



**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA**  
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE  
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA DEI MATERIALI

**Tesi di Laurea Magistrale in**  
**Ingegneria dei Materiali**

**DIMENSIONAMENTO E OTTIMIZZAZIONE DI UN  
MODULATORE DIGITALE E UNO PROPORZIONALE  
PER UNA VALVOLA COASSIALE AD  
AZIONAMENTO ELETTROMAGNETICO**

*Relatore: Prof. Manuele Dabalà*

*Laureando: Massimo Tosetto*

ANNO ACCADEMICO 2014 – 2015



## **Riassunto**

Il presente lavoro di tesi ha lo scopo di sviluppare una valvola coassiale per il gas, geometria diversa rispetto a quelle solitamente realizzate in azienda. L'idea è di realizzare due gruppi di controllo per il flusso, con scopi differenti ma dalla struttura quanto più possibile simile, che possano essere aggregati in un unico corpo valvola, come essere usati separatamente all'interno di un sistema più articolato.

A partire dai requisiti tipici delle valvole per il gas e dai vincoli normativi e di progetto, si è inizialmente delineato il principio di funzionamento, per poi passare alla fase di modellazione matematica e di simulazione.

Conclusa questa fase, si sono realizzati i prototipi sulla base dei dimensionamenti ottenuti, i quali poi sono stati testati in laboratorio per la validazione dei risultati ottenuti e per confrontarli con quelli ipotizzati in partenza.

Il prototipo ha visto il raggiungimento degli obiettivi costruttivi, come il contenimento e la standardizzazione dei componenti, mentre i test di funzionamento hanno confermato alcuni dei risultati previsti con le simulazioni, mentre altri aspetti vanno ulteriormente sviluppati.

Dai dati ottenuti sperimentalmente e dalle simulazioni condotte si aprono ulteriori strade di sviluppo che vedono nell'affinamento del modello di funzionamento dell'elettromagnete e nella modifica struttura del corpo valvola due esempi. Definiti anche gli ultimi dettagli, il passo successivo può essere rappresentato da uno studio di industrializzazione, passando quindi all'aspetto economico della realizzazione degli attuatori sviluppati.



## Sommario

Introduzione .....	1
Capitolo 1: .....	3
Descrizione dell'obiettivo e prime valutazioni.....	3
1.1 – Breve stato dell'arte .....	3
1.2 – Esempi di brevetti e prodotti commerciali riferibili al progetto di studio .....	6
1.3 – Descrizione degli obiettivi, vincoli e considerazioni preliminari .....	8
1.3.1 – <i>Obiettivi</i> .....	9
1.3.2 – <i>Vincoli</i> .....	10
1.3.3 – <i>Considerazioni preliminari</i> .....	12
Capitolo 2: .....	15
Modellazione e ottimizzazione dei componenti .....	15
2.1 – Descrizione modelli di partenza .....	15
2.2 – Dimensionamento modulatore proporzionale.....	19
2.2.1 – <i>Dimensionamento della forza di chiusura</i> .....	19
2.2.2 – <i>Dimensionamento della corsa del nucleo mobile</i> .....	22
2.2.3 – <i>Dimensionamento della bobina</i> .....	28
2.2.4 – <i>Considerazioni su sistema di controllo, costante elastica e risoluzione in portata</i> .....	33
2.2.5 – <i>Dimensionamento geometrico</i> .....	35
Modifiche per curve di tiro piatte.....	37
Modifiche per saturazione magnetica.....	42
Modifiche fluido-dinamiche.....	44
Considerazioni in merito alla realizzabilità.....	45
2.2.6 – <i>Dimensionamento della molla</i> .....	48
2.3 – Dimensionamento modulatore digitale .....	51
Capitolo 3: .....	56
Caratteristiche dei materiali utilizzati e ricerca di altre possibili scelte .....	56
3.1 – Nucleo fisso .....	56
3.2 – Nucleo mobile e armatura.....	67
3.3 – La bobina .....	72
3.4 – Il rocchetto .....	79
3.4 – La molla .....	90
Capitolo 4: .....	97

Caratterizzazione e prove su prototipo esistente .....	97
4.1 – Descrizione strumentazione .....	97
4.2 – Caratterizzazione del $C_d$ .....	99
4.3 – Portata totale e tratto utile .....	100
4.4 – Risoluzione sulle basse portate .....	105
4.5 – Funzionamento con alimentazione elettrica.....	107
4.6 – Simulazione sul modello.....	111
4.6.1 – <i>Simulazione fluodinamica</i> .....	112
4.6.2 – <i>Simulazione strutturale</i> .....	114
4.6.3 – <i>Simulazione termica</i> .....	120
Capitolo 5: .....	125
Realizzazione dei prototipi con geometria ottimizzata e prove sperimentali .....	125
5.1 – Descrizione dell’evoluzione della geometria per il nuovo prototipo .....	125
5.1.1 – <i>Riassunto della geometria e delle caratteristiche del primo modello simulato</i> .....	126
5.1.2 – <i>Caratteristiche del modello con il <math>C_d</math> modificato</i> .....	129
5.1.3 – <i>Sostituzione del vincolo di potenza: ricostruzione del modello</i> .....	131
5.1.4 – <i>Ultimi controlli e modifiche sul modello</i> .....	136
5.1.5 – <i>Considerazioni sulle molle</i> .....	144
5.2–Prove e risultati sul nuovo prototipo .....	149
5.2.1 – <i>Prove preliminari: potenza assorbita e caratterizzazione delle molle</i> .....	150
5.2.2 – <i>Prova di funzionamento della valvola con alimentazione elettrica</i> .....	154
Conclusioni: risultati ottenuti e possibili sviluppi futuri .....	161
Appendici .....	164
Appendice A – Script, function e programma generale per le simulazioni con Matlab.....	164
A1 – <i>Function per il calcolo della forza di tenuta</i> .....	164
A2 – <i>Function per il calcolo della corsa necessaria a garantire la portata massima e il confronto tra l’area laterale e quella d’uscita</i> .....	165
A3 – <i>Script per il calcolo della potenza assorbita in funzione del diametro del conduttore</i> .....	166
A4 – <i>Function per il calcolo della sezione del filo per la bobina in funzione della resistenza alla <math>T_{max}</math></i> .....	167
A5– <i>Function per il calcolo della sezione del filo per la bobina in funzione della densità massima di corrente elettrica</i> .....	168
A6– <i>Script per la costruzione delle curve di tiro tramite Femm</i> .....	169

<i>A7 – Esempio di programma generale per il dimensionamento e la creazione delle curve di tiro.</i>	
<i>Versione iniziale</i> .....	173
<i>A8– Esempi di programma generale per il dimensionamento e la creazione delle curve di tiro.</i>	
<i>Seconda versione</i> .....	175
Appendice B – Dati delle prove sperimentali.....	177
<i>B1 – Dati per il calcolo del Cd</i> .....	177
<i>B2– Dati e calcoli per il calcolo della portata in funzione della corsa totale</i> .....	178
<i>B3 – Dati e calcoli per il calcolo della risoluzione in portata per corse piccole.</i> .....	180
<i>B4 – Dati e calcoli per la curva di portata con gli attuatori in serie e <math>\emptyset</math> uscita 12 mm.</i> .....	181
<i>B5 – Dati e calcoli per la curva di portata con gli attuatori in serie e <math>\emptyset</math> uscita 10 mm.</i> .....	182
<i>B6 – Dati per risoluzione a basse portate con attuatori in serie e <math>\emptyset</math> uscita 10 mm.</i> .....	183
<i>B7 – Dati per le portate e la risoluzione in Qv da misure con il Bronkhorst.</i> .....	184
<i>B8 – Dati prova della molla libera.</i> .....	186
<i>B9 – Dati per la prova con la molla nell’attuatore.</i> .....	187
<i>B10 – Dati della misura di portata misurata in funzione della corrente.</i> .....	188
<i>B11 – Dati delle portate in funzione della pressione d’ingresso</i> .....	188
<i>B12 – Dati prova della molla 1 libera modulatore digitale nuovo.</i> .....	189
<i>B13 – Dati prova della molla 2 libera modulatore digitale nuovo.</i> .....	190
<i>B14 – Dati prova della molla per il modulatore proporzionale nuovo.</i> .....	192
<i>B15 – Dati prova della molla per il modulatore proporzionale nuovo con pre - carico</i> .....	193
<i>B16 – Dati prova del funzionamento in alimentazione del modulatore nuovo</i> .....	194
Bibliografia .....	195



# Introduzione

Lo scopo di questa tesi è di sviluppare un primo prototipo di una valvola regolatrice di portata. Questa è costituita da due modulatori distinti, i quali devono essere progettati sia per un utilizzo combinato all'interno di una valvola comune, sia per un utilizzo separato all'interno di un sistema più complesso di alimentazione e gestione del flusso di aria e gas.

Il lavoro di progettazione e sviluppo è stato condotto presso il laboratorio R&D dell'azienda SIT-La Precisa, leader nel settore della produzione di valvole multifunzionali per il controllo, la regolazione e la sicurezza degli apparecchi a gas.

Inizialmente sarà descritto brevemente lo stato dell'arte, riportando alcuni esempi di valvole presenti sul mercato e citando alcuni esempi di brevetti riferibili al progetto. A seguire saranno descritti i vincoli e i requisiti del progetto, riportando in conclusione le prime considerazioni espresse e dando ragione delle scelte fatte (Capitolo 1).

Nel secondo capitolo si entrerà nel merito del processo di dimensionamento seguito, descrivendo la logica con cui ci si è mossi, gli strumenti utilizzati e i risultati raggiunti con le simulazioni; anche in questo caso si chiariranno le scelte fatte con il supporto dei risultati ottenuti.

Successivamente, si sposterà brevemente l'attenzione ai materiali utilizzati, esplicitandone le caratteristiche. Si verificherà anche l'esistenza di altre scelte tra i materiali esistenti, considerando chiaramente i vari aspetti: prestazioni, costo, lavorabilità, ecc.

Il quarto capitolo racchiuderà invece le prove sperimentali a cui il prototipo già esistente è stato sottoposto, da cui deriveranno poi alcuni dati che serviranno a migliorare il modello numerico realizzato. Saranno riportati anche i risultati di alcune simulazioni realizzate sul modello del prototipo esistente.

