POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale

in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Studio e caratterizzazione di valvole pneumatiche per il controllo semi-attivo di pattini pneumostatici

Relatore

Terenziano Raparelli

Correlatori

Andrea Trivella

Federico Colombo

Candidato

Giorgio Dragoni

A.A. 2017/2018

Indice

1-Introduzione 3
2-Cuscinetti ad aria 4
2.1-Classificazione in base al principio di funzionamento 4
2.2-Cuscinetti pneumodinamici 5
2.3-Cuscinetti pneumostatici 5
2.3.1-Cuscinetti radenti 6
2.3.2-Cuscinetti di spinta 6
2.3.3-Cuscinetti a scorrimento 7
2.3.4-Cuscinetti a sfere 7
2.4-Caratteristica pneumostatica pattini 8
3-Stato dell'arte 10
3.1-Compensazione passiva 11
3.1.1-Compensazione mediante strozzamento 11
3.1.2-Compensazione mediante fori elastici 13
3.1.3-Compensazione passiva: forma e dimensioni fori e avanfori 14
3.1.4-Compensazione passiva: ragnature 16
3.1.5-Compensazione mediante membrana conica 17
3.2-Compensazione attiva 18
3.2.1-Compensazione attiva per regolazione di flusso: ECR 19
3.2.2-Compensazione attiva per regolazione di flusso: sistema di iniezione 21
3.2.3-Compensazione attiva per regolazione di flusso: AIR 22
3.2.4-Compensazione attiva per regolazione di flusso: con precarico magnetico 24
3.2.5-Compensazione attiva per regolazione di flusso: con valvole pneumatiche 25
3.2.6-Compensazione attiva ibrida con variazione geometrica della superficie attiva 26
3.2.7-Scelta degli attuatori 27
3.3-Compensazione semi-attiva 28
3.3.1-Valvola a tre membrane per boccola pneumostatica 28
3.3.2-Valvola ad una membrana per pattino rettangolare 30
4-Prototipo valvola a tre membrane 32
4.1-Funzionamento 32
4.2-Design 34
4.3-Problemi riscontrati 37

5-Sperimentazione sul prototipo 41
5.1-Macchina di prova della caratteristica pneumostatica(MPCP) 41
5.2-Elaborazione dati 43
5.3-Primo test 46
5.4-Prove con ugello modificato 47
5.5-Simulazioni FEM 50
5.6-Prove con membrane in gomma 54
5.7-Rilievi dimensionali sugli ugelli del pattino 59
5.8-Effetto della dimensione degli ugelli del pattino 61
5.9 – Prove dettagliate 65
5.10-Caratteristica di deformazione delle membrane sulla valvola 67
6–Modellizzazione 72
6.1-Modello 72
6.1.1-Conduttanza dell'ugello della valvola 73
6.1.2-Conduttanza del pattino 74
6.1.3-Conduttanza del foro sonda 76
6.1.4-Portanza del pattino 76
6.2-Simulazioni 77
6.2.1- Simulazione $\boldsymbol{prif = 2\ bar}$ 77
6.2.2- Simulazione $\boldsymbol{prif = 2,5\ bar}$ 79
6.2.3- Simulazione $\boldsymbol{prif = 3\ bar}$ 81
6.2.4- Simulazione $\boldsymbol{prif = 4\ bar}$ 83
6.2.5- Conclusioni sul modello 84
7–Conclusioni 85
Bibliografia 87
Link 87

1-Introduzione

I supporti ad aria vengono utilizzati per ridurre al minimo l'attrito tra due parti in moto relativo fra loro sfruttando un sottile film di aria.

Il principio di funzionamento di questi componenti meccanici garantisce l'assenza di usura oltre ad una maggiore affidabilità e durata rispetto alla tecnologia volvente. Inoltre, essi permettono il loro utilizzo a temperature anche elevate, non emettono sostanze inquinanti nell'ambiente, possono lavorare in ambienti radioattivi e limitano le vibrazioni.

Queste prerogative proprie dei supporti pneumostatici conferiscono loro un vantaggio tecnologico sui supporti volventi in diverse applicazioni che richiedono elevata precisione: macchine di misura a coordinate(CMM), sistemi di posizionamento ultra-precisi, strumentazione medica etc.

L'utilizzo di tali supporti è tuttavia limitato dalla bassa rigidezza. 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 rigidezza del sistema ampliando le possibili applicazioni della tecnologia pneumostatica.

Negli anni sono state sviluppate diverse tipologie di controllo classificabili come passive, attive e semi-attive.

Il presente lavoro di tesi vuole illustrare lo sviluppo e lo studio di una valvola pneumatica a membrana che effettua un controllo del tipo semi-attivo su un pattino aerostatico lineare.

Il primo passo è stato quello di realizzare un prototipo di valvola sulla base dei disegni di un tesista precedente. Sono state effettuate diverse modifiche affinché funzionasse. A completare l'esperienza sono stati poi effettuati lo studio e la caratterizzazione della valvola.

2-Cuscinetti ad aria

2.1-Classificazione in base al principio di funzionamento

In base al principio di funzionamento i supporti ad aria possono essere in due grosse categorie:

- Cuscinetti pneumodinamici;
- Cuscinetti pneumostatici.

Nel caso dei cuscinetti pneumodinamici l'aria può essere alimentata in pressione oppure no. Comunque sia, l'effetto è dovuto a fenomeni aerodinamici. Questi si verificano grazie al moto relativo fra le due superfici, le quali presentano un meato convergente. Di seguito è schematizzato il principio di funzionamento.

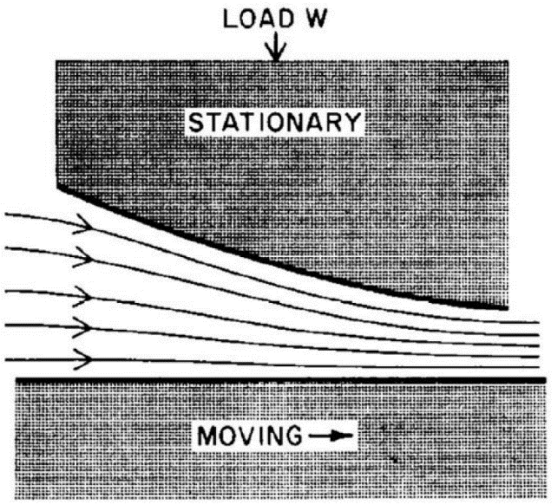


Figura 1-Principio di funzionamento cuscinetti aerodinamici, Tratta da: Laura Proietti, Studio di una valvola a membrana per il controllo di cuscinetti pneumostatici assiali, Politecnico di Torino, 2017, p. 3

Nel secondo caso si interpone fra le due superfici aria in pressione che determina la spinta sul cuscinetto. Una schematizzazione del funzionamento è descritta nella figura seguente.

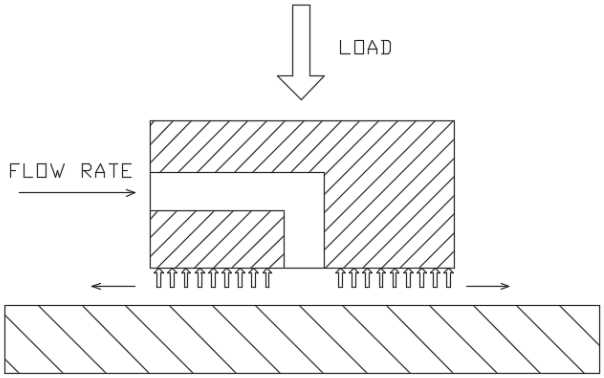


Figura 2-Principio di funzionamento cuscinetto aerostatico.

Le prestazioni dei supporti pneumodinamici sono elevate ad alte velocità, ma decadono quando queste ultime sono basse. Questo il motivo per cui a velocità relativamente basse si fanno preferire i cuscinetti aerostatici, i quali presentano anche rigidezza maggiore.

2.2-Cuscinetti pneumodinamici

Questo tipo di supporti sfrutta il comportamento dinamico che manifestano i fluidi ad elevate velocità e meati convergenti.

Risolvendo l'equazione indefinita della dinamica di un fluido viscoso, nota comunemente come equazione di Navier-Stokes, con le opportune condizioni al contorno si osserva che viene generata una distribuzione della pressione lungo il meato tale da determinare una spinta perpendicolare alla superficie. I profili delle velocità e l'andamento della pressione lungo il meato sono schematizzati nella figura che segue.

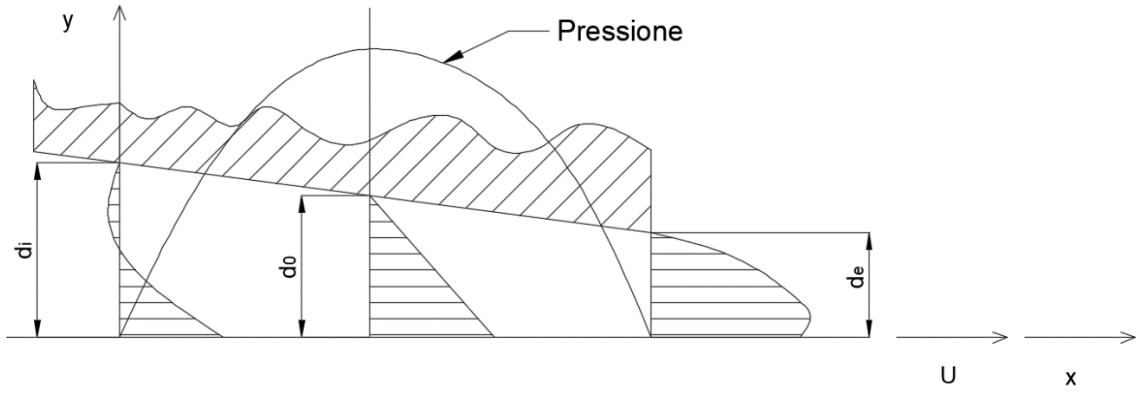


Figura 3-Schema lubrificazione fluidodinamica(profili velocità e distribuzione della pressione), Tratta da: C. Ferraresi, T. Raparelli, Meccanica applicata, Torino, 3a edizione, CLUT, 2007, p. 280

La spinta ottenuta è tanto maggiore quanto più grande è la velocità della parete.

2.3-Cuscinetti pneumostatici

Questo tipo di supporti, come già detto, vengono attraversati da aria in pressione, la quale viene incanalata nell'intercapedine fra le due superfici accoppiate. Finché le velocità sono relativamente basse non si verificano fenomeni aerodinamici.

Possiamo suddividere i cuscinetti pneumostatici in diverse categorie come riportato sul Brian Rowe W.[1]:

1) cuscinetti radenti ("Journal bearings", superfici cilindriche);
2) cuscinetti di spinta (superfici piane circolari o anulari);
3) cuscinetti a scorrimento (superfici piane di diverse forme progettate per avere moto lineare);
4) cuscinetti a sfere.

[1] Brian Rowe W. Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design, April 2012

2.3.1-Cuscinetti radenti

Questa soluzione viene applicata per sopportare carichi radiali per moti rotativi, oppure lineari nel caso di boccole aerostatiche. Viene riportato di seguito uno schema del funzionamento.

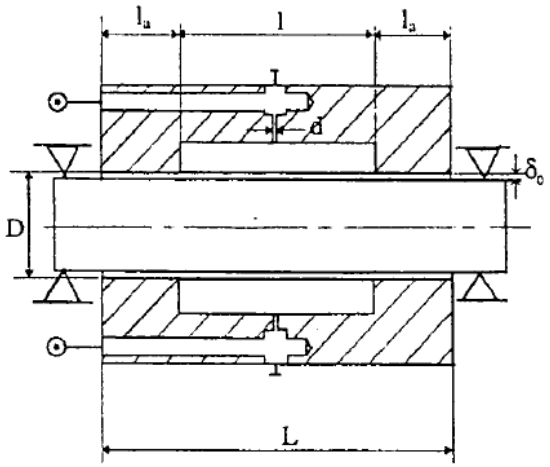


Figura 4-Schema di un cuscinetto aerostatico radente. Tratta da: T. Raparelli, V. Viktorov, A. Trivella, Static and dynamic analysis of pneumatic support, Smolenice,Slovakia, 7th International Workshop on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region, 1998, p. 406

2.3.2-Cuscinetti di spinta

Questa soluzione è utile a sopportare carichi assiali di sistemi rotativi.

I cuscinetti in questo caso sono di forma circolare o anulare e l'aria in pressione agisce su una superficie solidale al rotore come riportato di seguito.

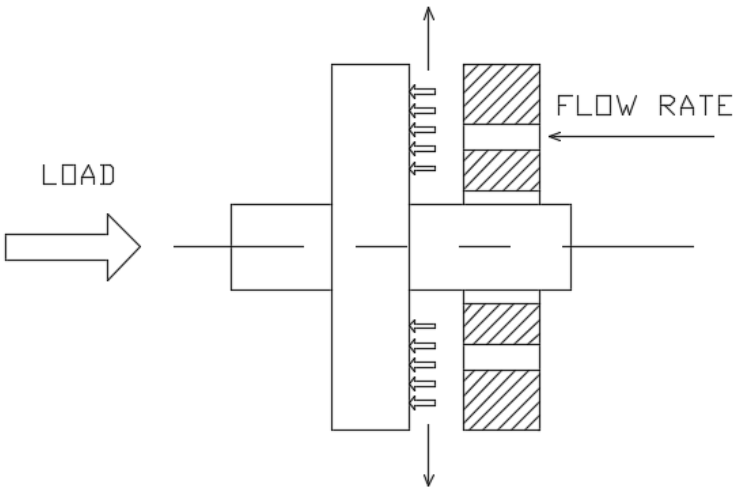


Figura 5-Schema di un cuscinetto aerostatico di spinta.

2.3.3-Cuscinetti a scorrimento

Questa soluzione permette lo scorrimento lineare a basso attrito tra superfici. Tra queste sono interposti i pattini in questione, che possono essere, per esempio, rettangolari oppure circolari.

Come spiegato sul sito della Mager-Air Bearings[2] i cuscinetti aerostatici a forma rettangolare della serie HPR sono da preferirsi agli HPC qualora sia necessario avere un rapporto portanza-ingombro più favorevole.

Di seguito viene mostrato un pattino rettangolare della serie HPR (High Precision Rectangular).

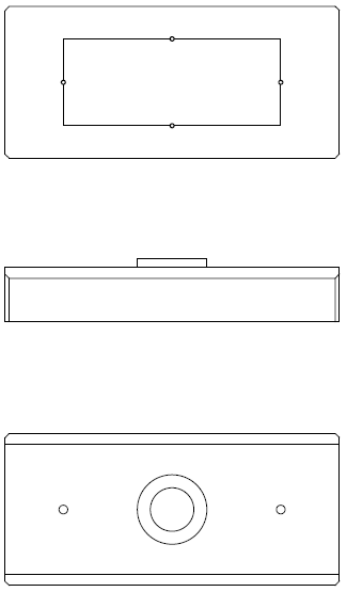


Figura 6 - Pattino aerostatico lineare commerciale della serie HPR

2.3.4-Cuscinetti a sfere

Quest'ultima è una soluzione che permette tre rotazioni nello spazio grazie all'utilizzo di un accoppiamento sferico.

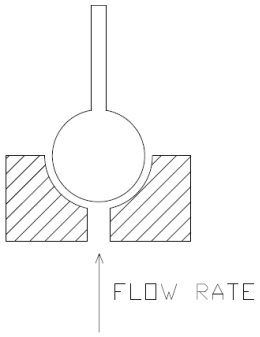


Figura 7-Schema cuscinetto aerostatico a sfera.

[2] URL: http://www.mager-ab.it/it/prodotti/lineare/cuscinetti-pneumostatici-serie-hpr-hpc

2.4-Caratteristica pneumostatica pattini

Il meato di aria fra le superfici ha spessore variabile con il carico. All'aumentare dell'uno diminuisce l'altro.

Per spiegare e caratterizzare il comportamento di un pattino pneumostatico si possono diagrammare il carico, la portata, la pressione del meato (qualora vi sia un foro sonda) e la rigidezza in funzione del meato.

Sono presentati di seguito degli esempi di caratteristica pneumostatica che rappresentano il carico e la rigidezza in funzione dello spessore del film di aria.

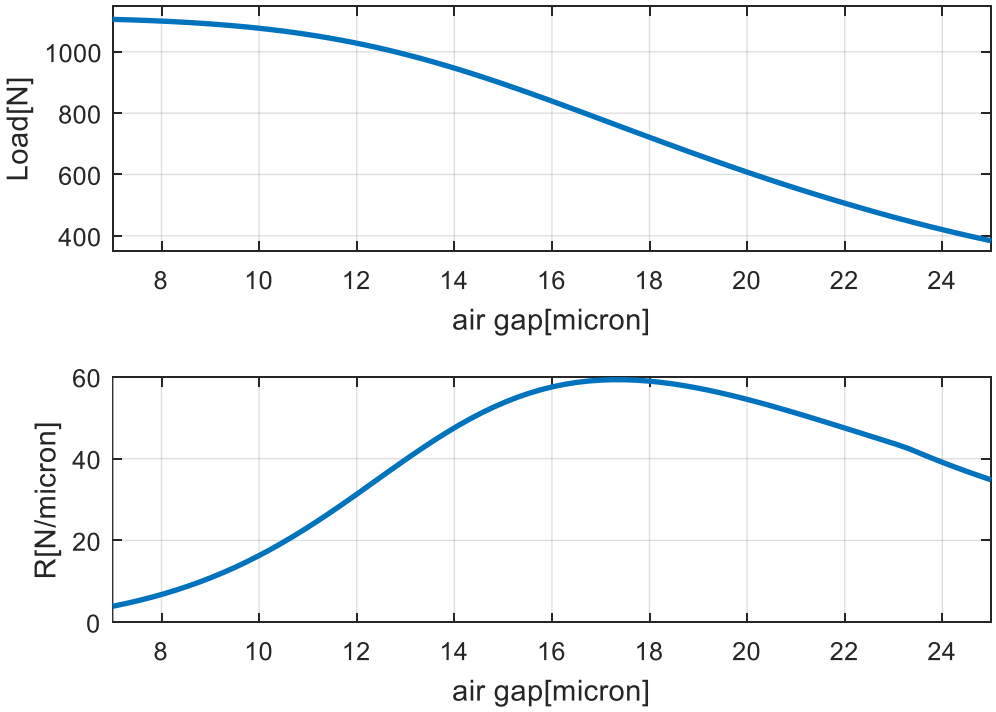


Figura 8-Caratteristica pattino pneumostatico: carico-meato e rigidezza-meato.

Come si può vedere dal primo grafico, all'aumentare del carico il meato si riduce fino ad azzerarsi. La situazione di azzeramento del meato viene in gergo denominata "condizione di pacchetto".

La rigidezza rappresenta la pendenza della curva del carico ed è, quindi, definita come:

$$R = -\frac{\partial L}{\partial h}$$

dove R è la rigidezza, L rappresenta il carico ed h il meato.

Sul grafico della rigidezza si può distinguere un massimo per cui si ha la minima variazione di meato al variare del carico. Quest'ultimo rappresenta il punto ottimale in cui lavorare.

A completare la descrizione del comportamento del pattino si può diagrammare la portata al variare del meato.

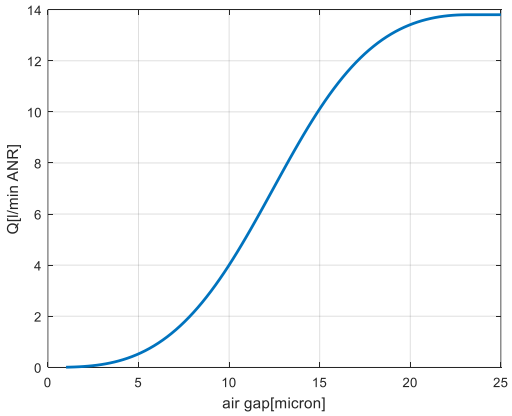


Figura 9-Caratteristica pattino pneumostatico: portata-meato.

La portata ha due asintoti orizzontali, uno a bassi meati per cui si ha il suo annullamento e uno per meati alti.

Al di sotto del pattino il fluido ha moto laminare per via del basso numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu}$$

dove ρ è la densità, U è la velocità del fluido, D è la lunghezza equivalente e μ è la viscosità dinamica.
Essendo le velocità relativamente basse e le dimensioni equivalenti estremamente ridotte questo numero sarà, a seconda delle condizioni di funzionamento, sempre abbastanza piccolo da poter assumere un moto laminare.

La distribuzione di pressione nel meato può essere schematizzata nel modo seguente:

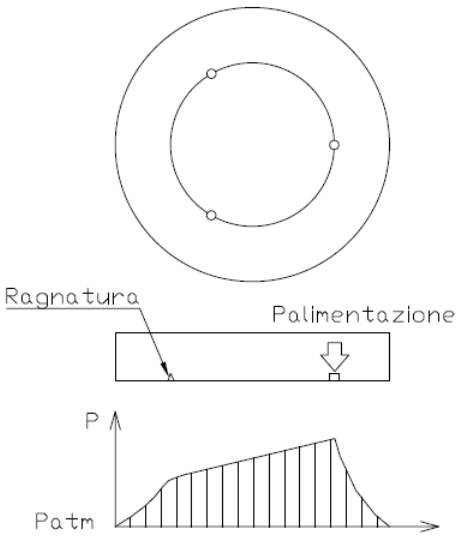


Figura 10-Distribuzione delle pressioni al di sotto di un pattino HPC con ragnatura.

3-Stato dell'arte

Il comportamento di un pattino è strettamente legato al sistema di alimentazione che, come riportato da Ghodsiyeh[3], può essere classificato nel seguente modo:

- attraverso superficie porosa;
- passando per superfici parzialmente porose;
- mediante fori;
- tramite scanalature.

Esistono numerosi metodi di compensazione finalizzati al miglioramento della caratteristica dei supporti a gas.
Queste tipologie di soluzioni possono essere classificate, come riportato da Raparelli et al[4], in:

- compensazione passiva;
- compensazione attiva.

Nel primo caso i miglioramenti delle performance vengono ottenuti senza l'utilizzo di ulteriore energia oltre a quella di alimentazione dell'aria del pattino.
Nel secondo caso, invece, si usufruisce di un sistema di controllo e attuazione per modificare il comportamento del pattino.

Un pattino compensato è definito a rigidezza infinita quando, apportando variazioni di carico, il meato rimane inalterato. Le evidenze sperimentali mostrano che, generalmente, con una compensazione passiva non si ottiene tale risultato.

A seconda delle necessità, può essere scelta una tipologia di compensazione rispetto all'altra, ma generalmente, il fattore discriminante è il costo. Si riporta di seguito una tabella che schematizza vantaggi e svantaggi.

Tipologia di compensazione	Vantaggi	Svantaggi
Compensazione passiva	-Economico	-Rigidezza infinita solo per al massimo il 20% del campo di lavoro -Basse dinamiche
Compensazione attiva	-Dinamiche maggiori -Maggiore accuratezza -Possibile integrazione con sistemi di monitoraggio	-Costoso

Tabella 1- Comparazione tra compensazione attiva e passiva. Tratto da: T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015), p. 35.

[3] Danial Ghodsiyeh, Experimental and Numerical study of Air thrust bearing controlled by diaphragm valve, Politecnico di Torino, 2017, p. 2
[4] T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015)

3.1-Compensazione passiva

Questa tipologia di compensazione permette di migliorare le caratteristiche dei supporti ad aria senza dover apportare maggiore energia al sistema.

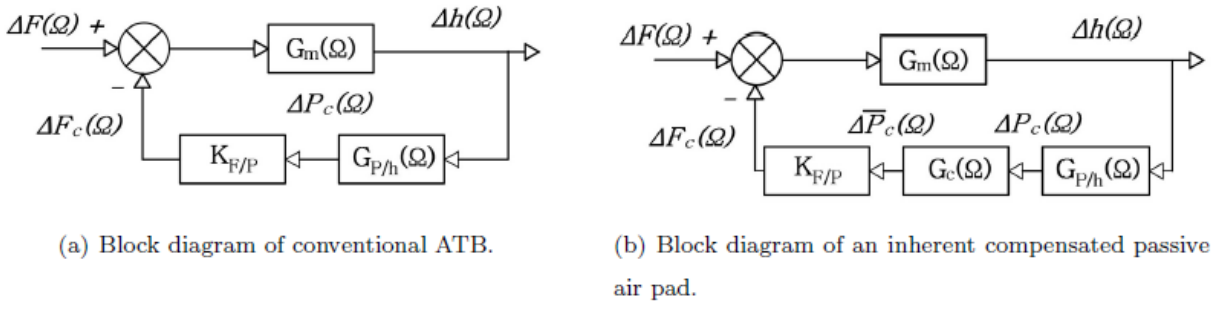
Un primo metodo è quello di strozzare l'aria all'alimentazione per ottenere maggior rigidezza inficiando sul carico ottimale. Per questo le diverse tipologie di alimentazione portano a caratteristiche diverse.
La strozzatura può anche modificare la sua area di contrazione al variare del carico, per esempio con dei fori elastici.

I fori del pattino possono talvolta presentare degli avanfori, e questi ne modificano il comportamento a seconda della forma o delle dimensioni.

Ampiamente utilizzate per lo stesso scopo sono le ragnature praticate sul fondo del pattino.

Si può anche pensare di utilizzare una superfice inferiore deformabile, che permette di migliorare le caratteristiche del pattino, modificando la distribuzione di pressione al di sotto dello stesso.

I diagrammi a blocchi che modellizzano tali sistemi sono riportati da Raparelli et al.[5] e mostrati di seguito.



(a) Block diagram of conventional ATB.

(b) Block diagram of an inherent compensated passive air pad.

Figura 11 - Diagrammi a blocchi di sistemi di compensazione passiva nel caso di a) cuscinetto convenzionale oppure b) con restrittore. Tratta da: T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015), p. 25.

3.1.1-Compensazione mediante strozzamento

È il metodo più semplice da attuare, poiché è sufficiente aggiungere un restrittore all'ingresso dell'alimentazione del pattino per avere l'effetto desiderato.

La nuova curva caratteristica si troverà al di sotto di quella normale avendo a parità di meato carichi inferiori. Da ciò deriva anche un miglioramento della rigidezza.

[5] T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015).

A prova di ciò sono presentati di seguito i risultati di prove sperimentali effettuate su un pattino HPR 3.2 su cui vengono utilizzati raccordi di differente strozzamento.

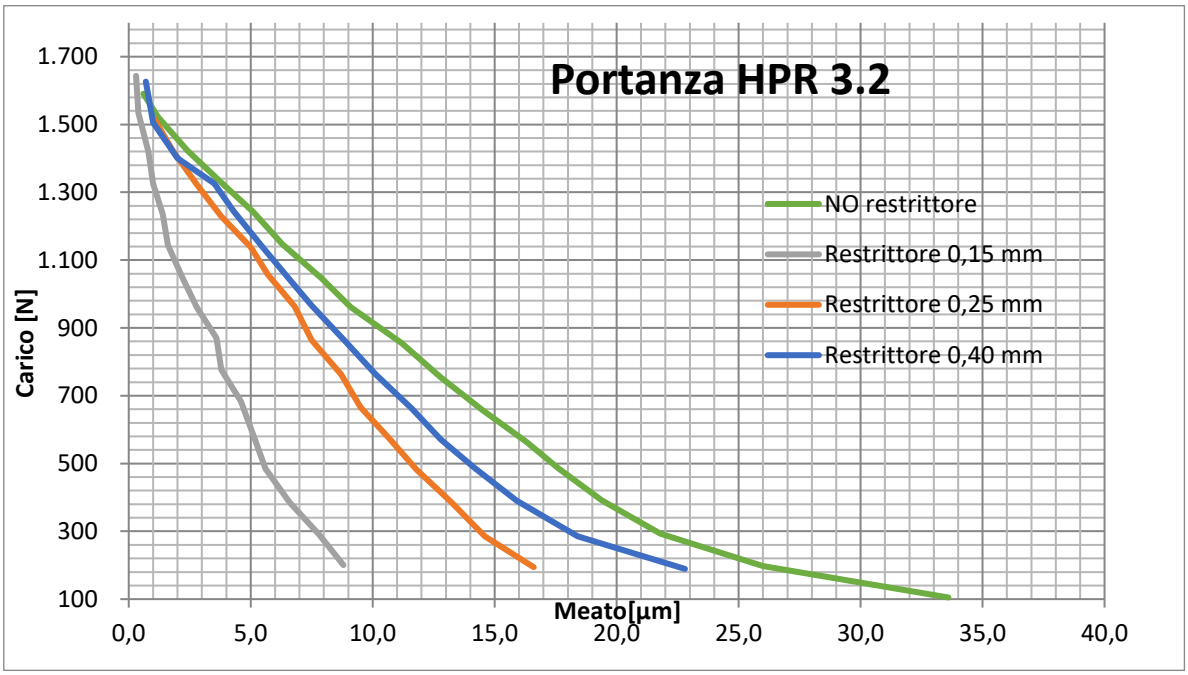


Figura 12 - Effetto dello strozzamento sulla caratteristica carico – meato su un pattino HPR 3.2 (prove sperimentali).

Maggiore è lo strozzamento e minore è la pressione al di sotto del pattino. Dal che consegue, evidentemente, che a parità di meato è inferiore la portanza.

Come effetto utile si ha però che la pendenza aumenta e che, quindi, si incrementa anche l'opposto della derivata, definito come rigidezza. Di seguito viene rappresentato il diagramma della rigidezza ottenuto utilizzando i punti del grafico precedente.

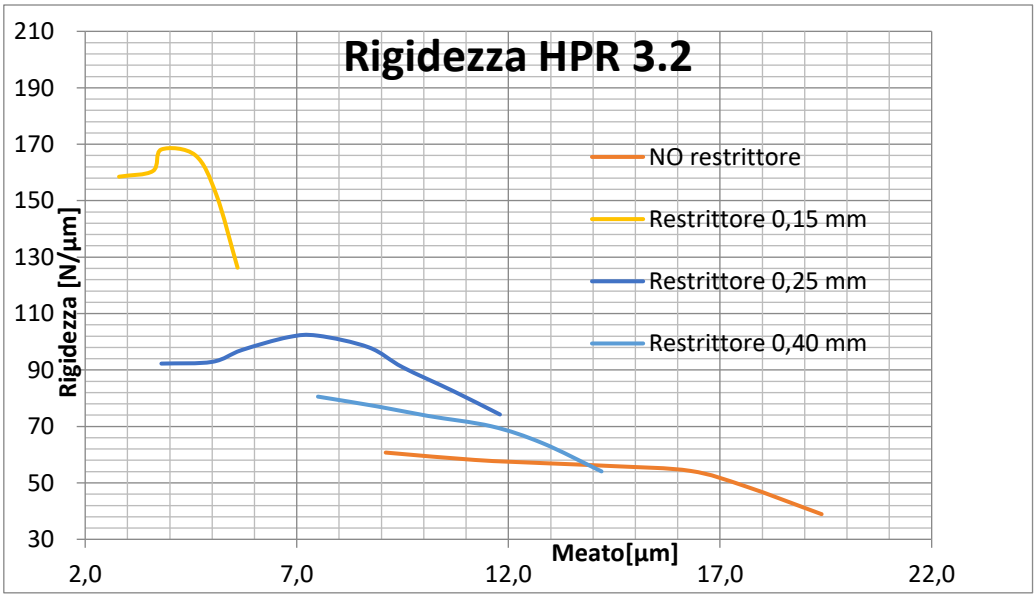


Figura 13 - Effetto strozzamento sulla caratteristica rigidezza – meato su un pattino HPR 3.2 (prove sperimentali).

Di seguito viene riportato invece il diagramma della portata.

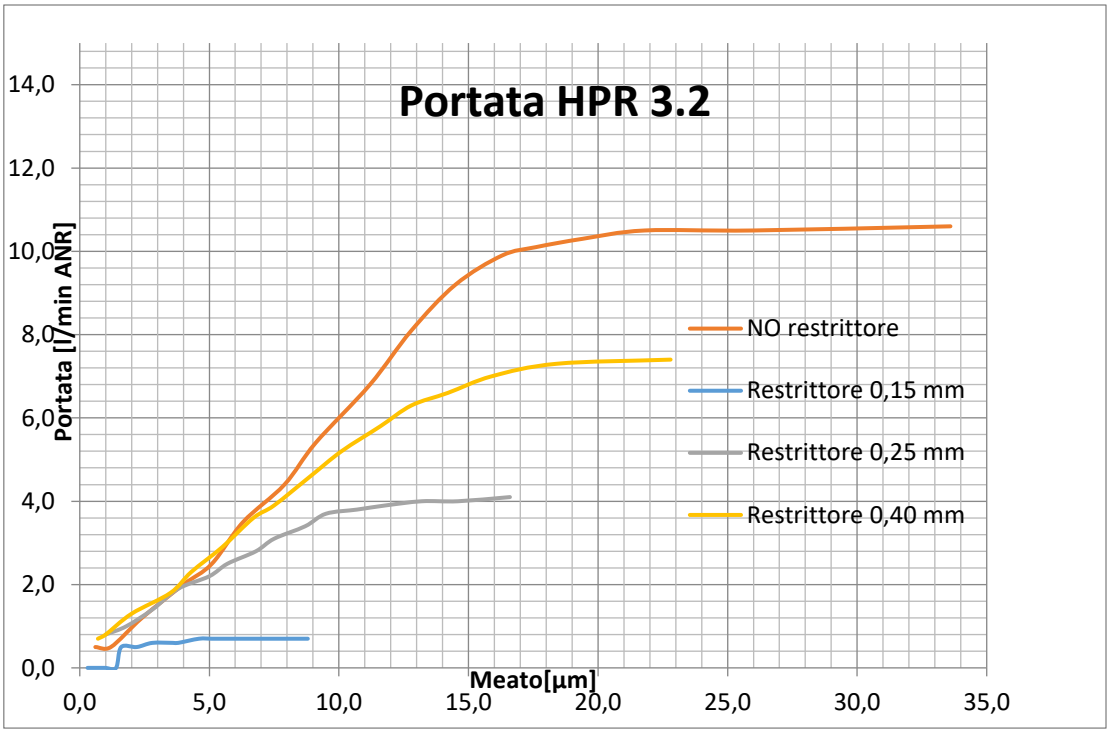


Figura 14 - Effetto strozzamento sulla caratteristica portata – meato su un pattino HPR 3.2 (prove sperimentali).

Da qui si osserva lo stesso fenomeno in termini di litri d'aria normali che riescono a passare in un minuto. A livelli crescenti di strozzamento la portata che il pattino riesce a mandare è sempre inferiore.

3.1.2-Compensazione mediante fori elastici

Questo metodo di compensazione passiva propone di modificare lo strozzamento automaticamente mediante la deformazione elastica degli orifizi.

Il primo prototipo fu proposto da Newgard e Kiang[6]. Di seguito viene rappresentata una schematizzazione del funzionamento.

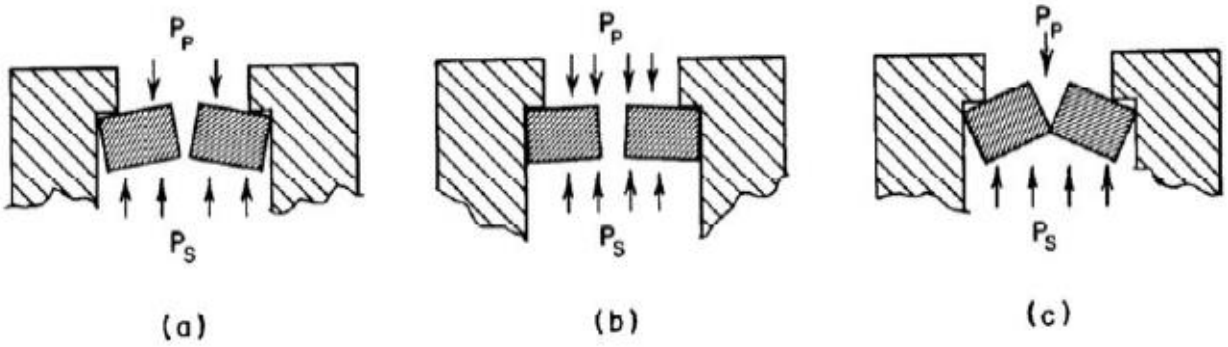


Figura 15 - Schema di funzionamento del metodo di compensazione passiva mediante fori elastici. Tratto da: P. M. Newgard, R. L. Kiang, Elastic Orifices for Pressurized Gas Bearings, A S L E Transactions 9 (1966).

[6] P. M. Newgard, R. L. Kiang, Elastic Orifices for Pressurized Gas Bearings, A S L E Transactions 9 (1966) 311–317.

Il funzionamento viene descritto in tre situazioni in *Figura 14*:

a) condizioni normali di utilizzo in cui l'orifizio strozza al passaggio dell'aria;
b) condizione di piccoli meati per cui si ha maggiore pressione e strozzamento minimo al passaggio dell'aria;
c) condizione di alti meati ai quali corrispondono basse pressioni a valle e, quindi, maggiore strozzamento.

Al fine di spiegarne meglio l'utilità, supponiamo di trovarci nelle condizioni normali di meato e di carico come in *Figura 15a*. Nel caso in cui il carico aumenti è necessario mandare più aria affinché il meato non si riduca troppo. In tali condizioni, infatti, il passaggio si libera maggiormente grazie all'aumento di pressione al di sotto del pattino trovandoci nella situazione di *Figura 15b*. Se al contrario il carico diminuisce, si vuole meno portata affinché il meato non aumenti troppo e per questo la minor pressione a valle dell'orifizio ne permette la chiusura come descritto in *Figura 15c*.

Con questa tipologia di compensazione si riesce, sì, a migliorare la rigidezza del pattino, ma si pone il problema che il sistema ottenuto risulta particolarmente sensibile alle perturbazioni, quali ad esempio le bolle d'aria. Il comportamento di tale foro elastico è per questo poco prevedibile.

3.1.3-Compensazione passiva: forma e dimensioni fori e avanfori

La distribuzione delle pressioni ha una geometria differente nei casi in cui ci sia o meno l'avanforo. Infatti, nel primo caso l'andamento è trapezoidale, mentre nel secondo si ha una distribuzione triangolare. Appare evidente l'aumento di portanza nel primo caso.

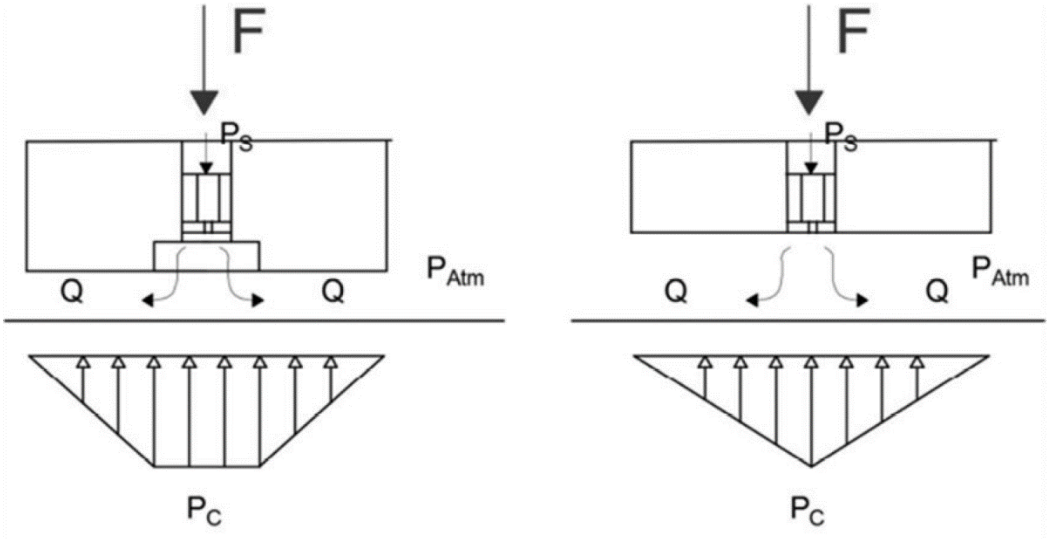


Figura 16 - Distribuzione delle pressioni con e senza avanforo. Tratta da: Laura Proietti, Studio di una valvola a membrana per il controllo di cuscinetti pneumostatici assiali, Politecnico di Torino, 2017, p. 10

Come spiegato attraverso simulazioni CFD da Li e Ding[7], le dimensioni dei fori e degli avanfori del pattino hanno un'influenza non trascurabile sulla caratteristica di forza e portata.

Si ottengono buone performance quando il diametro del foro *d* e lo spessore del film di meato *h* sono piccoli, mentre il diametro dell'avanforo *u* grande. Da tener presente, però, che si potrebbe raggiungere l'instabilità quando diametro e profondità di quest'ultimo sono troppo grandi.

Anche la forma dell'avanforo ha un effetto sulle performance del pattino. Per questo Chen e He[8] studiarono l'effetto che diverse geometrie producevano sulle caratteristiche. In particolare vennero confrontate le seguenti geometrie:

- senza avanfori;
- con avanfori rettangolari;
- con avanfori sferici.

