

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

MODELLAZIONE E DESIGN DI UN PATTINO RETTANGOLARE MULTIFORO COMPENSATO TRAMITE VALVOLA A DIAFRAMMA

Relatore

Prof. Terenziano Raparelli

Correlatore

Ing. Luigi Lentini

Candidato

Giorgio Antonio La Gioia

matr. 274980

A.A 2021/22

Sommario

Grazie al loro attrito nullo, pulizia e lunga durata, i pattini pneumostatici sono largamente utilizzati all'interno di numerose applicazioni in cui sono richieste elevatissime precisioni di posizionamento. Tra queste le principali sono le macchine di misura, le macchine utensili e le macchine per la verifica di schede elettroniche. Tuttavia, questi pattini sono caratterizzati da una bassa rigidezza relativa e uno scarso smorzamento. Al fine di poter ridurre tali limitazioni sono state proposte e studiate diverse tipologie di sistemi di alimentazione e metodi di compensazione.

Sono state analizzate le performance di pattini multiforo con diversa disposizione, numero e dimensione. In alternativa, i fori sono stati integrati all'interno di ragnature o sostituiti mediante inserti o superfici porose. Purtroppo, si è riscontrato che questi tipi di soluzioni permettono di portare a esigui miglioramenti delle prestazioni. Grazie ai miglioramenti tecnologici, l'utilizzo di metodi di compensazione attiva e passiva rappresenta una possibile soluzione al fine di ridurre l'effetto di queste limitazioni. Questi metodi consistono nell'integrare ai pattini pneumostatici degli elementi addizionali che consentano di migliorarne le prestazioni. I metodi di compensazione passiva utilizzano componenti come strutture deformabili o valvole pneumatiche che non richiedono di essere alimentati da sorgenti di alimentazione esterne per poter funzionare. Al contrario, i metodi di compensazione attiva utilizzano elementi come sensori, attuatori e controllori che necessitano di fonti di alimentazione esterne per il loro funzionamento.

Nonostante le elevate prestazioni statiche e dinamiche, ad oggi, i metodi di compensazione attiva risultano ancora essere troppo costosi per poter essere utilizzati in ambito industriale. Al contrario, sebbene presentino delle caratteristiche dinamiche meno performanti, i metodi di compensazione passiva rappresentano una valida ed economica alternativa.

In questo lavoro di tesi è stato studiato un metodo di compensazione passiva che consiste nell'integrazione di un pattino commerciale ed una valvola a diaframma. L'innovazione e l'originalità del lavoro svolto sono da attribuirsi alla procedura progettuale proposta. Questa procedura di tipo numerico consente di individuare i parametri funzionali del prototipo in base a quelle che saranno le condizioni di lavoro in cui dovrà essere utilizzato: altezza di meato, pressione di alimentazione,

dimensione e numero di fori del pattino. La procedura proposta è stata validata con successo tramite via sperimentale ed è stata poi utilizzata per effettuare un'analisi di sensitività sui parametri di progetto della valvola al variare delle condizioni di lavoro dell'intero sistema.

Ringraziamenti

Prima di procedere con la trattazione, vorrei dedicare qualche riga a tutti coloro che mi sono stati vicini in questo percorso di crescita personale e professionale e a chi, con dedizione e pazienza, ha contribuito alla realizzazione di questo elaborato.

Un sentito grazie al mio relatore Prof. Terenziano Raparelli ed al mio correlatore Ing. Luigi Lentini. In particolare, vorrei ringraziare l'Ing. Luigi Lentini per la sua infinità disponibilità, per i suoi preziosi consigli, per la sua immensa pazienza e per le conoscenze trasmesse durante tutto il percorso di stesura dell'elaborato. Grazie a voi ho accresciuto le mie conoscenze e le mie competenze.

Ringrazio di cuore i miei genitori, mio fratello, i miei parenti e la mia fidanzata, per avermi dato l'opportunità di inseguire i miei sogni, per avermi sempre sostenuto, appoggiando ogni mia decisione, per il loro supporto morale e per esserci stati sempre, soprattutto nei momenti di sconforto.

Ringrazio tutti i miei colleghi per essermi stati accanto in questo percorso intenso, difficile ma allo stesso tempo meraviglioso.

Grazie a tutti, senza di voi non ce l'avrei mai fatta.

Infine, dedico questo traguardo a me stesso, ai miei sacrifici, alla mia tenacia, al mio coraggio e alla mia perseveranza che mi hanno permesso di arrivare fin qui.

Ai miei nonni Oronzo, Giuseppe e Amelia
A mia Zia Anna,
che mi guardano da lassù.

Indice

Elenco delle tabelle	VII
Elenco delle figure	VIII
1 Stato dell'arte	1
1.1 Introduzione	1
1.2 Metodi per incrementare le prestazioni dei pattini pneumostatici . .	4
1.2.1 I sistemi di alimentazione	6
1.2.2 Compensazione passiva	9
1.2.3 Compensazione attiva	14
1.3 Obiettivo del lavoro	24
2 Prototipo della valvola pneumatica	25
2.1 Descrizione componenti	26
2.1.1 Portale	27
2.1.2 Corpo valvola	28
2.1.3 Interfaccia valvola-pattino	29
2.1.4 Ugello	32
2.1.5 Sistema di regolazione	34
2.1.6 Viti di collegamento	35
2.2 Principio di funzionamento	36
2.2.1 Caratterizzazione statica	38
2.2.2 Problemi riscontrati	40
3 Progettazione e modellazione del pattino controllato	42
3.1 Modelli numerici	43
3.2 Modello multifisico del pattino pneumostatico	44
3.3 Modello numerico a parametri concentrati	49
3.4 Procedura iterativa per risolvere il modello numerico del pattino compensato	57
3.4.1 Procedura iterativa per determinare le condizioni iniziali . .	58

3.4.2	Procedura iterativa per determinare le condizioni statiche . . .	60
3.5	Procedura ricorsiva per definire i parametri della valvola	63
3.5.1	Individuazione pressione di alimentazione ideale del pattino, $P_{1,id}$	63
3.5.2	Scelta del diaframma metallico, x_0 e k_m	65
4	Risultati Numerici e Validazione Sperimentale	69
4.1	Analisi di sensitività	69
4.2	Risultati e discussioni	71
4.2.1	Effetto dell'altezza del meato desiderata	71
4.2.2	Effetto del rapporto dei diametri d_v/d_p	76
4.2.3	Effetto della dimensione del pattino	78
4.2.4	Effetto della pressione di alimentazione P_s	80
4.3	Validazione Sperimentale	82
4.3.1	Banco prova statico	82
4.3.2	Banco prova per test a gradino di forza	83
4.3.3	Confronto tra modello numerico e risultati sperimentali . . .	84
5	Conclusioni e sviluppi futuri	89
A	Guida Comsol	91
B	Listati Matlab	120
B.1	Progettazione Valvola	120
B.2	Modello a parametri concentrati	124
B.3	Plot	130
C	Disegni Quotati	135
	Bibliografia	142

Elenco delle tabelle

1.1	Comparazione tra compensazione attiva e passiva. Tratto da [1] . . .	6
1.2	Comparazione tipologie attuatori. Tratto da [1]	15
3.1	Parametri fisici del modello a parametri concentrati	58
4.1	Valori ottimali di precarico e rigidezza al variare di h_{des}	71
4.2	Parametri di ingresso del caso di riferimento	71
4.3	Parametri di riferimento	85

Elenco delle figure

1.1	Cuscinetti a gas di geometria rettangolare e circolare	1
1.2	Boccole pneumostatiche	2
1.3	Rappresentazione schematica di un pattino pneumostatico. Tratto da [1]	3
1.4	Schema funzionamento pattino pneumostatico	3
1.5	Esempio di inherently e orifice(pocketed) compensated	7
1.6	Distribuzione delle pressioni con e senza tasca	7
1.7	Geometrie di avanfori: a) senza; b) avanforo rettangolare; c) avanforo sferico. Tratta da [3]	8
1.8	Principio di funzionamento di un foro elastico	9
1.9	Compensazione mediante membrana conica	10
1.10	Cuscinetto reggispinta ad aria con controllo a disco flottante	11
1.11	Cuscinetto reggispinta con smorzatore a molla a tazza	12
1.12	(a) Schema del pattino controllato (b) schizzo membrana deformata	13
1.13	(a) Sezione della valvola (b) valvola attuale	13
1.14	Sistema di iniezione	16
1.15	Schema ECR e principio di funzionamento. Tratto da [12]	17
1.16	Cuscinetto pneumostatico con ECR. Tratto da [12]	17
1.17	AIR. Tratto da [13]	18
1.18	Metodo di compensazione attiva con attuatori magnetici	19
1.19	Valvole pneumatiche digitali comandate in PWM e sensori di contropressione	20
1.20	servovalvola pneumatica	21
1.21	ATB: a) Vista schematica del pattino compensato con i suoi elementi. b)Fotografia del prototipo	21
1.22	Schema di funzionamento	22
1.23	Esempio di compensazione geometrica attiva con variazione della conicità	23
1.24	Esempio alternativo di compensazione geometrica attiva con variazione della conicità	23

1.25	Schema di un controllo attivo ibrido	24
2.1	Viste in sezione della valvola pneumatica	26
2.2	Vista isometrica della valvola pneumatica	26
2.3	Portale: (a) vista isometrica, (b) vista in sezione	28
2.4	Corpo valvola	29
2.5	Interfaccia valvola-pattino	30
2.6	Interfaccia valvola-pattino con foro filettato di alimentazione	31
2.7	Interfaccia valvola-pattino con foro di alimentazione semplice	32
2.8	Ugello	32
2.9	Sistema di regolazione con boccola e grano filettato	34
2.10	Mini-micrometro Standa 9S35M-5. Tratto da https://www.standa.it/products/catalog/fine_adjustment?item=30	35
2.11	Viti per valvola pneumatica	35
2.12	Schema funzionale valvola a diaframma	36
2.13	Principio di funzionamento del metodo di compensazione con valvola a diaframma	37
2.14	a) Configurazione per $x_0 > 0$. b) Configurazione per $x_0 < 0$	38
2.15	Schema funzionale valvola a diaframma. Tratte da [22]	39
2.16	Foro inferiore da 8 mm a) e foro inferiore da 6 mm b)	40
3.1	Vista 3D del pattino realizzato in COMSOL Multiphysics	45
3.2	Vista 2D della mesh realizzata in COMSOL Multiphysics	45
3.3	schema pneumatico della pattino compensato con ragnature	49
3.4	schema pneumatico del pattino integrato con valvola	49
3.5	Schema funzionale della valvola. Tratto da [23] con modifiche	50
3.6	schema pneumatico della valvola	51
3.7	Geometria del pattino	53
3.8	Schema del cuscinetto pneumostatico	54
3.9	Algoritmo per il calcolo delle condizioni iniziali. Tratto da [22] con modifiche	60
3.10	Algoritmo per il calcolo delle condizioni statiche. Tratto da [22] con modifiche	62
3.11	Diagramma delle equazioni 3.37 e 3.38 nel caso sonico e subsonico.	64
3.12	Metodo regula falsi applicato ad una generica funzione	65
3.13	Andamento di $x_{v,des}$ ottenuto per diversi valori di R_v/R_p	66
3.14	Schema riassuntivo del processo di progettazione della valvola pneumatica	68
4.1	Schema riassuntivo della procedura di analisi di sensitività	70
4.2	Andamento della capacità di carico del pattino compensato considerando differenti altezze di meato desiderate	73

4.3	Andamento del consumo d'aria del pattino compensato considerando differenti altezze di meato desiderate	73
4.4	Andamento spostamento membrana in funzione della pressione P_1 .	74
4.5	Andamento della rigidezza ottimale della membrana in funzione dell'altezza di meato desiderata	74
4.6	Andamenti dei valori di pressione a monte e a valle del foro di alimentazione per diverse altezze di meato h_{des}	75
4.7	Confronto tra le capacità di carico del pattino compensato considerando diversi valori del diametro dell'ugello d_v , considerando gli altri parametri costanti: $A=60$ mm, $B=30$ mm, $a=45$ mm, $b=20$ mm, $h = 15 \mu m$, $P_s = 0.525MPa$	76
4.8	Confronto tra i consumi di aria del pattino compensato considerando diversi valori del diametro dell'ugello d_v , considerando gli altri parametri costanti: $A=60$ mm, $B=30$ mm, $a=45$ mm, $b=20$ mm, $h = 15 \mu m$, $P_s = 0.525MPa$	77
4.9	Andamento della rigidezza ottimale della membrana espressa in funzione del rapporto dei diametri d_v/d_p	77
4.10	Confronto tra le capacità di carico del pattino compensato considerando diversi valori di dimensioni del pattino, considerando gli altri parametri costanti: $d_p=1$ mm, $d_v=0.5$ mm, $h_{des}=15 \mu m$, $P_s = 0.525MPa$	78
4.11	Confronto tra i consumi di aria del pattino compensato considerando diversi valori di dimensioni del pattino, considerando gli altri parametri costanti: $d_p=1$ mm, $d_v=0.5$ mm, $h_{des}=15 \mu m$, $P_s = 0.525MPa$	79
4.12	Andamento della rigidezza ottimale della membrana espressa in funzione delle dimensioni del pattino (Rettangolo esterno $L \times B$) . . .	79
4.13	Confronto tra le capacità di carico del pattino compensato considerando diversi valori di pressione di alimentazione, considerando la geometria del caso di riferimento e gli altri parametri costanti: $d_p=1$ mm, $d_v=0.5$ mm, $h_{des}=15 \mu m$	80
4.14	Confronto tra i consumi di aria del pattino compensato considerando diversi valori di pressione di alimentazione, considerando la geometria del caso di riferimento e gli altri parametri costanti: $d_p=1$ mm, $d_v=0.5$ mm, $h_{des}=15 \mu m$	81
4.15	Andamento della rigidezza ottimale della membrana espressa in funzione della pressione di alimentazione P_s	81
4.16	Schema del banco prova statico	82
4.17	Fotografia del banco prova per test a gradino di forza	83
4.18	Schema del banco prova per test a gradino di forza	84

4.19	Confronto tra le curve numeriche e sperimentali della capacità di carico per $h_{des} = 21.5 \mu m$	85
4.20	Confronto tra le curve numeriche e sperimentali del consumo d'aria per $h_{des} = 21.5 \mu m$	86
4.21	Andamento numerico e sperimentale della capacità di carico con dettagli	87
4.22	Andamento numerico e sperimentale del consumo d'aria con dettagli	87
4.23	Risposta transitoria al gradino di forza con due scale su asse y (Altezza del meato e Capacità di carico)	88

Capitolo 1

Stato dell'arte

1.1 Introduzione

I pattini pneumostatici sono cuscinetti di tipo assiale e unidirezionale con funzione di supporto in cui le superfici in moto relativo vengono separate da un piccolo meato d'aria. Grazie al loro basso attrito e alla loro vita infinita, i pattini pneumostatici vengono largamente utilizzati all'interno di numerose applicazioni in cui sono richieste elevatissime precisioni di posizionamento come ad esempio macchine di misura e macchine utensili.

Le boccole pneumostatiche, invece, sono dei cuscinetti di tipo radiale con funzione di supporto per alberi rotativi e grazie alla bassa viscosità del fluido consentono di ridurre la generazione di calore e ottenere alberi che possono ruotare ad altissime velocità (500 000 rpm). Di seguito, nelle Figure 1.1 e 1.2 sono riportati due esempi pattini pneumostatici a forma rettangolare e circolare e delle boccole pneumostatiche.



Figura 1.1: Cuscinetti a gas di geometria rettangolare e circolare



Figura 1.2: Boccole pneumostatiche

Il principale motivo della diffusione dei cuscinetti a gas all'interno di applicazioni che richiedono elevata precisione, è legato principalmente alle caratteristiche intrinseche dei lubrificanti gassosi. Essi, avendo una bassa viscosità, consentono di ottenere moti traslatori in assenza di attrito ed usura garantendo posizionamenti con precisioni dell'ordine del nm così come una vita infinita dei supporti. L'utilizzo di gas come lubrificante rende questi cuscinetti particolarmente adatti per applicazioni in cui risulti necessario lavorare in presenza di temperature estreme (molto elevate o molto basse) a causa della scarsa variazione della viscosità del fluido con il variare della temperatura, bassissimo attrito e per evitare problemi di contaminazione. Grazie alle loro caratteristiche, i pattini e le boccole pneumostatiche sono unici nel loro genere e impossibili da sostituire con altre tipologie di supporti più convenzionali come quelli che utilizzano lubrificanti liquidi (acqua o olio) o elementi volventi.

In Figura 1.4 è riportata una rappresentazione schematica del pattino pneumostatico tradizionale, in cui l'elemento 1 è il cuscinetto e l'elemento 2 è il basamento. L'aria alla pressione p_s è fornita al meato del pattino che separa la parte mobile da quella stazionaria attraverso un sistema di alimentazione (la cui resistenza è indicata con R_{in}). L'aria incontra la resistenza distribuita del meato d'aria R_{gap} e poi viene scaricata nell'atmosfera. In questo modo, l'aria pressurizzata nel meato è in grado di sostenere il carico esterno e ha una distribuzione di pressione indicata da p_c . L'altezza del meato è indicata con h , Z è lo spessore del pattino e H è la somma dell'altezza del meato e dello spessore del pattino. Se il carico esterno aumenta (diminuisce), la resistenza del meato d'aria aumenta (diminuisce) e il valore di pressione in esso aumenta (diminuisce), bilanciando così nuovamente il carico esterno.

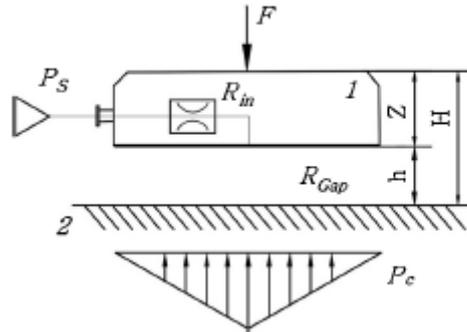


Figura 1.3: Rappresentazione schematica di un pattino pneumostatico. Tratto da [1]

Per comprenderne meglio il comportamento è possibile analizzare tre grandezze fisiche che lo caratterizzano: capacità di carico, consumo di aria (portata in uscita dal pattino) e rigidità in funzione dell'altezza del meato. Di seguito vengono rappresentati alcuni grafici relativi a risultati sperimentali per la caratterizzazione di queste tre grandezze.

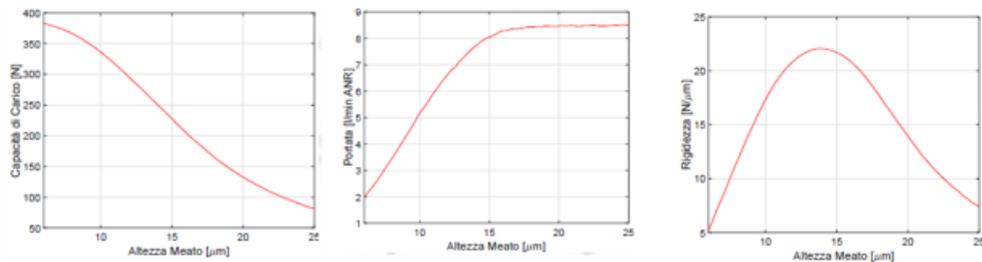


Figura 1.4: Schema funzionamento pattino pneumostatico

In particolare, si osserva che la capacità di carico F diminuisce all'aumentare dell'altezza del meato. La relazione che lega la capacità di carico e l'altezza del meato è una funzione non lineare e la derivata di questa funzione determina la rigidità statica del pattino. All'aumentare dell'altezza del meato h aumenta il consumo di aria Q e anche in questo caso la relazione che lega la portata e l'altezza del meato è non lineare. La rigidità statica è definita come il rapporto con segno meno tra la derivata della forza rispetto all'altezza del meato d'aria: $k = -\frac{\partial F}{\partial h}$. Essa presenta una caratteristica crescente per un primo tratto di h fino ad arrivare ad un massimo, superato il quale inizia a diminuire (questi andamenti non valgono per pattini con ragnature o che hanno superfici porose). Il tratto in salita raggiunge delle pendenze maggiori rispetto a quelle ottenute nel tratto

decescente (si fa riferimento al valore assoluto) e questa caratteristica porta a scegliere il tratto meno pendente come tratto di lavoro. Si vorrebbe lavorare in condizioni di rigidità massima, ma questo è di impossibile realizzazione per via degli errori di posizionamento in seguito al montaggio, molto influenti perché gli ordini di grandezza in gioco sono molto ridotti.

Gli aspetti negativi di questo tipo di supporti sono legati alle caratteristiche dei lubrificanti gassosi. Infatti, la bassa viscosità e la comprimibilità comportano anche l'utilizzo di meati di lavoro estremamente ridotti che solitamente vanno dai 5 ai 15 μm . Le ridotte altezze di meato portano a delle difficoltà nel prevedere quello che sarà il meato effettivo di lavoro del cuscinetto a seguito del montaggio. Alla luce di ciò, le superfici interagenti con il gas devono essere costruite con tolleranze geometriche e valori di rugosità molto spinti. L'utilizzo di tali supporti è limitato dai bassi valori di rigidità e smorzamento e una variazione del carico a cui sono sottoposti implica una variazione del meato di aria che può compromettere la precisione del sistema.

Da qui la necessità di indirizzare la ricerca verso lo sviluppo di sistemi di regolazione che permettano di migliorare la rigidità del sistema ampliando le possibili applicazioni della tecnologia pneumostatica. Negli anni sono state sviluppate diverse tipologie di controllo classificabili come attive e passive.

1.2 Metodi per incrementare le prestazioni dei pattini pneumostatici

In generale, la maggior parte delle ricerche sulla progettazione dei cuscinetti a gas vengono effettuate per migliorare i valori di capacità di carico, rigidità, smorzamento e consumo di aria e in letteratura scientifica sono state studiate e presentate molte soluzioni che permettono di incrementare questi valori. Inizialmente sono state analizzate soluzioni progettando opportunamente i sistemi di alimentazione. Questa metodologia ha vantaggi contenuti in quanto è economica e consente di modificare le prestazioni del pattino pneumostatico agendo solo sulla geometria del sistema di alimentazione. Ad esempio, nel caso di pattini con fori semplici si può agire modificando la loro dimensione, numero e disposizione. Possono essere adottati sistemi di alimentazione leggermente più efficaci, quali scanalature sulla superficie inferiore dei cuscinetti (dette ragnature) o di superfici parzialmente o interamente porose. Per quanto riguarda il primo tipo, sebbene la superficie del pattino presenta delle scanalature che favoriscono il deflusso del lubrificante e consente un aumento della capacità di carico e della rigidità, ragnature con larghezza e profondità troppo grandi aumentano la possibilità di incorrere in un fenomeno di instabilità chiamato 'pneumatic hammer'. Esso è dovuto al ritardo tra la variazione dell'altezza di meato e la conseguente variazione di pressione all'interno dello

stesso. Per quanto concerne le superfici porose, in esse si ottengono distribuzioni di pressione più regolari con gradienti inferiori, ma a causa della elevata fragilità del materiale poroso si può facilmente incorrere in malfunzionamenti.

Successivamente grazie ai miglioramenti tecnologici, particolarmente nei settori della produzione e dell'elettronica, alle ampie conoscenze acquisite sulla lubrificazione a gas fino a quel momento (1960-1970) e all'aumento della domanda di prestazioni elevate sono state sviluppate metodologie di compensazione che consistono nell'integrare ai cuscinetti componenti aggiuntivi al fine di incrementarne le prestazioni. Per raggiungere questo obiettivo, ovvero allargare ed ottimizzare il campo di applicazione dei cuscinetti a gas, vengono adottati i metodi di compensazione e la letteratura presenta molti esempi di questi sistemi.

L'obiettivo principale nella progettazione di un sistema di compensazione è quello di massimizzare la capacità di carico e/o la rigidità statica del cuscinetto, senza comprometterne la stabilità o incorrere in un consumo d'aria inaccettabilmente elevato. Esistono due tipi principali di compensazione: passiva e attiva. Nella compensazione passiva, non viene spesa ulteriore energia rispetto a quella proveniente dall'aria di alimentazione dei cuscinetti, utilizzando solo dispositivi passivi, quali valvole pneumatiche o elementi cedevoli, ovvero soluzioni che più si potrebbero prestare all'ambito industriale. Solitamente, nei metodi passivi il massimo risultato ottenibile è un valore di rigidità quasi infinito, ciò significa che, apportando variazioni di carico (fino al 30 % del carico nominale), il meato d'aria rimane inalterato a frequenza nulla. D'altro canto, nella compensazione attiva, vengono utilizzati sistemi di controllo e attuatori per controllare l'apertura degli orifizi e per modificare la geometria del pattino. Questo metodo di compensazione permette di ottenere dinamiche maggiori, maggiori accuratezze di posizionamento ed inoltre la possibilità di integrazione con sistemi di monitoraggio. Nonostante le loro elevate prestazioni, ad oggi, i metodi di compensazione attivi, essendo molto costosi, non sono ancora pronti per essere utilizzati all'interno di applicazioni industriali.

A seconda delle necessità e delle applicazioni, può essere scelta una tipologia di compensazione rispetto all'altra, ma generalmente, il fattore discriminante è il costo. Viene riportata di seguito la tabella 1.1 che schematizza vantaggi e svantaggi dei metodi di compensazione.

Compensazione	Vantaggi	Svantaggi
Passiva	Economica	<ul style="list-style-type: none"> • Rigidezza infinita solo per piccoli range di forza • Basse dinamiche
Attiva	<ul style="list-style-type: none"> • Elevate dinamiche • Maggiore accuratezza • Possibile integrazione con sistemi di monitoraggio 	Costosa

Tabella 1.1: Comparazione tra compensazione attiva e passiva. Tratto da [1]

1.2.1 I sistemi di alimentazione

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

1. *inherently compensated*: fori con diametri grandi rispetto alle dimensioni del meato
2. *orifice compensated* : fori con diametri piccoli rispetto alle dimensioni del meato
3. *microfori*: fori con diametri inferiori a 0.1 mm
4. *con ragnatura (grooved)*: la superficie del pattino presenta delle scanalature che favoriscono il deflusso del lubrificante
5. *porosi o parzialmente porosi (porous)*: i fori vengono sostituiti con inserti o superfici porose

Teoricamente, la differenza tra i sistemi di alimentazione con *inherently compensated* e *orifice compensated* è dovuta alla conduttanza del sistema di alimentazione che può assumere due differenti valori in base al valore del diametro del foro di alimentazione confrontato con il valore dell'altezza del meato di aria. In particolare abbiamo che è *orifice compensated* se $\pi d^2/4 < \pi dh$ invece è *inherently compensated* se $\pi d^2/4 > \pi dh$. In generale, come mostrato da Fourka et al.[2], pattini pneumostatici con fori semplici mostrano elevata rigidezza, basso smorzamento e bassa stabilità, rispetto ai fori *inherent* che però risultano avere una maggiore stabilità.

Per quanto riguarda i microfori, vista la loro ridotta dimensione sono storicamente più recenti in quanto vengono realizzati mediante sistemi di fabbricazione MEMS che utilizzano micro punte, laser o elettroerosione.



Figura 1.5: Esempio di inherently e orifice(pocketed) compensated

Invece, tramite le ragnature la pressione si distribuisce uniformemente sulla superficie. La presenza della ragnatura consente un aumento della capacità di carico e della rigidità, specialmente per meati molto sottili. Tuttavia lo studio di Chen et al [3] ha mostrato come ragnature con larghezza e profondità troppo grandi aumentano la possibilità di incorrere nel fenomeno del ‘pneumatic hammer’.

Nei sistemi porosi l’aria fuoriesce attraverso un materiale poroso rivestito in carbonio. Anche in questo caso si ottengono distribuzioni di pressione più regolari con gradienti inferiori. 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. A causa della fragilità dei materiali utilizzati questa tipologia di pattini è molto sensibile agli urti e ai graffi e inoltre, possono facilmente incorrere in malfunzionamenti prodotti da ostruzioni. 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.

Un ulteriore metodo di compensazione riguardante i sistemi di alimentazione, presentato in [4], consiste nel variare dimensioni e forma delle tasche. La distribuzione delle pressioni ha una geometria differente nei casi in cui ci sia o meno la tasca. Infatti, nel primo caso l’andamento è trapezoidale, mentre nel secondo si ha una distribuzione triangolare. In figura 1.6 appare evidente l’aumento di portanza nel primo caso.

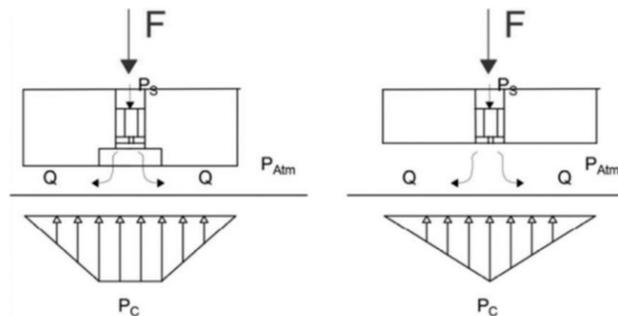


Figura 1.6: Distribuzione delle pressioni con e senza tasca

Come spiegato attraverso simulazioni CFD da Li e Ding [5], le dimensioni dei fori e delle tasche del pattino hanno un'influenza non trascurabile sulla caratteristica di forza e portata. Si ottengono buone performance quando il diametro del foro e lo spessore del film di meato sono piccoli, mentre il diametro della tasca è grande. Da tener presente, però, che si potrebbe raggiungere l'instabilità quando diametro e profondità di quest'ultima sono troppo grandi. Anche la forma della tasca ha un effetto sulle performance del pattino. Per questo Chen e He [3] studiarono l'effetto che diverse geometrie producevano sulle caratteristiche. In particolare vennero confrontate le seguenti geometrie:

- senza tasche
- con tasche rettangolari
- con tasche sferiche

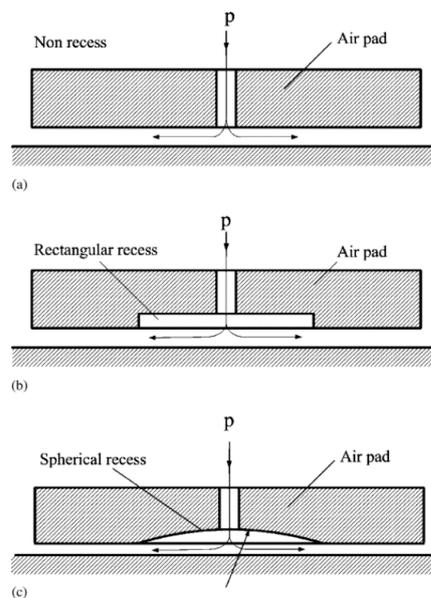


Figura 1.7: Geometrie di avanfori: a) senza; b) avanforo rettangolare; c) avanforo sferico. Tratta da [3]

All'uscita del flusso dal foro all'interno della tasca, si creano fenomeni vorticosi che aumentano la temperatura in modo da causare una depressione locale. Il tutto con il rischio di un'instabilità. Il fenomeno è più evidente nelle tasche di tipo rettangolare. A tasche rettangolari corrispondono maggiore portanza e portata. Nel caso sferico si hanno performance intermedie.

1.2.2 Compensazione passiva

Le tecniche di compensazione passiva sono state le prime strategie di compensazione adottate, grazie alla loro facilità di integrazione e costo relativamente basso. 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 [6].

Un metodo di compensazione passiva, proposto da Newgard et al. [7], prevede l'utilizzo 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 1.8 viene riportato uno schema del foro elastico nelle condizioni di lavoro. Partendo dalle condizioni di funzionamento nominali, all'aumentare del carico applicato sul cuscinetto, la pressione nel meato, P_p tende a salire determinando un allargamento della sezione del foro elastico. 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.

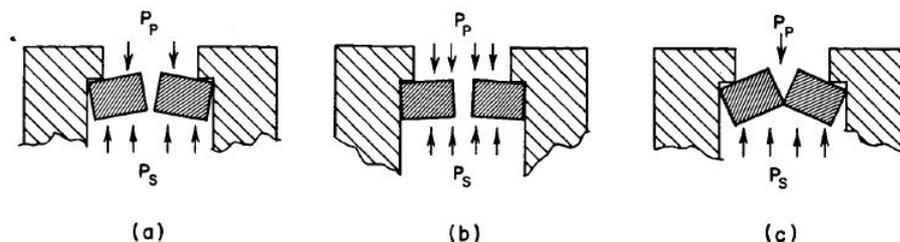


Figure A-5.—Operation of elastic orifice.
 (a) Initial operating condition.
 (b) High pool pressure (low ΔP).
 (c) Low pool pressure (high ΔP).

Figura 1.8: Principio di funzionamento di un foro elastico

Un secondo metodo di compensazione passiva è stato proposto da Blondeel et al [8]. Questo è rappresentato in Figura 1.9 e prevede l'impiego di meati convergenti deformabili. La superficie del cuscinetto è rappresentata da una membrana che può flettere poiché è sottoposta alla pressione di alimentazione da un lato e alla pressione del meato di aria dall'altro. Quando il carico esterno aumenta (diminuisce), aumentando (diminuendo) la conicità del meato di aria, anche la pressione in esso aumenta (diminuisce). Questo cambiamento di conicità consente di aumentare (diminuire) la pressione nel meato riducendo la relativa variazione dell'altezza del meato. In questo modo si è riusciti ad ottenere una regolazione della pressione sotto il pattino in funzione della forza esterna. Questo metodo di compensazione permette certamente di migliorare il valore della rigidezza ma ha ridotti campi di regolazione.

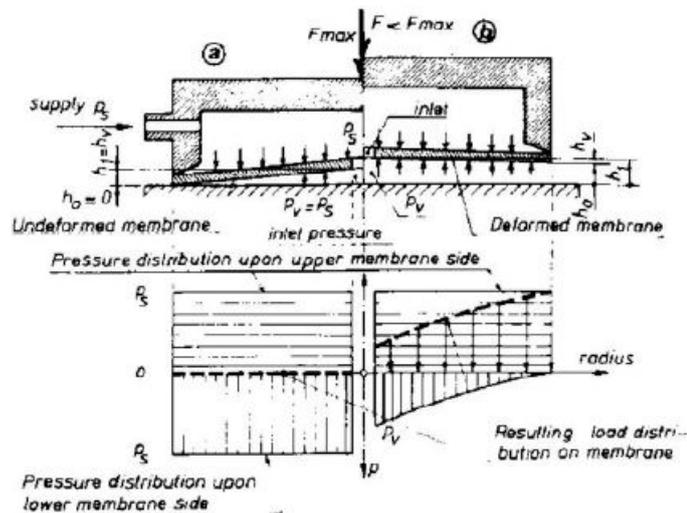


Figura 1.9: Compensazione mediante membrana conica

Agli inizi degli anni 90 furono introdotti altri metodi di compensazione passiva che impiegavano elementi mobili per compensare le variazioni di carico. In Figura 1.10, viene illustrato il metodo proposto da Yoshimoto et al.[9], che prevede l'utilizzo di un disco flottante. L'aria in pressione raggiunge il meato d'aria di spessore h_1 attraverso il foro di diametro d_1 e può essere scaricata nell'ambiente attraverso il foro di diametro d_2 oppure inviato nel meato del cuscinetto h_2 attraverso il foro d_0 . 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. Se il carico esterno aumenta, l'altezza del meato h_2 si riduce e produce un aumento della pressione che porta il disco galleggiante a spostarsi verso il basso. Di conseguenza anche lo spazio h_1 e la portata di aria che

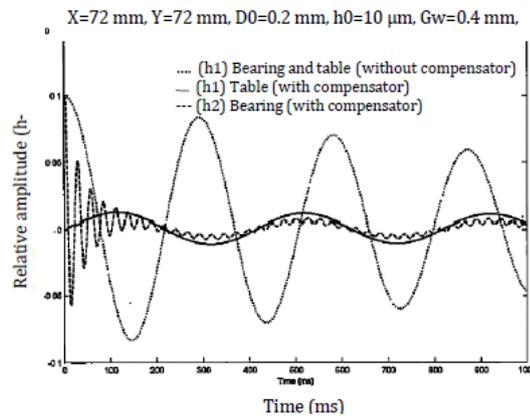
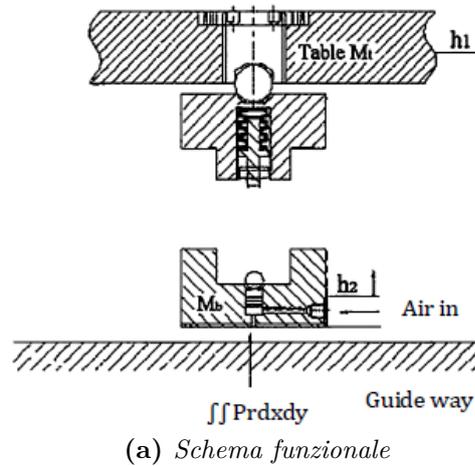


Figura 1.11: Cuscinetto reggispinta con smorzatore a molla a tazza

Un innovativo metodo di compensazione passivo prevede l'utilizzo di una valvola a diaframma come quella rappresentata nelle successive figure. Questa tipologia di valvola, presentata in Ghodsiyeh et al. [10], è montata sui pattini pneumatici. Essa permette di migliorare la rigidità portandola a valori anche infiniti per determinati valori di altezza di meato e di diminuire il consumo di aria. La valvola a diaframma viene alimentata alla pressione di alimentazione ed è composta da diverse parti: molla a tazza, montata tra il corpo centrale della valvola e l'ugello mobile, ugello mobile, montato coassialmente rispetto al foro verticale praticato nel corpo principale della valvola ed ha un orifizio di diametro d_v , vite di regolazione che permette di regolare la posizione iniziale dell'ugello, diaframma di diametro D_m e spessore s tra la parte centrale della valvola e la parte inferiore, o-ring per evitare trafileamenti tra le varie parti della valvola. La figura 1.12 (b) mostra la

membrana deformata a causa della pressione P_v . Se $P_v = P_a$, il diaframma non è deformato (linea tratteggiata) e la distanza dall'ugello al diaframma è uguale a x_0 (distanza iniziale). Se il carico applicato sul cuscinetto aumenta, l'altezza del meato diminuisce e sia la pressione P_m che la pressione P_v aumentano, facendo deflettere la membrana.