Conclusa la fase di progettazione e studio dei materiali scelti, il capitolo 5 riporterà l'evoluzione della geometria del modello e le prove, con i relativi risultati sperimentali, sostenute.

Alla fine si trarranno le conclusioni del lavoro svolto: saranno riassunti e commentati i risultati ottenuti, e si proveranno a tracciare future strade di sviluppo, sfruttando tecnologie differenti e/o componenti ad maggior contributo tecnologico.



## Capitolo 1:

### Descrizione dell'obiettivo e prime valutazioni

Questo primo capitolo rappresenta l'introduzione al lavoro progettuale. Si comincerà da un veloce esame delle tipologie di valvole tipicamente in commercio, cui seguirà una breve discussione di alcuni brevetti già depositati; a conclusione, si passerà a descrivere gli obiettivi che ci si pone in questo progetto, i vincoli normativi cui si deve sottostare, ed altri vincoli posti a livello aziendale.

#### 1.1 – Breve stato dell'arte

Prima di entrare nel merito del progetto da sviluppare, è necessario avere chiaro il principio di funzionamento per poi dare un'occhiata veloce a quelle che sono le tipologie di valvole già presente nel mercato.

Generalmente il funzionamento di queste valvole sfrutta la combinazione di due differenti geometrie di magneti: quelli costituiti da cilindri concentrici e quelli ad àncora. Le due geometrie hanno peculiarità differenti, che sfruttate assieme danno modo di gestire meglio la corsa dell'armatura mobile.

Gli elettromagneti concentrici hanno la particolarità di generare una forza magnetica costante, fino a che il nucleo mobile non raggiunge la metà della lunghezza del cilindro. Se si spingesse oltre, la forza magnetica riporterebbe alla metà della lunghezza l'armatura mobile.

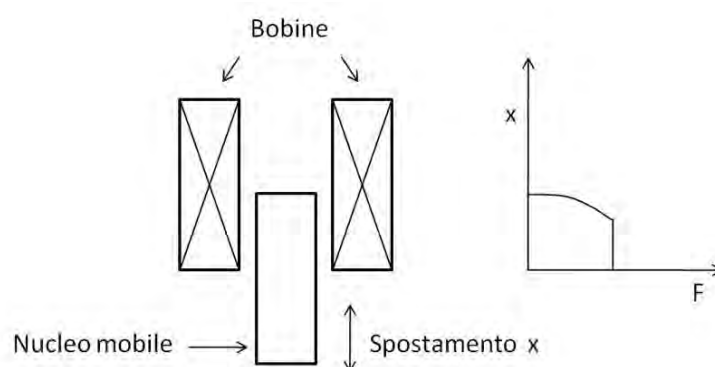


Figura 1.1 : Schema elettromagnete concentrico;

Gli e.m. che sfruttano invece l'ancora superiore vedono una forza che cresce in modo esponenziale al ridursi della larghezza del traferro superiore.

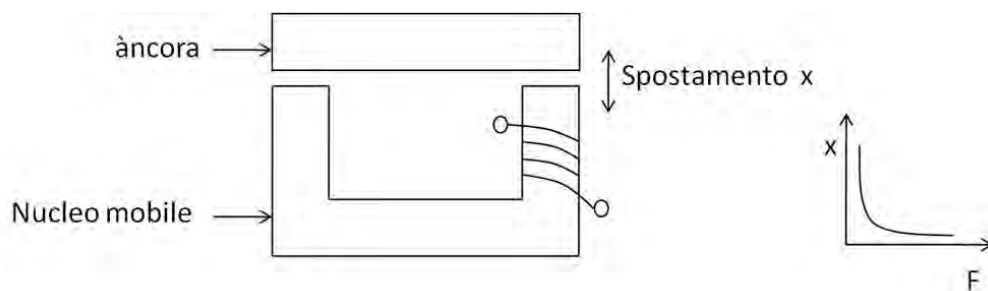


Figura 1.2: Schema di elettromagnete ad ancora;

Sfruttando entrambe le configurazioni simultaneamente, si dovrebbe tendere a una condizione di tiro a forza magnetica costante per tutta la corsa dell'attuatore.

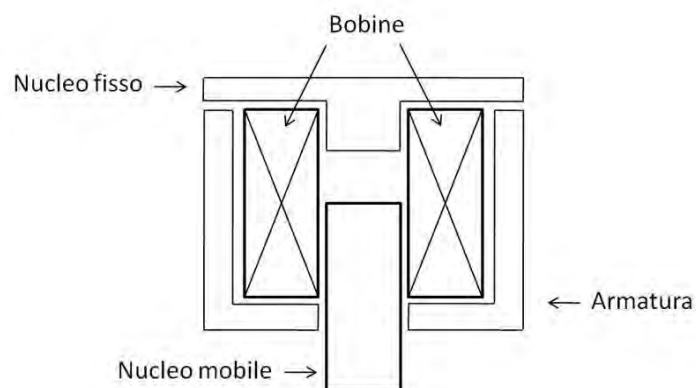


Figura 1.3: Schema elettromagnete misto;

L'idea alla base di queste elettrovalvole è appunto quella di sfruttare la forza magnetica generata da una bobina per sollevare un nucleo mobile, il quale a sua volta apre o chiude la via di passaggio per il gas.

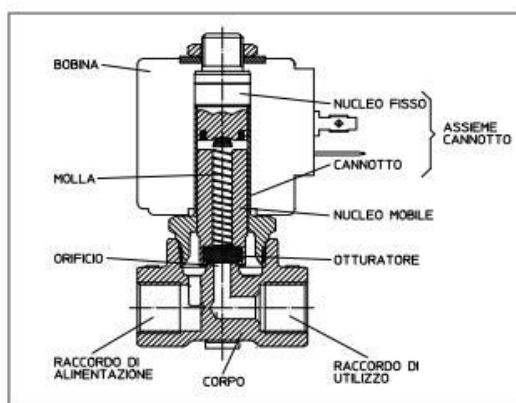


Figura 1.4: Schema generale per elettrovalvole [2];

Nella maggior parte dei casi l'attuatore è posto ortogonalmente al flusso del gas. Il nucleo mobile scorre all'interno di un tubo, dove è sottoposto al campo generato dalla bobina e, al di sopra, è posto a chiusura il nucleo fisso, che contribuisce all'efficacia dell'attrazione del campo stesso.

Si possono avere valvole a comando diretto (fig. 1.5), dove il nucleo mobile apre o chiude l'otturatore a seconda che la bobina sia alimentata o meno, valvole servoassistite (fig.1.6), o miste. Nelle servoassistite si sfrutta la differenza di pressione tra monte e valle della valvola per generare l'apertura. In questo secondo caso la bobina non agisce direttamente per aprire il canale, ma sull'apertura di un foro, detto foro pilota, che causa una depressione nella camera sopra l'attuatore, cui consegue l'apertura del foro principale. Di seguito sono illustrati i due sistemi di funzionamento descritti.

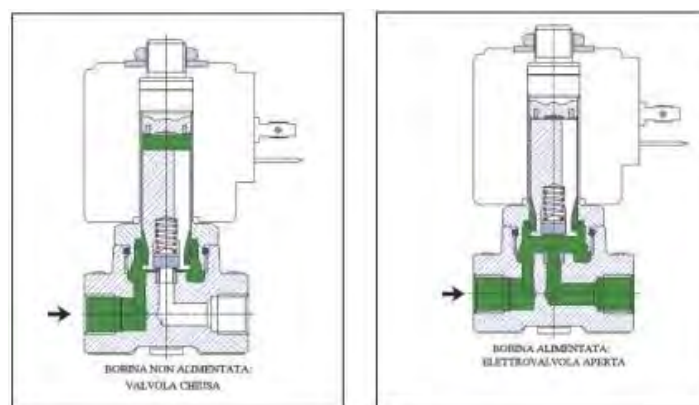


Figura 1.5: Schema funzionamento valvole a comando diretto [2];

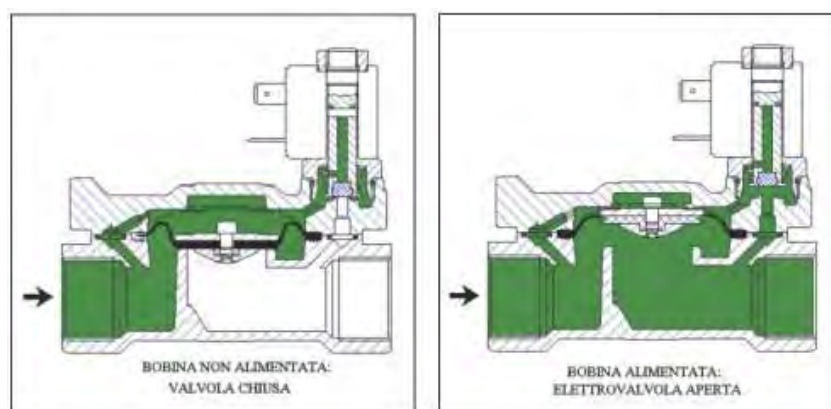


Figura 1.6: Schema funzionamento valvole servoassistite [2];

Nel caso di valvole servoassistite che sfruttano una membrana per permettere il flusso, servono alcune accortezze nell'utilizzo, in modo da evitare che la membrana stessa sia soggetta a rapidi deterioramenti o rotture. In particolare vanno evitate differenze di pressione

troppo elevate, così come vanno evitati colpi d'ariete e altre situazioni che possono provocare forti e veloci tensionamenti della stessa.

Altro elemento di rilievo è la molla. Questa deve essere in grado di generare la forza di chiusura per garantire la tenuta della valvola e impedire quindi perdite di gas. Inoltre deve consentire una regolazione della corsa del nucleo mobile nel caso in cui la valvola debba funzionare come modulatore, cioè abbia il compito di regolare la portata in uscita[1].

Per quanto riguarda la bobina, questa deve essere in grado di garantire una forza minima pari a quella necessaria al distacco del nucleo mobile e una massima che comporti il canale completamente aperto così da avere la portata massima richiesta. In alcune circostanze, se la differenza di pressione tra monte e valle della valvola è maggiore di quella per cui la stessa è stata progettata, si rischia che la forza di distacco sia maggiore di quella ipotizzata, fin al caso estremo per cui il solenoide non è in grado di staccare il nucleo mobile, con la conseguenza che il passaggio resta chiuso[2].