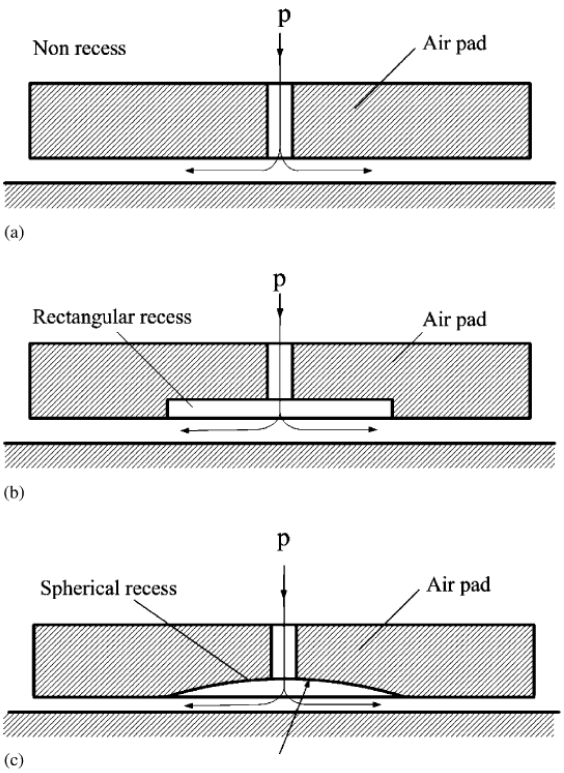


Figura 17 - Geometrie di avanfori: a) senza; b) avanforo rettangolare; c) avanforo sferico. Tratta da: X.-D. Chen, X.-M. He, The effect of the recess shape on performance analysis of the gaslubricated bearing in optical lithography, Tribology international 39 (2006) p. 1337

[7] Y. T. Li, H. Ding, Influences of the geometrical parameters of aerostatic thrust bearing with pocketed orifice –type restrictor on its performance, Tribology International 40 (2007) 1120–1126

[8] X.-D. Chen, X.-M. He, The effect of the recess shape on performance analysis of the gaslubricated bearing in optical lithography, Tribology international 39 (2006) 1336–1341

All’uscita del flusso dal foro all’interno dell’avanforo, 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 negli avanfori di tipo rettangolare.

All’avanforo rettangolare corrispondono maggiore portanza e portata. Nel caso sferico si hanno performance intermedie.

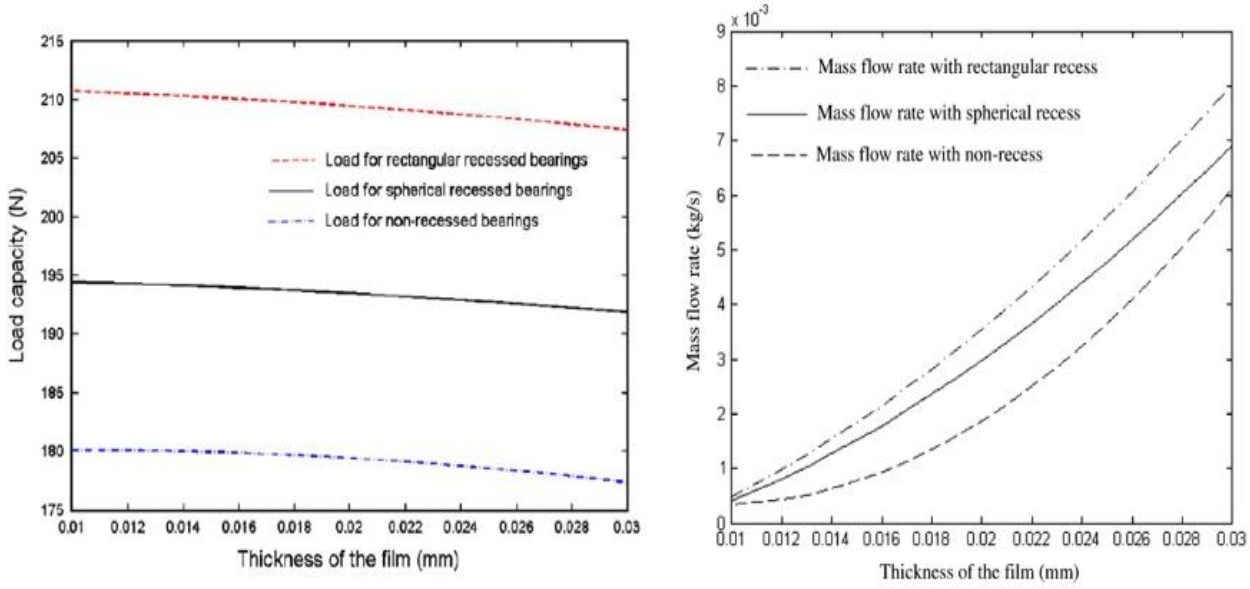


Figura 18 - Effetto della forma dell'avanforo. Grafici carico-meato e portata-meato. Tratta da: X.-D. Chen, X.-M. He, The effect of the recess shape on performance analysis of the gaslubricated bearing in optical lithography, Tribology international 39 (2006) p. 1339

3.1.4-Compensazione passiva: ragnature

Le ragnature sono scanalature praticate sul fondo del pattino che ne migliorano la distribuzione di pressione aumentandone portanza e rigidezza.

Sono tipicamente rettangolari nei pattini HPR e circolari negli HPC. Su di esse vi è poca letteratura.

3.1.5-Compensazione mediante membrana conica

Questa tipologia modifica in base alle condizioni esterne la geometria del pattino effettuando una compensazione passiva.

Fu presentata da Blondeel et al.[9] ed è uno dei metodi più efficienti di controllo passivo.

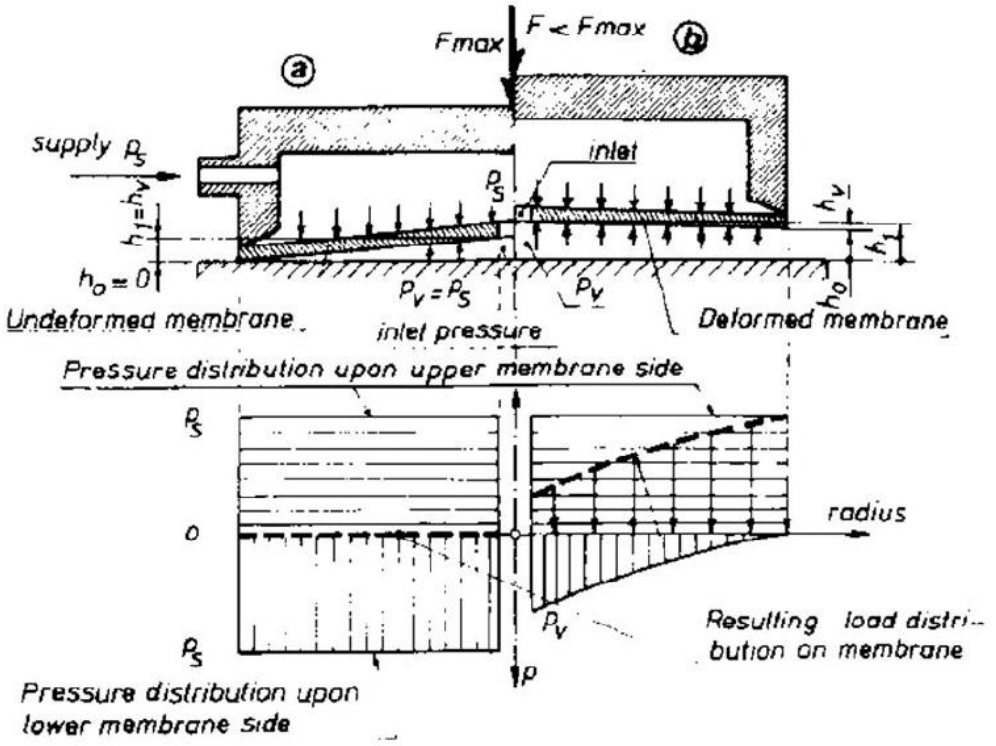


Figura 19 - Compensazione mediante membrana conica. Tratta da: E. Blondeel, R. Snoeys, L. Devrieze, Dynamic Stability of Externally Pressurized Gas Bearings, Journal of Lubrication Technology 102 (1980) 511–519.

In *Figura 19* vengono mostrate due differenti situazioni di funzionamento:

a) il carico è massimo, la membrana è indeformata di forma conica e la pressione è uguale a quella di alimentazione sia al di sopra che al di sotto;
b) il carico è minimo, la membrana è deformata e la pressione risulta maggiore al di sopra.

Si evince che al variare del carico, per effetto delle pressioni, si deforma la membrana, così da modicare la distribuzione delle pressioni al di sotto del pattino.

Supponendo, ad esempio, un incremento di forza applicata, la pressione nel meato aumenta spostando in alto la membrana e questo provocherà un aumento di portanza dovuto ad una distribuzione delle pressioni differente che tende verso l'andamento costante della condizione *a* di *Figura 19*.

[9] E. Blondeel, R. Snoeys, L. Devrieze, Dynamic Stability of Externally Pressurized Gas Bearings, Journal of Lubrication Technology 102 (1980) 511–519.

3.2-Compensazione attiva

Per raggiungere elevate prestazioni si possono utilizzare dei metodi di compensazione attiva, i quali intervengono mediante dei sistemi di controllo e attuazione alimentati da una fonte di energia esterna.

Questa tipologia di compensazione, come riportato da Raparelli et al.[10], può essere suddivisa, in base al parametro su cui agiscono gli attuatori, nel seguente modo:

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

Un ulteriore suddivisione può essere fatta in base alla tecnologia di attuazione utilizzata:

- **Attuatori piezoelettrici (PZT)**, in cui si sfrutta la proprietà di alcuni materiali a deformarsi sotto l'azione di una tensione elettrica;
- **materiali magnetostrittivi**, che modificano la loro dimensione in presenza di un campo magnetico;
- **campi elettomagnetici**, soluzione che utilizza magneti e bobine;
- **valvole pneumatiche**, che regolano il flusso d'aria.

[10] T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015).

3.2.1-Compensazione attiva per regolazione di flusso: ECR

Questo metodo di compensazione attiva, presentato da Mizumoto[11], 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 del pattino.

Il componente ECR è rappresentato di seguito insieme allo schema di funzionamento:

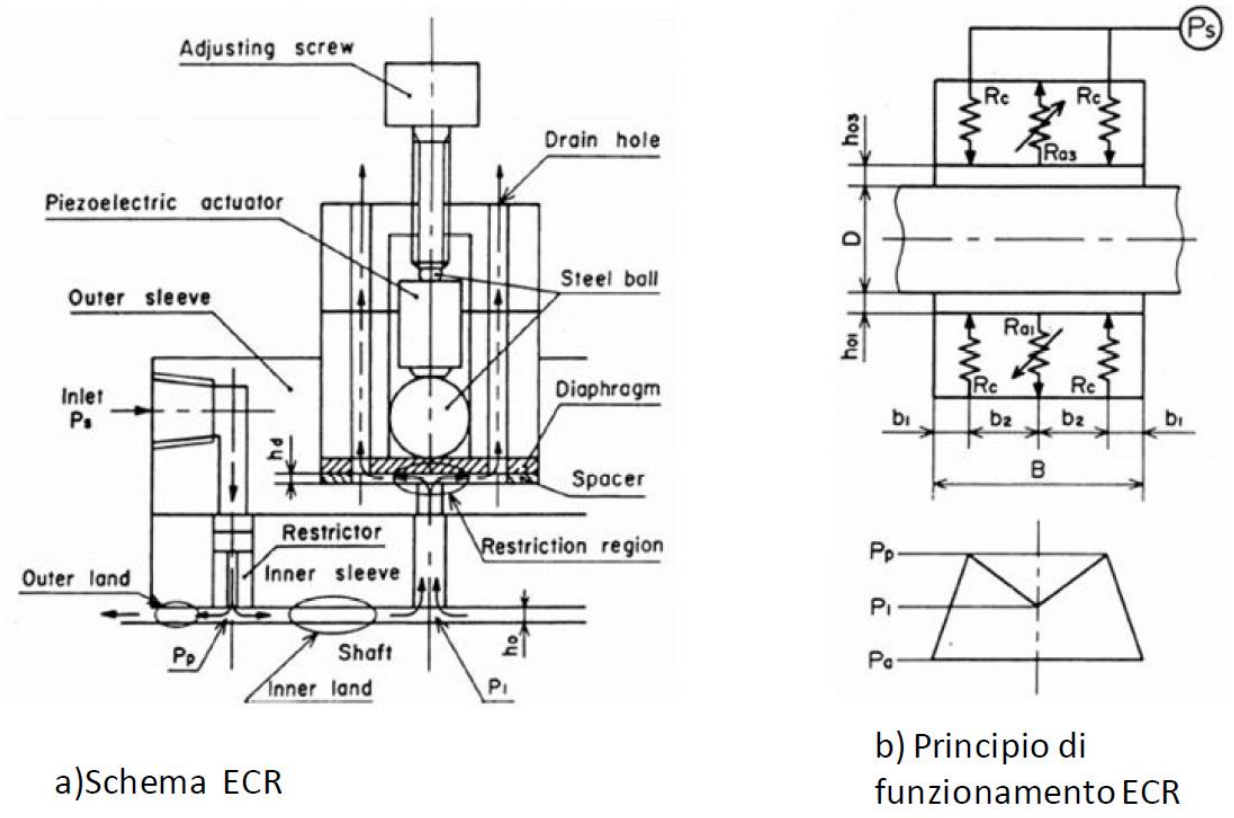


Figura 20 - a) Schema ECR e b)principio di funzionamento. Tratta da: T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015), p. 28.

Come si può osservare, una parte dell'aria che arriva nel meato viene poi raccolta da un canale che porta all'ECR, quest'ultimo composto da:

- un attuatore piezoelettrico;
- una sfera d'acciaio;
- una vite di regolazione;
- una membrana;
- canali di fuoriuscita dell'aria.

[11] H. Mizumoto, T. Matsubara, H. Yamamoto, K. Okuno, M. Yabuya, An Infinite-stiffness Aerostatic Bearing with an Exhaust-control Restrictor, in: P. Seyfried, H. Kunzmann, P. McKeown, M.Weck (Eds.), Progress in Precision Engineering, Springer Berlin Heidelberg, 1991, pp. 315–316.

L’attuatore piezoelettrico, se alimentato da una tensione elettrica, spinge sulla sfera in acciaio e, quindi, sulla membrana in modo da modificare la sezione di passaggio del flusso d’aria verso i canali di fuoriuscita. Funzione della vite è quella di regolare il precarico.

La distribuzione di pressione ha un andamento del tipo rappresentato in *Figura 20b.* Come si può osservare, dipende dalla pressione a monte dell’ECR. Quindi, agendo su tale componente si può modificare la pressione all’interno del meato.

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

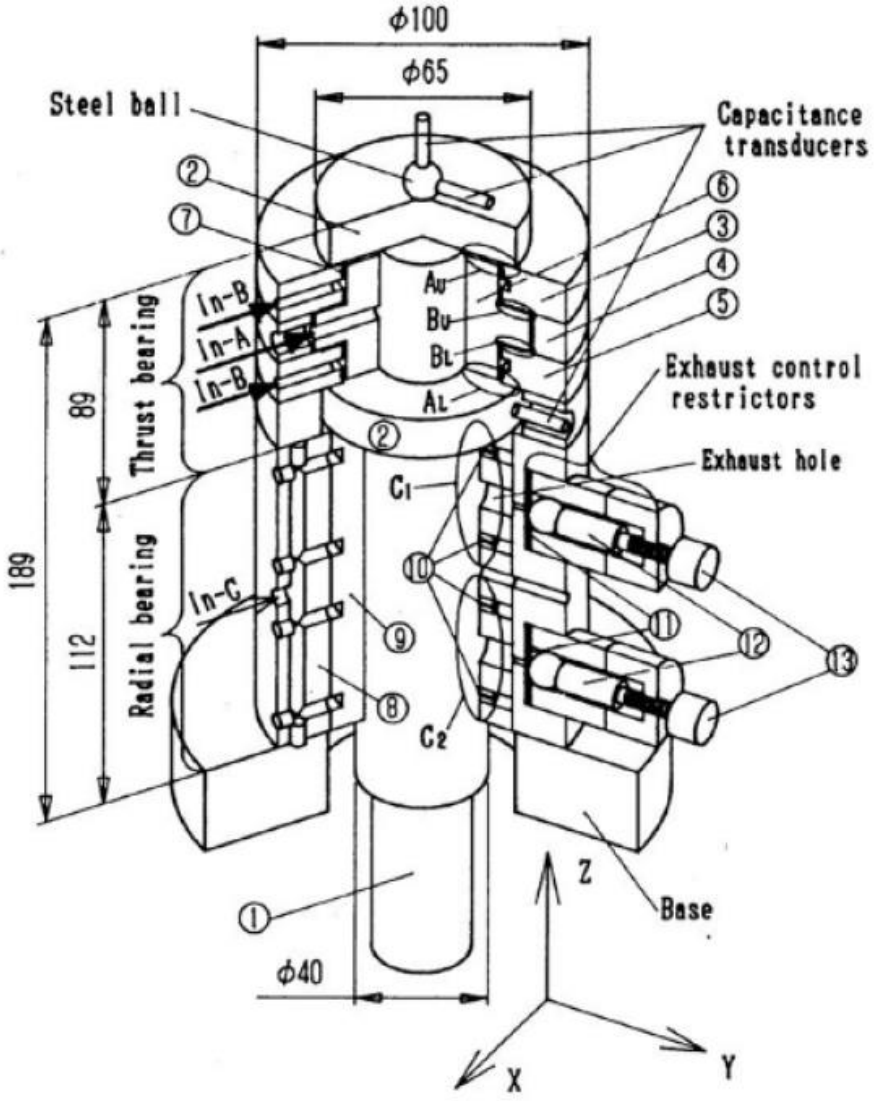


Figura 21 - Cuscinetto pneumostatico con ECR. Tratta da: T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015), p. 27.

Da notare la presenza di trasduttori capacitivi atti a misurare il meato in modo da comandare, mediante il sistema di controllo, gli attuatori piezoelettrici degli ECR.

3.2.2-Compensazione attiva per regolazione di flusso: sistema di iniezione

In questo caso nel cuscinetto si inserisce un sistema di iniezione, presente a monte del flusso di aria che arriva al meato. Il sistema di iniezione regola la sezione di passaggio. Questa soluzione, ideata da Morosi e Santos[12], viene schematizzata di seguito:

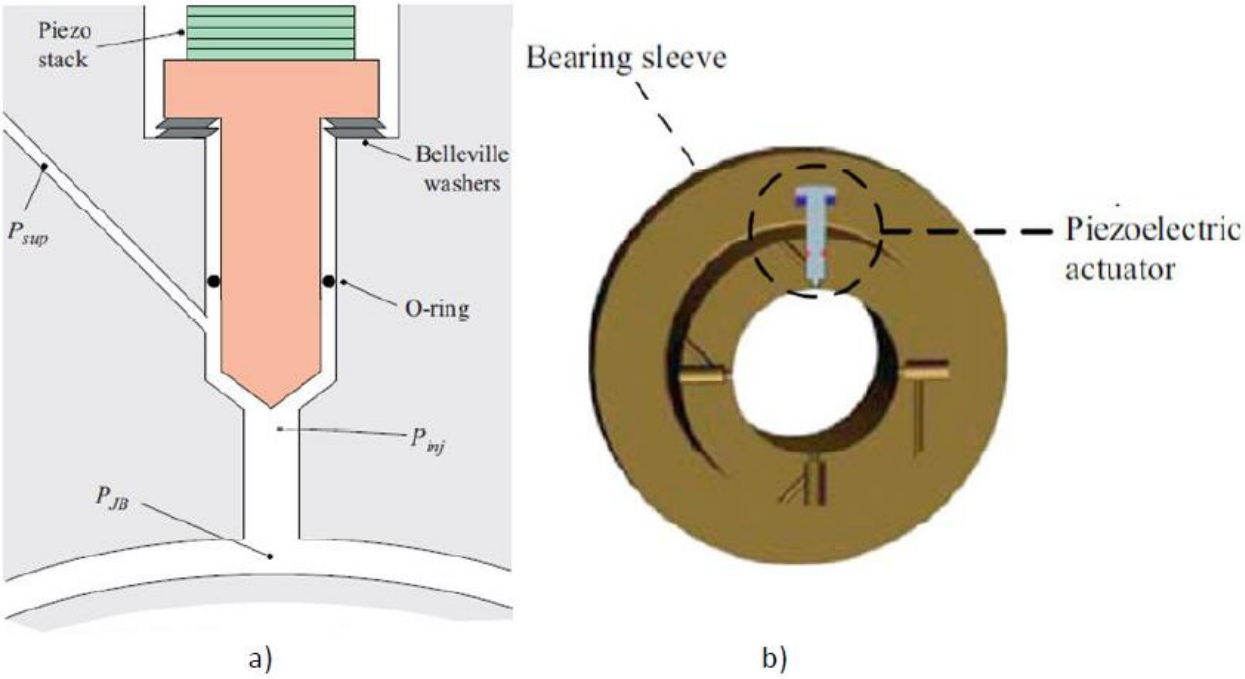


Figura 22 - a)Schema del sistema di iniezione e b) posizione all'interno del cuscinetto. Tratta da: S. Morosi, I. F. Santos, Active lubrication applied to radial gas journal bearings. Part 1: Modeling, Tribology International 44 (2011) 1949–1958.

Come si può osservare nella *Figura 22a,* il sistema di iniezione è formato da:

- attuatore piezoelettrico;
- molle belleville;
- otturatore;
- guarnizione O-ring;
- canali dell'aria.

L'attuatore sotto l'azione di una tensione elettrica premerà sull'otturatore, che modificherà la sua posizione in funzione della forza applicata e della rigidezza delle molle Belleville. L'otturatore camberà così la sezione di passaggio dell'aria regolandone il flusso.

La guarnizione O-ring ha lo scopo di realizzare la tenuta affinché non si creino fughe.

[12] S. Morosi, I. F. Santos, Active lubrication applied to radial gas journal bearings. Part 1: Modeling, Tribology International 44 (2011) 1949–1958.

3.2.3-Compensazione attiva per regolazione di flusso: AIR

Al fine di modificare la distribuzione di pressione nel meato, questa soluzione, denominata AIR (acronimo di "Active Inherent Restrictor") e presentata da Mizumoto et al.[13], utilizza un attuatore piezoelettrico provvisto di un foro attraverso cui passa l'aria. Il sistema di controllo può quindi modificare la posizione da cui viene immessa aria. Di seguito viene mostrato uno schema dell'attuatore.

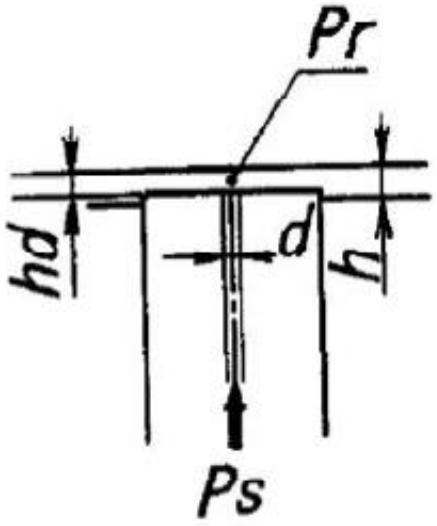


Figura 23 – Attuatore piezoelettrico (PZT) di un AIR. Tratta da: T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015), p. 29.

Come si può notare nella *Figura 23,* il punto di immissione dell'aria si trova ad una distanza h_d dalla superficie opposta diversa in valore dal meato h. Pertanto, agendo sull'attuatore, si può modificare la distanza h_d del punto di immissione dell'aria indipendentemente dal meato e regolare così il flusso d'aria in modo da far variare la distribuzione di pressione sulla superficie attiva del cuscinetto.

A titolo esemplificativo si vuole rappresentare nella figura sottostante la disposizione degli AIR sulla superficie di un pattino:

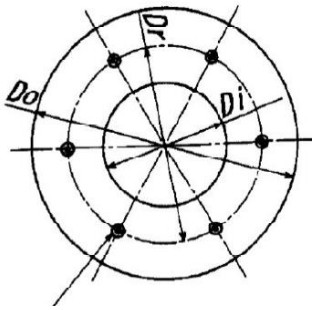


Figura 24 - Disposizione AIR sulla superficie di un pattino. Tratta da: T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015), p. 29.

La figura che segue mostra invece lo spaccato di un cuscinetto rotativo con installati gli AIR.

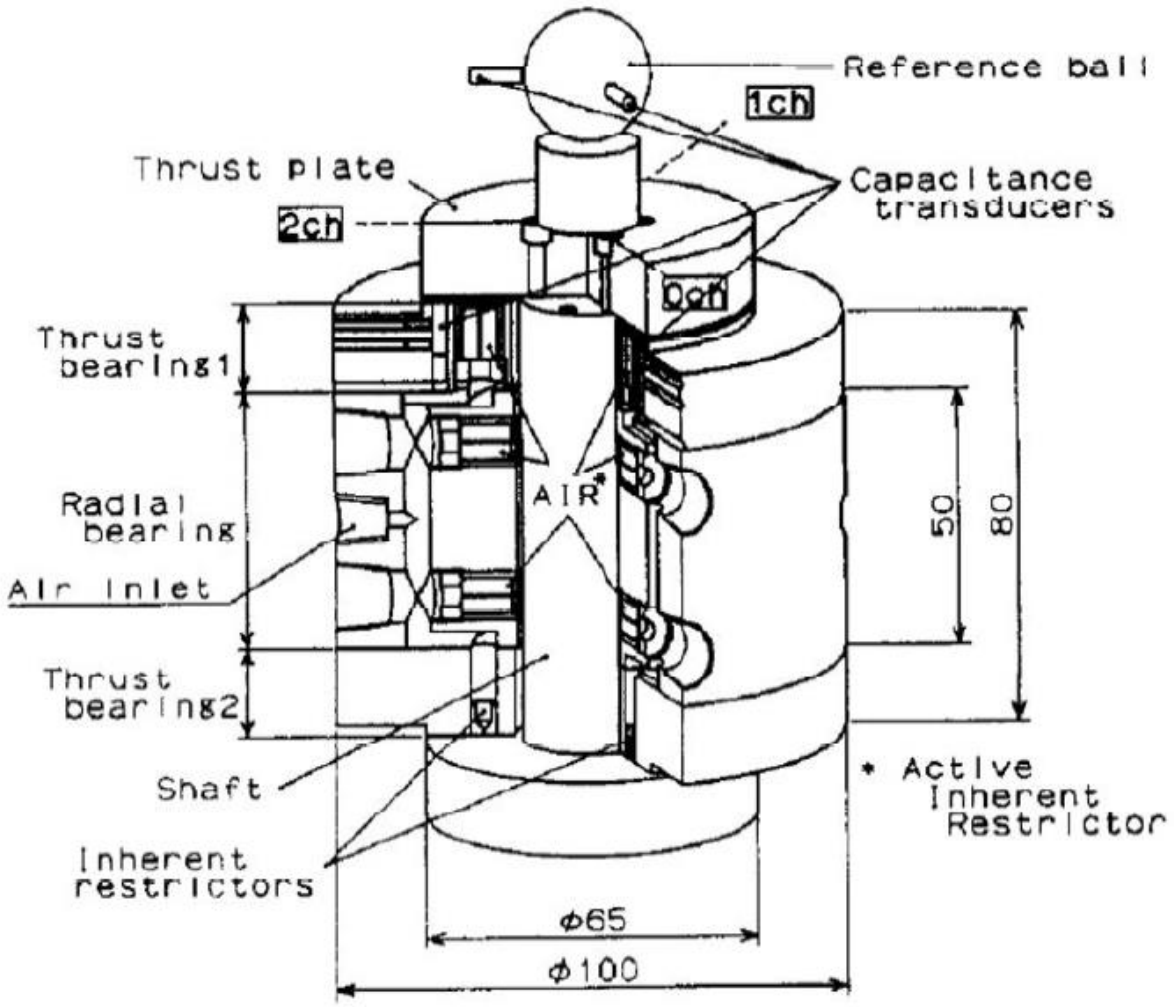


Figura 25 - Spaccato di un cuscinetto rotativo con installati degli AIR. Tratta da: T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015), p. 29.

Anche in questo caso bisogna notare che per effettuare un vero controllo è necessario l'utilizzo di trasduttori che misurino lo spessore del meato.

3.2.4-Compensazione attiva per regolazione di flusso: con precarico magnetico

Questa tipologia di compensazione attiva, proposta da Ro[13], utilizza degli attuatori magnetici per imprimere sui pattini un precarico. Mediante l'utilizzo di magneti permanenti e bobine si crea un sistema di controllo agente sui cuscinetti.

La soluzione viene applicata su un sistema a guida lineare. Per garantire un buon posizionamento della tavola mobile conviene effettuare un precarico che la spinga contro i supporti.

Di seguito vengono mostrate varie tipologie di precarico:

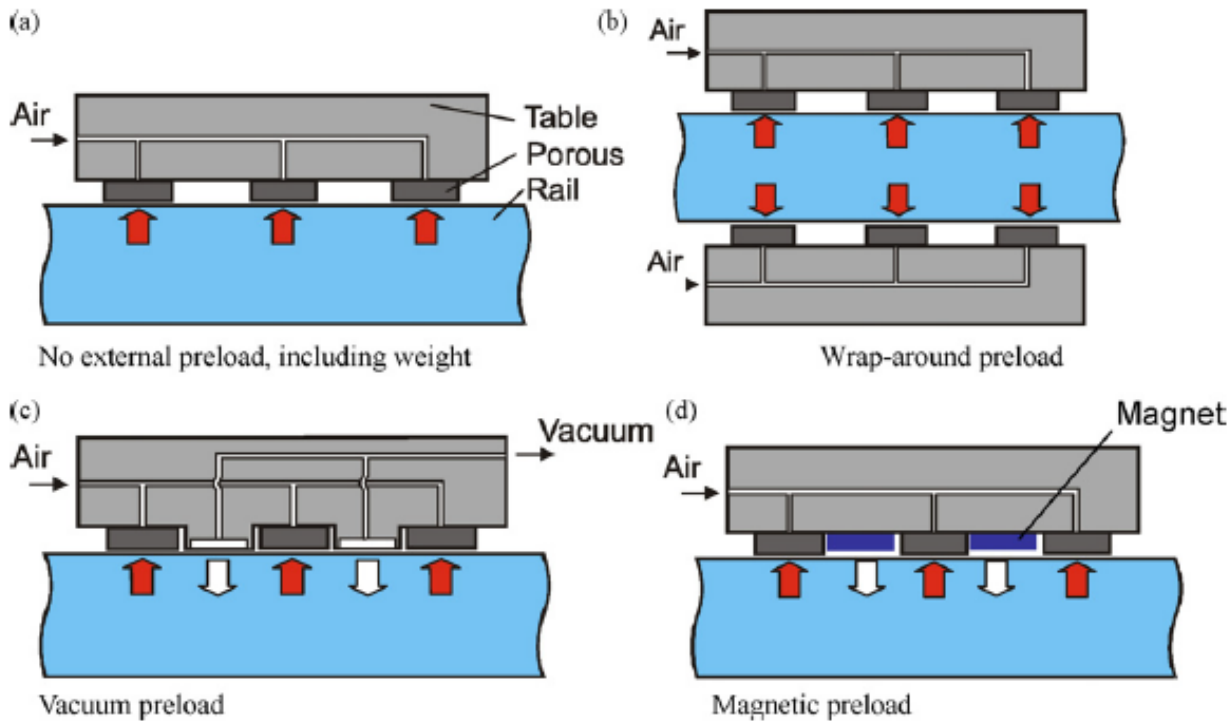


Figura 26 - Tipologie di precarico su un sistema di guida lineare con supporti ad aria. Tratta da: S.-K. Ro, S. Kim, Y. Kwak, C. H. Park, A linear air bearing stage with active magnetic preloads for ultraprecise straight motion, Precision Engineering 34 (2010), p. 187

In *Figura 26b* viene mostrata una configurazione convenzionale in cui i supporti ad aria sono contrapposti, in modo da garantire il posizionamento della tavola. In *Figura 26c*, invece, viene fatto uso della tecnologia del vuoto per creare una depressione che precaricherà la tavola contro i pattini, garantendo così il posizionamento.

La soluzione tecnologica che in particolare si vuole qui analizzare è quella rappresentata in *Figura 26d*, dove l'azione di precarico dei cuscinetti è esercitata da magneti permanenti sotto l'effetto di campi magnetici creati da bobine.

[13] S.-K. Ro, S. Kim, Y. Kwak, C. H. Park, A linear air bearing stage with active magnetic preloads for ultraprecise straight motion, Precision Engineering 34 (2010) 186–194.

Le immagini sottostanti contribuiscono a chiarire meglio il principio di funzionamento del sistema in questione.

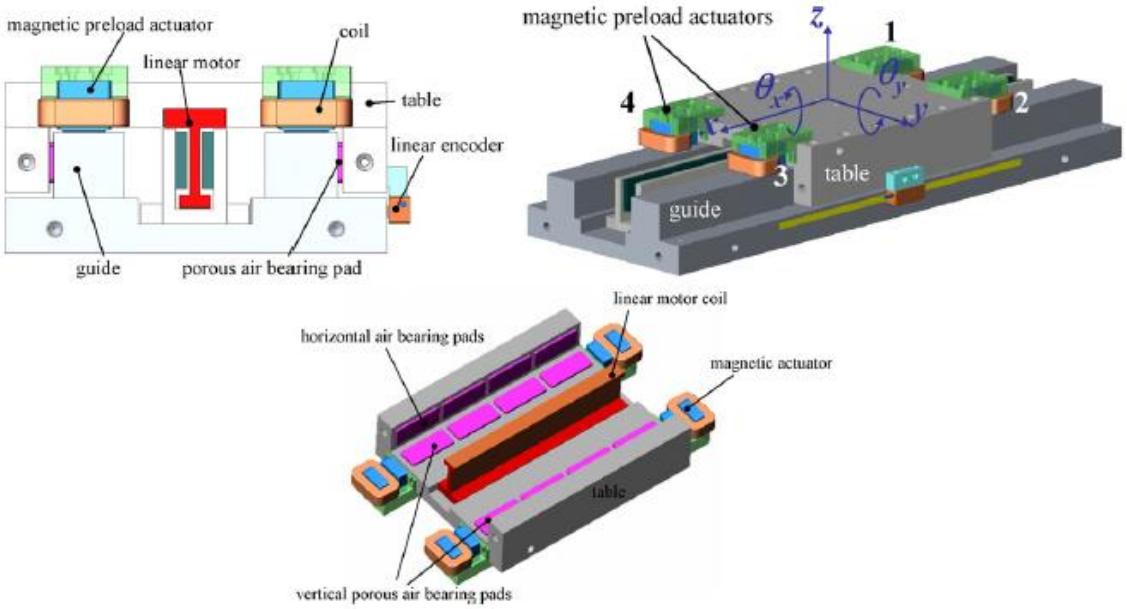


Figura 27 - Un sistema di guida lineare con precarichi magnetici. Tratta da: S.-K. Ro, S. Kim, Y. Kwak, C. H. Park, A linear air bearing stage with active magnetic preloads for ultraprecise straight motion, Precision Engineering 34 (2010), p. 187

Come si può osservare l'attuazione deriva dalle bobine che generano un campo magnetico, in modo da regolare il precarico della tavola sui cuscinetti.

3.2.5-Compensazione attiva per regolazione di flusso: con valvole pneumatiche

Si può regolare il flusso di aria anche mediante valvole pneumatiche sottoposte ad un sistema di controllo.

Un sistema di questo tipo fu ideato da Russell[14]:

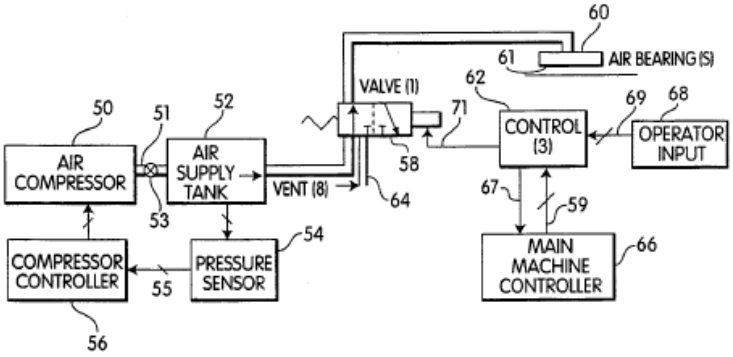


Figura 28 - Sistema di controllo per la compensazione attiva di pattini pneumostatici con valvole pneumatiche. Tratta da: G. W. Russell, Air bearing control system, 1994.

[14] G. W. Russell, Air bearing control system, 1994.

Come rappresentato in *Figura 28,* l'elettrovalvola, alimentata da un compressore, regola la portata di aria che arriva al pattino. La valvola viene comandata da un sistema di controllo, così da permettere la compensazione attiva del supporto.

3.2.6-Compensazione attiva ibrida con variazione geometrica della superficie attiva

Questa soluzione, introdotta da Al Bender et al.[15], modifica il flusso di aria agendo sulla geometria del pattino.

Più precisamente, la modifica del flusso d'aria si ottiene in questo caso agendo su degli attuatori piezoelettrici che deformano un piatto la cui superficie sottostante è quella attiva. Nella figura sottostante è rappresentata la schematizzazione di un cuscinetto con compensazione attiva ibrida mediante variazione geometrica.

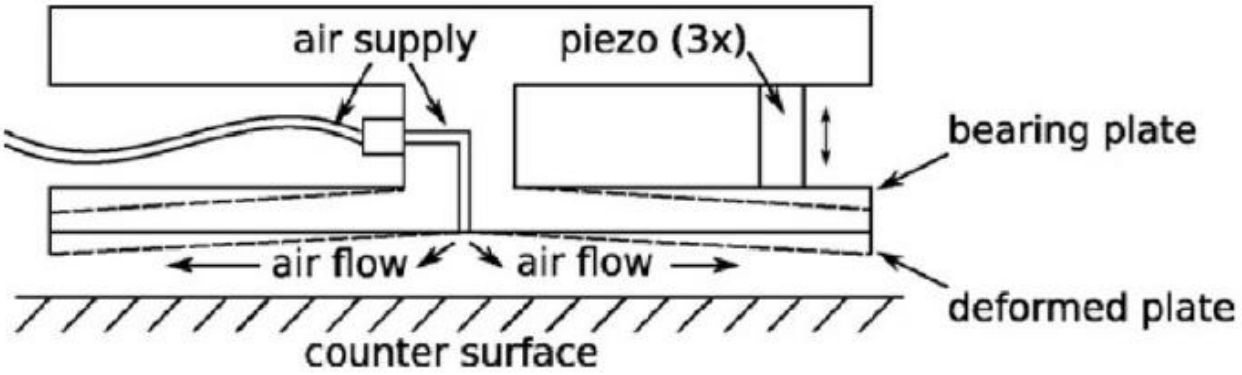


Figura 29 - Schema di un cuscinetto con compensazione attiva ibrida mediante variazione geometrica. Tratta da: F. Al-Bender, On the modelling of the dynamic characteristics of aerostatic bearing films: From stability analysis to active compensation, Precision Engineering 33 (2009) 117–126.

La figura evidenzia sia l'alimentazione dell'aria al di sotto del piatto attraverso un foro situato nello stesso, sia la presenza al di sopra del piatto di tre attuatori piezoelettrici disposti simmetricamente. Questi ultimi, comandati da un sistema di controllo, deformeranno il piatto modificando la distribuzione di pressione sulla superficie attiva.

[15] F. Al-Bender, On the modelling of the dynamic characteristics of aerostatic bearing films: From stability analysis to active compensation, Precision Engineering 33 (2009) 117–126.

3.2.7-Scelta degli attuatori

Ogni tipologia di attuatori ha le sue caratteristiche di efficienza, energia specifica, costi etc.

Sicché, sulla valutazione della convenienza della scelta dell'uno o dell'altro tipo di attuatore incidono molteplici fattori. Nella tabella sotto riportata sono elencati i vantaggi e svantaggi che comporta ogni singola tipologia di attuatore.

Tipologia attuatore	Vantaggi	Svantaggi
PZT (piezoelettrico)	- elevate dinamiche -elevata efficienza -elevata energia specifica -alta risoluzione -bassa isteresi	-brevi corse -necessità di sistema di controllo ausiliario -non linearità -tipicamente fragile
Magnetostrittivo	- elevata energia specifica -attuazione senza contatto - elevate dinamiche - elevata efficienza -discreta risoluzione -discreto sforzo di attuazione -medio-bassa isteresi	-necessità di sistema di controllo ausiliario -brevi corse -non linearità -tipicamente fragile
Elettromagnetico	- discrete dinamiche -media efficienza - attuazione senza contatto -discrete corse - discreta energia specifica - discreta risoluzione -bassa isteresi	-non linearità -necessità di sistema di controllo ausiliario
Valvole pneumatiche	-economiche - discreta energia specifica -grandi corse - discreta risoluzione - discreta energia specifica	-elevate isteresi -non linearità -perdite -bassa efficienza - basse dinamiche -rumorose

Tabella 2 - Confronto vantaggi e svantaggi fra tipologie di attuatori. Tratta da: T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015), p. 38.

Per piccole corse gli attuatori piezoelettrici e i materiali magnetostrittivi presentano le migliori caratteristiche dinamiche. Per maggiori spostamenti è necessario orientarsi su attuatori elettromagnetici oppure su valvole pneumatiche.