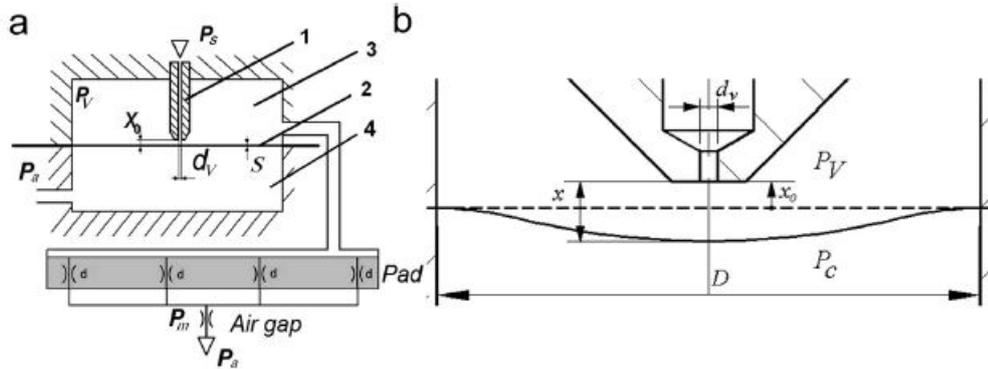


Figura 1.12: (a) Schema del pattino controllato (b) schizzo membrana deformata

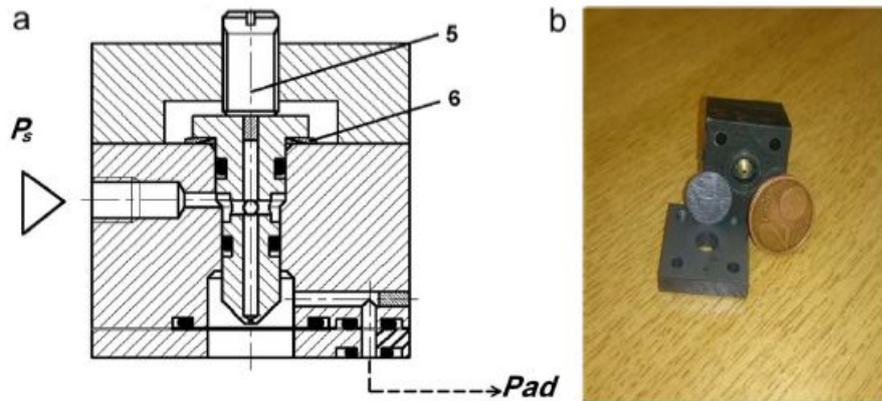


Figura 1.13: (a) Sezione della valvola (b) valvola attuale

Il principio di funzionamento della valvola, sebbene la geometria cambi leggermente, verrà approfondito dettagliatamente nel capitolo successivo.

1.2.3 Compensazione attiva

A causa dei limiti che caratterizzano le strategie di compensazione passiva, sono stati introdotti i metodi di compensazione attiva. Essi possono garantire dinamiche maggiori, maggiori accuratezze di posizionamento ed inoltre la possibilità di integrazione con sistemi di monitoraggio. Questi tipi di sistemi utilizzano fonti di energia esterne in particolare per alimentare attuatori elettrici controllori elettronici, driver. La maggior parte di queste soluzioni sfrutta gli attuatori piezoelettrici per la loro maggiore dinamica, densità di potenza ed efficienza. Tuttavia, anche gli attuatori magnetostriativi, elettromagnetici e pneumatici sono stati adottati con successo. Per ottenere feedback sulla posizione di funzionamento del cuscinetto, vengono solitamente integrati sensori capacitivi, a correnti parassite e ottici. Come illustrato in Lentini et al. [6] questa tipologia di compensazione può essere suddivisa in:

- *Active flow resistance compensation method*: per regolazione di flusso, in cui gli attuatori controllano l'apertura degli orifizi dell'aria del pattino
- *Active geometrical compensation method*: mediante il sistema di controllo, vengono modificate le geometrie del pattino, fra cui lo spessore dello stesso oppure la forma del meato
- *Hybrid active compensation method*: adotta soluzioni ibride fra le tipologie precedenti

Un'ulteriore suddivisione può essere fatta in base alla tecnologia di attuazione utilizzata. Vengono riportate in Tabella 1.2, tratta da Raparelli et al. [1], le varie tipologie di attuatori con i relativi vantaggi e svantaggi.

Tipo di Attuatore	Vantaggi	Svantaggi
Piezoelettrico	<ul style="list-style-type: none"> • Elevate dinamiche • Elevate efficienze • Elevata energia specifica • Alta risoluzione • Bassa isteresi 	<ul style="list-style-type: none"> • Brevi corse • Necessità sistema di controllo ausiliario • Non linearità • Tipicamente fragile
Magnetostrittivo	<ul style="list-style-type: none"> • Elevata energia specifica • Attuazione senza contatto • Elevate dinamiche • Elevate efficienze • Discreta risoluzione • Discreto sforzo di attuazione • Media-bassa isteresi 	<ul style="list-style-type: none"> • Necessità sistema di controllo ausiliario • Brevi corse • Non linearità • Tipicamente fragile
Elettromagnetico	<ul style="list-style-type: none"> • Discrete dinamiche • Media efficienza • Attuazione senza contatto • Discrete corse • Discreta energia specifica • Discreta risoluzione • Bassa isteresi 	<ul style="list-style-type: none"> • Non linearità • Necessità sistema di controllo ausiliario
Valvole pneumatiche	<ul style="list-style-type: none"> • Economiche • Grandi corse • Discreta energia specifica • Discreta risoluzione 	<ul style="list-style-type: none"> • Non linearità • Elevate isteresi • Perdite • Bassa efficienza • Basse dinamiche • Rumorose

Tabella 1.2: Comparazione tipologie attuatori. Tratto da [1]

Metodi di compensazione attiva del flusso

Il primo metodo di compensazione attiva del flusso è un sistema di iniezione, tratto da Morosi et al[11], che regola la portata di aria che arriva alla boccola

tramite l'utilizzo di un attuatore piezoelettrico e di una molla a tazza e permette di ottenere rigidità statica infinita. Come si osserva dalla Figura 1.14 il sistema di alimentazione viene modificato, ovvero non c'è più un'alimentazione diretta ma si interpone un sistema di iniezione caratterizzato dai seguenti elementi: attuatore piezoelettrico, molla a tazza, otturatore, guarnizione O-ring per ridurre al minimo le perdite d'aria, canali dell'aria. Se l'attuatore piezoelettrico viene azionato tramite una tensione elettrica, eserciterà una forza che sposterà la posizione dell'otturatore raggiungendo una nova posizione di equilibrio in base alla rigidità della molla a tazza. Di conseguenza cambierà anche l'area di passaggio e la portata d'aria. In questo modo si riesce a regolare la portata di aria a monte richiesta dalla boccola, ottenendo una regolazione dell'altezza del meato.

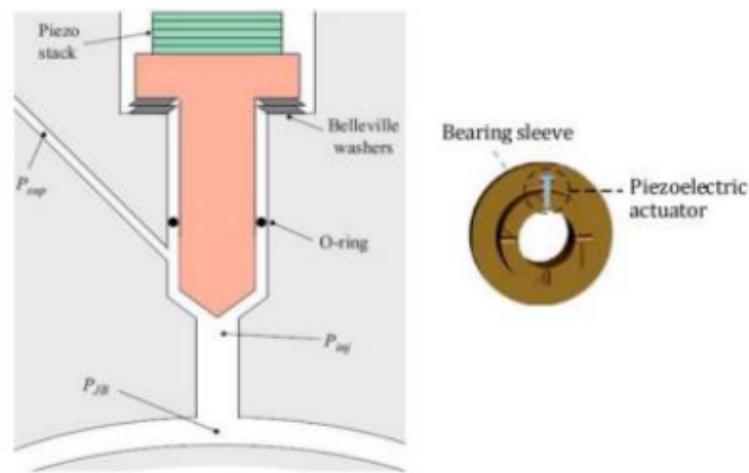


Figura 1.14: Sistema di iniezione

Il secondo metodo di compensazione, presentato da Mizumoto et al. [12], utilizza un componente denominato ECR ("Exhaust Control Restrictor") che preleva l'aria direttamente dal meato per effonderlo in atmosfera regolandone il flusso. In questo modo si effettua la regolazione della pressione al di sotto della boccola. Il componente ECR è rappresentato di seguito, in Figura 1.15 insieme allo schema di funzionamento. Una parte dell'aria che arriva nel meato viene poi raccolta da un canale di fuoriuscita che porta all'ECR composto da: attuatore piezoelettrico, una vite di regolazione, una membrana, una sfera di acciaio, canali di fuoriuscita dell'aria. L'attuatore piezoelettrico se alimentato, spinge sulla sfera in acciaio e quindi sulla membrana, modificando la sezione di passaggio del flusso di aria verso i canali di fuoriuscita. Inoltre la posizione della sfera in acciaio può essere regolata tramite una vite di regolazione che permette di variare il precarico. Di conseguenza, agendo su questo componente si può modificare la pressione all'interno del meato.

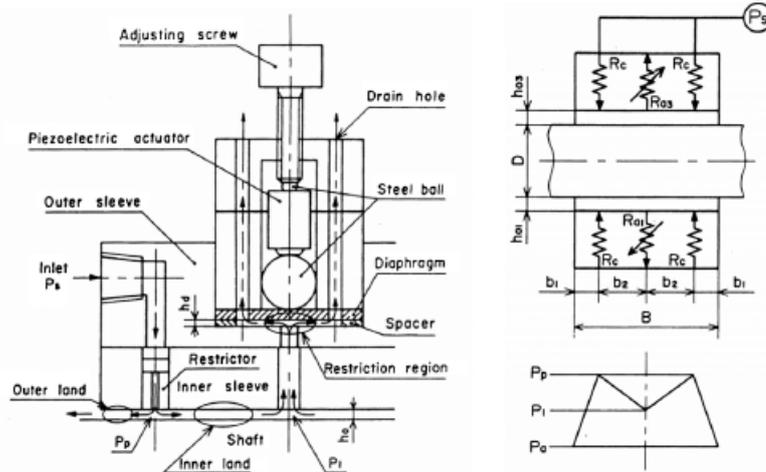


Figura 1.15: Schema ECR e principio di funzionamento. Tratto da [12]

Viene mostrata di seguito la sezione costruttiva di un cuscinetto pneumostatico con ECR.

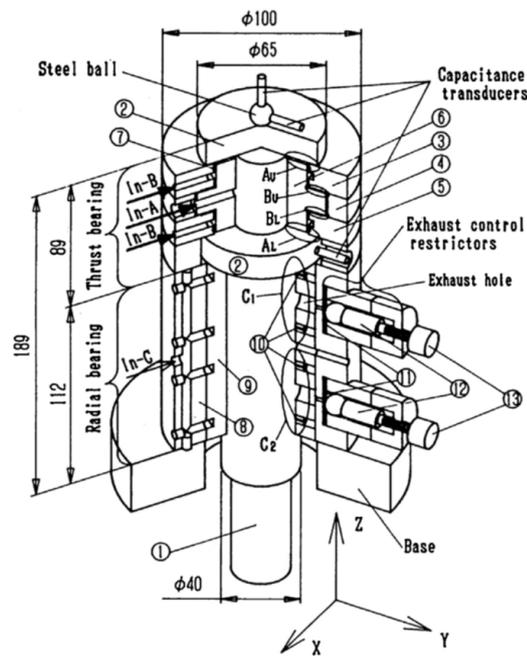
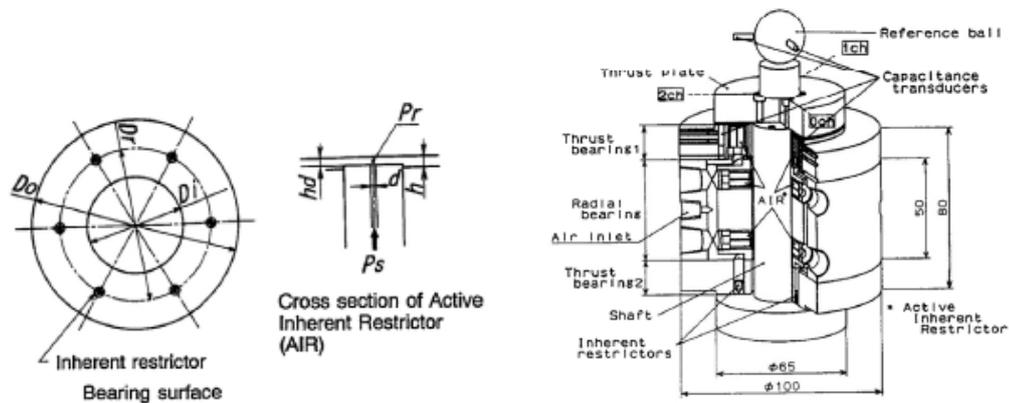


Figura 1.16: Cuscinetto pneumostatico con ECR. Tratto da [12]

Al fine di modificare la distribuzione di pressione nel meato, è possibile adottare la soluzione in Figura 1.17 (a), denominata AIR (acronimo di “Active Inherent Restrictor”) e presentata da Mizumoto et al. [13]. Questa utilizza un attuatore piezoelettrico munito di un foro passante, in cui controllando la corsa dell'attuatore, è possibile modificare la sezione di passaggio πdh_d indipendentemente dallo spessore del meato e ottenere, sotto il cuscinetto, una distribuzione della pressione variabile. La Figura 1.17 (b) mostra lo spaccato di un cuscinetto rotativo con installati gli AIR.



(a) Attuatore PZT di un AIR e disposizione sulla superficie di un pattino (b) Spaccato di un cuscinetto rotativo con installati degli AIR

Figura 1.17: AIR. Tratto da [13]

Un altro metodo noto in letteratura è quello relativo all'utilizzo di attuatori magnetostrittivi ed elettromagnetici che consentono di migliorare le prestazioni dei cuscinetti pneumostatici nonostante dinamiche inferiori e dimensioni superiori. La metodologia proposta in questo paragrafo è quella di Ro et al. [14]. La figura 1.18 mostra la tecnologia di compensazione che viene utilizzata per sostenere verticalmente una tavola traslante. I componenti utilizzati sono: otto pattini pneumostatici porosi orizzontali e otto pattini porosi verticali, un sistema di guide ed un basamento, una tavola traslante munita di quattro attuatori magnetici posizionati verticalmente ai quattro angoli della tavola rotante, un motore lineare per azionare il movimento della tavola traslante ed un sistema di azionamento degli attuatori magnetici. Ogni attuatore magnetico è costituito da un magnete permanente che genera un flusso magnetico nominale e da una bobina per variare la forza magnetica e quindi per regolare l'altezza di meato in base alle variazioni di forza esterna. Questo tipo di soluzione permette di ottenere notevoli vantaggi quali l'accuratezza di posizionamento, la totale assenza di attrito e una rigidità del

sistema quasi infinita per un ampio campo di lavoro. Allo stesso tempo presenta forti limitazioni dovute alle bobine e ai magneti che richiedono spazio, limiti fisici dovuti a saturazioni, perdite, isteresie magnetizzazioni.

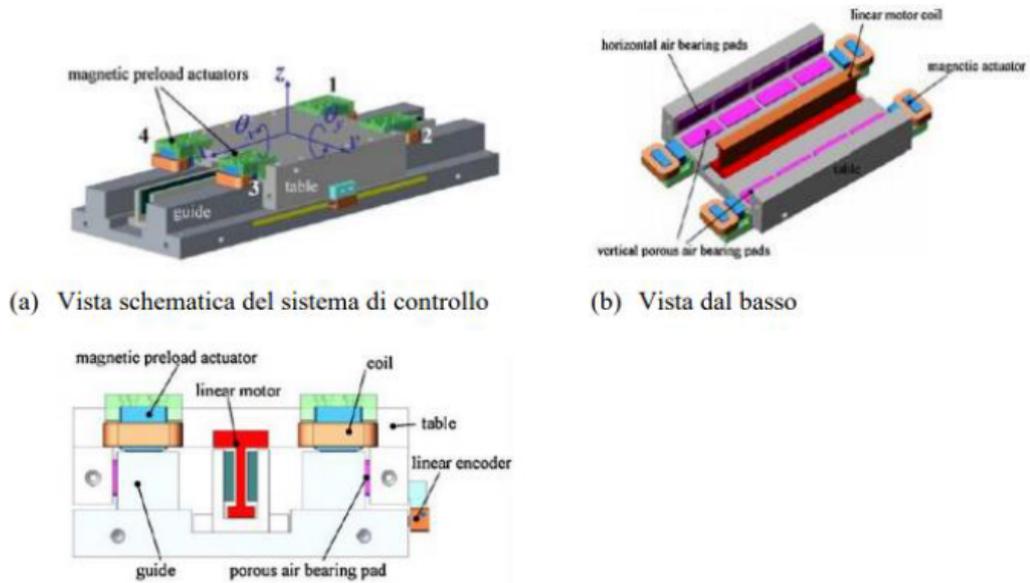


Figura 1.18: Metodo di compensazione attiva con attuatori magnetici

In Figura 1.19 è riportato il metodo di compensazione attiva che utilizza elettrovalvole digitali, proposto da Colombo et. al [15]. 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.

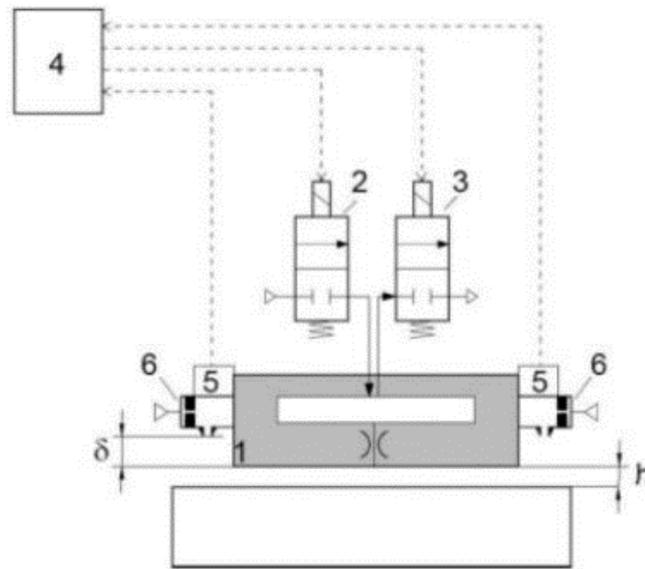


Figura 1.19: Valvole pneumatiche digitali comandate in PWM e sensori di contropressione

Un ulteriore metodologia nota in letteratura è quella relativa all'utilizzo di una servovalvola pneumatica, proposta è da Belforte et al. [16]. Come rappresentato in Figura 1.20 gli elementi che caratterizzano il sistema di regolazione sono: albero (elemento 1), boccola pneumostatica (elemento 2), servovalvola superiore (elemento 3), servovalvola inferiore (elemento 4), sensore a contropressione (elemento 5). La servovalvola proposta è caratterizzata da quattro camere e da tre membrane. La pressione di alimentazione agisce sulla membrana 1 e sulla membrana 3 a parità di superficie e in direzione opposta e come conseguenza il loro effetto è bilanciato non modificando la posizione dell'otturatore. Diversamente la camera 2 e la camera 3 hanno pressioni differenti in quanto una camera è in comunicazione con una pressione di riferimento e l'altra camera è in comunicazione con la pressione di controllo, quella inviata dal sensore a contropressione. Il principio di funzionamento della servovalvola può essere così riassunto: se la pressione di controllo (la pressione misurata da un sensore a contropressione montato su un albero) è superiore alla pressione di riferimento l'otturatore si sposterà aumentando l'area di efflusso o diminuendola e di conseguenza varierà la portata di aria verso il pattino. È importante sottolineare che il pattino è compensato tramite due servovalvole che hanno le due camere di controllo e di riferimento invertite, ovvero se una servovalvola aumenta la portata in direzione del pattino l'altra la diminuirà. In questo modo si riescono ad ottenere rigidità infinite per un ampio range di lavoro.

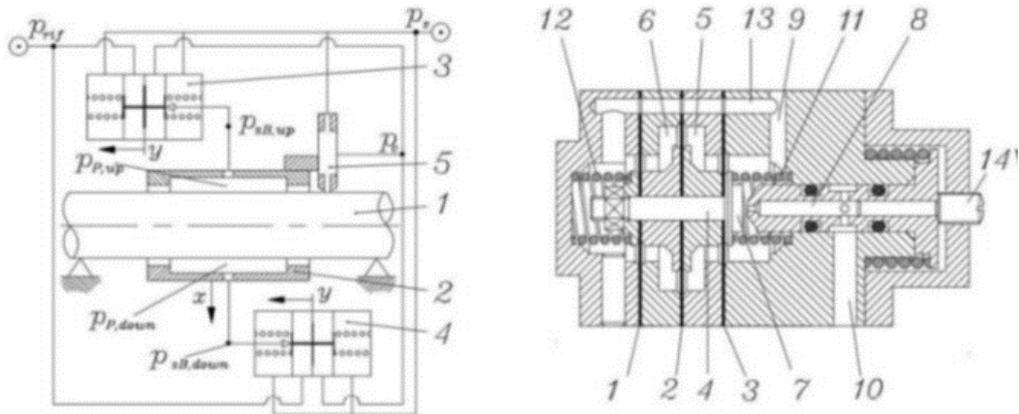


Figura 1.20: servovalvola pneumatica

Metodi di compensazione attiva geometrica

I metodi di compensazione geometrica a differenza dei metodi di compensazione di flusso sfruttano la variazione di geometria del pattino. Il metodo a cui si fa riferimento è quello proposto da Colombo et al.[17].

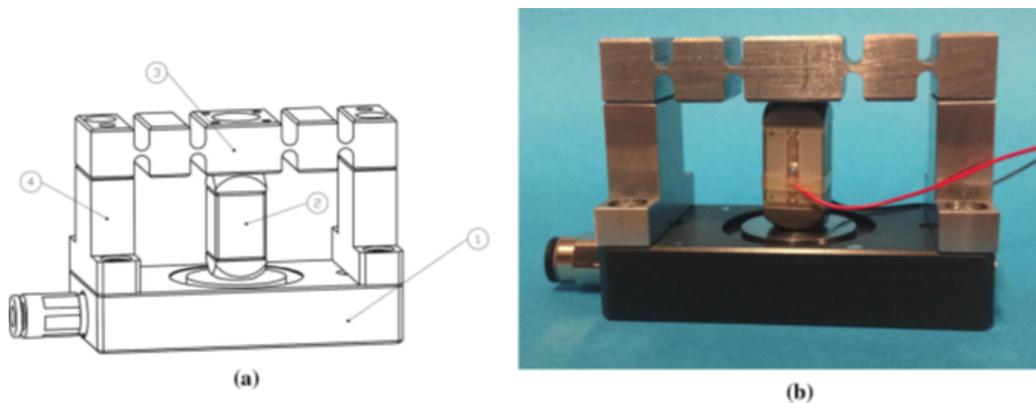


Figura 1.21: ATB: a) Vista schematica del pattino compensato con i suoi elementi. b) Fotografia del prototipo

Come si nota in Figura 1.21, questo metodo di compensazione consiste nell'integrare un comune pattino commerciale MAGER (1) con un attuatore piezoelettrico (2) e un meccanismo deformabile con cerniere virtuali (2,3). H è l'altezza controllata (che corrisponde alla posizione del cuscinetto) ed è data dalla somma dell'altezza del meato h e dalla dimensione verticale del cuscinetto Z . Per garantire l'accuratezza e

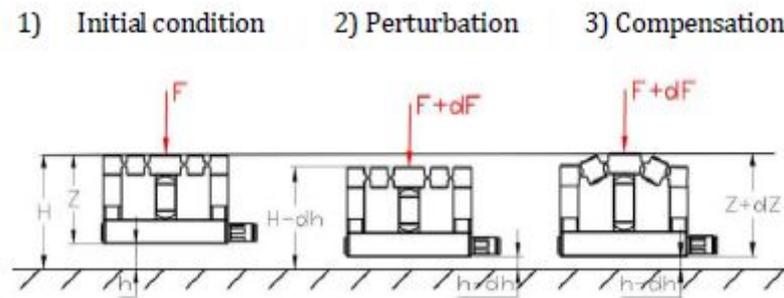


Figura 1.22: Schema di funzionamento

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 riduzione (aumento) dell'altezza 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.

Aguirre et al. in [18] hanno proposto una tecnica di compensazione rappresentata in Figura 1.22. 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.

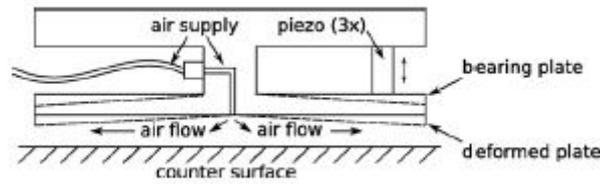


Figura 1.23: Esempio di compensazione geometrica attiva con variazione della conicità

Anche Maamari et al. in [19] hanno proposto un metodo di compensazione attiva basato sulla variazione della conicità. Lo schema concettuale è rappresentato in Figura 1.24. La superficie utile è costituita da una piastra di raggio r_a incernierata sia al corpo centrale, che ospita il foro di alimentazione, ad una distanza r_{rec} che in un secondo punto distante r_p dal centro. Una seconda piastra, anch'essa incernierata in due punti, è posizionata ad una distanza L sopra la piastra inferiore. Il sistema di attuazione è realizzato usando una semplice bobina anulare in rame con rigidità 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, genera una forza F_s verso l'alto. 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.

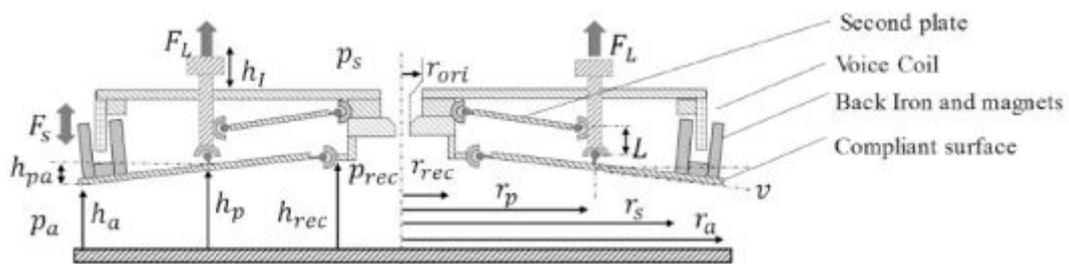


Figura 1.24: Esempio alternativo di compensazione geometrica attiva con variazione della conicità

Metodi di compensazione attiva ibridi

I metodi di compensazione attiva ibridi sono una combinazione dei metodi attivi precedentemente descritti. Un esempio di compensazione attiva ibrida, proposto da Al-Bender et al. [20], è riportato in Figura 1.25, 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.

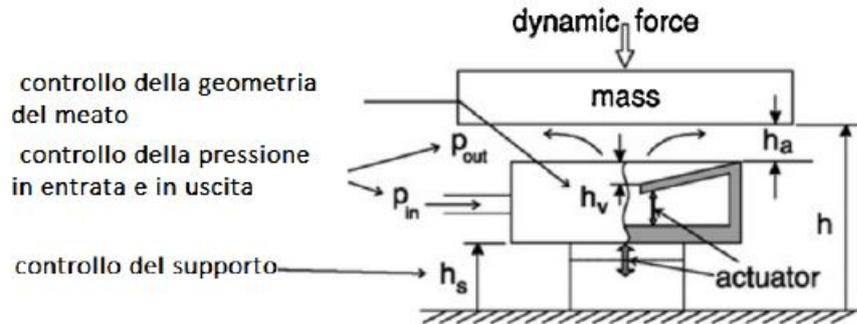


Figura 1.25: Schema di un controllo attivo ibrido

1.3 Obiettivo del lavoro

I metodi di compensazione passiva sono i più economici e al momento risultano essere quelli più utilizzabili a livello industriale. In questo lavoro di tesi viene proposta una procedura di sviluppo e studio di una valvola pneumatica a membrana che effettua un controllo passivo su un cuscinetto pneumostatico multiforo a geometria rettangolare. Questa consentirebbe di poter effettuare una progettazione ad hoc del sistema sulla base delle esigenze del cliente, ottenendo un prodotto con ridotti consumi di aria e rigidità quasi statica infinita nelle condizioni desiderate. Il primo passo è stato quello di realizzare un prototipo di valvola sulla base dei disegni di un tesista precedente. Per completare l'esperienza sono stati poi effettuati lo studio e la caratterizzazione della valvola tramite modelli numerici.

Capitolo 2

Prototipo della valvola pneumatica

In questo capitolo viene descritto il prototipo di valvola utilizzato come metodo di compensazione passivo. Esso consiste nell'integrare un cuscinetto pneumostatico multiforo di geometria rettangolare con una valvola a diaframma. La sperimentazione ha dimostrato che questo tipo di compensazione permette di migliorare la rigidità portandola a valori anche infiniti per determinati valori di altezza di meato e di diminuire il consumo di aria. La valvola è alimentata ad una pressione caratteristica ed il pattino è a sua volta alimentato dalla valvola a diaframma. L'aria in pressione attraversa l'ugello posizionato ad una distanza dal diaframma circolare e si accumula nella camera di controllo dove regna una pressione specifica. Il principio di funzionamento di questo metodo di compensazione può essere semplificato considerando per esempio un incremento di pressione nella camera di accumulo: l'aumento della pressione causa una deflessione della membrana e quindi un aumento della portata in uscita dalla valvola.

2.1 Descrizione componenti

Durante la progettazione della valvola sono state valutate 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 con differenti viste in Figura 2.1 e in Figura 2.2 .

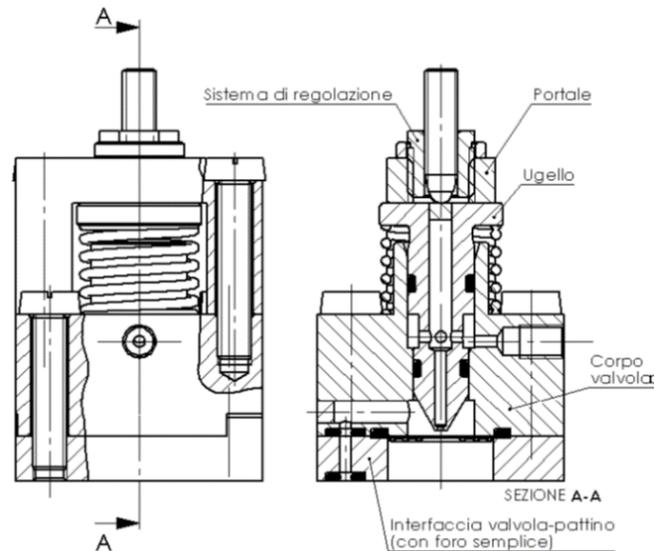


Figura 2.1: Viste in sezione della valvola pneumatica

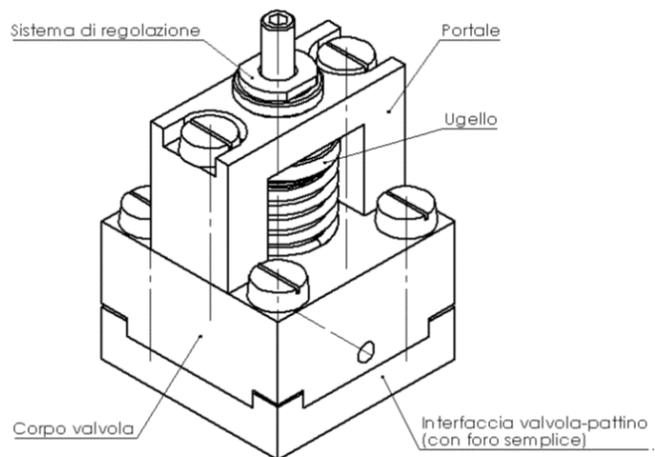


Figura 2.2: Vista isometrica della valvola pneumatica

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 x 22 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 33mm. La valvola esternamente è caratterizzata da cinque elementi: parte superiore o portale, parte centrale, parte inferiore, ugello di alimentazione e sistema di regolazione, tutti assemblati tra di loro. Questi verranno esposti dettagliatamente nei paragrafi successivi, insieme ai restanti elementi necessari al suo montaggio e nell'Appendice C verranno riportati l'assieme e le tavole quotate dei vari componenti della seconda soluzione.

Il materiale scelto per le parti realizzate attraverso lavorazioni alle macchine utensili è l'acciaio bonificato, in particolare 39NiCrMo3, sebbene sarebbe meglio adottare acciaio inossidabile in modo da ottenere maggior resistenza all'ossidazione e alla corrosione.

2.1.1 Portale

Il portale è la parte superiore della valvola ed è rappresentato in Figura 2.3. Essa 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 bisogna cambiarne dimensioni. I due fori passanti invece, ospitano due viti che collegano il portale con il corpo valvola.

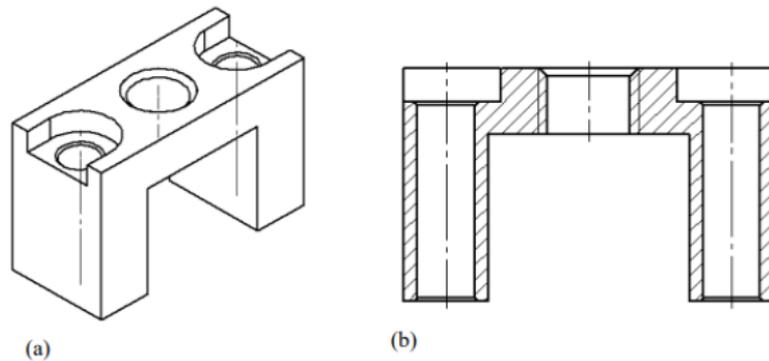


Figura 2.3: Portale: (a) vista isometrica, (b) vista in sezione

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.

2.1.2 Corpo valvola

Il corpo valvola è la parte centrale della valvola stessa. Questo presenta sette fori, di cui due necessari per il collegamento con la struttura a portale, quattro necessarie per collegare il corpo valvola con l’interfaccia valvola-pattino e un ulteriore foro per mettere in collegamento l’aria della valvola con il pattino pneumostatico. Inoltre sulla parte centrale della valvola sono ricavate le sedi per il montaggio dell’ugello di regolazione e della molla. La parte cilindrica che si vede in figura 2.4 è la sede dell’ugello di regolazione e la parte cilindrica esterna tiene in posizione la molla.

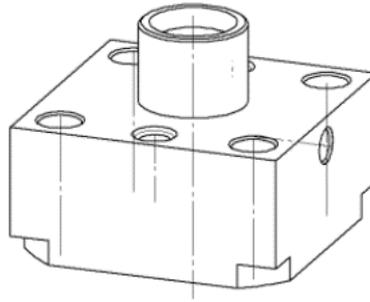


Figura 2.4: Corpo valvola

2.1.3 Interfaccia valvola-pattino

L'interfaccia valvola-pattino è rappresentata dalla 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, e dai risalti, posizionati ai sui 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 2.5, 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.

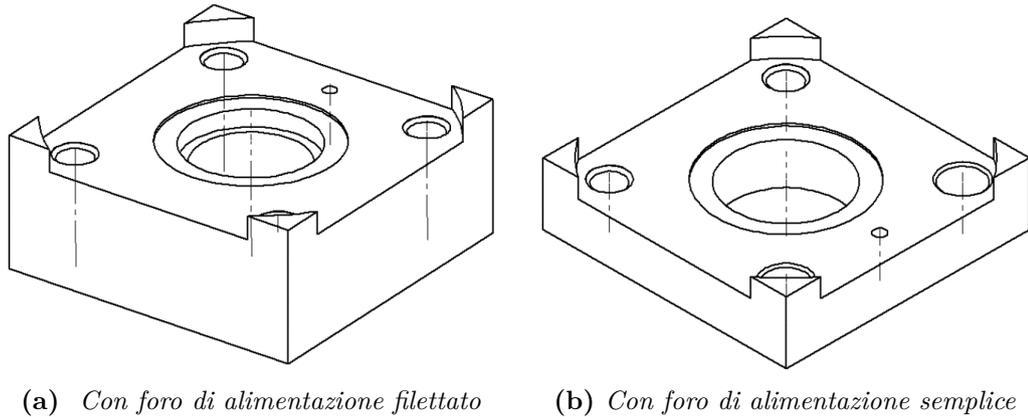


Figura 2.5: Interfaccia valvola-pattino

In Figura 2.6 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 per rilevare lo spostamento della membrana. Il corretto posizionamento e bloccaggio del sensore è assicurato da una vite posizionata perpendicolarmente al sensore. 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 che ospiteranno le quattro viti che chiuderanno a “pacchetto” la valvola. La tasca circolare centrale, la cui profondità viene evidenziata in “dettaglio c”, rappresenta la sede del diaframma che ne garantisce un corretto centraggio rispetto all'asse dell'ugello.

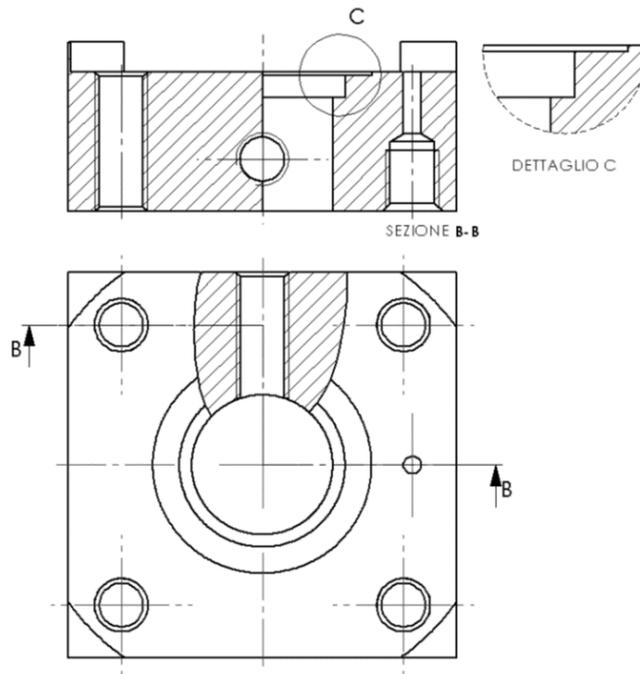


Figura 2.6: Interfaccia valvola-pattino con foro filettato di alimentazione

L'interfaccia valvola-pattino con foro di alimentazione semplice è rappresentata in Figura 2.7. 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 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.