Nel caso in cui l'elettrovalvola sia chiamata a un'azione regolatrice, si sfrutta, utilizzando la geometria combinata descritta all'inizio, la relazione di diretta proporzionalità tra la corrente imposta al solenoide e la forza che questo riesce a esercitare sull'armatura mobile. Ciò, a sua volta, consente di poter gestire lo spostamento indotto sfruttando la situazione di equilibrio che si realizza tra la forza magnetica e quell'elastica espressa dalla molla.

$$F_{molla} = k_{el} * x = N_{spire} * I_{impressa} = F_{bobina} \quad (1.1)$$

## 1.2 – Esempi di brevetti e prodotti commerciali riferibili al progetto di studio

Riferendosi al progetto in esame, e cioè la progettazione di attuatori per una valvola coassiale, nel mercato esistono vari esempi di valvole, così come sono molteplici i brevetti che ricadono in questo tipo di applicazioni. Un esempio di questi dispositivi già in commercio si può vedere nell'immagine che segue:

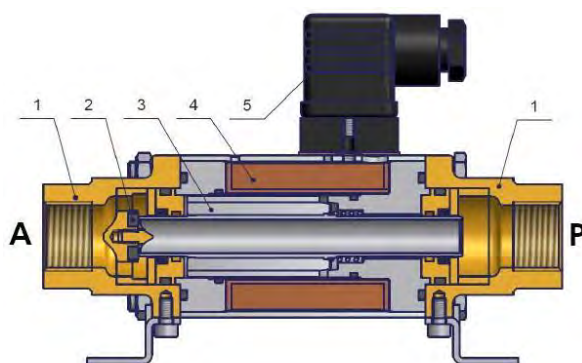
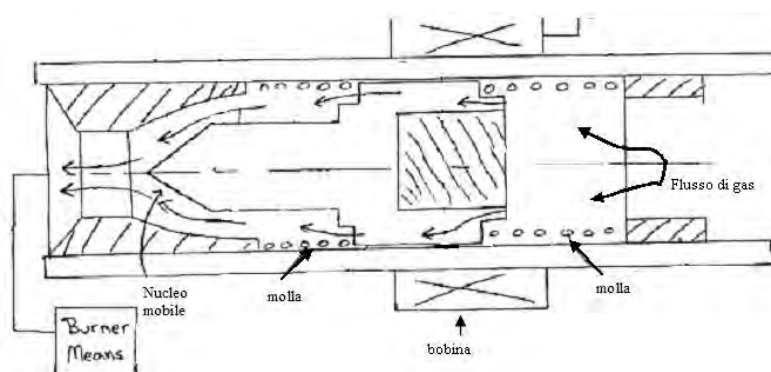


Figura 1.7: Sezione di valvola coassiale [4];

L'ingresso del flusso è da "P" ed esce da "A". L'attuatore è movimentato attraverso una bobina cilindrica con alimentazione esterna. A differenza del modulatore da sviluppare, questo mostra un solenoide cilindrico e non la combinazione delle due geometrie. L'avvolgimento, una volta attivato, mette in movimento il cursore centrale che esce dalle posizioni di sigillatura permettendo il flusso. Altri interessanti esempi di queste applicazioni si possono ricavare dallo studio di brevetti già depositati a tal proposito.

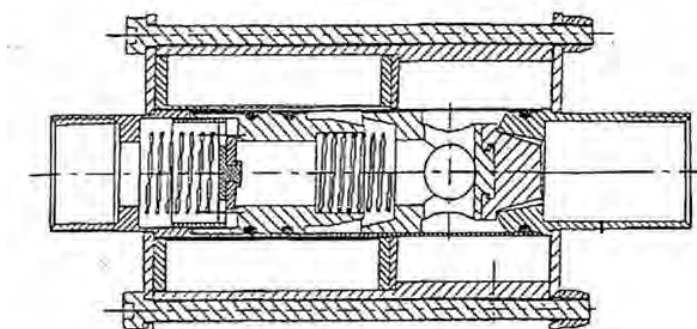
Il brevetto europeo 0 676 589 A1 descrive un sistema per il controllo del flusso di un fluido in arrivo ad un bruciatore. Come si vede dallo schema di seguito riportato, mostra anch'esso attuazione tramite solenoide cilindrico.



1.8: Brevetto 0676 589 A1 [8];

In questo caso, diversamente dal precedente esempio, la bobina è esterna al corpo valvola, quindi esterna al flusso di gas. Altra particolarità riguarda l'utilizzo della sede a superficie conica per l'accoppiamento con il nucleo mobile interno per migliorare la regolazione della portata. Per garantire le forze di chiusura e il ritorno in sede a utilizzo concluso usa due molle, una a valle che ha sede sulla forma dell'ugello variabile e una a monte bloccata da un anello fisso del perno.

Anche un altro brevetto, l'EP 1 186 816 B1, mostra un funzionamento legato a bobine e molle. In questo caso ci sono i due attuatori posti in serie con due molle per garantire chiusura e regolazione. Qui ci sono pure le bobine interne al corpo valvola.



1.9: Brevetto EP 1 186 816 B1 [9];

L'utilizzo di valvole di questo tipo permette la conservazione di alcuni dei pregi tipici delle elettrovalvole, come la velocità di risposta. In effetti, attuatori di questo tipo mostrano tempi di risposta nell'ordine dei millisecondi se sono monostabile, cioè se sono costituiti da nuclei mobili che cambiano posizione a seguito di un impulso proveniente dalla bobina e tornano nella posizione di partenza quando il segnale è rimosso[4].

Un'altra caratteristica che si può evidenziare dall'analisi di questi dispositivi coassiali è la relativa semplicità che li accompagna. Generalizzando, si possono limitare gli elementi ad un numero esiguo, e cioè molle, bobina, nucleo mobile, guarnizioni ed eventualmente sedi più o meno lavorate per l'accoppiamento col cursore. La presenza di molle e bobina ha una duplice funzione. Da un lato si è già evidenziato come l'equilibrio tra l'azione di questi componenti generi l'effetto modulante necessario per garantire una portata regolabile. Dall'altra parte, la presenza della molla assicura che, anche in assenza di alimentazione, la valvola resti chiusa, rispondendo così alla prescrizione normativa della presenza di una chiusura meccanica.

### 1.3 – Descrizione degli obiettivi, vincoli e considerazioni preliminari

Per cominciare ad affrontare la progettazione dei singoli elementi serve aver chiaro quali sono gli obiettivi da raggiungere e i vincoli a cui si deve sottostare. Queste condizioni possono derivare da aspetti normativi, da richieste di mercato, da scopi aziendali. Nel nostro caso, i principali obiettivi e vincoli sono riassunti di seguito:

#### *Obiettivi:*

- Garantire una portata di  $5\text{m}^3/\text{h}$ , con  $\Delta P = 20\text{ mbar}$ ;
- Risoluzione  $Q_v < 10\text{ l/h}$ ;
- $Q_v$  minima  $90\text{ l/h}$ ;
- Linearità  $Q_v$  Vs  $I$ ;
- Tempo di risposta  $< 1\text{ s}$ ;
- EN 126.

#### *Vincoli:*

- Requisiti delle classi degli otturatori (A,B,C);
- Potenza assorbita  $< 8\text{ W}$  per il modulatore,  $< 5\text{ W}$  per il digitale;
- Contenimento del volume;
- $< 10$  pezzi;
- Standardizzazione dei componenti;
- Temperatura del rame;
- Corrente e risoluzione in corrente ottenibile dalla scheda di controllo.

### 1.3.1 – Obiettivi

In quest'ambito ricadono considerazioni che riguardano aspetti comuni, relativi al funzionamento normale delle valvole, così come prestazioni ricercate dall'azienda.

Tra gli obiettivi ce ne sono alcuni legati ad aspetti di utilizzo. Ad esempio, il garantire la portata sopra indicata significa garantire una certa potenza massima all'utilizzatore, così come indicare la differenza di pressione tra monte e valle della valvola minima serve a garantire il funzionamento dell'oggetto in un ampio range di condizioni. In realtà la portata massima non è un valore costante, nel senso che è legata alla tipologia di gas che si utilizza, suddiviso a sua volta in base al potere calorifero in grado di esprimere. Il valore riportato infatti corrisponde alla miscela di gas metano tipicamente utilizzato. Quello che si deve andare a garantire perciò è un intervallo di portate, o meglio ancora la portata massima necessaria, riconducibile al gas con minore potere calorifero.

Gli obiettivi elencati in seguito sono invece più dovuti ad aspirazioni proprie del progetto. Ad esempio, riuscire a raggiungere bassi valori di risoluzione in portata volumetrica  $Q_v$  significa poter assicurare una regolazione fine della portata in uscita, specie per bassi valori. Lo stesso discorso si può fare anche per il riferimento alla portata minima, che, similmente al suo valore massimo, serve per assicurare una certa potenza minima esprimibile dall'utilizzatore a valle della valvola. Raggiungere performance considerevoli in questi ambiti significa avere un oggetto ad alte prestazioni che può incidere sulla competitività a livello di mercato. Sempre in questo ambito ricadono anche gli obiettivi seguenti, cioè la ricerca della linearità tra corrente impressa e portata erogata e tempi di risposta estremamente celeri. Nel caso della velocità, è abbastanza facile raggiungere lo scopo perché, come già accennato, l'utilizzo degli elettromagneti già a priori consente di avere risposte molto rapide, a meno di fenomeni parassiti come adesioni o strisciamenti. Per quanto riguarda la linearità tra portata e corrente elettrica, questa è un obiettivo abbastanza ambizioso, che in prima analisi può sembrare quasi una conseguenza naturale, visto il principio di funzionamento adottato. In realtà ciò non è detto perché ci possono essere condizioni di esercizio e aspetti della struttura tali da non rendere scontata questa dipendenza lineare tra corrente e portata. Bisogna, ad esempio, considerare che potrebbero esserci attriti non opportunamente valutati e fenomeni di adesione superficiale tra le parti in movimento che producano degli spostamenti a scatti piuttosto che continui, i quali a loro volta vanno a ricadere sull'andamento della portata; altro fenomeno da tenere in considerazione è l'isteresi, fenomeno insito dei materiali magnetici, e che chiaramente andrà limitato per poter avere una alta riproducibilità di risposta sia in apertura che in chiusura della valvola.