Per le due tipologie che sfruttano i campi magnetici si ha l'ulteriore vantaggio dell'assenza di contatto nell'attuazione.

Le valvole pneumatiche, pur comportando i maggiori svantaggi dal punto di vista delle prestazioni, rappresentano la tipologia di attuazione più impiegata per via dei loro bassi costi.

3.3-Compensazione semi-attiva

Rientrano in questa tipologia di compensazione quelle soluzioni che non necessitano di un feedback elettronico. Per queste il controllo è gestito da un sistema interamente pneumatico. Il ricorso a tale metodo di compensazione mira a minimizzare i costi.

3.3.1-Valvola a tre membrane per boccola pneumostatica

Belforte et al.[16] svilupparono una valvola a tre membrane il cui schema di funzionamento è rappresentato di seguito.

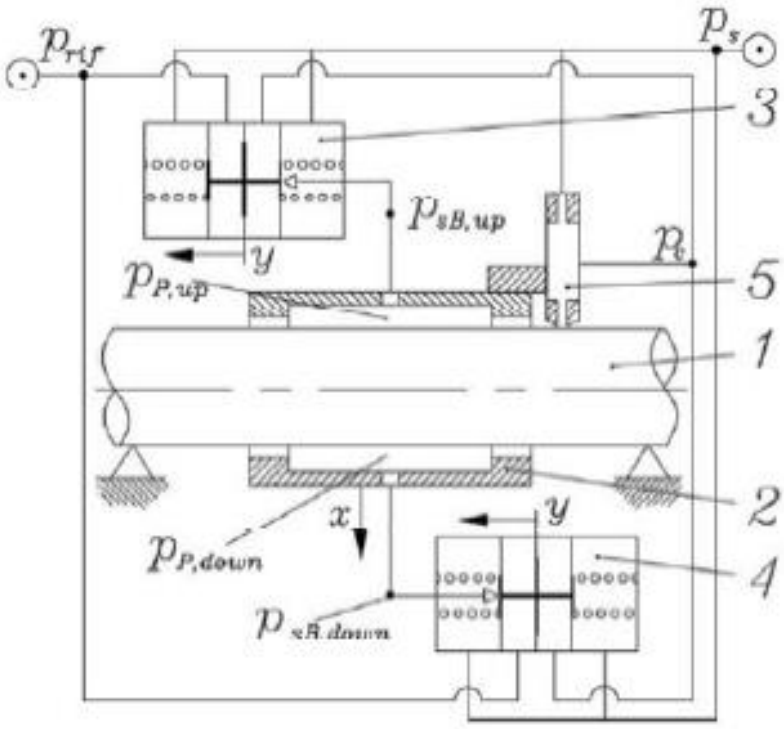


Figura 30 - Schema di funzionamento valvola a tre membrane di Belforte et al. Tratta da: Belforte G, Raparelli T, Viktorov V, Trivella A. Analysis of steady and transient characteristics of pneumatic controlled air bearing. In: Proceedings of the 5th JFPS Internat

In figura sono rappresentati:

1. Albero;
2. Boccola;
3. Valvola superiore;
4. Valvola inferiore;
5. Sensore a contropressione.

Se l'albero si sposta in senso radiale, il sensore a contropressione lo rileverà mandando alle valvole una pressione maggiore tale da deformare le membrane.

[16] Belforte G, Raparelli T, Viktorov V, Trivella A. Analysis of steady and transient characteristics of pneumatic controlled air bearing. In: Proceedings of the 5th JFPS International Symposium on Fluid Power, Nara, Japan; 2002, p. 699–704.

Mediante la deformazione delle membrane l'otturatore interno alla valvola si sposterà in una nuova configurazione dipendente dalla rigidezza delle molle.

La posizione dell'otturatore modifica il flusso d'aria che arriva alla boccola, effettuando la compensazione sul supporto.

La regolazione è attuata mediante due valvole al di sopra e al di sotto dell'albero. Se il sensore a contropressione rileva una maggior pressione essa aumenterà la sezione di passaggio su una valvola, mentre la diminuirà sull'altra.

La valvola presenta la seguente sezione costruttiva opportunamente colorata.

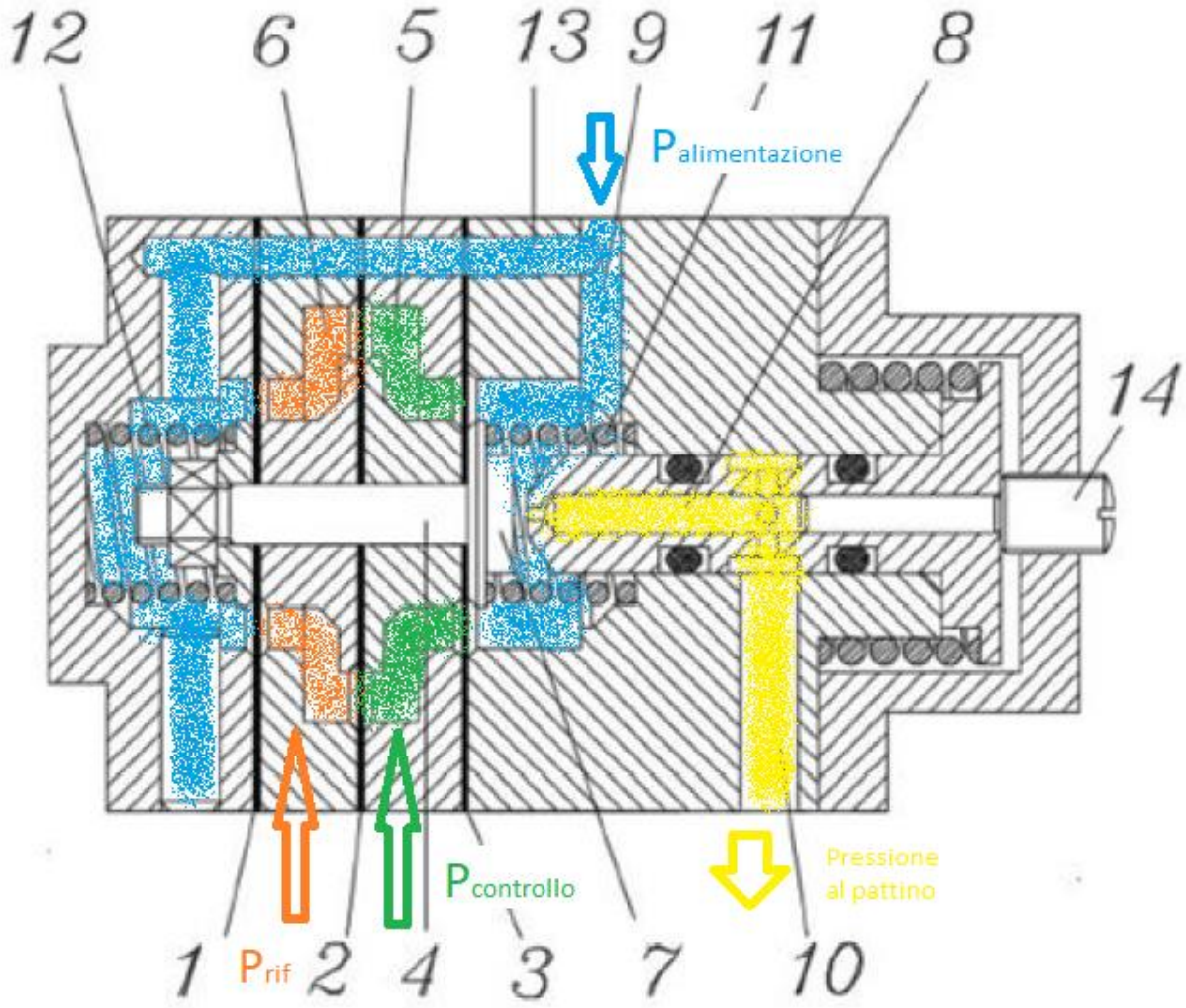


Figura 31 - Sezione costruttiva valvola a tre membrane di Belforte et al. Tratta da: Belforte G, Raparelli T, Viktorov V, Trivella A. Analysis of steady and transient characteristics of pneumatic controlled air bearing. In: Proceedings of the 5th JFPS International Symposium on Fluid Power, Nara, Japan; 2002, p. 699–704.

Come si può vedere in *Figura 31,* le camere colorate in blu sono comunicanti fra loro alla pressione di alimentazione. Il loro effetto sarà quindi bilanciato: non modificano la posizione dell'otturatore.

Al contrario è la camera arancione a determinare la posizione iniziale dell'otturatore.

La pressione nella camera verde è quella di controllo che regola la posizione dell'otturatore durante il funzionamento.

L'aria che arriverà al pattino, colorata in giallo, viene canalizzata in un ugello interno alla valvola. Quindi, il flusso d'aria dipenderà dalla distanza fra l'ugello e l'otturatore, quest'ultimo movimentato durante il funzionamento.

Si può, inoltre, al fine di regolare la posizione iniziale dell'ugello, utilizzare un sistema di regolazione a vite, visibile a destra nella sezione costruttiva.

La tenuta delle camere è garantita dalle membrane in materiale gommoso.

3.3.2-Valvola ad una membrana per pattino rettangolare

Per poter utilizzare un controllo semi-attivo su pattini rettangolari molto piccoli è stata pensata una valvola ad una membrana di dimensioni inferiori a quella precedente.

Il funzionamento è rappresentato nello schema sotto riportato.

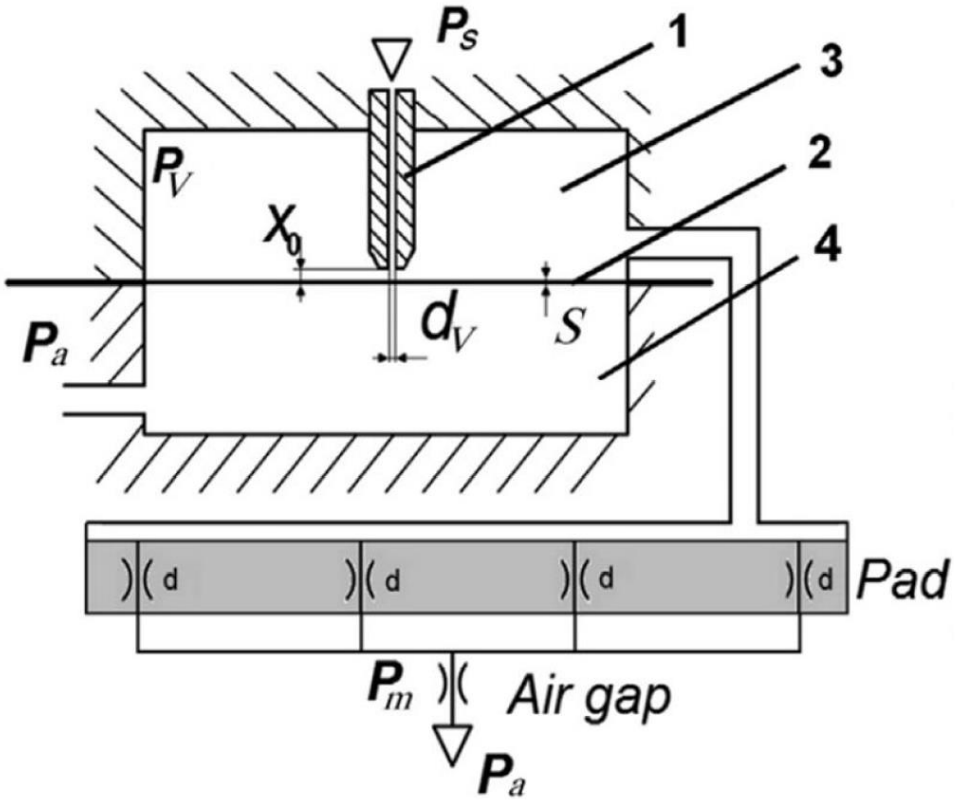


Figura 32 - Schema di funzionamento valvola ad una membrana. Tratta da: Danial Ghodsiyeh, Experimental and Numerical study of Air thrust bearing controlled by diaphragm valve, Politecnico di Torino, 2017, p. 3

La sezione di passaggio in questo caso è determinata dalla distanza fra l'ugello e la membrana. La rigidezza è data proprio dalla membrana essendo di materiale metallico.

La pressione agente sulla membrana è quella a monte del pattino. Al diminuire del meato aumenterà la resistenza pneumatica determinando un aumento di pressione a monte che deformerà maggiormente la membrana.

Di seguito ne viene mostrata la sezione costruttiva.

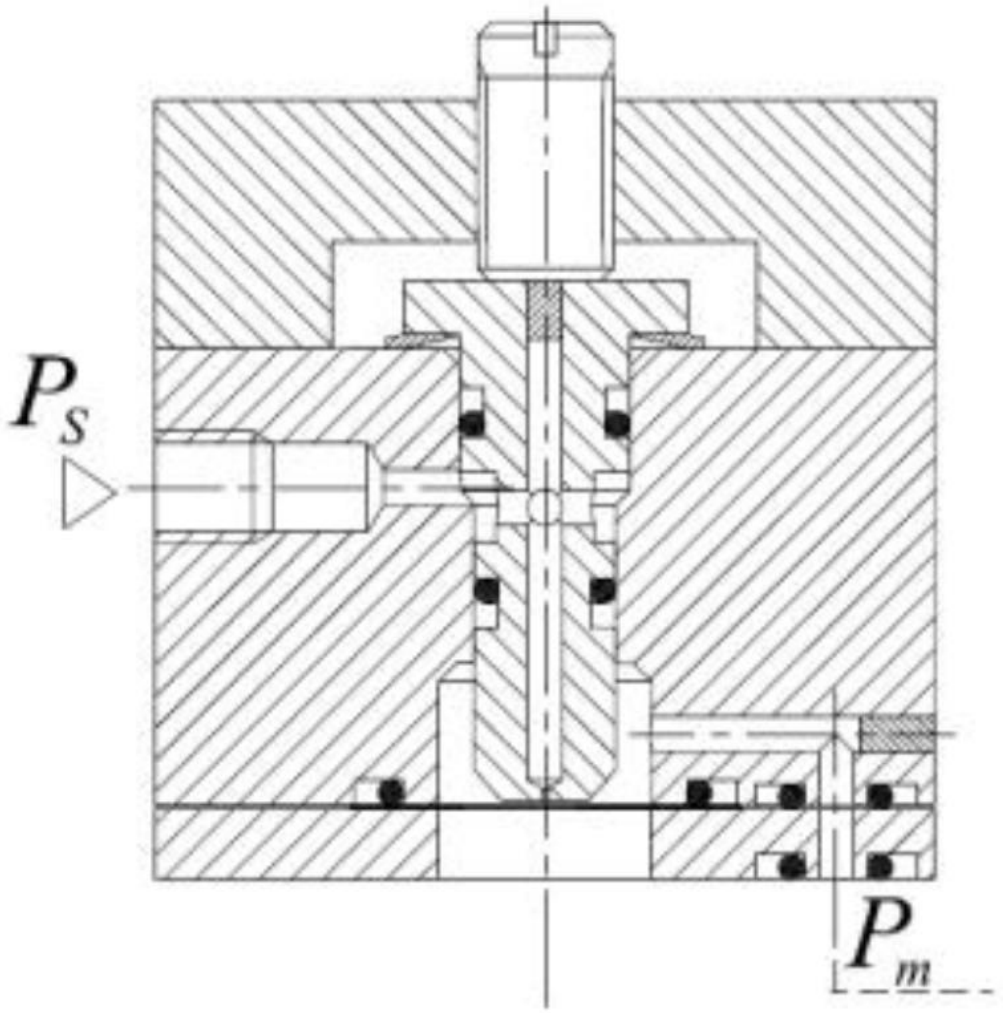


Figura 33 - Sezione costruttiva valvola ad una membrana. Tratta da: Danial Ghodsiyeh, Experimental and Numerical study of Air thrust bearing controlled by diaphragm valve, Politecnico di Torino, 2017, p. 3

La posizione iniziale dell'ugello viene regolata da un meccanismo a vite, mentre la tenuta è garantita da guarnizioni O-ring.

4-Prototipo valvola a tre membrane

La valvola oggetto della tesi rientra nella tipologia di compensazione semi-attiva. Si tratta di un adattamento della valvola a tre membrane di Belforte et al. per il suo utilizzo su pattini rettangolari. A tal fine si è provveduto ad eseguire un'operazione di rimpicciolimento delle dimensioni della valvola stessa.

Il compito della valvola è quello di effettuare un controllo sui pattini. Ai vantaggi economici derivanti dal ricorso a questa tipologia di compensazione si è già sopra accennato. Ulteriore motivo alla base dell'utilizzo della valvola di cui trattasi è la ricerca di una maggiore ripetibilità rispetto alla soluzione a una sola membrana. La regolazione di quest'ultima avviene mediante un sistema a vite che non garantisce una buona ripetibilità, poiché la precisione di posizionamento richiesta a tale scopo è dell'ordine dei micron. Regolando invece la posizione dell'otturatore con una pressione di riferimento, come nel caso della valvola a tre membrane, appare di tutta evidenza che si è in grado di ottenere una precisione nel posizionamento con una maggiore risoluzione. L'attività di tesi è partita dal lavoro di una tesista precedente, Laura Proietti, che della valvola ha eseguito i primi disegni.

4.1-Funzionamento

Questa tecnica di compensazione, come già discusso, migliora le performance del pattino regolando il flusso di aria mediante una valvola a membrane con otturatore.

Il funzionamento della valvola a tre membrane è schematizzato nella figura sottostante.

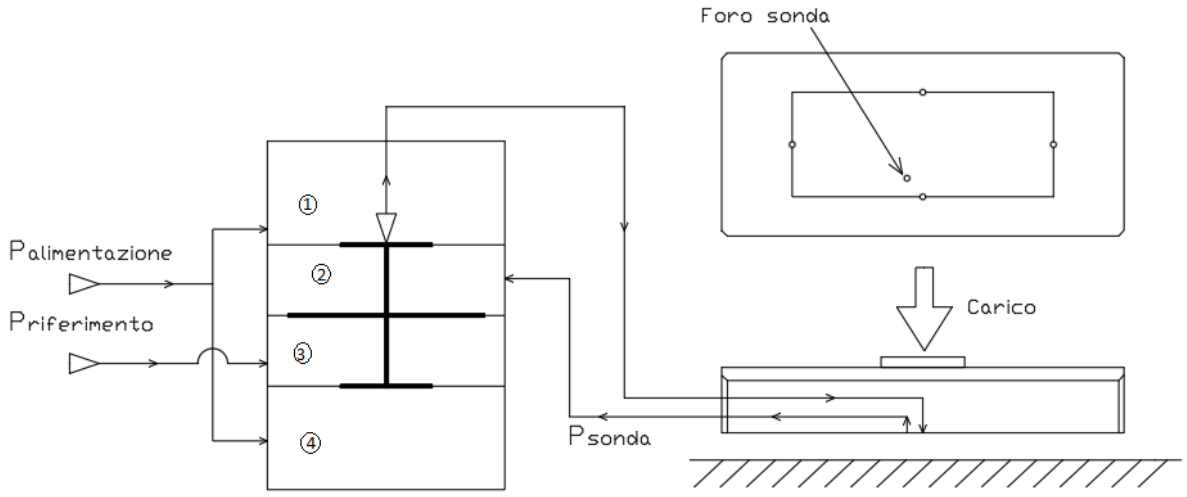


Figura 34 - Schema funzionamento valvola a tre membrane.

Osservando la *Figura 34*, si nota che il pattino ha un foro sonda sulla superficie attiva. Il foro sonda costituisce il feedback del sistema, fondamentale per il funzionamento del sistema.

Nelle camere 1 e 4 arriva l'aria alla pressione di alimentazione. Queste deformeranno le membrane simmetricamente opposte, ma, stante l'uguaglianza delle aree di azione e il conseguente bilanciamento delle forze generate, l'otturatore non si sposterà dalla sua posizione.

La camera 3 è alimentata alla pressione di riferimento, utilizzata per regolare la posizione iniziale dell'otturatore. La pressione agirà sulle due membrane adiacenti alla camera. La risultante delle forze generate, in modulo determinata dalla differenza fra le aree, avrà verso e direzione tali da tendere ad otturare l'ugello.

Alla camera 2, invece, viene convogliata la pressione di feedback del foro sonda. Per questa camera valgono considerazioni analoghe a quelle svolte per la camera 3. L'unica precisazione da fare è che qui la risultante delle forze generate ha retta e verso d'azione tali da tendere ad allontanare l'otturatore dall'ugello.

Per spiegare meglio il funzionamento del sistema pneumatico in esame, si reputa opportuno dettagliare, qui di seguito, la sequenza di azioni con cui la valvola effettua il controllo.

- Il carico subisce una variazione, supponiamo un aumento di forza;
- l'aumento di forza provocherà una riduzione dello spessore del meato e, quindi, un incremento di pressione al di sotto del pattino;
- tramite il foro sonda questa pressione è in grado di arrivare alla camera 2 del pattino;
- l'otturatore si sposterà nella direzione opposta all'ugello tramite la deformazione della membrana. La nuova posizione sarà determinata dalla rigidezza della membrana;
- il flusso d'aria che arriva al pattino sarà aumentato dato che, per il punto precedente, si ha una maggiore sezione di passaggio;
- il maggior flusso d'aria determinerà una spinta maggiore sul pattino verso l'alto che tenderà a portarlo ad una configurazione a meato maggiore compensando in parte la sua riduzione.

Il diagramma a blocchi sotto riportato sintetizza la sequenza di azioni che si svolgono nel sistema.

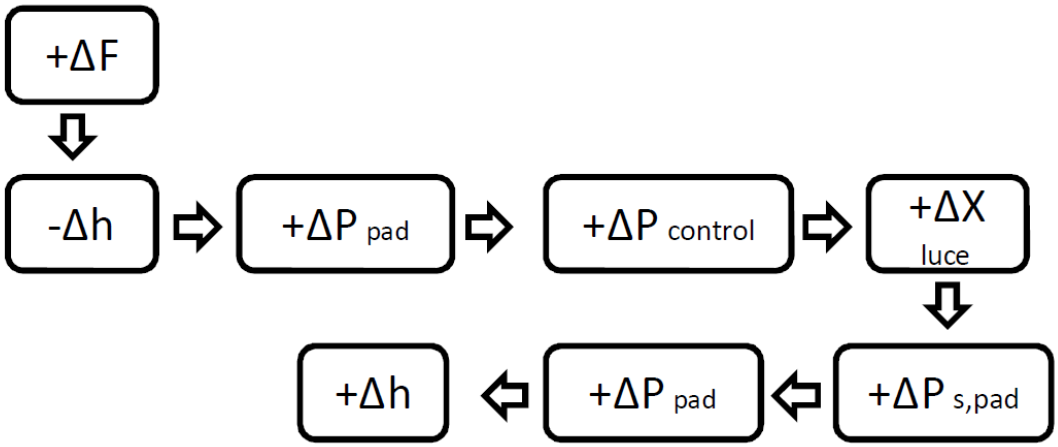


Figura 35 - Diagramma a blocchi schematico della valvola a tre membrane. Tratta da: Laura Proietti, Studio di una valvola a membrana per il controllo di cuscinetti pneumostatici assiali, Politecnico di Torino, 2017, p. 29

4.2-Design

Il design della valvola oggetto della tesi è stato sviluppato a partire da quello della valvola di Belforte et al., e ciò al fine precipuo di adattare questa a dimensioni inferiori. Del 30%, per l'esattezza, è stata la riduzione delle sue dimensioni di base; del 35%, invece, quella dell'altezza.

La valvola in argomento ha la forma di un parallelepipedo di base quadrata. Nella figura che segue viene rappresentata la sua sezione costruttiva. Per agevolare la comprensione, si è ritenuto doveroso contraddistinguere le camere della valvola con colori diversi in funzione della pressione agente.

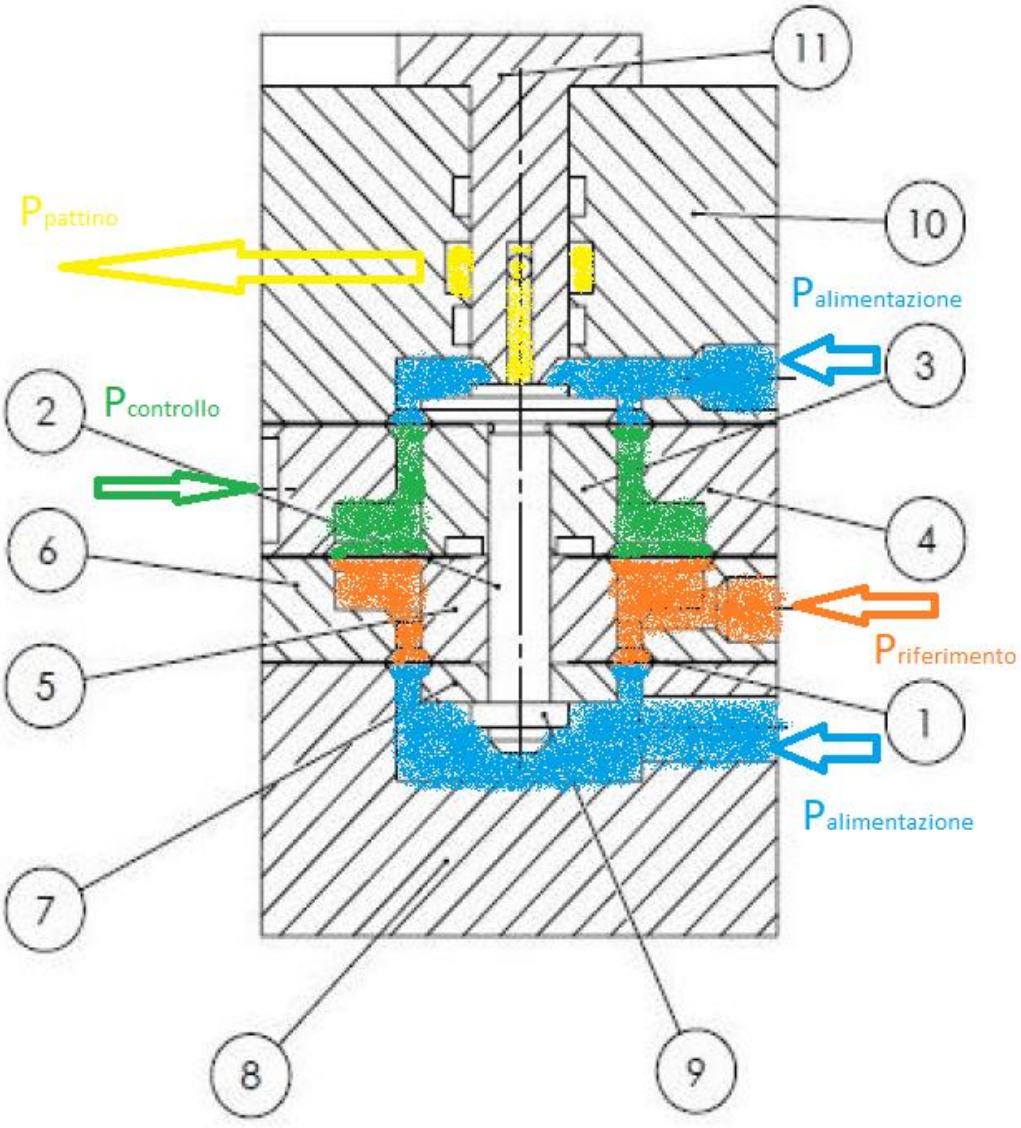


Figura 36 - Sezione costruttiva prototipo di valvola a tre membrane.

Il principio di funzionamento resta immutato anche con l'adozione di soluzioni tecnologiche differenti.

In particolare, la valvola in questione è sprovvista del sistema di regolazione a vite per la posizione dell'ugello, onde scongiurare il problema della scarsa ripetibilità.

Quanto alla rigidezza, invece, si è deciso, date le dimensioni particolarmente ridotte della valvola, di fare affidamento non su delle molle, ma su membrane metalliche.

La posizione dell'otturatore verrà determinata dalle pressioni in gioco e dalla rigidezza delle membrane, così da far modificare la sezione di passaggio dell'aria.

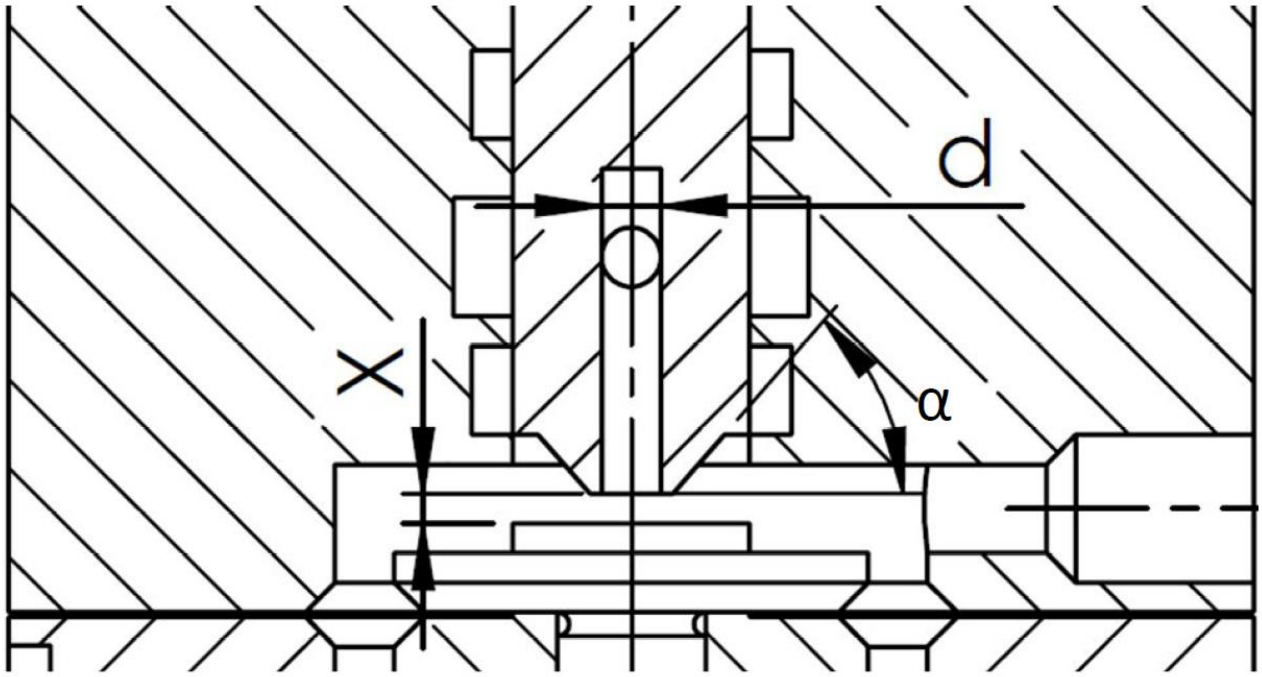


Figura 37 - Dettaglio sezione di passaggio ugello-otturatore.

La posizione dell'otturatore *X* è il parametro che varia durante il funzionamento, mentre *d* e *α* rimangono chiaramente fissi. Se l'otturatore si sposta nella direzione opposta all'ugello, allora *X* aumenta determinando un incremento della sezione di passaggio e, quindi, del flusso di aria che arriverà al pattino.

Di seguito vengono mostrate alcune viste esterne.

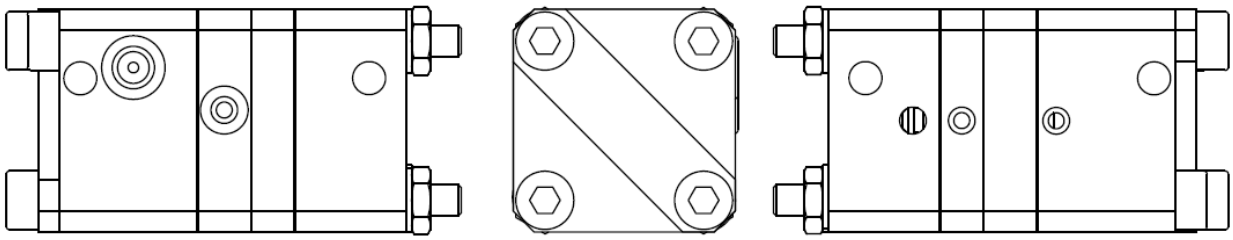


Figura 38 - Esterno prototipo valvola a tre membrane.

Come si può vedere, il prototipo presenta diversi fori:

- due fori passanti, opposti, i quali servono al fissaggio della valvola sul pattino;
- due fori con O-Ring nella vista di sinistra: uno per l'aria che va ad alimentare il pattino e l'altro per la pressione di feedback;

- tre fori filettati nella vista di destra per alimentare le rimanenti camere alle diverse pressioni.

L'aria fra pattino e valvola è trasmessa con il contatto fra le due rispettive facce. Da qui l'evidente necessità di utilizzare degli O-Ring per assicurare un'opportuna tenuta.

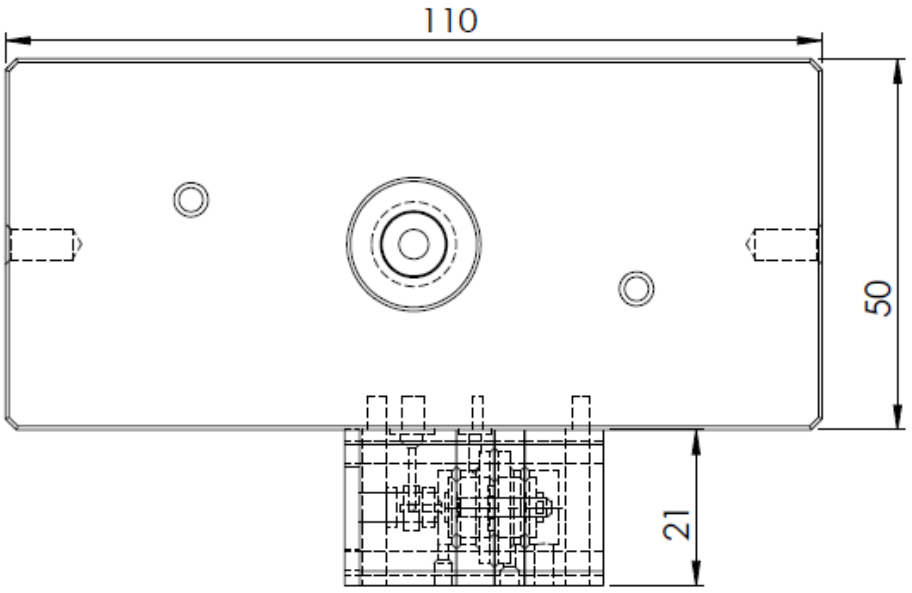


Figura 39 - Pattino con montato il prototipo di valvola a tre membrane.

4.3-Problemi riscontrati

Il prototipo di valvola basato sui disegni di Proietti è stato costruito presso la Mager srl. L'immagine sottostante è una riproduzione fotografica della valvola. La moneta da cinque centesimi, poggiatavi accanto, consente di far apprezzare ancor di più le dimensioni particolarmente ridotte della valvola stessa.

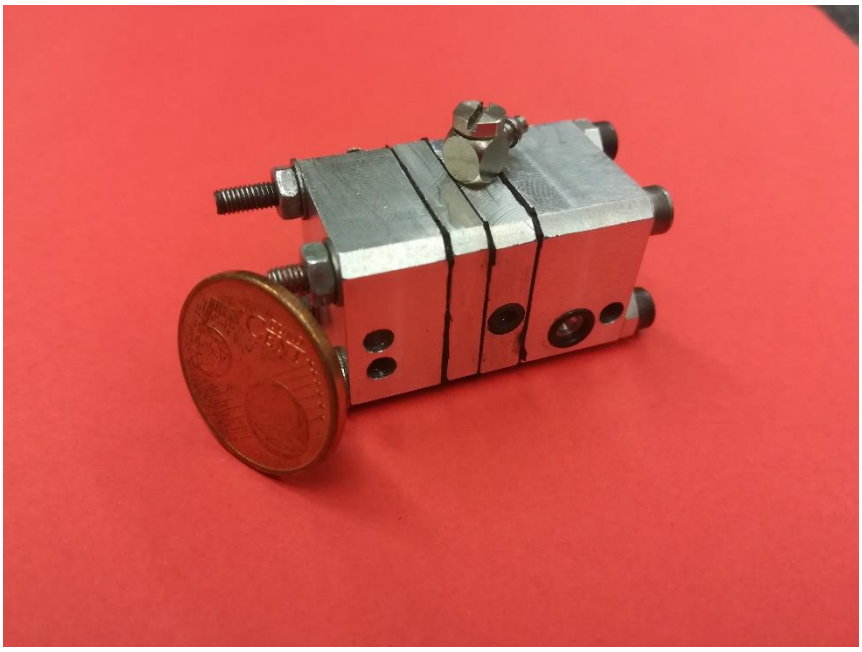


Figura 40 - Foto prototipo.

Le membrane, fornite dal Politecnico, sono metalliche in ottone.

Una volta collegata la valvola all'alimentazione si è scoperto che essa non aveva una corretta tenuta:

- sulle facce laterali dove vi sono le membrane;
- fra le camere, essendosi notato che, alimentando una sola camera, l'aria fuoriusciva dagli altri fori del prototipo;
- in corrispondenza delle viti, conseguenza diretta del primo punto.

Notevolmente ridotta, in conseguenza della scarsa tenuta, risultava, ovviamente, la portata di aria che arrivava al pattino.

Alla luce di quanto emerso, si è proceduto a ricavare degli alloggiamenti per gli O-Ring su tutti i pezzi.

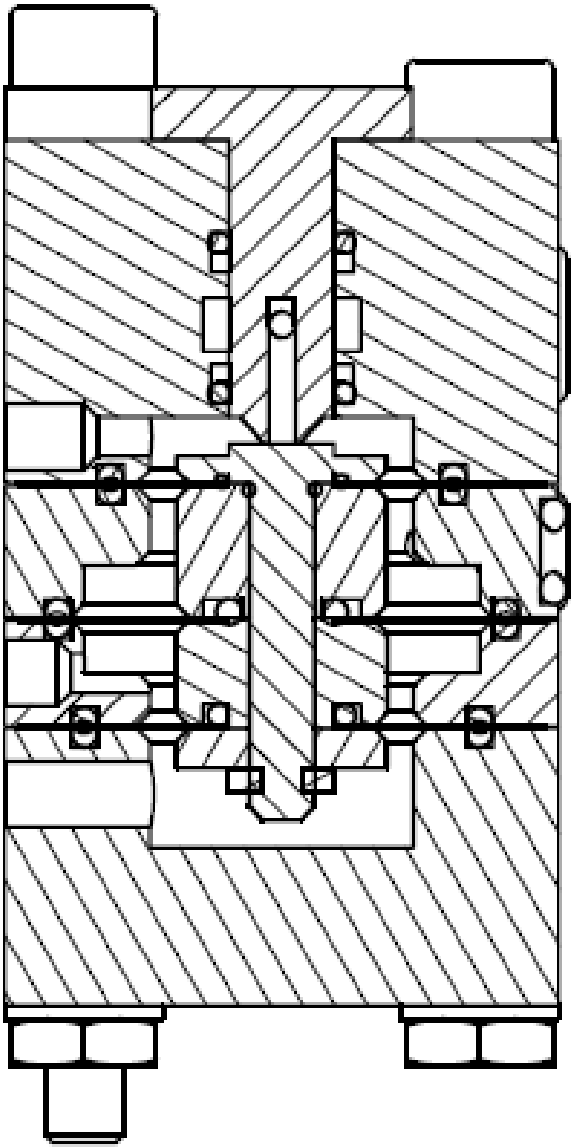


Figura 41 - Prototipo modificato con sedi per O-Ring.

Nonostante queste modifiche, il problema si ripresentava ugualmente, anche se in misura molto ridotta.

Non se ne sono capite le ragioni. Probabilmente sono da ricollegare a problemi tecnologici. Nella lavorazione di una sede si è sfondato un foro. Problema risolto con del sigillante. Altro problema rilevato, che avrebbe potuto rivestire un'importanza cruciale, quello dell'incertezza della misura, sollevato dagli spallamenti di dimensioni molto piccole presentati a disegno dagli elementi centrali. Di seguito viene schematizzato quello che succede nel caso in cui le misure non siano corrette.

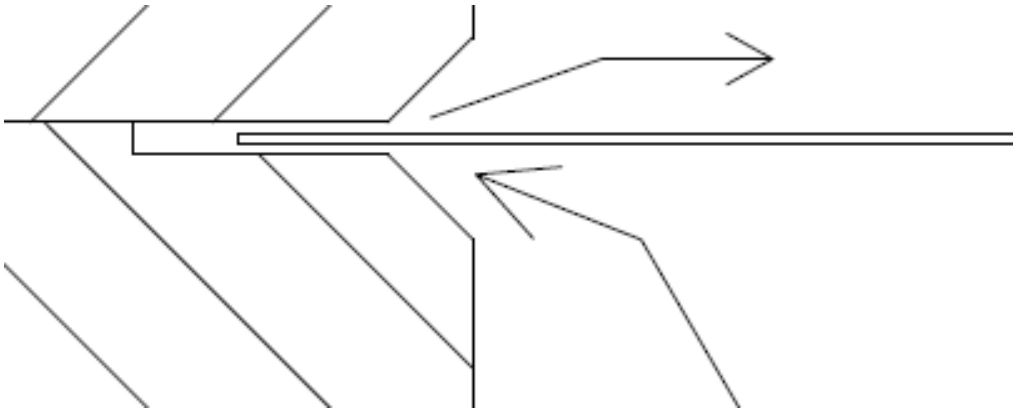


Figura 42 - Schema fuga d'aria fra camere attraverso spallamento.

