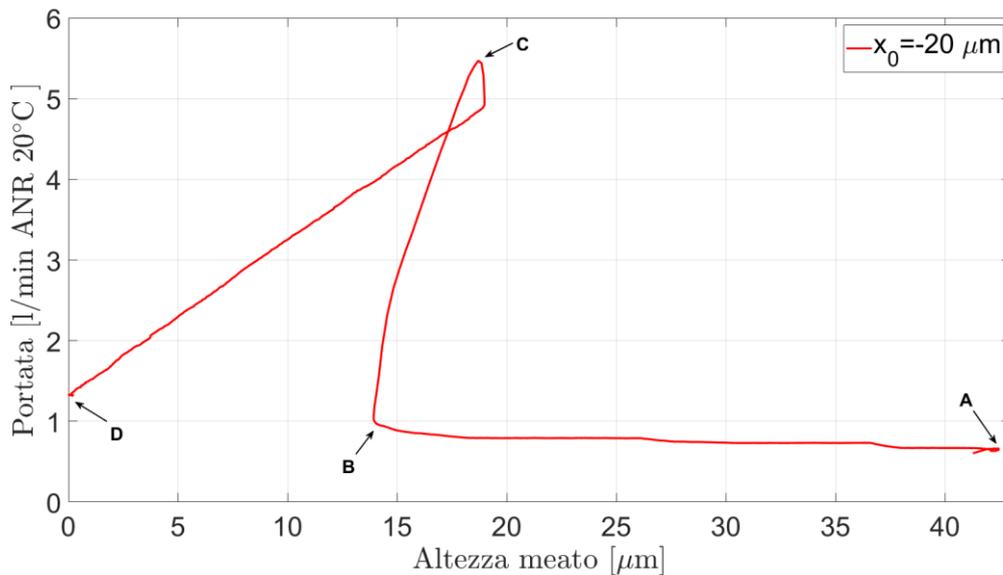


Figura 4.21: Curva portata nel caso di valvola con singolo diaframma goffrato.

4.3.2 Diaframma piatto (spesso)

Considerati i risultati poco soddisfacenti ottenuti con i diaframmi fino a qui analizzati, si è pensato di utilizzare un nuovo diaframma metallico non goffrato in acciaio, con uno spessore di gran lunga superiore rispetto ai precedenti, vale a dire di 0.2 mm, e un diametro identico ai diaframmi precedentemente utilizzati, cioè di 12.4 mm. Si è quindi passati ad eseguire le prove utilizzando il circuito pneumatico adoperato per l'esecuzione delle prove precedenti e raffigurato in Figura 4.19 con l'unica differenza che il banco di prova è stato sostituito con uno in grado di applicare il carico esterno non più attraverso un sistema vite-madrevite ma mediante

un pistone pneumatico alimentato ad una pressione nota e regolabile. Il nuovo banco, riportato in Figura 4.22, è costituito da un basamento in granito, da quattro montani in acciaio e da una parte superiore metallica che ospita un cilindro pneumatico attraverso cui verrà applicato il carico esterno sul pattino in prova. Sulla superficie in granito inferiore, su cui verrà appoggiato il pattino pneumostatico, sono presenti dei fori filettati che consentono il fissaggio di una speciale staffa utilizzata per il posizionamento dei sensori per la misura dell'altezza del meato.

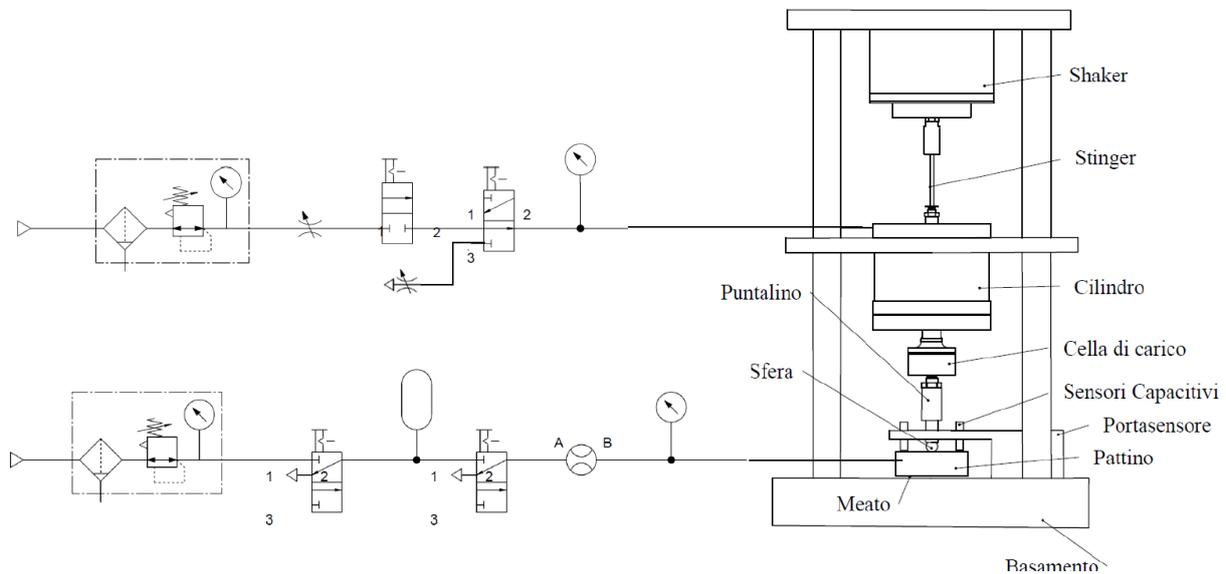


Figura 4.22: Banco di prova con cilindro pneumatico.

Come già fatto in precedenza, anche in questo caso le prove sono state effettuate per diverse distanze iniziali tra ugello e diaframma ($x_0 = -60, -70, -75, -80 \mu m$) e con una pressione relativa di alimentazione della valvola pari a 6 bar. In Figura 4.23 vengono riportati gli andamenti della deflessione del diaframma in funzione della pressione di alimentazione e del precarico. Si nota subito come il diaframma presenti tre tratti a diversa inclinazione, cioè a diversa rigidità, specialmente nel caso in cui il precarico risulta avere valori elevati. Le rigidità calcolate sui tratti più ripidi delle curve vengono riportate nella Tabella 4.3 e si osserva come i loro valori risultino crescere all'aumentare del precarico ed essere superiori rispetto ai diaframmi precedentemente analizzati. Questo conferma la tendenza osservata fino ad ora, cioè che per ottenere alti valori di rigidità bisogna cercare diaframmi metallici piatti e con spessore superiori a quelli goffrati.

$x_0 [\mu m]$	$k_m [N/m]$ $\times 10^5$
-60	4.5840
-70	8.1387
-75	8.3112
-80	8.3010

Tabella 4.3: Rigidità diaframma metallico piatto spesso 0.2 mm.

In Figura 4.24 e 4.25 sono riportate le curve sperimentali del pattino compensato ottenute alimentando la valvola ad una pressione di 6 bar e imponendo diversi valori di precarico. Si può subito notare come la valvola non riesca a svolgere la regolazione nel caso di precarico $x_0 = -80 \mu\text{m}$ mentre nel caso di $x_0 = -60 \mu\text{m}$ il pattino è compensato solo nella fase in cui il carico esterno viene applicato partendo da valori vicini allo zero, mentre, nella fase di scarico, la curva tende a seguire l'andamento del pattino non compensato. Come già visto nel modello teorico e con riferimento alla curva con un valore di precarico di $-75 \mu\text{m}$, partendo da valori alti del meato, si può identificare una regione di by-pass (AB), una regione di regolazione (BC) e una regione di saturazione (CD).

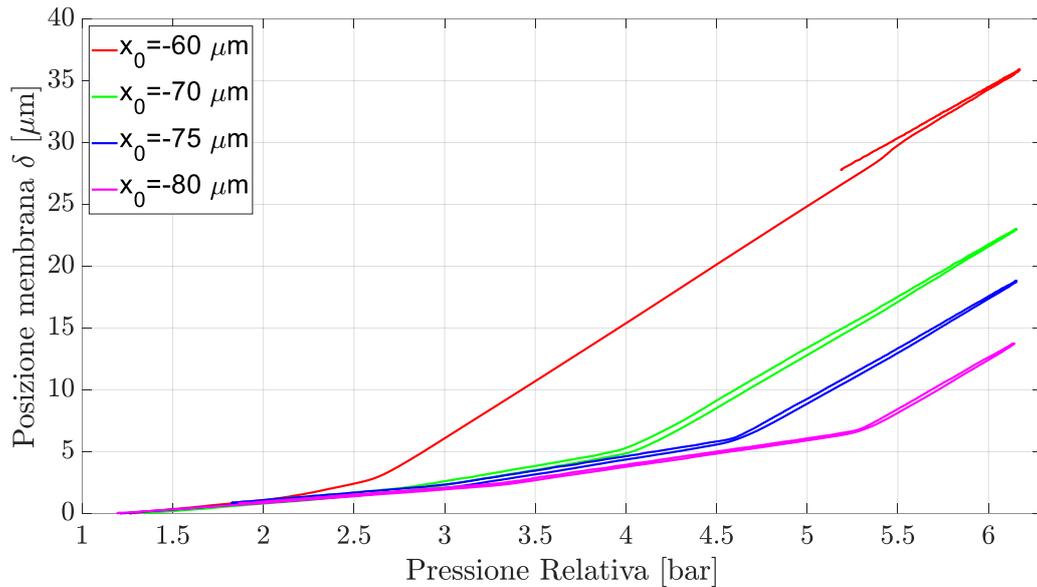


Figura 4.23: Curve di deflessione nel caso di valvola con diaframma piatto spesso 0.2 mm.

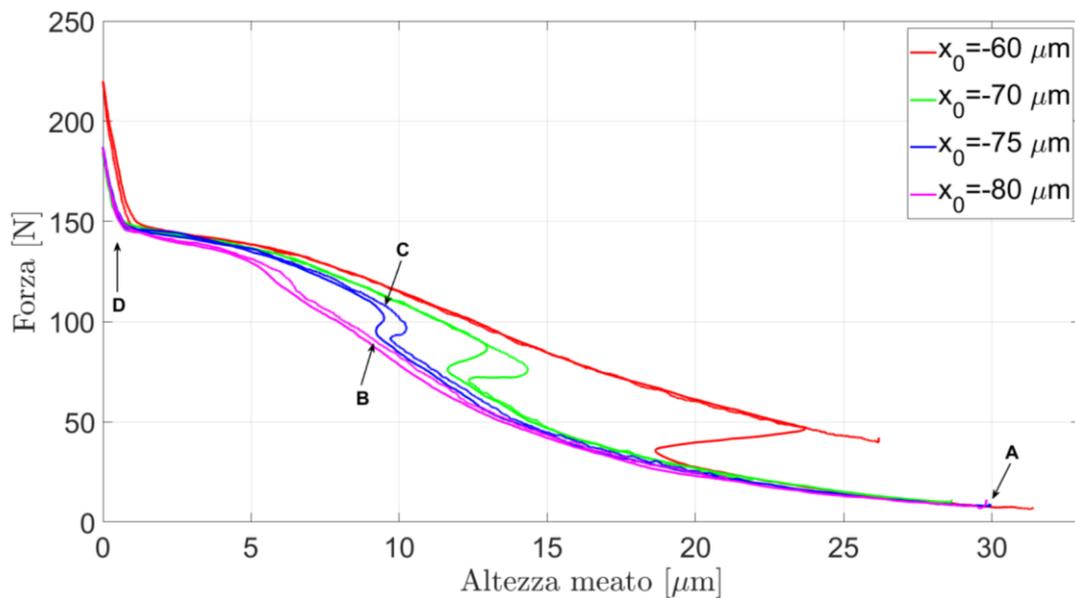


Figura 4.24: Curve della capacità di carico nel caso di valvola con diaframma piatto spesso 0.2 mm.

Dalla Figura 4.24 si può notare come nel tratto iniziale della regione di by-pass la valvola faccia passare poca portata e questo è dovuto al fatto che il carico esterno applicato sul pattino genera una pressione p_s nella camera della valvola, che non è sufficiente a modificare la distanza tra l'ugello e il diaframma metallico a causa del precarico iniziale imposto. Ne consegue, quindi, che la portata di aria che alimenta il pattino è dovuta a piccole perdite d'aria che si verificano a causa di deformazioni locali del diaframma che non consentono la chiusura completa dell'ugello della valvola. All'aumentare del carico esterno, la distanza tra ugello e diaframma aumenta a causa della maggiore pressione p_s e la valvola inizia a regolare (BC). Durante la regolazione la valvola compensa la variazione dell'altezza del meato aumentando la portata d'aria fornita al pattino.

La regolazione da parte della valvola termina in C, quando l'ugello si satura a causa della sua eccessiva distanza dal diaframma. Questa condizione operativa corrisponde al massimo consumo d'aria del pattino. Nella zona di saturazione (CD) le curve di carico e di portata d'aria mostrano andamenti che dipendono solo dalle prestazioni del pattino pneumostatico utilizzato. Dalla Figura 4.24 e 4.25 si può inoltre osservare che, imponendo al diaframma un precarico iniziale di $-75 \mu m$, si ottiene una buona regolazione da parte della valvola nel caso in cui il pattino lavori con un'altezza del meato pari a circa $9 \mu m$. Per valori superiori di precarico, si nota come la valvola tenda a compensare troppo facendo esibire al pattino una rigidità negativa.

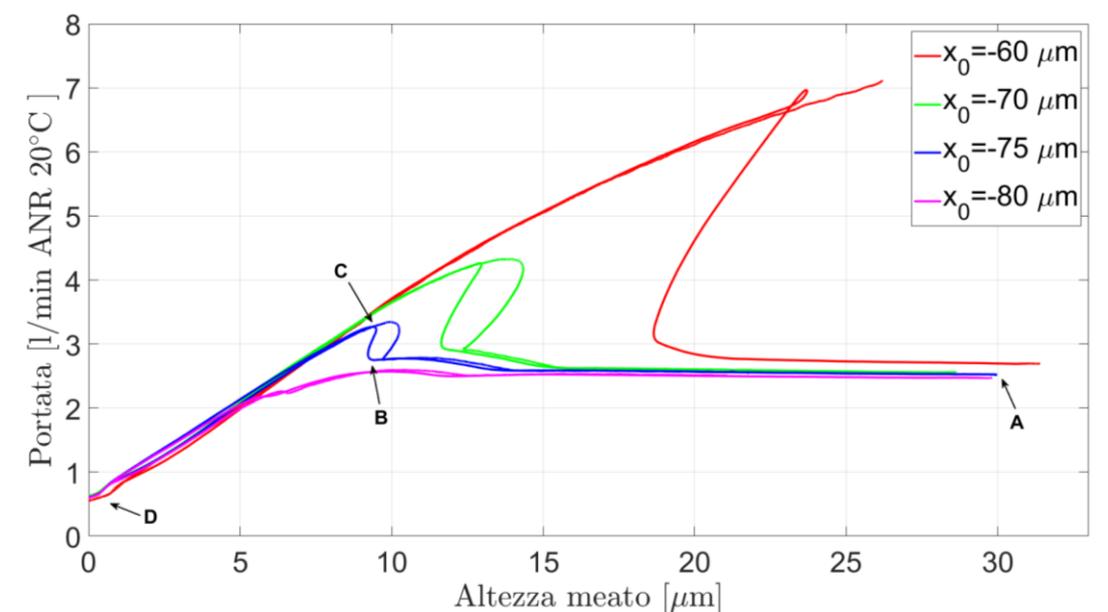


Figura 4.25: Curve di portata nel caso di valvola con diaframma piatto spesso 0.2 mm.

Dai risultati ottenuti con questo tipo di diaframma si deduce come la ricerca di un nuovo diaframma a spessore maggiore, quindi più rigido, sia la strada da seguire per consentire una messa a punto della valvola tale da poter ottenere per il pattino una rigidità quasi statica infinita.

4.4 Calcolo dello spessore teorico del diaframma metallico

Prendendo atto dei risultati ottenuti con il diaframma gofrato che hanno evidenziato la sua inadeguatezza a regolare in modo corretto la valvola pneumatica e a cui consegue una non soddisfacente compensazione del pattino, si è quindi deciso di tralasciare la soluzione che prevede l'utilizzo di tale tipo di diaframma e di concentrarsi sul diaframma di tipo piatto. Tale diaframma, visto il comportamento osservato durante le prove in laboratorio, si presta meglio come mezzo di regolazione della valvola in quanto risulta in grado di garantire valori di rigidità superiori rispetto al diaframma gofrato.

Stabilito il tipo di diaframma, per facilitare l'attività di ricerca e il processo realizzazione nonché un possibile risparmio economico, si è cercato di determinare per via teorica una correlazione tra gli spessori reali, le corrispettive rigidità dei diaframmi e gli spostamenti ottenibili utilizzando le equazioni della teoria delle piastre. Per farlo, per prima cosa si è provveduto a identificare il tipo di vincolo a cui può essere ricondotto il bordo esterno del diaframma quando questo è montato sulla valvola pneumatica e in che modo il carico agisce su di esso. Durante questa fase si è osservato che nella valvola progettata, descritta nel Capitolo 2, il tipo di vincolo non è definibile in modo univoco: non è schematizzabile né come un incastro né come una cerniera (Figura 26.a).

Per porre rimedio a tale inconveniente si è deciso che una futura modifica della valvola prevederà la realizzazione dell'interfaccia valvola-pattino con un diametro del foro centrale delle stesse dimensioni del diametro della camera sopra il diaframma. Tale modifica viene riportata in Figura 4.26b.