In merito a questi aspetti bisogna ricordare che sono due le tipologie di oggetto che si andrà a progettare; da questo si vede come la maggior parte di questi aspetti siano legati esclusivamente al membro modulante, al quale è demandato il compito di gestire le variazioni della portata in ingresso, soprattutto per le piccole portate. Al contrario, l'elemento digitale avrà in sostanza solo il compito di funzionare come un interruttore, cioè in modalità on/off. E' chiaro che questo funzionamento non richiede la gran parte degli obiettivi descritti, se non quello di garantire l'efflusso della portata massima ad apertura completata e i tempi di risposta veloci.

Infine, ci sono obiettivi normativi, espressi tramite il riferimento alla EN126, che ricadono su entrambi gli oggetti. Questa norma racchiude e richiama una serie di singole norme antecedenti e pone limiti e finalità per i vari e, all'interno di questi, anche per le singole parti che li costituiscono; ad esempio, classifica in base al diametro interno nominale le perdite accettabili attraverso lo spessore di chiusura[5]. Gli aspetti legati all'ambito normativo saranno meglio discussi laddove esprimono i loro effetti, così da avere una miglior correlazione.

### 1.3.2 – Vincoli

L'altro campo di condizioni che serve considerare prima di approcciarsi al progetto è costituito dai vincoli, quindi da aspetti di costruzione, normativi e di necessità e volontà industriali che delimitano la progettazione entro confini definiti.

Da un punto di vista normativo, i vincoli che necessariamente sono da rispettare, riguardano i parametri di sicurezza; in particolare si riferiscono alle contropressioni che devono garantire, in funzione della classe in cui si intende porre il proprio dispositivo. Le valvole si suddividono in tre classi A,B e C. Per ogni classe sono imposti dalla normativa EN 161 del 2001 [6] i valori di contropressione a cui devono resistere. Di seguito si riportano nello specifico i valori previsti per le tre categorie.

Tabella 1.1: Valori di contropressione da garantire [6];

Classe delle valvole	Contropressione da garantire (mbar)
Classe A	150
Classe B	50
Classe C	10

Esaminando l'aspetto di funzionamento, vi sono altri i vincoli che si devono considerare. Il solenoide che costituisce la bobina è fatto in rame e, come tutti i materiali conduttori, quando è percorso da corrente elettrica si scalda, aumentando la propria resistenza e quindi aumentando la potenza assorbita. Ecco allora che porre un limite alla temperatura alla quale può arrivare il rame, significa porre un limite al surriscaldamento e alla potenza dissipata, così come aggiungere un vincolo di sicurezza poiché la bobina è immersa nel flusso di gas.

Sempre dal lato di funzionamento, è necessario considerare la corrente massima che il sistema di controllo può erogare e la capacità della stessa scheda di discretizzare questa erogazione di corrente. In altri termini serve conoscere la risoluzione in corrente elettrica. Conoscere questo valore è importante, poiché è collegato all'obiettivo della risoluzione in portata.

Dal punto di vista invece delle necessità industriali, il contenimento della potenza assorbita, oltre a rientrare nel discorso già affrontato del rame, consente di porsi sul mercato con dispositivi a basso consumo di energia e quindi più appetibili.

Riguarda invece considerazioni più riferibili alla produzione industriale delle singole parti il contenimento del volume, del numero di pezzi e la standardizzazione di questi ultimi. Infatti, ottenere un dispositivo costituito da un numero ridotto di parti in grado di funzionare in modo ottimale nelle due distinte versioni, distinguendosi tra loro per un numero ridotto di aspetti, consente di semplificare drasticamente l'insieme, e ridurre in maniera simile i costi di produzione. Se a questo si aggiunge la riduzione delle lavorazioni, si ottiene chiaramente un vantaggio ancora maggiore. Puntando poi a ingombri ridotti, si apre la possibilità di realizzare oggetti poco voluminosi che oltre ad essere concepiti per rientrare in un unico corpo valvola, possono anche essere inseriti all'interno di un sistema più complesso in modo relativamente agevole.

A questo punto, se si considerano gli obiettivi di funzionamento riferiti essenzialmente alla risoluzione in portata da una parte, e i vincoli appena considerati in termini di dimensioni, componenti e consumi, è chiaro che il progetto nasconde parecchie ambizioni: poter realizzare un oggetto modulare, capace di un duplice comportamento a seguito di piccole modifiche, ad un costo relativamente ridotto sia in fase di realizzazione che in fase di utilizzo, e che sia capace in più di alte prestazioni da un punto di vista della modulazione delle portate, è chiaramente un obiettivo rilevante.

### 1.3.3 – Considerazioni preliminari

Nell'affrontare questo progetto tre sono le prime decisioni da prendere, in merito alla geometria 3D da scegliere, al sistema di attuazione che si intende sfruttare ed alla posizione in cui porre l'attuatore rispetto al flusso di gas.

Per quanto riguarda la geometria, ha senso puntare verso una forma che dia meno problemi possibili in fase di studio e di realizzazione. Per ridurre questo genere di problemi conviene far ricorso a geometrie che siano più possibili simmetriche nel loro sviluppo, da un lato, e che siano meccanicamente facili da realizzare dall'altro. Una forma che soddisfa entrambe queste richieste è quella cilindrica, in cui si sfrutta la simmetria assiale per simulare gli andamenti dei campi magnetici che si svilupperanno al suo interno, e la relativa facilità realizzativa data dalle molteplici lavorazioni meccaniche che si possono sfruttare per ottenerla.

Scelta questa forma esterna generica, che andrà poi definita e affinata, ci si può concentrare sul sistema di attuazione. Il complesso deve rispondere a esigenze chiare, cioè innanzitutto deve essere il meno articolato possibile, in modo da non necessitare di molti componenti, di un volume eccessivo e di sistemi di controllo con un'architettura troppo elaborata. Una prima analisi delle possibilità, prospetta un paio di strade percorribili. L'una, che si mantiene nel solco della tradizione e a cui si è già accennato, porta ad utilizzare un'attuazione tramite elettromagnete. L'altra rappresenta invece un'ipotesi relativamente innovativa e si basa sull'utilizzo di piezo – attuatori. La prima via comporta il vantaggio di avere alle spalle una forte esperienza all'interno dell'azienda perché è il sistema che comunemente si utilizza. A ciò segue che i sistemi di dimensionamento e di realizzazione delle parti necessarie sono già noti e abbisognano solo di essere declinati alle necessità che si incontreranno. Considerare l'attuazione piezoelettrica, da un lato comporta una forte innovazione per l'interno sistema di funzionamento della valvola, dalle singole parti al sistema di comando; dall'altro, però, implica la necessità di uno studio approfondito del funzionamento, del livello di sicurezza che si deve garantire, degli eventuali problemi riscontrabili e di altre caratteristiche. Ad esempio, una delle principali problematiche che si pone, riguarda il livello di spostamento che possono garantire questi dispositivi. Sistemi che sfruttano attuatori lineari consentono spostamenti estremamente accurati: a partire da oggetti con lunghezze nell'ordine delle decine di mm si ottengono deformazione nell'ordine dei micron. Significa che servirebbe una valvola lunga almeno qualche decina di cm per ottenere corse dell'attuatore nell'ordine dei mm, e ciò è chiaramente non accettabile nell'ottica della riduzione degli ingombri. Se invece si sfruttassero piezo – attuatori di tipo "bender", in cui lo spostamento è legato alla flessione dell'attuatore, l'arco degli spostamenti sarebbe sicuramente maggiore, perdendo però molto in quello che è la forza di bloccaggio, che nel caso di valvole per il gas significa rischiare di venire meno ai criteri di sicurezza da garantire [7]. Inoltre va considerato che valvole di

questo tipo vanno immaginate all'interno di un sistema servo, cioè non ricevono un'attuazione diretta ma sono governate da un sistema di controllo comprendente un sensore di portata a valle della valvola, il quale misura l'uscita e invia un segnale al piezoelettrico per arrivare alla portata richiesta. A questi problemi si può certamente sopperire con assiemi complessivamente più articolati, ma ciò comporta una rivisitazione anche di tutta la struttura nella sua totalità.

In conclusione la scelta piezoelettrica abbisogna di uno studio preliminare particolarmente approfondito, seppur non impossibile, che per gli obiettivi di questo progetto si prospetta comunque essere eccessivo. La valvola quindi sarà azionata tramite un elettromagnete che andrà opportunamente dimensionato.

L'ultimo aspetto da prendere in considerazione preliminarmente riguarda la posizione dove porre la valvola o quantomeno il singolo attuatore. Come si è visto, normalmente il complesso è disposto in modo ortogonale al flusso, e in particolare il sistema di guida è esterno al flusso di gas. Inoltre, come si può notare dai riferimenti posti in precedenza, la costruzione interna della valvola è caratterizzata da una certa complessità. Un modo per ridurre drasticamente il numero di componenti e semplificare tutto l'oggetto è esattamente quello alla base di questo progetto: porre tutto l'assieme nel flusso di gas. Ciò consente di eliminare gran parte delle complicanze geometriche e costruttive interne alle valvole e di semplificarne quindi tutta la struttura; in questo modo si riduce il corpo valvola al mero contenitore degli attuatori, i quali a loro volta esplicano la loro funzione nella stessa maniera delle intercettazioni ortogonali, aprendo o chiudendo delle strizioni. Partendo da questa idea, è anche più semplice poter considerare i due attuatori come due singoli membri gestibili separatamente, estraendoli dal concetto di valvola come corpo indipendente e inserendoli in un'idea più complessiva di sistema di alimentazione e gestione del gas. Chiaramente alloggiare l'attuatore nel flusso di gas comporta anche problematiche da affrontare. La più ovvia è di garantire la tenuta delle guarnizioni, ma non è l'unica. Ad esempio bisogna verificare che il riscaldamento del rame della bobina quando è in funzione non comporti rischi di eventuali esplosioni essendo a diretto contatto col gas, così come si deve trovare il modo per alimentare il solenoide senza che i fili di alimentazione comportino rischi simili, garantendo in aggiunta la tenuta verso l'esterno nei punti di uscita dei cavi stessi.

Da quanto considerato, si può delineare meglio il contorno del progetto: si dovranno predisporre due oggetti il più possibile simili come geometria, dimensioni, materiali e funzionamento, con compiti diversi, l'uno dovrà modulare la propria risposta, l'altro dovrà funzionare similmente ad un interruttore on/off, che debbano operare nel flusso di gas, o all'interno di un corpo valvola, o inseriti in un sistema più generale, e semplici da punto di vista della realizzazione e della costruzione.