Da qui l'esigenza di prevedere a disegno un'opzione costruttiva migliore atta a favorire una corretta tenuta.

Il problema si è risolto applicando della gomma siliconica su tutte le superfici su cui poteva passare l'aria. La gomma siliconica, applicata allo stato liquido su tutte le superfici ove poteva passare l'aria, solidifica diventando gommosa.

Da precisare che il problema riscontrato non si presenta per la valvola di Belforte et al. poiché le membrane utilizzate sono in gomma telata e la rigidezza è affidata alle molle.

L'esigenza di mettere mano al rifacimento dei disegni non impediva di proseguire nel frattempo all'effettuazione di test sul prototipo già modificato.

Per poter avviare la fase della sperimentazione si rendeva necessario forare un pattino HPR 3.2, in modo da permettere lo scambio di aria e il fissaggio.

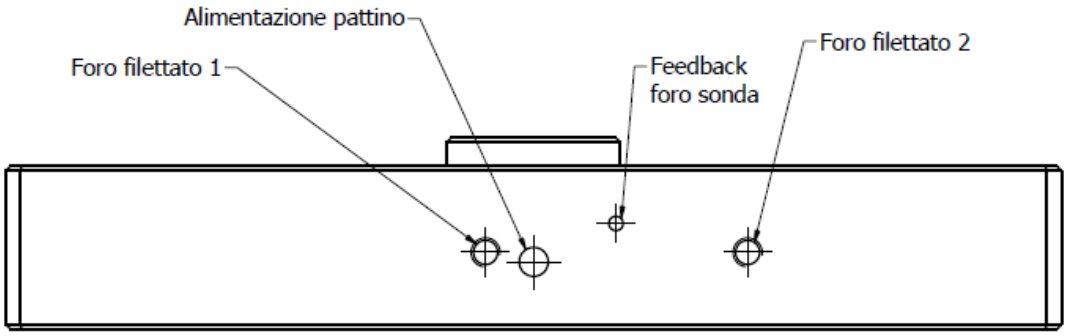


Figura 43 - Pattino forato per montaggio valvola.

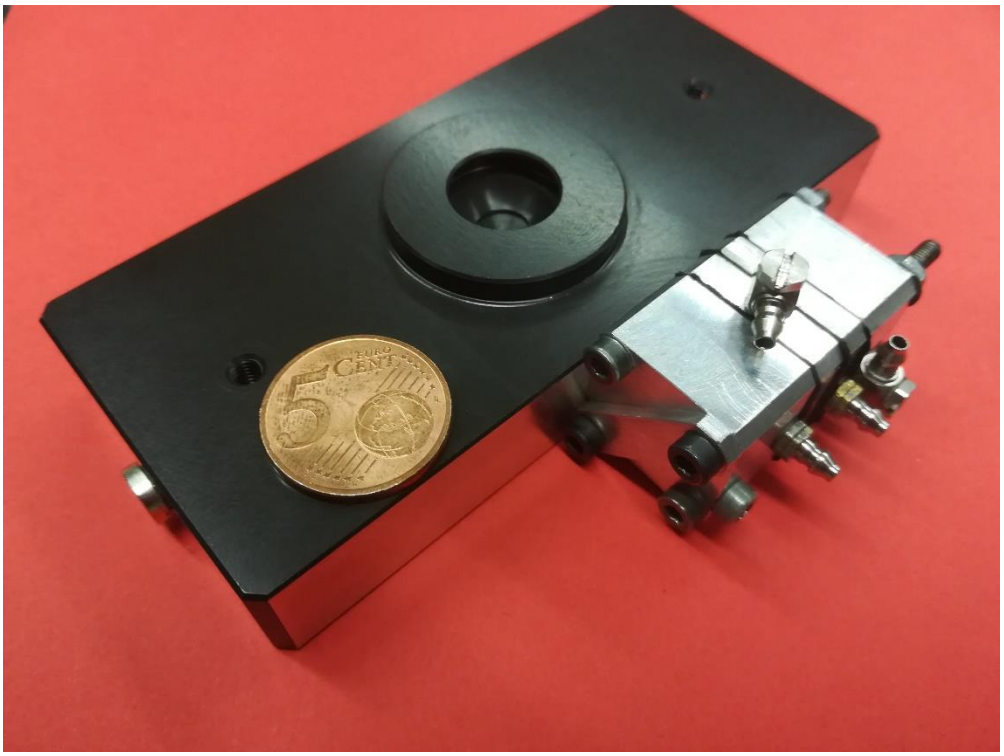


Figura 44 - Foto pattino HPR 3.2 con valvola: vista dall'alto.

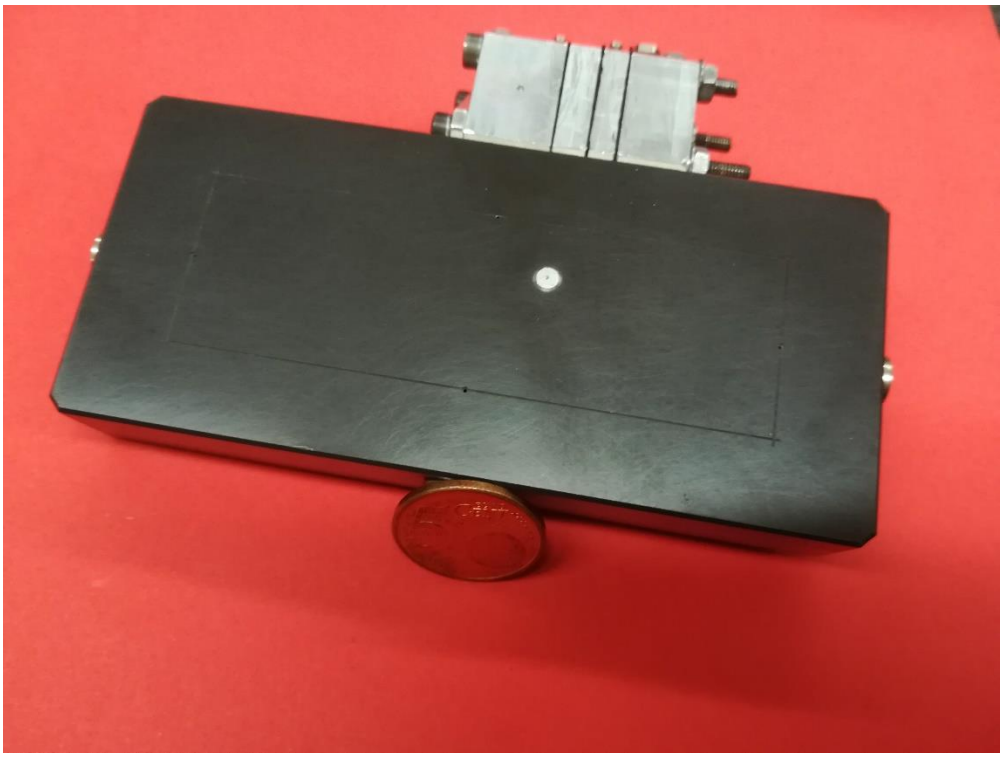


Figura 45 - Foto pattino HPR 3.2 con valvola: vista dal basso.

5-Sperimentazione sul prototipo

Una volta modificati opportunamente i pezzi della valvola per risolvere i problemi di tenuta si è potuto procedere con la sperimentazione.

La sperimentazione è avvenuta nel laboratorio della azienda Mager srl mediante una macchina apposita per la misura della caratteristica pneumostatica.

5.1-Macchina di prova della caratteristica pneumostatica(MPCP)

La macchina MPCP manuale per caratterizzare i pattini aerostatici è costituita da:

- una struttura meccanica che carica il pattino mediante un sistema a vite-madrevite controllato manualmente;
- una cella di carico per misurare la forza applicata con u.d.m. in kgf visualizzata sul rispettivo condizionatore;
- due comparatori per misurare sulla superficie superiore del pattino la variazione di posizione del punto su cui sono poggiati e quindi il meato inferiore;
- un pressostato per misurare la pressione di alimentazione a monte del pattino;
- un pressostato per misurare la pressione del meato in caso vi sia il foro sonda;
- un flussimetro atto a misurare la portata normalizzata;
- un sistema di alimentazione FRL.

I comparatori vengono posizionati uno in posizione centrale e l'altro in posizione esterna per visualizzare la deformazione del pattino. Solo il primo di questi verrà utilizzato per diagrammare i risultati.

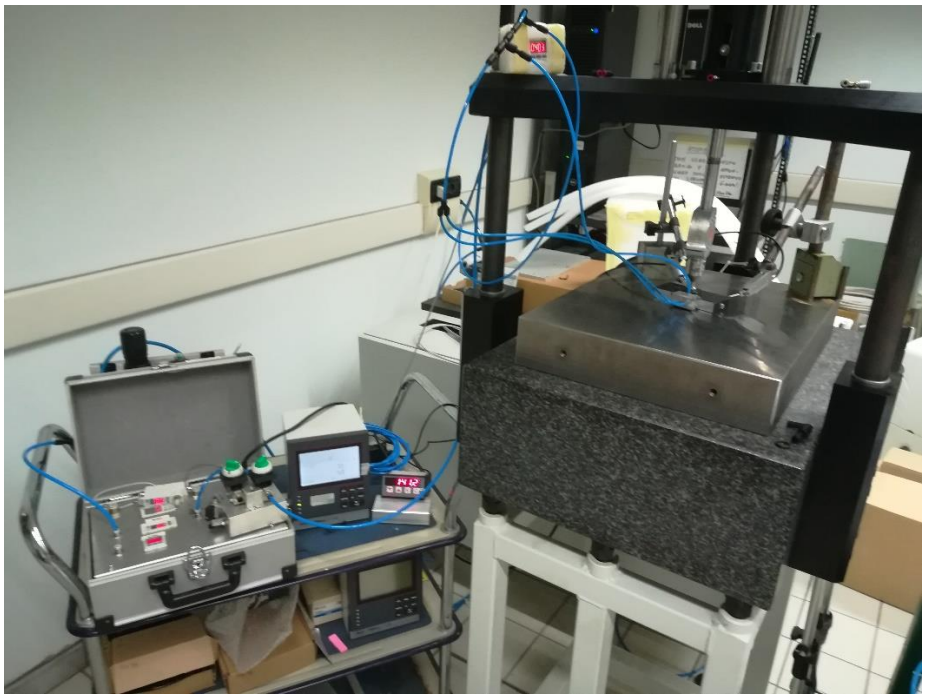


Figura 46 - Foto della MPCP.

La prova viene condotta con la seguente metodologia:

1. viene azzerata la cella di carico;
2. si pulisce la superficie inferiore del pattino con TESOL(solvente) ed in caso anche il piano in acciaio se la macchina è stata inattiva per un po' di tempo;
3. si posiziona il pattino sul piano in acciaio con aria accesa e lo si blocca su di esso caricando tramite un volante collegato al sistema vite-madrevite fino ad un carico a cui si presume che il prodotto in prova sia a pacchetto;
4. vengono posizionati i comparatori sul pattino affinché, dopo l'azzeramento del condizionatore, essi si trovino circa a metà del loro fondo scala e il più possibile in posizione orizzontale (direzione perpendicolare allo spostamento);
5. si procede a scaricare il pattino fino a un determinato carico (con passo di 10 kgf);
6. si toglie l'aria al pattino;
7. vengono riazzerati i condizionatori dei comparatori;
8. si annotano su carta la forza, meato, pressione a monte, eventuale pressione del foro sonda, portata;
9. si ripetono ciclicamente i punti da 5 a 8 fino a concludere la prova.

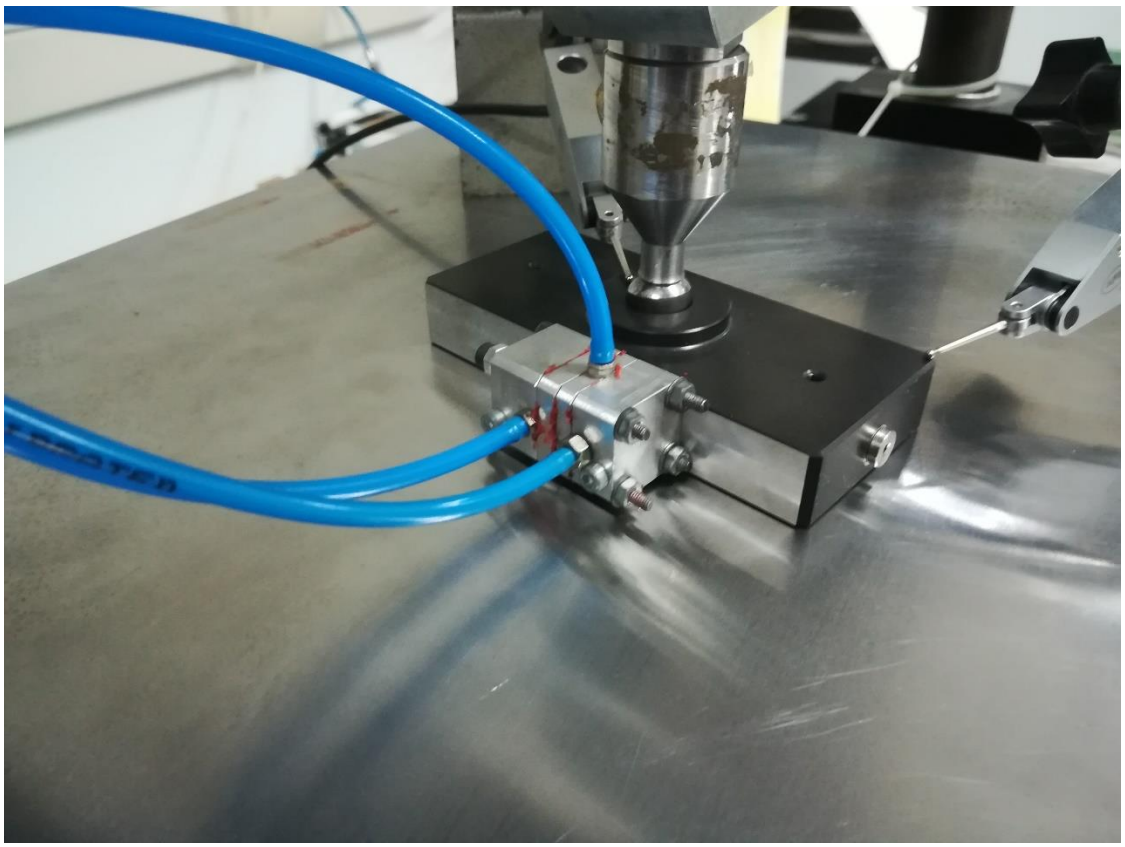


Figura 47 - Foto MPCP: dettaglio del pattino con valvola.

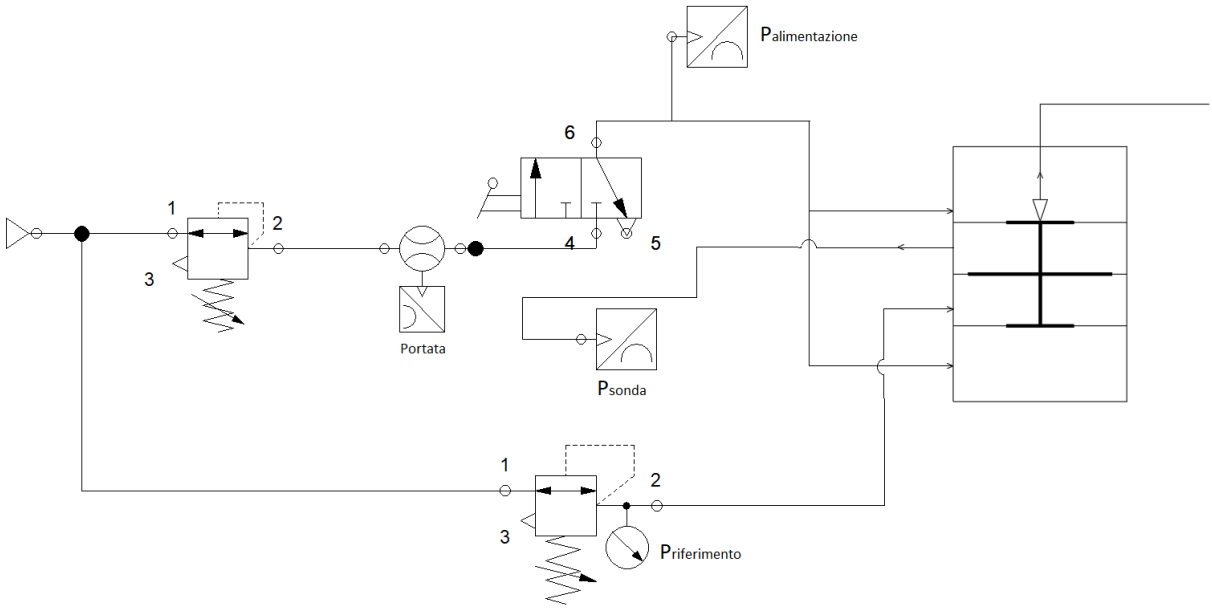


Figura 48 - Schema pneumatico delle prove statiche sul pattino con la valvola.

5.2-Elaborazione dati

I dati misurati di una prova vengono rielaborati per diagrammare la caratteristica del pattino. La forza deve essere corretta in modo da normalizzare i risultati ad un'unica pressione di alimentazione:

$$F_{corretta}[N] = F[kgf] \cdot 9{,}8065 \cdot \frac{p_{RIF}[bar\ rel]}{p_{MONTE}[bar\ rel]}$$

Su excel si calcola la rigidezza con la formula seguente:

$$R_j(h_j) = \frac{\left(F_{j-1} + 1{,}2 \cdot F_{j-2}\right) - \left(F_{j+1} + 1{,}2 \cdot F_{j+2}\right)}{\left(h_{j+1} + 1{,}2 \cdot h_{j+2}\right) - \left(h_{j-1} + 1{,}2 \cdot h_{j-2}\right)}$$

E poi si fa la media:

$$R_{j-medio} = MEDIA\ (R_{j-1};\ R_j;\ R_{j+1})$$

I risultati ottenuti verranno confrontati con il comportamento di un altro pattino HPR 3.2 senza valvola. Allo scopo di dare un esempio di come vengono elaborati i dati, sono riportati di seguito la tabella excel e i diagrammi ottenuti dal pattino passivo.

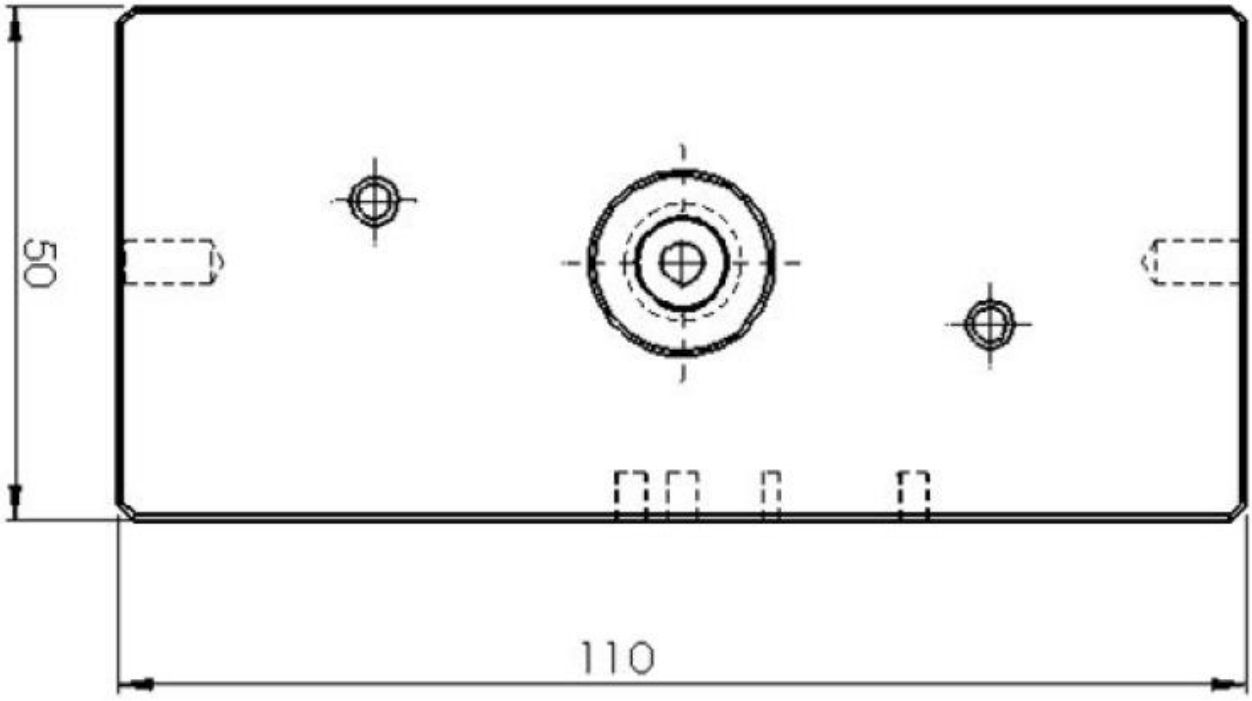


Figura 49 - Dimensioni pattino HPR 3.2 passivo.

kg	µm	N	µm	l/min ANR	bar	N/µm	N/µm
F	c1 (int)	F corretta	c2 (ext)	portata	P monte str.	R	R media
160,3	2,9	1533,6	4,3	0,6	4,10		
152,0	3,8	1479,5	4,9	1,1	4,03		
141,7	5,2	1375,8	6,5	2,0	4,04	75	
136,0	6,0	1310,7	7,2	2,5	4,07	78	77
125,8	7,3	1206,5	8,0	3,4	4,09	76	76
120,6	8,0	1153,8	8,6	3,9	4,10	73	74
111,3	9,0	1088,7	9,1	4,3	4,01	71	71
103,2	10,0	1012,0	9,7	5,0	4,00	69	68
95,6	11,1	937,5	10,7	5,8	4,00	65	65
89,6	12,1	878,7	11,3	6,5	4,00	61	61
83,3	13,3	804,8	12,4	7,6	4,06	58	58
80,2	14,0	769,2	12,9	8,0	4,09	55	
73,5	15,1	704,9	13,9	8,8	4,09		
69,1	16,0	662,7	14,9	9,2	4,09		

Tabella 3 - Risultati excel pattino HPR 3.2 passivo.

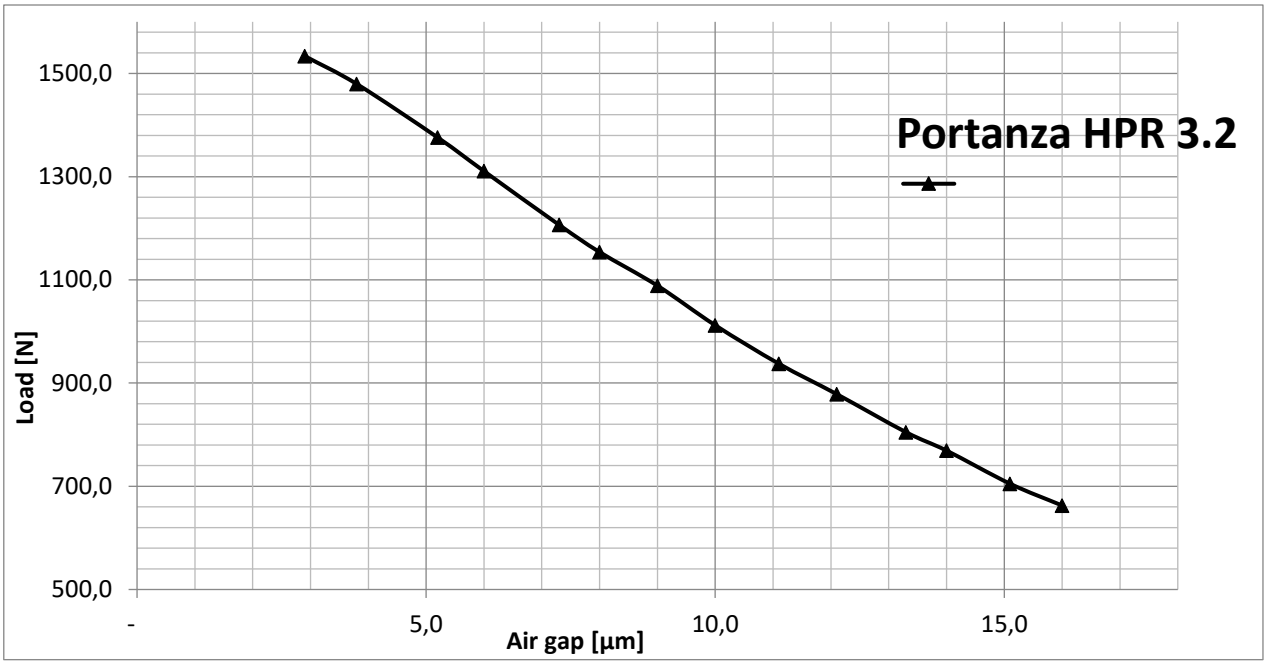


Figura 50 - Caratterisica pneumostatica carico-meato di un pattino HPR 3.2 passivo.

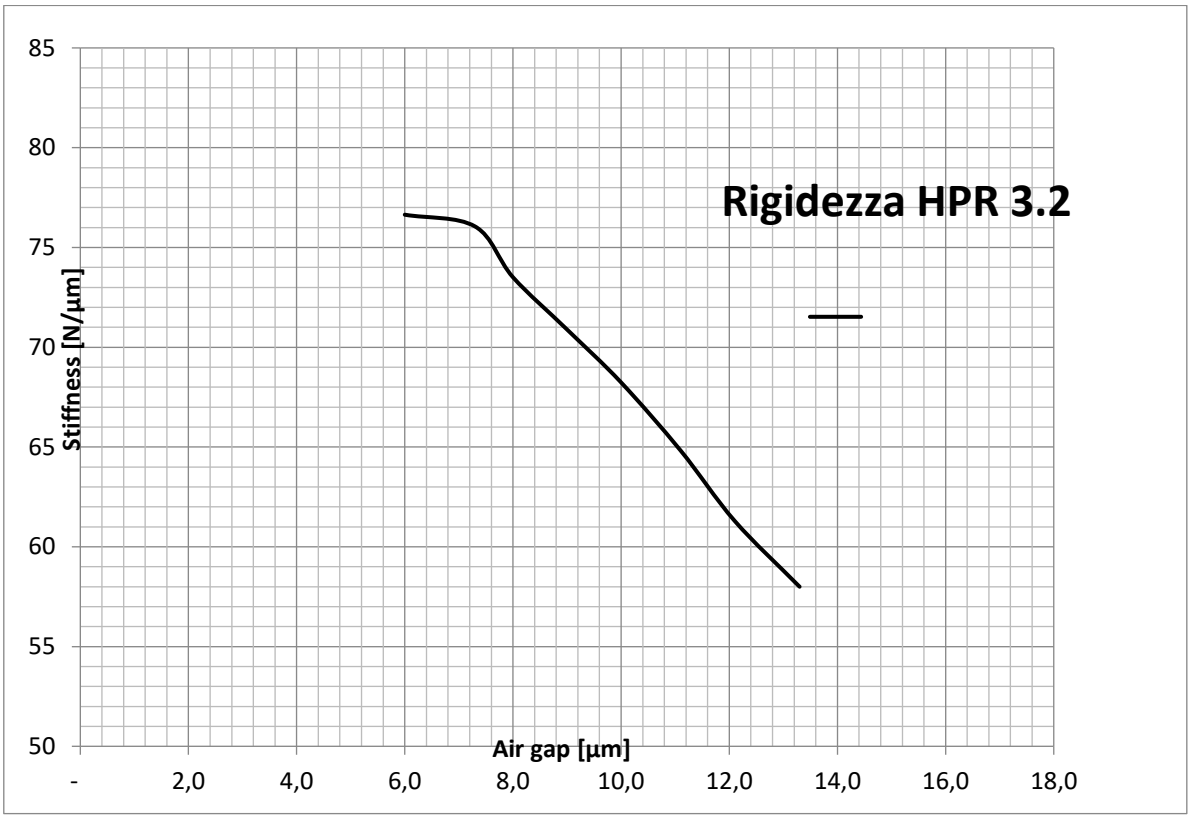


Figura 51 - Caratteristica pneumostatica rigidezza-meato di un pattino HPR 3.2 passivo.

5.3-Primo test

La prima prova è stata effettuata con una $p_{RIF} = 4\ bar$ e se ne riporta il risultato sulla caratteristica carico-meato confrontato con quello del pattino passivo.

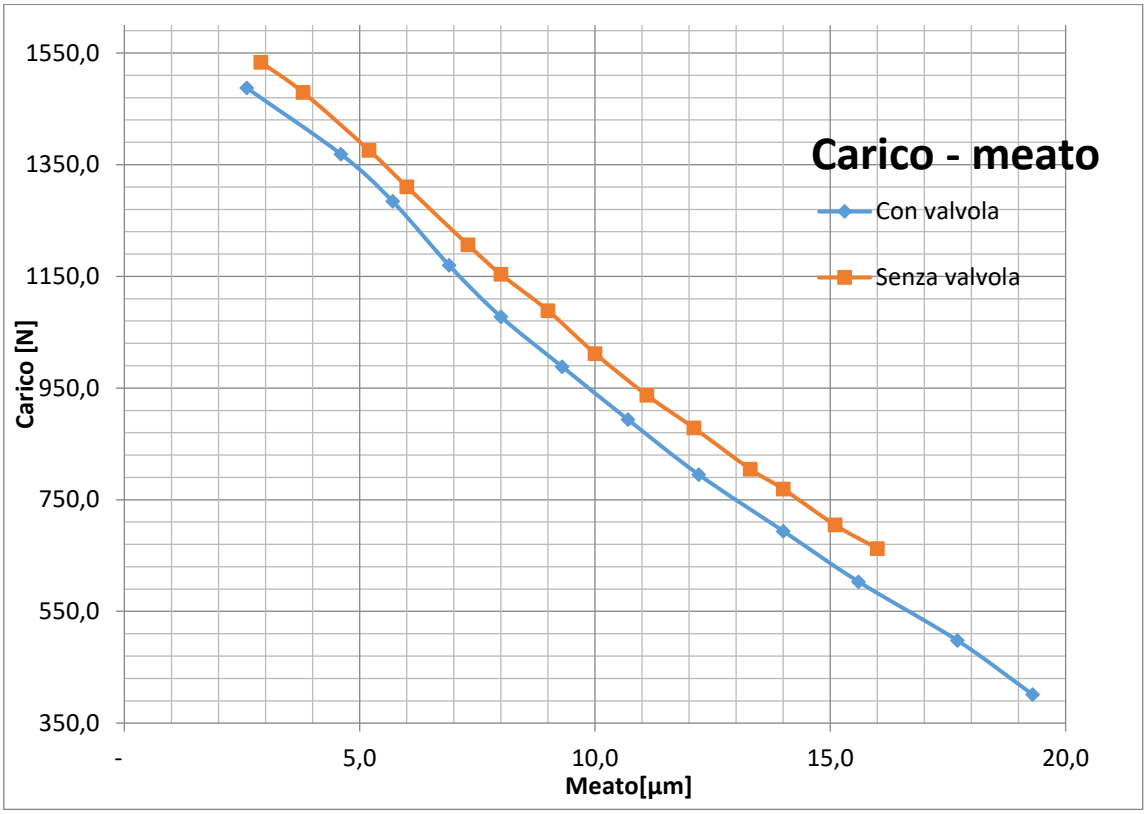


Figura 52 - Primo test sulla valvola: caratteristica pneumostatica carico-meato.

È evidente che il pattino con la valvola si comporta come semplicemente passivo.

Non apporta alcun miglioramento nelle performance. È necessario, quindi, ricercare le cause per le quali non è visibile il funzionamento della valvola.

La prima spiegazione che ci si è dati è che l'ugello è troppo distante dall'otturatore. Infatti, a disegno vi sono 0,5 mm di distanza ed evidentemente 4 bar non sono sufficienti ad avvicinare abbastanza i due elementi.

L'ugello è quindi stato ridisegnato e rifabbricato in modo che vada in battuta con l'otturatore.

5.4-Prove con ugello modificato

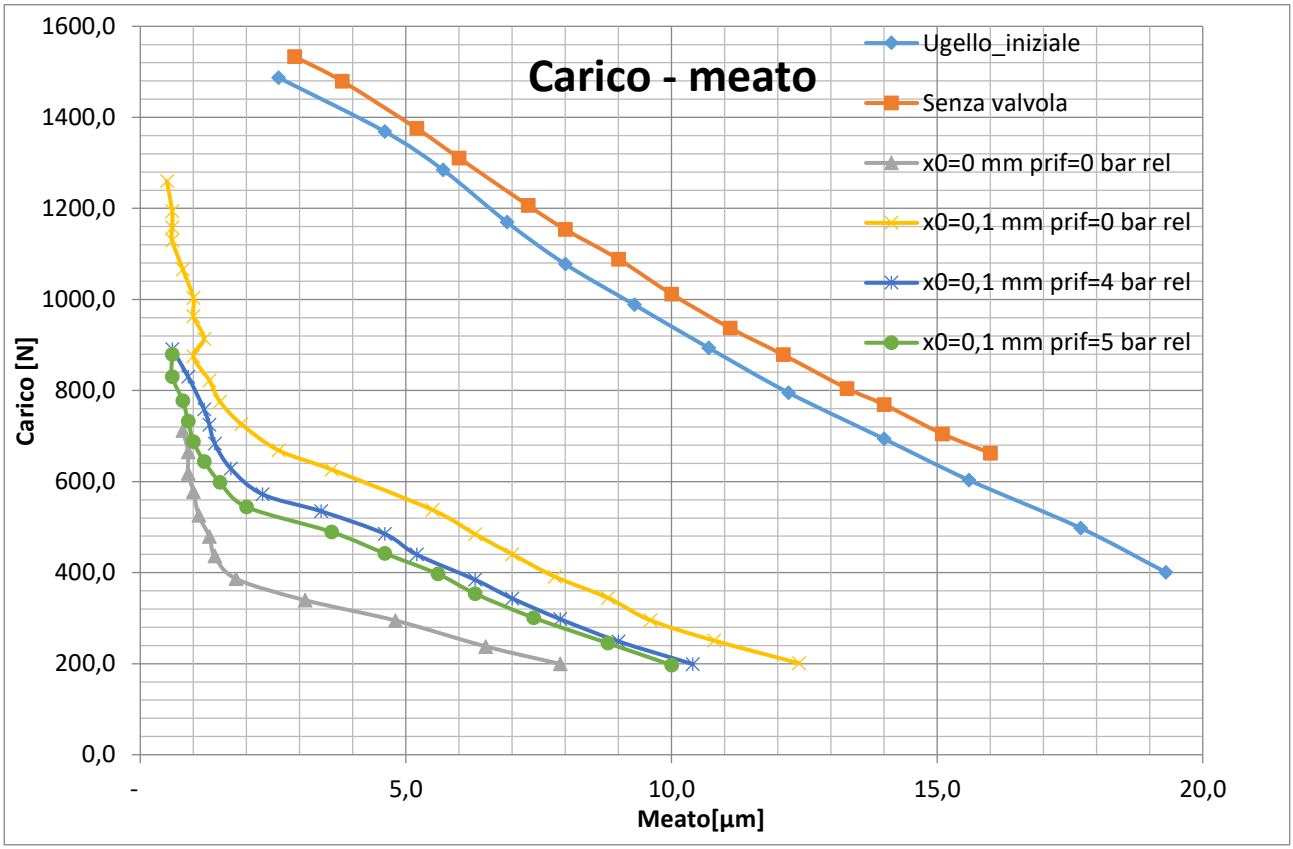


Figura 53 – Primi test con il nuovo ugello: caratteristica pneumostatica carico-meato.

La prima prova fra queste, colorata di grigio in *Figura 53*, è stata effettuata con la camera della p_{RIF} non alimentata. L'otturatore, quindi, sarà in battuta con l'ugello in condizioni di riposo.

È stato riscontrato uno strozzamento eccessivo durante tutto il funzionamento. Perciò si è provato a distanziare l'ugello di 0,1 mm dall'otturatore. Per farlo si sono utilizzate delle rondelle calibrate in corrispondenza delle viti che fissano l'ugello al resto della valvola.

Utilizzando anche diverse p_{RIF} il risultato è stato il medesimo: la valvola strozza troppo.

Allora si è deciso di ridurre lo strozzamento allargando il foro sull'ugello ed effettuare le prove con una p_{RIF} di 0 e 4 bar a diversi spessori di rondelle calibrate.

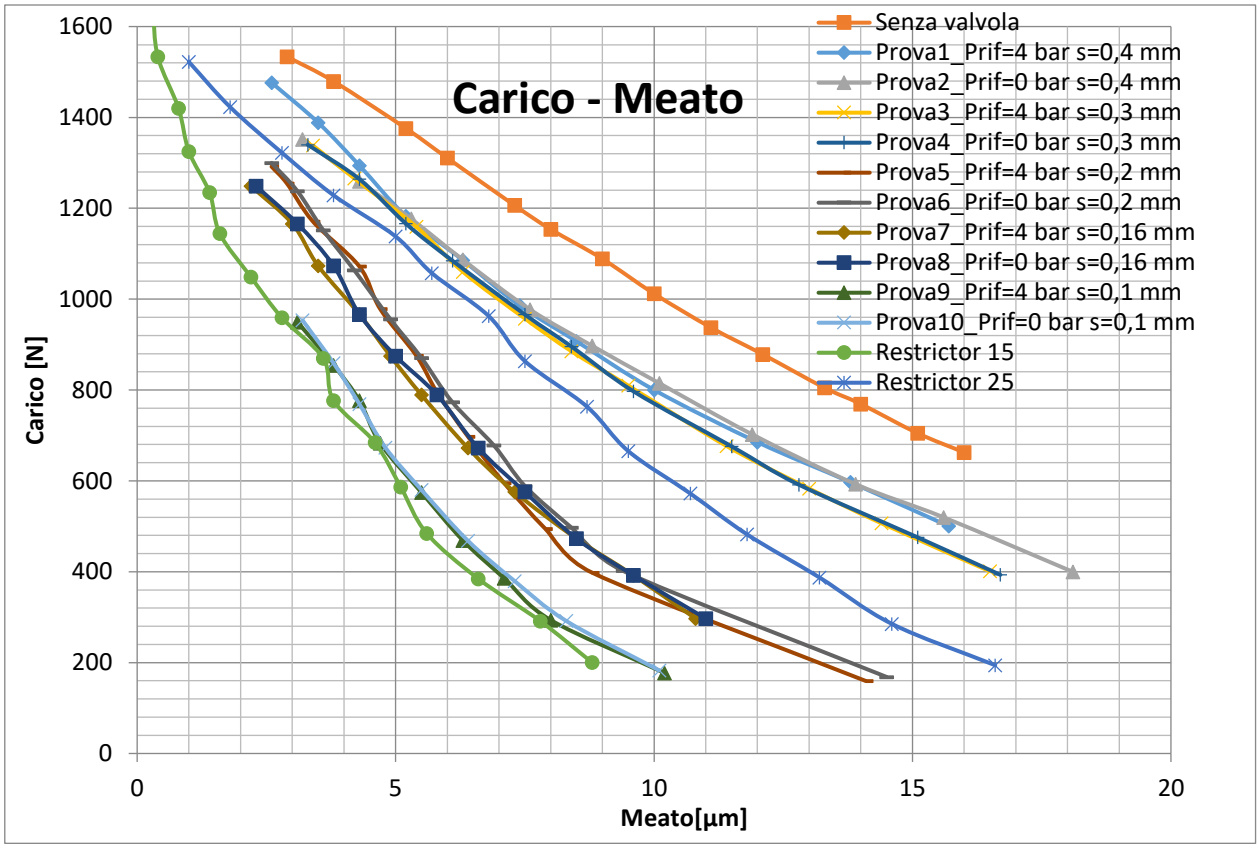


Figura 54 - Prove con diverse rondelle calibrate e pressione di riferimento variabile: caratteristica carico-meato.