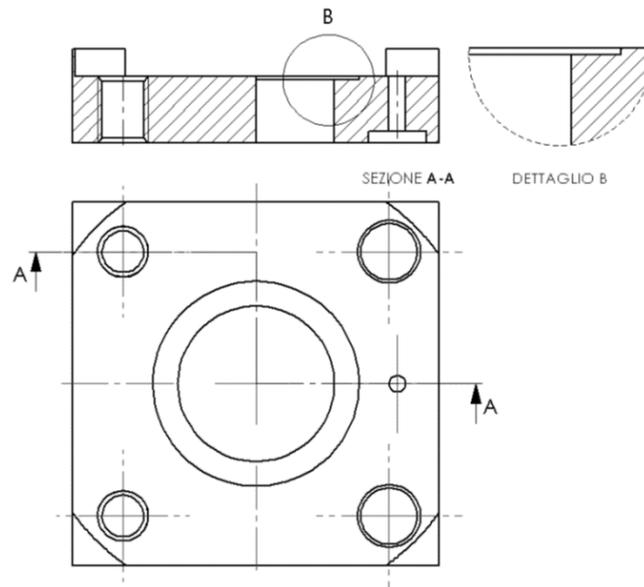


Figura 2.7: Interfaccia valvola-pattino con foro di alimentazione semplice

2.1.4 Ugello

L'ugello è l'elemento della valvola che fornisce l'alimentazione al pattino ed è riportato in Figura 2.8.

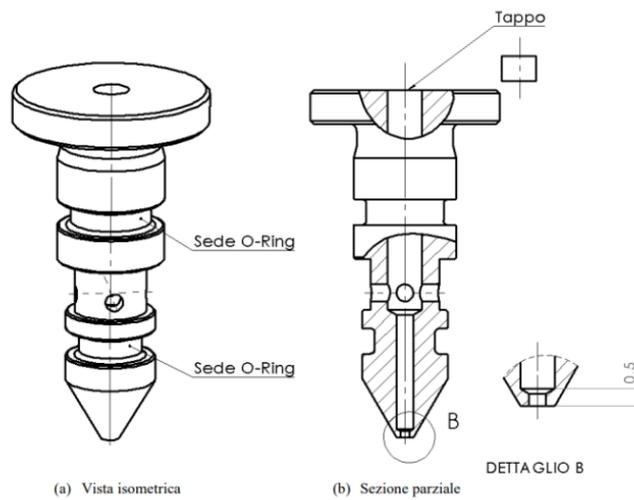


Figura 2.8: Ugello

L'ugello è inserito in posizione verticale nel corpo valvola e realizza un accoppiamento foro-base H8/f7 con gioco. Il gioco è contenuto in un range che va da un valore minimo di 10 μ m ad un massimo di 34 μ 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 che tra le superfici in moto relativo. Esso può essere sostituito con ugelli con la stessa geometria ma con fori interni di diametro diverso. La testa dell'ugello è realizzata in modo tale da garantire costantemente alla molla un punto stabile di appoggio assicurando 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 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 con la camera di controllo sopra il diaframma. Le sedi dei due O-Ring montati sull'ugello sono state dimensionate seguendo le indicazioni a catalogo del costruttore 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. Per quanto riguarda l'inserimento dei tappi, questa procedura può risultare problematica in caso vengano inseriti tappi troppo corti in quanto potrebbero esserci trafiletti d'aria. Questo problema è stato superato con l'introduzione di un secondo tappo.

2.1.5 Sistema di regolazione

L'ultimo elemento della valvola è il sistema di regolazione che ha lo scopo di variare la distanza iniziale tra ugello e membrana, importante grandezza che influisce significativamente sulle prestazioni. In generale questo sistema può essere realizzato utilizzando un micrometro commerciale oppure un grano accoppiato con un distanziale ed una boccola filettata. La boccola viene posizionata sulla struttura a portale come rappresentata in Figura 2.9.

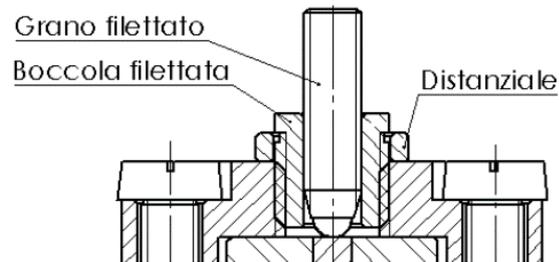


Figura 2.9: Sistema di regolazione con boccola e grano filettato

Poichè 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 con il micrometro, rappresentato in figura 2.10 è il più vantaggioso in quanto è in grado di assicurare elevate precisioni ed inoltre ha il vantaggio di poter essere azzerato e di conseguenza di poter 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, quindi utilizza lo stesso foro filettato ricavato sulla struttura a portale.

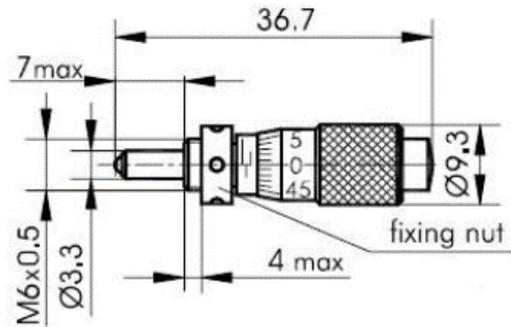


Figura 2.10: Mini-micrometro Standa 9S35M-5. Tratto da https://www.standa.it/products/catalog/fine_adjustment?item=30

2.1.6 Viti di collegamento

Per l'assemblaggio della valvola vengono impiegate viti commerciali con testa ad intaglio ISO 1207 come quella rappresentata in Figura 2.11. 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.

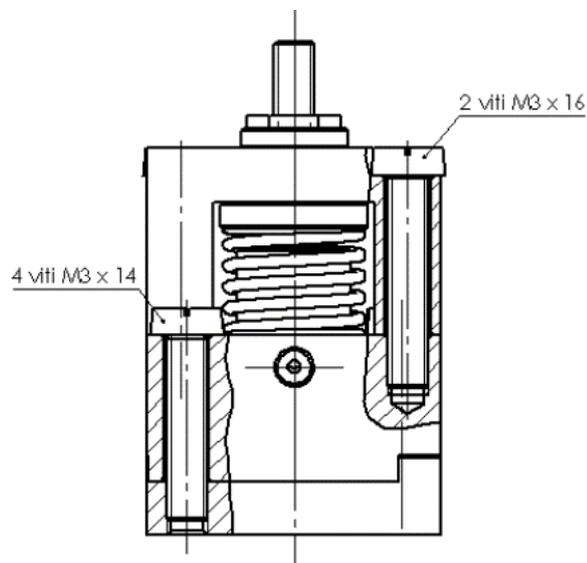


Figura 2.11: Viti per valvola pneumatica

2.2 Principio di funzionamento

La figura 2.12 (a) rappresenta lo schema funzionale del sistema. Il pattino viene alimentato ad aria alla pressione P_s tramite la valvola a diaframma. L'aria in pressione attraversa l'ugello che ha un diametro interno d_v ed è posizionato ad una distanza x_0 dal diaframma circolare e si accumula nella camera di controllo della valvola che è caratterizzata da una pressione P_v . Al di sotto del pattino, nel volume centrale, invece è presente una pressione P_0 che è un valore medio di pressione delle varie pressioni locali. La membrana viene deformata a causa della pressione P_1 . Se $P_1 = P_a$, il diaframma non è deformato (linea tratteggiata) e la distanza dall'ugello al diaframma è uguale a x_0 (distanza iniziale). Non appena il carico applicato sul cuscinetto aumenta, l'altezza del meato diminuisce e sia la pressione P_0 che la pressione P_1 aumentano. Di conseguenza, la membrana deflette, facendo aumentare la luce di passaggio e quindi la portata diretta al pattino fino a quando esso non raggiunge una nuova posizione di equilibrio. La figura 2.12 (b) mostra la sezione del prototipo di valvola realizzato:

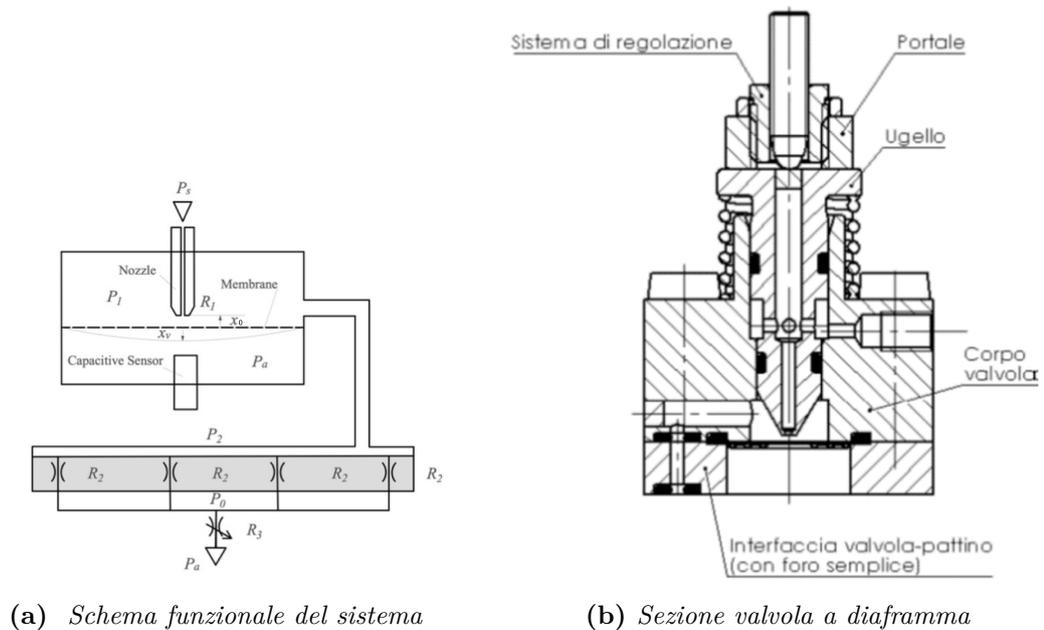


Figura 2.12: Schema funzionale valvola a diaframma

In Figura 2.13 è riportato uno schema funzionale che permette la spiegazione fisica del metodo di compensazione in oggetto. Si parte da una condizione nominale di carico applicato e di meato iniziale: se aumenta la forza applicata il meato si riduce e l'aria presente nel film si comprime. L'aumento della pressione nel volume centrale e al di sotto dei fori di alimentazione provoca un incremento della pressione P_1 e la membrana deflette. In questo modo si apre la luce di passaggio, aumenta la massa di aria che arriva nel meato, la pressione a sua volta subisce un incremento ed il pattino tende a risalire all'altezza di meato iniziale.

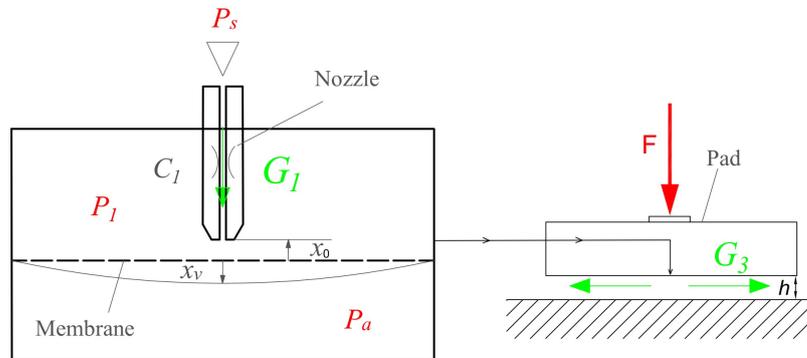


Figura 2.13: Principio di funzionamento del metodo di compensazione con valvola a diaframma

Come si può notare nella Figura 2.14, tratta da [21], l'ugello può assumere sia posizioni negative che positive.

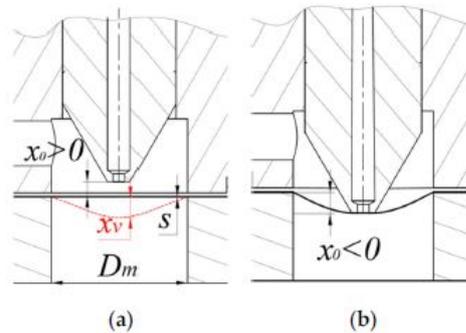


Figura 2.14: a) Configurazione per $x_0 > 0$. b) Configurazione per $x_0 < 0$.

La regolazione, nel caso considerato, si è rivelata molto più efficace quando la membrana viene precaricata dall'ugello e quindi si ha uno spostamento iniziale minore di zero. Il funzionamento del pattino viene comunque garantito dalla presenza di una portata di fuga che, a livello numerico, è stata considerata come una distanza di by-pass al di sotto della quale $x = x_{\text{by-pass}}$.

2.2.1 Caratterizzazione statica

Le Figure 2.15, tratte da Ghodsiyeh et al. [22], mostrano le curve statiche numeriche e sperimentali di capacità di carico e consumo ($P_s = 5.25$ bar), per diverse distanze iniziali ugello-membrana $x_n = 0, -10, -20, -30 \mu m$ e confrontano questi risultati con quelli ottenuti in assenza della valvola di regolazione. Si può notare come, la presenza della valvola consente di aumentare la rigidezza e ridurre il consumo d'aria, ma produce una diminuzione della capacità di carico. La regolazione della valvola è evidente solo per distanze iniziali ugello-membrana inferiori a $-10 \mu m$. In questi casi, a partire da altezze del meato d'aria più elevate e andando verso valori inferiori, è possibile identificare una zona di by-pass, una di regolazione e una zona di saturazione. La posizione di queste tre zone può essere chiarita osservando le curve caratteristiche sperimentali ottenute con la distanza membrana-ugello di $30 \mu m$. Nella regione di by-pass (tratto AB), la valvola si comporta come una resistenza pneumatica fissa. Il carico applicato sul pattino genera una pressione p_1 che non è sufficiente a creare uno spazio ben definito tra l'ugello e la membrana a causa del precarico iniziale imposto sulla membrana. Di conseguenza, l'aria fornita al cuscinetto è dovuta a piccole perdite d'aria che si verificano a causa di deformazioni locali della membrana e delle non perfette conformità delle superfici a contatto che non consentono la chiusura completa dell'ugello. Questo effetto, anche se imprevisto, risulta tuttavia positivo in quanto, in sua assenza, non ci sarebbe

portata e quindi nemmeno un meato. Quando il carico esterno aumenta, la distanza ugello-membrana aumenta a causa della maggiore pressione della valvola P_1 e la valvola inizia a regolare (tratto BC). Durante la regolazione, la valvola compensa la variazione dell'altezza del meato aumentando la portata d'aria fornita al cuscinetto e quindi la P_1 . Dal punto B, pur aumentando il carico esterno, il pattino mantiene l'altezza del meato pressoché invariata. Vale la pena sottolineare che la quantità di aria fornita dalla valvola dipende principalmente dalla rigidità della membrana della valvola (k_m) e dalla distanza iniziale membrana-ugello (x_0). Se la rigidità della membrana non è adeguata, l'effetto della compensazione può essere scarso o eccessivo (sovracompensazione). La regolazione della valvola termina nel punto C quando l'ugello satura a causa della sua eccessiva distanza dalla membrana. Questa condizione operativa corrisponde al consumo massimo d'aria del pattino. Nella zona di saturazione (tratto CD), le curve di carico e consumo d'aria mostrano tendenze che dipendono solo dalle prestazioni del pattino.

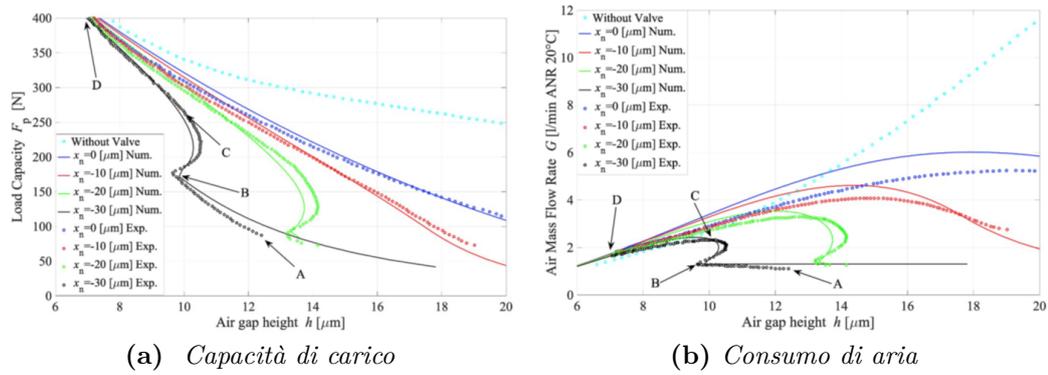


Figura 2.15: Schema funzionale valvola a diaframma. Tratte da [22]

2.2.2 Problemi riscontrati

I problemi incontrati durante la fase di modellazione e realizzazione della valvola a diaframma sono molteplici e vengono elencati di seguito:

1. Identificazione del tipo di vincolo.

Il problema consiste nell'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. Inizialmente il foro della piastra inferiore era da 6 mm, ma per mancanze di sensori di tale diametro, il foro è stato allargato ad 8 mm. Durante questa fase si è osservato che il tipo di vincolo non è definibile in modo univoco: il bordo esterno del diaframma potrebbe essere considerato sia incastrato che appoggiato e, come si osserva dalla Figura 2.16 (a), questo è dovuto al fatto che la camera sopra il diaframma presenta un diametro minore rispetto al foro sottostante. La differenza di diametri ci porta ad avere una tipologia di vincolo ibrida che non trova riscontro in letteratura. 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 2.16 (b).

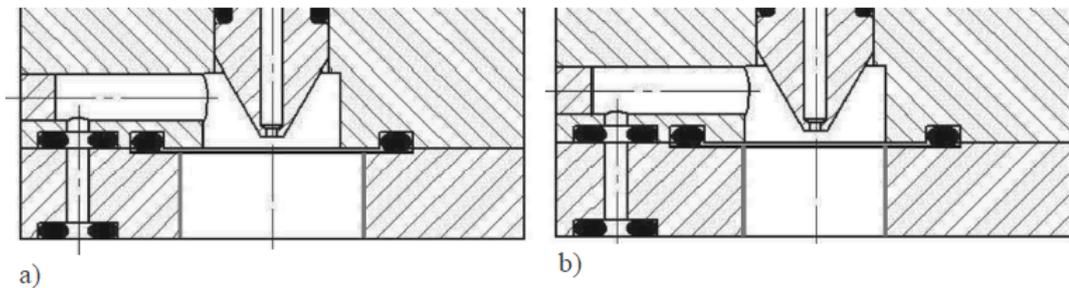


Figura 2.16: Foro inferiore da 8 mm a) e foro inferiore da 6 mm b)

2. Taglio membrane e relativo fissaggio.

Il problema concerne la realizzazione ed il taglio delle membrane, poiché manualmente col punzone non si riescono a tagliare in quanto si curvano/ingobbano ne tanto meno col laser poiché si bruciano. Una soluzione da tenere in considerazione potrebbe essere il taglio chimico. Un altro problema è il fissaggio che però con gli O-ring potrebbe essere parzialmente risolto.

3. Identificazione della distanza $x_{by-pass}$

4. Identificazione di una formulazione matematica che consente di ottenere lo spessore della membrana dalla rigidità K_m
5. Confronto tra lo spostamento reale della membrana (puntuale) e quello del sensore che ha un'area sensibile pari a: $A = \frac{\pi d^2}{4}$ ($d = 4mm$)

Capitolo 3

Progettazione e modellazione del pattino controllato

In questo capitolo, dopo aver introdotto lo stato dell'arte sui modelli numerici, il modello multifisico su COMSOL del pattino e quello a parametri concentrati del pattino compensato, verrà illustrato il procedimento per progettare la valvola pneumatica in funzione della tipologia di cuscinetto pneumostatico ad essa accoppiato e del valore di meato a cui si vuole lavorare. Tale procedimento viene descritto da Lentini et al. [23] e vale per il semplice caso di pattino circolare con singolo foro per il quale esiste una soluzione in forma chiusa. Invece, in questo studio verrà considerato il caso di un pattino pneumostatico rettangolare multiforo (4 fori con ragnature/ 8 fori senza ragnature) in cui non esiste una nota procedura che consente di progettare il sistema in modo da ottimizzare le prestazioni. Definita l'altezza nominale del meato a cui si vuole che lavori il pattino e la pressione di alimentazione, 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 B.

3.1 Modelli numerici

I modelli numerici sono diventati uno strumento indispensabile nella progettazione dei dispositivi in ogni ambito tecnologico. Con l'avvento dei super calcolatori, come spiegato in Colombo et al. [24], i modelli a parametri distribuiti o "Distributed Parameters" (DP) hanno permesso di simulare la distribuzione della pressione sotto i cuscinetti in modo più realistico. Il campo di pressione è calcolato su una griglia opportunamente disegnata che ricopre la superficie di spinta del cuscinetto. La superficie viene discretizzata tramite una griglia ai cui nodi sono applicate le equazioni di Reynolds. Vi sono nodi incogniti nei quali non si conosce il valore della pressione dell'aria e nodi noti, ai quali vengono assegnate le condizioni al bordo. L'accuratezza del risultato è tanto migliore quanto maggiore è il numero di nodi.

Per le geometrie più semplici la creazione della griglia e la soluzione delle equazioni possono essere ottenute con la scrittura di listati autoprodotti, creati sulla base della specifica tipologia del cuscinetto in esame. Nei sistemi più complessi può essere conveniente utilizzare strumenti di calcolo commerciali, più versatili perché gli algoritmi risolutivi delle equazioni si adattano automaticamente a differenti geometrie senza la necessità di scrivere listati dedicati a specifici casi. Ultimamente sono anche disponibili software commerciali che considerano simultaneamente differenti domini fisici (fluidodinamico, termico, strutturale) per una più accurata simulazione dei sistemi reali. Tali strumenti risultano particolarmente utili in fase di ottimizzazione del prodotto. È stato dimostrato che i metodi delle differenze finite e i metodi degli elementi finiti sono in grado di modellare cuscinetti di qualsiasi geometria, mentre un modello multifisico può essere utilizzato anche per considerare l'interazione tra la dinamica del flusso d'aria e la flessibilità strutturale del cuscinetto, come ad esempio in Aguirre et al. [18]. Questo articolo propone un nuovo modello multifisico che considera l'interazione tra la dinamica del flusso d'aria, la flessibilità strutturale del cuscinetto, la piezoelettricità degli attuatori e il controllo con formulazione fortemente accoppiata. Una configurazione per esperimenti ad alta larghezza di banda e risoluzione è stata costruita e utilizzata per testare i prototipi. I risultati sperimentali hanno dimostrato la validità del modello e la rilevanza dell'interazione fluido-struttura, quindi la necessità di un tale modello per ottimizzare la progettazione di cuscinetti ad aria.

Recentemente, la fluidodinamica computazionale (CFD) è stata utilizzata congiuntamente ad attività sperimentali per migliorare la descrizione del campo di flusso vicino ai fori di alimentazione. Soprattutto negli ultimi due decenni, con il rapido progresso dei software CFD commerciali, come esempio COMSOL multiphysics, essi sono diventati uno strumento sempre più popolare per studiare le prestazioni dei cuscinetti aerostatici. La fluidodinamica computazionale mostra anche una migliore precisione per l'analisi delle prestazioni dei cuscinetti aerostatici in quanto risolvono le equazioni di Navier-Stokes. In particolare, mostra una

superiorità rispetto a FEM (Finite Element Analysis) e FDM (Finite Difference Method) nell'investigare l'impatto delle diverse dimensioni e forma del film d'aria sulle sue prestazioni proprio perchè l'equazione di Reynolds è una semplificazione forte delle equazioni di Navier-Stokes.

Se il numero di nodi della mesh è relativamente alto i tempi di calcolo possono essere piuttosto lunghi, anche di diverse ore. Per calcolare rapidamente le prestazioni dei cuscinetti si possono utilizzare modelli numerici a parametri concentrati, cioè con un ridottissimo numero di incognite (in genere poche unità). In questo modo la precisione del modello si riduce ma è comunque possibile ottenere risultati vicini a quelli dei modelli a parametri distribuiti se si identifica la distribuzione di pressione con opportune formule correttive sperimentali studiate caso per caso. Tali formule sono funzioni della geometria del cuscinetto e della tipologia del sistema di alimentazione (numero e distribuzione dei fori sulla superficie del cuscinetto, presenza o meno di ragnature). Oltre alle caratteristiche statiche è importante valutare il comportamento dinamico del cuscinetto; ad una data pressione di alimentazione si impone una variazione periodica dell'altezza del meato e si calcolano rigidità e smorzamento del film d'aria in funzione della frequenza di applicazione della forzante. Tali parametri possono essere ottenuti ancora più rapidamente mediante linearizzazione delle equazioni di portata e di continuità. Con i modelli a parametri concentrati il ridotto numero di equazioni non solo migliora la rapidità di calcolo ma permette di scrivere formule analitiche semplici, adatte quindi alla comprensione del comportamento dei cuscinetti. Sebbene a volte i modelli LP producano risultati meno accurati rispetto ai modelli DP, sono più veloci e semplici da implementare nel processo di progettazione e nell'ottimizzazione. Il comportamento dei cuscinetti pneumatici, soprattutto se compensati, può essere predetto con buona accuratezza mediante modelli numerici basati sulle equazioni di Reynolds. Per una buona accuratezza del risultato, i modelli a parametri concentrati richiedono una preventiva identificazione cioè la definizione di opportune formule correttive della distribuzione di pressione, validate per specifiche geometrie. L'identificazione viene normalmente fatta sulla base dei risultati sperimentali o in alternativa utilizzando i risultati dei modelli a parametri distribuiti.

3.2 Modello multifisico del pattino pneumostatico

COMSOL Multiphysics è un software commerciale che utilizza il metodo degli elementi o dei volumi finiti per modellare e risolvere problemi scientifici basati su equazioni differenziali alle derivate parziali (PDE). Esso è stato di fondamentale importanza per la simulazione delle prestazioni statiche del pattino pneumostatico con 8 fori di alimentazione senza ragnature. Viene inizializzato il modello, definendo

dimensione spaziale, fisica da implementare e il tipo di studio da condurre. Si procede con la definizione dei parametri fisici e geometrici e l'assegnazione dei materiali utilizzati e successivamente viene costruita la geometria. È possibile utilizzare forme predefinite nel software, o combinazione di esse, oppure importare la geometria da un file esterno, come per esempio in formato .dxf.

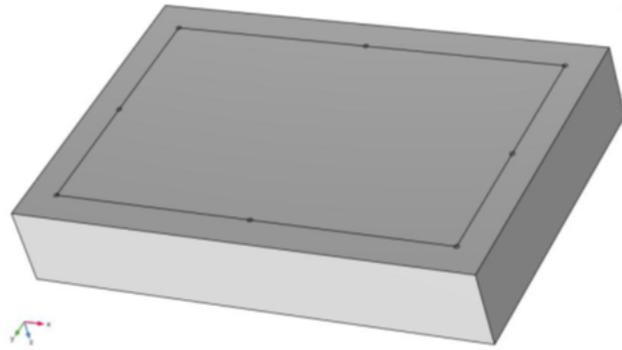


Figura 3.1: Vista 3D del pattino realizzato in COMSOL Multiphysics

Nel caso in esame la geometria è stata definita utilizzando il CAD integrato nel software. La realizzazione è stata effettuata partendo da uno schizzo 2D, di forma rettangolare, su cui viene apportata l'estrusione in direzione perpendicolare al piano dello schizzo, in modo da ottenere la dimensione tridimensionale del pattino. Successivamente, si è passati alla definizione della disposizione dei fori, rispetto alla distanza dal bordo e alla loro dimensione caratteristica. Per la realizzazione della

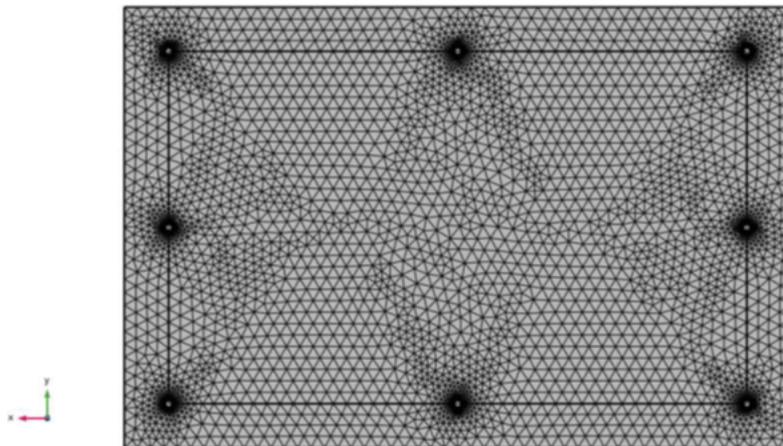


Figura 3.2: Vista 2D della mesh realizzata in COMSOL Multiphysics

mesh, rappresentata in Figura 3.2, bisogna tener conto che aumentando il numero di elementi migliora l'accuratezza della soluzione, ma allo stesso tempo aumenta

il tempo di calcolo necessario per risolvere il problema (soprattutto quando si considera l'interazione fluido-struttura). Di conseguenza per la scelta della mesh si deve effettuare un compromesso fra accuratezza della soluzione e tempo di calcolo. Per affrontare lo studio del pattino si è fatto uso della mesh generata automaticamente dal software, senza imporre condizioni particolari alla disposizione degli elementi e nello specifico è stata scelta quella con una migliore accuratezza in termini di risoluzione, denominata "*Entremelyfine*".

Per quanto riguarda la definizione delle equazioni che governano il modello, la modellazione del pattino su COMSOL è composta da due parti principali. La prima parte si occupa di definire una formulazione adatta per modellare il flusso di aria che attraversa i fori di alimentazione. La portata massica teorica viene espressa mediante la seguente formulazione:

$$G_{\text{hole}} = c_d A \frac{P_s}{\sqrt{R_g T_s}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\bar{P}^{\frac{2}{k}} - \bar{P}^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (3.1)$$

$$\bar{P} = \begin{cases} \frac{P_2}{P_s} & \text{se } \frac{P_2}{P_s} > 0.5283 \\ \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} & \text{se } \frac{P_2}{P_s} \leq 0.5283 \end{cases}$$

in cui, $A = \pi d_s h$ è la sezione anulare al di sotto del foro di alimentazione, P_s e T_s sono pressione e temperatura di alimentazione del pattino non compensato, k e R_g sono, rispettivamente, il rapporto dei calori specifici e la costante universale dell'aria e c_d è il coefficiente di efflusso del foro di alimentazione del pattino.

La seconda parte, invece, si occupa del dominio del flusso nel meato d'aria, efficacemente descritto dalle equazioni di Reynolds presenti di default all'interno del software. L'equazione di Reynolds è un'equazione differenziale alle derivate parziali che nella teoria della lubrificazione regola il gradiente di pressione all'interno dei piccoli meati viscosi. Di seguito viene rappresentata nella sua forma più generale:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h (v_a + v_b)}{2} \right) \quad (3.2)$$

Questa formulazione, essendo il flusso comprimibile, può essere semplificata e il dominio può essere descritto adottando l'equazione isoterma stazionaria (o modificata) di Reynolds:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{p h^3}{12\mu R T} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{p h^3}{12\mu R T} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 0 \quad (3.3)$$

In COMSOL Multiphysics quest'ultima è espressa in modo equivalente come:

$$\nabla \cdot (h\rho\nu_{ave}) = 0 \quad (3.4)$$

dove p è la pressione locale del meato di aria (assunto in ogni nodo della mesh), h è l'altezza del meato e ν_{ave} è la velocità media locale del fluido.

$$\nu_{ave} = \nu_{ave,x} \hat{i} + \nu_{ave,y} \hat{j} \quad (3.5)$$

Le componenti di ν_{ave} sono rappresentate dal rapporto tra la portata volumetrica per unità di lunghezza (q_x , q_y) e l'altezza del meato:

$$\nu_{ave,x} = \frac{1}{h} \int_0^h u(z) dz = \frac{q_x}{h} \quad (3.6)$$

$$\nu_{ave,y} = \frac{1}{h} \int_0^h \nu(z) dz = \frac{q_y}{h} \quad (3.7)$$

Queste sono le equazioni implementate nel modello numerico per descrivere i fenomeni fisici che si verificano durante il funzionamento del pattino pneumostatico.

Una volta definite le equazioni fondamentali, occorre assegnare le condizioni al contorno alle superfici della geometria del modello, altrimenti il problema numerico risulta indefinito e di conseguenza non risolvibile. Le condizioni al contorno di Dirichelet applicate per l'equazione di Reynolds sono le seguenti:

- *Condizione di inlet:* pressione pari a P_c sul bordo di uscita del foro.
- *Condizione di outlet:* Pressione ambiente trascurabile sul bordo esterno di uscita del pattino.

Per mettere ora in relazione le due parti del modello occorre considerare che la pressione all'uscita del foro di alimentazione corrisponde a quella in ingresso al meato e viene aggiunta l'equazione di continuità applicata al volume del meato $V = h \cdot A$, dove con A è indicata la superficie di spinta del cuscinetto:

$$n_f \cdot G_{hole} - G_{gap} = 0 \quad (3.8)$$

$$G_{gap} = \oint_{\Gamma} (\rho h \nu_{ave}) \cdot \hat{n} dl \quad (3.9)$$

dove Γ indica il bordo del pattino attraverso cui il flusso esce, \hat{n} è il versore normale al bordo e n_f il numero di fori. Queste equazioni devono essere risolte considerando un fattore di scala di 10^{10} dovuto al differente ordine di grandezza dei valori di portata rispetto a quelli di pressione P_c che devono essere calcolati. Il valore iniziale per la risoluzione di queste equazioni non lineari è stato assunto pari a $0.999 \cdot P_s$.

Questo lavoro di simulazione multifisica, approfondito nello studio di tesi di Montalto [25], è stato di fondamentale importanza sia per l'analisi delle prestazioni statiche del pattino pneumostatico multiforo senza ragnature, quali capacità di carico e consumo d'aria al variare dell'altezza del meato, che per l'identificazione numerica della trasformata L che lega la pressione media P_0 all'interno del volume centrale e la pressione P_2 all'uscita dai fori di alimentazione ovvero all'imbocco del meato.

3.3 Modello numerico a parametri concentrati

Gli schemi pneumatici proposti per i modelli pattino-valvola sono rappresentati nelle figure 3.3 e 3.4.

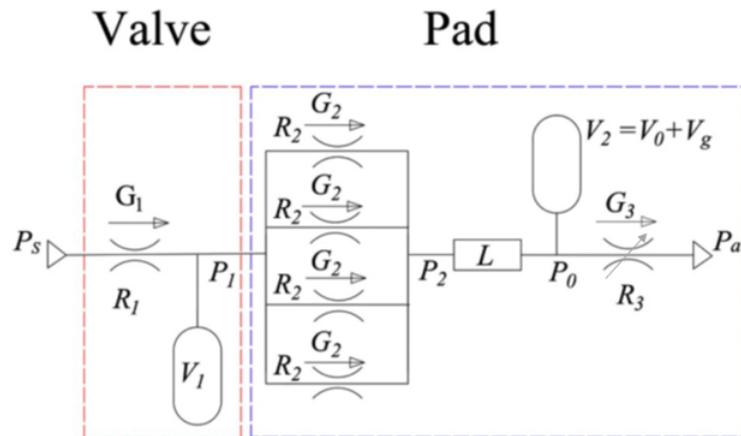


Figura 3.3: schema pneumatico della pattino compensato con ragnature

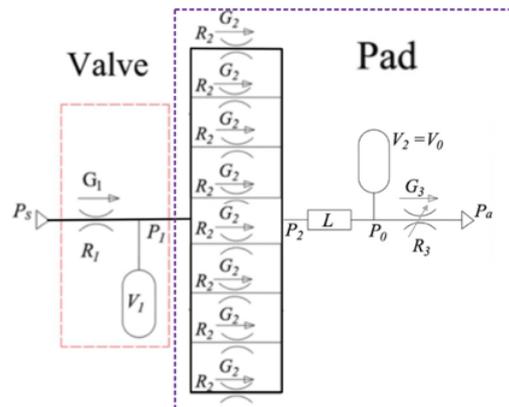


Figura 3.4: schema pneumatico del pattino integrato con valvola

Il sistema pattino valvola è modellato come un circuito pneumatico composto da resistenze concentrate e volumi. Partendo da monte il volume V_1 della valvola è alimentato con una pressione costante P_s tramite l'ugello. Il flusso di massa G_1 diretto alla camera V_1 dipende dalla resistenza R_1 , dalla pressione di alimentazione P_s e infine dal valore della pressione P_1 che caratterizza la camera della valvola. Allo

stesso modo il flusso di massa G_2 che attraversa i fori di alimentazione dipende dalla pressione P_1 , dalla resistenza R_2 , e dalla pressione P_2 che corrisponde alla pressione di valle del foro di alimentazione. Il flusso di massa G_3 viene valutato considerando un moto laminare sotto il pattino e dipende dalle caratteristiche geometriche del pattino stesso, dal valore dell'altezza h del meato, dalla pressione ambiente P_a , ed infine dalla pressione media P_0 . Questo valore di pressione è considerato come una media delle pressioni locali all'interno del rettangolo di alimentazione.

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. La valvola può essere studiata supponendo che sia costituita solamente da una camera, la cui variazione di volume è trascurabile, 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_1 . Durante il funzionamento nominale, i valori della pressione P_1 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 dalla pressione a valle dei fori di alimentazione P_2 e dalla rigidità del diaframma circolare k_m .

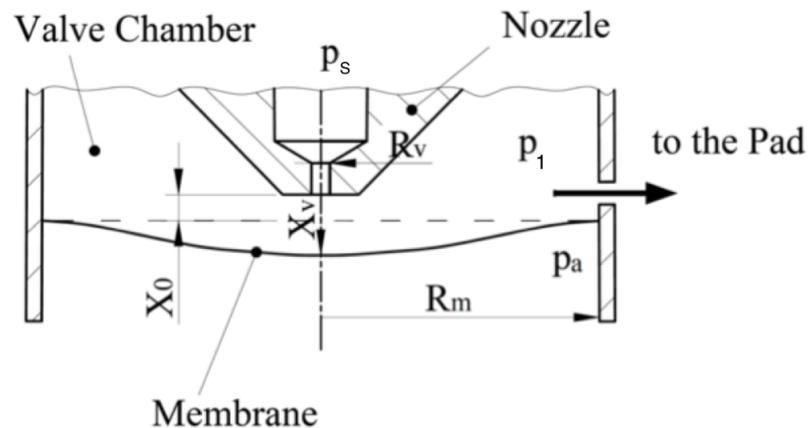


Figura 3.5: Schema funzionale della valvola. Tratto da [23] con modifiche

In Figura 3.6 viene riportata la schematizzazione pneumatica e i principali parametri caratteristici della valvola proposta.