Date queste premesse, si può cominciare ad abbozzare una prima forma del dispositivo, e da qui poi, attraverso un sistema di simulazioni virtuali e di ottimizzazioni, arrivare ad una forma ottimizzata che sarà poi convertita in prototipo e sottoposta in fine ai test necessari per verificare quanto ottenuto nelle simulazioni e per verificare le rispondenze agli obiettivi e ai vincoli posti.

## Capitolo 2:

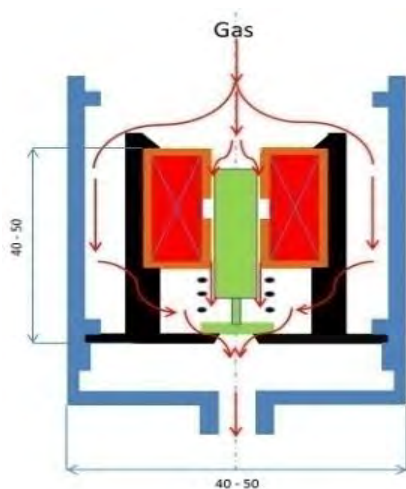
### Modellazione e ottimizzazione dei componenti

Questo secondo capitolo raccoglie il lavoro di progettazione svolto attraverso l'uso di simulazioni e intende rendere conto al lettore di qual è stata l'evoluzione dei singoli pezzi e del complesso generale dai primi modelli fino al dimensionamento conclusivo. Le simulazioni sono state eseguite utilizzando come supporto MatLab<sup>®</sup> (R2014a, MathWorks, Natick, U.S.) [10] come programma di calcolo numerico, e il programma open source FEMM 4.2 [11] per l'analisi agli elementi finiti. Saranno descritte le scelte fatte, motivandole prima e dando conto della risposta simulata poi, così da poter avere un raffronto tra le ipotesi da cui si è partiti per fare determinate scelte e le effettive conseguenze evidenziate dalle simulazioni. Si ritiene più utile considerare separatamente il dimensionamento del modulatore proporzionale e quello del digitale per una maggior chiarezza perché abbisogneranno di scelte in parte distinte.

#### 2.1 – Descrizione modelli di partenza

Il modello da cui si è partiti per il successivo sviluppo si basava essenzialmente su un elettromagnete cilindrico al cui interno muoveva il nucleo mobile. L'oggetto incorporava già una buona parte delle idee descritte in precedenza, ma manifestava anche segni d'inefficienza. Era costituito da un cilindro cavo, dove era alloggiata la bobina. All'interno di questo scorreva il nucleo mobile, alla cui base si trovava la molla che garantiva la tenuta e il ritorno in sede una volta tolta l'alimentazione dal circuito. Il tutto era incastrato in un castello di plastica, il quale aveva il triplice compito di mantenere compatto l'attuatore, con la base garantire la tenuta sulla sede di montaggio e, attraverso dei fori posti nei pressi della sua base, all'altezza della molla, consentire il flusso di gas. Altri parametri a contorno di questo primo modello riguardano la corrente massima applicabile, pari a 1 A, e si prefigurava di dover garantire un valore di portata pari a 5 m<sup>3</sup>/h.

Di seguito è posta un'immagine per meglio rappresentare la configurazione.



2.1: Schema di funzionamento del primo modello;

Questa prima configurazione ha il pregio di suggerire una buona soluzione per quanto riguarda il contenimento dei volumi e l'utilizzo in immersione nel gas; infatti, si vede come il blocco attuatore contenuto nel castello plastico (colore nero) è immerso nel flusso di gas e fa la tenuta circonferenziale sul corpo valvola. Questo non è l'unico punto a suo favore. Anche andando a simulare l'andamento della portata in funzione della corrente impressa si ritrova l'andamento che ci si pone come obiettivo, quindi tendenzialmente lineare.

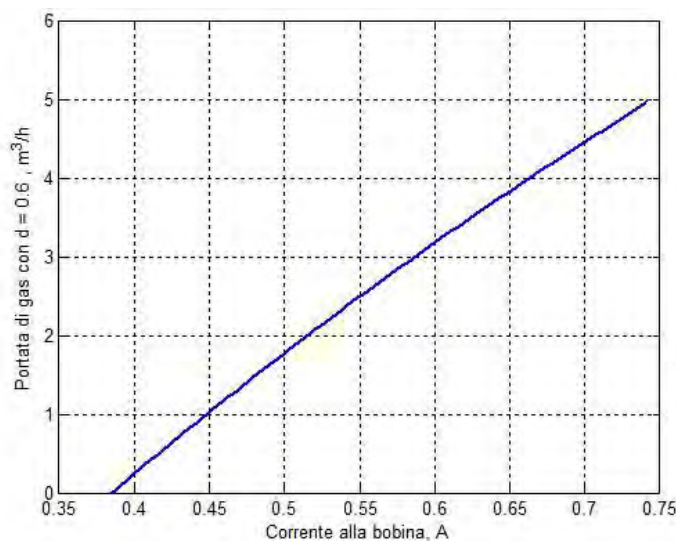


Figura 2.2: Simulazione andamento portata Vs corrente impressa [10];

Viceversa, lasciando il traino solo alla forma magnetica risultate del magnete cilindrico, vede un andamento delle curve di tiro dell'elettromagnete decrescenti, in quanto, all'approssimarsi nelle metà della lunghezza del cilindro, la forza tende a zero. Le curve di tiro rappresentano l'andamento della forza espressa dall'avvolgimento, per correnti fissate al variare della corsa del nucleo mobile. Queste rappresentano la controparte della forza generata dalla molla che va comprimendosi man mano che l'otturatore risale. In questo caso le curve di tiro hanno l'andamento sotto riportato.

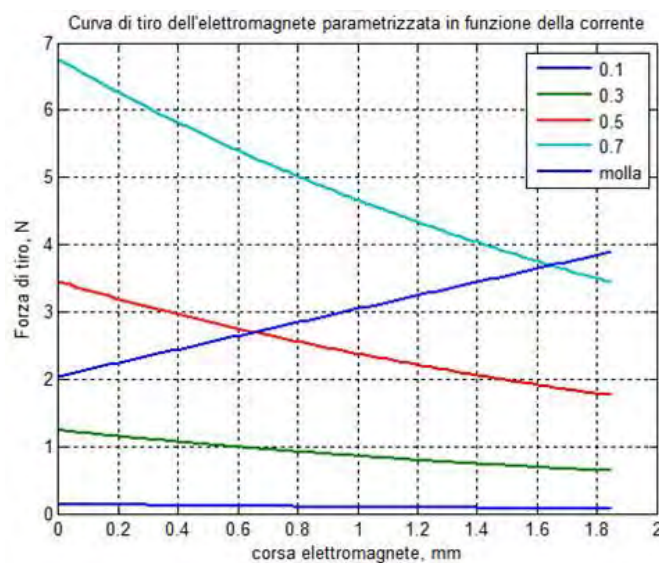


Figura 2.3: Confronto tra le curve di tiro e caratteristica della molla del primo modello [10];

Questo andamento non è appropriato perché i punti di intersezione tra molla e curve di tiro sono di equilibrio stabile, nel senso che le forze risultano equilibrate puntualmente, ma c'è il rischio di non poter giungere la fine corsa e, quindi, di non poter garantire la portata massima entro la corrente massima imponibile; questo perché si potrebbe arrivare ad avere una forza massima della molla alla corsa richiesta maggiore di quella prodotta dal campo magnetico. Significa che il nucleo mobile si ferma all'ultimo punto di equilibrio, che può non corrispondere alla corsa necessaria.

Per migliorare l'andamento delle curve si sono appostate delle modifiche sostanziali al congegno. In particolare, si è aggiunto il nucleo fisso superiormente (verde scuro), a chiusura del cilindro, e si sono ridotte le dimensioni globali dell'oggetto e il solenoide è stato corazzato (viola). Il ridimensionamento è dovuto al fatto che l'aggiunta del nucleo fisso aumenta il livello generale di forza applicata sul nucleo mobile a parità di corrente. Viceversa, però, si

può applicare lo stesso livello di forza riducendo il numero di spire della bobina e quindi il rame e il suo ingombro generale.

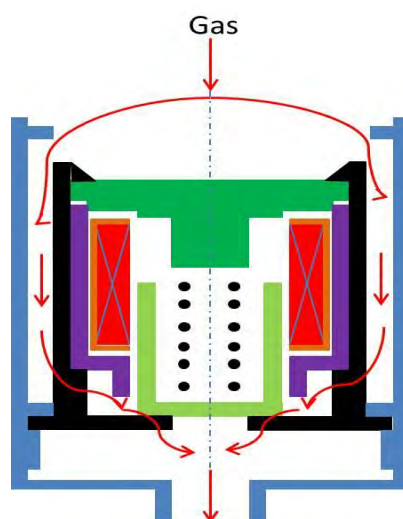


Figura 2.4: Schema del secondo modello;

Dopo di questi cambiamenti, le curve di tiro sia da simulazione sia da prova diretta mostrano un comportamento tendente ad una maggior planarità.