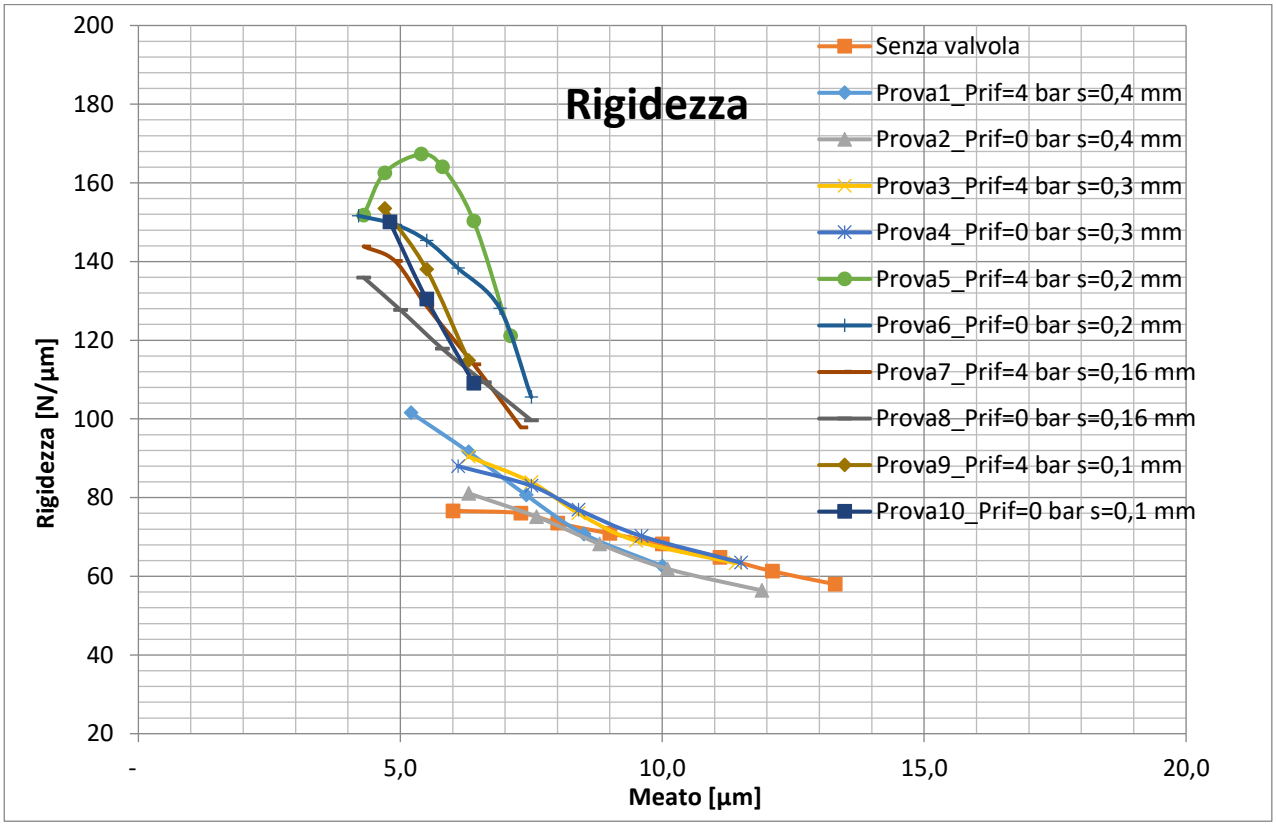


Figura 55 - Prove con diverse rondelle calibrate e pressione di riferimento variabile: caratteristica rigidezza-meato.

L'esame delle risultanze di queste ultime prove eseguite mette in risalto che:

- variando la p_{RIF} non cambia la caratteristica;
- la caratteristica si modifica nettamente al variare della distanza fra ugello e otturatore mediante spessori di rondelle calibrate;
- le prove con $s = 0{,}1\ mm$ corrispondono esattamente ad uno strozzamento con restrittore da 15 indipendentemente dalla p_{RIF};
- le prove con $s = 0{,}16\ mm$ e $s = 0{,}2\ mm$ si posizionano esattamente fra quelle con semplici strozzamenti.

Le conclusioni che si possono trarre sono queste:

- il principio alla base del quale la valvola dovrebbe funzionare è stato verificato, poiché, variando la distanza fra ugello e otturatore, si ottengono strozzamenti differenti;
- le pressioni nelle camere della valvola non influiscono sul posizionamento dell'otturatore, il che, dedotto dalla prima osservazione fatta sulla p_{RIF}, trova conferma nel fatto che non vi è regolazione durante il funzionamento (le prove sono assimilabili a semplici strozzamenti).

Grazie a queste prove si è capito che il problema è dovuto alle membrane troppo rigide.

Solo così si possono spiegare i risultati ottenuti. Infatti, le membrane non possono regolare durante il funzionamento con la pressione del foro sonda e nemmeno con la p_{RIF} perché non si deformano.

Per verificare questo si è deciso di provare delle membrane in plastica ottenute da un foglio di spessore 0,1 mm.

Si sono ottenuti i seguenti risultati:

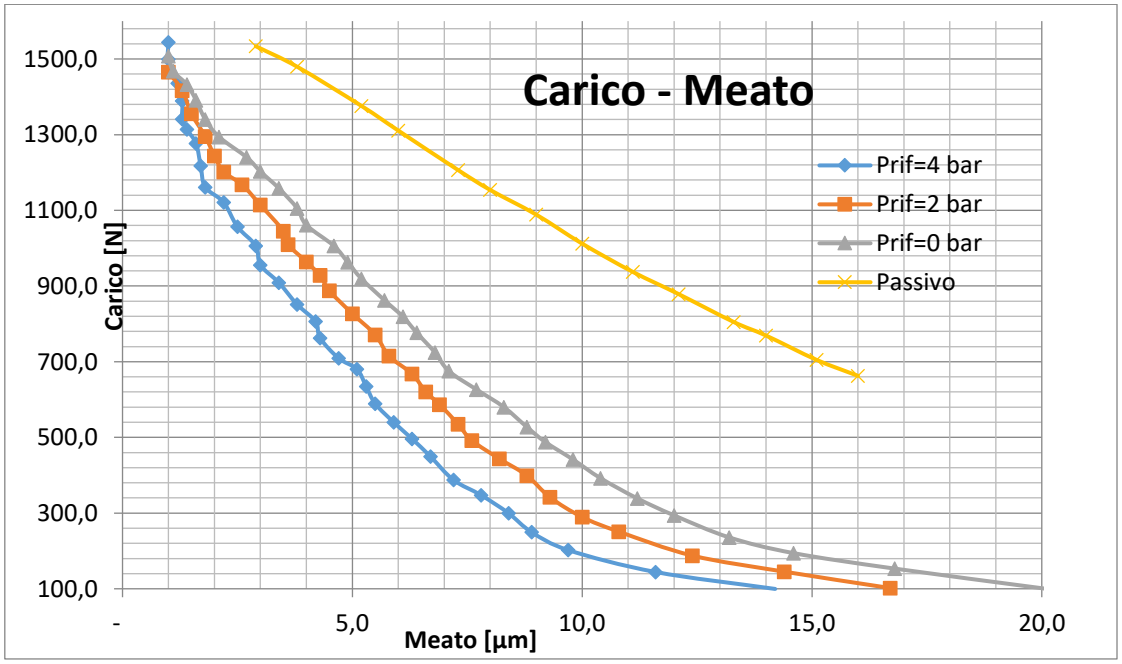


Figura 56 – Prove con membrane in plastica da 0,1 mm.

I risultati sono evidentemente positivi dato che variando la p_{RIF} si ottiene una nuova caratteristica distinguibile dalle altre.

Le performance del pattino sono migliorate. Ciò nonostante, si è voluto ridurre ulteriormente la rigidezza delle membrane per ottenere un miglioramento più spinto rispetto al caso passivo, oltre che una maggiore regolazione del meato ottimale di funzionamento tramite la p_{RIF}. La plastica, dunque, non è la soluzione ricercata, ma ci ha permesso di verificare la via da seguire per migliorare la valvola.

Da qui si è pensato di utilizzare membrane in gomma.

Si sono quindi reperite delle lastre in neoprene, donate gentilmente dalla Marco Rossini srl, e si sono ottenute da queste le membrane da utilizzare.

Gli spessori disponibili sono da 0,5 mm e da 1 mm. Donde la necessità di modificare opportunamente il pattino al fine di ospitare la valvola con questi nuovi spessori.

5.5-Simulazioni FEM

Ancor prima di reperire le membrane in gomma si è proceduto a verificare, tramite simulazioni agli elementi finiti su ambiente Inventor, se con questo nuovo materiale si potevano ottenere spostamenti dell'otturatore confrontabili con quelli desiderati.

La simulazione viene effettuata supponendo pressione di alimentazione nelle camere opposte, $p_{RIF} = 0\ bar$ e $p_{controllo} = 4\ bar$ per vedere il massimo spostamento ottenibile.

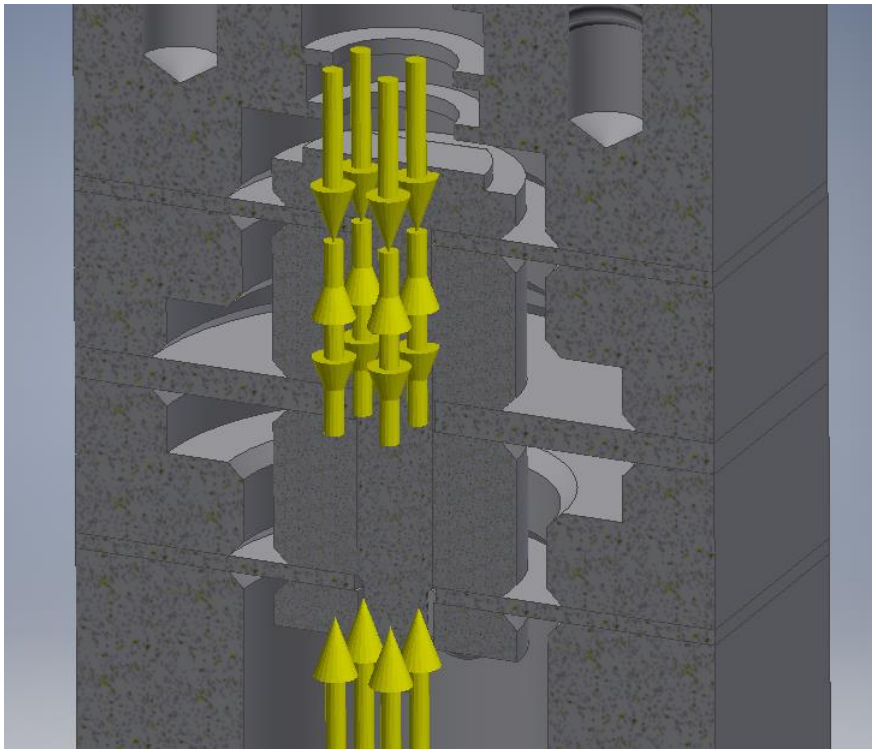


Figura 57 - Definizione carichi nell'analisi fem.

Per prima cosa è stata effettuata la simulazione con delle membrane in acciaio inossidabile di spessore 0,1 mm come quelle usate per le prove precedenti.

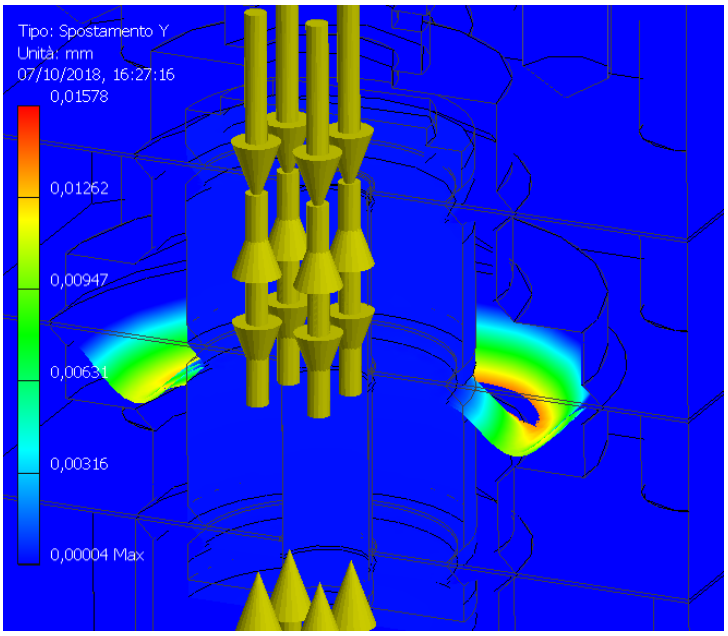


Figura 58 - Analisi fem acciaio inox: spostamento verticale.

Ne è risultato uno spostamento dell'otturatore di circa 3 µm, evidentemente molto basso.

Il valore dello spostamento dell'otturatore si visualizza meglio non dalle figure riportate, ma in ambiente CAD, isolando lo stesso otturatore dal resto dell'assieme.

Allora si è provato a vedere il caso in cui si faccia uso della gomma di spessore 1 mm. Per le simulazioni, poiché non si è trovato il neoprene come materiale predefinito su Inventor, la scelta del materiale è caduta sul silicone, avente un comportamento simile a quello del neoprene.

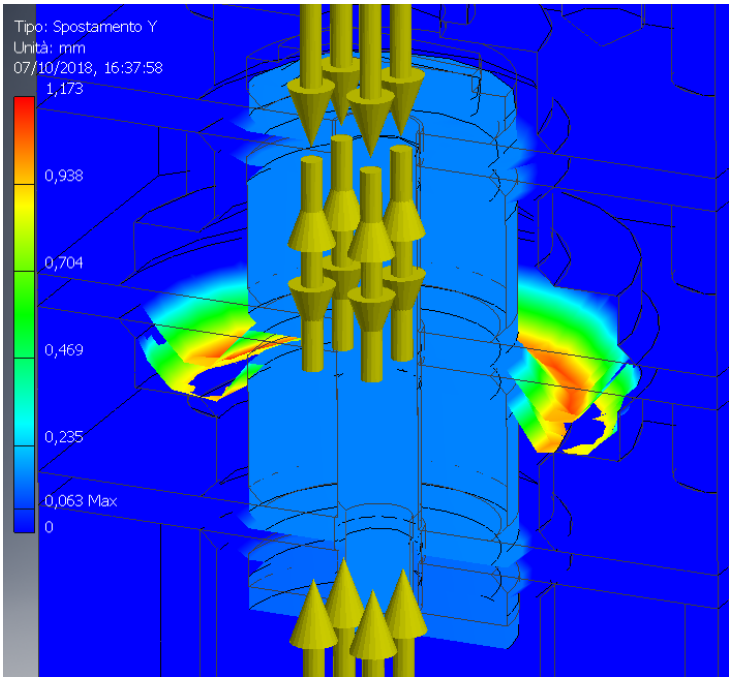


Figura 59 - Analisi fem gomma con spessore 1 mm: spostamento verticale.

Lo spostamento dell'otturatore in questo caso è di circa 350 µm. Un risultato assai più soddisfacente rispetto a quelle delle membrane in acciaio inossidabile.

Infatti, nelle prove effettuate si è fatto variare lo spessore delle rondelle calibrate da 100 µm fino a 400 µm. Il che ha consentito di osservare una grande variazione nello strozzamento. Essendo lo spostamento ottenuto da questa simulazione dello stesso ordine di grandezza di quello rilevato sperimentalmente, sembra una soluzione adottabile l'uso delle membrane in gomma.

Dato che la membrana ha uno spostamento maggiore, si vuole verificare che questa non si deformi plasticamente. Per questa ragione si verifica il coefficiente di sicurezza minimo al cedimento plastico.

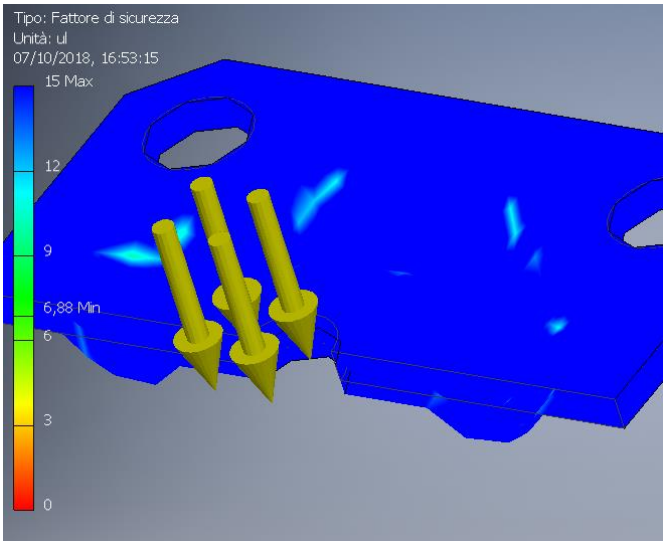


Figura 60 - Analisi fem gomma con spessore 1 mm: coefficiente di sicurezza.

La membrana più sollecitata risulta quella centrale presentando un coefficiente di sicurezza al cedimento plastico pari a 6,88.

Si effettua nuovamente la simulazione nel caso di membrane in gomma con spessore di 0,5 mm.

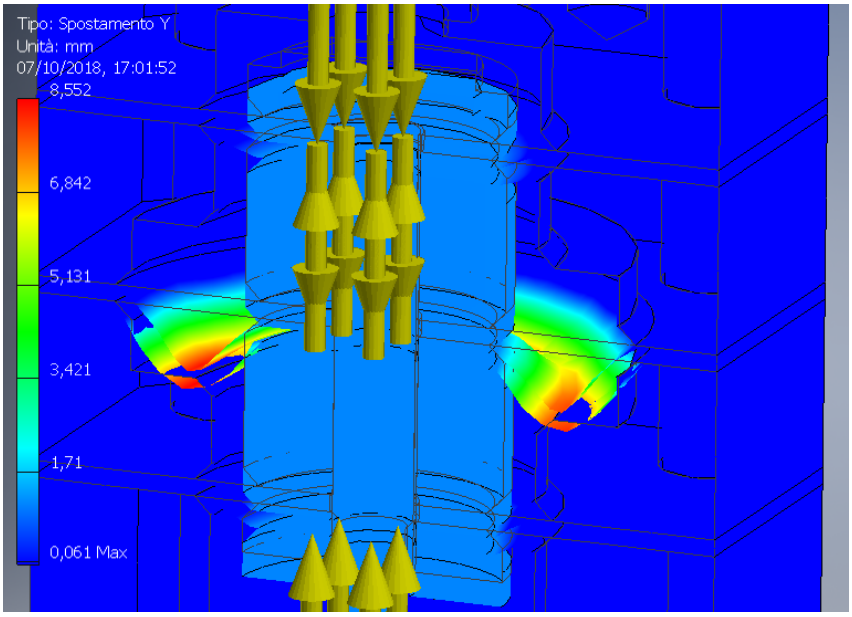


Figura 61 - Analisi fem gomma con spessore 0,5 mm: spostamento verticale.

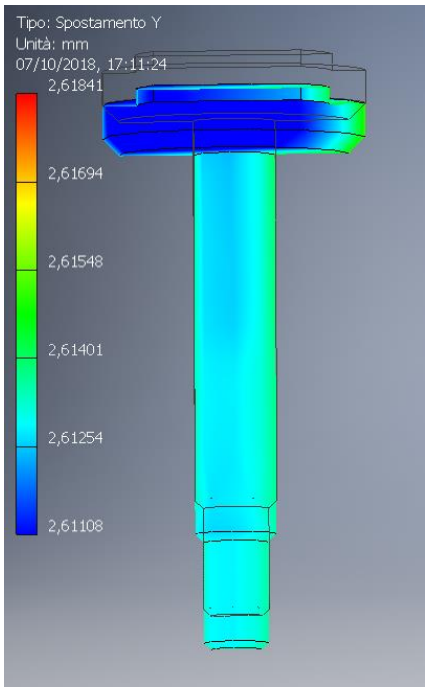


Figura 62 - Analisi fem otturatore: spostamento verticale.

Lo spostamento dell'otturatore risulta di 2,6 mm. Molto elevato se confrontato con quello delle membrane con spessore 1 mm. Inoltre, la membrana centrale si sposta di ben 8,5 mm. Quest'ultimo spostamento è solo virtuale dato che la membrana andrà in battuta contro la carcassa della valvola.

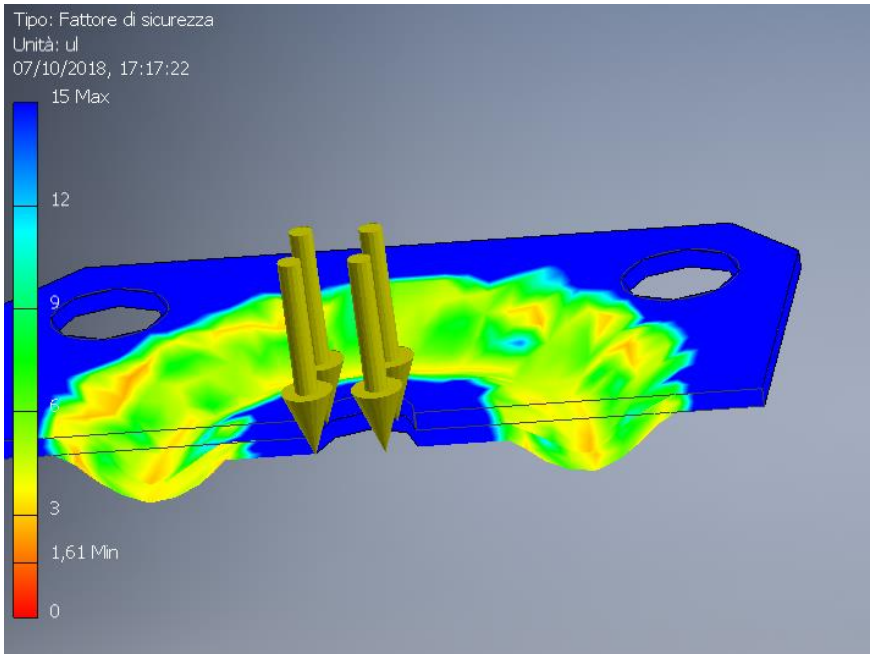


Figura 63 - Analisi fem gomma con spessore 0,5 mm: coefficiente di sicurezza.

Il coefficiente di sicurezza al cedimento plastico è di 1,61.

5.6-Prove con membrane in gomma

Si è subito provato a utilizzare le membrane in gomma da 1 mm con risultati non soddisfacenti. Montate, invece, le membrane da 0,5 mm, si sono ottenuti risultati ben diversi.

Le prove sono state eseguite con diverse P_{rif} e per ognuna sono state prese le misurazioni sia scaricando che caricando. Se arriviamo ad un determinato carico dal basso o dall'alto, le altre misure sono differenti. In pratica, vogliamo visualizzare l'isteresi del sistema pattino più valvola.

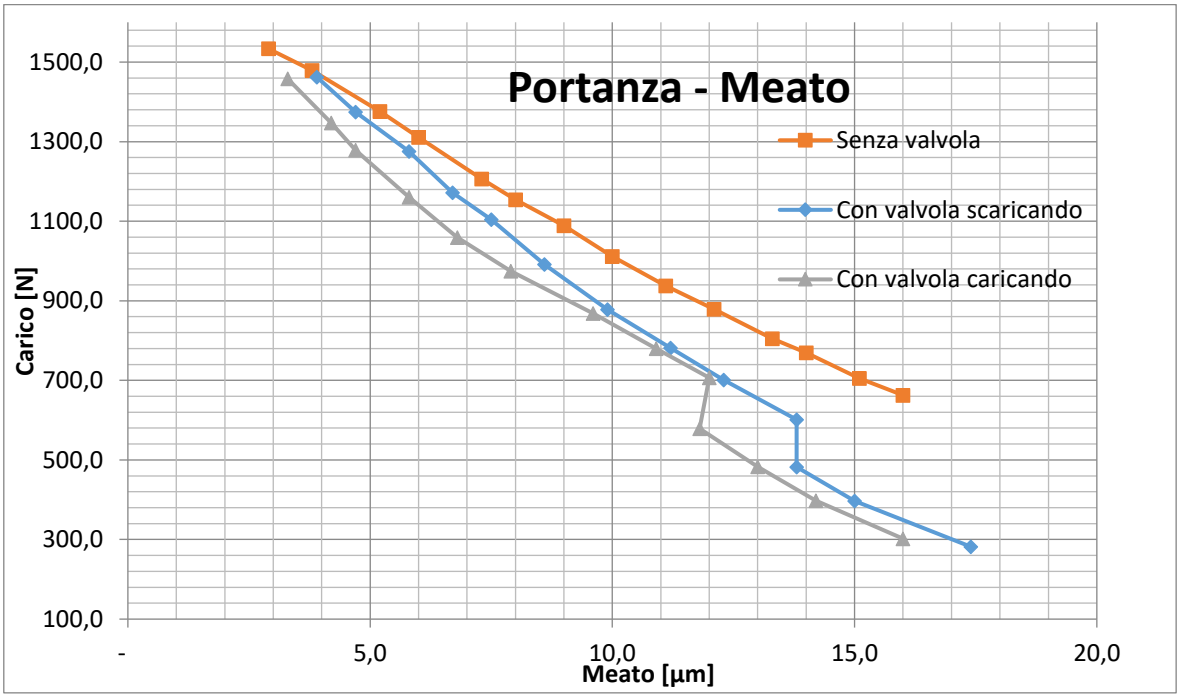


Figura 64 – Caratteristica pneumostatica carico-meato con membrane 0,5 mm in gomma e $P_{rif} = 2\ bar$.

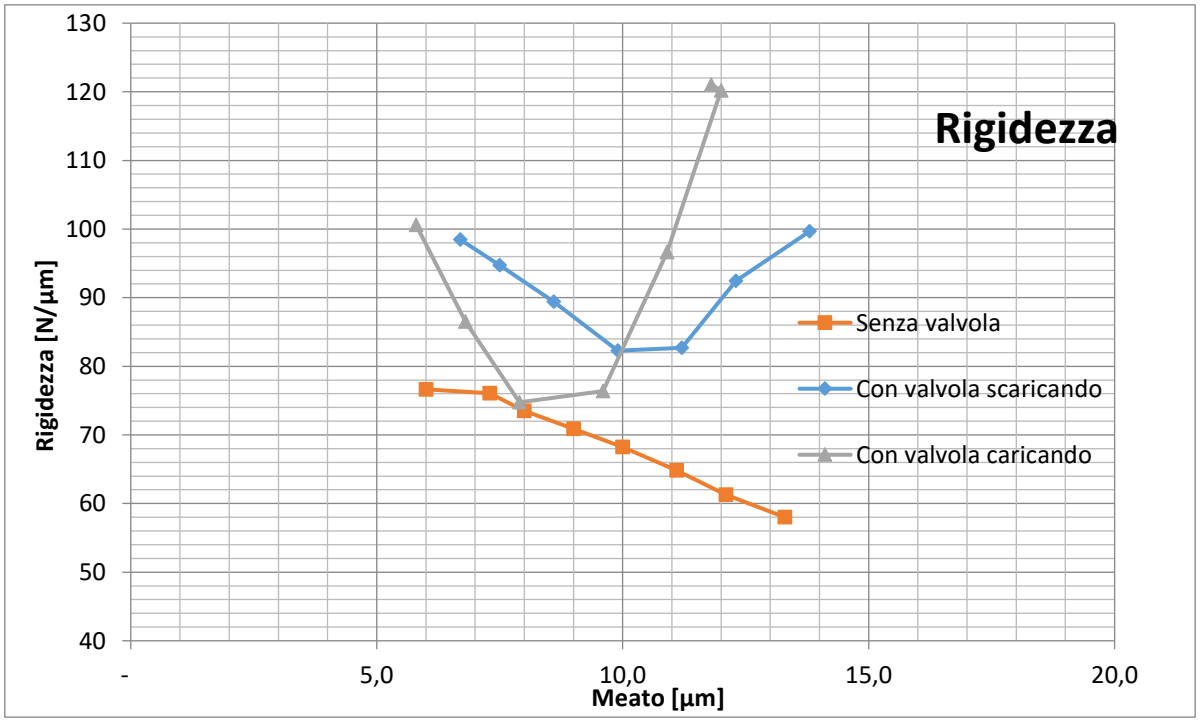


Figura 65 – Caratteristica pneumostatica rigidezza-meato con membrane 0,5 mm in gomma e $P_{rif} = 2\ bar$.

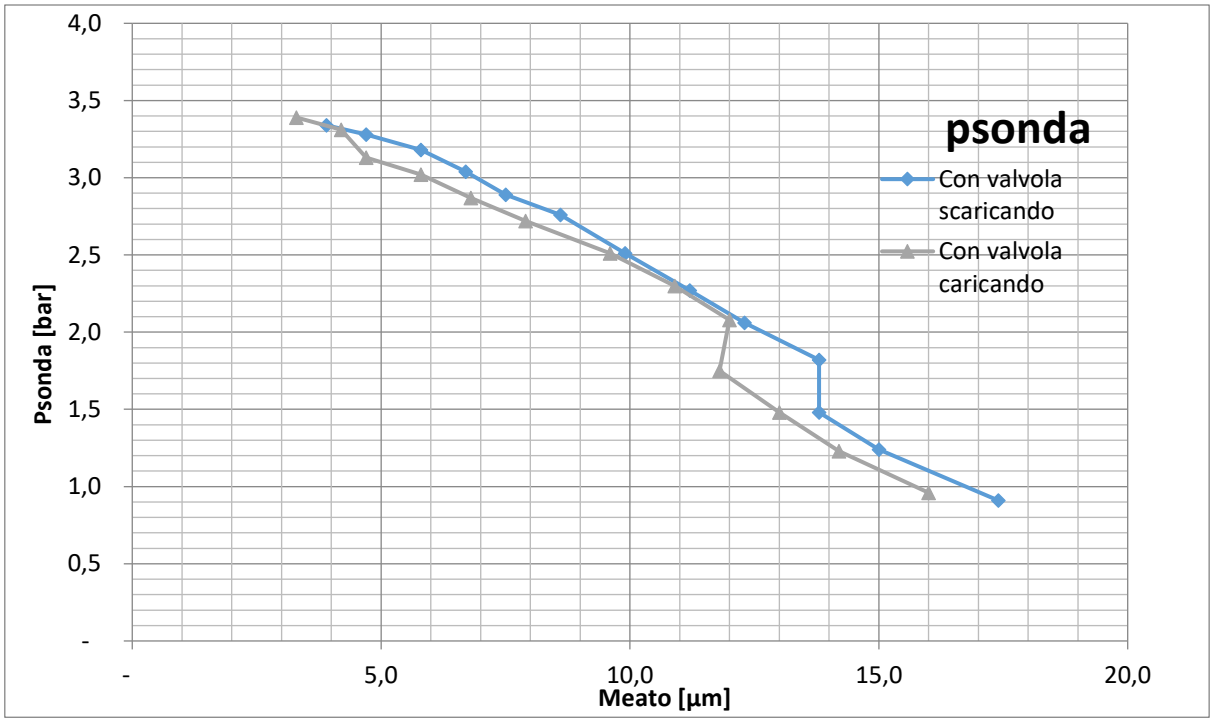


Figura 66 - Caratteristica pneumostatica P_{sonda}-meato con membrane 0,5 mm in gomma e $P_{rif} = 2\ bar$.

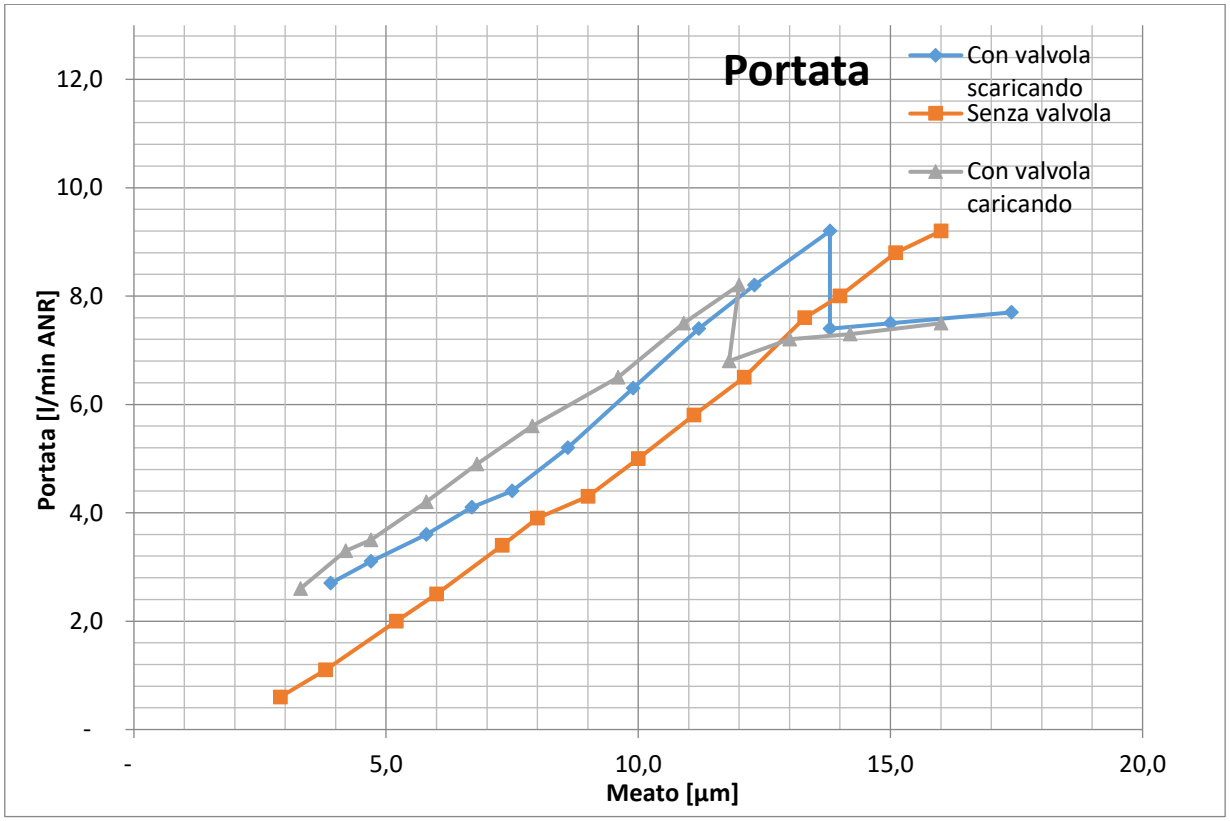


Figura 67 -- Caratteristica pneumostatica portata-meato con membrane 0,5 mm in gomma e $P_{rif} = 2\ bar$.

Queste prove sono state eseguite con una $P_{rif} = 2\ bar$. Si può osservare in *Figura 64* come il carico cada a picco in un determinato punto. A tale meato si ha dunque la regolazione della valvola fra due diversi strozzamenti: uno con l'otturatore distante dall'ugello, mentre l'altro determinato dal massimo strozzamento ottenuto nel quale i due elementi sono a contatto.

L'isteresi della valvola è ben visibile confrontando le due caratteristiche ottenute scaricando oppure caricando. La probabile causa è dovuta alle membrane che iniziano a spostare l'otturatore a pressioni differenti nei due casi.

Osservando la *Figura 65* si nota immediatamente che le rigidezze hanno due picchi. Il primo dovuto al semplice strozzamento della valvola con otturatore distante dall'ugello, mentre il secondo è effettivamente dovuto alla regolazione. Comunque sia, la rigidezza risulta ad ogni meato maggiore di quella della caratteristica passiva.

Prima di effettuare le prove si è praticato un ulteriore foro sulla camera alla pressione sonda al fine di misurarne il valore di pressione. Dai valori ottenuti, riportati in *Figura 66,* si osserva come essi ricalchino bene lo stesso comportamento del carico.

In *Figura 67* invece è mostrata la caratteristica della portata, e si può vedere come ad un certo meato essa diminuisca invece che aumentare. Questo è dovuto alla regolazione, per cui strozzando di più diminuisce il flusso d'aria.

Le altre prove sono state effettuate a P_{rif} pari a 2.5, 3 e 4 bar. Fra queste vengono confrontate quelle ottenute scaricando.

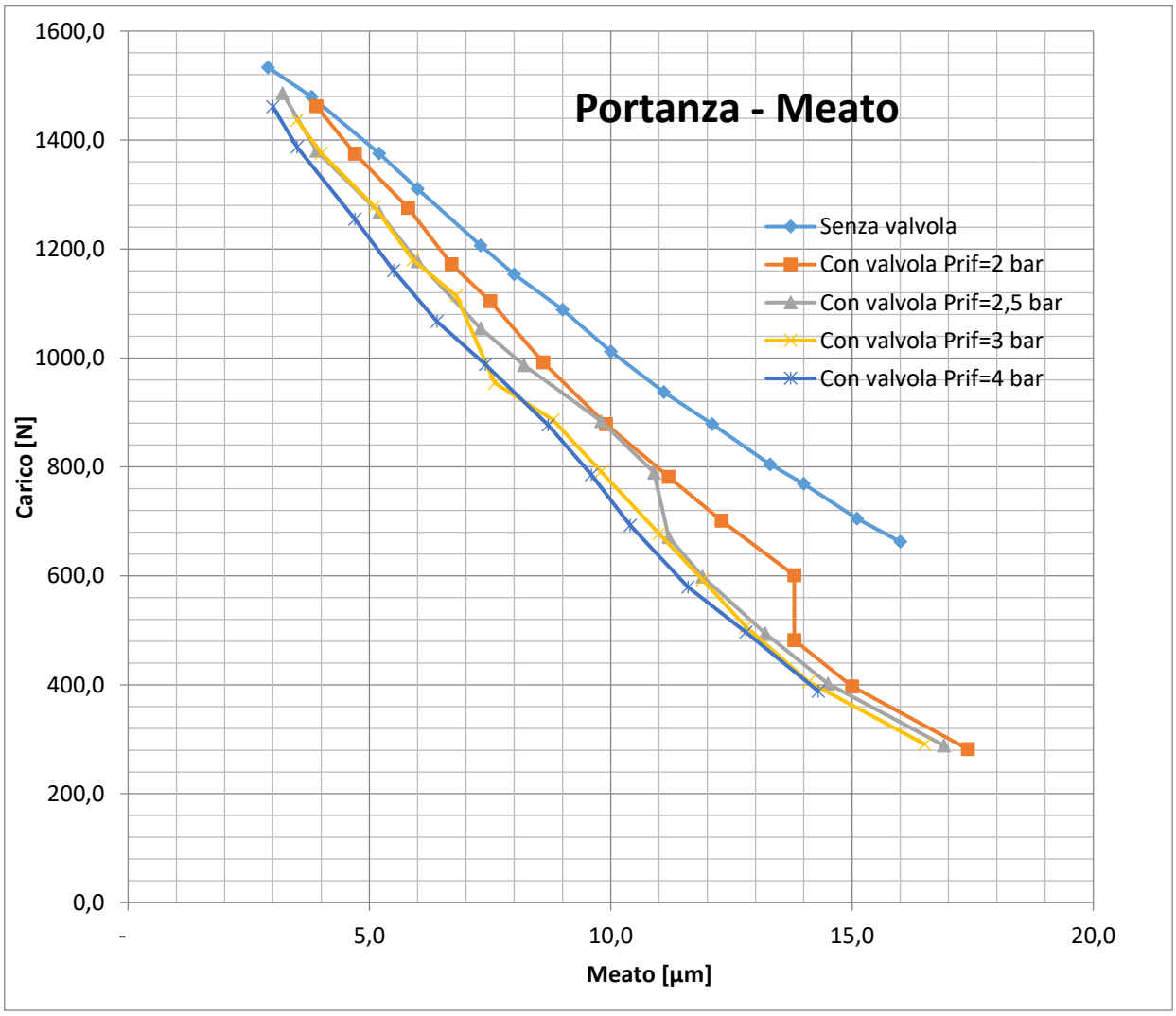


Figura 68 – Confronto caratteristiche pneumostatiche carico-meato con membrane 0,5 mm in gomma e P_{rif} vari.

È da notare in *Figura 68* come per ogni P_{rif}, eccetto a 4 bar, si abbia un punto di regolazione ad un meato differente. In effetti era quello che ci si aspettava. Cambiando questa pressione si modifica la condizione per cui l'otturatore inizia a muoversi. La caratteristica ottenuta con $P_{rif} = 4\ bar$ si può spiegare facilmente osservando che la P_{sonda} non riuscirà in nessuna condizione a superare tale valore e, quindi, l'otturatore rimarrà a contatto con l'ugello determinando sempre lo stesso strozzamento. La regolazione avviene più o meno fra gli stessi due strozzamenti.