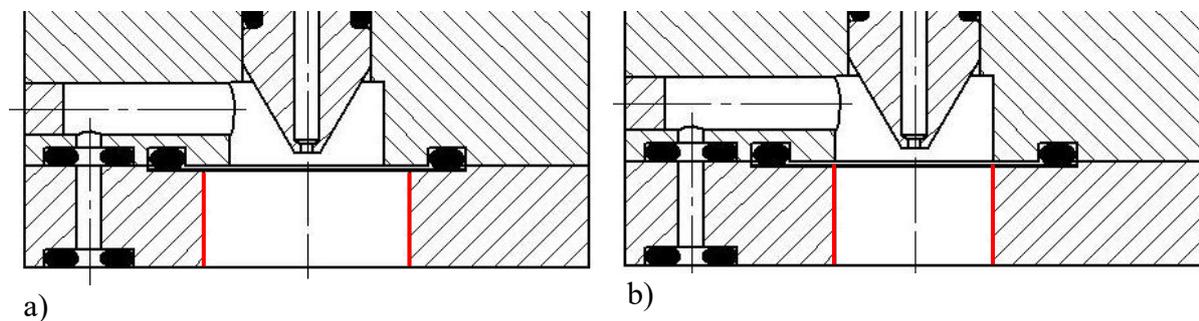


Figura 4.26: Foro inferiore da 8 mm a) e foro inferiore da 6 mm b).

Con riferimento alla nuova configurazione raffigurata in Figura 4.26b, si è osservato che il diaframma può essere considerato come una piastra circolare inflessa assialsimmetrica con bordo esterno incastrato e carico uniformemente distribuito [28], schematizzabile come in Figura 4.27. Tale scelta è stata presa considerando la situazione in cui la valvola si trovi a lavorare già a regime e abbia quindi superato il transitorio iniziale che può essere caratterizzato dalla presenza di un precarico applicato al centro del diaframma mediante l'ugello. A regime, il diaframma non è a contatto con l'ugello e la pressione dentro la camera della valvola risulta uniforme.

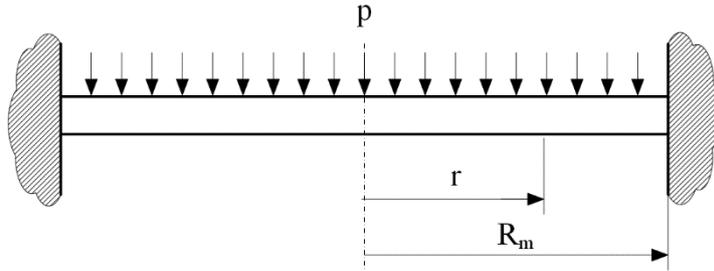


Figura 4.27: Schema piastra circolare inflessa assialsimmetrica con bordo esterno incastrato.

Affinché la teoria delle piastre inflesse sia rispettata, una volta determinato lo spessore della piastra s , occorrerà verificare che tale spessore rispetti i seguenti vincoli: $s/l < 1/20$ e $w_{max} < 0.75 s$. Dove l è la più piccola larghezza della piastra e w_{max} è lo spostamento massimo del diaframma.

Lo spostamento verso il basso della piastra può essere calcolato come:

$w = \frac{p}{64D} (R_m^2 - r^2)^2$	(4.3)
-------------------------------------	-------

Considerando lo spostamento in $r=0$:

$w_{max} = \frac{pR_m^4}{64D} \quad (r = 0)$	(4.4)
$D = \frac{Es^3}{12(1 - \nu^2)}$	(4.5)

dove p è la pressione agente sulla piastra, R_m il raggio esterno della piastra, $E = 163 \text{ GPa}$ è il modulo di Young del materiale di cui è realizzato il diaframma, $\nu = 0.351$ è il coefficiente di Poisson e D la rigidezza. Come in questo caso, per ridurre gli ingombri, il valore di R_m può essere scelto come 0.5 mm più grande del raggio dell'ugello.

Il calcolo dello spessore viene eseguito considerando il massimo spostamento registrato dalla piastra:

$$s = \sqrt[3]{\frac{D12(1 - \nu^2)}{E}} = \sqrt[3]{\frac{3R_m^4 12(1 - \nu^2)}{16E} \frac{p}{w_{max}}} \quad (4.6)$$

Una volta ricavata la curva dello spostamento della membrana in funzione della pressione di alimentazione della valvola è possibile approssimarla come lineare nell'intervallo dove l'ugello della valvola risulta sonico. Successivamente si identificano due punti generici e si calcola la sua pendenza, c_p :

$$c_p = \frac{x_2 - x_1}{p_2 - p_1} \quad (4.7)$$

dove x e p sono rispettivamente lo spostamento e la pressione in corrispondenza dei punti arbitrariamente scelti.

La rigidezza della membrana può essere espressa come:

$$k_m = \frac{A}{k_p} = \frac{\pi R_m^2}{k_p} \quad (4.8)$$

Inoltre, considerando il carico agente sul diaframma, si può scrivere:

$$\begin{cases} F = pA \\ F = k_m w \end{cases} \rightarrow pA = k_m w \rightarrow \frac{p}{w} = \frac{1}{k_p} \quad (4.9)$$

A questo punto, sostituendo la 4.9 nella 4.6 si ottiene il valore dello spessore del diaframma in grado di assicurare la corretta regolazione della valvola pneumatica.

$$s = \sqrt[3]{\frac{D12(1-\nu^2)}{E}} = \sqrt[3]{\frac{3R_m^4 12(1-\nu^2)}{16E} \frac{p}{w_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{3R_m^4 12(1-\nu^2)}{16E} \frac{1}{k_p}} \quad (4.10)$$

Dallo spostamento teorico del diaframma, ottenuto mediante il modello della valvola pneumatica descritto nel Capitolo 3, imponendo un'altezza del meato di $10 \mu m$ si ottiene uno spessore del diaframma metallico di $172 \mu m$. Essendo, per una pressione relativa di alimentazione della valvola pari a 5 bar, $s/l = 0.028 < 1/20$ e $w_{max} = 8.03 \mu m < 0.75 s$, si può affermare che i vincoli imposti dalla teoria delle piastre vengono rispettati.

4.5 Calcolo della pressione di apertura della valvola

Come già riportato in precedenza, si è osservato che per un corretto funzionamento della valvola pneumatica occorre che sul diaframma metallico sia applicato un precarico iniziale ottenuto spingendo l'ugello della valvola contro il diaframma provocando così una sua deflessione. Lo spostamento del diaframma generato dalla presenza del precarico è sempre noto in quanto la posizione dell'ugello può essere controllata mediante un micrometro o una vite micrometrica.

Anche in questo caso vale il discorso fatto in precedenza riguardante il tipo di vincolo del diaframma. Considerando quindi il caso di diaframma con i bordi incastrati, è possibile studiare questa configurazione facendo riferimento nuovamente alla teoria delle piastre inflesse e in particolare al caso di piastra circolare inflessa assialsimmetrica con bordo esterno incastrato e carico concentrato circonferenzialmente [28], riportato in Figura 4.28. In questa configurazione il diaframma sarà deformato a causa della forza P esercitata dall'ugello e il valore iniziale di deflessione sarà uguale al valore dello spostamento dell'ugello, imposto attraverso un micrometro.

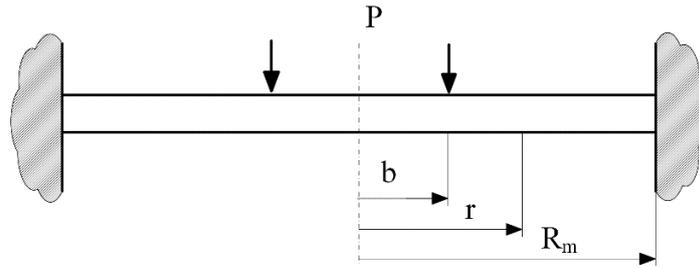


Figura 4.28: Schema piastra con bordo esterno incastrato e caricata circonferenzialmente. Lo spostamento del diaframma nel caso di carico concentrato circonferenzialmente può essere calcolato come:

$$w = \frac{P}{8\pi D} \left[(b^2 + r^2) \log \frac{b}{R_m} + \frac{(R_m^2 + r^2)(R_m^2 - b^2)}{2R_m^2} \right] \quad (r \leq b) \quad (4.11a)$$

$$w = \frac{P}{8\pi D} \left[(R_m^2 - r^2) \frac{(R_m^2 + b^2)}{2R_m^2} + (b^2 + r^2) \log \frac{R_m}{r} \right] \quad (b \leq r \leq R_m) \quad (4.11b)$$

dove b è il raggio della circonferenza su cui viene applicato il carico, R_m il raggio esterno della piastra, $E = 163 \text{ GPa}$ è il modulo di Young del materiale di cui è realizzato il diaframma, $\nu = 0.351$ è il coefficiente di Poisson e D la rigidezza, la cui espressione è la 4.5.

Per determinare il minimo valore di pressione nella camera della valvola necessaria a provocare l'allontanamento del diaframma dall'ugello, si è tenuto conto sia del caso in cui la piastra sia caricata con un carico uniformemente distribuito, sia il caso in cui questa sia caricata con un carico concentrato circonferenzialmente. Con riferimento alla Figura 4.29, utilizzando le equazioni del caso del carico uniformemente distribuito si è cercato il valore della pressione p in grado di determinare lo stesso valore di freccia x_0 , data dal precarico P [N].

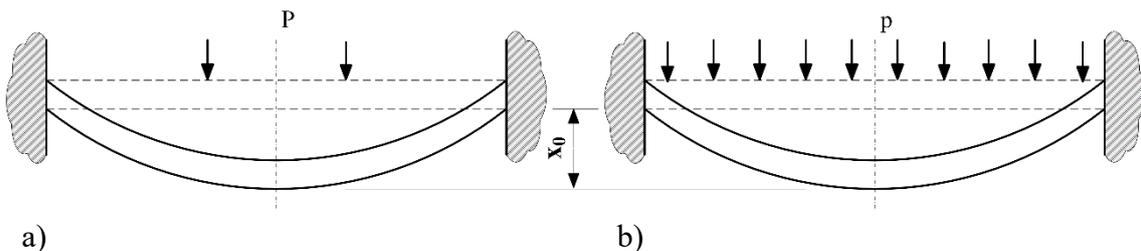


Figura 4.29: Freccia nel caso di carico concentrato circonferenzialmente a) e nel caso di carico uniformemente distribuito b).

Conoscendo lo spostamento iniziale del diaframma, x_0 , e utilizzando la (4.4) è possibile calcolare il valore della pressione che provoca l'apertura della valvola:

$$p = \frac{x_0 64D}{R_m^4} \quad (4.12)$$

Conoscendo lo spostamento iniziale del diaframma è anche possibile determinare il valore del precarico P :

$$P = \frac{x_0 8\pi D}{\left[(b^2 + r^2) \log \frac{b}{R_m} + \frac{(R_m^2 + r^2)(R_m^2 - b^2)}{2R_m^2} \right]} \quad (4.13)$$

A titolo di esempio, utilizzando lo spessore e la rigidezza del diaframma precedentemente ricavati e utilizzando una deflessione iniziale di $x_0 = -1.42 \mu\text{m}$, si trova una pressione di apertura di $p = 0.88 \text{ bar}$ e un carico applicato di $P = 0.72 \text{ N}$.

In Figura 4.30 vengono riportati gli andamenti della deflessione del diaframma calcolati considerando il carico concentrato circonferenzialmente e il carico distribuito uniformemente, utilizzando rispettivamente con la 4.11 e la 4.6. In questo ultimo caso la pressione dentro la camera della valvola è la pressione di apertura p e si nota come, con tale pressione, la freccia massima del diaframma coincide con la deflessione dovuta al precarico P , corrispondente a $x_0 = -1.42 \mu\text{m}$. In entrambi i casi è stato utilizzato uno spessore di $172 \mu\text{m}$.

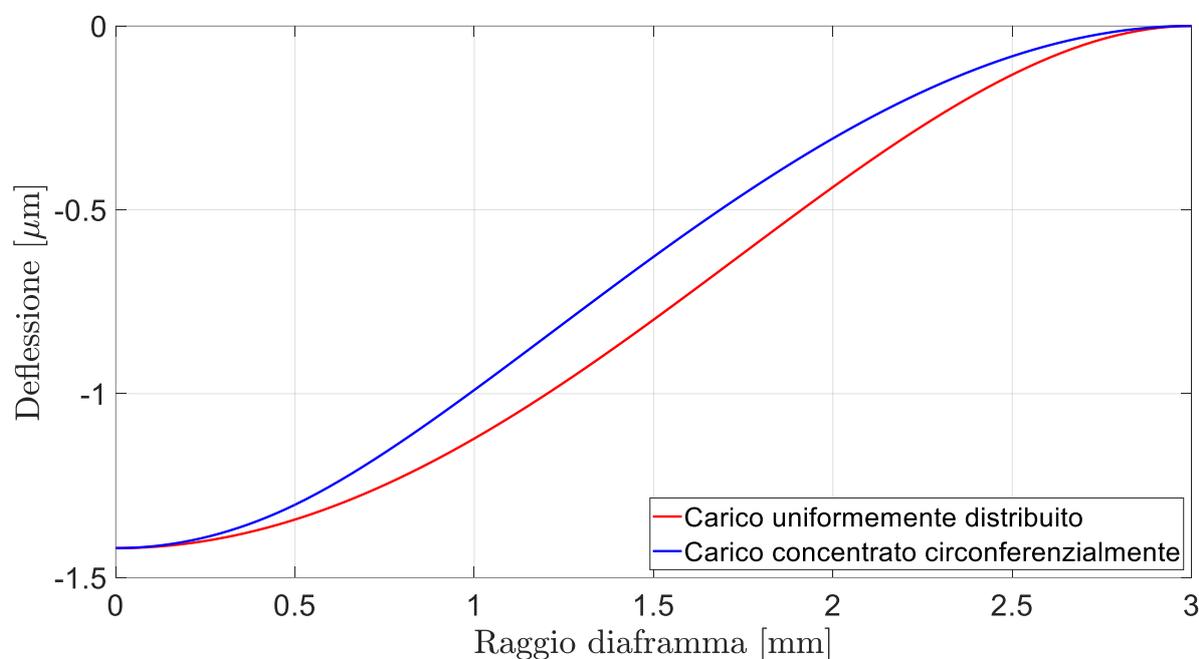


Figura 4.30: Esempio di deflessione nel caso di valvola con diaframma piatto spesso 0.17 mm e con un precarico iniziale di $-1.42 \mu\text{m}$.

Invece, in Figura 4.31 vengono riportati, come esempio, gli andamenti della deflessione del diaframma al variare della pressione relativa dentro la camera della valvola. Il caso da considerare è quindi quello di carico uniformemente distribuito.

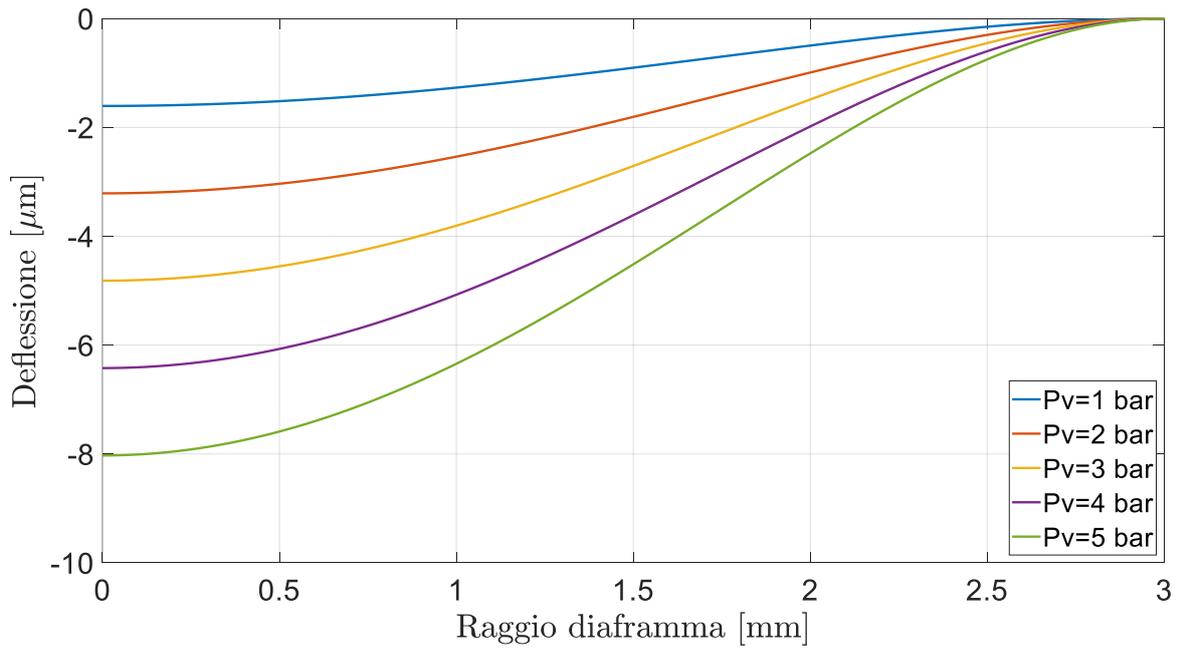


Figura 4.31: Esempio di deflessione nel caso di valvola con diaframma piatto spesso 0.17 mm al variare della pressione relativa nella camera della valvola.