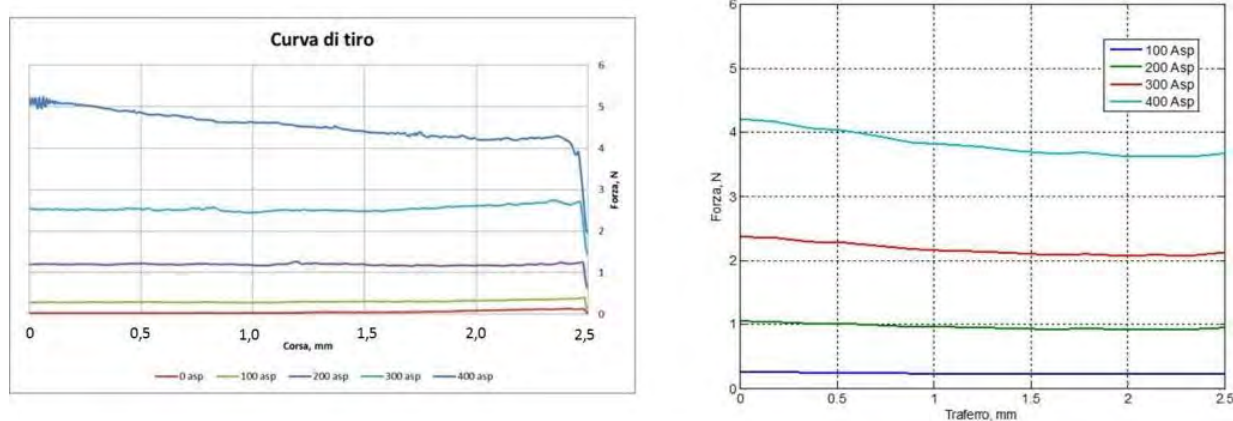


Figura 2.5: Confronto tra le curve di tiro sperimentali (sx) e quelle da simulazione (dx);

La modifica geometrica inserita mostra nelle curve di tiro il proprio contributo al diminuire del trafero superiore: nella zona dove prima le curve crollavano per l'effetto della sola

geometria cilindrica, ora la presenza dell'ancora superiore produce l'impennaggio della forza e, la somma dei due contributi, produce un andamento più rettilineo. In entrambe le curve si vede come la forza di attrazione magnetica tenda a essere costante, indipendentemente dalla posizione del nucleo mobile. Dai grafici si evidenzia anche come ciò avvenga più facilmente per basse correnti.

Da questi primi risultati si può ritenere che la strada intrapresa sia quella adatta per assolvere gli obiettivi posti. Quello che è necessario è ottimizzare tutta la struttura, da un punto di vista geometrico, dei materiali e del circuito magnetico per le due versioni di modulatore.

## **2.2 – Dimensionamento modulatore proporzionale**

Il ragionamento alla base del dimensionamento prima e dell'ottimizzazione poi del modulatore ha come punto d'inizio imporre una certa geometria di partenza della zona dell'otturatore. In funzione di questa poi scaturiscono i primi valori che dovranno essere imposti o ricavati nei successivi passi.

### *2.2.1 – Dimensionamento della forza di chiusura*

Come si è può intuire dagli schemi dei precedenti modelli, inizialmente è stata immaginata una chiusura dell'otturatore piatto su piatto. Non è sicuramente la migliore, in termini di tenuta ad esempio, ma è molto semplice da studiare.

Ha senso quindi cominciare con questa forma per poi eventualmente aumentare la complessità con una forma tronco-conica o ogivale qualora sia ritenuto necessario. In effetti, riferendosi ai due brevetti sopra descritti, si vede come in entrambi i casi i nuclei mobili abbiano sedi sagomate su cui andare a fare tenuta. Bisogna però anche considerare che, se da un lato, oltre ad una maggiore sicurezza, queste forme lavorate possano dare anche una certa facilità di regolazione del flusso in uscita, dall'altro obbligano a lavorazioni ulteriori e più complesse che richiedono gradi di precisione particolarmente elevati.

Data questa forma di chiusura, è chiaro che sono fondamentali i due diametri che costituiscono il passaggio e il tappo. Cioè, grande importanza è assegnata al diametro interno dell'otturatore e quello esterno del nucleo mobile che garantisce la chiusura. I valori dei diametri sono chiaramente legati tra loro e in particolare, bisogna soffermarsi sulla corona circolare che assicura la tenuta. Questa non può essere troppo grande perché c'è da mantenere un ingombro ridotto, ma d'altro canto non può nemmeno essere troppo piccola, altrimenti,

considerando anche le ovvie incertezze sulle misure in fase di produzione, si rischia di non ritrovare il grado di tenuta ipotizzato e comunque necessario.

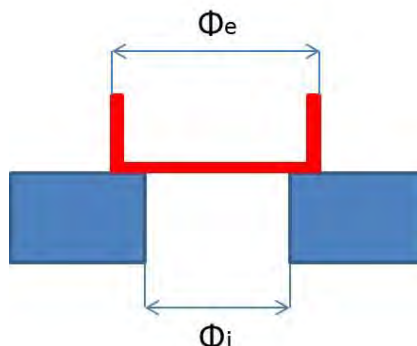


Figura 2.6: Schema diametri dell'otturatore;

Dal valore dei diametri dipende anche la forza di chiusura richiesta. Questa forza iniziale è costituita da tre contributi in realtà, che afferiscono a necessità distinte.

Un primo contributo, espresso dalla (2.1), dipende dal diametro medio di sovrapposizione (2.2) ed è legato ad una costante di tenuta sulla guarnizione, espressa nelle opportune unità di misura tramite la (2.3).

La costante rappresenta la forza da esercitare per unità di lunghezza dalla circonferenza che deve garantire la chiusura dell'orifizio. Il valore è quello tipicamente usato in azienda, ma deve essere convertito nelle giuste unità di misure in modo da poter essere poi sommato agli altri 2 contributi.

$$F'_{m0} = \tau_t * \pi * \Phi_m. \quad (2.1)$$

$$\Phi_m = \frac{\Phi_i + \Phi_e}{2}. \quad (2.2)$$

$$\tau_t = C * g = \frac{1.66 * 9.81}{1000}, \quad \left[ \frac{gf}{m} * \frac{m}{s^2} * \frac{1}{gf/kg} = \frac{N}{m} \right]. \quad (2.3)$$

Una seconda parte è legata alla contro – pressione ( $P_{Back}$ ) a cui deve resistere, e dipende dalla classe entro cui si vuole far rientrare il modulatore e dal diametro interno dell’otturatore (2.4):

$$F_{m0}'' = P_{Back} * \frac{\pi}{4} * \phi_i^2 \quad (2.4)$$

Infine, una terza componente è legata al possibile  $\Delta P$  tra monte e valle dell’otturatore che deve superare l’otturare per riuscire ad aprire (2.5).

$$F_{m0}''' = P_{in\ max} * \frac{\pi}{4} * \phi_e^2 \quad (2.5)$$

La somma dei tre membri è la forza iniziale che deve essere sviluppata all’interfaccia tra nucleo mobile e otturatore dalla molla in posizione di tutto chiuso, quando l’alimentazione della bobina è spenta. Il risultato deve essere sovradimensionato per essere in un regime di sicurezza (2.6).

$$F_{m0} = 1.2 * \pi * \left( P_{Back} * \frac{\phi_i^2}{4} + \tau_t * \phi_m + P_{in\ max} * \frac{\phi_e^2}{4} \right) \quad (2.6)$$

Questo primo passo vede la dipendenza dai valori dei diametri, che sono imposti a livello progettuale. Per rendere più semplice l’eventuale iterazione dei calcoli dovuta ai tipici cicli legati ai sistemi di ottimizzazione, queste formule sono state implementate utilizzando MatLab, realizzando una funzione apposita (App. A1).

Per la determinazione di queste forze si vede la forte dipendenza dalle caratteristiche geometriche, più che dalla classe dell’otturatore. Di seguito sono riportati alcuni valori calcolati per le tre classi di otturatori per tre combinazioni di diametri diversi, così da chiarire i livelli di forze iniziali necessari.

Tabella 2.1: Riassunto dei valori forza iniziale per diverse coppie di diametri;

$\Phi_i - \Phi_e(m)$	Componenti di $F_{m0}$ (N)	<u>Categoria A</u>	<u>Categoria B</u>	<u>Categoria C</u>
		Pback = 15000 Pa Pin = 6000Pa	Pback = 5000 Pa Pin = 6000 Pa	Pback = 1000 Pa Pin = 6000 Pa
0,013 – 0,017	F per tenuta ( $F_{m0}'$ )	0,001	0,001	0,001
	F per contropressione ( $F_{m0}''$ )	2,389	0,796	0,159
	F superare $\Delta P$ ( $F_{m0}'''$ )	1,634	1,634	1,634
	<b><math>F_{m0}</math></b>	<b>4,024</b>	<b>2,432</b>	<b>1,794</b>
0,010 – 0,014	F per tenuta ( $F_{m0}'$ )	0,001	0,001	0,001
	F per contropressione ( $F_{m0}''$ )	1,414	0,471	0,094
	F superare $\Delta P$ ( $F_{m0}'''$ )	1,108	1,108	1,108
	<b><math>F_{m0}</math></b>	<b>2,523</b>	<b>1,58</b>	<b>1,203</b>
0,008 – 0,013	F per tenuta ( $F_{m0}'$ )	0,001	0,001	0,001
	F per contropressione ( $F_{m0}''$ )	0,906	0,302	0,06
	F superare $\Delta P$ ( $F_{m0}'''$ )	0,956	0,956	0,956
	<b><math>F_{m0}</math></b>	<b>1,863</b>	<b>1,258</b>	<b>1,017</b>

Una prima considerazione che si può fare da questi dati si riferisce alla prima frazione. Ci si potrebbe chiedere come mai il valore sia identico per ogni classe e per tutte e tre le coppie di diametro. Ciò è dovuto al fatto che il valore effettivo è approssimato direttamente al millesimo. In effetti, deriva da un calcolo costituito da costanti piccole, e l'unica variabile è il diametro medio, che comunque, in entrambi i casi, è sempre nello stesso ordine di grandezza. Ciò consente di non concentrarsi su questo contributo nelle considerazioni successive, poiché eventuali variazioni geometriche non ne causano modifiche sostanziali. Similmente, anche il termine riguardante il  $\Delta P$  tra monte e valle dell'attuatore è costante tra le classi, ma varia in funzione della geometria. L'unico termine mutevole è quello riguardante la contropressione, poiché subisce oltre agli effetti concernenti la classe, anche quelli dovuti a variazioni geometriche.

### 2.2.2 – Dimensionamento della corsa del nucleo mobile

Costruito il sistema per valutare le forze iniziali al variare dai diametri, si passa a valutare un'altra entità comunque legata alle sezioni dell'otturatore, e cioè l'alzata massima. Questo valore rappresenta la corsa del nucleo mobile necessaria per garantire la portata richiesta in uscita.

Per dare una valutazione di questa corsa, prima bisogna fare un paio di considerazioni geometriche. Innanzitutto, l'area che si sta dimensionando è la superficie cilindrica che aumenta all'alzarsi del nucleo mobile e ha diametro pari a quello interno dell'otturatore. Da questo si vede come vi sia una relazione diretta tra diametro e alzata: più è piccolo il primo, maggiore dovrà essere la corsa garantita dal nucleo mobile. Lo spostamento del nucleo mobile dovrà comunque rispettare chiaramente vincoli geometrici e limiti legati all'ottenimento di curve di tiro piate. Infatti, bisogna ricordare che, per il proporzionale, non si dovrà arrivare a trasferi minimi nella zona superiore, poiché significherebbe avere delle impennate difficili da gestire.