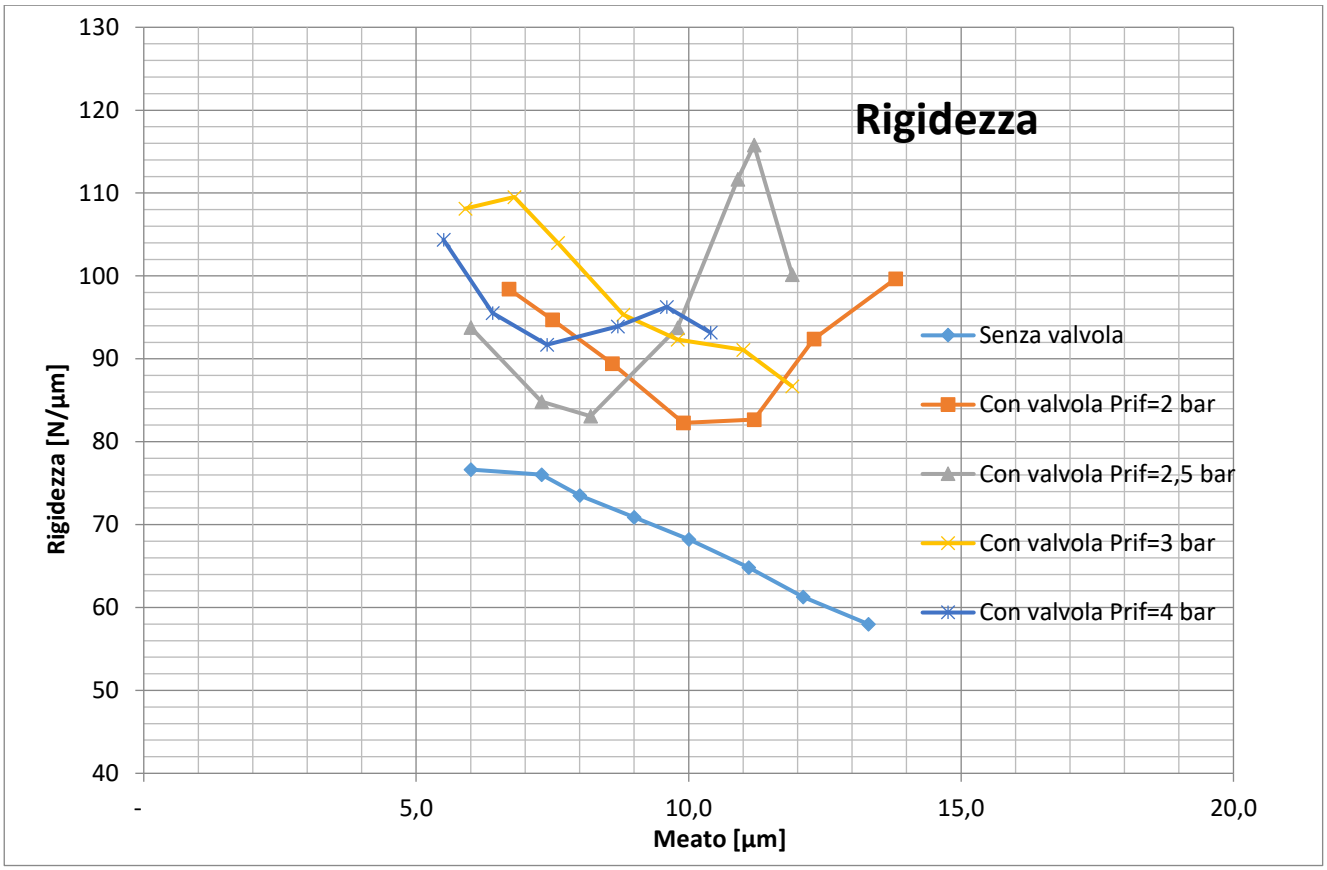


Figura 69 - Confronto caratteristiche pneumostatiche rigidezza-meato con membrane 0,5 mm in gomma e P_{rif} vari.

I picchi di rigidezza sono a diversi meati a seconda della P_{rif}:

- $10\ daN/\mu m$ a $13{,}8\ \mu m$ di meato per una $P_{rif} = 2\ bar$;
- $11{,}6\ daN/\mu m$ a $11{,}2\ \mu m$ di meato per una $P_{rif} = 2{,}5\ bar$;
- $11{,}0\ daN/\mu m$ a $6{,}8\ \mu m$ di meato per una $P_{rif} = 3\ bar$;
- $10{,}4\ daN/\mu m$ a $5{,}5\ \mu m$ di meato per una $P_{rif} = 4\ bar$.

È da ricordare che i valori delle rigidezze sono ottenuti mediante medie calcolate come descritto nel *paragrafo 5.2*. In effetti, guardando le caratteristiche, sembra che la maggior rigidezza si ottenga ad una $P_{rif} = 2\ bar$, essendo a quel meato il grafico del carico praticamente verticale e, quindi, associabile ad una rigidezza infinita. Tuttavia, se si osservano i grafici con le rigidezze mediate, sembra che abbiano dei picchi maggiori quelli a 2,5 e 3 bar.

Se si prende dal catalogo una rigidezza del pattino passivo pari a 7,5 daN/µm, confrontandola con il picco ottenuto con $P_{rif} = 2{,}5\ bar$ corrispondente a 11,6 daN/µm, si ricava che l'aumento di rigidezza ottenuto con l'uso della valvola è pari al 54.67%. Il tratto verticale a rigidezza infinita va dai 78,9 ai 67,1 daN, tratto in cui il meato rimane quasi costante a circa 11 µm.

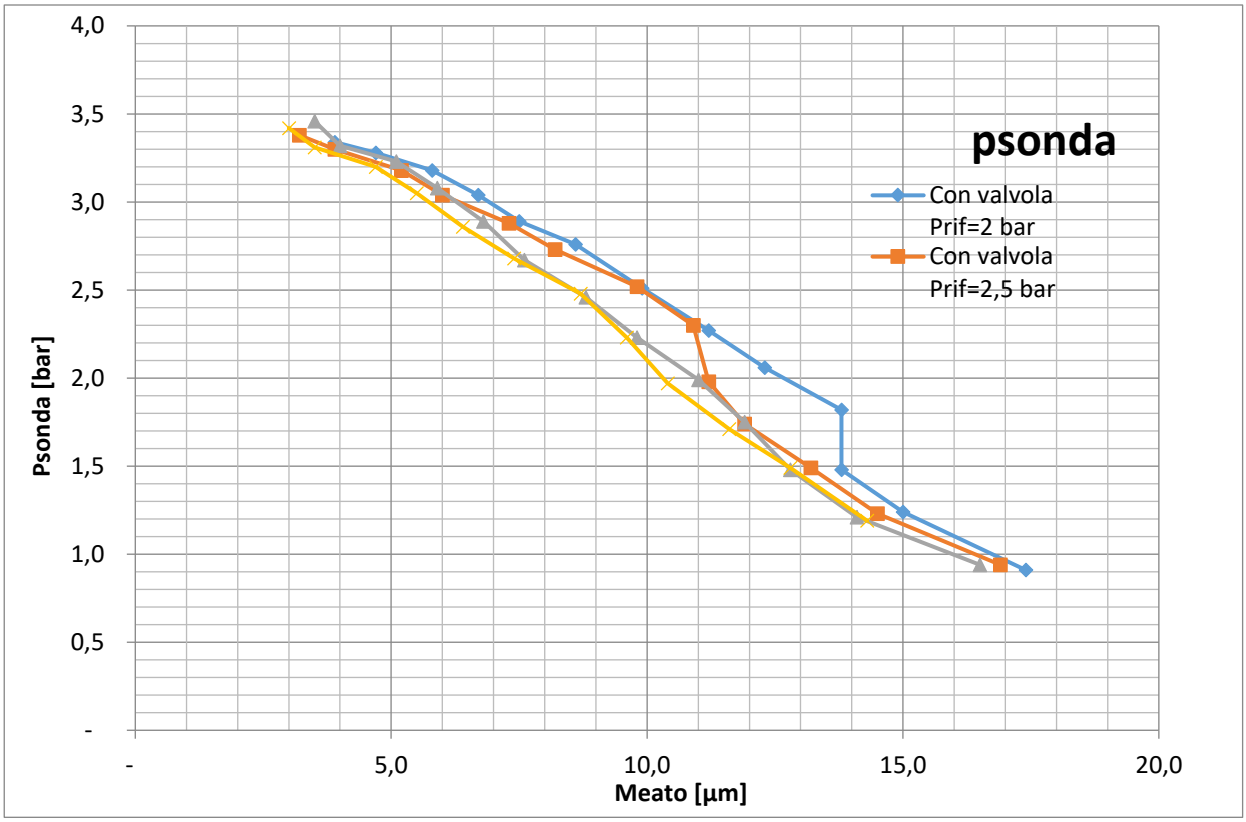


Figura 70 - Confronto caratteristiche pneumostatiche P_{sonda}-meato con membrane 0,5 mm in gomma e P_{rif} vari.

Nella *Figura 70* è possibile notare come ognuno dei punti di regolazione si trovi a pressioni p_{sonda} leggermente al di sotto della P_{rif} alla quale è stata effettuata la prova. Infatti, finché la p_{sonda} è maggiore della P_{rif} la forza che tende ad allontanare l'otturatore sarà anch'essa più grande.

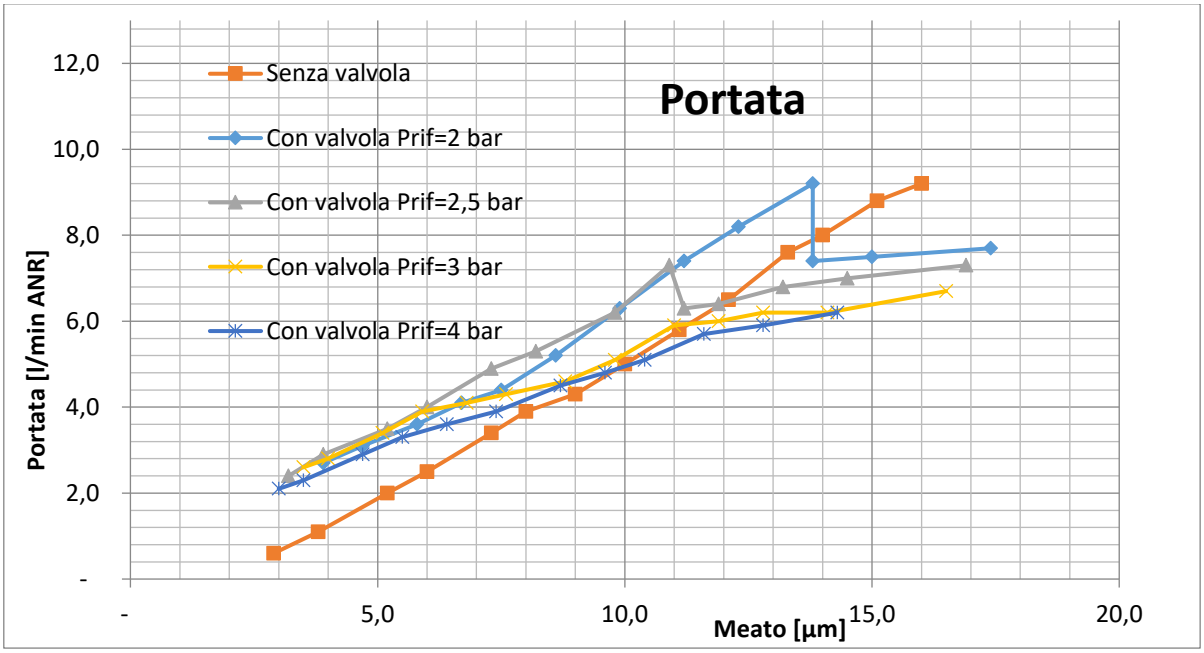


Figura 71 - Confronto caratteristiche pneumostatiche portata-meato con membrane 0,5 mm in gomma e P_{rif} vari.

In *Figura 71* vengono confrontate le caratteristiche di portata, le quali mostrano come ad un certo meato, corrispondente al punto di regolazione, si riducano le portate. Le caratteristiche di portata

evidenziano, altresì, un'anomalia: le portate ottenute con la valvola prima della regolazione hanno valori maggiori rispetto al caso passivo.
Per verificare se la causa all'origine dell'anomalia fosse da imputare o meno a fughe sulla valvola, si è versato su di essa un po' di Tesol, un solvente liquido che produce bollicine in caso di perdite d'aria. L'esito delle rilevazioni effettuate è stato che la valvola non presentava perdite visibili.

La riscontrata assenza di perdite visibili induce a ritenere che la causa più probabile dell'anomalia sia da attribuire al fatto che il passivo è un pattino diverso da quello utilizzato con la valvola e che, quindi, manda normalmente di meno. Ad avvalorare tale ipotesi è la diversità di portata determinata da dimensioni anche solo di poco differenti degli ugelli sul fondo del pattino.

5.7-Rilievi dimensionali sugli ugelli del pattino

È interessante osservare come influiscano le dimensioni degli ugelli al di sotto del pattino sulle caratteristiche.
Aumentare il diametro degli ugelli significa più o meno traslare verso l'alto la caratteristica di carico. Questo potrebbe aumentare il campo di regolazione della valvola.

Prima di allargare i fori degli ugelli si è proceduto a misurare con microscopio le dimensioni degli ugelli con cui si sono effettuate le prove precedenti.

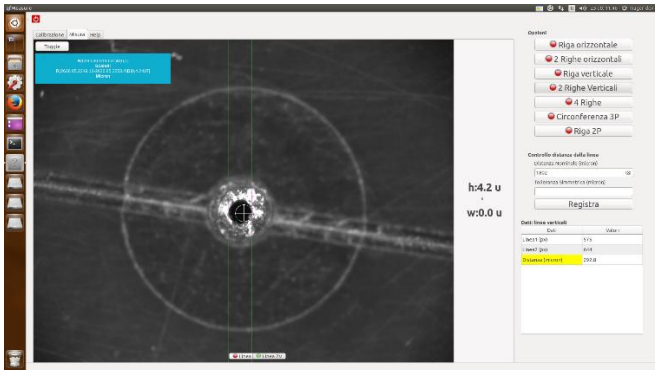


Figura 72 – Rilievo dimensionale ugello del pattino: 293 µm.

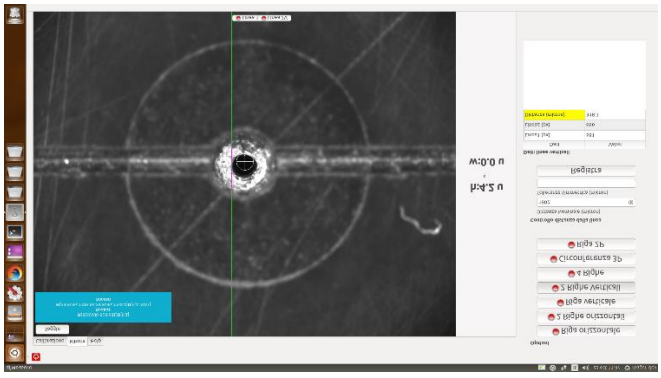


Figura 73 – Rilievo dimensionale ugello del pattino: 318 µm.

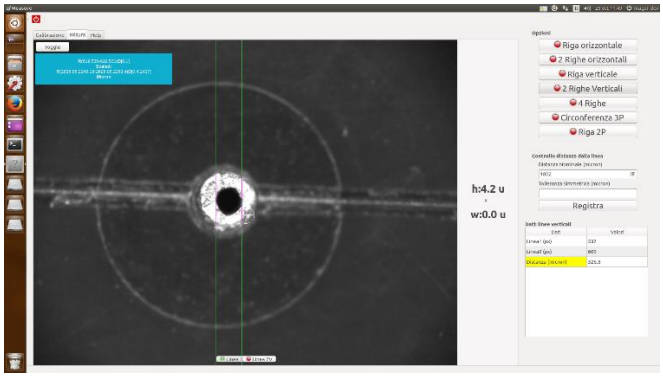


Figura 74 – Rilievo dimensionale ugello del pattino: 327 µm.

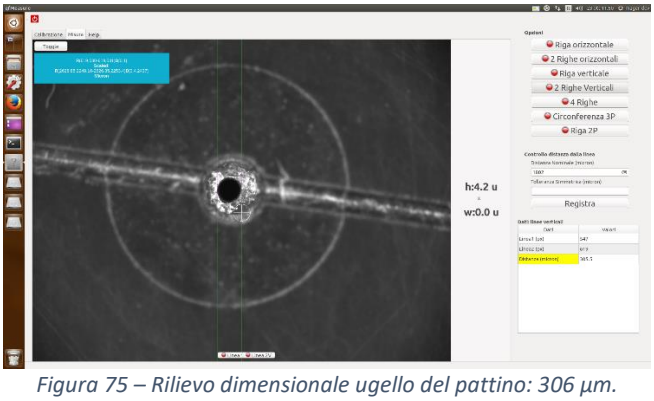


Figura 75 – Rilievo dimensionale ugello del pattino: 306 µm.

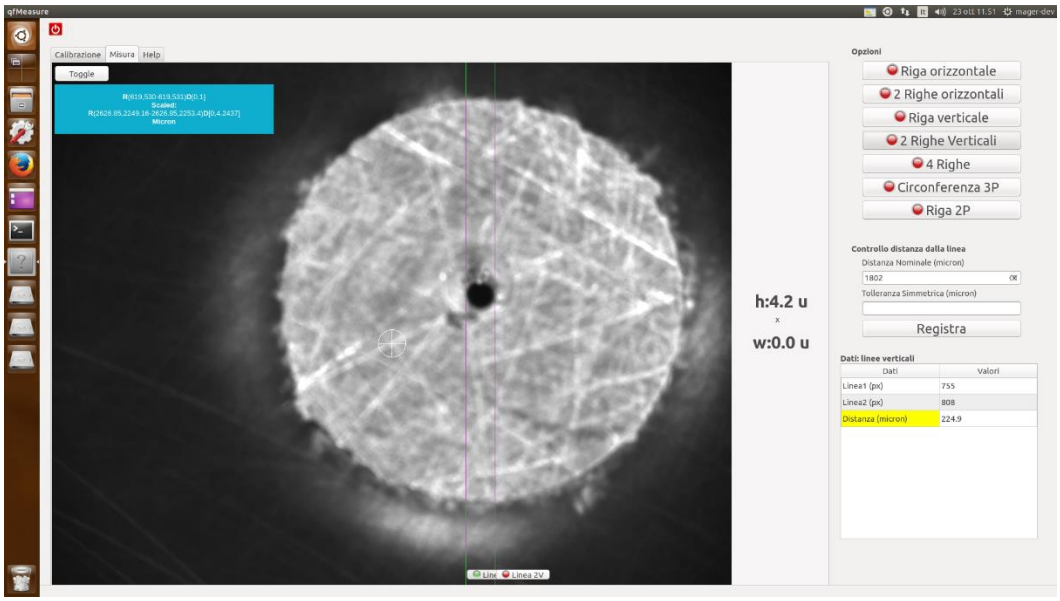


Figura 76– Rilievo dimensionale foro sonda sul fondo del pattino: 225 µm.

La media tra i vari ugelli del pattino, escluso il foro sonda, è di 311 µm.

L'allargamento dei fori con una punta da 500 µm ha portato ai seguenti rilievi.

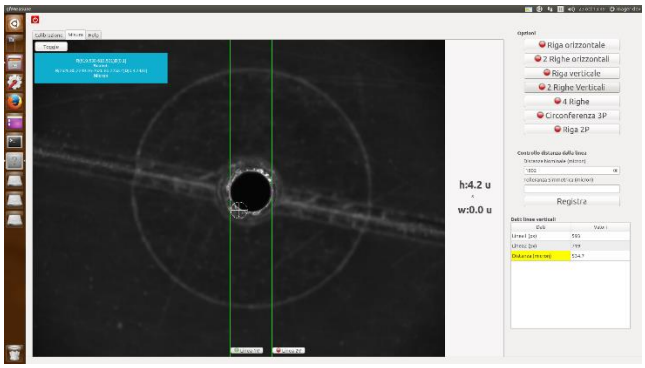


Figura 77 – Rilievo dimensionale ugello del pattino: 531 µm.

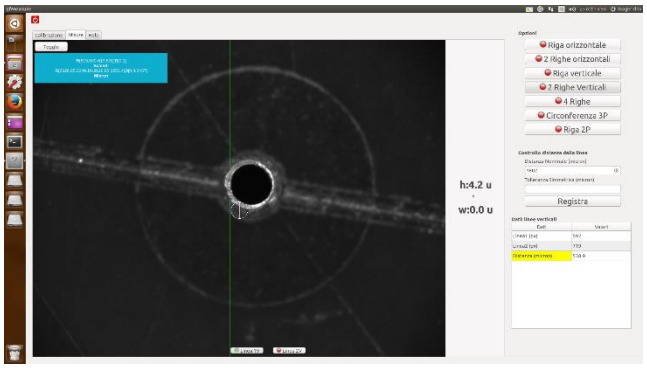


Figura 78 – Rilievo dimensionale ugello del pattino: 539 µm.

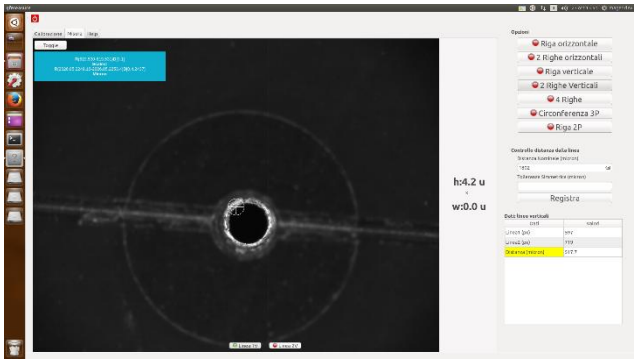


Figura 79 – Rilievo dimensionale ugello del pattino: 514 µm.

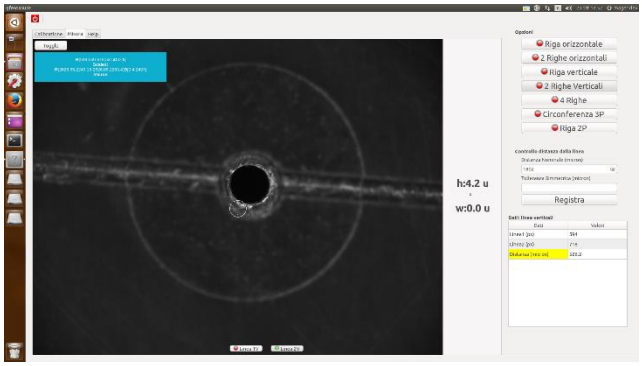


Figura 80 – Rilievo dimensionale ugello del pattino: 526 µm.

La media tra i diametri degli ugelli allargati sul pattino è risultata di 527,5 µm.

5.8-Effetto della dimensione degli ugelli del pattino

Il passo successivo della sperimentazione, una volta allargati i fori del pattino, è stato quello di accertare attraverso i test l'effetto prodotto sulle caratteristiche.

Le modalità di esecuzione delle prove sono identiche a quelle precedenti.

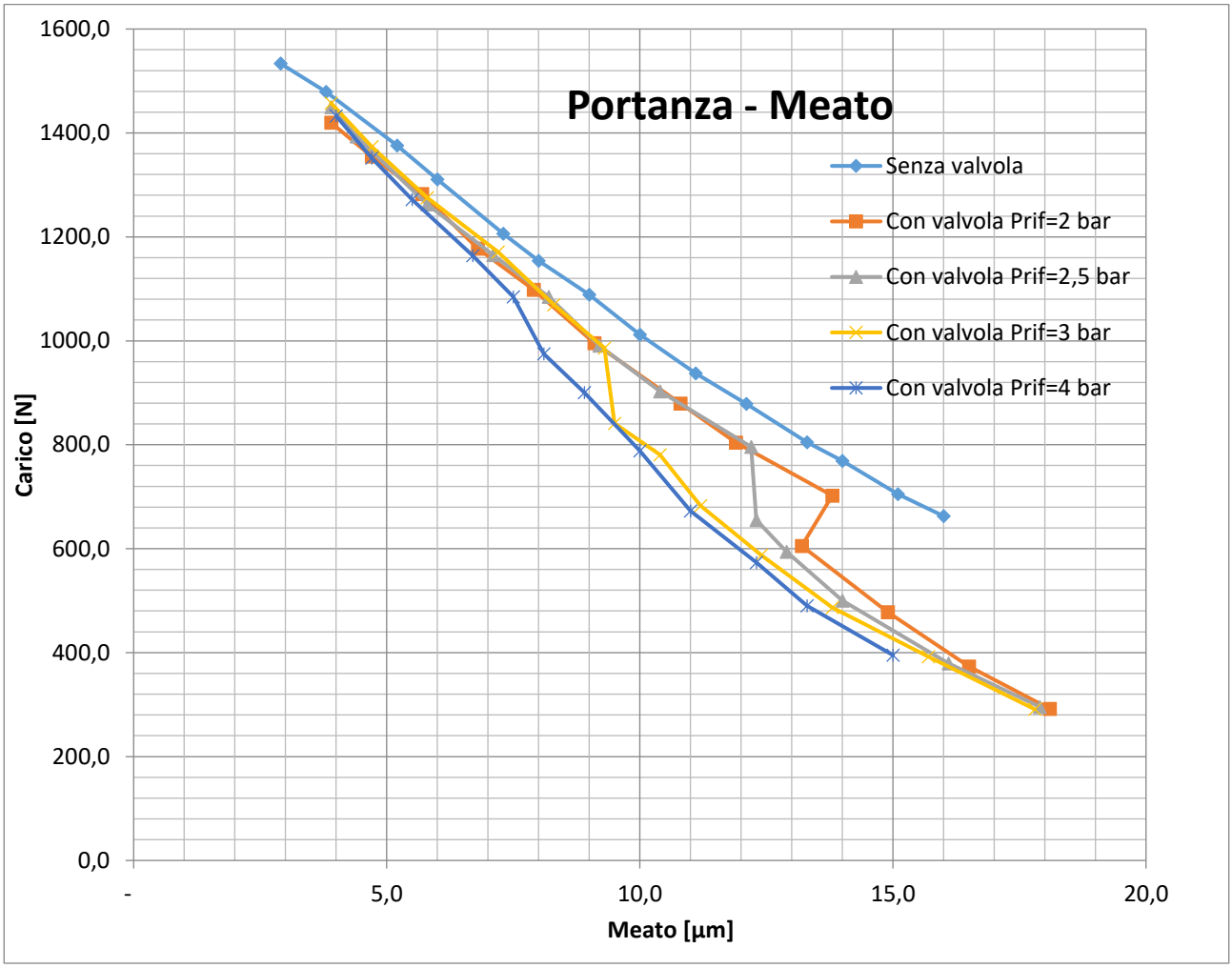


Figura 81 – Confronto caratteristiche pneumostatiche carico-meato con membrane 0,5 mm in gomma, fori allargati e P_{rif} vari.

I risultati ottenuti, riportati nel grafico di *Figura 81,* sono simili a quelli di cui alla *Figura 68*. È da notare, però, che nel caso in esame la caratteristica a $p_{rif} = 4\ bar$ presenta anch'essa un punto di regolazione, diversamente da quanto rilevato dalla *Figura 68*.

Dall'attenta analisi dei risultati di cui alla *Figura 81* si può altresì osservare come a carichi elevati la caratteristica assomigli a quella del pattino passivo con fori non allargati.

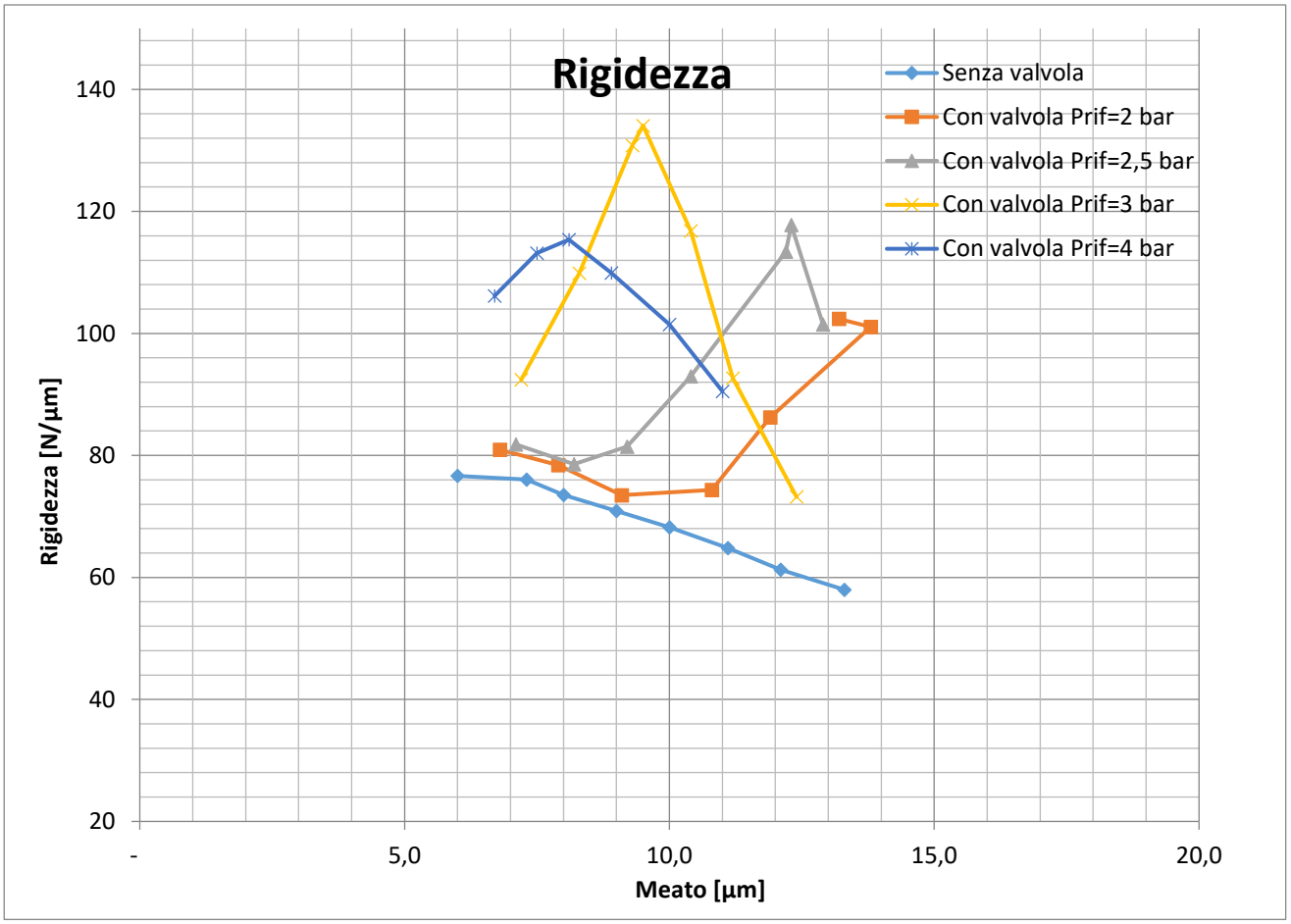


Figura 82 – Confronto caratteristiche pneumostatiche rigidezza-meato con membrane 0,5 mm in gomma, fori allargati e p_{rif} vari.

L'analisi della *Figura 82* mostra come le rigidezze si siano spostate su valori ancora maggiori rispetto al caso precedente.

I picchi di rigidezza ad ogni P_{rif} sono:

- $10{,}2\ daN/\mu m$ a $13{,}2\ \mu m$ di meato per una $P_{rif} = 2\ bar$;
- $11{,}8\ daN/\mu m$ a $12{,}3\ \mu m$ di meato per una $P_{rif} = 2{,}5\ bar$;
- $13{,}4\ daN/\mu m$ a $9{,}5\ \mu m$ di meato per una $P_{rif} = 3\ bar$;
- $11{,}5\ daN/\mu m$ a $8{,}1\ \mu m$ di meato per una $P_{rif} = 4\ bar$.

Ricordato che i suddetti valori sono quelli opportunamente mediati delle misure, ottenuti con il metodo descritto al *paragrafo 5.2*, la conclusione che si può trarre dalla loro analisi è che ora le maggiori rigidezze corrispondono a P_{rif} più alte.

Assumendo una rigidezza del pattino passivo con fori non allargati pari a 7,5 daN/µm e confrontandola con il picco ottenuto con $P_{rif} = 3\ bar$ pari a 13,4 daN/µm, si ricava che l'aumento di rigidezza ottenuto con l'uso della valvola è pari al 78.67%. Il tratto verticale a rigidezza infinita va dai 98,6 ai 84,1 daN, tratto in cui il meato rimane costante a 9,5 µm. È una portanza elevata considerato che il pattino HPR 3.2 ha in condizioni ottimali passive un carico di 96±6 daN a catalogo.

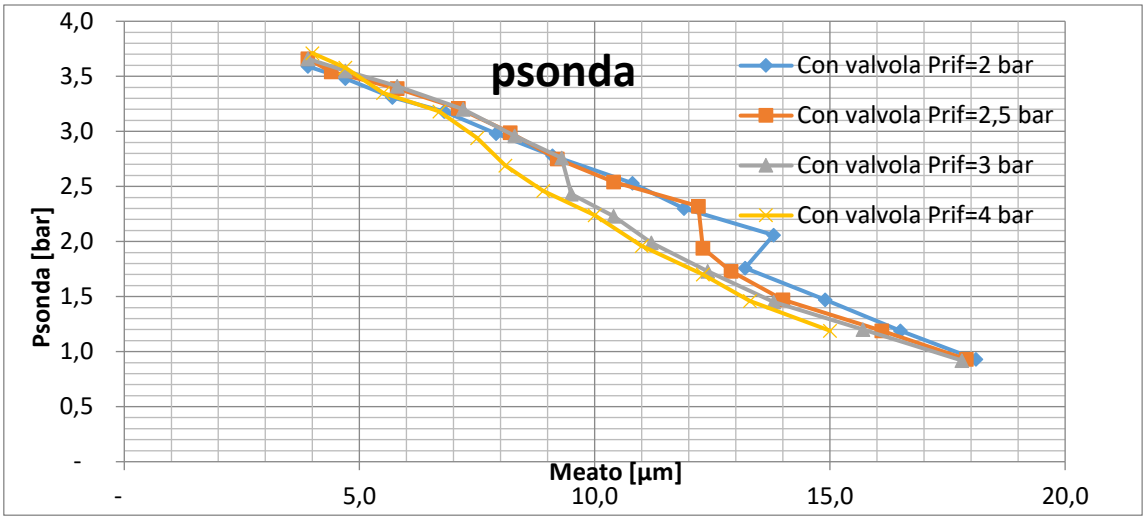


Figura 83 – Confronto caratteristiche pneumostatiche p_{sonda}-meato con membrane 0,5 mm in gomma, fori allargati e p_{rif} vari.

Anche in questo caso la p_{sonda} ha un andamento simile a quello della caratteristica della portanza, con dei netti punti di regolazione che si registrano quando questa pressione è poco al di sotto della p_{rif}. Per bassi e alti valori di meato le caratteristiche quasi coincidono.

I risultati ottenuti con fori allargati e non, se analizzati e confrontati tra loro nei diagrammi sotto riportati, si prestano a ulteriori considerazioni.

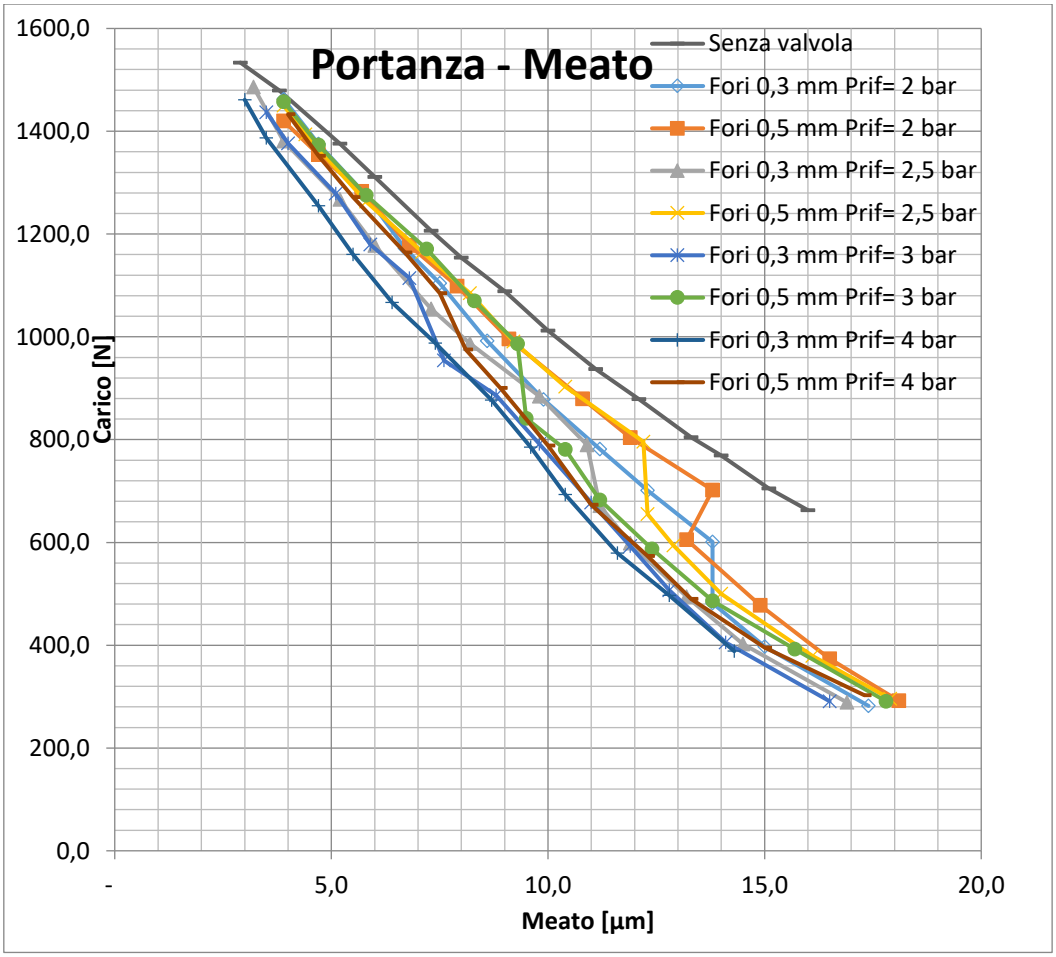


Figura 84 - Confronto caratteristiche pneumostatiche carico-meato con membrane 0,5 mm in gomma, con fori allargati e non, e p_{rif} vari.

Osservando la *Figura 84* si deduce che a parità di p_{rif} l'allargamento dei fori sposta il punto di regolazione verso destra, con un eccezione quando essa vale 2 bar. Infatti, con i fori allargati è distinguibile un punto di regolazione anche a $p_{rif} = 4\ bar$.
I salti di carico dovuti alla regolazione sono molto più accentuati nel caso di fori allargati e si riflettono nella maggior rigidezza riscontrata.

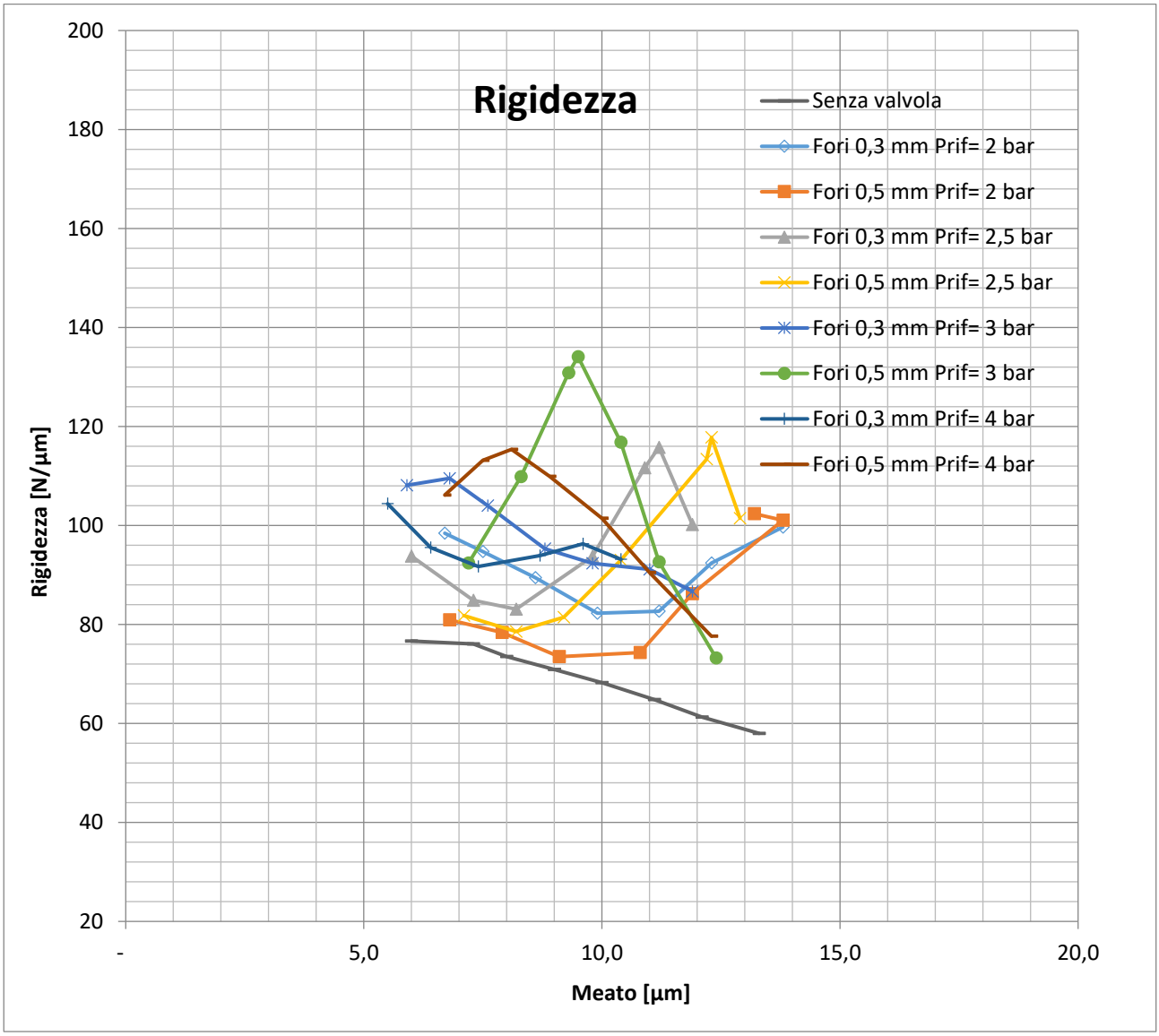


Figura 85 - Confronto caratteristiche pneumostatiche rigidezza-meato con membrane 0,5 mm in gomma, con fori allargati e non, e p_{rif} vari.