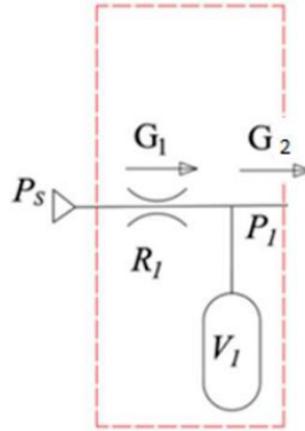


Figura 3.6: schema pneumatico della valvola

La resistenza concentrata R_1 è dovuta alla caduta di pressione che si ha nel passaggio dal diametro d_v dell'ugello alla camera della valvola. G_1 è la portata corrispondente che transita attraverso l'ugello di alimentazione della valvola, P_1 la pressione nella camera di accumulo della valvola V_1 e G_2 è la portata corrispondente diretta al pattino. Il valore della portata G_1 dipende dalla posizione iniziale dell'ugello di alimentazione x_0 , dalla deflessione della membrana x e dalla pressione nella camera di accumulo. La distanza ugello membrana può essere calcolata con la seguente formulazione:

$$x = x_0 + \frac{\pi R_m^2 (P_1 - P_a)}{k_m} \quad (3.10)$$

Come anticipato nel capitolo precedente la posizione iniziale dell'ugello può assumere valori positivi e negativi. Settare una posizione iniziale negativa dell'ugello in assenza di pressione di alimentazione P_s implica la presenza di un precarico iniziale sulla membrana stessa. Attraverso studi sperimentali è stato trovato che la valvola funziona in diversi modi a seconda della distanza ugello-membrana x . Infatti, quando la membrana è inizialmente precaricata ($x_0 < 0$) e il pattino è leggermente caricato (questo corrisponde a un basso valore di P_1), la membrana della valvola presenta una rigidità maggiore. Una volta che la pressione P_1 è abbastanza alta da superare la pressione di precarico, la rigidità della membrana cambia e rimane quasi costante su tutta la gamma operativa rimanente. Questo

fenomeno è modellato introducendo la condizione di by-pass:

$$x = x_0 + \frac{\pi R_m^2 (P_s - P_a)}{k_m} \quad \text{se } x > x_{\text{bypass}} \quad (3.11a)$$

$$x = x_{\text{bypass}} \quad \text{se } x \leq x_{\text{bypass}} \quad (3.11b)$$

dove x_{bypass} è una distanza che tiene conto delle perdite d'aria che si verificano quando il carico applicato al pattino è basso e quando l'ugello viene utilizzato per precaricare 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.

È possibile determinare la portata di aria diretta nella camera di accumulo della valvola stessa G_1 , tramite la formula ISO 6358:

$$G_1 = K_T C_1 P_s \sqrt{1 - \left(\frac{P_1}{P_s} - b\right)^2} \quad \text{se } \frac{P_1}{P_s} > b \quad (3.12)$$

$$G_1 = K_T C_1 P_s \quad \text{se } \frac{P_1}{P_s} \leq b \quad (3.13)$$

in cui $K_T = \sqrt{\frac{T_0}{T}}$ è un coefficiente definito dal rapporto tra temperature, b è il rapporto critico delle pressioni assumendo una espansione isoentropica, C_1 è la conduttanza della sezione circolare dell'ugello di alimentazione. La conduttanza può essere espressa tramite la seguente formulazione:

$$C_1 = 1.05(1 - 0.3e^{-0.005Re_1}) \frac{0.685}{RT} \pi d_v x \quad (3.14)$$

in cui d_v è il diametro dell'ugello e il numero di Reynolds dell'aria compressa che attraversa l'ugello di alimentazione è definito: $Re_1 = \frac{G_1}{\mu \pi d_v}$. La distanza caratteristica che individua il numero di Reynolds per un tubo circolare non è altro che il valore del diametro stesso del foro.

Per terminare il modello numerico della valvola risulta necessario determinare il valore della pressione nella camera. Per calcolarlo bisogna considerare l'equazione di continuità ipotizzando come volume di controllo i seguenti termini:

- camera della valvola: $V_v = \pi \frac{(6 \cdot 10^{-3} - 3.75 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 3.9 \cdot 10^{-3} + \pi \frac{(1.875 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 9 \cdot 10^{-3}$
- condotto che collega il pattino alla valvola stessa: $V_{\text{cond}} = \pi \frac{d_{\text{con}}^2}{4} \cdot (60 + 30) \cdot 10^{-3}$
- condotti interni del pattino: $V_{\text{cavo}} = \pi \frac{(4 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 20 \cdot 10^{-3}$

Di conseguenza il volume totale considerato è pari a: $V_1 = V_v + V_{\text{cond}} + V_{\text{cavo}}$. L'equazione per caratterizzare la pressione della camera della valvola può essere espressa considerando l'equazione di continuità:

$$G_1 - n_f \cdot G_2 = \frac{1}{R_g T} \frac{d(P_1 V_1)}{dt} \quad (3.15)$$

In questo caso particolare possiamo considerare il valore del volume V_1 costante e di conseguenza risulta essere indipendente dal tempo e G_2 corrisponde alla portata in uscita dalla valvola e che attraversa i fori del pattino. L'equazione si semplifica in:

$$G_1 - n_f \cdot G_2 = \frac{V_1}{R_g T} \frac{dP_1}{dt} \quad (3.16)$$

Come oggetto di studio è stato considerato in primis il pattino presente in Ghodsiyeh et al. [22], rappresentato in figura 3.7. Esso ha una base rettangolare ($A \times B$) di $60 \times 30 \text{ mm}^2$ e quattro orifici semplici di diametro $d_p = 1 \text{ mm}$. Ogni foro si trova al centro di ogni lato di una linea di alimentazione rettangolare scanalata con base (a) di 45 mm e altezza (b) di 20 mm . Le scanalature presentano una sezione triangolare con una base (w_g) di $0,2 \text{ mm}$ e un'altezza (h_g) di $0,06 \text{ mm}$. Successivamente viene analizzato un pattino pneumostatico a geometria rettangolare caratterizzato da 8 fori di alimentazione. In Figura 3.8 è riportata una schematizzazione con le principali grandezze necessarie alla sua modellazione. Il pattino presenta lunghezze caratteristiche $L=75 \text{ mm}$, $B=50 \text{ mm}$ e i fori di alimentazione di diametro $d_p = 1$ formano un rettangolo di dimensioni $l=65 \text{ mm}$, $b=40 \text{ mm}$.

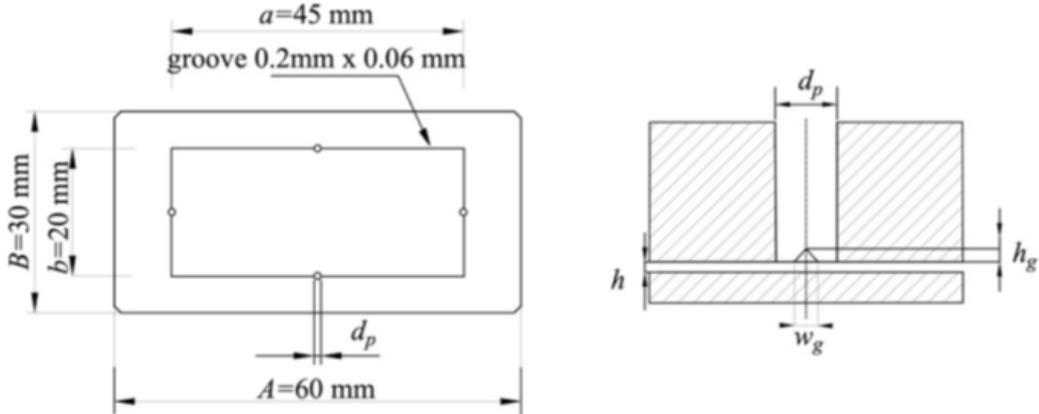
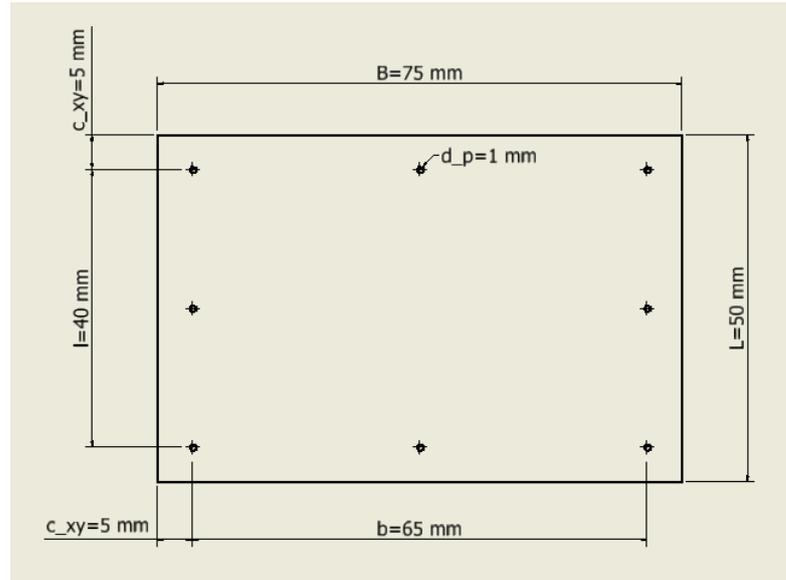


Figura 3.7: Geometria del pattino


Figura 3.8: Schema del cuscinetto pneumostatico

La figura 3.4 (parte destra) mostra lo schema pneumatico del pattino pneumostatico. Esso consiste in una serie di due resistenze pneumatiche R_2 e R_3 e di una capacità pneumatica che rappresenta il volume di aria sotto il pattino $V_0 = hbl$. R_2 corrisponde alla resistenza pneumatica dovuta al foro di alimentazione, invece R_3 è dovuta alla resistenza viscosa incontrata dal fluido nell'attraversare il meato di aria. Questo valore è strettamente dipendente dalla configurazione del pattino. G_2 è la portata corrispondente che transita attraverso un solo foro di alimentazione della valvola, P_2 è la pressione a valle del foro di alimentazione, P_0 è la pressione media collegata alla pressione P_2 tramite una funzione lineare (può essere di diverso tipo in base alla geometria del pattino). V_0 è il volume del meato di aria formato dal rettangolo dei fori di alimentazione. Il flusso di massa d'aria che attraversa la resistenza concentrata R_2 può essere descritto tramite la formula ISO 6358:

$$G_2 = K_T C_2 P_1 \sqrt{1 - \left(\frac{P_2 - b}{1 - b}\right)^2} \quad \text{se} \quad \frac{P_2}{P_1} > b \quad (3.17)$$

$$G_2 = K_T C_2 P_1 \quad \text{se} \quad \frac{P_2}{P_1} \leq b \quad (3.18)$$

La conduttanza del singolo foro di alimentazione può essere espressa tramite la seguente formulazione, rispettivamente nel caso di pattino con ragnature e non:

$$C_2 = 1.05(1 - 0.3e^{-0.005Re_2}) \frac{0.685}{RT} (\pi d_p h + w_g h_g) \quad (3.19)$$

$$C_2 = 1.05(1 - 0.3e^{-0.005Re_2}) \frac{0.685}{RT} \pi d_p h \quad (3.20)$$

dove R_g è la costante universale dell'aria, T è la temperatura dell'aria di alimentazione, $b=0.5283$ il rapporto critico delle pressioni P_1/P_2 e il numero di Reynolds dell'aria compressa che attraversa il foro di alimentazione è definito $Re_2 = \frac{G_2}{\mu \pi d_p}$ (per il pattino con ragnature $Re_2 = \frac{G_2 h}{\mu(\pi d_p h + w_g h_g)}$).

Per caratterizzare invece, la portata in uscita dal pattino pneumostatico si può considerare la distribuzione di pressione sotto il pattino sulla base delle equazioni di Reynolds 2D considerando le condizioni di flusso isoterma. In particolare la formulazione nota è la seguente:

$$\frac{dP}{dx} + 12\mu RT \frac{g_x}{Ph^3} \quad (3.21a)$$

$$\frac{dP}{dy} + 12\mu RT \frac{g_y}{Ph^3} \quad (3.21b)$$

Dove g_x e g_y le portate per unità di lunghezza lungo le direzioni x e y . Il flusso di massa G_x e G_y in uscita da ogni lato del pattino si può ottenere integrando le equazioni di Reynolds ricordando l'ipotesi di distribuzione di pressione lineare all'esterno del rettangolo di alimentazione. Il risultato che si ottiene è il seguente:

$$G_x = \frac{h^3(P_0^2 - P_a^2)}{12\mu RT} \frac{B}{A - a} \quad (3.22a)$$

$$G_y = \frac{h^3(P_0^2 - P_a^2)}{12\mu RT} \frac{a}{B - b} \quad (3.22b)$$

Di conseguenza la portata totale in uscita è pari a:

$$G_3 = 2(G_x + G_y) = \frac{h^3(P_0^2 - P_a^2)}{6\mu RT} \left(\frac{b}{A - a} + \frac{a}{B - b} \right) \quad (3.23)$$

dove la pressione P_0 è la pressione all'interno del volume delimitato dal rettangolo formato dai fori di alimentazione. La pressione P_0 , nel caso di pattino con otto fori di alimentazione e senza ragnature, è stata identificata numericamente ed è dipendente da P_2 e dall'altezza del meato espressa in μm . Invece, nel caso del pattino con ragnature la pressione P_0 è calcolata attraverso una formula semi-empirica che correla P_0 con P_2 :

$$P_0 = \left[1 - 0.14 \left(\frac{25}{h} \right) \right] (P_2 - P_a) + P_a \quad (3.24)$$

La distribuzione di pressione del pattino è a tronco di piramide retta: costante nella zona interna al volume delimitato dal rettangolo dove sono collocati i fori di

alimentazione e una distribuzione lineare all'esterno. L'ultima grandezza fisica da caratterizzare è la capacità di carico che è calcolata considerando sempre l'ipotesi di pressione costante all'interno del rettangolo di alimentazione e di andamento lineare all'esterno. La formulazione proposta è la seguente:

$$F_p = \frac{(P_0 - P_a)}{3} \left[ab + AB + \frac{bA + aB}{2} \right] \quad (3.25)$$

Per terminare il modello numerico del pattino risulta necessario stabilire i valori delle pressioni P_0 e P_2 . Per determinare questi valori si considera il meato d'aria centrale sotto il pattino come un serbatoio di volume V_0 . Di conseguenza, per calcolare il valore della pressione basta considerare l'equazione di continuità applicata al volume centrale V_0 (in caso di pattino con ragnature si considera V_2 : $V_2 = V_0 + V_g$ con $V_g = 2w_g h_g (l + b)$):

$$n_f \cdot G_2 - G_3 = \frac{V_2}{R_g T} \frac{dP_0}{dt} + \frac{abP_0}{R_g T} \frac{dh}{dt} \quad (3.26)$$

L'utilizzo della valvola ha introdotto una forma di non linearità che rende la capacità di carico una funzione non iniettiva dell'altezza del meato poiché esistono più di una capacità di carico per lo stesso valore di meato. Per tale ragione il valore dell'altezza del meato è calcolato tramite l'equilibrio del pattino imponendo un carico esterno applicato al pattino pari a F_{ext} . L'equazione di equilibrio può essere così espressa:

$$M\ddot{h} = F_{\text{ext}} - F_p \quad (3.27)$$

in cui M è la massa supportata dal pattino.

3.4 Procedura iterativa per risolvere il modello numerico del pattino compensato

Nei paragrafi precedenti sono state presentate tutte le varie equazioni di portata, di pressione e di forza che caratterizzano il pattino pneumostatico e la valvola di regolazione. Come è stato descritto in precedenza, il sistema è stato rappresentato considerando resistenze e capacità concentrate. Per determinare le incognite del sistema proposto è necessario sviluppare una specifica procedura numerica in quanto le equazioni rendono la capacità di carico funzione non iniettiva dell'altezza del meato. Questo accade perché ci sono più di un valore di capacità di carico per uno stesso valore di altezza di meato. Inoltre le equazioni di continuità sono delle equazioni tempo dipendenti e per tale ragione risulta necessario discretizzare tali equazioni. Il modello del sistema a parametri concentrati è implementato in Matlab utilizzando il metodo di Eulero esplicito e simulando il riempimento delle capacità del sistema risolvendo le equazioni di Reynolds tempo dipendenti ipotizzando uno step temporale pari a 10^{-7} s. Il metodo di Eulero esplicito serve per discretizzare le equazioni e di seguito vengono riportate le assunzioni di tale metodo:

$$\dot{y}(t) = \frac{dy}{dt} = \frac{y(t + \Delta t) - y(t)}{\Delta t} \quad (3.28)$$

$$\ddot{y}(t) = \frac{d\dot{y}(t)}{dt} = \frac{y(t + 1) - 2y(t) + y(t - 1)}{\Delta t^2} \quad (3.29)$$

La procedura numerica proposta è suddivisa in due parti:

- *Condizioni iniziali:* è necessario determinare le condizioni iniziali $F_{p,0}$, $p_{0,0}$, $p_{1,0}$, $p_{2,0}$, h_0 e per fare questo si ipotizza un valore dell'altezza del meato costante durante il calcolo, come un input del modello numerico e si procede iterativamente fino a quando le condizioni di convergenza sono contemporaneamente soddisfatte.
- *Caratteristiche statiche:* le condizioni iniziali $F_{p,0}$, $p_{0,0}$, $p_{1,0}$, $p_{2,0}$, h_0 sono utilizzate come input per determinare le caratteristiche statiche. Partendo da queste condizioni iniziali, i valori di altezza del meato che garantiscono l'equilibrio del pattino sono risolte iterativamente simulando l'applicazione di uno step di forza. Quando viene raggiunta la condizione di equilibrio $M\ddot{h} = 0$ e le condizioni di convergenza della procedura numerica sono soddisfatte, si possono utilizzare le grandezze trovate come nuove condizioni iniziali per un ulteriore step di forza.

Le soglie per fermare le iterazioni sono le seguenti:

$$\bullet \quad err_G = \frac{G_{in} - G_{out}}{G_{out}} < 10^{-6} \quad (3.30)$$

$$\bullet \quad err_F = \frac{F_p^i - F_p^{i-1}}{F_p^i} < 10^{-6} \quad (3.31)$$

3.4.1 Procedura iterativa per determinare le condizioni iniziali

Per determinare le condizioni iniziali si considera un valore dell'altezza del meato pari a $h = 6 \mu m$. Inoltre per poter calcolare le varie grandezze è necessario definire i valori dei parametri di input che caratterizzano le equazioni, presentati in Tabella 3.1:

Parametri fisici	Simbolo	Valore	Unità di misura
Pressione ambiente	P_{amb}	101325	Pa
Pressione di alimentazione	P_s	$5.25 \cdot 10^5$	Pa
Temperatura di alimentazione	T_s	293.15	K
Costante universale dei gas	R_g	287.053	J/(kg*K)
Viscosità dinamica	μ	$1.81 \cdot 10^{-5}$	Pa*s
Distanza di bypass	x_{bypass}	13	μm
Diametro ugello valvola	d_v	$0.5 \cdot 10^{-3}$	m
Diametro membrana metallica	d_m	$6 \cdot 10^{-3}$	m

Tabella 3.1: Parametri fisici del modello a parametri concentrati

Per poter procedere con il processo iterativo è necessario inizializzare i valori di alcuni parametri quali la pressione p_2 a valle dei fori di alimentazione e le portate

che li attraversano G_2 , la portata sotto il pattino G_3 , la capacità di carico F_p e il numero di Reynolds Re . L'inizializzazione delle variabili delle condizioni iniziali è necessaria per sviluppare l'intera procedura iterativa; basta infatti considerare per esempio l'equazione di continuità per determinare la pressione p_0 :

$$p_0(i + 1) = p_0(i) + (n.fori \cdot G_2 - G_3) \cdot \frac{R_g T_s dt}{V_0} \quad (3.32)$$

Come si può notare dalla formula, per poter determinare la pressione $p_0(2)$ nella prima iterazione ($i = 1$), è necessario conoscere la pressione $p_0(1)$ che coincide con quella inizializzata.

Avendo definito le condizioni di inizializzazione delle variabili, il passo successivo è quello di procedere con il calcolo delle varie grandezze tramite le equazioni precedentemente elencate. La logica da seguire per le varie equazioni è la seguente: si calcola la posizione della membrana, verificando se il valore è inferiore al valore di by-pass, la conduttanza della resistenza pneumatica dovuta al cambio di sezione foro valvola- camera valvola, la portata che attraversa l'ugello della valvola verificando se si è in condizione di flusso sonico o subsonico, la portata dovuta alla resistenza viscosa ed infine si risolvono le equazioni tempo dipendenti per il calcolo della pressione nella camera della valvola e della pressione media che caratterizza l'area delimitata dai fori. Successivamente è possibile calcolare tramite la relazione la pressione di valle del foro di alimentazione del pattino e anche il valore della capacità di carico. Infine, per poter procedere con l'iterazione successiva vengono aggiornati i valori dei numeri di Reynolds e verificati i limiti di convergenza attraverso gli errori calcolati sulle portate e sulla capacità di carico. Se questi limiti sono soddisfatti si fermano le iterazioni, in caso contrario si continua con il calcolo fino a garantire le condizioni di convergenza. Uno schema della procedura proposta viene riportato nella Figura 3.9.

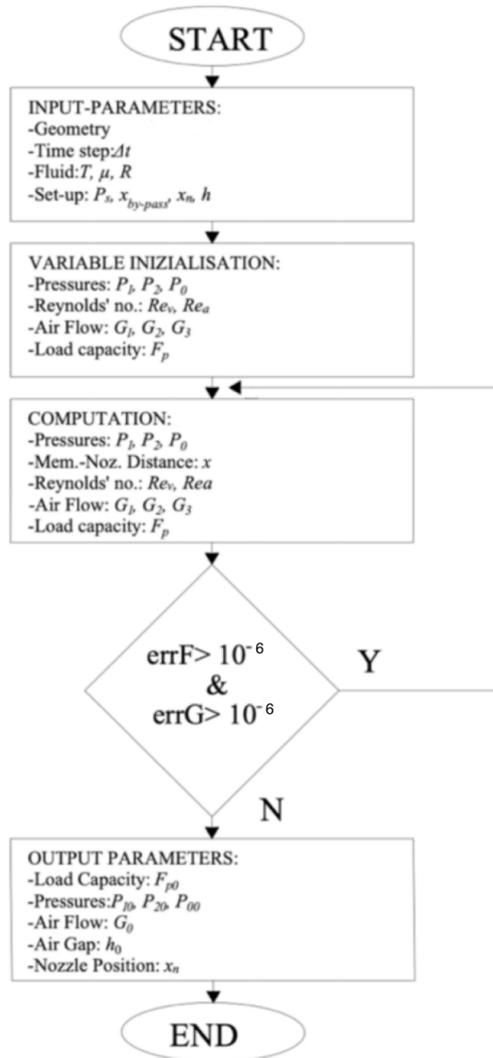


Figura 3.9: Algoritmo per il calcolo delle condizioni iniziali. Tratto da [22] con modifiche

3.4.2 Procedura iterativa per determinare le condizioni statiche

Una volta individuate le condizioni iniziali F_{p0} , p_{00} , p_{10} , p_{20} , G_0 e h_0 , si utilizzano questi parametri come input per la seconda parte della procedura iterativa, ovvero per determinare le condizioni statiche. Questi parametri definiscono le condizioni

iniziali della seconda procedura e il valore dell'altezza del meato d'aria che garantisce l'equilibrio del pattino è iterativamente calcolato nel dominio del tempo simulando l'applicazione di uno step di forza ΔF . Assegnate le condizioni iniziali e lo step di forza, la forza esterna applicata sul pattino è calcolata come segue:

$$F_i^{ext} = F_{p0} - i\Delta F \quad (3.33)$$

dove $i = 0, 1, 2, 3, \dots, i_{max}$ è il numero dello step iterativi. In ogni step iterativo il valore di equilibrio dell'altezza del meato è calcolata considerando l'equazione di equilibrio del pattino tramite il metodo di Eulero esplicito ovvero:

$$F^{ext} = F_p - M\ddot{h} \quad (3.34)$$

Questa formula si traduce tramite il metodo di Eulero esplicito nella seguente equazione nel dominio del tempo:

$$h(t+1) = 2h(t) - h(t-1) + \frac{F_p - F_{ext}}{F_{ext}} \Delta t^2 \quad (3.35)$$

dove M è la massa supportata dal pattino calcolabile con la seguente formulazione:

$$M = \frac{F_{ext}}{g} \quad (3.36)$$

con g pari all'accelerazione di gravità.

Il flusso logico seguito per le grandezze statiche è molto simile a quello utilizzato per determinare le grandezze iniziali. Si definiscono i parametri di input che corrispondono alle condizioni iniziali, si definisce il valore dell'indice i ponendolo pari a 0 ed il valore della forza applicata al pattino. Successivamente si calcola la posizione della membrana e si verifica se è inferiore al valore di by-pass, la conduttanza della resistenza pneumatica dovuta al cambio di sezione foro valvola-camera valvola, la portata che attraversa l'ugello della valvola verificando se si è in condizione di flusso sonico o subsonico, la portata dovuta alla resistenza viscosa ed infine si risolvono le equazioni tempo dipendenti per il calcolo della pressione nella camera della valvola e della pressione media che caratterizza l'area delimitata dai fori. Successivamente è possibile calcolare, tramite la relazione, la pressione di valle del foro di alimentazione del pattino, il valore della capacità di carico ed infine il valore di equilibrio dell'altezza del meato. Se i limiti di convergenza sono soddisfatti, le nuove condizioni statiche sono state trovate e per tale motivo è possibile procedere con il calcolo delle nuove condizioni statiche incrementando il

valore dell'indice i . Per determinare le nuove condizioni statiche vengono utilizzati come parametri di input le grandezze statiche calcolate nell'iterazione precedente ovvero nell'iterazione $i - 1$. Tramite questa procedura è possibile costruire la statica del pattino per tutte le grandezze di interesse.

È importante osservare che la discretizzazione e l'intervallo delle curve del pattino dipendono dallo step di forza ΔF ipotizzato e dal numero di step di forza i_{max} . Anche per questo modello è stato realizzato un algoritmo che riporta il funzionamento di quanto descritto durante tutta la procedura, illustrato in Figura 3.10.

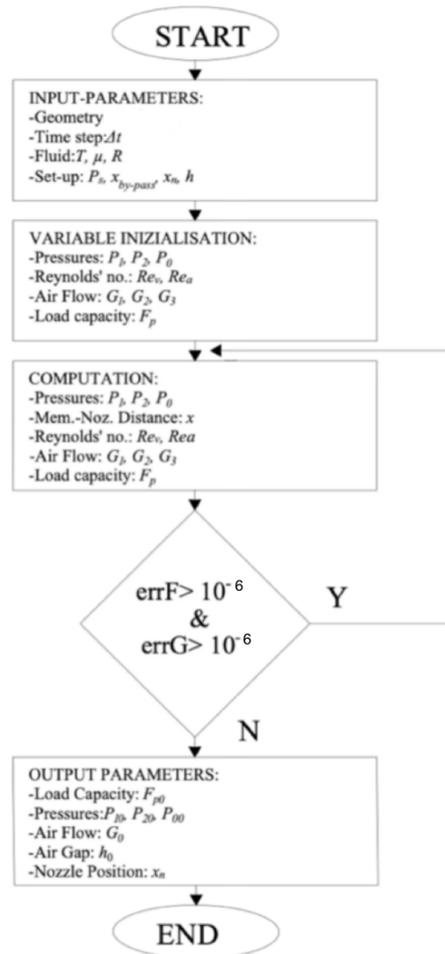


Figura 3.10: Algoritmo per il calcolo delle condizioni statiche. Tratto da [22] con modifiche

3.5 Procedura ricorsiva per definire i parametri della valvola

Analizzando le equazioni 3.17 e 3.18, si può osservare che assegnati diversi valori di pressione P_0 (strettamente correlato al valore di P_2), a cui corrispondono i carichi esterni F_p , è sempre possibile trovare i relativi valori di $P_{1,id}$ che forniscono un'altezza del meato h costante. Inoltre, dall'equazione 3.25, 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_1 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_1 il più vicino possibile a quello ottimale.

3.5.1 Individuazione pressione di alimentazione ideale del pattino, $p_{1,id}$

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 rettangolare multiforo, $P_{1,id}$ al variare della pressione all'ingresso del meato P_2 , calcolata avendo imposto uno specifico range di capacità di carico e sfruttando la formula di identificazione che lega P_2 e P_0 . Sono state risolte le seguenti equazioni:

$$G_3 - n_f \cdot K_T C_2 P_1 \sqrt{1 - \left(\frac{P_2 - b}{1 - b}\right)^2} = 0 \quad se \quad \frac{P_2}{P_1} > b \quad (3.37)$$

$$G_3 - n_f \cdot K_T C_2 P_1 = 0 \quad se \quad \frac{P_2}{P_1} \leq b \quad (3.38)$$

Questa equazione impone 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 3.11 viene riportato il diagramma tracciato per le equazioni 3.37 e 3.38 (con riferimento al pattino con ragnature ed al primo valore di capacità di carico), utile per l'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. In Figura 3.12 è stato riportato l'andamento di una funzione generica, su cui è stato applicato il metodo di regola falsi. Il procedimento svolto per applicare il metodo è stato strutturato partendo dalla definizione dei valori iniziali degli estremi del segmento, nello specifico sono stati assegnati i seguenti valori:

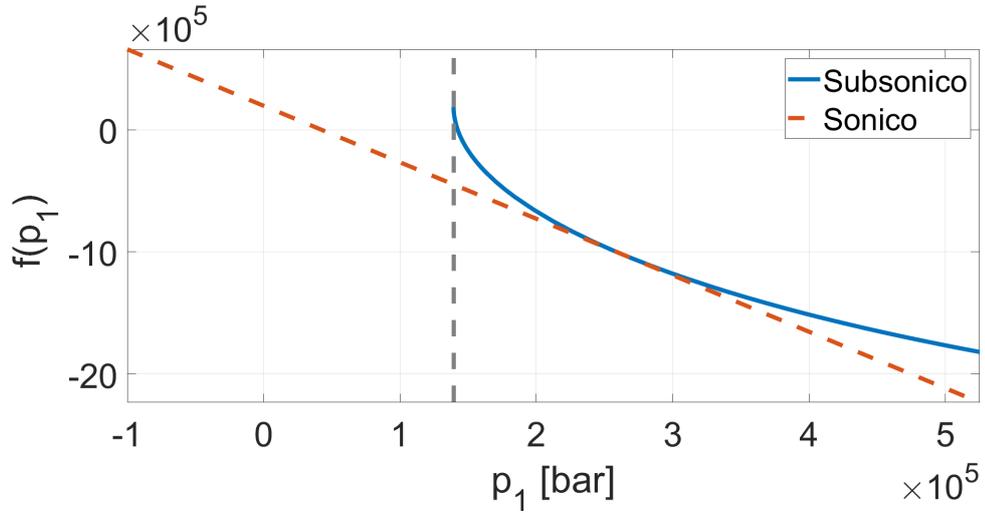


Figura 3.11: Diagramma delle equazioni 3.37 e 3.38 nel caso sonico e subsonico.

- Estremo di sinistra: $P_{1,0} = P_2$
- Estremo di destra: $P_{1,2} = P_s$

Successivamente, è stato calcolato il punto in cui la retta interseca l'asse delle ascisse ($P_{1,2}$), attraverso la seguente formulazione:

$$P_{1,2} = P_{1,1} - f(P_{1,1}) \frac{P_{1,1} \cdot P_{1,0}}{f(P_{1,1}) - f(P_{1,0})} \quad (3.39)$$

A questo punto, il nuovo punto $P_{1,2}$ rappresenterà il nuovo estremo. Quindi adesso bisognerà aggiornare uno dei due estremi, andando a sostituire il valore $P_{1,2}$ all'interno dell'equazione 3.37 e analizzando il segno di quest'ultima. Il nuovo estremo trovato sostituirà quello di destra, se il segno dell'equazione risulta negativo, altrimenti, in caso di segno positivo, si aggiorna l'estremo di sinistra con il nuovo punto trovato. Ripetendo questo passaggi, il metodo giunge a convergenza identificando il valore $P_{1,id}$ che risolve l'equazione 3.37.

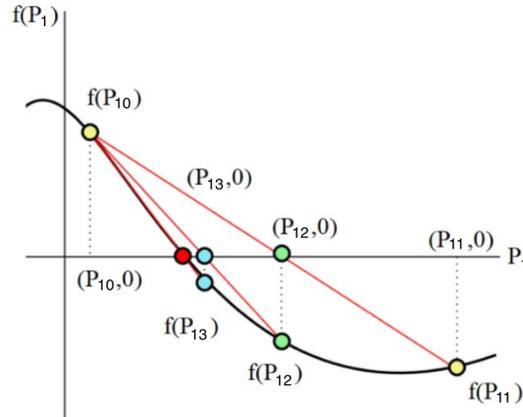


Figura 3.12: Metodo regula falsi applicato ad una generica funzione

Una volta trovati questi valori, è necessario imporre i limiti fisici dovuti alla pressione di alimentazione che possono essere utilizzati $P_{1,\text{prog}} = P_{1,\text{id}} \leq P_s$. Quindi, la valvola progettata non sarà in grado di compensare le variazioni di carico che richiedono pressioni di alimentazione superiori a P_s .

3.5.2 Scelta del diaframma metallico, x_0 e k_m

Conoscendo i valori reali delle pressioni di alimentazione che la valvola può fornire al pattino, $P_{1,\text{prog}}$, si possono calcolare i relativi valori della distanza dell'ugello dal diaframma, $x_{v,\text{des}}$, utilizzando la formula inversa della portata per ugelli isoentropici:

$$x_{v,\text{des}} = \frac{G\sqrt{R_g T_s}}{\pi d_v c_d P_s 0.685 \sqrt{1 - \left(\frac{P_1 - b}{P_s - b}\right)^2}} \quad \text{se} \quad \frac{P_1}{P_s} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.40)$$

$$x_{v,\text{des}} = \frac{G\sqrt{R_g T_s}}{\pi d_v c_d P_s 0.685} \quad \text{se} \quad \frac{P_1}{P_s} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = b \quad (3.41)$$

in cui G è la portata massica uscente dal pattino, calcolata avendo imposto il valore dell'altezza di meato h_{des} e il valore di pressione media P_0 . In Figura 3.13 viene rappresentato l'andamento di $x_{v,\text{des}}$ in funzione della $P_{1,\text{prog}}$ ottenuto per diversi rapporti tra il raggio del foro dell'ugello e quello del foro del pattino rettangolare, R_v/R_p . In particolare, questi andamenti sono stati ottenuti per il pattino con ragnature, avendo imposto un'altezza di meato desiderata di $15 \mu\text{m}$ ed una pressione di alimentazione P_s pari a 5.25 bar.

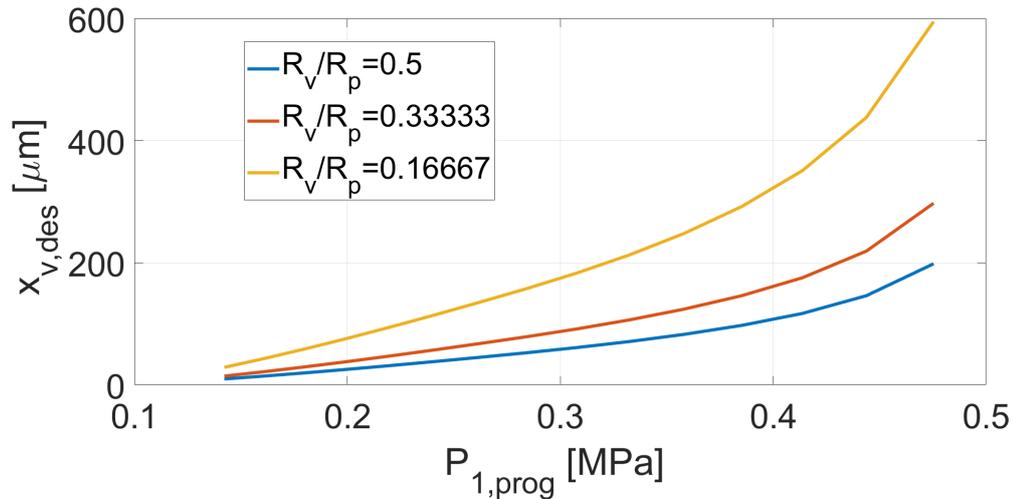


Figura 3.13: Andamento di $x_{v,des}$ ottenuto per diversi valori di R_v/R_p

È possibile inoltre osservare che la riduzione dei rapporti dei diametri della valvola e dell'ugello producono andamenti sempre meno lineari e valori dello spostamento più alti, il che si traduce nella necessità di avere un diaframma più cedevole e anche una minore sensibilità alla regolazione dato che arrivati ad una certa distanza l'ugello satura. Assumere un comportamento lineare del diaframma reale, ci porta 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. 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 ($2\pi R_p h < 2\pi R_v x_v$), 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 ($2\pi R_p h > 2\pi R_v x_v$). Quest'ultimo caso è da preferire in quanto si desidera che la regolazione venga eseguita dalla valvola pneumatica. Inoltre, si cerca di avere una relazione tra x_v e p_1 il più lineare possibile e questo può essere garantito dalla scelta di un rapporto R_v/R_p pari ad $1/2$. In seguito, sarà possibile definire il raggio, il precarico e la rigidità della membrana, rispettivamente R_m , x_0 e k_m . Il raggio R_m viene scelto in funzione delle dimensioni della valvola tenendo in considerazione che il suo valore influisce sulla rigidità del diaframma. Inoltre R_m è un parametro su cui si può lavorare per provare ad ottenere una membrana con un comportamento modellabile con la teoria delle piastre. La scelta del precarico e della rigidità del diaframma metallico richiede un'ulteriore considerazione del funzionamento dell'ugello in condizioni soniche e subsoniche. Come è possibile osservare dalla Figura 3.13, se si sceglie un punto di funzionamento a meato più alto (sonico)

l'approssimazione di membrana lineare sarà più precisa rispetto al caso in cui si scelga un valore di meato più basso (subsonico), in cui ho un tratto verticale più esteso rispetto al caso sonico. Per questo motivo, il precarico x_0 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: $P_{1,\text{prog}} = 2\text{bar}$ e $P_{1,\text{prog}} = b \cdot P_s$. Queste due pressioni definiscono le tre regioni caratteristiche della curva del pattino compensato: saturazione, compensazione e regione di by-pass.

$$x_0 = x_{v,1} - \left(\frac{x_{v,2} - x_{v,1}}{P_{12,\text{prog}} - P_{11,\text{prog}}} \right) \cdot P_{12,\text{prog}} \quad (3.42)$$

$$k_m = \frac{\pi R_m^2}{\left(\frac{x_{v,2} - x_{v,1}}{P_{12,\text{prog}} - P_{11,\text{prog}}} \right)} \quad (3.43)$$

Una volta definiti i valori di precarico e 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. Questi valori saranno di fondamentale importanza per andare a risolvere il modello numerico a parametri concentrati del pattino compensato, in modo tale da determinare gli andamenti della capacità di carico e del consumo di ara in funzione dell'altezza del meato.