Capitolo 5

In questo capitolo vengono riportati i risultati ottenuti sostituendo i valori di rigidità e le dimensioni del diaframma metallico calcolato nel capitolo precedente e comparati con quelli ottenuti sperimentalmente. Vengono inoltre riportate le conclusioni finali di questo lavoro di tesi.

5.1 Validazione dei dati sperimentali

Una volta determinato il comportamento reale della valvola pneumatica e del pattino compensato e conoscendo quindi i valori della rigidità del diaframma metallico, delle sue dimensioni e dei valori di precarico, si è passati a comparare gli andamenti ottenuti sperimentalmente con quelli analitici ottenuti utilizzando i valori reali della rigidità, diametro della membrana, precarico e pressione di alimentazione.

In Figura 5.1 e 5.2 vengono riportati gli andamenti numerici e sperimentali della capacità di carico e della portata, in condizione statiche, del pattino pneumostatico descritto nel Capitolo 4. Le curve sono state ottenute sostituendo nel modello analitico, esposto nel Capitolo 3, le dimensioni e la geometria del pattino rilevate sperimentalmente, nonché il valore del coefficiente di efflusso c_d del foro centrale che alimenta il meato sotto il pattino, ricavato anch'esso sperimentalmente. Le curve sperimentali sono quelle riportate anche in Figura 4.7 e 4.8 e descritte in precedenza, mentre le curve numeriche sono state ottenute imponendo al pattino diverse pressioni di alimentazione e ricavando l'altezza del meato, la capacità di carico e la portata che fluisce nel pattino. Dalla Figura 5.1 si nota che, utilizzando i parametri determinati in modo sperimentale, le curve ricavate in modo analitico tendono a seguire in modo piuttosto fedele le curve sperimentali per quasi tutte le pressioni di alimentazione e tutti i valori di altezza di meato, tranne per valori di meato inferiori a 15 μm , dove il modello analitico tende a sovrastimare la reale capacità di carico del pattino pneumostatico.

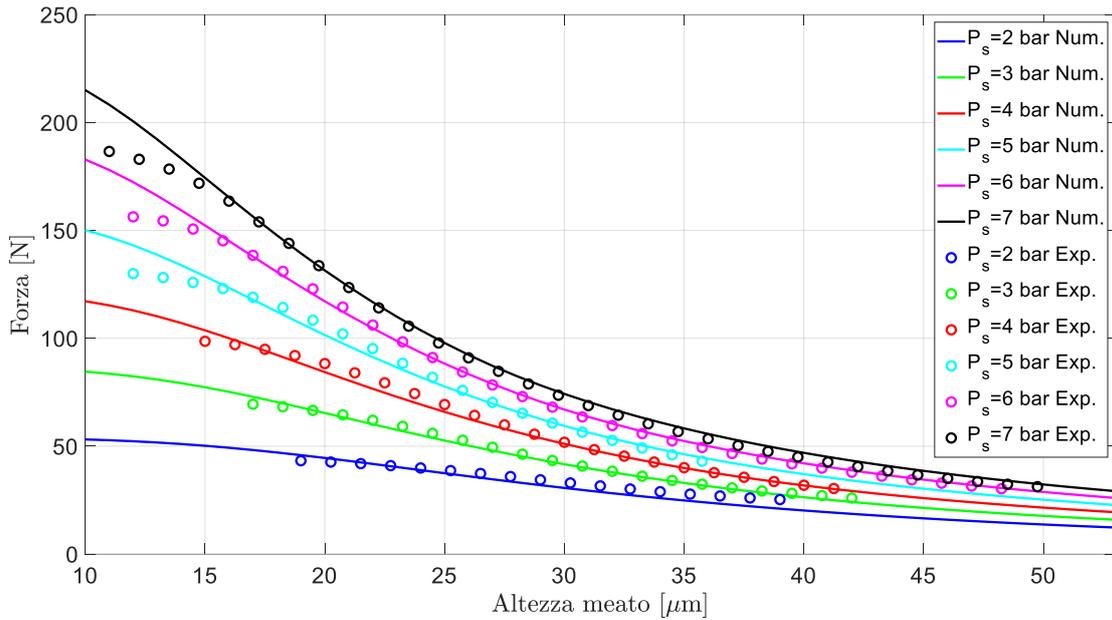


Figura 5.1: Curve della capacità di carico del solo pattino pneumostatico.

In Figura 5.2, invece, si può notare come gli andamenti della portata nel caso numerico e sperimentale siano praticamente identici, specialmente al diminuire del meato, dove i due andamenti risultano sovrapposti. In generale, si può anche osservare come, nel caso dei dati ricavati sperimentalmente, è risultato impossibile rilevare il comportamento del pattino in presenza di meati inferiori a circa 12 μm.

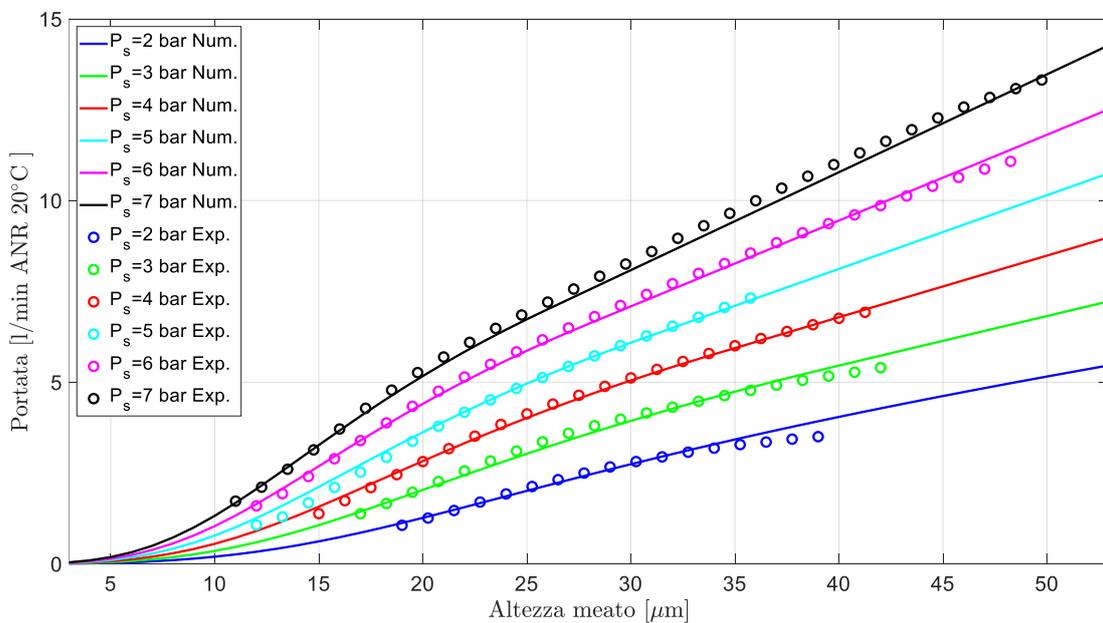


Figura 5.2: Curve di portata del solo pattino pneumostatico.

Questi risultati ci indicano che, almeno per quanto riguarda il pattino circolare pneumostatico, tutti i passaggi analitici svolti per cercare di predire il comportamento del pattino in condizioni

di reale impiego risultano corrette, se aggiustate con opportuni coefficienti che tengano conto anche della tipologia e delle caratteristiche del pattino che si andranno ad utilizzare.

In Figura 5.3 e 5.4 vengono riportati gli andamenti ricavati per via numerica e sperimentale per il pattino pneumostatico compensato. Le curve sperimentali sono state discusse anche in precedenza e sono riportate anche in Figura 4.24 e 4.25. Le curve ricavate per via numerica sono state ottenute inserendo nel modello analitico, che descrive il comportamento della valvola, i valori trovati o calcolati per via sperimentale come la rigidezza, lo spessore e il diametro del diaframma metallico, come pure il valore del precarico iniziale. Le prove sono state eseguite imponendo una pressione di alimentazione della valvola pneumatica di 6 bar, come quella utilizzata per le prove in laboratorio, e gli stessi valori di precarico, quali $-60 \mu\text{m}$, $-70 \mu\text{m}$, $-75 \mu\text{m}$ e $-80 \mu\text{m}$.

In Figura 10.3 viene riportato il confronto tra l'andamento sperimentale e numerico per quanto riguarda la capacità di carico del pattino compensato e si osserva come, immettendo i parametri reali della valvola pneumatica, anche il modello analitico restituisce un andamento simile a quello rilevato in laboratorio: si nota come sia presente la regione di by-pass (AB), la regione di regolazione (BC) e la regione di saturazione (CD) già precedentemente discusse. Gli andamenti ricavati in modo numerico delle regioni di by-pass e saturazione seguono piuttosto bene bene quelli ricavati sperimentalmente, mentre le regioni di regolazione tendono a non ricalcare perfettamente gli andamenti sperimentali.

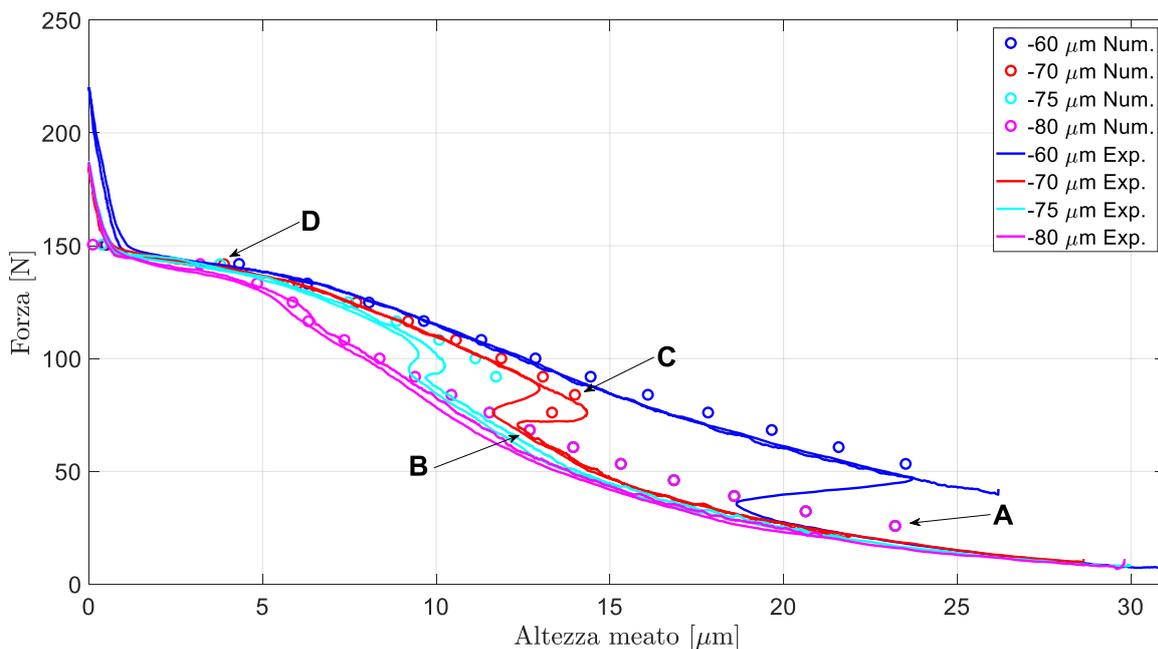


Figura 5.3: Curve della capacità di carico del pattino compensato.

In Figura 5.4, invece, vengono riportati gli andamenti delle portate e si nota come, anche in questo caso, la portata calcolata per via numerica presenti un andamento simile, ma non uguale, alla portata misurata sperimentalmente, consentendo quindi di individuare piuttosto facilmente le tre regioni caratteristiche del pattino pneumostatico.

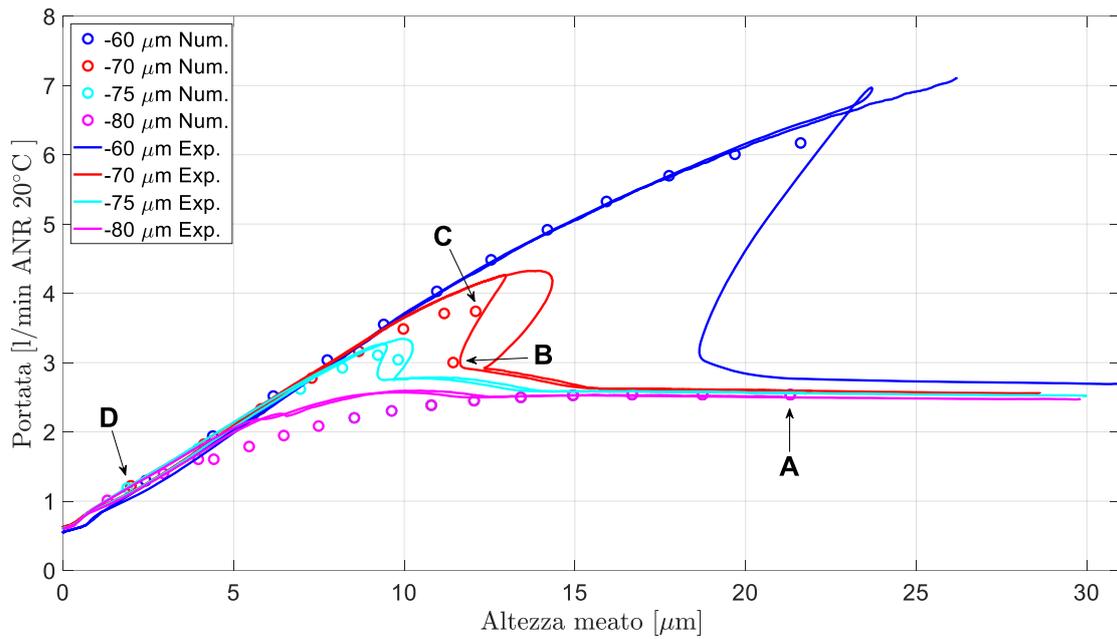


Figura 5.4: Curve di portata del pattino compensato.

Il fatto che le curve ricavate per via numerica non seguano alla perfezione quelle sperimentali può essere imputato ad una valutazione non abbastanza precisa della rigidità del diaframma della valvola dovuto alla tipologia di vincolo a cui è soggetto il diaframma, il quale risulta una configurazione ibrida tra il tipo a cerniera e il tipo a carrello. Anche l'individuazione del valore esatto della distanza di by-pass può influire sui risultati ottenuti sperimentalmente.

Conclusioni e sviluppi futuri

In questo lavoro di tesi è stato studiato, modellato e testato un prototipo di pattino pneumostatico che utilizza un metodo di compensazione passiva ideato al fine di ottenere un supporto con rigidità quasi statica infinita. Tale prototipo consiste nell'integrazione di un convenzionale cuscinetto pneumostatico e una valvola a diaframma. Inizialmente, lo sviluppo di questa soluzione ha richiesto uno studio approfondito dei sistemi di compensazione già esistenti in letteratura in modo da avere una completa visuale dello stato dell'arte attuale. Successivamente, partendo dalle problematiche e criticità riscontrate in un precedente prototipo, è stata effettuata un'opportuna riprogettazione al fine di migliorarne la produzione e l'utilizzo, scegliendo componenti facilmente reperibili in commercio. Questa valvola può lavorare sia collegata saldamente al pattino che collegata mediante tubo flessibile, in modo da agevolare le prove sperimentali. Inoltre, tutte le componenti che costituiscono la valvola sono state dimensionate in modo tale che l'ingombro finale risultasse ridotto, in modo da favorire il montaggio su diverse tipologie di pattini. Prove sperimentali preliminari hanno consentito la caratterizzazione statica del pattino e della valvola, consentendo di ottenere dati utili al perfezionamento del loro modello analitico. La bontà di tale modello è stata successivamente confermata dal confronto dato tra i dati ottenuti sperimentalmente e analiticamente, i quali non sono in contrasto tra loro. Attraverso le prove sperimentali sono stati ottenuti gli andamenti della capacità di carico, portata e rigidità del pattino. L'applicazione del carico è stata eseguita su un banco prova dotato di un sistema vite-madrevite in grado di garantire l'assenza di masse vibranti. Dalle prove, si è notato, inoltre, come la capacità di regolazione della valvola dipendano principalmente dal precarico, dalla rigidità e dalla dimensione del diaframma. In particolare, con valori di rigidità troppo bassi la valvola tende a sovra regolare, mentre con valori troppo alti la regolazione risulta meno efficace. Grazie al modello numerico implementato è stato anche possibile definire una procedura analitica che consente di definire i parametri ottimali della valvola sulla base del meato di lavoro desiderato. I risultati sperimentali hanno confermato la validità del modello utilizzato e inoltre hanno permesso di evidenziare delle criticità a livello progettuale che dovranno in seguito superate. Il principale problema è stato riscontrato nel sistema di vincolo del diaframma che non risultava modellabile né come un appoggio né come un incastro. A tal fine, si è provveduto alla riprogettazione dell'interfaccia valvola pattino prevedendo un foro centrale con diametro da 6 mm e all'utilizzo di diaframmi metallici piatti. Queste, rappresentano le modifiche future da apportare alla valvola con lo scopo di perfezionare la sua capacità di compensazione.

Tra i lavori futuri sarà quindi necessario verificare il funzionamento del sistema nella nuova configurazione e validare il modello di piastra utilizzato per calcolare la deflessione del diaframma.