Altra considerazione riguarda le aree concorrenti nel flusso del gas, e cioè l'area laterale e la sezione dell'otturatore. In effetti, il flusso di gas è vincolato alla minore delle due. Finché la minoritaria è quella laterale, il diametro dell'otturatore può essere ridotto, contenendo la dimensione radiale al costo di un allungamento della corsa. Quando però è l'area dell'otturatore che risulta la minore ciò comporta gravi problematiche in relazione alla risoluzione in portata ottenibile. Ciò è dovuto al fatto che, nonostante si possa variare di una piccola quantità l'area laterale, la portata in uscita è costante una volta saturata la sezione e ciò implica il non poter regolarla oltre un certo valore. Chiaramente ciò tende ad accadere per le portate maggiori, ma vuol dire anche avere un controllo molto scarso sulla portata in uscita oltre un certo valore limiti, mentre l'obiettivo è di ottenere una curva di portata in funzione della corrente applicata il più lineare possibile.

Da calcoli svolti in MatLab (App. A2) si è cercato il punto di cambio di comportamento. Di seguito sono riportate le formule utilizzate.

$$Q_{air} = \left( \frac{Q_{vmax}}{3600} \right) * \sqrt{d} \quad (2.7)$$

L'equazione (2.7) serve a convertire la portata di m<sup>3</sup>/h in gas a portata in aria di m<sup>3</sup>/s attraverso la densità  $d$  del gas. Questo perché poi, quando si dovranno eseguire i test di laboratorio, si utilizzerà aria e, a meno che il dispositivo utilizzato non abbia già insito un sistema di conversione, si andrà a leggere la portata di aria. Inoltre bisogna calcolare anche la densità dell'aria in condizioni ambientali (2.8).

$$\rho_{aria} = \frac{P_{amb}}{R_{gair} * T_{amb}} \quad (2.8)$$

$$A_{max} = \left(2 * \frac{Q_{air}}{C_d}\right) * \sqrt{\frac{\rho}{2 * \Delta P}} \quad (2.9)$$

Nella formula (2.9), utilizzata per calcolare l'area attraverso cui si può garantire il passaggio della portata richiesta, è presente un fattore 2. Questo termine tiene conto della presenza dei due dispositivi posti in serie.

$$A_{ott} = \frac{\pi}{4 * \phi_{ott}^2} \quad (2.10)$$

Si è considerata una portata da garantire di 6,2m<sup>3</sup>/h con una differenza di pressione tra monte e valle di 2000 Pa. Come in precedenza descritto, la portata massima deve essere quella per generare la potenza richiesta utilizzando il gas più scarso dal punto di vista termico. La portata è quella necessaria a garantire una certa potenza d'uscita intorno ai 50 kW con il gas a più basso potere calorifero, mentre la differenza tra monte e valle della serie di modulatori rappresenta un valore che copre un ampio range di situazioni normali. Con questa premessa si è trovato un diametro critico nell'intervallo 10 † 9.5 mm.

Tabella 2.2: Confronto tra aree di passaggio;

Diametro sezione (m)	A <sub>max</sub> = Area laterale totale (m <sup>2</sup> )	A <sub>ott</sub> = Area otturatore (m <sup>2</sup> )
0,007	0,000073	0,0000385
0,008	0,000073	0,0000503
0,009	0,000073	0,0000636
0,0095	0,000073	0,0000709
0,010	0,000073	0,0000785
0,011	0,000073	0,0000950
0,012	0,000073	0,0001131
0,013	0,000073	0,0001327

Una volta individuato il diametro utile al passaggio della portata richiesta, si è ricorsi al calcolo per quantificare la corsa necessaria. Per ricavare le espressioni utili si è partiti dall'equazione della portata ricavando poi l'area massima.

A queste considerazioni va aggiunto il fatto già accennato che gli oggetti dovranno funzionare in serie tra loro; eseguendo il bilancio di portata tra monte e valle, e ricordando che le portate

attraverso i due modulatori devono essere uguali visto che le aree saranno uguali, risultano le equazioni di seguito riportate ed usate nei calcoli (2.11, 2.12, 2.13, 2.14).

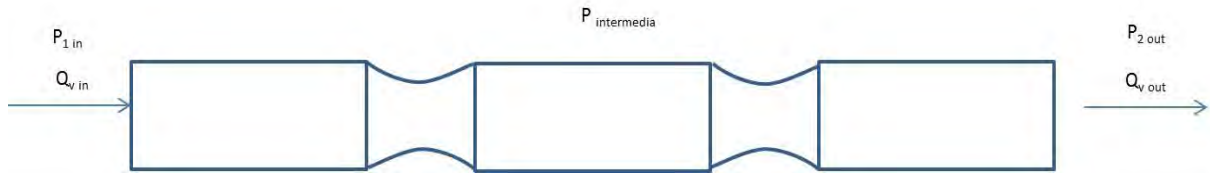


Figura 2.7: schema per il bilancio di portata degli otturatori;

$$Q_{v1} = C_d * A_{ott} * \sqrt{\frac{P_{intermedia} - P_{1 in}}{\rho}}, \quad Q_{v2} = C_d * A_{ott} * \sqrt{\frac{P_{2 out} - P_{intermedia}}{\rho}} \quad (2.11)$$

$$Q_{v tot} = Q_{v1} + Q_{v2} = 2 * Q_v = C_d * A_{ott} * \sqrt{\frac{P_{2 out} - P_{1 in}}{\rho}} \quad (2.12)$$

$$Q_{max} = C_d * \frac{A_{Max}}{2} * \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \rightarrow A_{max} = \frac{2 * Q_{max}}{C_d} * \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta P}} \quad (2.13)$$

$$H_{max} = \frac{A_{max}}{\pi * \phi_{int. ott.}} \quad (2.14)$$

All'interno delle espressioni riportate è espressa una costante,  $C_d$ , che rappresenta il coefficiente di efflusso. Questo parametro è legato alla geometria della connessione e descrive il peggioramento del flusso rispetto al caso ideale in cui non ci siano perdite di carico, fenomeni di turbolenze o altre condizioni che aggravino il flusso (2.15) [12].

$$C_d = \frac{Q_{v eff}}{Q_{v teor}} \quad (2.15)$$

Questo parametro è legato ai fenomeni di dissipazione di energia dovuti a variazioni geometriche all'interno del condotto in cui scorre il fluido. Per una valutazione iniziale con la quale approcciarsi ai calcoli, si può fare riferimento ai coefficienti di contrazione della vena, ricavabili da letteratura [13] in funzione del rapporto tra la sezione di passaggio rispetto a quella totale e all'angolo di raccordo delle sezioni. Bisogna ricordare, infatti, che quando un fluido attraversa un orifizio in parete sottile subisce una variazione delle linee di flusso, la quale, almeno in un primo tratto, comporta un'ulteriore contrazione della sezione del fluido rispetto alla sezione attraverso cui passa.

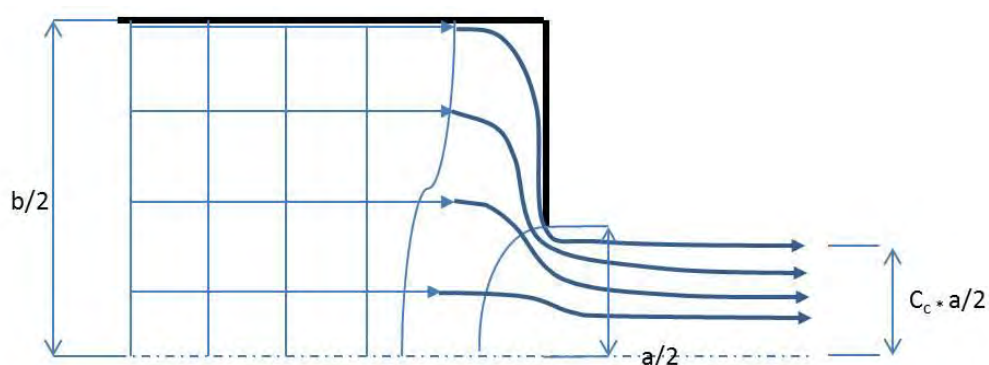


Figura 2.8: andamento curve di flusso [13];

I valori calcolati sono riportati qui di seguito, correlati agli schemi di orifizi cui fanno riferimento.

Tabella 2.3: Coefficienti di contrazione [13];

a/b	$\beta = 45^\circ$	$\beta = 90^\circ$	$\beta = 135^\circ$	$\beta = 180^\circ$
0,0	0,746	0,611	0,537	0,5
0,1	0,747	0,612	0,546	0,513
0,2	0,747	0,616	0,555	0,528
0,3	0,748	0,622	0,659	0,544
0,4	0,749	0,633	0,580	0,564
0,5	0,752	0,644	0,599	0,586
0,6	0,758	0,662	0,620	0,613
0,8	0,789	0,722	0,698	0,691
0,9	1,0	1,0	1,0	1,0

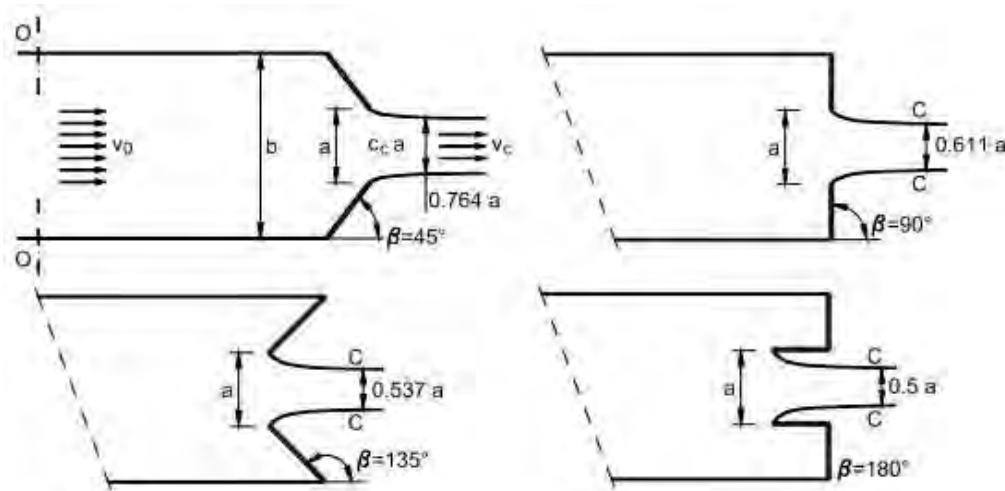


Figura 2.9: schemi orifizi [13];

In realtà questo fattore è molto legato alla geometria e alle condizioni in cui è posto, quindi sarà necessario realizzare una caratterizzazione di questo valore attraverso una prova sperimentale in modo da poter poi determinare in maniera più precisa la corsa necessaria.