Infine, in Figura 3.14, viene riportato uno schema riassuntivo contenente tutti i passaggi analitici fin qui descritti e utilizzati per la progettazione della valvola pneumatica.

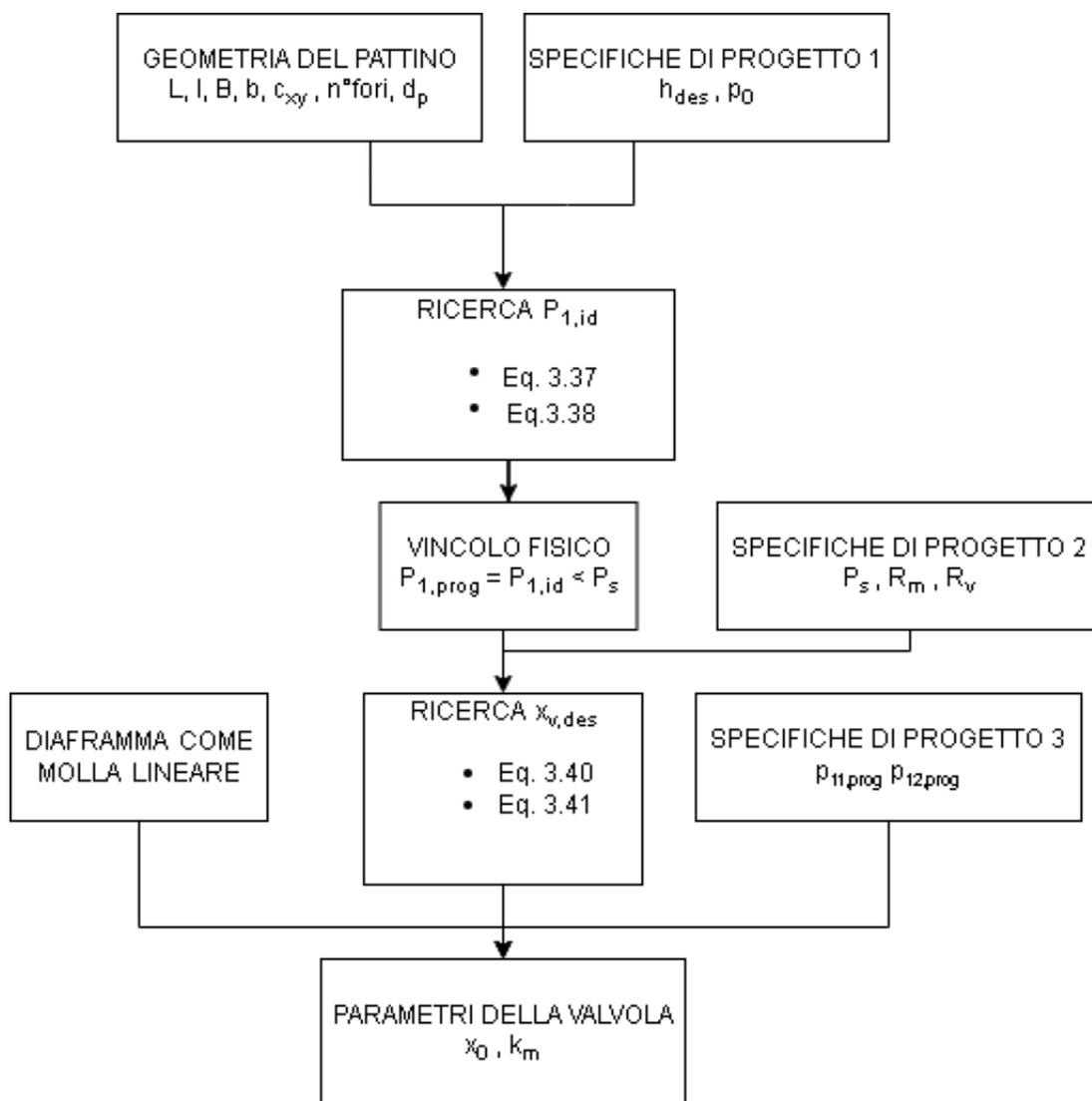


Figura 3.14: Schema riassuntivo del processo di progettazione della valvola pneumatica

Capitolo 4

Risultati Numerici e Validazione Sperimentale

In questo capitolo verranno riportati e descritti i risultati della procedura numerica di progettazione combinata con il modello a parametri concentrati per il pattino con ragnature compensato tramite valvola a diaframma descritto nel Capitolo 3. Tutto ciò viene effettuato per dimostrare che da un punto di vista numerico la procedura di design funziona anche per pattini di geometria rettangolare se si dispone di una formulazione opportuna. Verrà eseguita un'analisi di sensitività per analizzare l'influenza di determinati parametri sulle prestazioni dei pattini e di seguito una validazione dei dati sperimentali.

Per quanto riguarda il pattino senza ragnature con 8 fori di alimentazione, le analisi numeriche hanno evidenziato problemi di convergenza e per semplicità il metodo è stato applicato al pattino di geometria rettangolare con ragnature.

4.1 Analisi di sensitività

Il modello di interesse di cui vengono illustrati i risultati è il pattino compensato di geometria rettangolare descritto dettagliatamente in Ghodsiyeh et al. [22]. Esso è dotato di 4 fori di alimentazione collegati da una ragnatura a sezione triangolare con una base w_g di 0,2 mm e un'altezza h_g di 0,06 mm. Il modello a parametri concentrati e la procedura di design della valvola vengono utilizzati per eseguire un'analisi di sensitività volta ad indagare l'influenza dei seguenti parametri:

- l'altezza di meato desiderata
- il rapporto tra i diametri dei fori della valvola e del pattino
- la geometria del pattino

- la pressione di alimentazione della valvola

Nel presente lavoro è stato seguito uno schema ben preciso riportato in Figura 4.1 . Prima di tutto, la procedura di progettazione ed il modello a parametri concentrati sono applicati ad un caso di riferimento in cui i parametri di input sono scelti considerando la pressione di alimentazione ($P_s=0.525$ MPa), le dimensioni del cuscinetto ($A=60$ mm, $B=30$ mm, $a=45$ mm, $b=20$ mm) che sono usate convenzionalmente nelle applicazioni cuscinetti a gas ed i diametri dei fori di alimentazione che favoriscono la compensazione della valvola e il diametro dell'ugello della valvola ($d_v=0.5$ mm e $d_p=1$ mm).

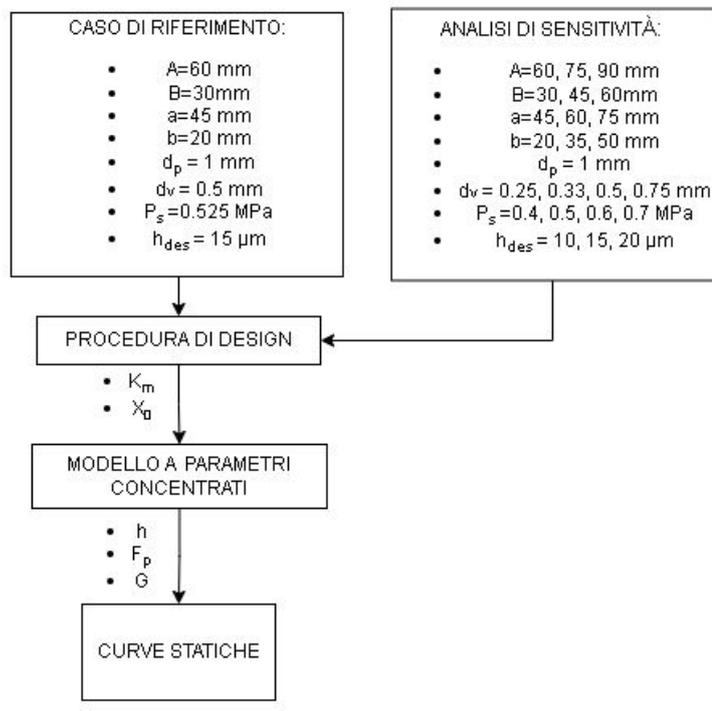


Figura 4.1: Schema riassuntivo della procedura di analisi di sensitività

4.2 Risultati e discussioni

4.2.1 Effetto dell'altezza del meato desiderata

La procedura di progettazione della valvola proposta nel capitolo precedente permette di ottenere i valori ottimali di precarico x_0 e rigidezza del diaframma metallico k_m per una altezza di meato desiderata. Di seguito in tabella 4.1 vengono rappresentati i dati relativi al caso considerato.

h_{des} [μm]	x_0 [μm]	k_m [N/m]
10	-3.8948	$2.2088 \cdot 10^5$
15	-3.218	$9.8615 \cdot 10^5$
20	-1.257	$5.9453 \cdot 10^5$

Tabella 4.1: Valori ottimali di precarico e rigidezza al variare di h_{des}

, mentre gli altri parametri di ingresso sono quelli del caso di riferimento riportato nella seguente tabella:

Parametri	Simbolo	Valore	Unità di misura
Pressione di alimentazione	P_s	$5.25 \cdot 10^5$	Pa
Base rettangolo maggiore	A	60	mm
Altezza rettangolo maggiore	B	30	mm
Base rettangolo minore	a	45	mm
Altezza rettangolo minore	b	20	mm
Diametro ugello valvola	d_v	0.5	mm
Diametro foro di alimentazione	d_p	1	mm

Tabella 4.2: Parametri di ingresso del caso di riferimento

Le figure 4.2 e 4.3 mostrano la capacità di carico ed il consumo di aria del pattino compensato, progettato per funzionare a differenti altezze di meato d'aria $h_{des} = 10, 15, 20 \mu m$. Si osserva come tutte le curve presentano un andamento analogo: partendo dalle altezze del meato più alte, presentano una regione di by-pass (tratto A-B), una regione di compensazione (tratto B-C) ed una regione di saturazione (tratto C-D). Nella regione di by-pass, il pattino compensato si comporta come una resistenza pneumatica fissa 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, geometriche e delle deformazioni. Questo effetto, anche se imprevisto, risulta tuttavia positivo in quanto, in sua assenza, il prototipo non funzionerebbe. Aumentando il carico esterno applicato sul pattino, la pressione interna alla camera della valvola, P_1 , aumenta anch'essa e quando P_1 permette di superare il precarico applicato sul diaframma metallico la valvola inizia a compensare. All'aumentare del carico applicato al pattino, l'altezza del meato diminuisce fino a quando non si arriva nel punto in corrispondenza del quale la pressione P_1 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 verticale o a rigidità negativa). Il fatto che la curva sia verticale o a rigidità negativa dipende dall'approssimazione di molla lineare su un range di funzionamento opportunamente selezionato. L'aumento di portata nella regione di regolazione è facilmente osservabile nella Figura 4.3, 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 $20 \mu m$ la pendenza della curva è quasi verticale, mentre le curve relative a meati inferiori 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 una volta terminata la compensazione ed il comportamento del pattino compensato tende asintoticamente a quello non compensato in presenza di una pressione di alimentazione pari a quella della valvola.

Alle curve statiche del pattino compensato sono state aggiunte quelle del pattino non compensato con un diametro $d_p = 1 \text{ mm}$ ed un pattino con una dimensione del foro di alimentazione "più commerciale" $d_p = 0.2 \text{ mm}$ (i pattini venduti dalle ditte hanno più o meno quei diametri) per constatare meglio l'efficienza del metodo proposto. È possibile vedere che la rigidità del pattino compensato è molto più alta rispetto a quella delle curve di riferimento tratteggiate su tutto l'intervallo di carico analizzato e per tutte le altezze di meato d'aria desiderate. Il consumo d'aria per il pattino compensato aumenta man mano che aumenta anche l'altezza

del meato di aria desiderato. Tuttavia, considerando le comuni altezze di meato d'aria utilizzate nelle applicazioni industriali (circa $10 \mu m$), il consumo d'aria è molto simile o inferiore a quello della curva di riferimento con $d_p = 0,2 \text{ mm}$.

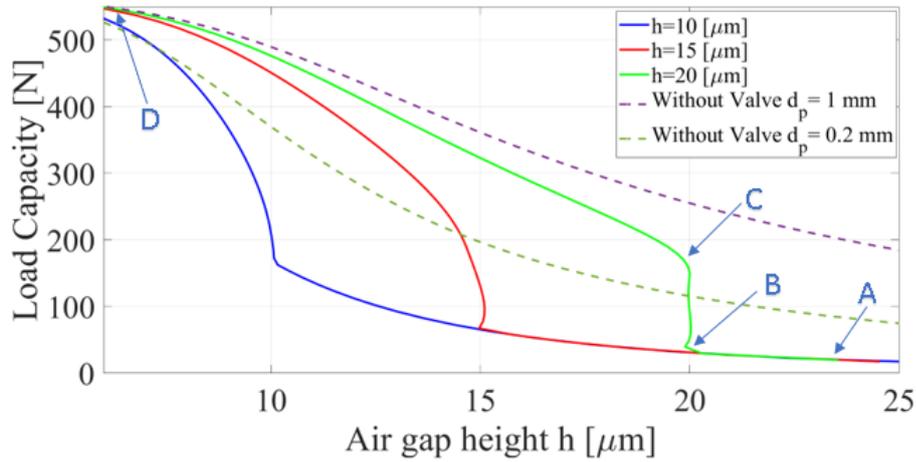


Figura 4.2: Andamento della capacità di carico del pattino compensato considerando differenti altezze di meato desiderate

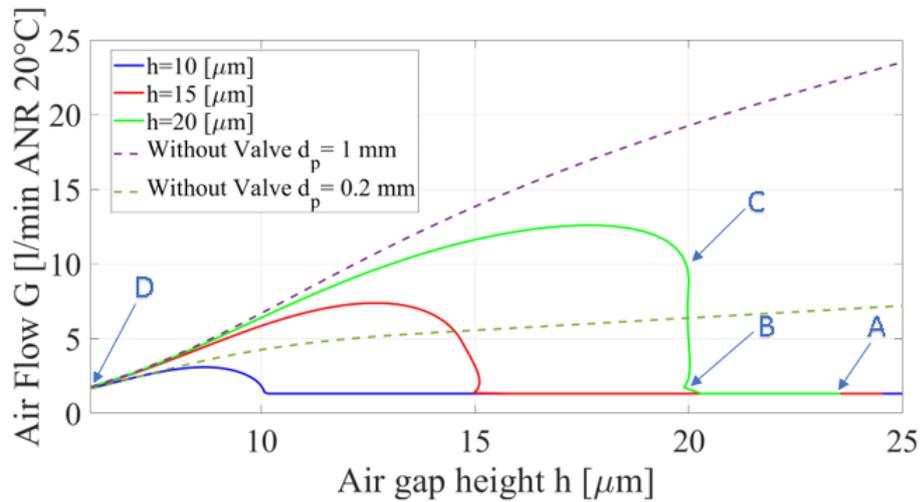


Figura 4.3: Andamento del consumo d'aria del pattino compensato considerando differenti altezze di meato desiderate

In Figura 4.4 sono rappresentati gli andamenti dello spostamento della membrana al variare della pressione di alimentazione del pattino per ogni altezza di meato desiderata. Altre considerazioni rilevanti possono essere effettuate sulla rigidità della diaframma necessaria per ottenere le prestazioni di questi cuscinetti compensati. Come si può vedere nella figura 4.5, essa diminuisce in modo non lineare man mano che l'altezza desiderata del meato d'aria diminuisce.

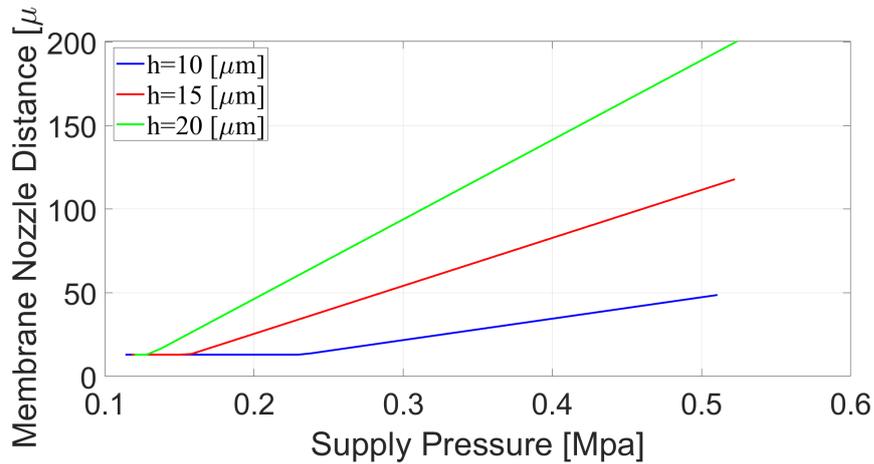


Figura 4.4: Andamento spostamento membrana in funzione della pressione P_1

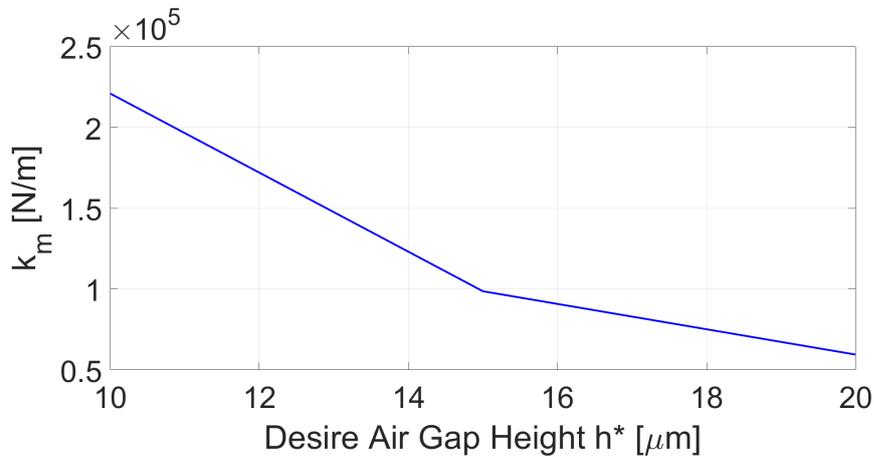


Figura 4.5: Andamento della rigidità ottimale della membrana in funzione dell'altezza di meato desiderata

Ulteriori informazioni sul funzionamento del pattino compensato possono essere ottenute considerando la caduta di pressione che si verifica tra monte e valle del foro di alimentazione del pattino. Dalla Figura 4.6 è chiaro che, grazie alla regolazione della valvola, nella zona di compensazione del meato desiderato, la caduta di pressione tra monte e valle del foro di alimentazione è trascurabile (la presenza di questo foro non ha effetto sul comportamento del pattino). Questo effetto diventa sempre più rilevante per altezze di meato desiderate basse ($10 \mu\text{m}$).

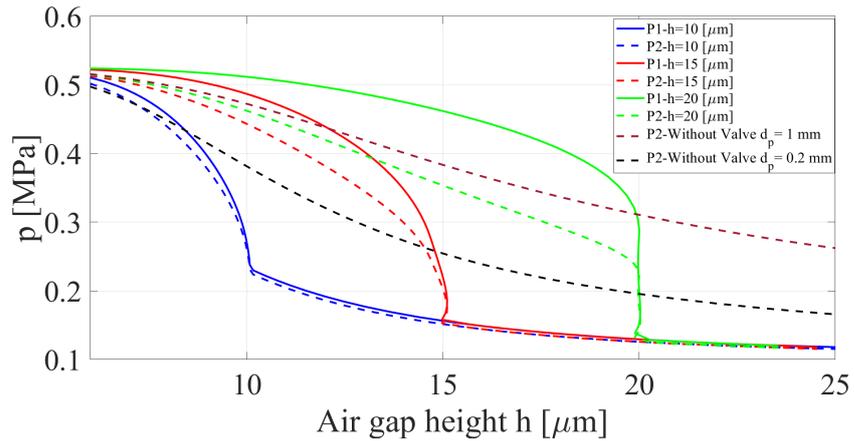


Figura 4.6: Andamenti dei valori di pressione a monte e a valle del foro di alimentazione per diverse altezze di meato h_{des}

4.2.2 Effetto del rapporto dei diametri d_v/d_p

Le Figure 4.7 - 4.9 riportano i risultati delle simulazioni volte a indagare l'effetto di variare la dimensione del diametro del foro di alimentazione della valvola d_v mantenendo costante il diametro del foro di alimentazione del pattino $d_p = 1$ mm. Questo perché i diametri relativamente grandi per il foro di alimentazione del pattino sono essenziali per ottenere prestazioni più elevate da questo tipo di sistema di compensazione. Come è possibile vedere dalle Figure 4.7 e 4.8, la variazione del diametro del foro di alimentazione della valvola non influisce sulle prestazioni del sistema di compensazione. Questo può essere facilmente compreso considerando che, in questo caso, la riduzione della conduttanza dell'alimentazione del foro della valvola (a causa del diametro inferiore) è compensato da un aumento della rigidità della membrana (valori inferiori dello spostamento della membrana).

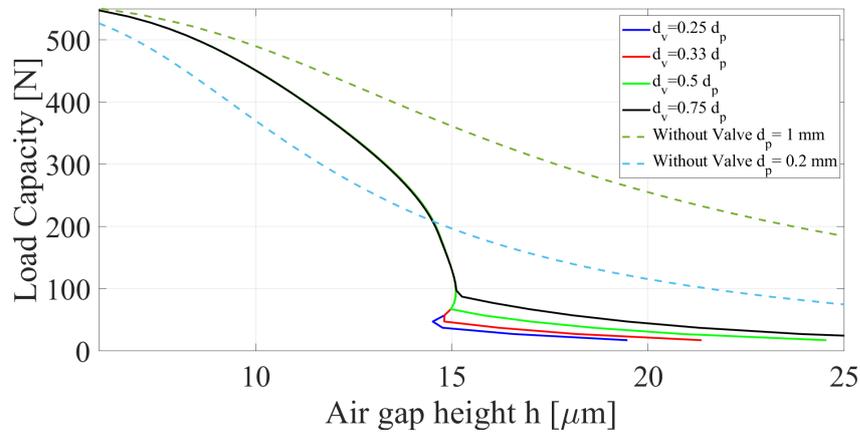


Figura 4.7: Confronto tra le capacità di carico del pattino compensato considerando diversi valori del diametro dell'ugello d_v , considerando gli altri parametri costanti: $A=60$ mm, $B=30$ mm, $a=45$ mm, $b=20$ mm, $h = 15 \mu\text{m}$, $P_s = 0.525 \text{MPa}$

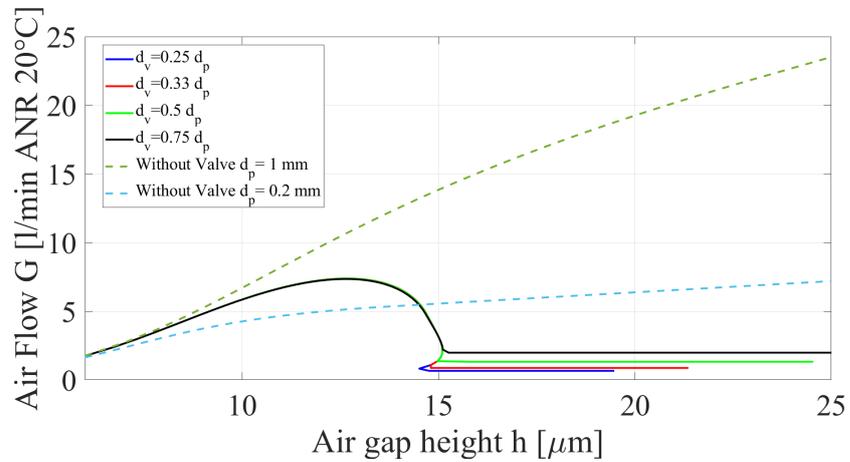


Figura 4.8: Confronto tra i consumi di aria del pattino compensato considerando diversi valori del diametro dell'ugello d_v , considerando gli altri parametri costanti: $A=60 \text{ mm}$, $B=30 \text{ mm}$, $a=45 \text{ mm}$, $b=20 \text{ mm}$, $h = 15 \mu\text{m}$, $P_s = 0.525 \text{ MPa}$

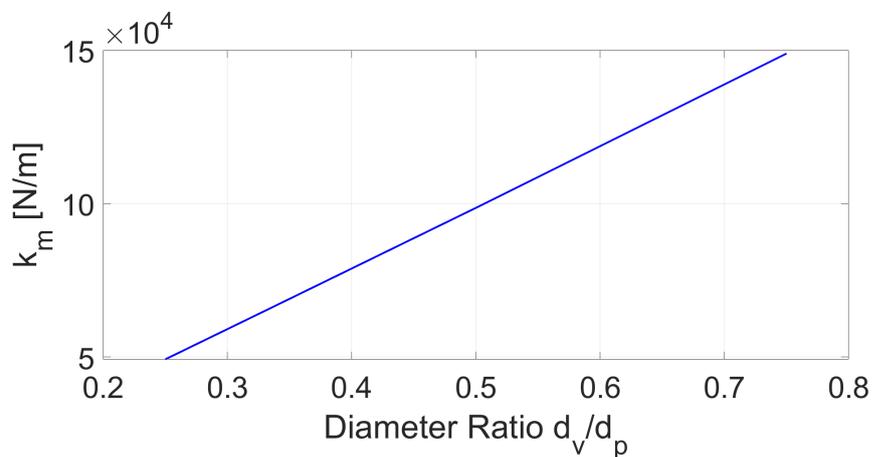


Figura 4.9: Andamento della rigidità ottimale della membrana espressa in funzione del rapporto dei diametri d_v/d_p

4.2.3 Effetto della dimensione del pattino

L'influenza dell'aumento della dimensione del pattino è stata analizzata considerando le prestazioni di diversi pattini compensati con dimensioni del rettangolo esterno e del rettangolo delle ragnature più grandi del caso di riferimento. Come si può vedere dalla Figura 4.10, la regione di massima rigidezza del pattino (intorno all'altezza del meato d'aria desiderata) aumenta proporzionalmente in funzione della dimensione del pattino. Al contrario, il consumo di aria è quasi lo stesso considerando questo incremento nella dimensione del pattino (Figura 4.11). Inoltre, in questo caso, per ottenere prestazioni più elevate, la rigidezza del diaframma deve diminuire in maniera non lineare all'aumento delle dimensioni del pattino. Quindi, aumentando la dimensione del pattino integrato non riduce l'efficacia del metodo quando questa variazione di dimensione è compensata da una variazione adeguata della rigidezza della membrana (Figura 4.12).

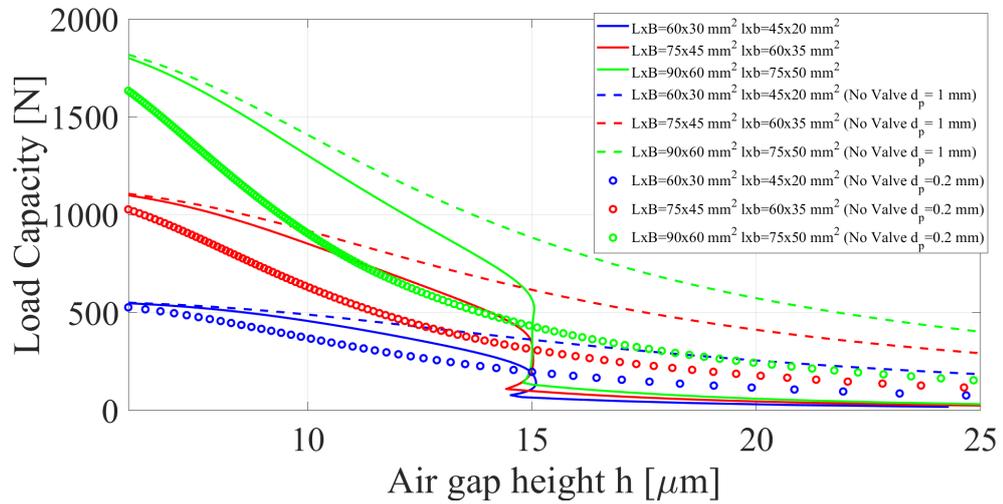


Figura 4.10: Confronto tra le capacità di carico del pattino compensato considerando diversi valori di dimensioni del pattino, considerando gli altri parametri costanti: $d_p = 1 \text{ mm}$, $d_v = 0.5 \text{ mm}$, $h_{\text{des}} = 15 \mu\text{m}$, $P_s = 0.525 \text{ MPa}$

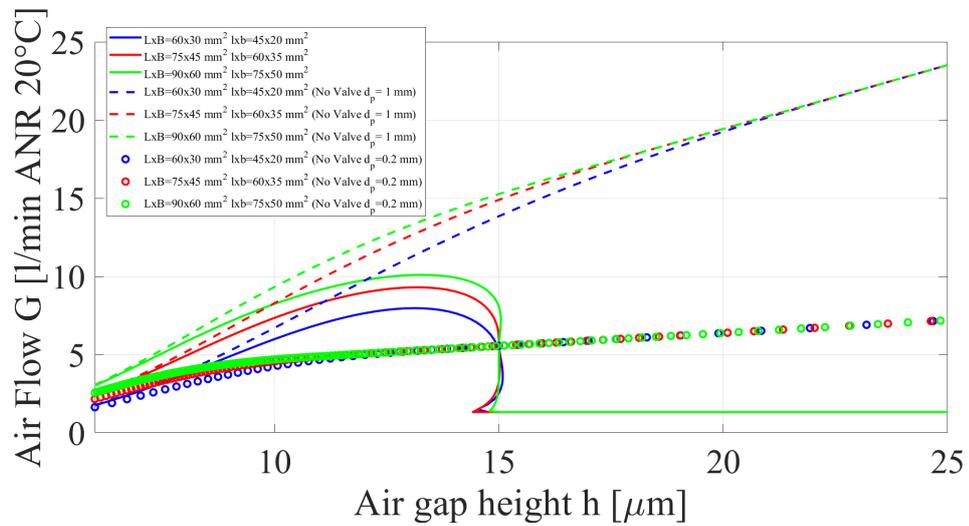


Figura 4.11: Confronto tra i consumi di aria del pattino compensato considerando diversi valori di dimensioni del pattino, considerando gli altri parametri costanti: $d_p=1\text{ mm}$, $d_v=0.5\text{ mm}$, $h_{des}=15\text{ }\mu\text{m}$, $P_s = 0.525\text{ MPa}$

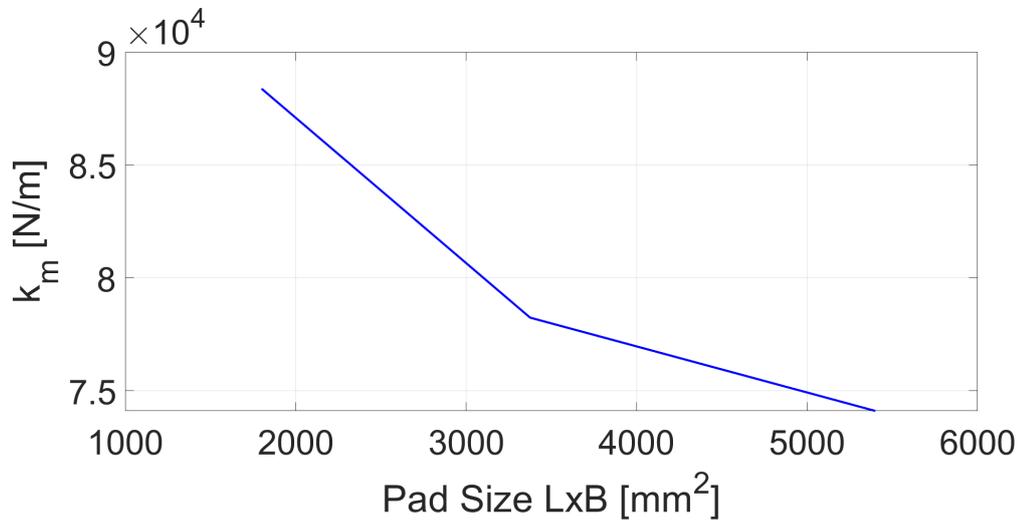


Figura 4.12: Andamento della rigidità ottimale della membrana espressa in funzione delle dimensioni del pattino (Rettangolo esterno LxB)

4.2.4 Effetto della pressione di alimentazione P_s

Le Figure 4.13 e 4.14 mostrano i risultati delle simulazioni volte a studiare l'effetto della variazione della pressione di alimentazione del pattino compensato. Come previsto, riducendo la pressione di alimentazione del pattino si riduce sia la massima capacità di carico che la regione di rigidità massima (figura 4.13). Per quanto riguarda il consumo di aria (Figura 4.14), si riduce ovviamente con la pressione di alimentazione ed è sempre dello stesso ordine di grandezza del consumo del pattino con $d_p = 0,2$ mm senza valvola. Come si può vedere dalla Figura 4.15, la rigidità della membrana si riduce con la riduzione della pressione di alimentazione.

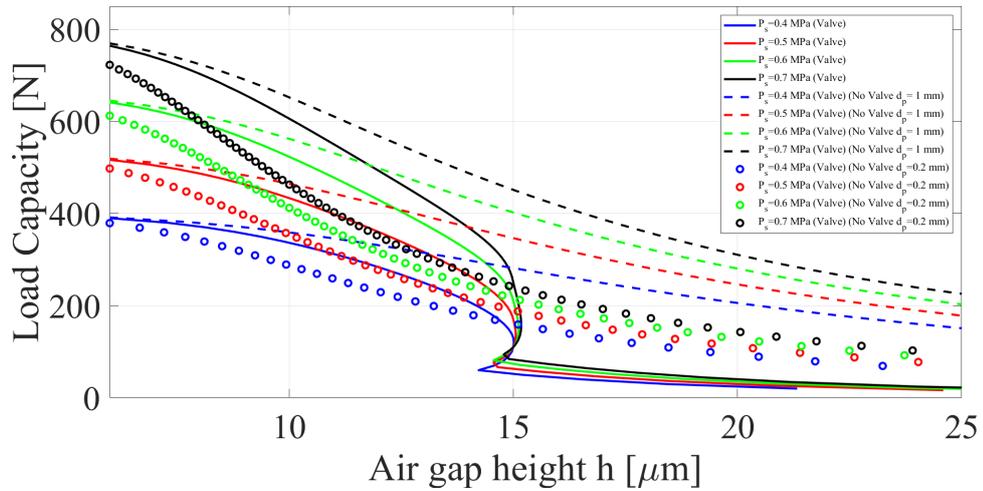


Figura 4.13: Confronto tra le capacità di carico del pattino compensato considerando diversi valori di pressione di alimentazione, considerando la geometria del caso di riferimento e gli altri parametri costanti: $d_p=1$ mm, $d_v=0.5$ mm, $h_{des}=15$ μm

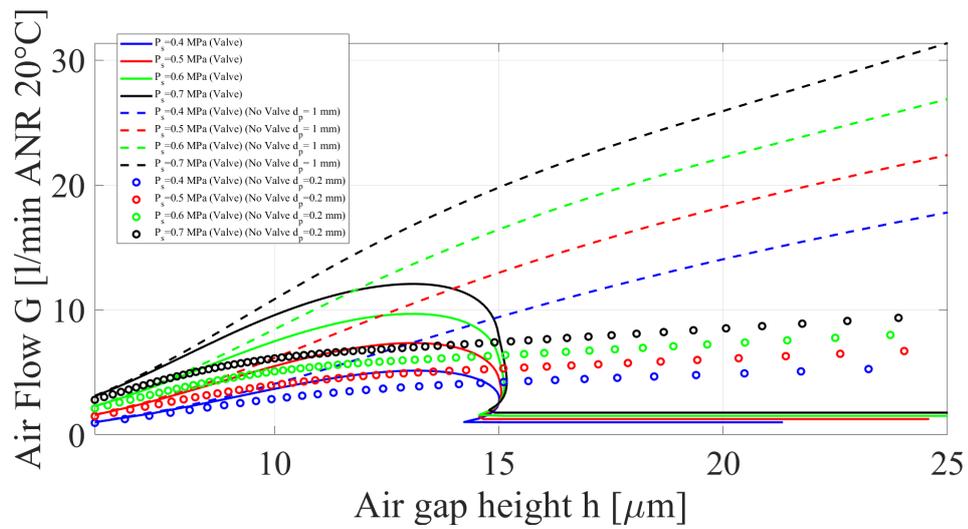


Figura 4.14: Confronto tra i consumi di aria del pattino compensato considerando diversi valori di pressione di alimentazione, considerando la geometria del caso di riferimento e gli altri parametri costanti: $d_p=1$ mm, $d_v=0.5$ mm, $h_{des}=15$ μm

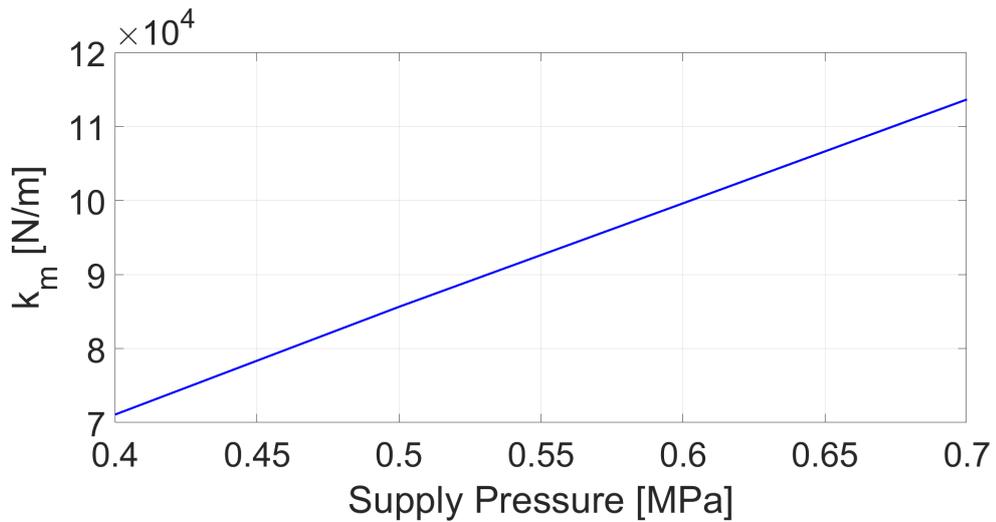


Figura 4.15: Andamento della rigidità ottimale della membrana espressa in funzione della pressione di alimentazione P_s

4.3 Validazione Sperimentale

Il set-up sperimentale prevede l'installazione di un banco prova statico e uno di forza a gradini. Essi sono stati impiegati per valutare le prestazioni statiche e transitorie della soluzione di compensazione proposta. Ogni prova è stata eseguita con una pressione di alimentazione P_s pari a 0.525 MPa (assoluta).