Bibliografia

- [1] Rowe WB. Hydrostatic, Aerostatic, and Hybrid Bearing Design [Internet]. Elsevier; 2012. Available from: <http://books.google.it/books?id=WX3UMxG86qkC>.
- [2] Wardle F. Ultra-precision bearings. Elsevier; 2015.
- [3] Fourka M, Bonis M. Comparison between externally pressurized gas thrust bearings with different orifice and porous feeding systems. *Wear*. 1997;210:311–317.
- [4] Miyatake M, Yoshimoto S. Numerical investigation of static and dynamic characteristics of aerostatic thrust bearings with small feed holes. *Tribology International*. 2010;43:1353–1359.
- [5] Nishio U, Somaya K, Yoshimoto S. Numerical calculation and experimental verification of static and dynamic characteristics of aerostatic thrust bearings with small feedholes. *Tribology International*. 2011;44:1790–1795.
- [6] Belforte G, Colombo F, Raparelli T, et al. Experimental analysis of air pads with micro holes. *Tribology Transactions*. 2013;56:169–177.
- [7] Belforte G, Colombo F, Raparelli T, et al. Study of a gas thrust bearing with supply grooves. *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*. 2008. p. 515–520.
- [8] Belforte G, Colombo F, Raparelli T, et al. Comparison between grooved and plane aerostatic thrust bearings: static performance. *Meccanica*. 2011;46:547–555.
- [9] Chen MF, Lin YT. Static behavior and dynamic stability analysis of grooved rectangular aerostatic thrust bearings by modified resistance network method. *Tribology International*. 2002;35:329–338.
- [10] Lentini L, Moradi M, Colombo F. A Historical Review of Gas Lubrication: From Reynolds to Active Compensations. *Tribology in Industry*. 2018;40:165–182.
- [11] Newgard PM, Kiang RL. Elastic Orifices for Pressurized Gas Bearings. *A S L E Transactions*. 1966;9:311–317.
- [12] Blondeel E, Snoeys R, Devrieze L. Dynamic Stability of Externally Pressurized Gas Bearings. *Journal of Lubrication Technology*. 1980;102:511–519.
- [13] Yoshimoto S, Anno Y, Hirakawa Y. Aerostatic Thrust Bearing with a Self-Controlled Restrictor Employing a Floating Disk: Static Characteristics. *JSME international journal Ser C, Dynamics, control, robotics, design and manufacturing*. 1994;37:369— 375.
- [14] Chen M-F, Lin Y-T. Dynamic Analysis of the X-shaped Groove Aerostatic Bearings with Disk-Spring Compensator. *JSME International Journal Series C*. 2002;45:492–501.

- [15] Ghodsiyeh D, Colombo F, Raparelli T, et al. Diaphragm valve-controlled air thrust bearing. *Tribology International*. 2017;109:328–335.
- [16] Dragoni G. Studio e caratterizzazione di valvole pneumatiche per il controllo semi-attivo di pattini pneumostatici [Internet] [laurea]. Politecnico di Torino; 2018 [cited 2020 May 19]. Available from: <https://webthesis.biblio.polito.it/9371/>.
- [17] Mizumoto H, Matsubara T, Yamamoto H, et al. An Infinite-stiffness Aerostatic Bearing with an Exhaust-control Restrictor. In: Seyfried P, Kunzmann H, McKeown P, et al., editors. *Progress in Precision Engineering* [Internet]. Springer Berlin Heidelberg; 1991. p. 315–316. Available from: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-84494-2_35.
- [18] Morosi S, Santos IF. Active lubrication applied to radial gas journal bearings. Part 1: Modeling. *Tribology International*. 2011;44:1949–1958.
- [19] Ro SK, Kim S, Kwak Y, et al. A linear air bearing stage with active magnetic preloads for ultraprecise straight motion. *Precision Engineering*. 2010;34:186–194.
- [20] Colombo F, Maffiodo D, Raparelli T. Active Gas Thrust Bearing With Embedded Digital Valves and Backpressure Sensors. *Tribology Transactions*. 2017;60:807–813.
- [21] Belforte G, Raparelli T, Viktorov V, et al. Analysis of steady and transient characteristics of pneumatic controlled air bearing. 5th JFPS International Symposium on Fluid Power [Internet]. S. Yokota; 2002. Available from: <http://porto.polito.it/1506704/>.
- [22] Colombo F, Lentini L, Raparelli T, et al. Actively compensated aerostatic thrust bearing: design, modelling and experimental validation. *Meccanica*. 2017;1–16.
- [23] Aguirre G, Al-Bender F, Van Brussel H. A multiphysics model for optimizing the design of active aerostatic thrust bearings. *Precision Engineering*. 2010;34:507–515.
- [24] Maamari N, Krebs A, Weikert S, et al. Centrally fed orifice based active aerostatic bearing with quasi-infinite static stiffness and high servo compliance. *Tribology International*. 2019;129:297–313.
- [25] Al-Bender F. On the modelling of the dynamic characteristics of aerostatic bearing films: From stability analysis to active compensation. *Precision Engineering*. 2009;33:117–126.
- [26] Lentini L, Colombo F, Trivella A, et al. On the Design of a Diaphragm Valve for Aerostatic Bearings. *E3S Web Conf*. 2020;197:07006.
- [27] ISO 6358-1:2013 - Pneumatic fluid power -- Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids -- Part 1: General rules and test methods for steady-state flow [Internet]. 2018 [cited 2018 Apr 13]. Available from: <https://www.iso.org/standard/56612.html>.
- [28] Timoshenko Stephen, Timoshenko S, Woinowsky-Krieger S. *Theory of Plates and Shells*. McGraw-Hill; 1959.

Sitografia

www.newwayairbearings.com

www.standa.lt

www.meterspec.it

Appendice A:

A.1. Calcolo capacità di carico, F_P

In Figura c.1 vengono raffigurate le forze che agiscono sul pattino pneumostatico: F_P è la forza esterna applicata, $p_a \cdot A$ è la forza che la pressione atmosferica p_a esercita sulla superficie superiore del pattino, $p_0 \cdot A_0$ è la forza esercitata dalla pressione p_0 all'uscita del foro di alimentazione del meato e $p \cdot A_{corona}$ è la forza esercitata dalla pressione sotto il pattino, calcolata in 3.20, sulla superficie inferiore del pattino.

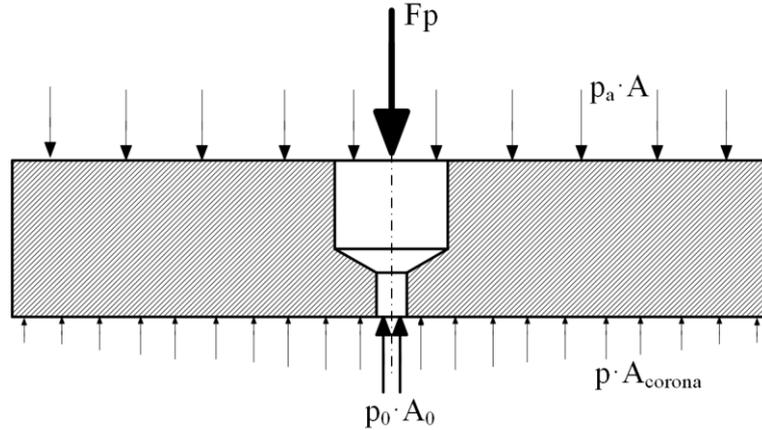


Figura A.1: Forze agenti sul pattino pneumostatico.

Con riferimento alla Figura c.1 possiamo scrivere l'equazione di equilibrio:

$$\begin{aligned}
 F_P &= p_0 A_0 - p_a A + \int_0^{2\pi} \int_{R_0}^R pr \, dr d\vartheta \\
 F_P &= \pi R_0^2 p_0 - \pi R^2 p_a + \int_0^{2\pi} \int_{R_0}^R pr \, dr d\vartheta \\
 F_P &= \pi R_0^2 p_0 - \pi R^2 p_a + 2\pi \int_{R_0}^R pr \, dr
 \end{aligned} \tag{a.1}$$

Sostituisco l'equazione 3.20 vista nel Capitolo 3 e ottengo:

$$F_P = \pi R_0^2 p_0 - \pi R^2 p_a + 2\pi \int_{R_0}^R r p_0 \left(1 - \frac{\ln\left(\frac{r}{R_0}\right)}{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \left(1 - \frac{p_a^2}{p_0^2} \right) \right)^{\frac{1}{2}} dr \tag{a.2}$$

A questo punto possiamo raccogliere p_0 :

$$F_P = p_0 \pi \left[R_0^2 - R^2 \frac{p_a}{p_0} + 2 \int_{R_0}^R r \left(1 - \frac{\ln\left(\frac{r}{R_0}\right)}{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \left(1 - \frac{p_a^2}{p_0^2} \right) \right)^{\frac{1}{2}} dr \right] \quad (\text{a.3})$$

$$F_P = p_0 \pi \left[R_0^2 - R^2 \frac{p_a}{p_0} + 2 \int_{R_0}^R r \left(1 - A \cdot \ln\left(\frac{r}{R_0}\right) \right)^{\frac{1}{2}} dr \right]$$

dove:

$$A = \frac{\left(1 - \frac{p_a^2}{p_0^2} \right)}{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)}$$

isolo il termine l :

$$l = \int_{R_0}^R r \left(1 - A \cdot \ln\left(\frac{r}{R_0}\right) \right)^{\frac{1}{2}} dr \quad (\text{a.4})$$

Effettuo un cambio di variabili:

$$\begin{aligned} t &= \left(1 - A \cdot \ln\left(\frac{r}{R_0}\right) \right)^{\frac{1}{2}} \\ t^2 &= 1 - A \cdot \ln\left(\frac{r}{R_0}\right) \\ r &= R_0 e^{\frac{(1-t^2)}{A}} \\ dr &= \frac{-2tR_0}{A} e^{\frac{(1-t^2)}{A}} dt \end{aligned} \quad (\text{a.5})$$

I nuovi estremi di integrazione posso essere calcolati come:

$$\begin{aligned} t(r = R_0) &= \left(1 - A \cdot \ln\left(\frac{R_0}{R_0}\right) \right)^{\frac{1}{2}} = 1 \\ t(r = R) &= \left(1 - A \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right) \right)^{\frac{1}{2}} = \left(1 - \frac{\left(1 - \frac{p_a^2}{p_0^2} \right)}{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \cdot \ln\left(\frac{R}{R_0}\right) \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{p_a}{p_0} \end{aligned} \quad (\text{a.6})$$

Sostituendo in c.4:

$$\begin{aligned}
 l &= \int_1^{\frac{p_a}{p_0}} R_0 e^{\frac{(1-t^2)}{A}} t \left(\frac{-2tR_0}{A} \right) e^{\frac{(1-t^2)}{A}} dt \\
 l &= \int_1^{\frac{p_a}{p_0}} \frac{-2R_0^2}{A} t^2 e^{\frac{2(1-t^2)}{A}} dt \\
 l &= \frac{R_0^2}{2} \int_1^{\frac{p_a}{p_0}} -\frac{4t}{A} e^{\frac{2(1-t^2)}{A}} t dt
 \end{aligned} \tag{a.7}$$

Considero la formula di integrazione per parti la cui formulazione generale è:

$$\begin{aligned}
 [f(x)g(x)]_a^b &= \int_a^b f'(x)g(x)dx + \int_a^b f(x)g'(x)dx \\
 \int_a^b f'(x)g(x)dx &= [f(x)g(x)]_a^b - \int_a^b f(x)g'(x)dx
 \end{aligned} \tag{a.8}$$

e la applico all'equazione c.7:

$$l = \frac{R_0^2}{2} \int_1^{\frac{p_a}{p_0}} \overbrace{-\frac{4t}{A} e^{\frac{2(1-t^2)}{A}}}^{f'(x)} \cdot \overbrace{t}^{g(x)} dt \tag{a.9}$$

dove

$$\begin{aligned}
 f'(x) &= -\frac{4}{A} t e^{\frac{2(1-t^2)}{A}} \rightarrow f(x) = e^{\frac{2(1-t^2)}{A}} \\
 g(x) &= t \rightarrow g'(x) = 1
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 l &= \frac{R_0^2}{2} \left\{ \left[\overbrace{t e^{\frac{2(1-t^2)}{A}}}^{f(x)g(x)} \right]_1^{\frac{p_a}{p_0}} - \int_1^{\frac{p_a}{p_0}} e^{\frac{2(1-t^2)}{A}} \cdot \overbrace{1}^{g'(x)} dt \right\} \\
 l &= \frac{R_0^2}{2} \left\{ \left[\frac{p_a}{p_0} e^{\frac{2\left[1-\left(\frac{p_a}{p_0}\right)^2\right]}{A}} - e^0 \right] - \int_1^{\frac{p_a}{p_0}} \frac{2}{eA} \cdot e^{\frac{-2t^2}{A}} dt \right\}
 \end{aligned} \tag{a.10}$$

$$1 = \frac{R_0^2}{2} \left\{ \left[\frac{p_a}{p_0} e^{\frac{2 \ln(\frac{R}{R_0}) [1 - (\frac{p_a^2}{p_0^2})]}{[1 - (\frac{p_a^2}{p_0^2})]}} - e^0 \right] - e^{\frac{2}{A}} \int_1^{\frac{p_a}{p_0}} e^{-\frac{2t^2}{A}} dt \right\}$$

infine:

$$1 = \frac{R_0^2}{2} \left\{ \left[\frac{p_a}{p_0} e^{2 \ln(\frac{R}{R_0})} - 1 \right] - e^{\frac{2}{A}} \int_1^{\frac{p_a}{p_0}} e^{-\frac{2t^2}{A}} dt \right\} \quad (\text{a.11})$$

Per risolvere l'ultimo integrale effettuo un secondo cambio di variabile che mi consentirà di poter applicare la funzione degli errori di Gauss di segui:

$$erf(y_1) - erf(y_2) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_{y_2}^{y_1} e^{-x^2} dx \quad (\text{a.12})$$

Dalla c.11 posso scrivere:

$$\frac{-2t^2}{A} = -x^2 \quad (\text{a.13})$$

isolo t:

$$t = \sqrt{\frac{A}{2}} x$$

derivo:

$$dt = \sqrt{\frac{A}{2}} dx$$

I nuovi due estremi di integrazione sono:

$$y_1 = x\left(t = \frac{p_a}{p_0}\right) = \sqrt{\frac{2}{A}} \cdot \frac{p_a}{p_0} \quad (\text{a.14})$$

$$y_2 = x(t = 1) = \sqrt{\frac{2}{A}}$$

Sostituisco il tutto nel secondo integrale dell'equazione c.11:

$$l = \frac{R_0^2}{2} \left\{ \left[\frac{p_a}{p_0} e^{2\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} - 1 \right] - \frac{\sqrt{\pi}}{2} \frac{2}{\sqrt{\pi}} e^{\frac{2}{A}} \int_{\sqrt{\frac{2}{A}}}^{\sqrt{\frac{2}{A}} \frac{p_a}{p_0}} \sqrt{\frac{A}{2}} e^{-x^2} dx \right\} \quad (\text{a.15a})$$

raccolgo $A/2$:

$$l = \frac{R_0^2}{2} \left\{ \left[\frac{p_a}{p_0} e^{2\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} - 1 \right] - \sqrt{\frac{\pi A}{8}} e^{\frac{2}{A}} \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_{\sqrt{\frac{2}{A}}}^{\sqrt{\frac{2}{A}} \frac{p_a}{p_0}} e^{-x^2} dx \right\} \quad (\text{a.15b})$$

adesso posso usare l'integrale notevole:

$$l = \frac{R_0^2}{2} \left\{ \left[\frac{p_a}{p_0} e^{2\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} - 1 \right] - \sqrt{\frac{\pi A}{8}} e^{\frac{2}{A}} \left[\operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}} \cdot \frac{p_a}{p_0}\right) - \operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}}\right) \right] \right\} \quad (\text{a.15c})$$

Posso ora sostituire il tutto nell'equazione c.3:

$$F_P = p_0 \pi \left[R_0^2 - R^2 \frac{p_a}{p_0} + R_0^2 \left\{ \left[\frac{p_a}{p_0} e^{2\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} - 1 \right] - \sqrt{\frac{\pi A}{8}} e^{\frac{2}{A}} \left[\operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}} \cdot \frac{p_a}{p_0}\right) - \operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}}\right) \right] \right\} \right]$$

$$F_P = p_0 \pi R_0^2 - \pi R^2 p_a + p_0 \pi R_0^2 \frac{p_a}{p_0} e^{2\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} - p_0 \pi R_0^2 - p_0 \pi R_0^2 \sqrt{\frac{\pi A}{8}} e^{\frac{2}{A}} \left[\operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}} \cdot \frac{p_a}{p_0}\right) - \operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}}\right) \right]$$

$$F_P = -\pi R^2 p_a + \left(\frac{R}{R_0}\right)^2 \pi p_a R_0^2 - p_0 \pi R_0^2 \sqrt{\frac{\pi A}{8}} e^{\frac{2}{A}} \left[\operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}} \cdot \frac{p_a}{p_0}\right) - \operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}}\right) \right] \quad (\text{a.16})$$

$$F_P = -\pi R^2 p_a + R^2 \pi p_a - p_0 \pi R_0^2 \sqrt{\frac{\pi A}{8}} e^{\frac{2}{A}} \left[\operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}} \cdot \frac{p_a}{p_0}\right) - \operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}}\right) \right]$$