Dalla *Figura 85* verifichiamo le osservazioni già fatte sulla caratteristica carico-meato. Da notare che per p_{rif} pari a 2 e 2.5 bar non si registra alcun aumento di rigidezza, mentre è notevole nei casi a 3 e 4 bar.

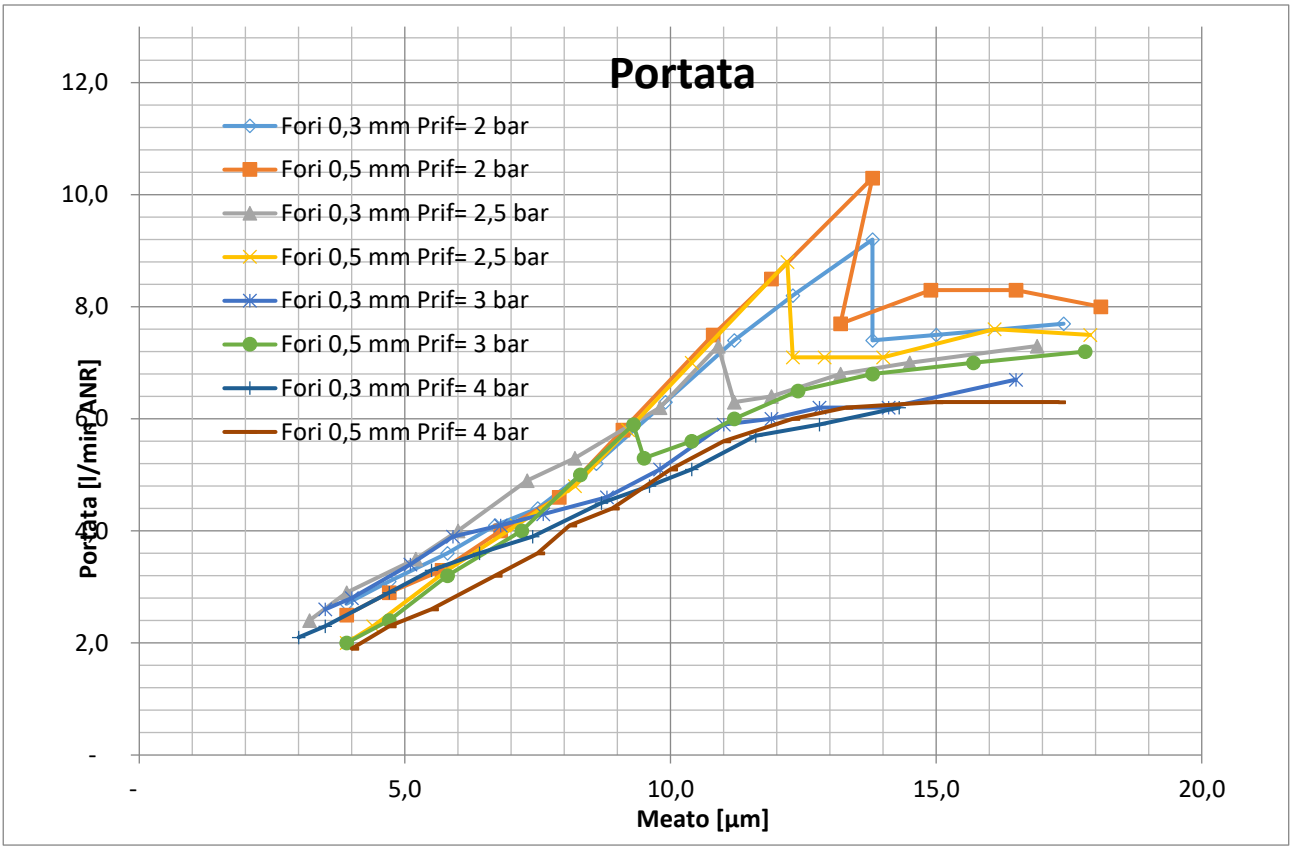


Figura 86 - Confronto caratteristiche pneumostatiche portata-meato con membrane 0,5 mm in gomma, con fori allargati e non, e p_{rif} vari.

Le portate, come era lecito aspettarsi, sono maggiori nel caso di fori allargati.

5.9 – Prove dettagliate

Le portate ottenute precedentemente sono maggiori di quelle attese. Stante il sospetto fosse dovuto a fughe di aria, si sono effettuati ulteriori test.

Si è rimontata la valvola e si sono alimentate le varie camere della valvola. Mediante un flussimetro si è misurata la portata. Da queste prove non sono risultate perdite.

Allo scopo di ottenere una curva più dettagliata nei punti di regolazione, si sono eseguite ulteriori esaminazioni sulla macchina MPCP.

Le caratteristiche risultanti sono diverse da quelle ottenute in precedenza.

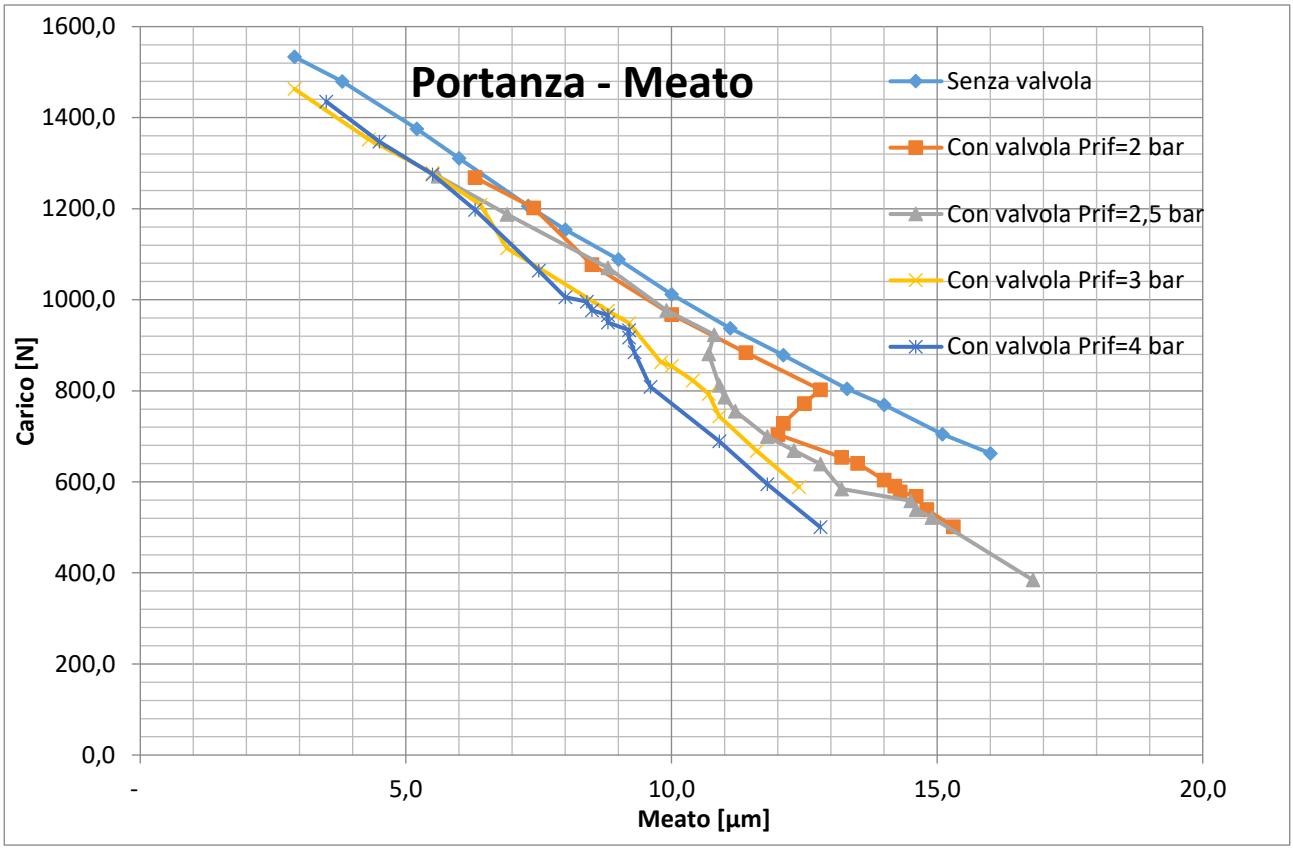


Figura 87 - Confronto caratteristiche pneumostatiche carico-meato rieseguite con membrane 0,5 mm in gomma, con fori allargati e p_{rif} vari.

Dopo aver rimontato la valvola, le caratteristiche si sono spostate verso sinistra di circa 1 µm. Mentre le curve a p_{rif} pari a 3 e 4 bar presentano un'anomalia: il punto di regolazione di quest'ultima si trova più a destra dell'altra.

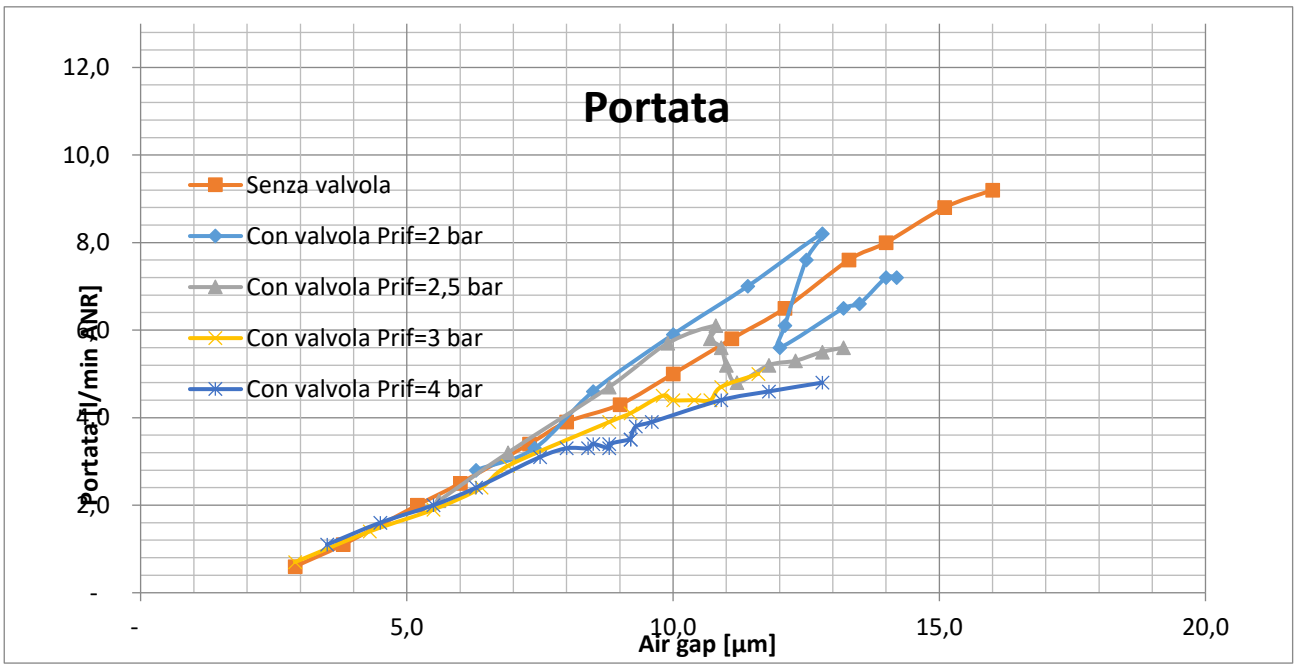


Figura 88 - Confronto caratteristiche pneumostatiche portata-meato rieseguite con membrane 0,5 mm in gomma, con fori allargati e p_{rif} vari.

Le portate ottenute si sono abbassate rispetto a prima anche se risultano ancora più grandi di quello che ci si poteva aspettare.

5.10-Caratteristica di deformazione delle membrane sulla valvola

Per caratterizzare al meglio il comportamento della valvola occorre conoscere la caratteristica pressione-deformazione delle membrane sulla valvola. Da qui la necessità, per ogni pressione p_{rif} fissata, di misurare lo spostamento dell'otturatore variando la p_{sonda}.

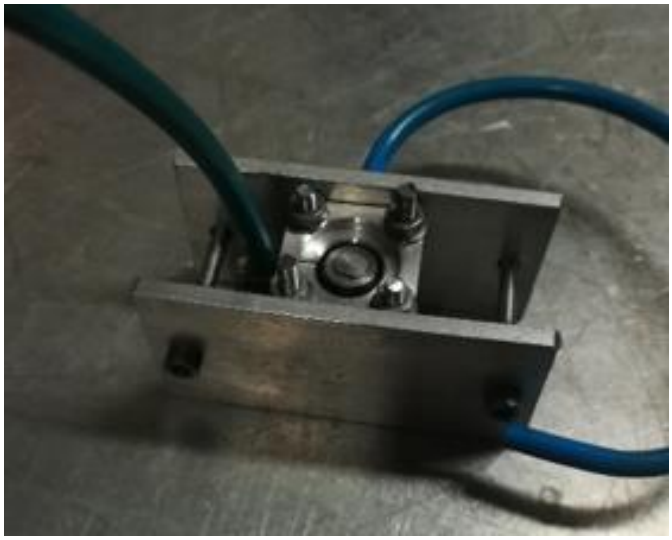


Figura 89 - Prototipo valvola modificato per le prove di deformazione delle membrane.

Per l'effettuazione delle prove sono stati sostituiti i pezzi delle camere alla pressione di alimentazione con alcuni aperti, in modo da permettere la misurazione della posizione dell'otturatore. Inoltre, sono state fabbricate due piastre per la realizzazione di un coperchio, al quale affidare la funzione di bloccare l'aria che altrimenti sarebbe uscita dalla camera alla pressione p_{sonda}. Le alimentazioni previste e predisposte sono solo due: una per imporre la p_{rif} e l'altra per imporre la p_{sonda}.
Il passo successivo è stato quello di organizzare il banco prova nel laboratorio LAQ IBIS all'interno del dipartimento DIMEAS del Politecnico di Torino.

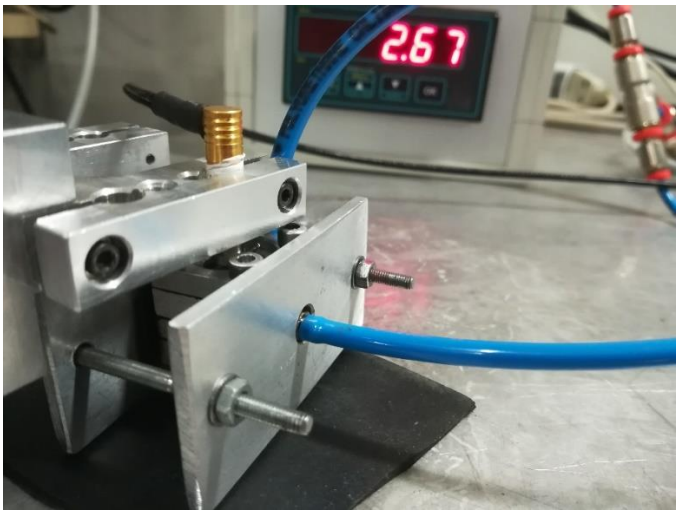


Figura 90 - Dettaglio di banco prova per la caratterizzazione della deformazione delle membrane.

Si sono utilizzati i seguenti strumenti per le prove effettuate:

- valvola modificata con coperchio;
- sensore di posizione (color oro in *Figura 88*);
- strumentazioni di fissaggio del sensore di posizione;
- trasduttore di pressione;
- manometro;
- strozzatore;
- valvole 3/2 con comando manuale;
- riduttori di pressione collegati alla linea di alimentazione del laib;
- computer con programma LabView per l'acquisizione dati.

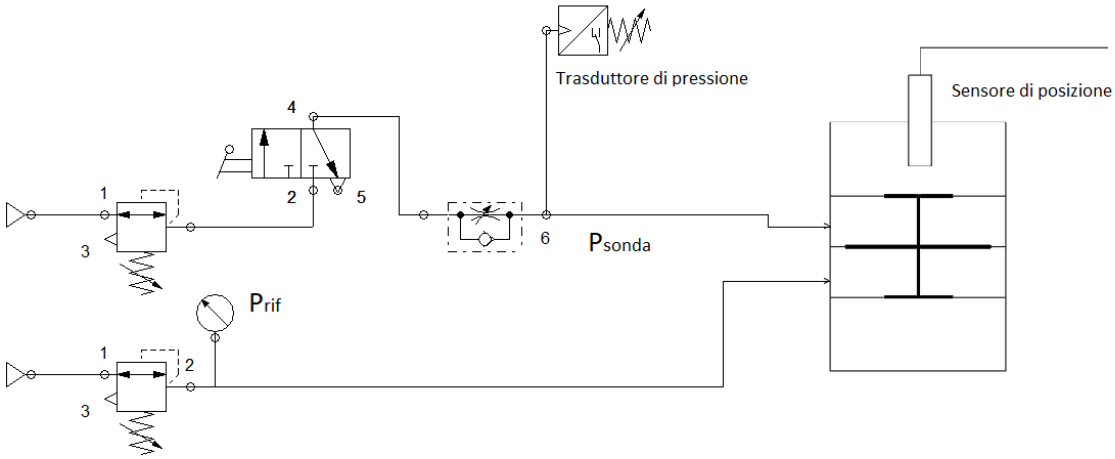


Figura 91 - Schema pneumatico prove di caratterizzazione delle membrane.

Le prove sono state condotte con la seguente procedura:

1. si fissano su LabView la frequenza e il tempo delle acquisizioni;
2. si imposta la pressione p_{rif} regolando il riduttore e osservando sul manometro il valore raggiunto;
3. si regola lo strozzatore affinché all'azionamento della valvola 3/2 la p_{sonda} salga di valore con sufficiente gradualità;
4. si effettuano le acquisizioni cliccando il bottone "RUN" su LabView e si aziona il pulsante della valvola 3/2;
5. si salvano i dati acquisiti in un file txt;
6. si ripetono i passaggi indicati diverse volte per ogni p_{rif}.

Nelle pagine che seguono sono riportate le risultanze e le osservazioni emerse dai test eseguiti.

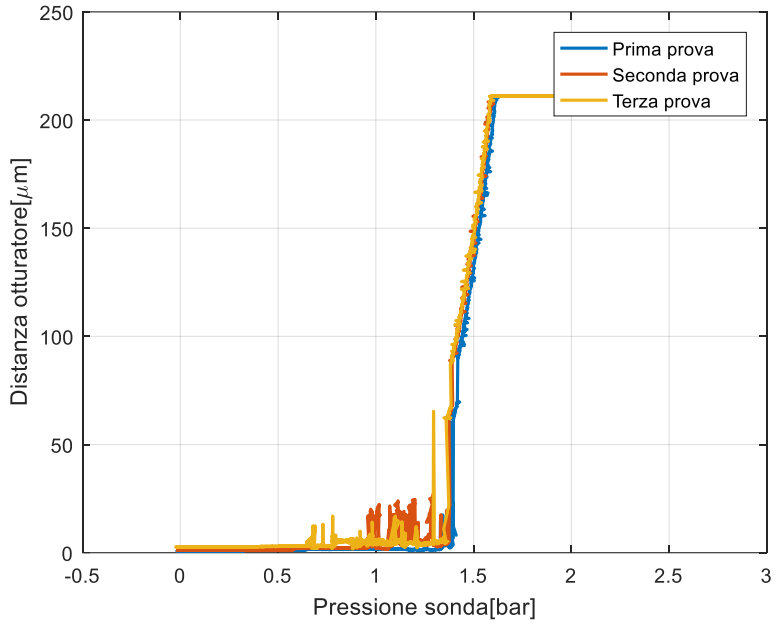


Figura 92 – Caratteristica deformazione-pressione membrane: test a $p_{rif} = 2\ bar$.

Come si può notare dalla *Figura 90,* all'aumentare della pressione nella camera di sonda aumenta la distanza dall'otturatore. A pressioni iniziali basse non si rileva alcun movimento dell'otturatore dalla sua posizione originaria. A partire da poco meno di 1,5 bar la distanza inizia a salire con un comportamento pressoché lineare al di là dei disturbi di segnale. Da circa 210 µm in poi il sensore non è in grado di rilevare la distanza. Questo il motivo della presenza nel grafico del tratto orizzontale, corrispondente al massimo del segnale.

Prendendo due punti della curva nella zona lineare si ottiene una rigidezza della membrana pari a $1351\ bar/m$.

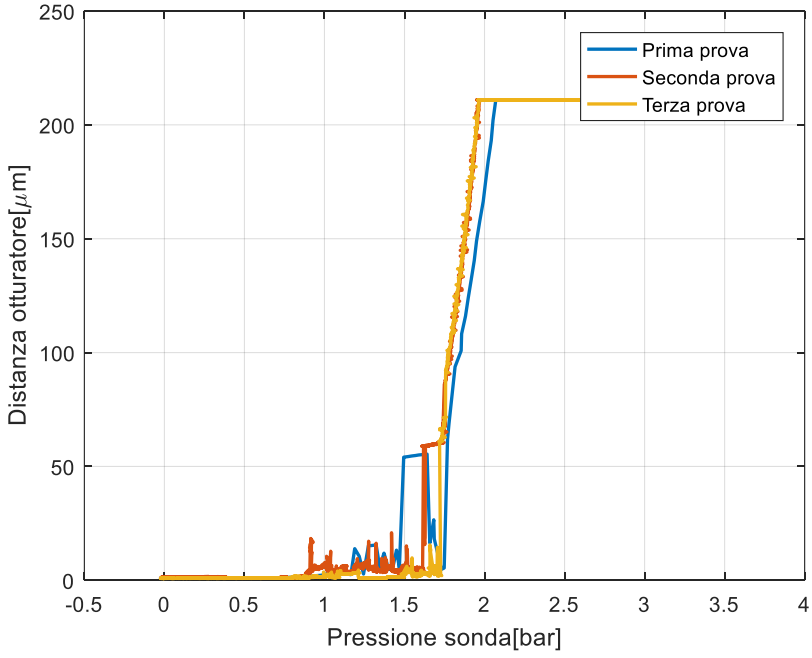


Figura 93 – Caratteristica deformazione-pressione membrane: test a $p_{rif} = 2{,}5\ bar$.

Su queste ultime prove a $p_{rif} = 2{,}5\ bar$ si notano maggiori comportamenti anomali a piccole distanze, in particolare nella prima e nella seconda prova.

La pendenza delle curve nella terza prova è leggermente diversa dalle altre. Il che è dovuto probabilmente ad un diverso strozzamento a monte della camera sonda, giacché si è notato che la velocità con cui variava la pressione era diversa. Il sistema, quindi, risponde in modo diverso a velocità differenti.

All'esito della prima prova abbiamo che la rigidezza vale $2030\ bar/m$.

In relazione a tutte e tre le prove effettuate ad una $p_{rif} = 2{,}5\ bar$, è da notare, inoltre, che la posizione in cui inizia a muoversi l'otturatore si è spostata verso pressioni più alte.

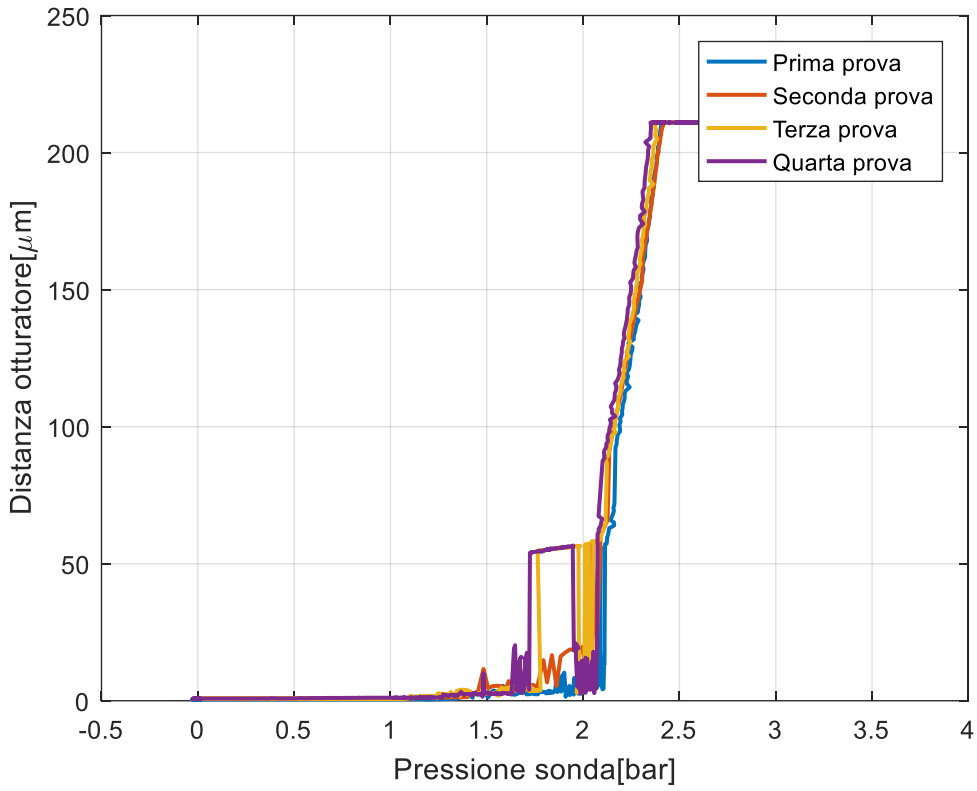


Figura 94 - Caratteristica deformazione-pressione membrane: test a $p_{rif} = 3\ bar$.

Nelle prove a $p_{rif} = 3\ bar$ sono ancor più evidenti le anomalie quando lo spostamento è fra i 0 e i 50 µm.

Abbiamo in questo caso una rigidezza delle membrane pari a $1961\ bar/m$ e anche uno spostamento della curva verso pressioni p_{sonda} più alte.

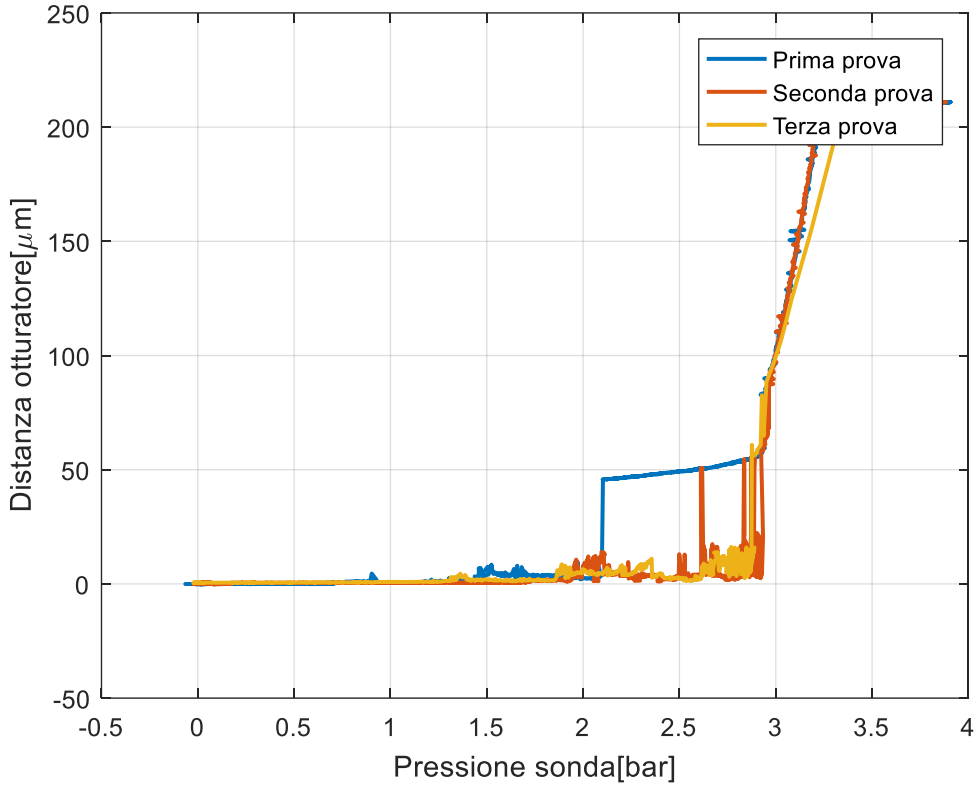


Figura 95 - Caratteristica deformazione-pressione membrane: test a $p_{rif} = 4\ bar$.

Per le ultime prove, effettuate ad una $p_{rif} = 4\ bar$ e sinteticamente riportate nei grafici di *Figura 95,* valgono considerazioni analoghe alle precedenti.

La rigidezza si aggira attorno ai $6707\ bar/m$.

6–Modellizzazione

6.1-Modello

A partire da quello di Colombo et al.[17] è stato sviluppato un modello che simula il comportamento del pattino con la valvola, allo scopo di determinare l'influenza dei vari parametri del sistema.

Il sistema a parametri concentrati è raffigurato nel seguente schema pneumatico.

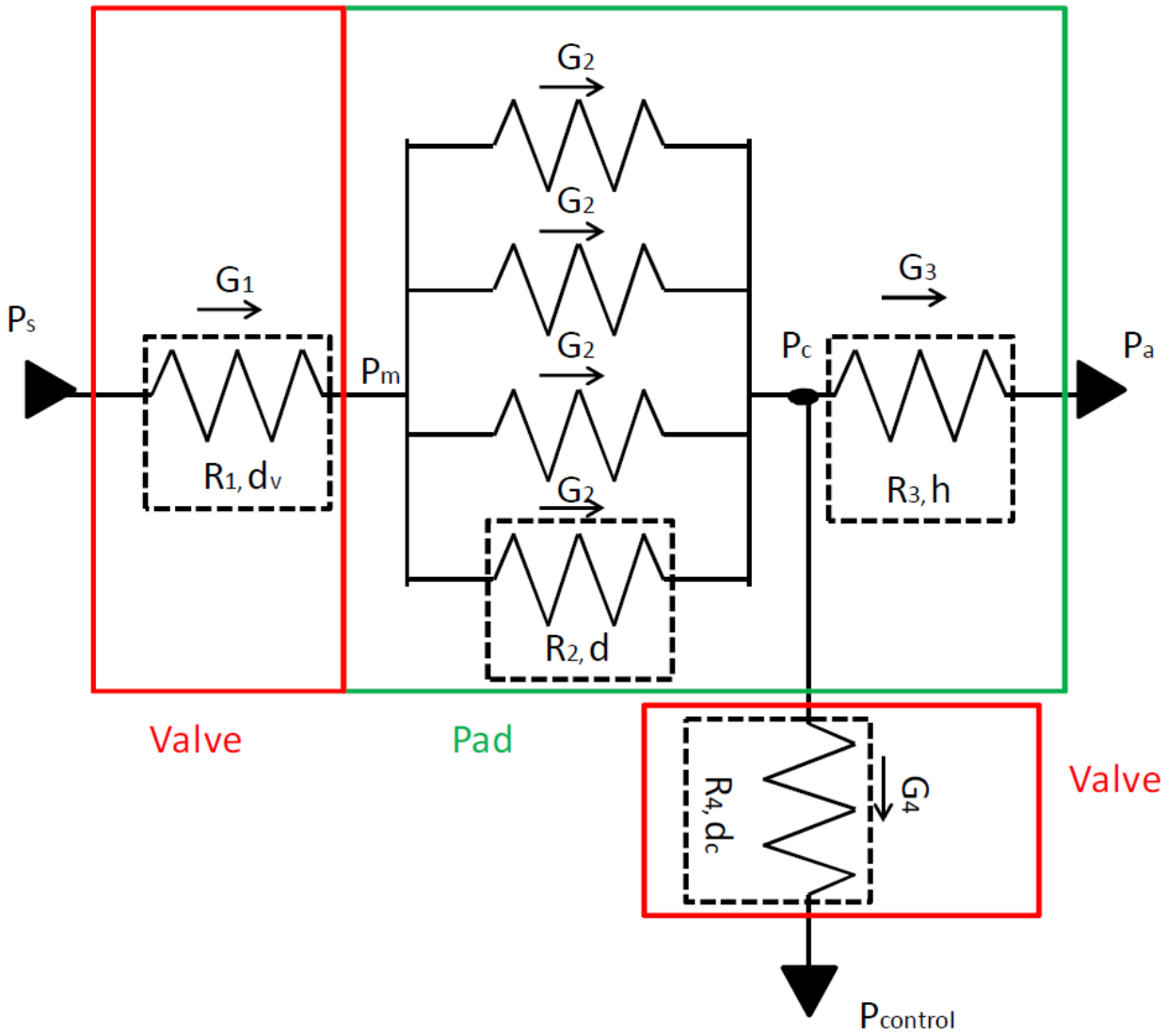


Figura 96 - Schema pneumatico sistema pattino con valvola. Tratta da: Laura Proietti, Studio di una valvola a membrana per il controllo di cuscinetti pneumostatici assiali, Politecnico di Torino, 2017

[17] F. Colombo, T. Raparelli, A. Trivella, V. Viktorov, Lumped parameters models of rectangular pneumatic pads: Static analysis, Precison Engineering (2015).

La ISO 6358 definisce la portata che attraversa un ugello con la formula seguente:

$$G = C_i K_t P_1 \sqrt{1 - \varphi_i^2}$$

Dove:

- P_1 è la pressione a monte dell'ugello, mentre P_2 quella di valle;
- $K_t = \sqrt{\frac{T_0}{T}}$, nella quale T è la temperatura assoluta di esercizio e $T_0 = 293\ K$;
- $\varphi_i = \frac{\frac{P_2}{P_1} - b_i}{1 - b_i}$ con flusso subsonico, $\frac{P_2}{P_1} \geq 0{,}528$
  $\varphi_i = 0$ nel caso in cui il flusso sia sonico, $\frac{P_2}{P_1} < 0{,}528$
  con b_i pari al rapporto critico 0,528;
- C_i è la conduttanza dell'orifizio. È da calcolare per ogni resistenza.

6.1.1-Conduttanza dell'ugello della valvola

I parametri che influenzano il flusso d'aria che attraversa l'ugello sono il diametro d_v e la distanza dall'otturatore x.

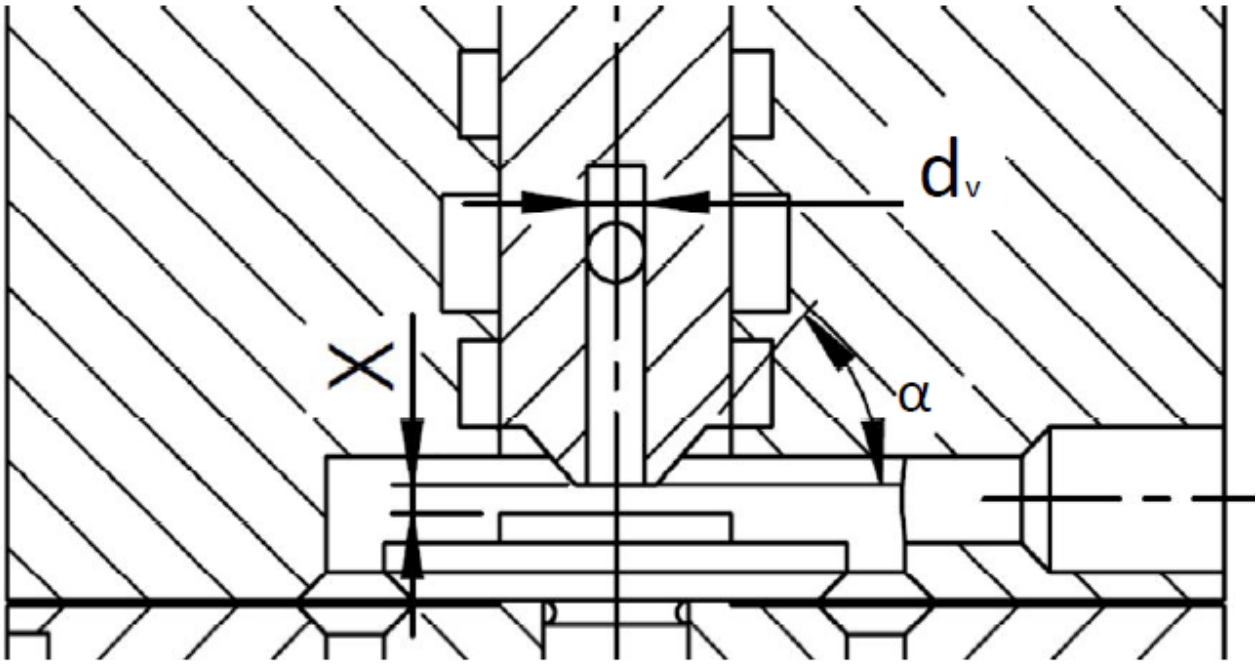


Figura 97 - Schema ugello della valvola: parametri che ne influenzano il flusso d'aria. Tratta da: Laura Proietti, Studio di una valvola a membrana per il controllo di cuscinetti pneumostatici assiali, Politecnico di Torino, 2017

Come riportato nella medesima pubblicazione di Colombo et al., la conduttanza viene calcolata con la seguente formula:

$$C_1 = c_{d1}\pi\frac{d_v^2}{4}\psi$$

dove d_v è il diametro del foro, c_{d1} è il coefficiente di efflusso, mentre $\psi = \frac{0{,}685}{\sqrt{RT}}$ per una espansione isoentropica.

$$c_{d1} = 0{,}85\left(1 - e^{-8{,}2\frac{x}{d_v}}\right)(1 - 0{,}3e^{-0{,}001Re_1})$$

in cui $Re_1 = \frac{4G_1}{\pi\mu d_v}$ è il coefficiente di Reynolds con G_1 la portata massica e μ la viscosità dinamica dell'aria.

La distanza x è ottenuta invece dalle curve sperimentali ottenute nel precedente capitolo.

6.1.2-Conduttanza del pattino

La superficie attiva del pattino è costituita da 4 fori dotati ognuno dell'avanforo e dalla ragnatura rettangolare a sezione triangolare.

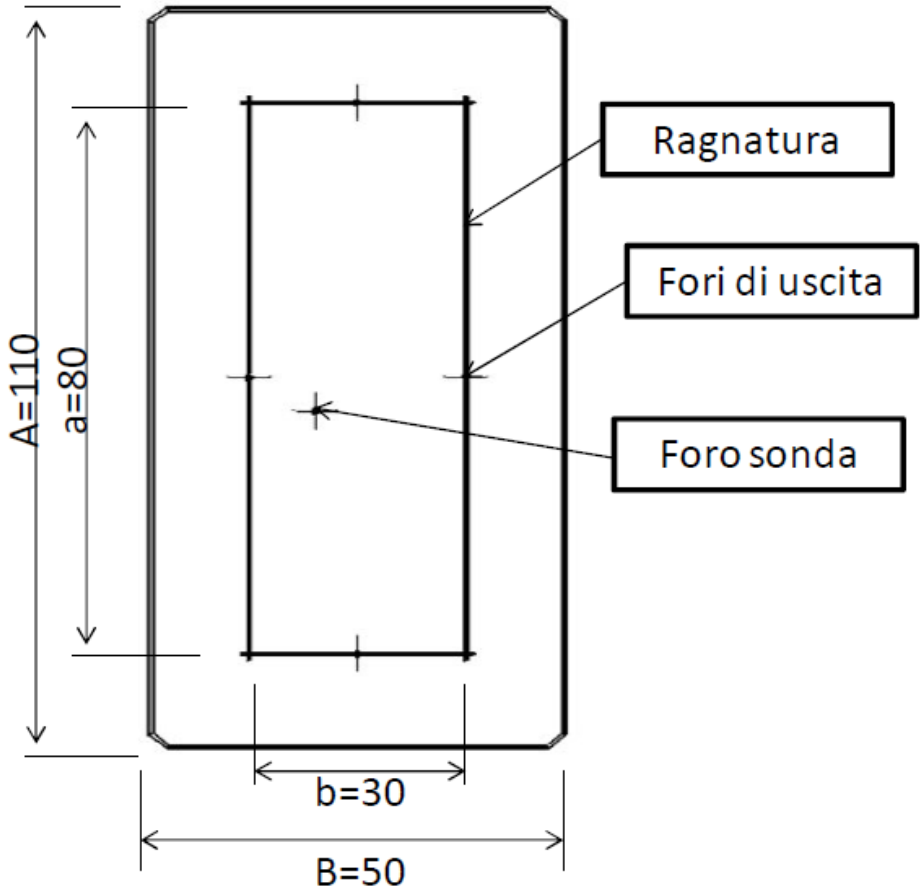


Figura 98 - Schema superficie attiva del pattino. Tratta da: Laura Proietti, Studio di una valvola a membrana per il controllo di cuscinetti pneumostatici assiali, Politecnico di Torino, 2017

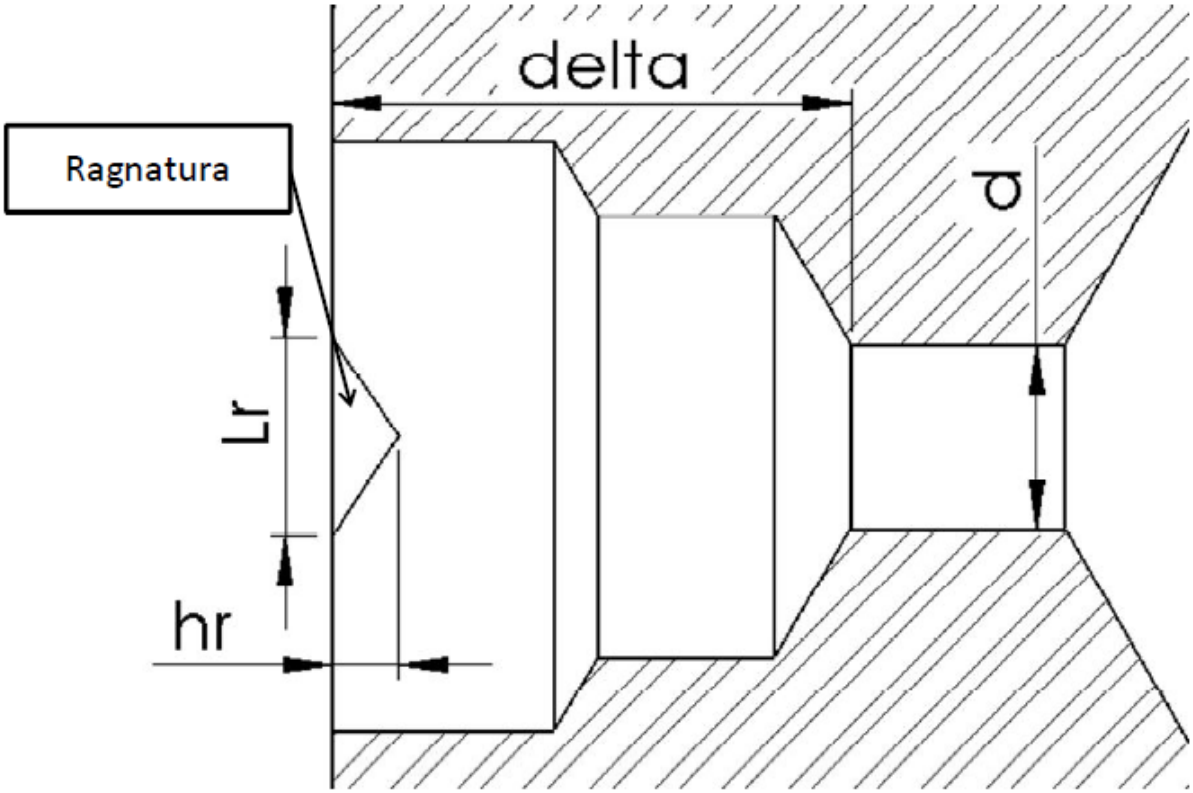


Figura 99 - Schema ugello del pattino: parametri che influenzano il flusso d'aria. Tratta da: Laura Proietti, Studio di una valvola a membrana per il controllo di cuscinetti pneumostatici assiali, Politecnico di Torino, 2017

La presenza della tasca impone delle variazioni nel calcolo del coefficiente di efflusso, mentre la formula della conduttanza presenta la medesima forma di quella utilizzata per l'ugello della valvola.

$$C_2 = c_{d2}\pi\frac{d^2}{4}\psi$$

$$c_{d2} = 0{,}85\left(1 - e^{-8{,}2\frac{h_0+delta}{d}}\right)\left(1 - 0{,}3e^{-0{,}001Re_2\frac{h_0+delta}{h_0+4\cdot delta}}\right)$$

$$Re_2 = \frac{4G_2}{\pi\mu d}$$

dove h_0 è l'altezza del meato.