4.3.1 Banco prova statico

La Figura 4.16 mostra uno schema della configurazione sperimentale impiegata per la caratterizzazione statica.

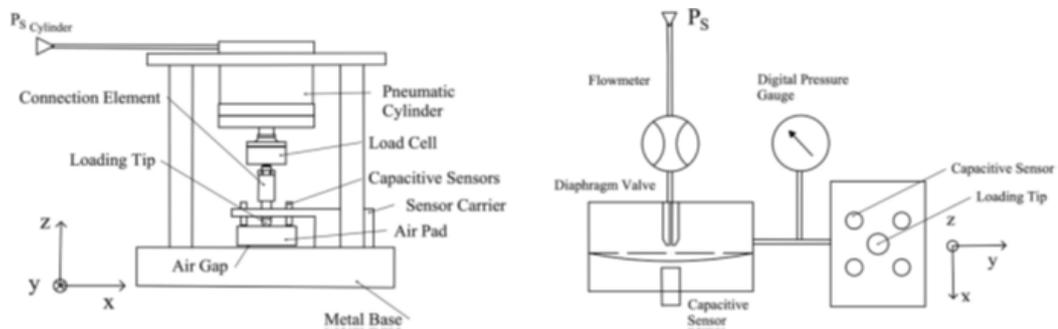


Figura 4.16: Schema del banco prova statico

Il banco di prova statico è costituito da una base metallica, un supporto per sensori, un cilindro pneumatico, una cella di carico e una punta di carico. Una volta che il pattino in prova è posto al centro della base, variando la pressione di alimentazione del cilindro ($P_{s-cylinder}$), è possibile modificare il carico esterno applicato al pattino. Questo carico viene trasmesso attraverso una catena meccanica composta dalla cella di carico, da un elemento di collegamento e dalla punta di carico. Quattro sensori capacitivi montati su un supporto sono stati utilizzati per misurare lo spostamento del pattino. L'altezza del meato d'aria è stata valutata come differenza tra le posizioni del pattino con e senza aria di alimentazione. Inoltre, un misuratore di portata, un manometro digitale e un sensore capacitivo aggiuntivo sono stati utilizzati per misurare il consumo d'aria (Q), la pressione all'interno della valvola (P_1) e la deflessione della membrana (x_v).

4.3.2 Banco prova per test a gradino di forza

Le Figure mostrano una fotografia e uno schema della configurazione meccanica del banco prova per test a gradino di forza utilizzato. Esso è costituito da una parte fissa e da una parte mobile e due bocche d'aria consentono un movimento di traslazione tra queste due parti. Il pattino d'aria in prova si trova tra la parte mobile del banco prova e un contro-pattino. I carichi esterni sono stati applicati fissando masse calibrate sulla parte superiore della struttura mobile del banco prova. La forza esterna dovuta a queste masse viene trasferita al pattino attraverso una catena meccanica composta da una cella di carico e da una punta di carico sferica. L'altezza del meato d'aria del pattino è stata valutata tramite quattro sensori capacitivi come nel precedente banco prova. I gradini negativi di forza sono stati applicati nella parte inferiore della parte mobile. Un peso aggiuntivo è stato legato con una corda sottile alla trave inferiore della parte in movimento. I gradini negativi di forza sono stati generati istantaneamente tagliando la corda. Anche in questo caso, un flussimetro, un sensore capacitivo e un manometro digitale sono stati utilizzati per misurare il consumo d'aria (Q), la pressione all'interno della valvola (P_1) e la deflessione della membrana (x_v).

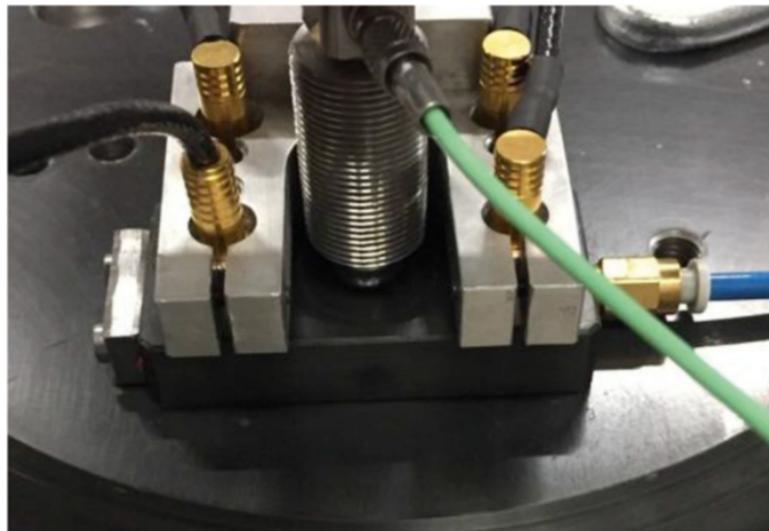


Figura 4.17: Fotografia del banco prova per test a gradino di forza

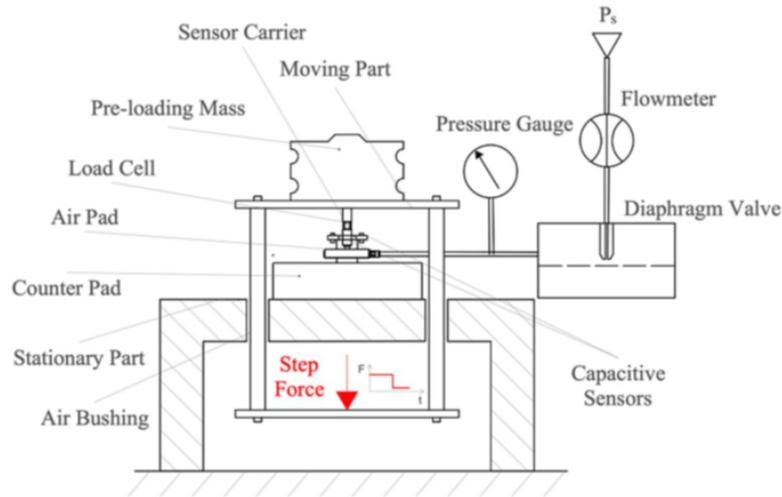


Figura 4.18: Schema del banco prova per test a gradino di forza

4.3.3 Confronto tra modello numerico e risultati sperimentali

Sui banchi prova descritti precedentemente sono stati effettuati dei test sperimentali sul pattino integrato per verificare la bontà della procedura di design e del modello a parametri concentrati. Si è notato come la procedura del seguente studio restituisca valori ottimi per far corrispondere i risultati del modello analitico con i dati sperimentali elaborati. A ritroso, sulla base della membrana utilizzata in laboratorio, sono state individuate le condizioni ottime ad una altezza di meato d'aria di circa $21 \mu m$. Nella realtà, a causa delle lavorazioni delle superfici o delle imperfezioni (deformazioni superficiali o ruggine), i dati sperimentali hanno bisogno di uno shift di un valore predefinito per corrispondere alle curve numeriche. Le Figure 4.19 e 4.20 mostrano le curve numeriche e sperimentali ottenute in presenza dei parametri riportati nella seguente tabella. Si nota come gli andamenti ricavati dal modello numerico seguono piuttosto bene quelli ricavati sperimentalmente.

Parametri	Simbolo	Valore	Unità di misura
Pressione di alimentazione	P_s	$5.25 \cdot 10^5$	Pa
Temperatura di alimentazione	T_s	273	K
Altezza del meato desiderata	h_{des}	$21.5 \cdot 10^{-6}$	m
Rigidezza del diaframma	k_m	$1.4706 \cdot 10^5$	N/m
Precarico iniziale	x_0	$2.97 \cdot 10^{-6}$	m
Diametro ugello valvola	d_v	$0.8 \cdot 10^{-3}$	m

Tabella 4.3: Parametri di riferimento

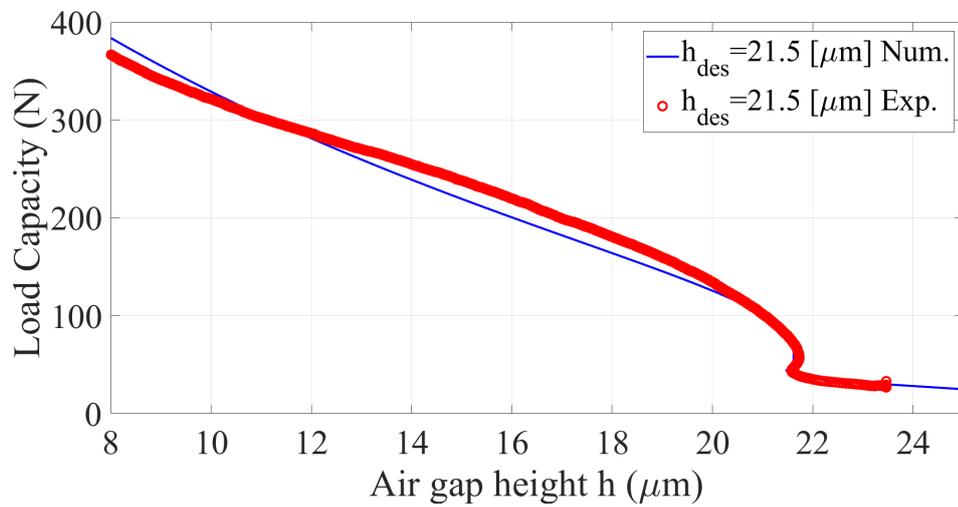


Figura 4.19: Confronto tra le curve numeriche e sperimentali della capacità di carico per $h_{des} = 21.5 \mu\text{m}$

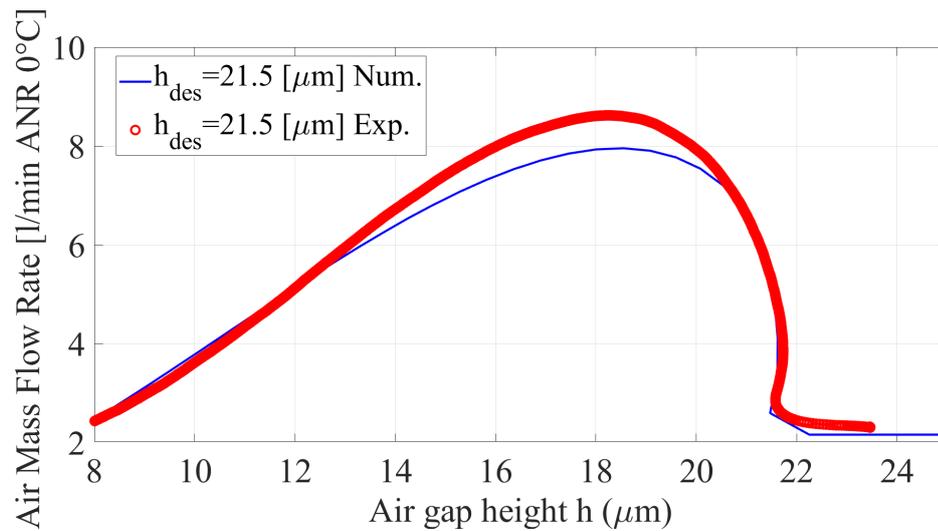


Figura 4.20: Confronto tra le curve numeriche e sperimentali del consumo d'aria per $h_{des} = 21.5 \mu m$

In Figura 4.21 viene riportato il diagramma con l'andamento numerico e sperimentale della capacità di carico del pattino compensato in funzione dell'altezza del meato. Si considera una regione di compensazione compresa tra le due pressioni di riferimento della procedura: $P_{s1,prog} = 0.2 \text{ MPa}$ e $P_{s2,prog} = b \cdot P_s$. Il valore dell'altezza del meato desiderata è $h_{des} = 21.5 \mu m$. Per rendere il comportamento del pattino compensato più evidente, sono riportati anche gli andamenti del pattino non compensato alimentato con le pressioni $P_{s1,prog}$ e $P_{s2,prog}$. Aumentando il carico esterno applicato sul pattino, la pressione interna alla camera della valvola, P_1 , aumenta anch'essa e quando P_1 permette di superare il precarico applicato sul diaframma metallico la valvola inizia a compensare. All'aumentare del carico applicato al pattino, l'altezza del meato diminuisce fino a quando non si arriva nel punto in corrispondenza del quale la pressione P_1 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.

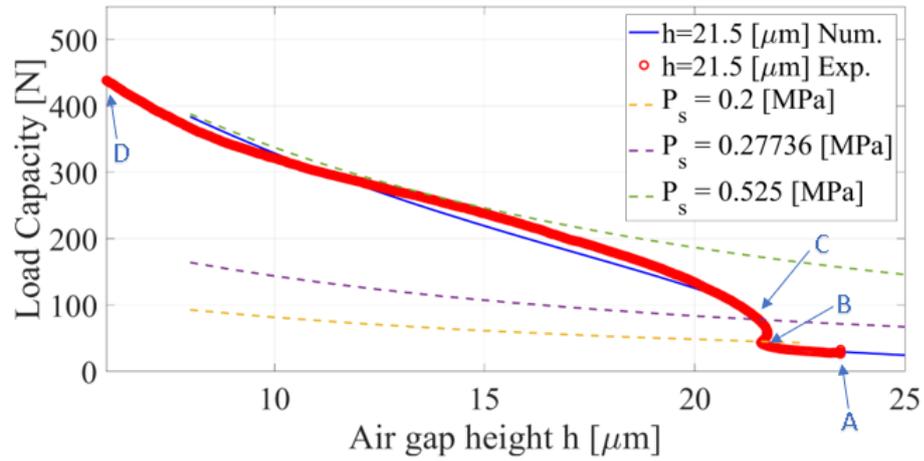


Figura 4.21: Andamento numerico e sperimentale della capacità di carico con dettagli

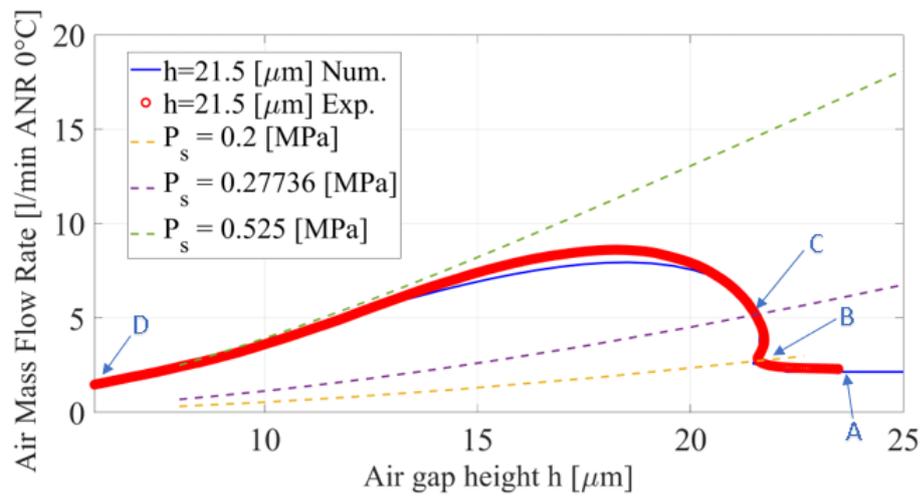


Figura 4.22: Andamento numerico e sperimentale del consumo d'aria con dettagli

In Figura 4.23 sono riportati gli andamenti sperimentali della risposta transitoria ad un gradino di forza da 50 a 30 N e di come esso influisce sull'altezza del meato d'aria desiderata. V'è la conferma sperimentale di quanto visualizzato in quanto nelle curve statiche tra 50 N e 30 N la rigdezza statica è infinita (tratto quasi verticale) a $21.5 \mu m$, ovvero saltando da 50 N a 30 N l'altezza del meato non cambia.

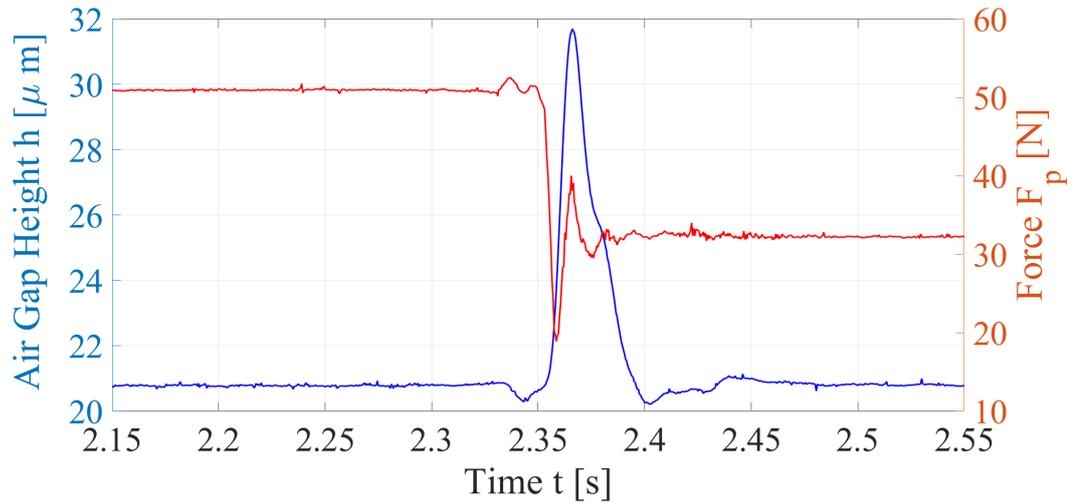


Figura 4.23: Risposta transitoria al gradino di forza con due scale su asse y (Altezza del meato e Capacità di carico)

Capitolo 5

Conclusioni e sviluppi futuri

Lo scopo di questo lavoro di tesi è stato quello di proporre una procedura progettuale per un pattino pneumostatico compensato passivamente tramite valvola pneumatica a diaframma. Si è partiti da un prototipo già esistente che consiste nell'integrazione di un pattino commerciale con fori allargati in maniera tale da aumentare l'efficacia della compensazione della valvola a diaframma. È stato implementato un modello numerico a parametri concentrati e le equazioni del modello sono state utilizzate per la realizzazione di questa procedura. L'innovazione e l'originalità del lavoro svolto sono da attribuirsi alla procedura progettuale proposta, ad hoc sulla base delle esigenze del cliente. Questa procedura di tipo numerico consente di individuare i parametri funzionali della valvola che sarà integrata al pattino, in base a quelle che saranno le condizioni di lavoro in cui dovrà essere utilizzato: altezza di meato, pressione di alimentazione, dimensione e numero di fori del pattino. La procedura proposta è stata utilizzata per effettuare un'analisi di sensitività. Questa analisi è servita per prendere confidenza con il modello e con la procedura e per capire come variano i parametri ricercati al variare delle condizioni di lavoro: altezza del meato d'aria desiderata, pressione di alimentazione, diametro del foro di alimentazione della valvola e dimensioni del pattino. È stato riscontrato che la procedura di progettazione proposta è efficace in presenza di tutte queste variazioni. In particolare, i risultati più rilevanti sono i seguenti:

- Ridurre il valore dell'altezza del meato d'aria desiderata a livello globale aumenta la rigidità della membrana insieme al campo di compensazione;
- Modificare il diametro del foro di alimentazione della valvola non riduce l'efficacia del metodo di compensazione, ma si traduce in un valore diverso della rigidità del diaframma richiesta;
- Assegnata l'altezza del meato d'aria desiderata, l'estensione dell'intervallo di compensazione è quasi proporzionale alla pressione di alimentazione.

È stata effettuata la validazione sperimentale sia per quanto riguarda il modello che per la procedura e si vede che i parametri forniti dalla procedura sono coerenti con quelli sperimentali e mostrano che la valvola di regolazione svolge correttamente il suo compito consentendo di aumentare la rigidità del pattino in corrispondenza dell'altezza del meato desiderata.

Le problematiche riscontrate sono relative alla fase di progettazione e modellazione della valvola a diaframma. Sarebbe di considerevole importanza poter: individuare il tipo di vincolo a cui può essere ricondotto il bordo esterno della membrana quando è montato tra le due interfacce, identificare la distanza di by-pass e trovare una formulazione matematica che consente di ottenere lo spessore della membrana conoscendone la rigidità. Una ulteriore problematica concerne la fase di modellazione numerica in quanto bisogna selezionare opportunamente il range di linearizzazione della deflessione della membrana. Il lavoro futuro principale riguarda la modellazione del comportamento della membrana come molla lineare, in quanto non si ha una misura puntuale o un valore medio di spostamento al centro della membrana, ma il sensore ha un'area sensibile grande quasi quanto la membrana e quindi diventa difficile correlare i dati sperimentali con i parametri concentrati. Tali miglioramenti rappresentano le modifiche future da apportare alla valvola con lo scopo di perfezionare la sua capacità di compensazione.

Appendice A

Guida Comsol

Dal menu **File**, scegli **New**.

NEW

1 Nella finestra **New**, clicca  **Model Wizard**.

MODEL WIZARD

1 Nella finestra **Model Wizard**, clicca  **3D**.

2 Nella sezione **Select Physics**, selezionare **Fluid Flow**>**Thin-Film Flow**>**Thin-Film Flow, Shell (tffs)**.

3 Clicca **Add**.

4 Clicca  **Study**.

5 Nella sezione **Select Study**, selezionare **General Studies**>**Stationary**.

6 Clicca  **Done**.

GLOBAL DEFINITIONS
Parameters I

1 Nella finestra **Model Builder**, sotto **Global Definitions** clicca **Parameters**.

2 Nella finestra **Settings** dei **Parameters**, individuare la sezione **Parameters**.

3 Nella tabella, inserisci le seguenti impostazioni:

Name	Expression	Value	Description
P_{amb}	101325 [Pa]	1.0133E5 Pa	Pressione ambiente
P_s	7e5[Pa]	7E5 Pa	Pressione ambiente
P_{cr}	0.52828	0.52828	Rapporto di pressione critico negli ugelli
k	1.4	1.4	Coefficiente di dilatazione adiabatica
cd_0	1.05	1.05	Costante del coeff. di efflusso
$a1$	8.2	8.2	Termine del coeff. di efflusso
R_{gas}	287.053 [J/kg/K]	287.05 J/(kg · K)	Costante universale dei gas
T_s	293.15[K]	293.15 K	Temperatura di supply
Gap	4[um]	4E-6 m m	Altezza del meato iniziale
μ	1.81e-5[Pa*s]	1.81E-5 Pa · s	Viscosità dinamica
ρ	1.204 [Kg/m ³]	1.204 Kg/m ³	Densità aria a 20°C- 1atm
C_g	60000/ ρ	49834	Fattore correttivo delle portate in l/min a 20°C

Parameters II

1 Nella finestra **Model Builder**, sotto **Global Definitions** clicca **Geometry**.

2 Nella finestra **Settings** dei **Parameters**, individuare la sezione **Parameters**.

3 Nella tabella, inserisci le seguenti impostazioni:

Name	Expression	Value	Description
L_x	75[mm]	0.075 m	Lunghezza del pattino
L_y	50[mm]	0.05 m	Altezza del pattino
L_z	13[mm]	0.013 m	Spessore del pattino
$row1$	$L_y/2 - c_{xy}$	0.02 m	1a riga per la posizione dei fori
$row2$	0[mm]	0 m	2a riga per la posizione dei fori
$row3$	$-L_y/2 + c_{xy}$	-0.02 m	3a riga per la posizione dei fori
$col1$	$-L_x/2 + c_{xy}$	-0.0325 m	1a colonna per la posizione dei fori
$col2$	0[mm]	0 m	2a colonna per la posizione dei fori
$col3$	$L_x/2 - c_{xy}$	0.0325 m	3a colonna per la posizione dei fori
d_s	1[mm]	1E-3 m	Diametro dei fori di alimentazione
c_{xy}	5 [mm]	0.005 m	distanza dei fori dal bordo lungo x e y

GEOMETRY

Work Plane 1 (wp1)

1 Nella barra degli strumenti **Geometry**, clicca  **Work Plane**.

2 Nella finestra **Settings** per **Work Plane**, clicca  **Show Work Plane**.

Work Plane 1 (wp1) > Plane Geometry

1 Nella finestra **Model Builder**, clicca **Plane Geometry**.

Work Plane 1 (wp1) > Rectangle 1(r1)

1 Nella barra degli strumenti **Work Plane**, click  **Rectangle**.

2 Nella finestra **Setting** per **Rectangle**, individua la sezione **Size and Shape**.

3 Nel campo di testo **Width**, inserisci **Lx**.

4 Nel campo di testo **Height**, inserisci **Ly**.

5 Clicca  **Build Selected**.

Work Plane 1 (wp1) > Circle 1 (c1)

1 Nella barra degli strumenti **Work Plane**, click  **Circle**.

2 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Size and Shape**.

3 Nel campo di testo **Radius**, inserisci **ds/2**.

- 4 Nel campo di testo **Sector Angle**, inserisci **360**.
- 5 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Position**.
- 5 Nella finestra **Base**, scegliere **Base**.
- 6 Nel campo di testo **xw**, inserisci **col1**.
- 7 Nel campo di testo **yw**, inserisci **row1**.
- 8 Clicca  **Build Selected**.

Work Plane 1 (wp1) > Circle 2 (c2)

- 1 Nella barra degli strumenti **Work Plane**, click  **Circle**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Size and Shape**.
- 3 Nel campo di testo **Radius**, inserisci **ds/2**.
- 4 Nel campo di testo **Sector Angle**, inserisci **360**.
- 5 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Position**.
- 5 Nella finestra **Base**, scegliere **Base**.
- 6 Nel campo di testo **xw**, inserisci **col2**.
- 7 Nel campo di testo **yw**, inserisci **row1**.
- 8 Clicca  **Build Selected**.

Work Plane 1 (wp1) > Circle 3 (c3)

- 1 Nella barra degli strumenti **Work Plane**, click  **Circle**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Size and Shape**.
- 3 Nel campo di testo **Radius**, inserisci **ds/2**.
- 4 Nel campo di testo **Sector Angle**, inserisci **360**.
- 5 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Position**.
- 5 Nella finestra **Base**, scegliere **Base**.
- 6 Nel campo di testo **xw**, inserisci **col3**.
- 7 Nel campo di testo **yw**, inserisci **row1**.
- 8 Clicca  **Build Selected**.

Work Plane 1 (wp1) > Circle 4 (c4)

- 1 Nella barra degli strumenti **Work Plane**, click  **Circle**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Size and Shape**.
- 3 Nel campo di testo **Radius**, inserisci **ds/2**.
- 4 Nel campo di testo **Sector Angle**, inserisci **360**.
- 5 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Position**.
- 5 Nella finestra **Base**, scegliere **Base**.
- 6 Nel campo di testo **xw**, inserisci **col1**.
- 7 Nel campo di testo **yw**, inserisci **row2**.

8 Clicca  **Build Selected.**

Work Plane 1 (wp1) > Circle 5 (c5)

- 1 Nella barra degli strumenti **Work Plane**, click  **Circle.**
- 2 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Size and Shape.**
- 3 Nel campo di testo **Radius**, inserisci **ds/2.**
- 4 Nel campo di testo **Sector Angle**, inserisci **360.**
- 5 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Position.**
- 5 Nella finestra **Base**, scegliere **Base.**
- 6 Nel campo di testo **xw**, inserisci **col3.**
- 7 Nel campo di testo **yw**, inserisci **row2.**
- 8 Clicca  **Build Selected.**

Work Plane 1 (wp1) > Circle 6 (c6)

- 1 Nella barra degli strumenti **Work Plane**, click  **Circle.**
- 2 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Size and Shape.**
- 3 Nel campo di testo **Radius**, inserisci **ds/2.**
- 4 Nel campo di testo **Sector Angle**, inserisci **360.**
- 5 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Position.**

5 Nella finestra **Base**, scegliere **Base**.

6 Nel campo di testo **xw**, inserisci **col1**.

7 Nel campo di testo **yw**, inserisci **row3**.

8 Clicca  **Build Selected**.

Work Plane 1 (wp1) > Circle 7 (c7)

1 Nella barra degli strumenti **Work Plane**, click  **Circle**.

2 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Size and Shape**.

3 Nel campo di testo **Radius**, inserisci **ds/2**.

4 Nel campo di testo **Sector Angle**, inserisci **360**.

5 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Position**.

5 Nella finestra **Base**, scegliere **Base**.

6 Nel campo di testo **xw**, inserisci **col2**.

7 Nel campo di testo **yw**, inserisci **row3**.

8 Clicca  **Build Selected**.

Work Plane 1 (wp1) > Circle 8 (c8)

1 Nella barra degli strumenti **Work Plane**, click  **Circle**.

2 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Size and Shape**.

3 Nel campo di testo **Radius**, inserisci **ds/2**.

- 4 Nel campo di testo **Sector Angle**, inserisci **360**.
- 5 Nella finestra **Setting** per **Circle**, individua la sezione **Position**.
- 5 Nella finestra **Base**, scegliere **Base**.
- 6 Nel campo di testo **xw**, inserisci **col3**.
- 7 Nel campo di testo **yw**, inserisci **row3**.
- 8 Clicca  **Build Selected**.

Work Plane 1 (wp1) > Rectangle 2(r2)

- 1 Nella barra degli strumenti **Work Plane**, click  **Rectangle**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Rectangle**, individua la sezione **Size and Shape**.
- 3 Nel campo di testo **Width**, inserisci $Lx - 2c_{xy}$.
- 4 Nel campo di testo **Height**, inserisci $Ly - 2c_{xy}$.
- 5 Clicca  **Build Selected**.

Block 1(blk1)

- 1 Nella barra degli strumenti **Geometry**, clicca  **Block**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Rectangle**, individua la sezione **Size and Shape**.
- 3 Nel campo di testo **Width**, inserisci **Lx**.
- 4 Nel campo di testo **Depth**, inserisci **Ly**.

5 Nel campo di testo **Height**, inserisci **Lz**.

6 Nella finestra **Setting** per **Rectangle**, individua la sezione **Position**.

7 Nella finestra **Base**, scegliere **Base**.

8 Nel campo di testo **x**, inserisci **0**.

9 Nel campo di testo **y**, inserisci **0**.

10 Nel campo di testo **Height**, inserisci $Lz/2$.

11 Nella barra degli strumenti **Geometry**, clicca  **Build all**.

Form Union (fin)

1 Clicca  **Build All**.

2 Clicca sul pulsante  **Go to Default View** nella barra degli strumenti **Graphics**.

3 Clicca sul pulsante  nella barra degli strumenti **Graphics**.

DEFINITIONS

Integration 1 (intop1)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Integration**.

2 Nella finestra **Setting** per **Integration**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Boundary**.

4 Seleziona i seguenti punti: **3,10**.

Integration 2 (intop2)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Integration**.

2 Nella finestra **Setting** per **Integration**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **2,3,7,62**.

Integration 3 (intop3)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Integration**.

2 Nella finestra **Setting** per **Integration**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **9,10,15,19**.

Integration 4 (intop4)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Integration**.

2 Nella finestra **Setting** per **Integration**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **30,31,36,37**.

Integration 5 (intop5)

- 1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Integration**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Integration**, individua la sezione **Source Selection**.
- 3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.
- 4 Seleziona i seguenti punti: **40,44,50,53**.

Integration 6 (intop6)

- 1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Integration**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Integration**, individua la sezione **Source Selection**.
- 3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.
- 4 Seleziona i seguenti punti: **11,12,21,23**.

Integration 7 (intop7)

- 1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Integration**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Integration**, individua la sezione **Source Selection**.
- 3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.
- 4 Seleziona i seguenti punti: **45,46,55,57**.

Integration 8 (intop8)

- 1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Integration**.

2 Nella finestra **Setting** per **Integration**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **13,14,25,27**.

Integration 9 (intop9)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Integration**.

2 Nella finestra **Setting** per **Integration**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **33,34,38,39**.

Integration 10 (intop10)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Integration**.

2 Nella finestra **Setting** per **Integration**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **47,49,59,60**.

Average 1 (aveop1)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Average**.

2 Nella finestra **Setting** per **Average**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **9,10,15,19**.

Average 2 (aveop2)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Average**.

2 Nella finestra **Setting** per **Average**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **30,31,36,37**.

Average 3 (aveop3)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Average**.

2 Nella finestra **Setting** per **Average**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **42,44,50,53**.

Average 4 (aveop4)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Average**.

2 Nella finestra **Setting** per **Average**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **11,12,21,23**.

Average 5 (aveop5)

- 1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Average**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Average**, individua la sezione **Source Selection**.
- 3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.
- 4 Seleziona i seguenti punti: **45,46,55,57**.

Average 6 (aveop6)

- 1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Average**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Average**, individua la sezione **Source Selection**.
- 3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.
- 4 Seleziona i seguenti punti: **13,14,25,27**.

Average 7 (aveop7)

- 1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Average**.
- 2 Nella finestra **Setting** per **Average**, individua la sezione **Source Selection**.
- 3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.
- 4 Seleziona i seguenti punti: **33,34,38,39**.

Average 8 (aveop8)

- 1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Average**.

2 Nella finestra **Setting** per **Average**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Edge**.

4 Seleziona i seguenti punti: **47,49,59,60**.

Average 9 (aveop9)

1 Nella barra degli strumenti **Definition**, clicca  **Nonlocal Couplings** e individua **Average**.

2 Nella finestra **Setting** per **Average**, individua la sezione **Source Selection**.

3 Dalla lista **Geometric entity level**, individua **Boundary**.

4 Seleziona il seguente punto: **10**.

Piecewise I

1 Nella barra degli strumenti **Definitions**, clicca  **Piecewise**.

2 Nel campo di testo **Function Name**, inserisci **pw1**.

3 All'interno della sezione **Definition**, nel campo di testo **Argument**, inserisci **Pc**.

4 Nella tabella, inserisci le seguenti impostazioni:

Start	End	Function
1e5[Pa]	Ps	$\text{sqrt}((2 * k / (k - 1)) * ((Pc / Ps)^{(2/k)} - (Pc / Ps)^{(k + 1) / k})) * ((Pc / Ps) > Pcr) + \text{sqrt}((2 * k / (k - 1)) * (Pcr^{(2/k)} - Pcr^{(k + 1) / k})) * ((Pc / Ps) \leq Pcr)$

5 All'interno della sezione **Units**, nel campo di testo **Argument**, inserisci **Pa**.

6 All'interno della sezione **Units**, nel campo di testo **Function**, inserisci **1**.

Piecewise II

1 Nella barra degli strumenti **Definitions**, clicca  **Piecewise**.

2 Nel campo di testo **Function Name**, inserisci **pw2**.

3 All'interno della sezione **Definition**, nel campo di testo **Argument**, inserisci **Pc**.

4 Nella tabella, inserisci le seguenti impostazioni:

Start	End	Function
1e5	Ps	$\text{sqrt}((2 * k * R_{\text{gas}} * T_s / (k - 1)) * (1 - (P_c / P_s)^{(k - 1) / k})) * ((P_c / P_s) > P_{\text{cr}}) + \text{sqrt}((2 * k * R_{\text{gas}} * T_s / (k - 1)) * (1 - P_{\text{cr}}^{(k - 1) / k})) * ((P_c / P_s) \leq P_{\text{cr}})$

5 All'interno della sezione **Units**, nel campo di testo **Argument**, inserisci **Pa**.

6 All'interno della sezione **Units**, nel campo di testo **Function**, inserisci **m/s**.

Variables I

1 Nella barra degli strumenti **Definitions**, clicca  **Variables** e scegli **Local Variables**.

2 Nella finestra **Settings** per **Variables**, individua la sezione **Variables**.

3 Nella tabella, inserisci le seguenti impostazioni:

Name	Expression	Unit
<i>u3</i>	pw2(Pc1)	m/s
<i>inlet1</i>	Pc1	Pa
<i>inlet2</i>	Pc2	Pa
<i>inlet3</i>	Pc3	Pa
<i>inlet4</i>	Pc4	Pa
<i>inlet5</i>	Pc5	Pa
<i>inlet6</i>	Pc6	Pa
<i>inlet7</i>	Pc7	Pa
<i>inlet8</i>	Pc8	Pa

Name	Expression	Unit
<i>Re1</i>	$Gin1/(pi * mu * ds)$	
<i>Re2</i>	$Gin2/(pi * mu * ds)$	
<i>Re3</i>	$Gin3/(pi * mu * ds)$	
<i>Re4</i>	$Gin4/(pi * mu * ds)$	
<i>Re5</i>	$Gin5/(pi * mu * ds)$	
<i>Re6</i>	$Gin6/(pi * mu * ds)$	
<i>Re7</i>	$Gin7/(pi * mu * ds)$	
<i>Re8</i>	$Gin8/(pi * mu * ds)$	
<i>cd1</i>	$cd0 * (1 - 0.3 * exp(-0.005 * Re1))$	
<i>cd2</i>	$cd0 * (1 - 0.3 * exp(-0.005 * Re2))$	
<i>cd3</i>	$cd0 * (1 - 0.3 * exp(-0.005 * Re3))$	
<i>cd4</i>	$cd0 * (1 - 0.3 * exp(-0.005 * Re4))$	
<i>cd5</i>	$cd0 * (1 - 0.3 * exp(-0.005 * Re5))$	
<i>cd6</i>	$cd0 * (1 - 0.3 * exp(-0.005 * Re6))$	
<i>cd7</i>	$cd0 * (1 - 0.3 * exp(-0.005 * Re7))$	
<i>cd8</i>	$cd0 * (1 - 0.3 * exp(-0.005 * Re8))$	

Name	Expression	Unit
$H1$	aveop1(tffs.h)	m
$H2$	aveop2(tffs.h)	m
$H3$	aveop3(tffs.h)	m
$H4$	aveop3(tffs.h)	m
$H5$	aveop3(tffs.h)	m
$H6$	aveop3(tffs.h)	m
$H7$	aveop3(tffs.h)	m
$H8$	aveop3(tffs.h)	m
H_{mean}	$(H1+H2+H3+H4+H5+H6+H7+H8)/8$	m
Re_{mean}	$(Re1+Re2+Re3+Re4+Re5+Re6+Re7+Re8)/8$	
Pc_{mean}	$(Pc1+Pc2+Pc3+Pc4+Pc5+Pc6+Pc7+Pc8)/8$	Pa

Variables II

1 Nella barra degli strumenti **Home**, clicca  **Variables** e scegli **Local Variables**.

2 Nella finestra **Settings** per **Variables**, individua la sezione **Variables**.

3 Nella tabella, inserisci le seguenti impostazioni:

Name	Expression	Unit	Description
<i>Gin1</i>	$H1(\text{abs}(\text{intop3}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesx}*\text{tffs.nbndx}))+\text{abs}(\text{intop3}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesy}*\text{tffs.nbndy})))$	kg/s	Portata foro 1
<i>Gin2</i>	$H2(\text{abs}(\text{intop4}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesx}*\text{tffs.nbndx}))+\text{abs}(\text{intop4}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesy}*\text{tffs.nbndy})))$	kg/s	Portata foro 2
<i>Gin3</i>	$H3(\text{abs}(\text{intop5}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesx}*\text{tffs.nbndx}))+\text{abs}(\text{intop5}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesy}*\text{tffs.nbndy})))$	kg/s	Portata foro 3
<i>Gin4</i>	$H4(\text{abs}(\text{intop6}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesx}*\text{tffs.nbndx}))+\text{abs}(\text{intop6}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesy}*\text{tffs.nbndy})))$	kg/s	Portata foro 4
<i>Gin5</i>	$H5(\text{abs}(\text{intop7}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesx}*\text{tffs.nbndx}))+\text{abs}(\text{intop7}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesy}*\text{tffs.nbndy})))$	kg/s	Portata foro 5
<i>Gin6</i>	$H6(\text{abs}(\text{intop8}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesx}*\text{tffs.nbndx}))+\text{abs}(\text{intop8}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesy}*\text{tffs.nbndy})))$	kg/s	Portata foro 6

Name	Expression	Unit	Description
<i>Gin7</i>	$H7(\text{abs}(\text{intop9}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesx}*\text{tffs.nbndx}))+\text{abs}(\text{intop9}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesy}*\text{tffs.nbndy})))$	kg/s	Portata foro 7
<i>Gin8</i>	$H8(\text{abs}(\text{intop10}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesx}*\text{tffs.nbndx}))+\text{abs}(\text{intop10}(\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesy}*\text{tffs.nbndy})))$	kg/s	Portata foro 8
<i>Gin</i>	$Gin1 + Gin2 + Gin3 + Gin4 + Gin5 + Gin6 + Gin7 + Gin8$	kg/s	Portata totale fuori
<i>Gout</i>	$(\text{abs}(\text{intop2}(\text{tffs.h}*\text{tffs.pA}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesx}*\text{tffs.nbndx}))+\text{abs}(\text{intop2}(\text{tffs.h}*\text{tffs.pA}/\text{Rgas}/\text{Ts}*\text{tffs.vavesy}*\text{tffs.nbndy})))$	kg/s	Portata totale di efflusso
<i>W</i>	$\text{intop1}(\text{pfilm})$	N	Capacità di carico
<i>Pmean</i>	$\text{aveop9}(\text{pfilm}) + \text{tffs.pA}$	Pa	Pressione media sotto il pattino

ADD MATERIAL

- 1 Nella barra degli strumenti **Home**, clicca  **Add Material** per aprire la finestra **Add Material**.
- 2 Nell'albero, seleziona **Liquids and Gases>Gases>Air**.
- 3 Clicca due volte sull'icona **Air** per aggiungere il componente.
- 4 Nell'albero, seleziona **Built-in>Aluminum 3003-H18**.
- 5 Clicca due volte sull'icona **Aluminum 3003-H18** per aggiungere il componente.
- 6 Nella barra degli strumenti **Home**, clicca  **Add Material** per chiudere la finestra **Add Material**.