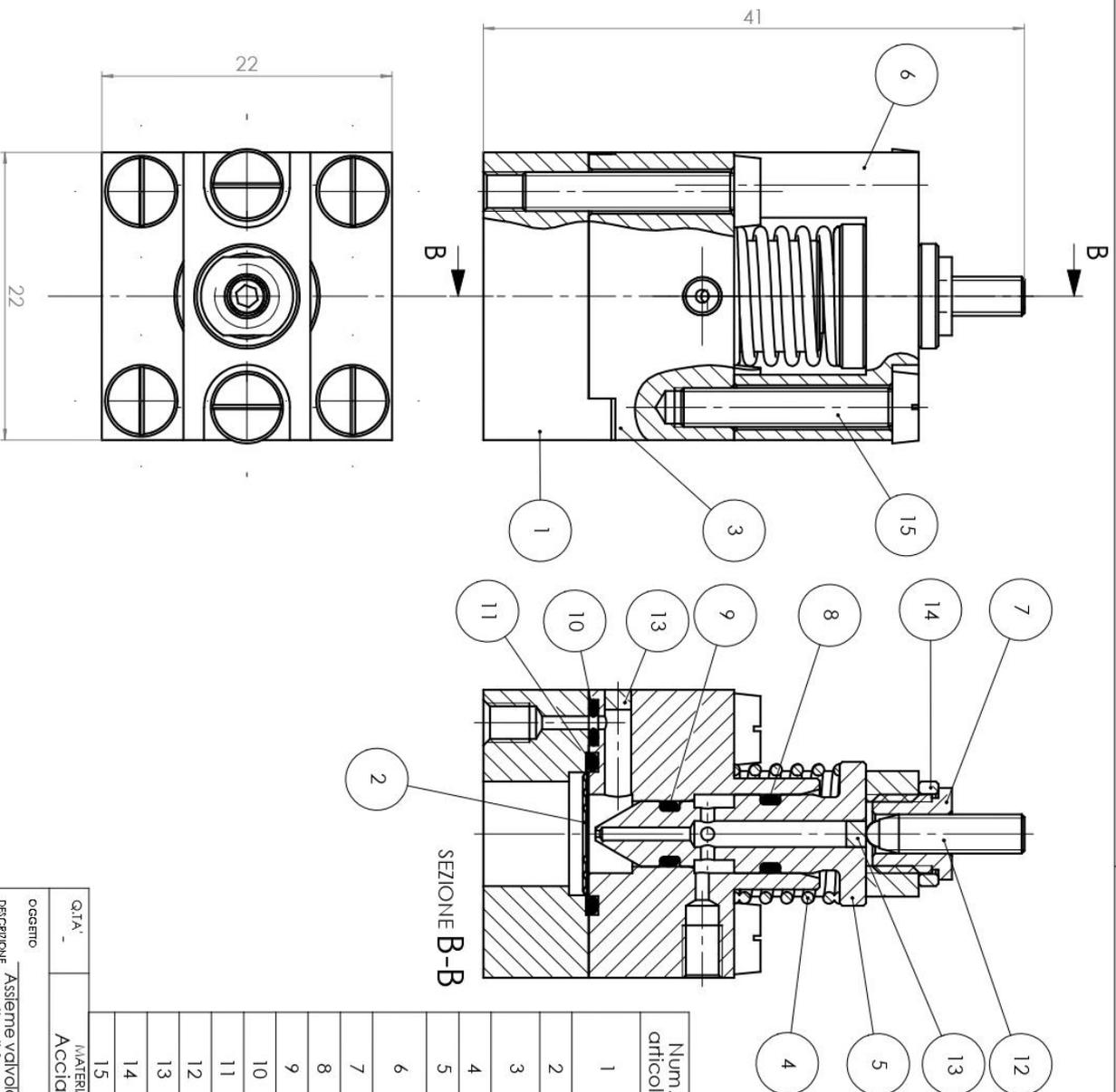
$$F_P = -p_0 \pi R_0^2 \sqrt{\frac{\pi A}{8}} e^{\frac{2}{A}} \left[\operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}} \cdot \frac{p_a}{p_0}\right) - \operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}}\right) \right]$$

Dopo aver sviluppato tutti i prodotti e dopo le possibili semplificazioni, possiamo scrivere l'equazione finale della capacità di carico, F_P :

$$F_P = p_0 \pi R_0^2 \sqrt{\frac{\pi A}{8}} e^{\frac{2}{A}} \left[\operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}}\right) - \operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{2}{A}} \cdot \frac{p_a}{p_0}\right) \right] \quad \text{dove } A = \frac{\left(1 - \frac{p_a^2}{p_0^2}\right)}{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \quad (\text{a.17})$$

Appendice B: Disegni

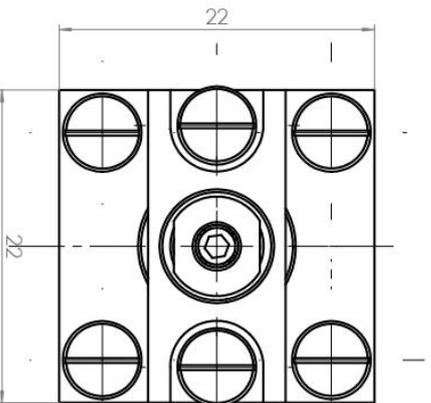
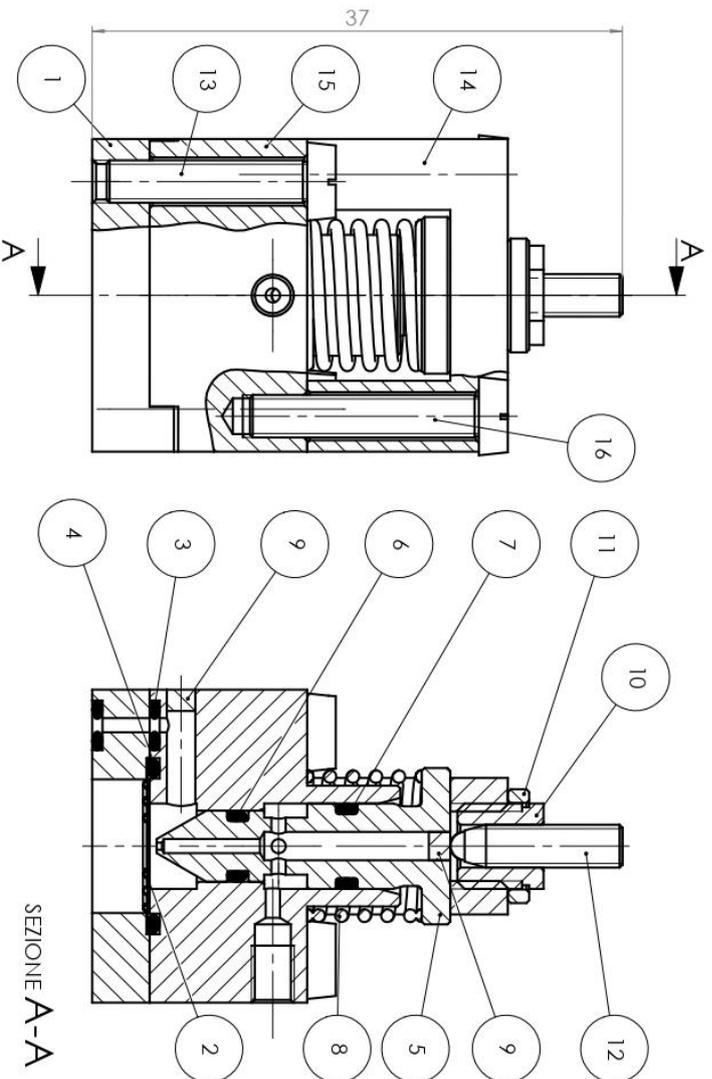
Di seguito viene riportata la messa in tavola degli elementi che costituiscono la valvola pneumatica.



Num. articolo	Num. parte	Descrizione	Quantità
1	Componente inferiore con foro filettato		1
2	Membrana ϕ 12.4		1
3	Componente intermedia		1
4	Molla	RAYMOND: C0420-035-0500M	1
5	Ugello		1
6	Componente superiore		1
7	Boccola filettata	Standa: 9SH137M	1
8	O-RING	NORMATEC: ORM 0045-10	1
9	O-RING	NORMATEC: ORM 0035-10	1
10	O-RING	NORMATEC: ORM 0015-10	1
11	O-RING	NORMATEC: ORM 0095-10	1
12	Grano M3	Standa: 9SH137M	1
13	Tappo		2
14	Distanziale		1
15	Vite ISO 1207 M3x16		6

Q.T.A. _	MATERIALE	Autore	Credito
	Acciaio bonificato	Silvio Burca	08/12/2019 12:46:01
OGGETTO		SQUADRA E CORSO	SCALA 3:1
DESCRIZIONE	Assemblea valvola con parte inferiore munita di foro per l'adattatore		DATA 18/05/2020

		Politecnico di Torino	
Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino		GRADO DI FINITURA focio A3 1/1	PESO (kg) Disegno N.



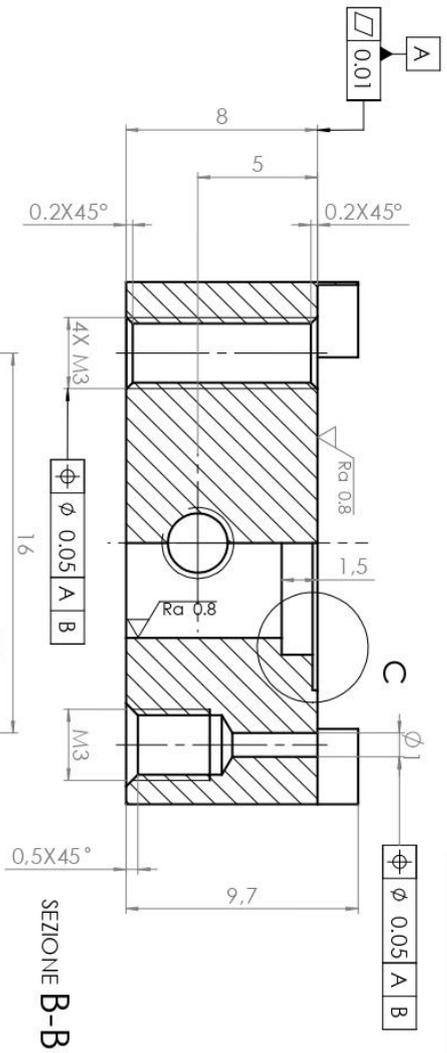
SEZIONE A-A

Num. articolo	Num. parte	Descrizione	Quantità
1	Componente inferiore		1
2	Membrana $\varnothing 12,4$		1
3	O-RING	NORMATEC: ORM 0010-10	2
4	O-RING	NORMATEC: ORM 0095-10	1
5	Ugello		1
6	O-RING	NORMATEC: ORM 0035-10	1
7	O-RING	NORMATEC: ORM 0045-10	1
8	Molla	RAYMOND: C0420-035-0500M	1
9	Tappo		2
10	Boccola filettata	Standc: 9SH137M	1
11	Distanziale boccola		1
12	Grano filettato M3	Standc: 9SH137M	1
13	Vite ISO 1207 M3x14		4
14	Componente superiore a ponte		1
15	Parte intermedia		1
16	Vite ISO 1207 M3x16		2

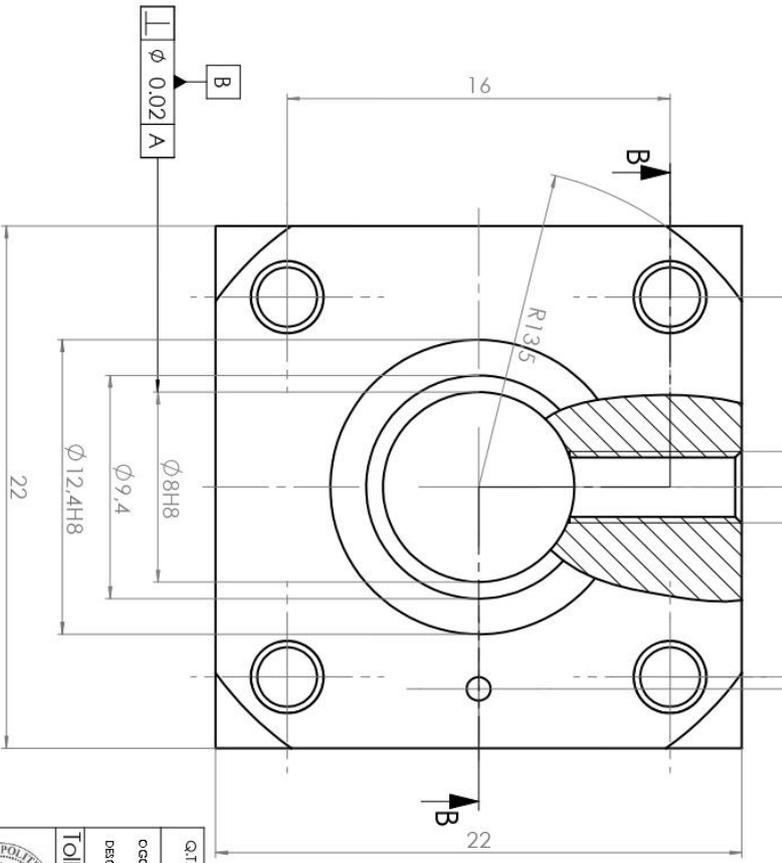
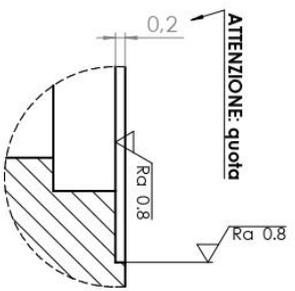
Q.T.A.	MATERIALE	AUTORE	Creto
		Silvia Burca	10/12/2019 19:26:57
OGGETTO		SQUADRA E CORSO	SCALA 3:1
DESCRIZIONE	Assemblea valvola (con foro semplice)		DATA 18/05/2020


Politecnico di Torino
 Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino

GRADO DI FINITURA	PESO (Kg)		
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">foglio A3 1/1</td> <td style="width: 50%;">Disegno N.</td> </tr> </table>	foglio A3 1/1	Disegno N.	
foglio A3 1/1	Disegno N.		

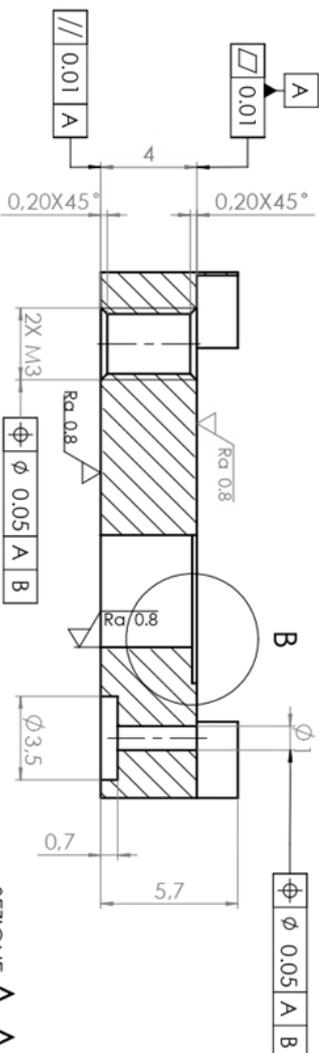


SEZIONE B-B

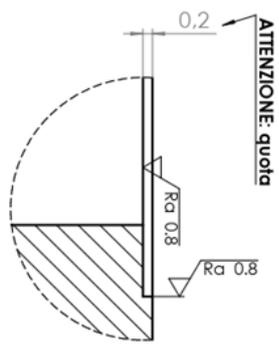


Spigoli smussati 0.1x45°
 (Ra 1.6 (Ra 0.8))

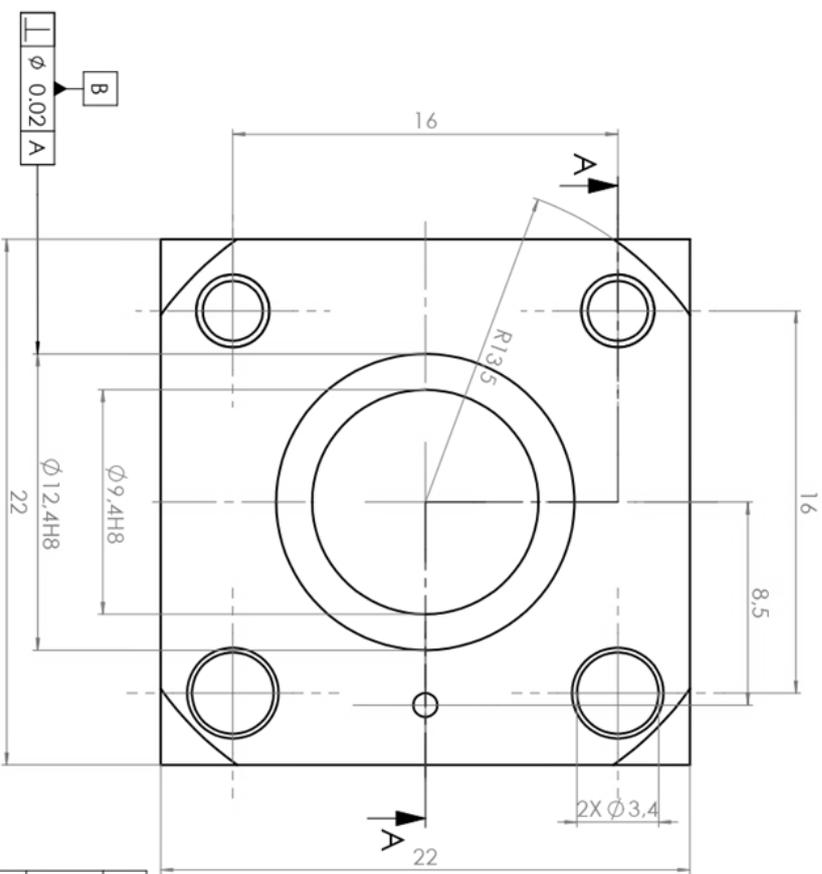
Q.T.A.	MATERIALE	AUTORE	Credito
-	Acciaio bonificato	Silvia Burca	18/11/2019 11:39:22
OGGETTO	DESCRIZIONE	SQUADRA E CORSO	SCALA
Componente inferiore con foro filettato			5:1
Tolleranze generali ISO 2768-mK		GRADO DI FINITURA	DATA
			18/05/2020
Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino		FOGLIO	Disegno N.
		A3 1/1	
		PESO (kg)	