6.1.3-Conduttanza del foro sonda

Il foro sonda si trova sul fondo del pattino e manda il feedback in pressione dal meato alla valvola.

Le formule utilizzate sono le seguenti:

$$C_3 = c_{d3}\pi\frac{d_s^2}{4}\psi$$

$$c_{d3} = 0{,}85\left(1 - e^{-8{,}2\frac{h_0}{d_s}}\right)(1 - 0{,}3e^{-0{,}001Re_3})$$

$$Re_3 = \frac{4G_3}{\pi\mu d}$$

6.1.4-Portanza del pattino

La portanza del pattino viene calcolata, come riportato da Colombo et al., nel modo seguente:

$$F = \left[ab + AB + \frac{Ab + aB}{2}\right]\frac{P_0 - P_a}{3}$$

con

$$P_0 = k_0(P_c - P_a) + P_a$$

Le lettere a, b, A e B indicano le dimensioni geometriche riportate in *Figura 97,* mentre P_0 è la pressione media al di sotto del pattino e P_a è la pressione atmosferica.

Il coefficiente k_0 si calcola con la formula seguente:

$$k_0 = 1 - 0{,}14^{\frac{5}{h(i)\cdot 10^6}}$$

I calcoli della simulazione seguono via iterativa per ottenere i risultati ad ogni meato. Di seguito è riportato un diagramma a blocchi che rappresenta l'iter di calcolo.

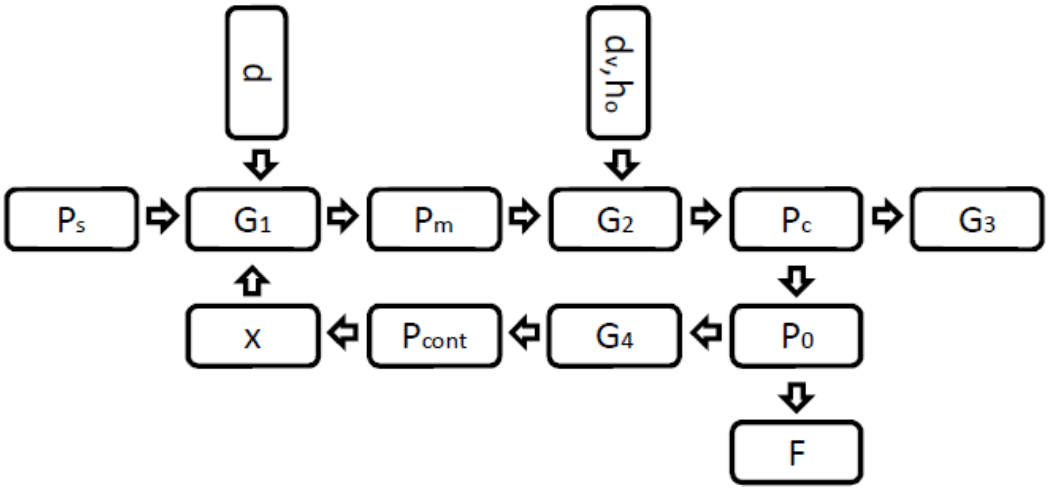


Figura 100 - Diagramma a blocchi iter di calcolo nelle simulazioni. Tratta da: Laura Proietti, Studio di una valvola a membrana per il controllo di cuscinetti pneumostatici assiali, Politecnico di Torino, 2017

6.2-Simulazioni

Il modello è stato integrato in un programma Matlab per effettuare delle simulazioni. Queste verranno confrontate con i risultati sperimentali in modo da poter verificare la bontà del modello.

Nel programma sono state implementate inoltre le caratteristiche di deformazione delle membrane per ogni p_{rif}.

Dato che, come si vede dai grafici sperimentali, la chiusura non è perfetta, si è fissato un valore minimo della distanza ugello-otturatore nel modello. Questa distanza virtuale vale 10 µm.

6.2.1- Simulazione $\boldsymbol{p_{rif} = 2\ bar}$

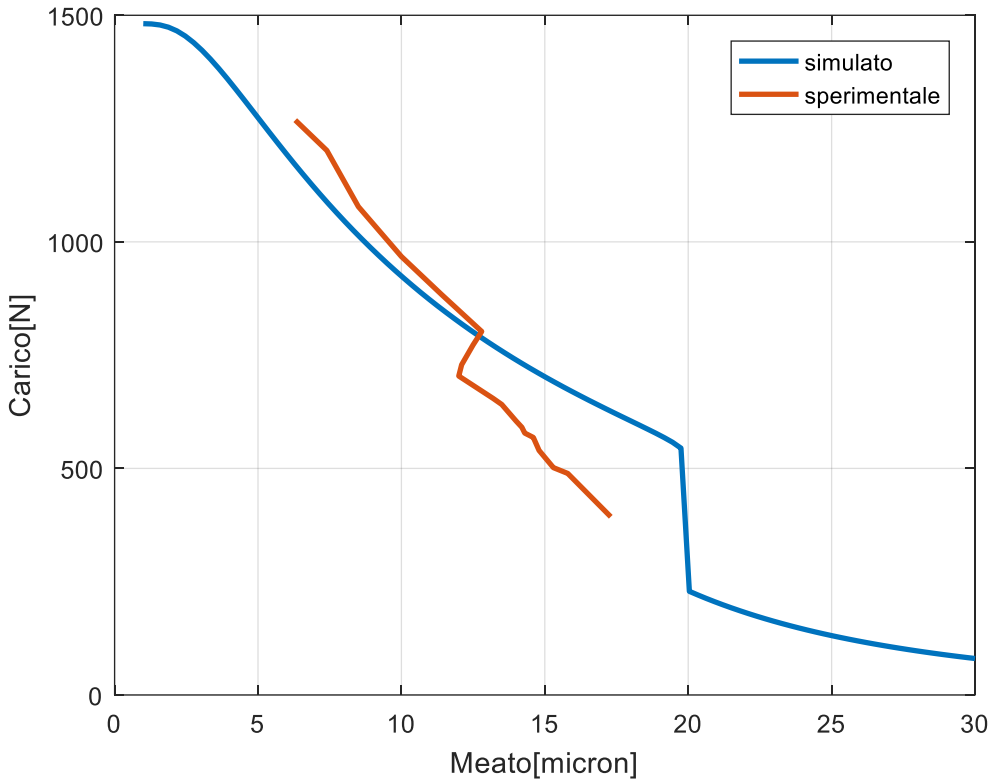


Figura 101 - Simulazione caratteristica pneumostatica carico-meato: $p_{rif} = 2\ bar$.

Si può osservare che il modello approssima bene la sperimentazione, ma il punto di regolazione ottenuto nella simulazione è spostato verso meati più alti.

Nella simulazione gran parte della regolazione avviene a 20 µm, mentre nella sperimentazione si è ottenuta a circa 12,5 µm.

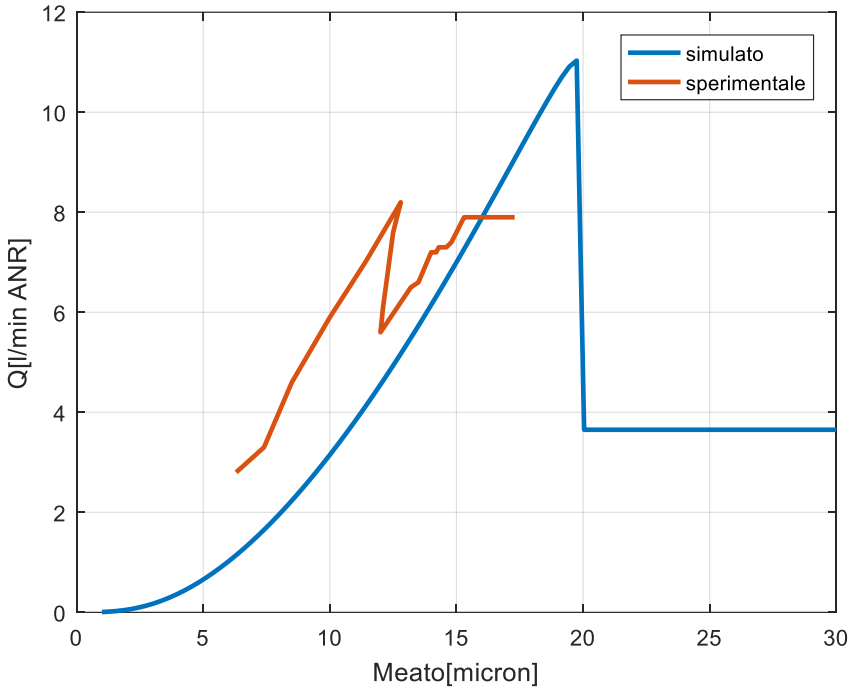


Figura 102 - Simulazione caratteristica pneumostatica portata-meato: $p_{rif} = 2\ bar$.

La portata sembra essere semplicemente traslata nel tratto in salita. Invece, dopo il tratto di regolazione quella simulata risulta essere circa la metà della sperimentale.

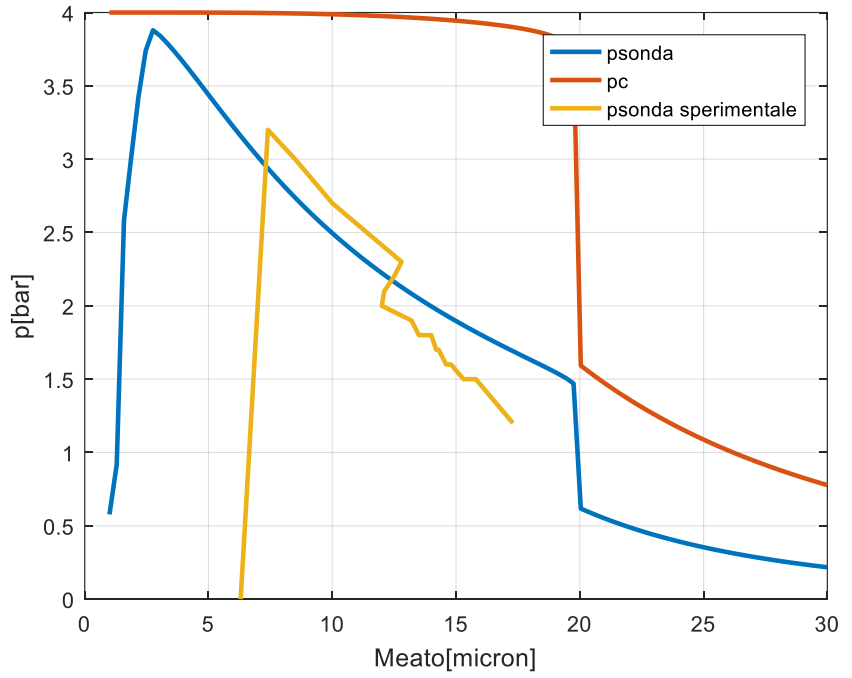


Figura 103 - Simulazione caratteristica pneumostatica p_{sonda}-meato: $p_{rif} = 2\ bar$.

Osservando anche l'andamento delle pressioni sonda di *Figura 101,* si è notato lo stesso fenomeno: il punto di regolazione risulta essere traslato verso meati più alti.

6.2.2- Simulazione $p_{rif} = 2,5\ bar$

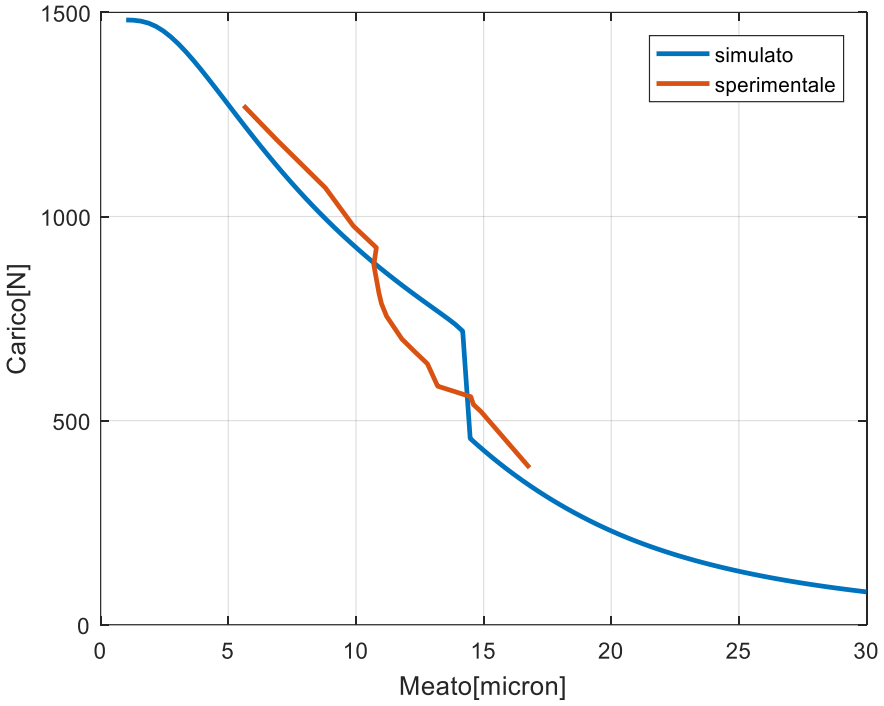


Figura 104 - Simulazione caratteristica pneumostatica carico-meato: $p_{rif} = 2,5\ bar$.

In questo caso abbiamo una differenza meno netta fra modello e sperimentazione: i punti di funzionamento sono rispettivamente a 14 e 10,7 µm circa.

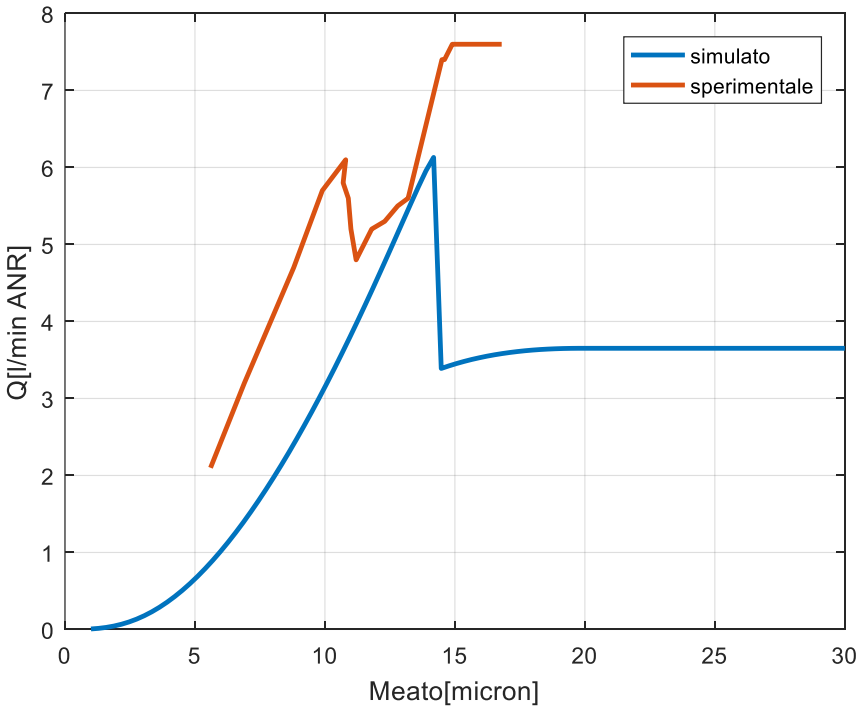


Figura 105 - Simulazione caratteristica pneumostatica portata-meato: $p_{rif} = 2,5\ bar$.

La caratteristica della portata sembra quasi essere traslata verso il basso nella simulazione. Questo può essere dovuto a delle piccole fughe non visibili nella valvola. Infatti, la portata è misurata a monte della valvola e include le eventuali perdite d'aria.

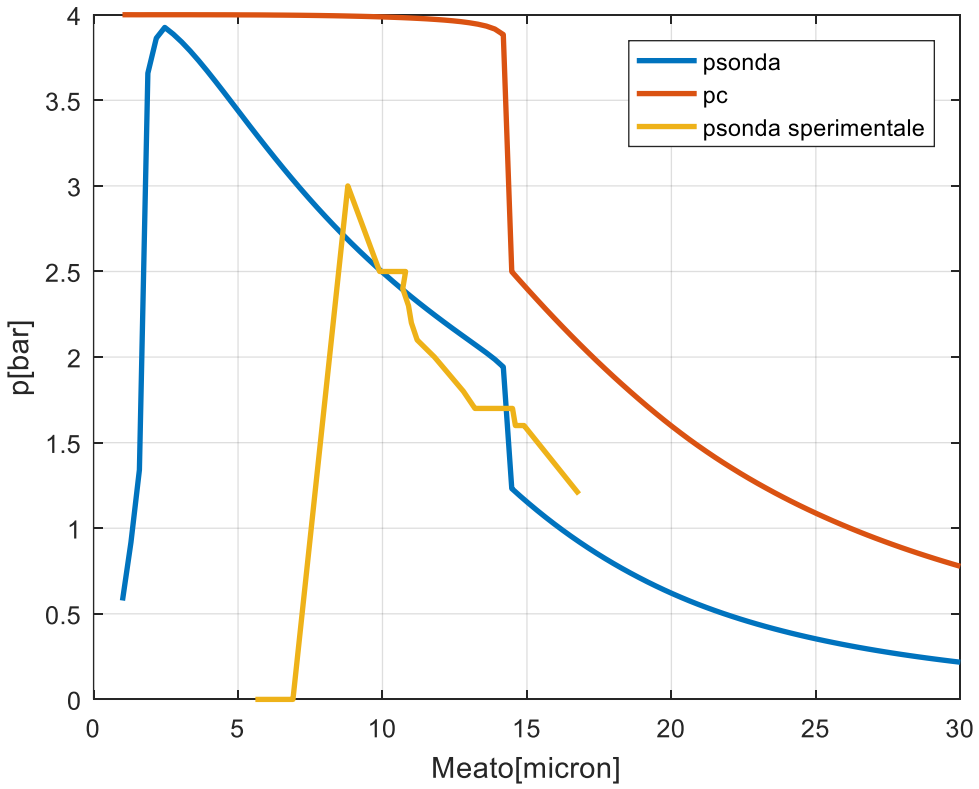


Figura 106 - Simulazione caratteristica pneumostatica p_{sonda}-meato: $p_{rif} = 2{,}5\ bar$.

Come mostrato in *Figura 104,* modello e sperimentazione iniziano a regolare a p_{sonda} differenti, rispettivamente a circa 2 e 2,5 bar relativi.

6.2.3- Simulazione $p_{rif} = 3\ bar$

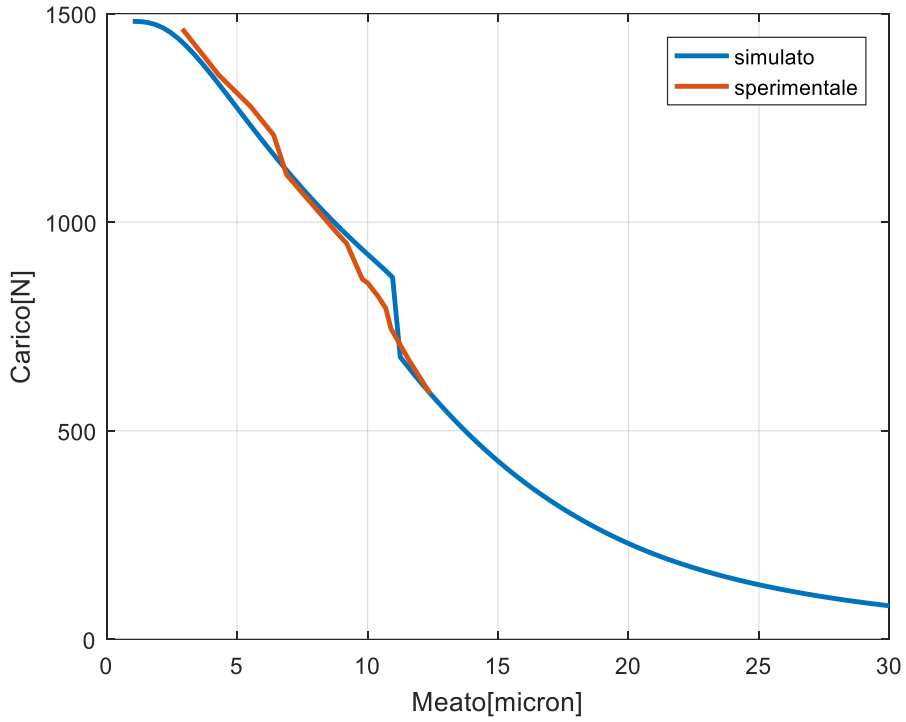


Figura 107 - Simulazione caratteristica pneumostatica carico-meato: $p_{rif} = 3\ bar$.

Anche qui abbiamo una piccola differenza fra modello e sperimentazione: i punti di funzionamento sono rispettivamente a 11 e 9,3 µm circa.

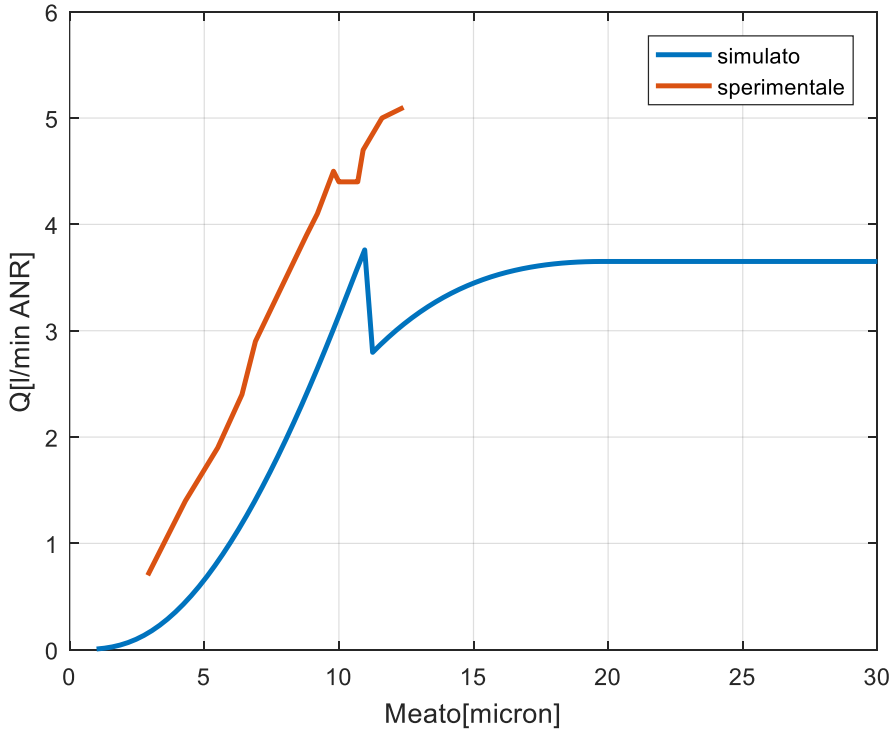


Figura 108 - Simulazione caratteristica pneumostatica portata-meato: $p_{rif} = 3\ bar$.

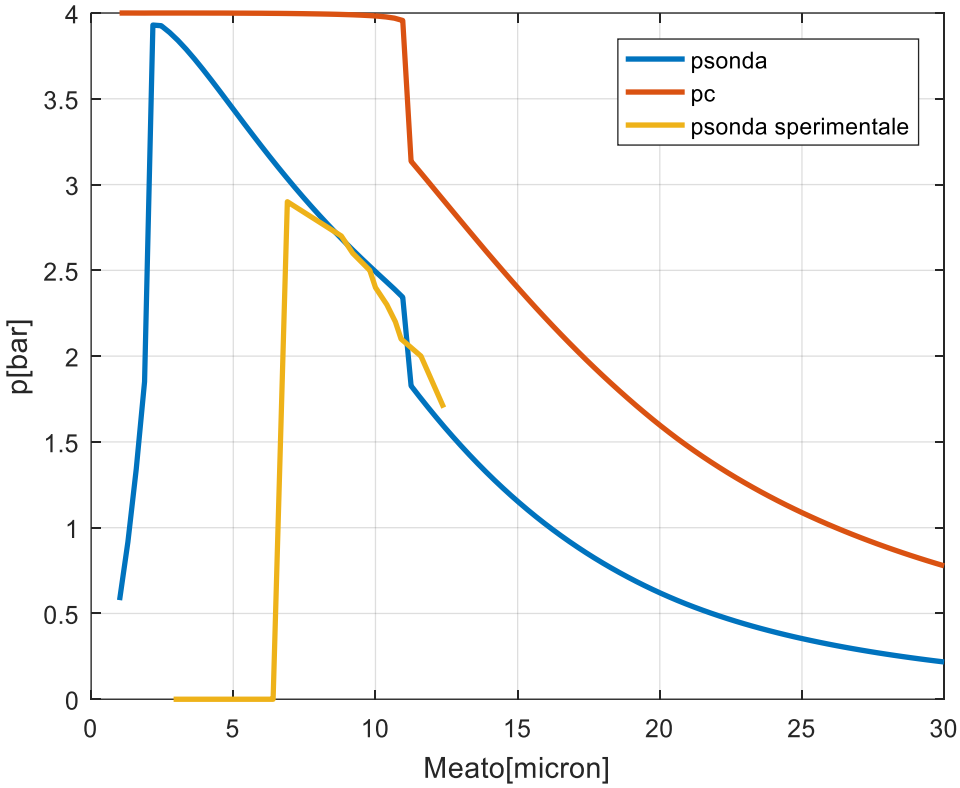


Figura 109 - Simulazione caratteristica pneumostatica p_{sonda}-meato: $p_{rif} = 3\ bar$.

Le p_{sonda} a cui iniziano a regolare modello e sperimentazione sono rispettivamente 2,4 e 2,5 bar relativi.

6.2.4- Simulazione $p_{rif} = 4\ bar$

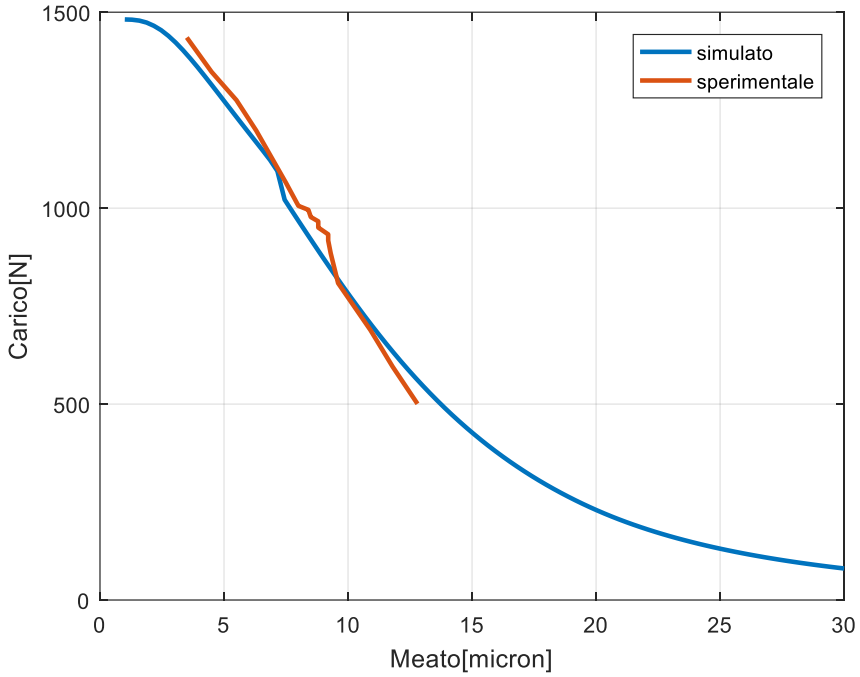


Figura 110 - Simulazione caratteristica pneumostatica carico-meato: $p_{rif} = 4\ bar$.

In quest'ultimo caso si è invertito il fenomeno: il modello presenta un punto di funzionamento a meato inferiore. Modello e sperimentazione presentano dei picchi di rigidezza rispettivamente a 7 e 9,3 µm.

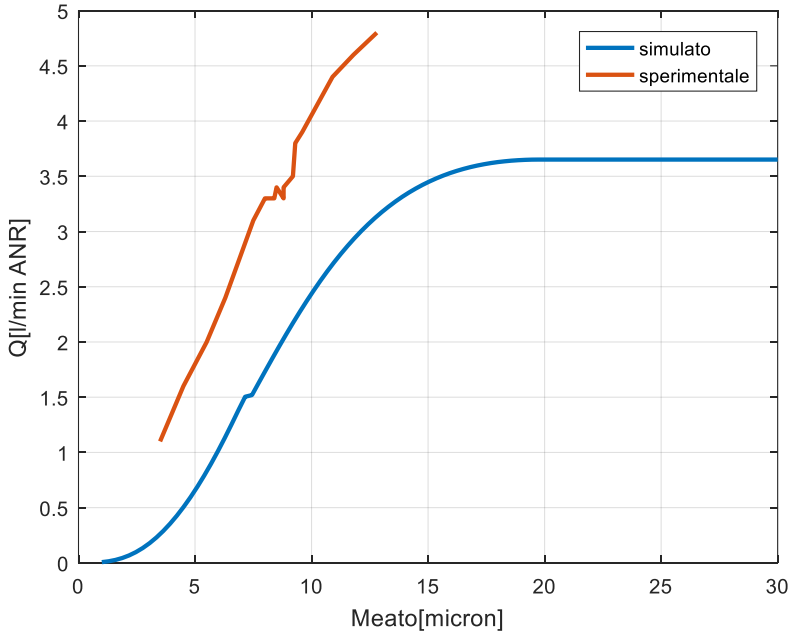


Figura 111 - Simulazione caratteristica pneumostatica portata-meato: $p_{rif} = 4\ bar$.

La portata registrata in sede di sperimentazione risulta ancora una volta maggiore di quella simulata. Ciò potrebbe avvalorare l'ipotesi per cui vi sono delle fughe d'aria sulla valvola.

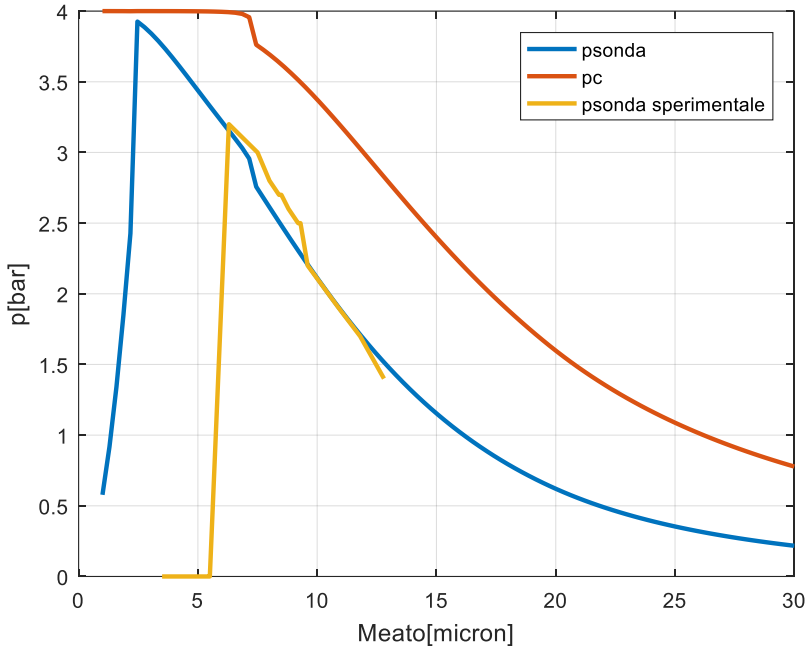


Figura 112 - Simulazione caratteristica pneumostatica p_{sonda}-meato: $p_{rif} = 4\ bar$.

Le p_{sonda} a cui iniziano a regolare modello e sperimentazione sono rispettivamente 3,3 e 2,5 bar relativi.

6.2.5- Conclusioni sul modello

Risulta dalle simulazioni che il modello è da perfezionare.

In linea teorica le possibili cause dello scostamento dei risultati ottenuti per via sperimentale da quelli previsti dal modello possono essere ricercate:

a) nell'ottenimento della caratteristica di deformazione delle membrane in condizioni differenti da quelle di funzionamento;
b) nella convessità della superficie inferiore del pattino (fattore, questo, che però non viene considerato nel modello);
c) nelle perdite d'aria attraverso la valvola, di rilievo tale da aver potuto maggiorare le portate misurate;
d) nelle diversità di diametro dei fori degli ugelli al di sotto del pattino, il che potrebbe averne modificato il comportamento rispetto al caso teorico;
e) nella geometria imperfetta della valvola rispetto al caso teorico, considerato l'influenza che possono esercitare sul funzionamento alcune tolleranze, come ad esempio quella sulla lunghezza dell'ugello.

A favore dell'ipotesi di cui alla lettera b) deporrebbe la constatazione che tanto maggiore è la p_{rif}, più sono vicini i punti di regolazione tra simulato e sperimentale; infatti, la convessità del pattino si riduce all'aumentare del carico.

Potrebbe essere utile inoltre verificare la conduttanza complessiva della valvola con delle prove sperimentali.

7–Conclusioni

Il prototipo realizzato fa registrare un miglioramento della rigidezza del pattino pneumostatico.

Prendiamo, ad esempio, il caso a $p_{rif} = 2{,}5\ bar$. Ad un meato di 10,9 µm presenta una rigidezza pari a 26,3 daN/µm, che corrisponde ad un aumento del 250% del valore a catalogo. Il carico rimane più o meno costante per 16,8 daN. Questi sono dati che rendono molto interessante la soluzione tecnologica ottenuta.

A partire dai nuovi disegni la valvola dovrà subire un processo di ingegnerizzazione. Il fine è quello di risolvere i problemi tecnologici riscontrati.

Inoltre, si dovranno effettuare tutte le prove necessarie per comprendere meglio l'incongruenza fra simulato e sperimentale.

Bibliografia

- Laura Proietti, Studio di una valvola a membrana per il controllo di cuscinetti pneumostatici assiali, Politecnico di Torino, 2017
- C. Ferraresi, T. Raparelli, Meccanica applicata, Torino, 3a edizione, CLUT, 2007
- Brian Rowe W. Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design, April 2012
- T. Raparelli, V. Viktorov, A. Trivella, Static and dynamic analysis of pneumatic support, Smolenice,Slovakia, 7th International Workshop on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region, 1998
- Danial Ghodsiyeh, Experimental and Numerical study of Air thrust bearing controlled by diaphragm valve, Politecnico di Torino, 2017
- T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015)
- P. M. Newgard, R. L. Kiang, Elastic Orifices for Pressurized Gas Bearings, A S L E Transactions 9(1966)
- Y. T. Li, H. Ding, Influences of the geometrical parameters of aerostatic thrust bearing with pocketed orifice –type restrictor on its performance, Tribology International 40 (2007)
- X.-D. Chen, X.-M. He, The effect of the recess shape on performance analysis of the gaslubricated bearing in optical lithography, Tribology international 39 (2006)
- E. Blondeel, R. Snoeys, L. Devrieze, Dynamic Stability of Externally Pressurized Gas Bearings, Journal of Lubrication Technology 102 (1980)
- H. Mizumoto, T. Matsubara, H. Yamamoto, K. Okuno, M. Yabuya, An Infinite-stiffness Aerostatic Bearing with an Exhaust-control Restrictor, in: P. Seyfried, H. Kunzmann, P. McKeown, M.Weck (Eds.), Progress in Precision Engineering, Springer Berlin Heidelberg, 1991
- S. Morosi, I. F. Santos, Active lubrication applied to radial gas journal bearings. Part 1: Modeling, Tribology International 44 (2011) 1949–1958.
- H. Mizumoto, S. Arii, Y. Yabuta, Y. Kami, Y. Tazoe, Active Aerostatic Bearings for Ultraprecision Applications, in: S. Hinduja, K.-C. Fan (Eds.), Proceedings of the 35th International MATADOR Conference, Springer London, 2007
- S.-K. Ro, S. Kim, Y. Kwak, C. H. Park, A linear air bearing stage with active magnetic preloads for ultraprecise straight motion, Precision Engineering 34 (2010)
- G. W. Russell, Air bearing control system, 1994
- F. Al-Bender, On the modelling of the dynamic characteristics of aerostatic bearing films: From stability analysis to active compensation, Precision Engineering 33 (2009)
- F. Colombo, T. Raparelli, A. Trivella, V. Viktorov, Lumped parameters models of rectangular pneumatic pads: Static analysis, Precison Engineering (2015)

Link

- http://www.mager-ab.it/it/prodotti/lineare/cuscinetti-pneumostatici-serie-hpr-hpc

Ringraziamenti

Voglio ringraziare sentitamente, in primis, il prof. Raparelli Terenziano e il prof. Trivella Andrea, rispettivamente relatore e correlatore della presente tesi, per gli insegnamenti, i consigli, il tempo dedicatomi, la disponibilità e gentilezza dimostratami ogni volta in occasione dei nostri diversi contatti. Il mio più sincero ringraziamento va anche al ricercatore Ing. Lentini Luigi, gentilissimo nel fornirmi il suo indispensabile supporto nei test sulle membrane.

Desidero altresì esprimere un ringraziamento speciale alla Mager srl di Cambiano e al suo staff per avermi dato l'opportunità unica di svolgere il tirocinio e la tesi in ditta. Il mio più sentito grazie va in particolar modo all'Ing. Mang Giorgio, a Bertato Pierfranco, a Rivalta Gianluca, a Cucit Roberto, all'Ing. Bruno Massimo e all'Ing. Bettin Davide.

Altro ringraziamento rivolgo alla Marco Rossini srl di Ciriè per averci offerto la gomma da cui sono state ricavate le membrane.

Alla mia famiglia, in primo luogo a mio padre Alfredo, a mia madre Stefania e al mio caro fratello Paolo, intendo esprimere la mia più profonda gratitudine e riconoscenza per l'incoraggiamento e il supporto morale ed economico su cui ho potuto sempre contare in tutti questi anni, sin dal mio ingresso al Politecnico di Torino. Inoltre, per il loro sostegno ringrazio anche la mia fidanzata Debora e i suoi genitori Emanuela ed Andrea.

Per ultimi, ma non per importanza, gli amici che hanno reso meno bui questi anni di profondo studio.

Un sentito grazie a tutti.

Giorgio Dragoni