THIN-FILM FLOW, SHELL (TFFS)

- 1 Nella finestra **Model Builder**, sotto **Component 1 (comp1)** clicca **Thin-Film Flow, Shell (tffs)**.
- 2 Nella finestra **Settings** per **Thin-Film Flow, Shell**, individuare la sezione **Boundary Selection**.
- 3 Clicca **Clear Selection**.
- 4 Seleziona i seguenti punti: **3,10**.
- 5 All'interno della sezione *Physical Model*, selezionare **Modified Reynolds equation**.
- 5 All'interno della sezione *Dependent Variables*, digitare nella voce **Pressure:** **pfilm**.

Fluid-Film Properties I

1 Nella finestra **Model Builder**, sotto **Component 1 (comp1)**>**Thin-Film Flow, Shell (tffs)** clicca **Fluid-Film Properties I**.

2 Nella finestra **Settings**, individua la sezione **Wall Properties**.

3 Nel campo di testo **hw1**, inserisci **Gap**.

2 Nella finestra **Settings**, individua la sezione **Base Properties**.

3 Nel campo di testo **hb1**, inserisci **0**.

Border I

1 Come puoi vedere nella sezione **Border Settings**, la condizione predefinita che si applica alle estremità del pattino è **Zero pressure**.

Initial Values I

1 Nella sezione **Initial Values**, dentro la voce **pfilm** inserisci **Pamb**.

Inlet 1

1 Nella barra degli strumenti **Physics**, clicca  **Edge** e individua **Inlet**.

2 All'interno della sezione **Edge selection**, selezionare i seguenti punti: **9,10,15,19**.

3 All'interno della sezione **Inlet Settings**, selezionare la voce **Pressure** e inserire **Pc1-Pamb**.

Inlet 2

1 Nella barra degli strumenti **Physics**, clicca  **Edge** e individua **Inlet**.

2 All'interno di **Edge selection**, selezionare i seguenti punti: **30,31,36,37**.

3 All'interno della sezione **Inlet Settings**, selezionare la voce **Pressure** e inserire **Pc2-Pamb**.

Inlet 3

- 1 Nella barra degli strumenti **Physics**, clicca  **Edge** e individua **Inlet**.
- 2 All'interno di **Edge selection**, selezionare i seguenti punti: **42,44,50,53**.
- 3 All'interno della sezione **Inlet Settings**, selezionare la voce **Pressure** e inserire **Pc3-Pamb**.

Inlet 4

- 1 Nella barra degli strumenti **Physics**, clicca  **Edge** e individua **Inlet**.
- 2 All'interno di **Edge selection**, selezionare i seguenti punti: **11,12,21,23**.
- 3 All'interno della sezione **Inlet Settings**, selezionare la voce **Pressure** e inserire **Pc4-Pamb**.

Inlet 5

- 1 Nella barra degli strumenti **Physics**, clicca  **Edge** e individua **Inlet**.
- 2 All'interno di **Edge selection**, selezionare i seguenti punti: **45,46,55,57**.
- 3 All'interno della sezione **Inlet Settings**, selezionare la voce **Pressure** e inserire **Pc5-Pamb**.

Inlet 6

- 1 Nella barra degli strumenti **Physics**, clicca  **Edge** e individua **Inlet**.
- 2 All'interno di **Edge selection**, selezionare i seguenti punti: **13,14,25,27**.
- 3 All'interno della sezione **Inlet Settings**, selezionare la voce **Pressure** e inserire **Pc6-Pamb**.

Inlet 7

- 1 Nella barra degli strumenti **Physics**, clicca  **Edge** e individua **Inlet**.
- 2 All'interno di **Edge selection**, selezionare i seguenti punti: **33,34,38,39**.
- 3 All'interno della sezione **Inlet Settings**, selezionare la voce **Pressure** e inserire **Pc7-Pamb**.

Inlet 8

- 1 Nella barra degli strumenti **Physics**, clicca  **Edge** e individua **Inlet**.
- 2 All'interno di **Edge selection**, selezionare i seguenti punti: **47,49,59,60**.
- 3 All'interno della sezione **Inlet Settings**, selezionare la voce **Pressure** e inserire **Pc8-Pamb**.

Outlet

- 1 Nella barra degli strumenti **Physics**, clicca  **Edge** e individua **Outlet**.
- 2 All'interno della sezione **Edge selection**, selezionare i seguenti punti: **2,3,7,62**.
- 3 All'interno della sezione **Outlet Settings**, selezionare la voce **Zero Pressure**.

Global Equations

- 1 Nella barra degli strumenti **Physics**, clicca  **Global** e individua **Global Equations**.
- 2 Nella finestra **Settings** per **Global Equations**, individuare la sezione **Global Equations**.
- 3 Nella tabella, inserisci le seguenti impostazioni:

Name	f(u,ut,utt,t) (kg/s)	Initial value (u ₀)(Pa)	Initial value (u _t 0)(Pa/s)
Pc1	$(cd1 * \pi * ds * H1 * Ps / \sqrt{Rgas * Ts}) * pw1(Pc1) - Gin1 * 1e10$	0.999 * Ps	0
Pc2	$(cd2 * \pi * ds * H2 * Ps / \sqrt{Rgas * Ts}) * pw1(Pc2) - Gin2 * 1e10$	0.999 * Ps	0
Pc3	$(cd3 * \pi * ds * H3 * Ps / \sqrt{Rgas * Ts}) * pw1(Pc3) - Gin3 * 1e10$	0.999 * Ps	0
Pc4	$(cd4 * \pi * ds * H4 * Ps / \sqrt{Rgas * Ts}) * pw1(Pc4) - Gin4 * 1e10$	0.999 * Ps	0
Pc5	$(cd5 * \pi * ds * H5 * Ps / \sqrt{Rgas * Ts}) * pw1(Pc5) - Gin5 * 1e10$	0.999 * Ps	0
Pc6	$(cd6 * \pi * ds * H6 * Ps / \sqrt{Rgas * Ts}) * pw1(Pc6) - Gin6 * 1e10$	0.999 * Ps	0
Pc7	$(cd7 * \pi * ds * H7 * Ps / \sqrt{Rgas * Ts}) * pw1(Pc7) - Gin7 * 1e10$	0.999 * Ps	0
Pc8	$(cd8 * \pi * ds * H8 * Ps / \sqrt{Rgas * Ts}) * pw1(Pc8) - Gin8 * 1e10$	0.999 * Ps	0

4 Individuare la sezione **Units**. Clicca **Select Dependent Variable Quantity**.

5 Nella casella **Physical Quantity**, inserisci **Pressure**.

6 Click Filter.

7 Nell'albero, seleziona **General>Pressure (Pa)** e clicca **ok**.

8 Individuare la sezione **Units**. Clicca **Select Source Term Quantity**.

9 Nella casella **Physical Quantity**, inserisci **Mass Flow**.

10 Click Filter. 11 Nell'albero, seleziona **General>Mass Flow (Kg/s)** e clicca **ok**.

MESH

1 Nella finestra **Model Builder**, sotto **Component 1 (comp1)** clicca col tasto destro ed individua **Add Mesh**.

2 All'interno della sezione **Sequence Type**, individua **Physycs-controlled mesh**.

3 All'interno della sezione **Physycs-controlled mesh**, individua **Extremely fine**.

4 Clicca  **Build all**.

STUDY I

Step I: Stationary

1 Nella finestra **Model Builder**, sotto **Study I** clicca **Step I: Stationary**.

2 Nella finestra **Setting per Stationary**, clicca per espandere la sezione **Study Extensions**.

3 Seleziona la casella **Auxiliary sweep** e clicca su **Add**.

4 Nella tabella, inserisci le seguenti impostazioni:

Parameter name	Parameter value list	Parameter unit
Gap(Air Gap height)	range(4.0e-6,1.0e-6,26e-6)	m

5 Nella sezione **Stationary Solver 1** clicca il tasto destro e aggiungi  **Parametric**.

6 Nella barra degli strumenti **Study**, clicca  **Compute**.

Result

1 Nella finestra **Model Builder**, clicca  **Result**.

2 Sotto la sezione **Derived Value**, clicca **Global evaluation**.

3 Nella finestra **Setting** per **Global evaluation**, individua la sezione **Expressions** e inserisci le grandezze di interesse da calcolare.

4 Clicca  **Evaluate**.

5 Nella sezione **Tables**, troverai tutte le tabelle con all'interno i valori desiderati.

6 Clicca sul tasto destro nella **Tables** desiderata per esportarla.

7 All'interno della sezione **Export**, troverai tutte le tabelle esportate.

8 Nella finestra **Setting** per **Export**, clicca **Export** per salvare le tabelle in file blocco note.

Appendice B

Listati Matlab

B.1 Progettazione Valvola

```
1  clc
   clear all
3  close all

5  %%Costanti fisiche
   Ts=293; %Temperatura assoluta [K]
7  pa=1e5; %Pressione ambiente [Pa]
   Rg=287.053; %Costante dell'aria [J/Kg/K]
9  psi=0.6855/sqrt(Rg*Ts);
   mu=1.81e-5; %viscosit  dinamica dell'aria a 20 C [Ns/m^2]
11 cG=60000/1.204;

13 %Geometria pattino
   no_fori=4;
15 ds=1e-3; % foro ingresso pattino
   d_ratio=0.5;
17 dv=ds*d_ratio; % foro ingresso pattino
   hg=30e-6;% profondit  media ragnatura
19 wg=0.2e-3;%larghezza ragnatura
   L=60e-3;
21 B=30e-3;
   l=45e-3;
23 b=20e-3;
   lx=(L-l)/2;
25 ly=(B-b)/2;
   S_eqv=1/3*(b*l+L*B+(b*L+l*B)/2);
27 b_c=0.5283;
   % parametri valvola
29 dm=6e-3;%diametro membrana metallica m
   Rm=dm/2;
31 pv=5.25e5;

33 %Range di lavoro
   h0=15;%meato in micron
35 h=h0*1e-6;
   Fp=[50:20:330];
```

```

37
38   for i=1:length(Fp)
39       %1) Calcolo pressione media p0
40       p0(i)=pa+Fp(i)./S_eqv;
41
42       %2) Calcolo p2
43       af=0.14;
44       bf=25;
45       f20=1-af^(bf/h0);
46       p2(i)=pa+(p0(i)-pa)./f20;
47
48
49       %3) Calcolo G3
50       g3(i)=h.^3.*(p0(i).^2-pa^2)./(12*mu*Rg*Ts)*(b/lx+l/ly);
51       g(i)=g3(i)/no_fori;
52
53       heq=(pi*h*ds+2*hg*wg)/(pi*ds);
54       Rea(i)=abs(g(i)).*h/(pi*ds*mu*heq);
55       cda(i)=1.05*(1-0.3*exp(-0.005*Rea(i)));
56
57       % 4) Calcolo ps
58       %Regula Falsi (Inizializzazione)
59       iter=1;
60       %%G3-G2=0
61       f=@(ps) (g3(i)-no_fori*cda(i)*(pi*h*ds+2*wg*hg)*psi*ps.*sqrt(1-((p2(i))./ps-b_c)
62           /(1-b_c).^2))*1e10;
63       fs=@(ps) (g3(i)-no_fori*cda(i)*(pi*h*ds+2*wg*hg)*psi*ps)*1e10;
64       % % % % % Plot Tratto Sonico-Subsonico
65       % figure
66       % fplot(f,[-pa pv],'-','linewidth',4),hold on
67       % fplot(fs,[-pa pv],'-','linewidth',4),hold on
68       % ylabel('f(p_s) '),xlabel('p_{s}')
69       % legend('Subsonico','Sonico')
70       % grid on, zoom on,
71       % set(gca,'FontSize',32)
72
73       %Regula Falsi (Inizializzazione)
74       iter=1;
75       err=10;
76       %Estremo inferiore (positivo)
77       pA(iter)=p2(i);
78       %Subsonico (A)
79       if p2(i)/pA(iter)<=1
80           fA(iter)=real(f(pA(iter)));
81       end
82       %Sonico (A)
83       if p2(i)/pA(iter)<=b_c
84           fA(iter)=real(fs(pA(iter)));
85       end
86
87       %Estremo superiore (negativo)
88       pB(iter)=pv;
89       %Subsonico (B)
90       if p2(i)/pB(iter)<=1
91           fB(iter)=real(f(pB(iter)));
92       end
93       %Sonico (B)
94       if p2(i)/pB(iter)<=b_c
95           fB(iter)=real(fs(pB(iter)));
96       end

```

```

97
99 while iter<50%err>1e-9
%Nuovo punto (N)
pN(iter)=pB(iter)-fB(iter)*(pA(iter)-pB(iter))/(fA(iter)-fB(iter));
101 %Subsonico (N)
if p2(i)/pN(iter)<=1
103 fN(iter)=real(f(pN(iter)));
end
105 %Sonico (N)
if p2(i)/pN(iter)<=b_c
107 fN(iter)=real(fs(pN(iter)));
end
109
%Valuto il segno della funzione
111 if fN(iter)>=0
fA(iter+1)=fN(iter);
113 pA(iter+1)=pN(iter);
pB(iter+1)=pB(iter);
115 fB(iter+1)=fB(iter);
elseif fN(iter)<0
117 fB(iter+1)=fN(iter);
pB(iter+1)=pN(iter);
119 pA(iter+1)=pA(iter);
fA(iter+1)=fA(iter);
121
end
123
err=abs(fN(iter));
125 iter=iter+1;

127 end

129 ps(i)=pN(end);
Err(i)=err(end);
131
%%) Calcolo x
133 Rea_v(i)=abs(g3(i))/(pi*dv*mu);
cda_v(i)=1.05*(1-0.3*exp(-0.005*Rea_v(i)));
135 %Subsonico
if ps(i)/pv<=1
137 x_id(i)=g3(i)/(cda_v(i)*psi*pi*dv*pv*sqrt(1-((ps(i)./pv-b_c)/(1-b_c)).^2));
end
139 %Sonico (N)
if ps(i)/pv<=b_c
141 x_id(i)=g3(i)/(cda_v(i)*psi*pi*dv*pv);
end
143
end
145
%6) Scelta del campo di lavoro
147 ps_min=2e5;
ps_max=b_c*pv;
149
[differenza ind_p1]=min(abs(ps-ps_min));
151 [differenza ind_p2]=min(abs(ps-ps_max));

153 %Primo punto
x1=x_id(ind_p1);
155 ps1=ps(ind_p1)-pa;

157 %Secondo Punto

```

```

    x2=x_id(ind_p2);
159 ps2=ps(ind_p2)-pa;

161 x0=x1-(x2-x1)/(ps2-ps1)*ps1
    kp=(x2-x1)/(ps2-ps1);
163 km=pi*Rm^2/kp

165 x=x0+pi*Rm^2*(ps-pa)/km;

167
    figure
169 plot(Fp,pv*1e-6*ones(size(ps)), 'b', 'linewidth', 2, 'MarkerSize', 14), hold on
    plot(Fp,ps*1e-6, 'r', 'linewidth', 2, 'MarkerSize', 14), hold on
171 plot(Fp,p2*1e-6, 'g', 'linewidth', 2, 'MarkerSize', 14), hold on
    plot(Fp,p0*1e-6, 'k', 'linewidth', 2, 'MarkerSize', 14), hold on
173 xlabel(' Load Capacity $F_p$ (N) ', 'interpreter', 'Latex'), ylabel('Pressure $ p $
    (MPa)', 'interpreter', 'Latex')
    legend('$p_v$ - Valve supply pressure ', '$p_s$ - Pad supply pressure', '$p_c$ -
    Pressure downstream to the supply holes', '$p_0$ - Mean air gap pressure', '
    interpreter', 'Latex')
175 grid on, zoom on,
    set(gca, 'FontSize', 32)
177 set(gca, 'FontSize', 32, 'FontName', 'Times')

179 xlim([Fp(1) Fp(end)]), ylim([pa*1e-6 pv*1e-6])

181 figure
    plot(Fp,x_id*1e6, 'b', 'linewidth', 4, 'MarkerSize', 14), hold on
183 plot(Fp,x*1e6, 'ro', 'linewidth', 4, 'MarkerSize', 14), hold on
    xlabel(' Load Capacity $F_p$ (N) ', 'interpreter', 'Latex'), ylabel('Nozzle-Membrane
    Distance $ x ( \mu m) $', 'interpreter', 'Latex')
185 grid on, zoom on,
    set(gca, 'FontSize', 32, 'FontName', 'Times')
187 xlim([Fp(1) Fp(end)])

189

```

B.2 Modello a parametri concentrati

```

1  clc
2  clear all
3  close all
4  %Costanti fisiche
5  T=293; %Temperatura assoluta [K]
6  mu=1.81e-5; %viscosit  dinamica dell'aria a 20 C [Ns/m^2]
7  pa=1e5; %Pressione ambiente [Pa]
8  Ps=5.25e5; %Pressione assoluta di alimentazione valvola [Pa]
9  R=287.053; %Costante dell'aria [J/Kg/K]
10 psi=0.6855/sqrt(R*T);
11 cost=1/(24*mu*R*T);
12 dt=1e-7; %parametro per la soluzione statica
13 ck=60000/1.204;
14 %Geometria pattino
15 nfori=4;
16 ds=1e-3; % foro ingresso pattino
17 hg=30e-6; % profondit  media ragnatura
18 wg=0.2e-3; %larghezza ragnatura
19 L=60e-3; %base
20 B=30e-3; %altezza
21 l=45e-3; %distanza x tra due fori agli estremi
22 b=20e-3; %distanza y tra due fori agli estremilx=(L-1)/2;
23 lx=(L-1)/2;
24 ly=(B-b)/2;
25 % A=l*b;
26 A=L*B;
27 Vg=1*wg*hg*2*(l+b); % volume ragnatura
28
29
30 % parametri valvola
31 dm=6e-3; %diametro membrana metallica m
32 dv=0.5e-3; %Nozzle diameter
33
34 % hdes=10; %micron
35 % km=2.1858e+05; %rigidezza membrana
36 % x0m=-3.9462e-06; % posizione iniziale ugello-membrana
37 hdes=15; %micron
38 km=8.7829e+04; %rigidezza membrana
39 x0m=-6.7859e-06; % posizione iniziale ugello-membrana
40 % hdes=20; %micron
41 % km=5.9378e+04; %rigidezza membrana
42 % x0m=-1.0159e-06; % posizione iniziale ugello-membrana
43
44 dcon=5e-3; %diametro condotti interni al pattino
45 Vv=(6e-3-3.75e-3)^2*pi/4*3.9e-3+(1.875e-3)^2*pi/4*(9)*1e-3;
46 Vcond=pi*dcon^2/4*(60+30)*1e-3;
47 Vcavo=pi*(4e-3)^2/4*20e-3;
48 V1=Vv+Vcond+Vcavo; %%volume tra valvola e pattino
49
50 %Inizializzazione pressioni
51 p1=Ps; % [Pa]
52 p2=Ps;
53 p0=Ps;
54 %inizializzazione Reynolds e portate
55 Reav=0;
56 Rea=0;

```

```

i=0;
58
  %Punto iniziale simulazione
60 h0=6*1e-6;
  Vgap=h0*1*b+ Vg;
62 forza0=0;
  portata0=0;
64 err=10;
  errq=10;
66 errq_in_out=10;
  x_bypass=13; %[um]
68 tic
  t=0;
70 while (abs(err)>1e-6 || abs(errq_in_out)>1e-6)
  t=t+1;
72 %Calcolo distanza ugello-membrana
  x=x0m+(p1-pa)*pi*dm^2/4/km;
74 %Caso bypass
  if x<x_bypass*1e-6
76     x=x_bypass*1e-6;
  end
78
  %Conduttanza ugello valvola (si usa la sezione anulare)
80 cdav=1.05*(1-0.3*exp(-0.005*Reav));
  csv=cdav*(pi*x*dv)*psi; %conduttanza foro valvola con area anulare
82
  %Calcolo portata ugello valvola
84 [gv]=FORO(csv,Ps,p1);%portata attraverso l'ugello della valvola
  Reav=abs(gv)/(pi*mu*dv);
86 portata1=gv;

88 %Conduttanza foro pattino (si usa la sezione anulare)
  cda=1.05*(1-0.3*exp(-0.005*Rea));
90 cs=cda*(pi*h0*ds+ 2*wg*hg)*psi; %conduttanza di un foro del pattino
  [gf]=FORO(cs,p1,p2);%portata attraverso un foro del pattino
92 heq=(pi*h0*ds+2*hg*wg)/(pi*ds);
  Rea=abs(gf)*h0/(pi*ds*mu*heq);
94
  %Portate uscita meato
96 gx=cost*(h0)^3*((p0^2-pa^2)/lx)*b;
  gy=cost*(h0)^3*((p0^2-pa^2)/ly)*l;
98 gout=2*(gx+gy);

100 %Calcolo Pressioni
  p1=p1+(gv-gf*nfori)*dt*R*T/V1; % pattino attivo (p1)
102 p0=p0+(gf*nfori-gout)*dt*R*T/Vgap;

104
  af=0.14;bf=25e-6;
106 f=1-af^(bf/h0); %f=p0/p2;
  p2=(p0-pa)/f+pa;
108
  % f=0.85; %f=p0/p2;
110 % p2=(p0-pa)/f+pa;

112 %Calcolo Forza
  forza1=(1*b+L*B+0.5*(L*b+B*l))*(p0-pa)/3;
114 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

116
      err=(forza1-forza0)/forza1;
  %      errq=(portata1-portata0)/portata1;

```

```

118         errq_in_out=(gv-gout)/gout;

120 % portata0=portata1;
    forza0=forza1;
122 end
        toc
124

126 %% Gradino di forza
    step=10; %[N]
128 LOAD=[forza1:-step:10];
        t=0;
130        w=0;
    for i=1:length(LOAD)
132        w=w+1
        Load=LOAD(i);
134        g=9.806;
            h_old=h0;
136        h_new=h0;
            err=10;
138 %        errq=10;
            errq_in_out=10;
140        M=Load/g;
            tic
142 while (abs(err)>1e-6 || abs(errq_in_out)>1e-6)
            t=t+1;
144
            %Calcolo distanza ugello-membrana
146 x=x0m+(p1-pa)*pi*dm^2/4/km;
            %Caso bypass
148 if x<x_bypass*1e-6
                x=x_bypass*1e-6;
150 end

152 %Conduzzanza ugello valvola (si una la sezione anulare)
    cdav=1.05*(1-0.3*exp(-0.005*Reav));
154 csv=cdav*(pi*x*dv)*psi; %conduzzanza foro valvola con area anulare

156 %Calcolo portata ugello valvola
    [gv]=FORO(csv,Ps,p1);%portata attraverso l'ugello della valvola
158 Reav=abs(gv)/(pi*mu*dv);
    portata1=gv;
160

    %Conduzzanza foro pattino (si una la sezione anulare)
162 cda=1.05*(1-0.3*exp(-0.005*Rea));
    cs=cda*(pi*h0*ds+ 2*wg*hg)*psi; %conduzzanza di un foro del pattino
164 [gf]=FORO(cs,p1,p2);%portata attraverso un foro del pattino
    heq=(pi*h0*ds+2*hg*wg)/(pi*ds);
166 Rea=abs(gf)*h0/(pi*ds*mu*heq);

168 %Portate uscita meato
    gx=cost*(h0)^3*((p0^2-pa^2)/lx)*b;
170 gy=cost*(h0)^3*((p0^2-pa^2)/ly)*l;
    gout=2*(gx+gy);
172

    %Calcolo Pressioni
174 p1=p1+((gv-gf*nfori))*dt*R*T/V1; % pattino attivo
    p0=p0+((gf*nfori-gout)-(h0-h_old)/dt*A*p0/(R*T))*dt*R*T/Vgap;
176 % pc=pc+((gf*nfori-gout))*dt*R*T/Vgap;

178 af=0.14;bf=25e-6;

```

```

    f=1-af^(bf/h0); %f=p0/p2;
180 p2=(p0-pa)/f+pa;

182 % f=0.85; %f=p0/p2;
    % p2=(p0-pa)/f+pa;
184

186 %Calcolo forza e nuovo meato di equilibrio
    forza1=(1*b+L*B+0.5*(L*b+B*1))*(p0-pa)/3;
188 % damping=p0*A/(R*T);
    % F_s=damping*(h0-h_old)/dt;
190 h_new=2*h0-h_old+(forza1-Load)/(M)*dt^2;
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
192
    err=(forza1-Load)/Load;
194 %     errq=(portata0-portata1)/portata1;
    errq_in_out=(gv-gout)/gout;
196

198 % portata0=portata1;
    % forza0=forza1;
200 h_old=h0;
    h0=h_new;
202
    end
204 % %           Reynolds Conduzzanze
    RReav(i)=Reav; %Creo vettore numero di Reynold ugello ed assegno il valore per
        ogni forza i
206    RRea(i)=Rea; %Creo vettore numero di Reynold foro pattino ed assegno il valore
        per ogni forza i
    Cdav(i)=cdav; %Creo vettore conduzzanze ugello ed assegno il valore per ogni
        forza i
208    Cda(i)=cda; %Creo vettore conduzzanze foro alim ed assegno il valore per ogni
        forza i

210 % %           Pressioni
    P1(i)=p1; %Pressione di monte statica per ogni forza
212    P2(i)=p2; %Pressione uscita pattino per ogni forza
    P0(i)=p0; %Pressione media pattino per ogni forza
214
    %Caratteristiche pattino+valvola
216    H0(i)=h_new*1e6;
    Xv(i)=x;
218    Gv(i)=gv*ck;
    Gf(i)=gf*nfori*ck;
220    Gout(i)=gout*ck;
    Fm(i)=forza1;
222 %    Fs(1)=F_s;
    end
224 % %%
    % figure
226 % plot(H0,Fm,'b','linewidth',4),grid on, hold on,
    % xlabel('Air Gap Height [\mum]'),ylabel('Load capacity [N] '),
228 % grid on, zoom on,
    % legend('Lumped, hdes,x0 e km ')
230 % set(gca,'FontSize',32)

232 %%
    figure
234
    plot(H0,Fm,'b','linewidth',2),grid on, hold on,

```

```

236 xlabel('Air gap height h [\mum]'),ylabel('Load capacity [N]')
    grid on, zoom on
238 set(gca,'FontSize',32)
    set(gca,'FontName','Times New Roman')
240 xlim([6 25]),ylim([0 550])

242 figure

244 plot(H0,Gv,'b','linewidth',2),grid on, hold on,
    xlabel('Air gap height h [\mum]'),ylabel('Air Flow G [l/min ANR 20 C ]')
246 grid on, zoom on
    set(gca,'FontSize',32)
248 set(gca,'FontName','Times New Roman')
    xlim([6 25])

250 figure
252 plot(P1,Xv*1e6,'b','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
    xlabel('Supply Pressure [bar]'),ylabel('Membrane Nozzle Distance [\mum]'),
254 grid on, zoom on
    set(gca,'FontSize',32)
256 %%
    %% %% Salvataggio
258 stringaG=['h0' num2str(round(hdes)) '=H0;'];
    stringaX=['Lc' num2str(round(hdes)) '=Fm;'];
260 stringaF=['Q' num2str(round(hdes)) '=Gv;'];
    stringaH=['P' num2str(round(hdes)) '=P1;'];
262 stringaT=['P2' num2str(round(hdes)) '=P2;'];
    stringaP=['x' num2str(round(hdes)) '=Xv;'];
264

266 stringa=['save ModelloLP '_hdes=' num2str(round(hdes)) ' h0' num2str(round(
    hdes))...
    ' Lc' num2str(round(hdes)) ' Q' num2str(round(hdes))...
268 ' P' num2str(round(hdes)) ' P2' num2str(round(hdes)) ' x'
    num2str(round(hdes))];
    eval(stringaG)
270 eval(stringaX)
    eval(stringaF)
272 eval(stringaH)
    eval(stringaT)
274 eval(stringaP)
    eval(stringa)
276

278 %% %%
    %% figure
280 % plot(H0,'linewidth',2),grid on, hold on,
    % xlabel('Iterations '),ylabel('Gap [\mum]')
282 % grid on, zoom on
    % set(gca,'FontSize',32)
284 %
    % figure
286 % plot(Load,'linewidth',2),grid on, hold on,
    % plot(Fm,'linewidth',2),grid on, hold on,
288 % % plot(Fs,'linewidth',2),grid on, hold on,
    % xlabel('Iterations '),ylabel('Force [N]')
290 % grid on, zoom on
    % set(gca,'FontSize',32)
292 %
    %
294 % nfft=2^nextpow2(length(H0));

```

```
    %      SHH=2*abs(fft(H0-mean(H0),nfft));
296 %      SH=SHH(1:nfft/2);
    %      f=linspace(0,1/(2*dt),nfft/2);
298 %      figure
    %      plot(f,SH)
300
```

B.3 Plot

```

    clc
2  clear all
   close all
4  load('ModelloLP_hdes=10.mat')
   load('ModelloLP_hdes=15.mat')
6  load('ModelloLP_hdes=20.mat')
   load('ModelloLP_1.mat') % ds=1
8  load('ModelloLP_2.mat') % ds=0.2
   load('ModelloLP_dv=25.mat')
10 load('ModelloLP_dv=33.mat')
   load('ModelloLP_dv=5.mat')
12 load('ModelloLP_dv=75.mat')

14 % %modello con valvola dp=1 al variare area
   load('ModelloLP_area=6030.mat')
16 load('ModelloLP_area=7545.mat')
   load('ModelloLP_area=9060.mat')
18
   % modello senza valvola dp=1
20 load('ModelloLPsv_60301.mat')
   load('ModelloLPsv_75451.mat')
22 load('ModelloLPsv_90601.mat')

24 % modello senza valvola dp=0.2
   load('ModelloLPsv_60302.mat')
26 load('ModelloLPsv_75452.mat')
   load('ModelloLPsv_90602.mat')
28
   %%
30 %ALTEZZA MEATO
   plot(h010,Lc10,'b','linewidth',2),grid on, hold on,
32 plot(h015,Lc15,'r','linewidth',2),grid on, hold on,
   plot(h020,Lc20,'g','linewidth',2),grid on, hold on,
34 plot(h01,Lc1,'--','linewidth',2),grid on, hold on,
   plot(h02,Lc2,'--','linewidth',2),grid on, hold on,
36 xlabel('Air gap height h [\mum]'),ylabel('Load Capacity [N]')
   legend('h=10 [\mum]','h=15 [\mum]','h=20 [\mum]','Without Valve d_p= 1 mm','
         Without Valve d_p= 0.2 mm','FontName','Times New Roman')
38   grid on, zoom on
   set(gca,'FontSize',32)
40   set(gca,'FontName','Times New Roman')
   xlim([6 25]),ylim([0 550])
42
   figure
44 plot(h010,Q10,'b','linewidth',2),grid on, hold on,
   plot(h015,Q15,'r','linewidth',2),grid on, hold on,
46 plot(h020,Q20,'g','linewidth',2),grid on, hold on,
   plot(h01,Q1,'--','linewidth',2),grid on, hold on,
48 plot(h02,Q2,'--','linewidth',2),grid on, hold on,
   xlabel('Air gap height h [\mum]'),ylabel('Air Flow G [l/min ANR 20 C]'),
50   legend('h=10 [\mum]','h=15 [\mum]','h=20 [\mum]','Without Valve d_p= 1 mm','
         Without Valve d_p= 0.2 mm','FontName','Times New Roman')
   grid on, zoom on
52   set(gca,'FontSize',32)
   set(gca,'FontName','Times New Roman')
54   xlim([6 25])

```

```

56 figure
plot(P10*1e-6,x10*1e6,'b','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
58 plot(P15*1e-6,x15*1e6,'r','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
plot(P20*1e-6,x20*1e6,'g','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
60 xlabel('Supply Pressure [Mpa]'),ylabel('Membrane Nozzle Distance [\mum]'),
legend('h=10 [\mum]','h=15 [\mum]','h=20 [\mum]','FontName','Times New Roman')
62 grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
64

66 hdes=[10,15,20];
km=[2.1858e+05, 8.7829e+04, 5.9378e+04];
68

figure
70 plot(hdes*1e-6,km,'b','linewidth',2,'MarkerSize',16)
xlabel('Desire Air Gap Height h* [\mum]'),ylabel('k_m [N/m]'),
72 grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
74

figure
76 plot(h010,P10*1e-6,'b','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
plot(h010,P210*1e-6,'b--','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
78 plot(h015,P15*1e-6,'r','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
plot(h015,P215*1e-6,'r--','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
80 plot(h020,P20*1e-6,'g','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
plot(h020,P220*1e-6,'g--','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
82 plot(h01,P21*1e-6,'--','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
plot(h02,P22*1e-6,'--','linewidth',2,'MarkerSize',16),hold on
84 xlabel('Air gap height h [\mum]'),ylabel('P [MPa]'),
legend('P1-h=10 [\mum]','P2-h=10 [\mum]','P1-h=15 [\mum]','P2-h=15 [\mum]','P1
-h=20 [\mum]','P2-h=20 [\mum]','P2-Without Valve d_p= 1 mm','P2-Without Valve
d_p= 0.2 mm','FontName','Times New Roman')
86 grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
88 set(gca,'FontName','Times New Roman')
xlim([6 25])
90 %%
% D Ratio
92 figure
plot(h025,Lc25,'b','linewidth',2),grid on, hold on,
94 plot(h033,Lc33,'r','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(h05,Lc5,'g','linewidth',2),grid on, hold on,
96 plot(h075,Lc75,'k','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(h01,Lc1,'--','linewidth',2),grid on, hold on,
98 plot(h02,Lc2,'--','linewidth',2),grid on, hold on,
xlabel('Air gap height h [\mum]'),ylabel('Load Capacity [N]')
100 legend('d_v=0.25 d_p','d_v=0.33 d_p','d_v=0.5 d_p','d_v=0.75 d_p','Without
Valve d_p= 1 mm','Without Valve d_p= 0.2 mm','FontName','Times New Roman')
grid on, zoom on
102 set(gca,'FontSize',32)
set(gca,'FontName','Times New Roman')
104 xlim([6 25]),ylim([0 550])

106 figure
plot(h025,Q25,'b','linewidth',2),grid on, hold on,
108 plot(h033,Q33,'r','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(h05,Q5,'g','linewidth',2),grid on, hold on,
110 plot(h075,Q75,'k','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(h01,Q1,'--','linewidth',2),grid on, hold on,
112 plot(h02,Q2,'--','linewidth',2),grid on, hold on,