SEZIONE A-A

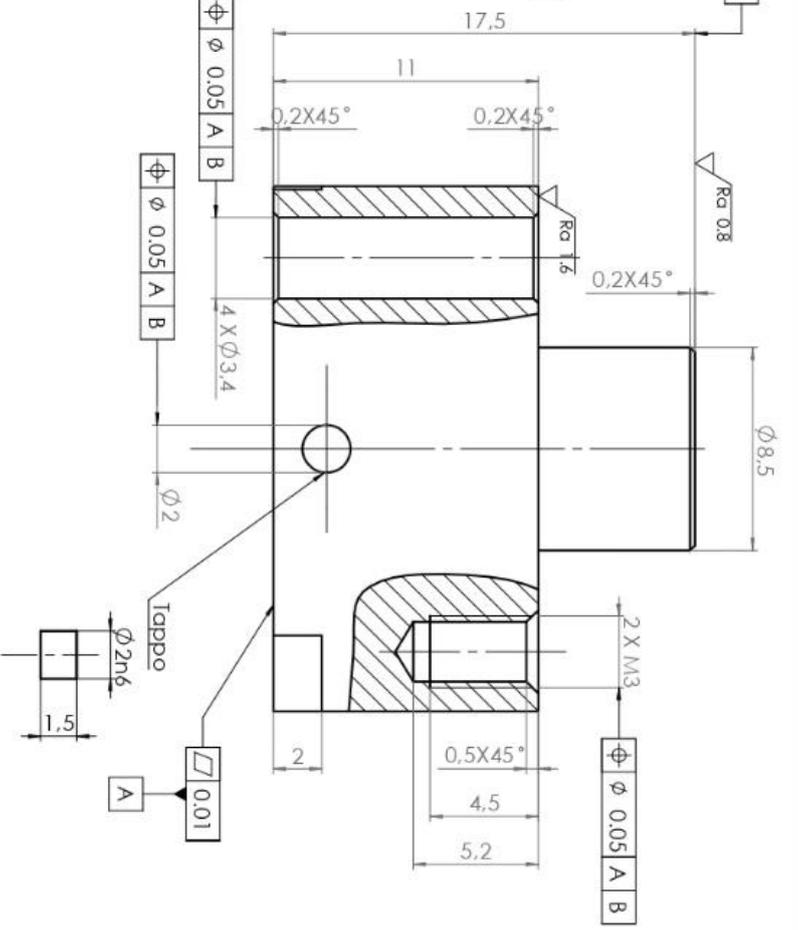
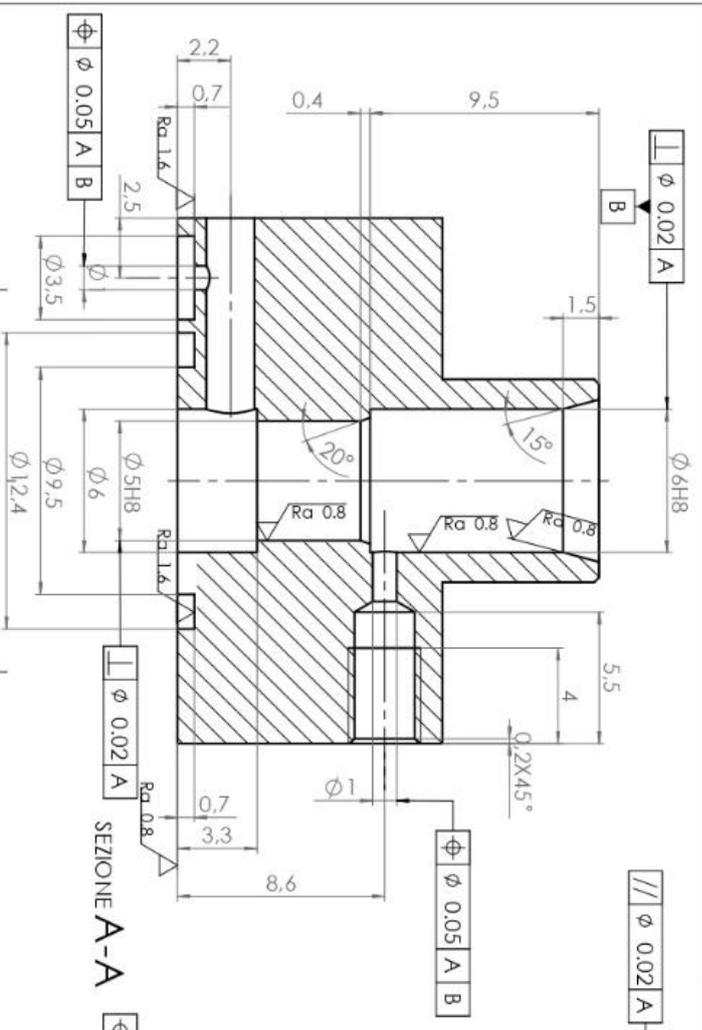
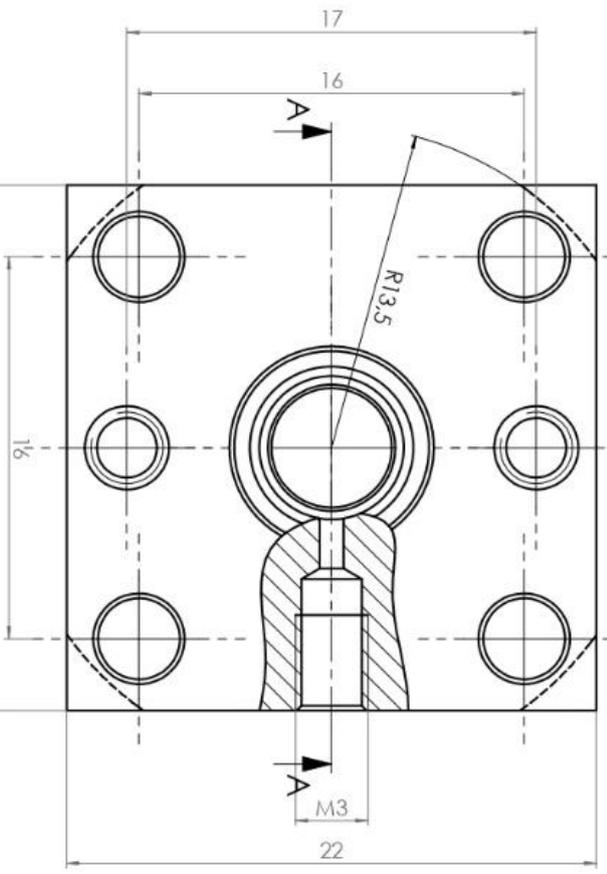


DETAGLIO B
SCALA 10 : 1



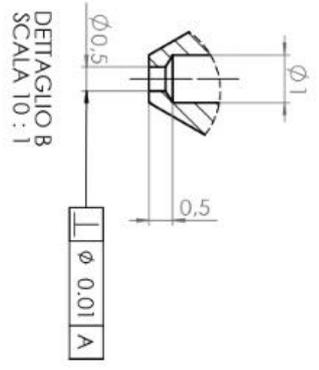
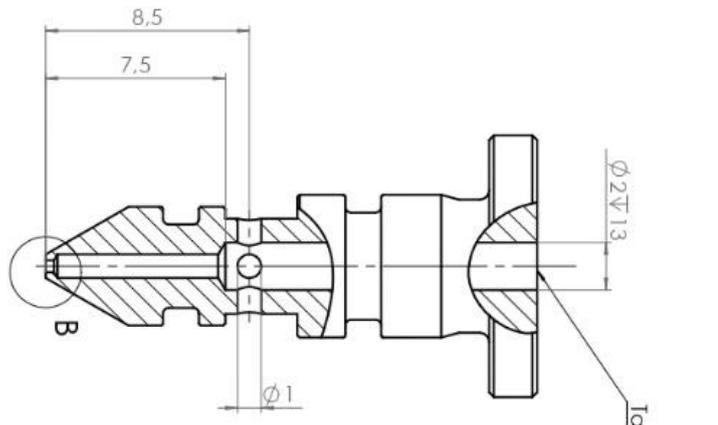
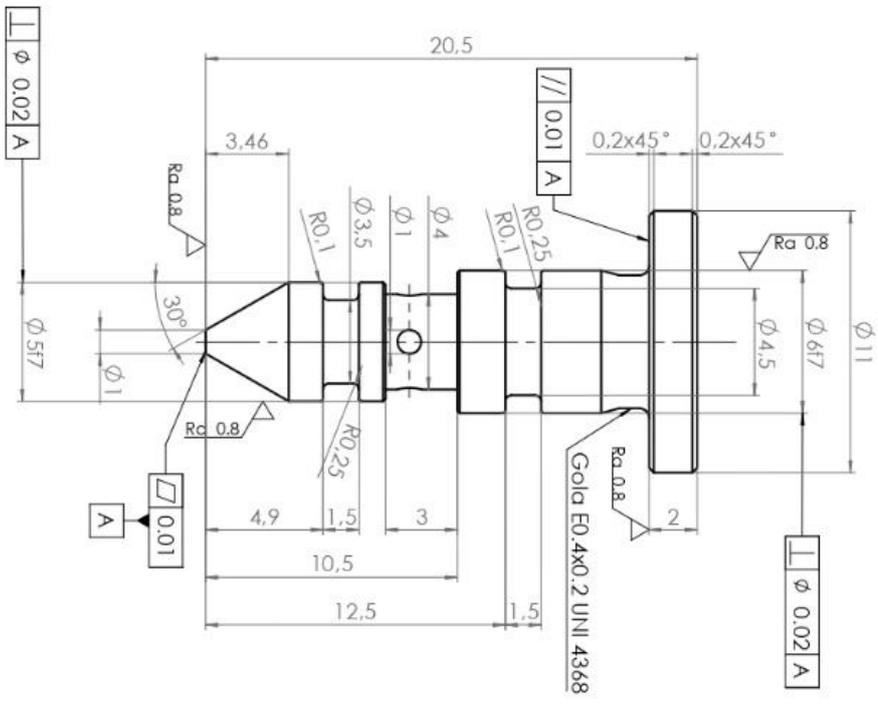
Spigoli smussati 0.1x45°
 $\sqrt{Ra 1.6}$ ($\sqrt{Ra 0.8}$)

Q.T.A.	MATERIALE	AUTORE	Creato
	Acciaio bonificato	Silvia Burca	18/11/2019 11:38:22
OGGETTO		SQUADRA E CORSO	SCALA 5:1
DESCRIZIONE	Componente inferiore		DATA 18/05/2020
Tolleranze generali ISO 2768-mK		GRADO DI FINITURA	PESO (kg)
 <p>Politecnico di Torino</p>		FOGLIO	Disegno N.
Cerro Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino		A3 1/1	



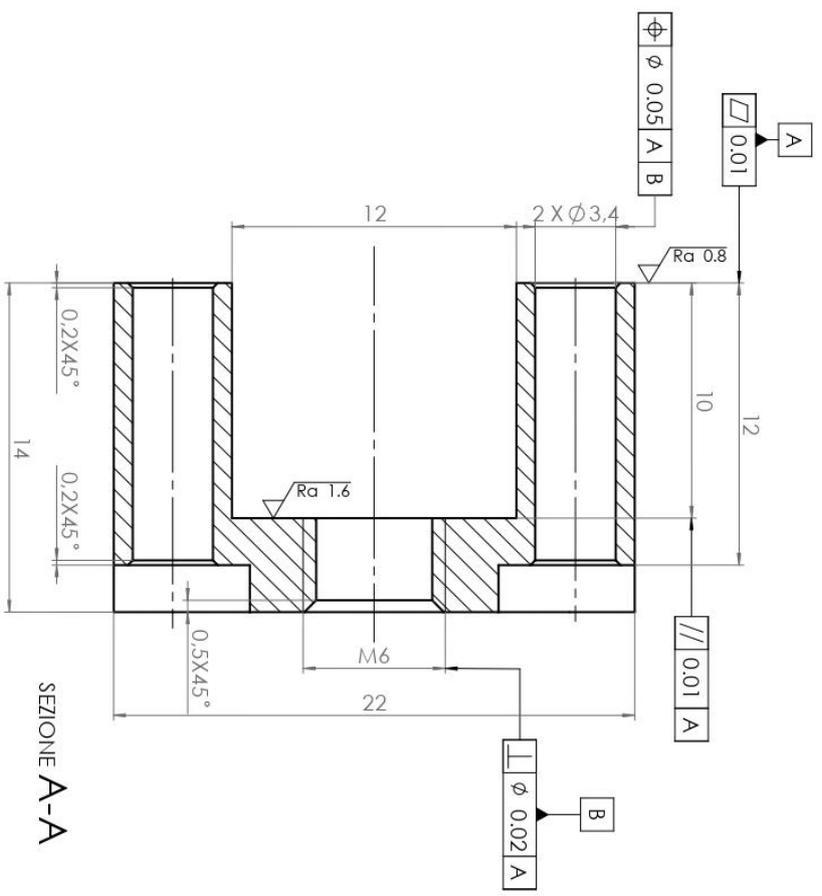
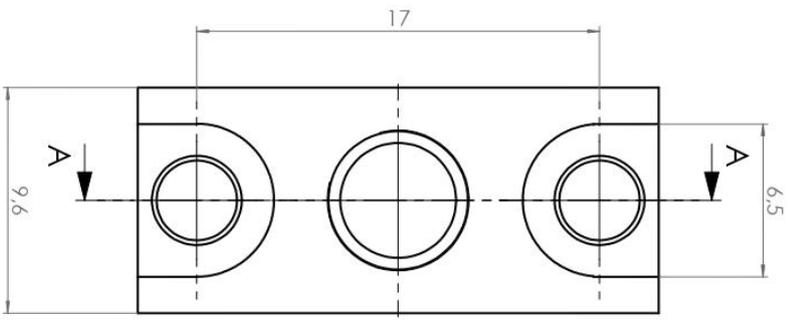
Spigoli smussati 0.1x45°
 $\sqrt{Ra 3.2}$ $\sqrt{Ra 1.6}$ $\sqrt{Ra 0.8}$

Q.T.A'	MATERIALE	AUTORE	Creedito
	Acciaio bonificato	Silviu Burca	18/11/2019 11:06:03
OGGETTO		SQUADRA E CORSO	SCALA 5:1
DESCRIZIONE	Componente Intermedio		DATA 18/05/2020
Tolleranze generali ISO 2768-mK		GRADO DI FINITURA	PESO (kg)
 <p>Politecnico di Torino</p> <p>Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino</p>		<p>FOGLIO</p> <p>A3 1/1</p>	<p>Disegno N.</p>
			



Smussi non quotati: 0.1x45°
 $\sqrt{Ra 1.6}$ ($\sqrt{Ra 0.8}$)

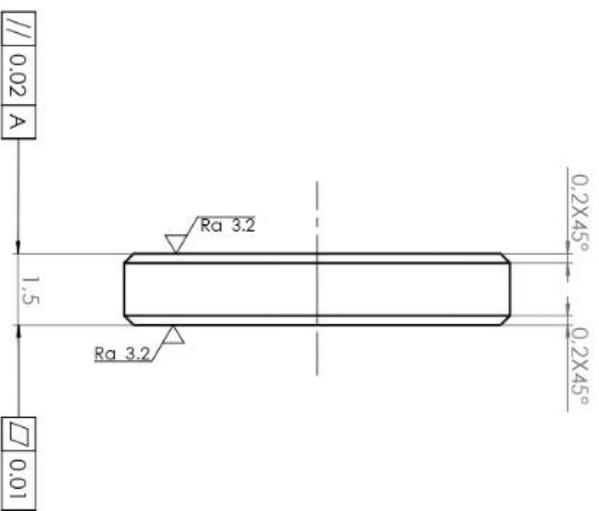
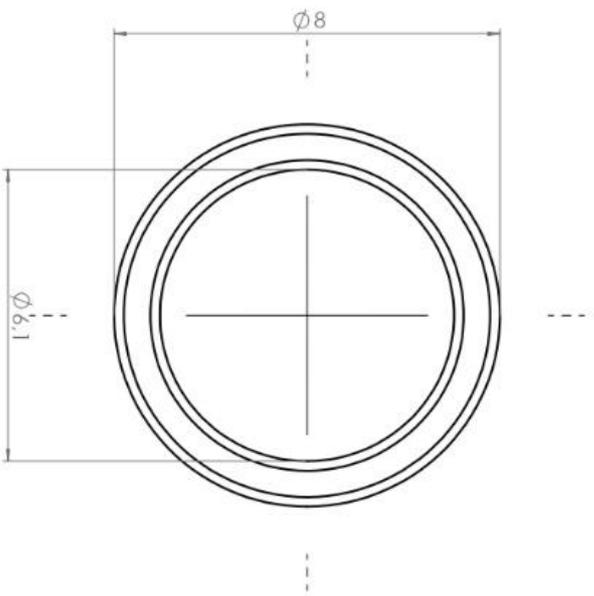
Q.T.A.	MATERIALE Acciaio	AUTORE SINU Burca	Credito 18/11/2019 12:46:57
OGGETTO		SQUADRA E CORSO	SCALA 5:1
DECORAZIONE Ugello		GRADO DI FINITURA	DATA 18/05/2020
Tolleranze generali ISO 2768-mK		PESO (kg)	
 Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino		FOGLIO A3 1/1	Disegno N.



SEZIONE A-A

Spigoli smussati 0.2x45°
 $\sqrt{Ra\ 3.2}$ ($\sqrt{Ra\ 1.6}$, $\sqrt{Ra\ 0.8}$)

Q.T.A.	MATERIALE	AUTORE	Creatio
	Acciaio bonificato	Silvu Burca	18/11/2019 09:05:28
OGGETTO		SQUADRA E CORSO	SCALA 5:1
DESCRIZIONE	Componente Superiore		DATA 14/01/2020
Tolleranze generali ISO 2768-mK		GRADO DI FINITURA	PESO (kg)
 Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino		foctio	
		A3 1/1	Disegno N.



$\sqrt{Ra\ 6,4}$
 $\sqrt{Ra\ 3,2}$

Q.T.A.	MATERIALE	AUTORE	Creato
	Acciaio bonificato	Silvio Burca	08/12/2019 14:04:14
OGGETTO		SQUADRA E CORSO	SCALA 10:1
DESCRIZIONE	Distanzide	GRADO DI FINITURA	DATA 14/01/2020
Tolleranze generali ISO 2768-mK		PESO (kg)	
 Politecnico di Torino		Disegno N.	
Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino		foglio	
		A3 1/1	

Appendice C: Listati

C.1. Listato modello pattino pneumostatico circolare

```
clc;

clear all;
close all;

%Dati pattino
R0=0.5*10^(-3);           %[m] raggio del foro centrale di alimentazione -- inserire
manualmente: R0=0.5e-3;
R=20*10^(-3);           %[m] raggio esteno pattino
cd=0.9;                 %"cd" (coefficiente di efflusso)

%Dati ambiente di lavoro
pa=0.1*10^(6);          %[Pa] pressione ambiente
Rg=287;                %[J/KgK] costante aria
T0=20+273.15;          %[K] temperatura ambiente in K
mu=1.81*10^(-5);       %[kg/(ms)] viscosità dinamica dell'aria a 20°C
k=1.4;                 %esponente gas perfetti
v_critico=(2/(k+1))^(k/(k-1)); %valore che determina la criticità o meno della portata
ro=1.225;               %[kg/m3] densità aria
%Elaborazione dati
N=100;                 %numero intervalli

ps_v=[0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7].*1e+6; %vettore delle pressioni di alimentazione in [Pa]
Fp_v=zeros(1,N);       %vettore capacità di carico Fp [N], inizializzato a
zero
h_v=zeros(1,N);        %vettore vuoto di h [m]
G_v=zeros(1,N);        %vettore portata [kg/s], inizializzato a zero

for j=1:1:length(ps_v) %ciclo sulle pressioni di alimentazione "ps"

    p0_v=linspace((pa+1),ps_v(j),N); %vettore di "p0" in [Pa]
    %calcolo parametri critici
    h_cr=sqrt((12*mu*Rg*(T0)*log(R/R0))/((ps_v(j)*0.5283)^2-
pa^2)*cd*2*R0*ps_v(j)./sqrt(Rg*T0).*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((v_critico)^(2/k)-
(v_critico)^(k+1)/k));
    G_cr=(pi*((ps_v(j)*0.5283)^2-pa^2)*h_cr^3)/(12*mu*Rg*(T0)*log(R/R0));

for i=1:1:length(p0_v) %ciclo sulle sulle pressioni "p0"
    A=(1-(pa^2/(p0_v(i))^2))/log(R/R0); %per il calcolo di "Fp"
    C=sqrt(2/A); %per il calcolo di "Fp"
    Fp_v(i)=p0_v(i)*pi*R0^2*sqrt((pi*A)/8)*exp(2/A)*(erf(C)-erf(C*(pa/p0_v(i))));
%vettore dei valori della capacità di carico per ogni "p0"

    %distinguo se sono sul tratto subsonico o sonico
    if (p0_v(i)/ps_v(j))>v_critico && (p0_v(i)/ps_v(j))<=1
%tratto subsonico

        fi_non_critico=sqrt(((p0_v(i)/ps_v(j))^(2/k))-((p0_v(i)/ps_v(j))^(k+1)/k));
%parametro necessario per il calcolo del meato "h" nel caso non critico ("h_nc")

        h_nc=sqrt(((12*mu*Rg*T0*log(R/R0))/((p0_v(i))^2-
pa^2))*cd*((ps_v(j)*2*R0)/sqrt(Rg*T0))*sqrt((2*k)/(k-1))*fi_non_critico); %meato [m]
        G=(pi*h_nc^3*((p0_v(i))^2-pa^2))/(12*mu*Rg*T0*log(R/R0));
%[kg/s] portata massica di aria che fuoriesce dal meato

        h_v(i)=h_nc*(10^6);
%aggiorno il vettore del meato
        G_v(i)=G*(60000/ro);
%aggiorno il vettore del portata. Trasformo in [l/min]

    else
%tratto sonico

        fi_critico=sqrt(v_critico^(2/k)-v_critico^(k+1)/k);

        h_c=((G_cr*(12*mu*Rg*(T0)*log(R/R0)))/(pi*((p0_v(i))^2-pa^2)))^(1/3);
```

```

        %h_c=sqrt(((12*mu*Rg*T0*log(R/R0))/((p0_v(i))^2-
pa^2))*cd*((ps_v(j)*2*R0)/sqrt(Rg*T0))*sqrt((2*k)/(k-1))*fi_critico);
        G=(pi*h_c^3*((p0_v(i))^2-pa^2))/(12*mu*Rg*T0*log(R/R0));
%[kg/s] portata massica di aria che fuoriesce dal meato

        h_v(i)=h_c*(10^6);           %aggiorno il vettore del meato
        G_v(i)=G*(60000/ro);         %aggiorno il vettore del portata.Trasformo in [l/min]
    end

end                                     %fine ciclo su "p0"

%%Rappresentazione grafica
figure(1);
dn = sprintf('Ps =%g MPa', ps_v(j)*(10^-6));
plot(h_v,Fp_v,'--','linewidth',2.5,'MarkerSize',10,'DisplayName', dn),hold on
axis([8 30 0 190]);
xlabel('Altezza meato [μm]','Interpreter','latex');
ylabel('Capacità di carico [N]','Interpreter','latex');
legend('show');

figure(2);
plot(h_v,G_v,'--','linewidth',2.5,'MarkerSize',10,'DisplayName', dn),hold on
axis([8 30 0 8]);
xlabel('Altezza meato [μm]','Interpreter','latex');
ylabel('Portata[l/min ANR 20$^{\circ}$C ]','Interpreter','latex');
legend('show','location','northwest');

%%Calcolo rigidezza pattino
K_v=-diff(Fp_v)./diff(h_v);         %vettore valori rigidezza [N/mum]
hk_v=h_v(1:end-1)+diff(h_v);       %vettore meati

% pol_H = polyfit(Fp_v,h_v,12);
% H0_1 = polyval(pol_H,Fp_v);
%
% Ks1=-diff(Fp_v)./diff(H0_1);
% Hk1=H0_1(1:end-1)+diff(H0_1);
%
% Ks2=smooth(Ks1,100);

figure(3);
plot(hk_v,K_v,'-', 'linewidth',2.5,'MarkerSize',10,'DisplayName', dn),hold on
axis([0 60 0 8]);
xlabel('Altezza meato [μm]','Interpreter','latex');
ylabel('Rigidezza [N/\mum]','Interpreter','latex');
legend('show');
grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
end                                     %fine ciclo su "ps"

```

C.2. Listato modello della valvola pneumatica

```

clc

clear all
close all
cG=60000/1.225;           %coeff. conversione
T=293;                   %Temperatura assoluta [K]
Ts=T;
k=1.4;
Rg=287.053;              %Costante dell'aria [J/Kg/K]
mu=1.81e-5;              %viscosita` dinamica dell'aria a 200°C [Pa s]
Pa=1e5;
R0=0.5e-3;               %Raggio foro pattino
R=20e-3;                 %Raggio esterno pattino
r=linspace(R0,R,200);
N=200;
P_sonic=(2/(k+1))^(k/(k-1));
cond_cr=(2/(k+1))^(k/(k-1)); %condizioni critiche

```

```

cd=1; %coeff. di efflusso
Pv=7e5; %Pressione assoluta di alimentazione valvola [Pa]

H0=[10]*1e-6; %valore meato che voglio sotto il pattino

h=H0;
xP=linspace(0,30,500);
P00=(Pv-1.08e5)*(1-exp(-0.15*xP))+1.2e5; %pressioni sotto il pattino
%Impongo i limiti di variazione p0 (elimino i valori più bassi)
P00=P00(P00<=Pv);
P00=P00(P00>=1.2*Pa);

%Portata ideale che esce dal meato (in funz di p0)
G2_id=(pi*h^3*(P00.^2-Pa^2))./(12*mu*Rg*T*log(R/R0));

figure
plot(P00*1e-6,G2_id*cG,'linewidth',2)
xlabel('p_0 [MPa] '),ylabel('G_{2,id} [l/min ANR]')
grid on, zoom on,
legendCell = strcat('h= ',string(num2cell(H0*1e6)), ' [\mum]');
legend(legendCell)
set(gca,'FontSize',32)
for i=1:length(P00) %ciclo in fuz. della pressione p0 e della portata uscente dal
meato
p0=P00(i);

g2=G2_id(i);

%Immagino che il meato sia una fessura ideale con altezza h=cost
A=2*pi*R0*h; %area sotto il foro del pattino

%Caso subsonico p0/ps>0.5283
c1=A/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-1));
%%G3-G2=0
f=@(ps) g2-cd*ps*c1*sqrt((p0/ps)^(2/k)-(p0/ps)^((k+1)/k)); %portata ideale uscente dal
meato meno portata uscente da R0

%Caso sonico p0/ps<=0.5283
c12=sqrt(P_sonic^(2/k)-P_sonic^((k+1)/k));
%%G2-G1=0
fs=@(ps) g2-cd*ps*c1*c12;
%%Plot Tratto Sonico-Subsonico --- (indicazione su app. regola falsi)
% figure
% fplot(f,[p0 Pv],'-','linewidth',4),hold on
% fplot(fs,[p0 Pv], '--','linewidth',4),hold on
% ylabel('G_{2,id} - G_1=0 [kg/s] '),xlabel('p_{s,id}')
% legend('subsonico','sonico')
% grid on, zoom on,
% set(gca,'FontSize',32)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Iterazioni Regula Falsi
Ps0=[]; %Estremo positivo (Subsonico)
Ps1=[]; %Estremo negativo (Sonico)
Ps2=[];
l=1;
toll=1e-12;
%Valori Iniziali
Ps0(l)=p0; %Estremo positivo (Subsonico) Ps=P0
Ps1(l)=Pv; %Estremo negativo (Sonico)/(Subsonico) Ps=Pv
F1=-10; %Funzione Calcolata nell'estremo positivo
F0=100; %Funzione Calcolata nell'estremo negativo
F2=100; %Funzione Calcolata nel nuovo punto
while abs(F2)>toll
%%Calcolo valori della funzione negli estremi
%Ps0 Sonico
c=p0/Ps0(l)<=0.5283;
F0(c)=fs(Ps0(l));
%Ps0 Subsonico
c=p0/Ps0(l)>0.5283;
F0(c)=f(Ps0(l));
%Ps1 Sonico
c=p0/Ps1(l)<=0.5283;

```

```

F1(c)=fs(Ps1(1));
%Ps1 Subsonico
c=p0/Ps1(1)>0.5283;
F1(c)=f(Ps1(1));
%Calcolo nuovo estremo
Ps2(1)=Ps0(1)-F0*(Ps1(1)-Ps0(1))/(F1-F0);
%Calcolo della funzione nel nuovo estremo
%Ps2 Sonico
c=p0/Ps2(1)<=0.5283;
F2(c)=fs(Ps2(1));
%Ps2 Subsonico
c=p0/Ps2(1)>0.5283;
F2(c)=f(Ps2(1));

%Cambio estremi intervallo
if F2>0 %cambio l'estremo positivo (Ps0)->(Ps2)
    Ps1(1+1)=Ps1(1);
    Ps0(1+1)=Ps2(1);
    F0=F2;
    F1=F1;

else Ps0(1+1)=Ps0(1); %cambio l'estremo negativo (Ps1)->(Ps2)
    Ps1(1+1)=Ps2(1);
    F0=F0;
    F1=F2;

end
Err(1)=F2;
l=l+1;

end
% figure
% plot(Err,'linewidth',2),grid on, zoom on
% ylabel('Errore'),xlabel('Iterazioni ')
% grid on, zoom on,
% set(gca,'FontSize',32)

Ps_id(i)=Ps2(end); %pressione di alimentazione ideale del pattino
end

%Impongo il limite sulla ps_max=pv
Ps_prog=Ps_id;
Ps_prog(Ps_prog>Pv)=Pv*0.999;

%%% Plot delle pressioni ps ideali e reali in funzione di p0
figure
plot(P00*1e-6,Ps_id*1e-6,'linewidth',2),hold on
plot(P00*1e-6,Ps_prog*1e-6,'linewidth',2),hold on
ylabel('p_{s,id} [MPa] '),xlabel('p_0 [MPa] ')
grid on, zoom on,
set(gca,'FontSize',32)
legend('Ideale','Reale ( p_{s,max}=p_v )')

%
% %%% Verifica altezza meato ideale con le ps_ideali trovate
for i=1:length(Ps_id)
h_cr(i)=sqrt((12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0))/((Ps_id(i)*0.5283)^2-
Pa^2)*cd*2*R0*Ps_id(i)/sqrt(Rg*Ts).*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((P_sonic).^((2/k)-
(P_sonic).^((k+1)/k)));
G_cr(i)=(pi*((Ps_id(i)*0.5283)^2-Pa^2)*h_cr(i)^3)/(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0));

%Caso sonico
cond_h=P00(i)/Ps_id(i)<=0.5283;
h_id(cond_h)=(G_cr(i)*(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0)/(pi*((P00(i))^2-Pa^2))))^(1/3);
g1_id(cond_h)=cd*2*pi*R0*h_cr(i)*Ps_id(i)/sqrt(Rg*Ts).*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((P_sonic).^((2/k)-
(P_sonic).^((k+1)/k)));

% h_id(cond_h)=((12*mu*Rg*(T)*log(R/R0))/((pi*(0.5283*Ps_id(i))^2-
Pa^2))*cd*2*pi*R0*Ps_id(i)/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((P_sonic)^((2/k)-
(P_sonic)^((k+1)/k))))^(1/2);
% g1_id(cond_h)=cd*2*pi*R0*h_id*Ps_id(i)/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((P_sonic)^((2/k)-
(P_sonic)^((k+1)/k)));
%Caso subsonico
cond_h=P00(i)/Ps_id(i)>0.5283;

```

```

h_id(cond_h) = ((12*mu*Rg*(T)*log(R/R0))/(pi*(P00(i)^2-
Pa^2))*cd*2*pi*R0*Ps_id(i)/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((P00(i)/Ps_id(i))^(2/k)-
(P00(i)/Ps_id(i))^(k+1/k)))^(1/2);
g1_id(cond_h) = cd*2*pi*R0*h_id*Ps_id(i)/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-
1))*sqrt((P00(i)/Ps_id(i))^(2/k)-(P00(i)/Ps_id(i))^(k+1/k));

H_id(i) = h_id;
G1_id(i) = g1_id;

end

%Verifica portate e meato nela caso reale Ps<Pv

for i=1:length(Ps_prog)
h_cr(i) = sqrt((12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0))/((Ps_prog(i)*0.5283)^2-
Pa^2))*cd*2*R0*Ps_prog(i)/sqrt(Rg*Ts)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((P_sonic)^(2/k)-
(P_sonic)^(k+1/k));
G_cr(i) = (pi*((Ps_prog(i)*0.5283)^2-Pa^2)*h_cr(i)^3)/(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0));

%Caso sonico
cond_h = P00(i)/Ps_prog(i) <= 0.5283;
h_prog(cond_h) = (G_cr(i)*(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0))/(pi*((P00(i))^2-Pa^2)))^(1/3);
g1_prog(cond_h) = cd*2*pi*R0*h_cr(i)*Ps_prog(i)/sqrt(Rg*Ts)*sqrt(2*k/(k-
1))*sqrt((P_sonic)^(2/k)-(P_sonic)^(k+1/k));
g2_prog(cond_h) = (pi*h_prog(cond_h)^3*((P00(i))^2-Pa^2))/(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0));

%Caso subsonico
cond_h = P00(i)/Ps_prog(i) > 0.5283;
h_prog(cond_h) = ((12*mu*Rg*(T)*log(R/R0))/(pi*(P00(i)^2-
Pa^2))*cd*2*pi*R0*Ps_prog(i)/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((P00(i)/Ps_prog(i))^(2/k)-
(P00(i)/Ps_prog(i))^(k+1/k)))^(1/2);
g1_prog(cond_h) = cd*2*pi*R0*h_prog(cond_h)*Ps_prog(i)/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-
1))*sqrt((P00(i)/Ps_prog(i))^(2/k)-(P00(i)/Ps_prog(i))^(k+1/k));
g2_prog(cond_h) = (pi*h_prog(cond_h)^3*((P00(i))^2-Pa^2))/(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0));

H_prog(i) = h_prog;
G1_prog(i) = g1_prog;
G2_prog(i) = g2_prog;

end
figure
plot(P00*1e-6,G1_id*cG,'-','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(P00*1e-6,G2_id*cG,'o','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(P00*1e-6,G1_prog*cG,'-','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(P00*1e-6,G2_prog*cG,'o','linewidth',2),grid on, hold on,
ylabel('G_{id} [l/min ANR] '),xlabel('p_0 [MPa] ')
grid on, zoom on,
set(gca,'FontSize',32)
legend('G_{1,id}','G_{2,id}','G_{1,real}','G_{2,real}')
%
figure
plot(P00*1e-6,H_id*1e+6,'-','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(P00*1e-6,H_prog*1e+6,'-','linewidth',2),grid on, hold on,
ylabel('h [\mm] '),xlabel('p_0 [MPa] ')
grid on, zoom on,
set(gca,'FontSize',32),ylim([0 20])
legend('Ideale','Reale')

%Calcolo la distanza ottimale tra ugello e membrana della valvola
% close all
%Valuto lo spostamento ottenuto con vari rapporti tra i diametri
d_ratio = [1/2 1/3 1/6];
RV = R0*d_ratio; %raggio del foro dell'ugello (della valvola)
Ps_real = Ps_prog(Ps_prog < 0.99*Pv);
G1_prog = G1_prog(Ps_prog < 0.99*Pv);
G2_prog = G2_prog(Ps_prog < 0.99*Pv);
H_prog = H_prog(Ps_prog < 0.99*Pv);
P0_prog = P00(Ps_id < 0.99*Pv);

for l=1:length(RV)
Rv = RV(l);
for i=1:length(Ps_real)