```

```

xlabel('Air gap height h [\mum]'),ylabel('Air Flow G [l/min ANR 20 C ]')
114 legend('d_v=0.25 d_p','d_v=0.33 d_p', 'd_v=0.5 d_p', 'd_v=0.75 d_p','Without
    Valve d_p= 1 mm','Without Valve d_p= 0.2 mm','FontName','Times New Roman')
    grid on, zoom on
116 set(gca,'FontSize',32)
    set(gca,'FontName','Times New Roman')
118 xlim([6 25])

120 d_ratio=[0.25 0.33 0.5 0.75];
    km=[44185.8543865381 58325.3495015325 88374.9856638379 132653.114023614];
122 figure
    plot(d_ratio,km,'b','linewidth',2,'MarkerSize',16)
124 xlabel('Diameter Ratio d_v/d_p'),ylabel('k_m [N/m]'),
    grid on, zoom on
126 set(gca,'FontSize',32)

128 %%
    %GEOMETRIA
130 figure
    plot(h06030,Lc6030,'b','linewidth',2),grid on, hold on,
132 plot(h07545,Lc7545,'r','linewidth',2),grid on, hold on,
    plot(h09060,Lc9060,'g','linewidth',2),grid on, hold on,
134
    plot(h060301,Lc60301,'b--','linewidth',2),grid on, hold on,
136 plot(h075451,Lc75451,'r--','linewidth',2),grid on, hold on,
    plot(h090601,Lc90601,'g--','linewidth',2),grid on, hold on,
138
    plot(h060302,Lc60302,'bo','linewidth',2),grid on, hold on,
140 plot(h075452,Lc75452,'ro','linewidth',2),grid on, hold on,
    plot(h090602,Lc90602,'go','linewidth',2),grid on, hold on,
142
    xlabel('Air gap height h [\mum]'),ylabel('Load Capacity [N]')
144 legend('LxB=60x30 mm^2 lxb=45x20 mm^2','LxB=75x45 mm^2 lxb=60x35 mm^2','LxB=90x60
    mm^2 lxb=75x50 mm^2',...
    'LxB=60x30 mm^2 lxb=45x20 mm^2 (No Valve d_p= 1 mm)','LxB=75x45 mm^2 lxb=60
    x35 mm^2 (No Valve d_p= 1 mm)','LxB=90x60 mm^2 lxb=75x50 mm^2 (No Valve d_p= 1
    mm)',...
146 'LxB=60x30 mm^2 lxb=45x20 mm^2 (No Valve d_p=0.2 mm)','LxB=75x45 mm^2 lxb=60
    x35 mm^2 (No Valve d_p=0.2 mm)','LxB=90x60 mm^2 lxb=75x50 mm^2 (No Valve d_p
    =0.2 mm)','FontName','Times New Roman')
    grid on, zoom on
148 set(gca,'FontSize',32)
    set(gca,'FontName','Times New Roman')
150 xlim([6 25]),
    % ylim([0 850])
152
    figure
154 plot(h06030,Q6030,'b','linewidth',2),grid on, hold on,
    plot(h07545,Q7545,'r','linewidth',2),grid on, hold on,
156 plot(h09060,Q9060,'g','linewidth',2),grid on, hold on,

158 plot(h060301,Q60301,'b--','linewidth',2),grid on, hold on,
    plot(h075451,Q75451,'r--','linewidth',2),grid on, hold on,
160 plot(h090601,Q90601,'g--','linewidth',2),grid on, hold on,

162 plot(h060302,Q60302,'bo','linewidth',2),grid on, hold on,
    plot(h075452,Q75452,'ro','linewidth',2),grid on, hold on,
164 plot(h090602,Q90602,'go','linewidth',2),grid on, hold on,

166 xlabel('Air gap height h [\mum]'),ylabel('Air Flow G [l/min ANR 20 C ]')

```

```

legend('LxB=60x30 mm^2 lxb=45x20 mm^2','LxB=75x45 mm^2 lxb=60x35 mm^2','LxB=90x60
mm^2 lxb=75x50 mm^2',...
168 'LxB=60x30 mm^2 lxb=45x20 mm^2 (No Valve d_p= 1 mm)','LxB=75x45 mm^2 lxb=60
x35 mm^2 (No Valve d_p= 1 mm)','LxB=90x60 mm^2 lxb=75x50 mm^2 (No Valve d_p= 1
mm)',...
'LxB=60x30 mm^2 lxb=45x20 mm^2 (No Valve d_p=0.2 mm)','LxB=75x45 mm^2 lxb=60
x35 mm^2 (No Valve d_p=0.2 mm)','LxB=90x60 mm^2 lxb=75x50 mm^2 (No Valve d_p
=0.2 mm)','FontName','Times New Roman')
170 grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
172 set(gca,'FontName','Times New Roman')
xlim([6 25])
174
km=[8.8375e+04 7.8234e+04 7.4100e+04];
176 A=[60*30 75*45 90*60];

178 figure
plot(A,km,'b','linewidth',2,'MarkerSize',16)
180 xlabel('Pad Size LxB [mm^2]'),ylabel('k_m [N/m]'),
grid on, zoom on
182 set(gca,'FontSize',32)
%%
184 %%Pressione di alimentazione
load('ModelloLP_ps=400000.mat')
186 load('ModelloLP_ps=500000.mat')
load('ModelloLP_ps=600000.mat')
188 load('ModelloLP_ps=700000.mat')

190 load('ModelloLPsvd1_400000.mat')
load('ModelloLPsvd1_500000.mat')
192 load('ModelloLPsvd1_600000.mat')
load('ModelloLPsvd1_700000.mat')
194
load('ModelloLPsvd02_400000.mat')
196 load('ModelloLPsvd02_500000.mat')
load('ModelloLPsvd02_600000.mat')
198 load('ModelloLPsvd02_700000.mat')

200 figure
plot(h0400000,Lc400000,'b','linewidth',2),grid on, hold on,
202 plot(h0500000,Lc500000,'r','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(h0600000,Lc600000,'g','linewidth',2),grid on, hold on,
204 plot(h0700000,Lc700000,'k','linewidth',2),grid on, hold on,

206 plot(h01400000,Lc1400000,'b--','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(h01500000,Lc1500000,'r--','linewidth',2),grid on, hold on,
208 plot(h01600000,Lc1600000,'g--','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(h01700000,Lc1700000,'k--','linewidth',2),grid on, hold on,
210
plot(h02400000,Lc2400000,'bo','linewidth',2),grid on, hold on,
212 plot(h02500000,Lc2500000,'ro','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(h02600000,Lc2600000,'go','linewidth',2),grid on, hold on,
214 plot(h02700000,Lc2700000,'ko','linewidth',2),grid on, hold on,

216 xlabel('Air gap height h [\mum]'),ylabel('Load Capacity [N]')
legend('P_s=0.4 MPa (Valve)','P_s=0.5 MPa (Valve)', 'P_s=0.6 MPa (Valve)','P_s
=0.7 MPa (Valve)',...
218 'P_s=0.4 MPa (Valve) (No Valve d_p= 1 mm)','P_s=0.5 MPa (Valve) (No Valve d_p
= 1 mm)',...
'P_s=0.6 MPa (Valve) (No Valve d_p= 1 mm)','P_s=0.7 MPa (Valve) (No Valve d_p
= 1 mm)',...

```

```

220     'P_s=0.4 MPa (Valve) (No Valve d_p=0.2 mm)', 'P_s=0.5 MPa (Valve) (No Valve
      d_p=0.2 mm)', ...
      'P_s=0.6 MPa (Valve) (No Valve d_p=0.2 mm)', 'P_s=0.7 MPa (Valve) (No Valve
      d_p=0.2 mm)', 'FontName', 'Times New Roman')
222     grid on, zoom on
      set(gca, 'FontSize', 32)
224     set(gca, 'FontName', 'Times New Roman')
      xlim([6 25]), ylim([0 850])
226     figure
228     plot(h0400000, Q400000, 'b', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
      plot(h0500000, Q500000, 'r', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
230     plot(h0600000, Q600000, 'g', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
      plot(h0700000, Q700000, 'k', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
232
      plot(h01400000, Q1400000, 'b--', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
234     plot(h01500000, Q1500000, 'r--', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
      plot(h01600000, Q1600000, 'g--', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
236     plot(h01700000, Q1700000, 'k--', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
238
      plot(h02400000, Q2400000, 'bo', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
      plot(h02500000, Q2500000, 'ro', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
240     plot(h02600000, Q2600000, 'go', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
      plot(h02700000, Q2700000, 'ko', 'linewidth', 2), grid on, hold on,
242
      xlabel('Air gap height h [\mu m]'), ylabel('Air Flow G [l/min ANR 20 C ]')
244     legend('P_s=0.4 MPa (Valve)', 'P_s=0.5 MPa (Valve)', 'P_s=0.6 MPa (Valve)', 'P_s
      =0.7 MPa (Valve)', ...
      'P_s=0.4 MPa (Valve) (No Valve d_p= 1 mm)', 'P_s=0.5 MPa (Valve) (No Valve d_p
      = 1 mm)', ...
246     'P_s=0.6 MPa (Valve) (No Valve d_p= 1 mm)', 'P_s=0.7 MPa (Valve) (No Valve d_p
      = 1 mm)', ...
      'P_s=0.4 MPa (Valve) (No Valve d_p=0.2 mm)', 'P_s=0.5 MPa (Valve) (No Valve
      d_p=0.2 mm)', ...
248     'P_s=0.6 MPa (Valve) (No Valve d_p=0.2 mm)', 'P_s=0.7 MPa (Valve) (No Valve
      d_p=0.2 mm)', 'FontName', 'Times New Roman')
      grid on, zoom on
250     set(gca, 'FontSize', 32)
      set(gca, 'FontName', 'Times New Roman')
252     xlim([6 25])

254
      km=[7.1068e+04 8.5631e+04 9.9615e+04 1.1366e+05];
256     p=[0.4 0.5 0.6 0.7];

258     figure
      plot(p, km, 'b', 'linewidth', 2, 'MarkerSize', 16)
260     xlabel('Supply Pressure [MPa]'), ylabel('k_m [N/m]'),
      grid on, zoom on
262     set(gca, 'FontSize', 32)

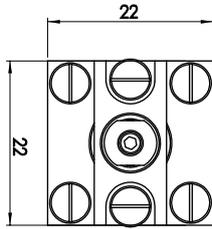
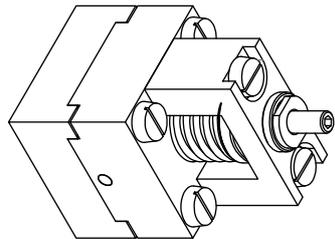
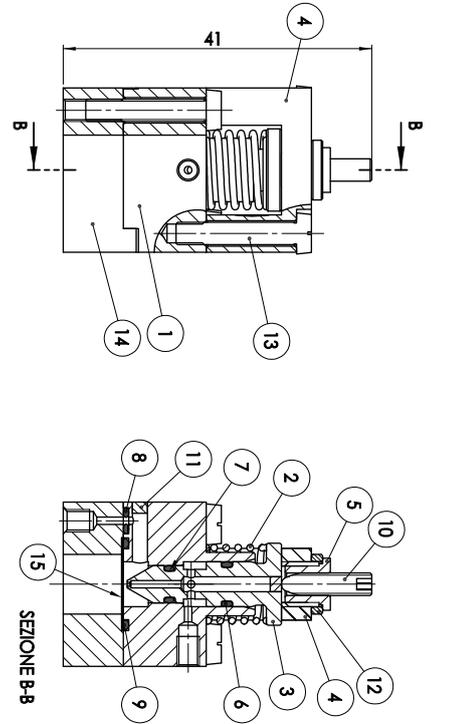
264

```

Appendice C

Disegni Quotati

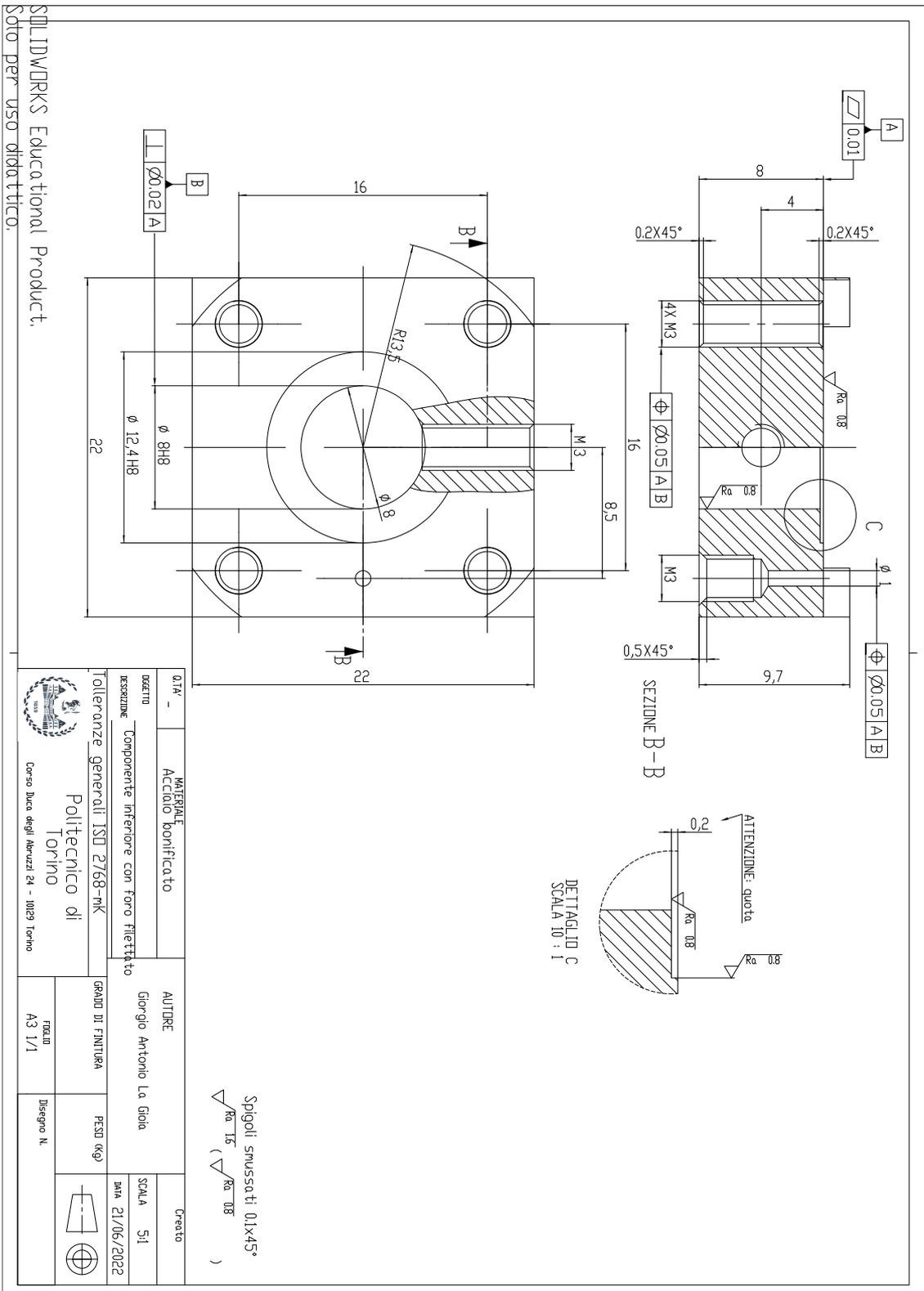
Di seguito viene riportata la messa in tavola degli elementi che costituiscono la valvola pneumatica.

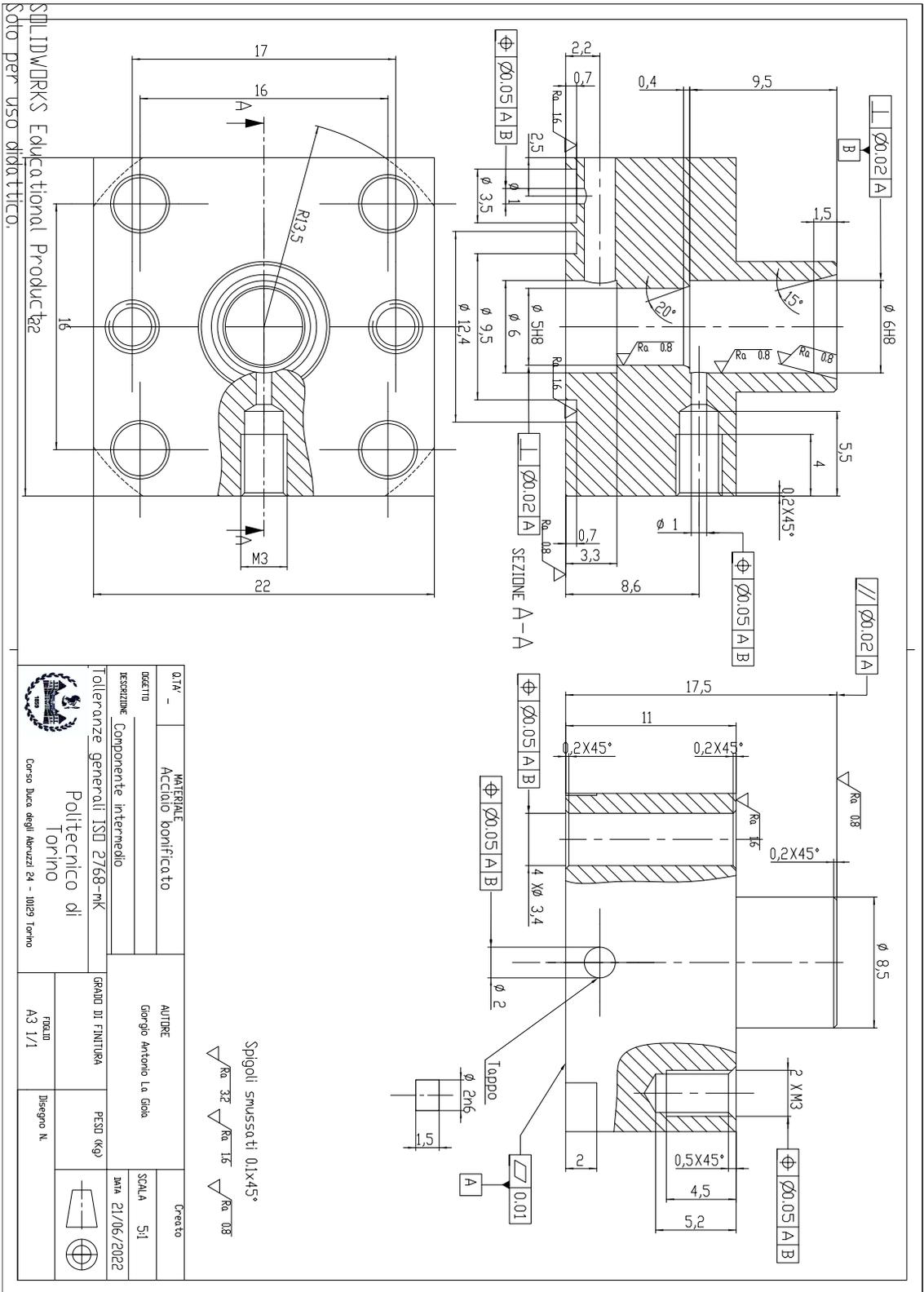


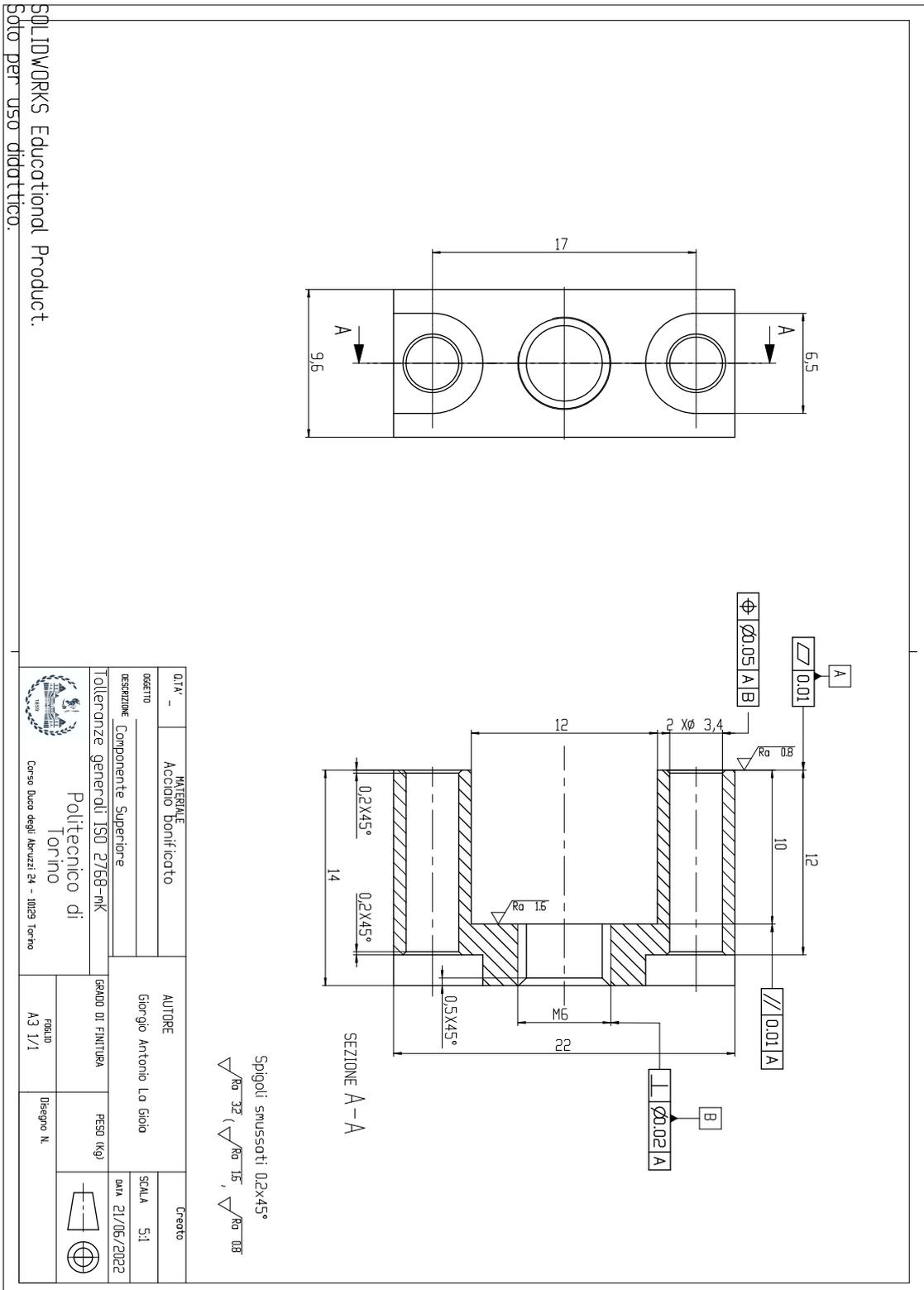
Num. articolo	Num. parte	Descrizione	Quantità
1	Parte Intermedia_V2		1
2	Molla_V1		1
3	Parte_Ugello_V2		1
4	Parte_superiore_V2		1
5	Boccola_filletta		1
6	ORING-4_5		1
7	ORING-3_5		1
8	ORING-1		1
9	ORING_10	NORMATEC: ORM 0095-10	1
10	Grano M3		1
11	Tappo_D2		2
12	Distanziale_boccola		1
13	Vite_ISO_1207_M3x16		6
14	Componente interno con foro filettato		1
15	Membrana_12,4		1

Q.I.A.	MATERIALE	AUTORE	SCALA	2:1
	Acciaio bonificato	Giorgio Antonio La Gioia	DATA	20/04/2022
OGGETTO	DESCRIZIONE	GRADO DI FINITURA	PRODOTTORE	
	Assieme Valvola		A3	
	Tolleranze generali ISO 2768-mK		Disegno N.	
 <p>Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino</p>				

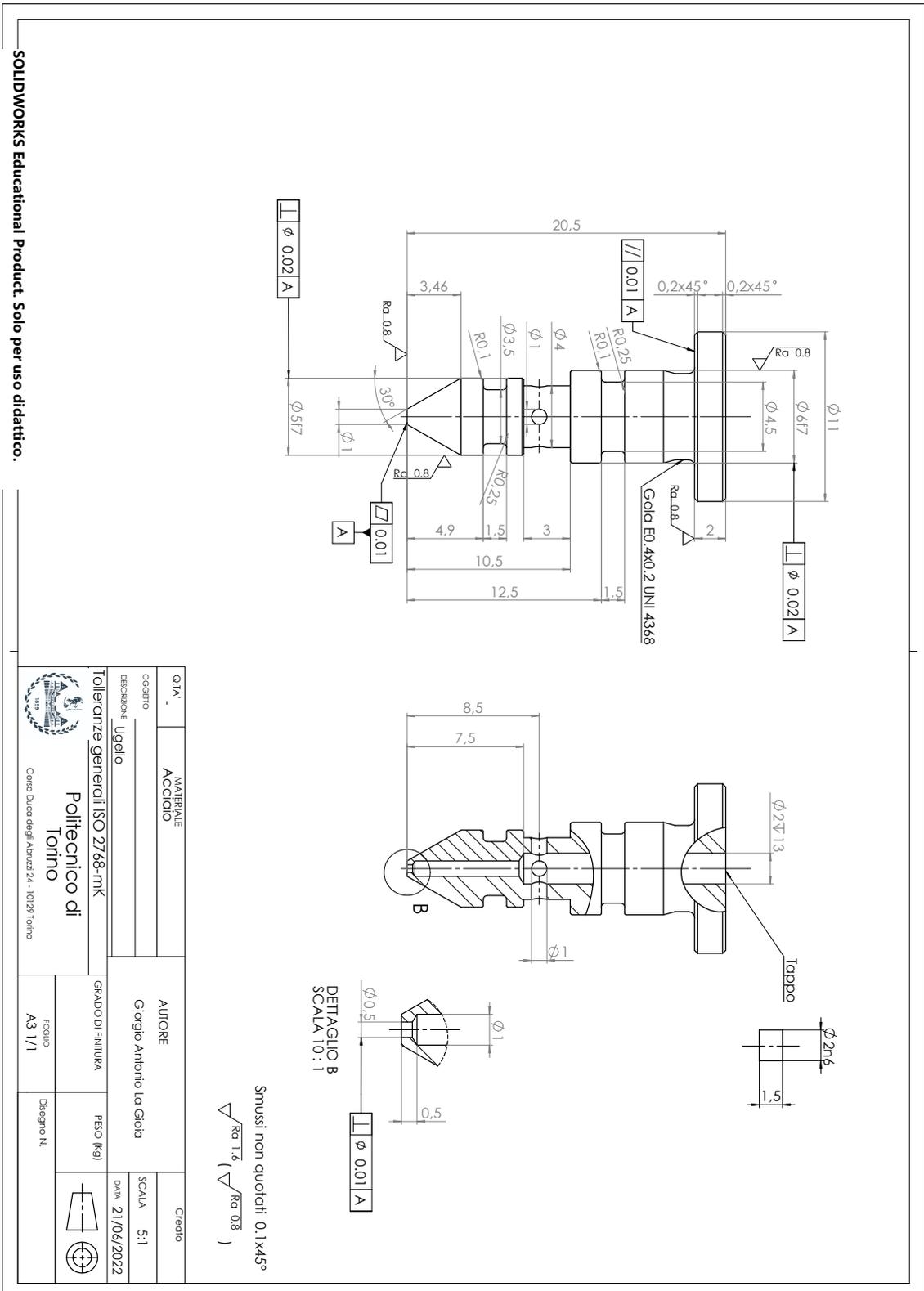
SOLIDWORKS Educational Product.
Sito per uso didattico.







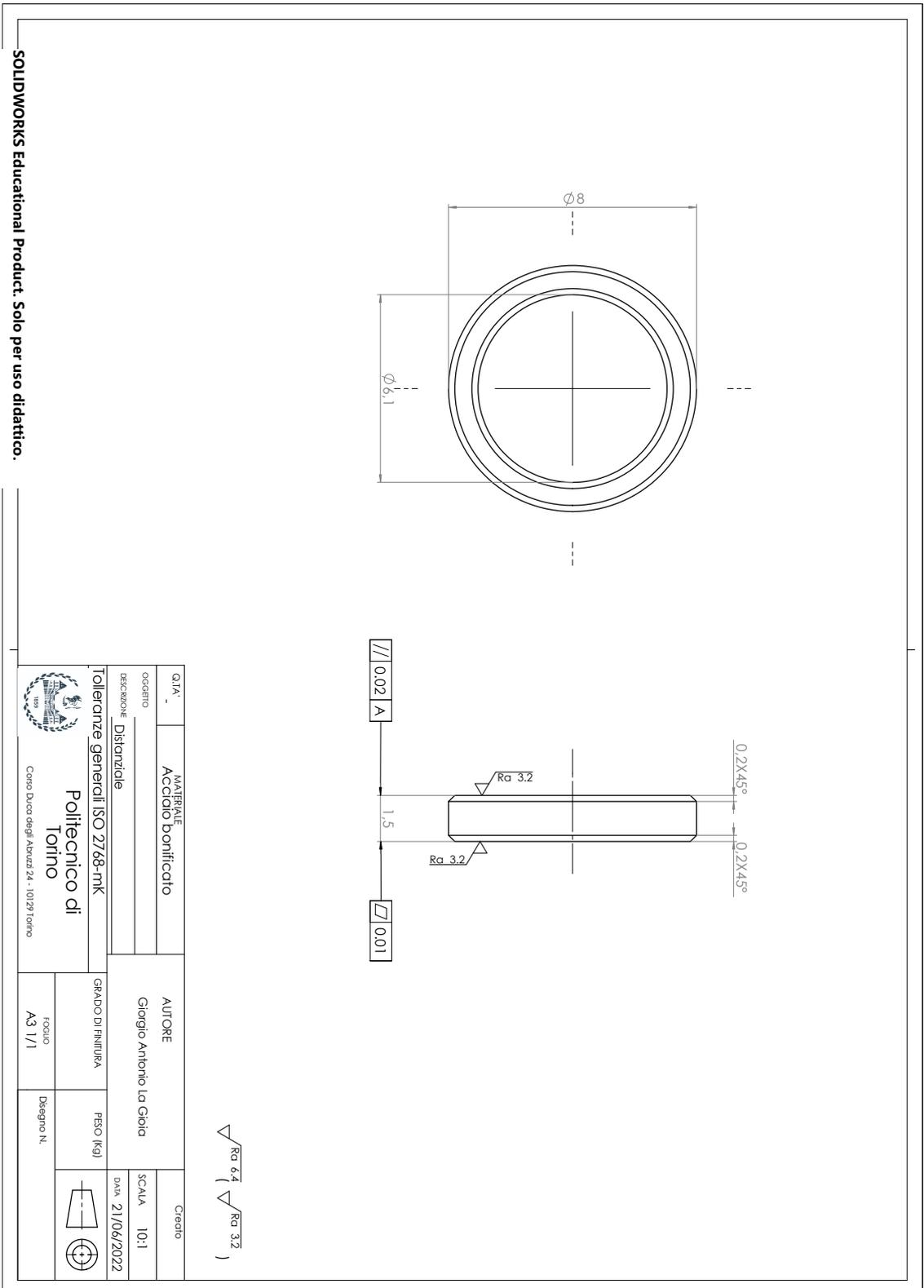
SOLIDWORKS Educational Product.
 Soto per uso didattico.



SOLIDWORKS Educational Product. Solo per uso didattico.

Q1/A	MATERIALE ACCIAIO	AUTORE Giorgio Anthonio La Gioia	Creatio
OGGETTO			SCALA 5:1
DESCRIZIONE	Ugello	GRADO DI FINITURA	DATA 21/06/2022
	Tolleranze generali ISO 2768-mK	PESO (Kg)	
	<p>Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino</p>	Foglio A3 1/1	Disegno N.

Smussi non quotati: 0.1x45°
 $\sqrt{Ra 1.2}$ ($\sqrt{Ra 0.8}$)



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

Q1/A	MATERIALE	AUTORE	Creato
-	Acciaio bonificato	Giorgio Antonio La Gioia	SCALA 10:1
OGGETTO			DATA 21/06/2022
DESCRIZIONE	Distanziale	GRADO DI FINITURA	
Tolleranze generali ISO 2768-mK		PESSO (Kg)	
 <p>Politecnico di Torino</p> <p>Corso Duca degli Abruzzi 24 - 10129 Torino</p>		Foglio	Disegno N.
		A3 1/1	

Bibliografia

- [1] Terenziano Raparelli, Vladimir Viktorov, Federico Colombo e Luigi Lentini. «Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review». In: *Precision Engineering* 44 (2016), pp. 1–12 (cit. alle pp. 3, 6, 14, 15).
- [2] Mohamed Fourka e Marc Bonis. «Comparison between externally pressurized gas thrust bearings with different orifice and porous feeding systems». In: *Wear* 210.1-2 (1997), pp. 311–317 (cit. a p. 6).
- [3] Xue-Dong Chen e Xue-Ming He. «The effect of the recess shape on performance analysis of the gas-lubricated bearing in optical lithography». In: *Tribology international* 39.11 (2006), pp. 1336–1341 (cit. alle pp. 7, 8, 11).
- [4] Giorgio Dragoni. «Studio e caratterizzazione di valvole pneumatiche per il controllo semi-attivo di pattini pneumostatici». Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2018 (cit. a p. 7).
- [5] Yuntang Li e Han Ding. «Influences of the geometrical parameters of aerostatic thrust bearing with pocketed orifice-type restrictor on its performance». In: *Tribology international* 40.7 (2007), pp. 1120–1126 (cit. a p. 8).
- [6] L Lentini, M Moradi e F Colombo. «A historical review of gas lubrication: From Reynolds to active compensations». In: *Tribology in Industry* 40.2 (2018), p. 165 (cit. alle pp. 9, 14).
- [7] PM Newgard e RL Kiang. «Elastic orifices for pressurized gas bearings». In: *ASLE TRANSACTIONS* 9.3 (1966), pp. 311–317 (cit. a p. 9).
- [8] E Blondeel, R Snoeys e L Devrieze. «Dynamic stability of externally pressurized gas bearings». In: (1980) (cit. a p. 10).
- [9] Shigeoka Yoshimoto, Yoshiro Anno e Yasushi Hirakawa. «Aerostatic Thrust Bearing with a Self-Controlled Restrictor Employing a Floating Disk: Static Characteristics». In: *JSME international journal. Ser. C, Dynamics, control, robotics, design and manufacturing* 37.2 (1994), pp. 369–375 (cit. a p. 10).
- [10] Danial Ghodsiyeh, Federico Colombo, Terenziano Raparelli, Andrea Trivella e Vladimir Viktorov. «Diaphragm valve-controlled air thrust bearing». In: *Tribology International* 109 (2017), pp. 328–335 (cit. a p. 12).

-
- [11] Stefano Morosi e Ilmar F Santos. «On the modelling of hybrid aerostatic-gas journal bearings». In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 225.7 (2011), pp. 641–653 (cit. a p. 15).
- [12] HIROSHI Mizumoto e T Shimizu. «An infinite-stiffness aerostatic spindle with active restrictors». In: *Journal-Japan Society For Precision Engineering* 59 (1993), pp. 607–607 (cit. alle pp. 16, 17).
- [13] Hiroshi Mizumoto, Shiro Arii, Yoshihiro Kami, Kenji Goto, Tsuyoshi Yamamoto e Masashi Kawamoto. «Active inherent restrictor for air-bearing spindles». In: *Precision Engineering* 19.2-3 (1996), pp. 141–147 (cit. a p. 18).
- [14] Seung-Kook Ro, Soohyun Kim, Yoonkeun Kwak e Chun Hong Park. «A linear air bearing stage with active magnetic preloads for ultraprecise straight motion». In: *Precision engineering* 34.1 (2010), pp. 186–194 (cit. a p. 18).
- [15] Federico Colombo, Daniela Maffiodo e Terenziano Raparelli. «Active gas thrust bearing with embedded digital valves and backpressure sensors». In: *Tribology Transactions* 60.5 (2017), pp. 807–813 (cit. a p. 19).
- [16] Guido BELFORTE, Terenziano RAPARELLI, Vladimir VIKTOROV e Andrea TRIVELLA. «Analysis of steady and transient characteristics of pneumatic controlled air bearing». In: *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*. Vol. 2002. 5-3. The Japan Fluid Power System Society. 2002, pp. 699–704 (cit. a p. 20).
- [17] Federico Colombo, Luigi Lentini, Terenziano Raparelli e Vladimir Viktorov. «Actively compensated aerostatic thrust bearing: design, modelling and experimental validation». In: *Meccanica* 52.15 (2017), pp. 3645–3660 (cit. a p. 21).
- [18] Gorka Aguirre, Farid Al-Bender e Hendrik Van Brussel. «A multiphysics model for optimizing the design of active aerostatic thrust bearings». In: *Precision Engineering* 34.3 (2010), pp. 507–515 (cit. alle pp. 22, 43).
- [19] Nadim Maamari, Ambroise Krebs, Sascha Weikert e Konrad Wegener. «Centrally fed orifice based active aerostatic bearing with quasi-infinite static stiffness and high servo compliance». In: *Tribology International* 129 (2019), pp. 297–313 (cit. a p. 23).
- [20] Farid Al-Bender. «On the modelling of the dynamic characteristics of aerostatic bearing films: From stability analysis to active compensation». In: *Precision Engineering* 33.2 (2009), pp. 117–126 (cit. a p. 23).
- [21] Federico Colombo, Luigi Lentini, Terenziano Raparelli, Andrea Trivella e Vladimir Viktorov. «Design and Analysis of an Aerostatic Pad Controlled by a Diaphragm Valve». In: *Lubricants* 9.5 (2021), p. 47 (cit. a p. 38).

- [22] Danial Ghodsiyeh, Federico Colombo, Luigi Lentini, Terenziano Raparelli, Andrea Trivella e Vladimir Viktorov. «An infinite stiffness aerostatic pad with a diaphragm valve». In: *Tribology International* 141 (2020), p. 105964 (cit. alle pp. 38, 39, 53, 60, 62, 69).
- [23] Luigi Lentini, Federico Colombo, Andrea Trivella, Terenziano Raparelli e Vladimir Viktorov. «On the design of a diaphragm valve for aerostatic bearings». In: *E3S Web of Conferences*. Vol. 197. EDP Sciences. 2020, p. 07006 (cit. alle pp. 42, 50).
- [24] Federico Colombo, Terenziano Raparelli, Andrea Trivella e Vladimir Viktorov. «Lumped parameters models of rectangular pneumatic pads: static analysis». In: *Precision Engineering* 42 (2015), pp. 283–293 (cit. a p. 43).
- [25] Corrado Montalto. «Identificazione Numerica di Pattini Pneumostatici multiforo a geometria Rettangolare». Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2022 (cit. a p. 48).