```

```

ps=Ps_real(i);
g2=G2_prog(i);

%Caso subsonico ps/pv>0.5283
cv1=cd*Pv*2*pi*Rv/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-1));
c=ps/Pv>0.5283;
x(c)=g2/cv1/sqrt((ps/Pv)^(2/k)-(ps/Pv)^((k+1)/k));

%Caso sonico ps/pv<=0.5283
cv2=cv1*sqrt(P_sonic^(2/k)-P_sonic^((k+1)/k));
c=ps/Pv<=0.5283;
x(c)=g2/cv2;

X_id(1,i)=x;

end
end
% close all
figure
plot((Ps_real-Pa)*1e-6,X_id*1e6,'-', 'linewidth',4),grid on, hold on,
ylabel('X_{v,des} [\num] '),xlabel('p_{s,prog}^{Abs.} [MPa] ')
grid on, zoom on,
set(gca,'FontSize',32)
legendCell = strcat('R_v/R_0= ',string(num2cell(d_ratio)));
legend(legendCell)
ylim([0 100]),xlim([0.12 0.7])

Rm=3e-3; %RAGGIO DEL DIAFRAMMA
%Calcolo rigidezza membrana km e posizione iniziale x0
for l=1:length(RV)
    x_id=X_id(l,:);
    Rv=RV(l);

    Ps_max=Pv*0.5238;
    Ps_min=2e5;
    [differenza ind_p1]=min(abs(Ps_real-Ps_min));
    [differenza ind_p2]=min(abs(Ps_real-Ps_max));

    %Primo punto
    x1=x_id(ind_p1);
    p1=Ps_real(ind_p1)-Pa;

    %Secondo Punto
    x2=x_id(ind_p2);
    p2=Ps_real(ind_p2)-Pa;

    X0(l)=x1-(x2-x1)/(p2-p1)*p1; %posizione ideale
    kp=(x2-x1)/(p2-p1); %pendenza tratto lineare
    Km(l)=pi*Rm^2/kp; %rigidezza del diaframma

    Ps_comp(l,:)=Ps_real(ind_p1:ind_p2);

    X_comp(l,:)=X0(l)+pi*Rm^2*(Ps_comp(l,:)-Pa)./Km(l);

end

figure
plot((Ps_real-Pa)*1e-6,X_id*1e6,'-', 'linewidth',2),grid on, hold on,
plot((Ps_comp-Pa)*1e-6,X_comp*1e6,'o', 'linewidth',2),grid on, hold on,
ylabel('X_{id} [\num] '),xlabel('p_{s,des}^{rel.} [MPa] ')
grid on, zoom on,
set(gca,'FontSize',32)
legendCell = strcat('R_v/R_0= ',string(num2cell(d_ratio)));
legend(legendCell)
ylim([0 200])
% %

%Calcolo della pressione di precarico
% Re=1e-3;
c=2; %Coeff. legato alla condizione di carico
% P_pre=c*Km.*abs(X0)/(pi*Re^2) %Pressione di Precarico da applicare sull'area della sezione
terminale dell'ugello

```

```

%Calcolo della pressione limite oltre la quale la valvola si apre
% dP_lim=P_pre.*(Re/Rm)^2
dP_lim=c*Km.*abs(X0)/(pi*Rm^2);
%corrispondente alla distanza di by_pass?
X_bypass=X0+pi*Rm^2*dP_lim./Km;

```

C.3. Listato calcolo prestazioni valvola pneumatica

```

clc

clear all
close all
cG=60000/1.225;           %coeff. di conversione
T=293;                   %Temperatura assoluta [K]
Ts=T;
k=1.4;
Rg=287.053;              %Costante dell'aria [J/Kg/K]
mu=1.81e-5;              %viscosita` dinamica dell'aria a 200C [Pa s]
Pa=1e5;
R0=0.5e-3;               %Raggio foro pattino
R=20e-3;                 %Raggio esterno pattino
r=linspace(R0,R,200);
N=200;
P_sonic=(2/(k+1))^(k/(k-1));
cond_cr=(2/(k+1))^(k/(k-1)); %Condizioni critiche
cd=1;
Rm=3e-3;                 %Raggio diaframma
Pv=8e5;                  %Pressione assoluta di alimentazione valvola [Pa]

load Parametri_Pattino_valvola.mat

ind=1;
x_id=X_id(ind,:);
x0=X0(ind);
km=Km(ind);
Rv=RV(ind);
x_bypass=X_bypass(ind);
%Calcolo portata della valvola con pressioni ottimali reali
for i=1:length(Ps_real)
    ps=Ps_real(i);
    p0=P00(i);
%Calcolo spostamento membrana
x=x0+pi*Rm^2*(ps-Pa)/km; %in funz. della rigidezza calcolo lo spostamento del
diaframma

cond_x=x>x_bypass;
x(cond_x)=x0+pi*Rm^2*(ps-Pa)/km;
cond_x=x<=x_bypass;
x(cond_x)=x_bypass;
%(Caso Valvola)
%Caso Subsonico
c=ps/Pv>0.5283;
gv(c)=cd*2*pi*Rv*x*Pv/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((ps/Pv)^(2/k)-(ps/Pv)^((k+1)/k));
%portata valvola
%Caso Sonico
c=ps/Pv<=0.5283;
gv(c)=cd*2*pi*Rv*x*Pv/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((P_sonic)^(2/k)-(P_sonic)^((k+1)/k));

Xv_real(i)=x;
Gv_real(i)=gv;

end

figure
plot(Xv_real*1e6,Gv_real*cG,'-', 'linewidth',2),grid on, hold on,
plot(x_id*1e6,G1_prog*cG,'--', 'linewidth',2),grid on, hold on,
ylabel('G [l/min ANR] '),xlabel('x_v [\num] ')
grid on, zoom on,

```

```

set(gca,'FontSize',32)
legend('X_{v,real}','X_{v,id}')

figure
plot(Ps_real*1e-6,Gv_real*cG,'-', 'linewidth',2),grid on, hold on,
plot(Ps_real*1e-6,G1_prog*cG,'--', 'linewidth',2),grid on, hold on,
ylabel('G [l/min ANR] '),xlabel('p_s [MPa] ')
grid on, zoom on,
set(gca,'FontSize',32)
legend('X_{v,real}','X_{v,id}')
%Calcolo P0
for i=1:length(Ps_real)
ps=Ps_real(i);

gv=Gv_real(i);

%%Calcolo P0:Regula Falsi
%Caso Subsonico
g2=gv; %portata meato
f=@(p0) gv-cd*2*pi*R0*((g2*(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0)/(pi*(p0)^2-
Pa^2))))^(1/3))*ps/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((p0/ps)^(2/k)-(p0/ps)^((k+1)/k));
%Caso Sonico
h_cr=sqrt((12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0))/((ps*0.5283)^2-Pa^2)*cd*2*R0*ps./sqrt(Rg*Ts).*sqrt(2*k/(k-
1))*sqrt((P_sonico)^(2/k)-(P_sonico)^((k+1)/k)));
g2_cr=(pi*h_cr^3*((0.5283*ps)^2-Pa^2))/(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0));
fs=@(p0) gv-cd*2*pi*R0*((g2_cr*(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0)/(pi*(p0)^2-
Pa^2))))^(1/3))*ps/sqrt(Rg*T)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((p0/ps)^(2/k)-(p0/ps)^((k+1)/k));

% figure
% fplot(f,[Pa ps],'-','linewidth',4),hold on
% fplot(fs,[Pa ps], '--','linewidth',4),hold on
% ylabel('G_{v,} - G_{l=0} [kg/s] '),xlabel('p_{0}')
% legend('subsonico','sonico')
% grid on, zoom on,
% set(gca,'FontSize',32)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Iterazioni Regula Falsi
pA=[]; %Estremo negativo (Sonico)
pB=[]; %Estremo positivo (Subsonico)
pC=[];
l=1;
toll=1e-12;
%Valori Iniziali
pA(1)=Pa*1.01; %Estremo negativo (Sonico) p0=pa
pB(1)=ps; %Estremo positivo (Subsonico) p0=ps
FA(1)=-10; %Funzione Calcolata nell'estremo positivo
FB(1)=100; %Funzione Calcolata nell'estremo negativo
FC(1)=100; %Funzione Calcolata nel nuovo punto
fC=100;
while abs(fC)>toll
%%Calcolo valori della funzione negli estremi
%pA Sonico
c=pA(1)/ps<=0.5283;
fA(c)=fs(pA(1));
%pA Subsonico
c=pA(1)/ps>0.5283;
fA(c)=f(pA(1));
%pB Sonico
c=pB(1)/ps<=0.5283;
fB(c)=fs(pB(1));
%pB Subsonico
c=pB(1)/ps>0.5283;
fB(c)=f(pB(1));

FA(1)=fA;
FB(1)=fB;

%Calcolo nuovo estremo
pC(1)=pA(1)-FA(1)*(pB(1)-pA(1))/(FB(1)-FA(1));
%Calcolo della funzione nel nuovo estremo
%PC Sonico
c=pC(1)/ps<=0.5283;
fC(c)=fs(pC(1));

```

```

%pC Subsonico
c=pC(1)/ps>0.5283;
fC(c)=f(pC(1));

FC(1)=fC;

%Cambio estremi intervallo
if FC(1)>0 %cambio l'estremo positivo (pB)->(pC)
    pB(1+1)=pC(1);
    pA(1+1)=pA(1);
    FB(1+1)=FC(1);
    FA(1+1)=FA(1);

else pA(1+1)=pC(1); %cambio l'estremo negativo (pA)->(pC)
    pB(1+1)=pB(1);
    FA(1+1)=FC(1);
    FB(1+1)=FB(1);

end
Err(1)=FC(1);
l=l+1;

end
P0_real(i)=pC(end);

end
%%% Plot delle pressioni ps ideali in funzione di p0
figure
plot(P0_real*1e-6,Ps_real*1e-6,'r','linewidth',2),hold on
plot(P0*1e-6,Ps_id*1e-6,'b--','linewidth',2),hold on
ylabel('p_{s} [MPa]'),xlabel('p_{0} [MPa] ')
grid on, zoom on,
legend('Reale','Ideale')
set(gca,'FontSize',32)

%Calcolo curve caratteristiche pattino con i valori fisici di p0 ps G
for i=1:length(P0_real)

    ps=Ps_real(i);
    p0=P0_real(i);
    gv=Gv_real(i);

% close all

%%1)Calcolo meato pattino
%Caso sonico (la portata è costante ma p0 e h variano)
c=p0/ps<=0.5283;
%Calcolo meato e portata critica per ogni rapporto p0/ps
h_cr(c)=sqrt((12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0))/(ps*0.5283)^2-
Pa^2)*cd*2*R0*ps./sqrt(Rg*Ts).*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((P_sonic).^ (2/k)-(P_sonic).^ ((k+1)/k));
g_cr(c)=(pi*((ps*0.5283)^2-Pa^2)*(h_cr(c))^3)/(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0));
h(c)=(g_cr(c)*(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0)/(pi*(p0^2-Pa^2))))^(1/3);

%Caso subsonico
c=p0/ps>0.5283;
h(c)=sqrt((12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0))/(p0^2-Pa^2)*cd*2*R0*ps/sqrt(Rg*Ts)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((p0/ps)^(2/k)-(p0/ps)^( (k+1)/k)));

H_real(i)=h;
% p0/ps

%%2)Calcolo portate
%Caso sonico
c=p0/ps<=0.5283;
g1_real(c)=cd*2*pi*R0*h_cr*ps./sqrt(Rg*Ts).*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((P_sonic).^ (2/k)-(P_sonic).^ ((k+1)/k));
g2_real(c)=(pi*h^3*((p0)^2-Pa^2))/(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0));

%Caso subsonico
c=p0/ps>0.5283;
g1_real(c)=cd*2*pi*R0*h*ps/sqrt(Rg*Ts)*sqrt(2*k/(k-1))*sqrt((p0/ps)^(2/k)-(p0/ps)^( (k+1)/k));
g2_real(c)=(pi*h^3*(p0^2-Pa^2))/(12*mu*Rg*(Ts)*log(R/R0));
A_c=(1-Pa^2/p0^2)/(log(R/R0));

```

```

F=pi*p0*R0^2*exp(2/A_c)*sqrt(pi*A_c/8)*(erf(sqrt(2/A_c))-erf(sqrt(2/A_c)*Pa/p0));
%capacità di carico

AA c(i)=A c;
Fp_real(i)=F;
G1_real(i)=g1_real;
G2_real(i)=g2_real;
%Pressure Distribution
% p(i)=P0*sqrt(1-(1-(Pa/P0)^2)*(log(r./R0))/(log(R/R0)));
end

load Analitico_Circolare_7.mat

figure
plot(H_real*1e6,Fp_real,'b-','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(H_7*1e6,Fp_7,'b--','linewidth',2),grid on, hold on,
ylabel('Load capacity [N] '),xlabel('Air Gap Height [\mum]')
grid on, zoom on,
set(gca,'FontSize',32)

figure
plot(H_real*1e6,Gv_real*cG,'b','linewidth',2,'MarkerSize',8),grid on, hold on,
plot(H_real*1e6,G1_real*cG,'ro','linewidth',2,'MarkerSize',8),grid on, hold on,
plot(H_real*1e6,G2_real*cG,'g^','linewidth',2,'MarkerSize',8),grid on, hold on,
plot(H_7*1e6,G2_7*cG,'b--','linewidth',2,'MarkerSize',8),grid on, hold on,
ylabel('G [l/min ANR] '),xlabel('h [\mum] ')
grid on, zoom on,
set(gca,'FontSize',32)
legend('G_{v,real}','G_{1,real}','G_{2,real}','G_{pad}')

Ks_real=-diff(Fp_real)./diff(H_real);
Hk_real=H_real(1:end-1)+diff(H_real);

figure
plot(Hk_real*1e6,Ks_real*1e-6,'b','linewidth',2,'MarkerSize',8),grid on, hold on,
plot(Hk_7*1e6,Ks_7*1e-6,'b--','linewidth',2,'MarkerSize',8),grid on, hold on,
ylabel('Stiffness k [N/\mum] '),xlabel('h [\mum] ')
grid on, zoom on,
set(gca,'FontSize',32)
legend('Valve+Pad','Pad')

figure
plot(P00*1e-6,H_id*1e6,'b','linewidth',2,'MarkerSize',8),grid on, hold on,
plot(P0_prog*1e-6,H_prog*1e6,'ro','linewidth',2,'MarkerSize',8),grid on, hold on,
plot(P0_real*1e-6,H_real*1e6,'g^','linewidth',2,'MarkerSize',8),grid on, hold on,
xlabel('p_0 [MPa] '),ylabel('h [\mum] ')
grid on, zoom on,
set(gca,'FontSize',32)
legend('H_{id}','H_{prog}','H_{real}')

```

Ringraziamenti

Ringrazio innanzitutto il mio relatore prof. Raparelli Terenziano e i miei correlatori prof. Andrea Trivella, prof. Federico Colombo e l'Ing. Luigi Lentini per avermi seguito con cortesia e professionalità per tutto lo svolgimento della Tesi. In particolare, vorrei ringraziare il prof. Trivella per tutta la disponibilità dimostratami nella fase di progettazione della valvola e l'Ing. Lentini che mi ha seguito con grande pazienza e attenzione, offrendomi aiuto e supporto. Ringrazio inoltre il prof. Vladimir Viktorov per la disponibilità e per i preziosi suggerimenti.

Infine, ringrazio i miei genitori per i loro sacrifici e i miei fratelli Ramona e Iulian per essere stati con me nei momenti felici e in quelli meno felici.