In questo momento, per un primo calcolo di massima, si può utilizzare un valore di  $C_d$  pari a 0,611, giacché la geometria con il raccordo a  $90^\circ$  approssima la condizione di progetto. E' un valore conservativo, nel senso che dovrebbe essere peggiorativo rispetto a quello effettivo dato che fa riferimento a un rapporto tra aree molto piccolo.

Definito il coefficiente di efflusso, può essere interessante analizzare come cambia la corsa del nucleo mobile in funzione del diametro dell'otturatore. Di seguito si riporta una tabella che riassume i valori di alzata necessaria al variare del diametro.

Tabella 2.4: Confronto diametri vs alzate;

Diametri (m)	Alzata del nucleo mobile (m)
0,001	0,02328
0,002	0,01164
0,004	0,00582
0,008	0,002924
0,009	0,002599
0,0095	0,002426
0,010	0,002339
0,011	0,002127
0,012	0,001949
0,013	0,001799

Da questa tabella si possono fare un paio di considerazioni. La prima si riferisce alla corsa corrispondente al diametro critico di 10 mm: basta poco più di 2 mm per garantire la portata. Questa evidenza è dovuta anche alla differenza di pressione tra entrata e uscita. Oltre a questo, dà già prova del fatto che, seppur all'apparenza molto semplice, l'oggetto che si sta progettando cela delle insidie nelle sue stesse piccole dimensioni. La seconda invece deriva dall'andamento del rapporto tra diametri e corsa. Diametro e corsa sono legati da una proporzionalità inversa. Il loro legame, infatti, è rappresentato dall'area necessaria per garantire il passaggio della portata massima richiesta, che è un valore costante. Questa tendenza è rimarcata nel grafico che segue costruito con i dati della tabella precedente, dove si nota l'andamento a ramo di iperbole.

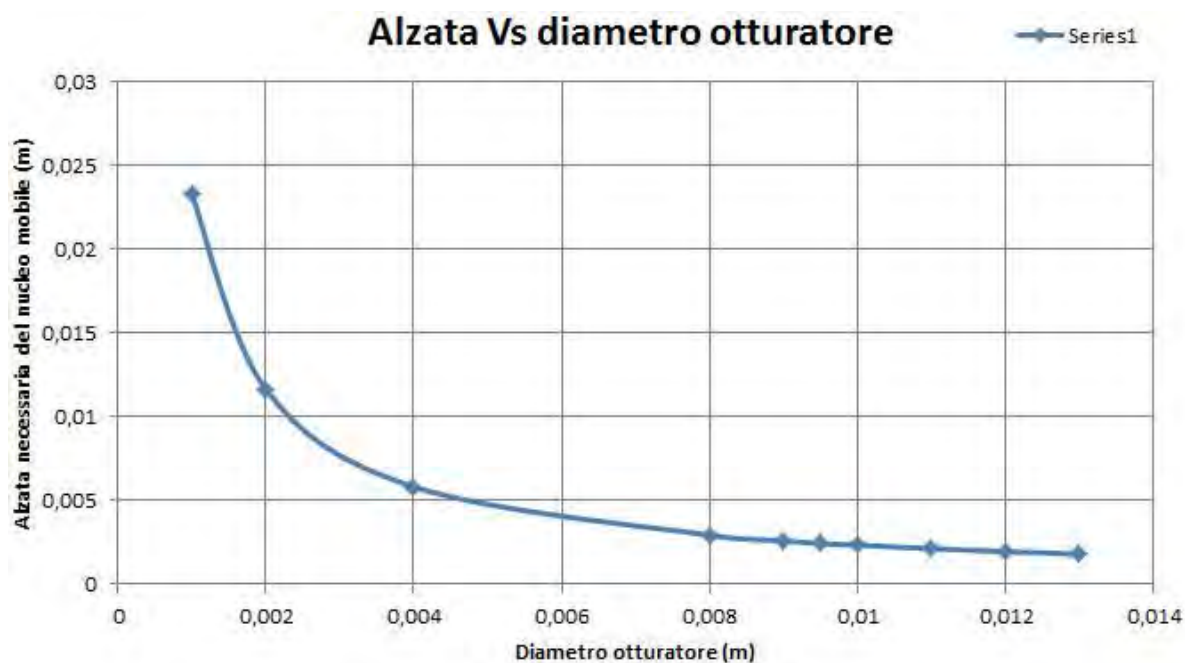


Figura 2.10: Andamento della corsa da garantire in funzione del diametro dell'otturatore;

### 2.2.3 – Dimensionamento della bobina

Un altro aspetto da considerare riguarda il dimensionamento dell'elettromagnete; ciò significa dimensionare la bobina, cioè determinare numero di spire e diametro del filo da utilizzare. In riferimento al valore dei diametri, questo non varia in continuo. Infatti, si è dovuto considerare la lista di diametri disponibili commercialmente. A tal proposito bisogna ricordare che, da un punto di vista dei costi, la scelta del diametro può comportare anche forti differenze. I diametri minori di 0,14 mm vedono il proprio prezzo crescere di molto a causa della complicazione produttiva che obbligano per essere realizzati con precisione. Altro

parametro di valutazione riguarda le condizioni di utilizzo. I fili di rame sono generalmente rivestiti con un strato isolante, il quale ha un certo intervallo di temperatura, o, meglio, una temperatura massima fino alla quale può resistere. Chiaramente maggiore è la temperatura richiesta, maggiore sarà il costo a cui si andrà incontro.

Per approssimare questa parte del dimensionamento conviene preventivamente fare un'analisi di come variano resistenza e potenza assorbita, e quindi dissipata, in funzione del diametro del filo che si utilizza, a parità di lunghezza di conduttore e corrente impressa. Questo perché tra i vincoli figura anche l'obbligo di limitare i consumi.

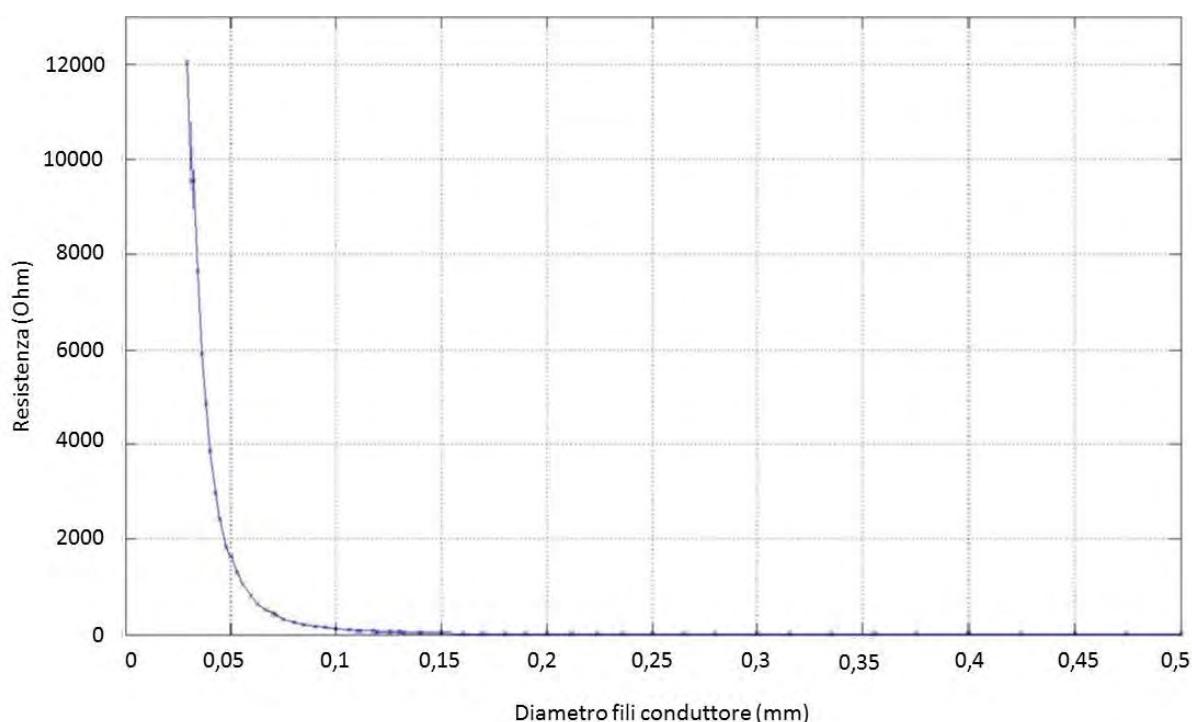


Figura 2.11: Resistenza specifica in funzione del diametro del conduttore [10];

Il grafico che si riferisce alla resistenza mostra come, al crescere del diametro del conduttore, questa crolli, evidenziando un andamento asintotico a zero. Al crescere di  $\Phi$  la resistenza diminuisce, così come cala il numero di spire e quindi la lunghezza equivalente del conduttore, di fatto riducendone ancora la resistenza. Questa non potrà arrivare ad annullarsi chiaramente perché comunque rimane una seppur bassa resistenza intrinseca del materiale. I vantaggi che si denotano da questo grafico sono duplici: da un lato scegliendo un  $\Phi$  nella zona piatta, l'ovvia incertezza sulla misura della sezione non può causare grandi variazioni di resistenza e quindi, a parità di condizioni geometriche e di corrente massima applicata, anche la potenza massima dissipata non potrà variare moltissimo, mentre dall'altra si ha una certa

varietà di diametri tra cui scegliere,rispondendo anche ad esigenze di tipo costruttivo, per ottenere avvolgimenti in modo più semplice.

Questo genere di andamento è legato solo alle condizioni geometriche della bobina: variazioni di temperatura, potenza e corrente massima non comportano variazioni della R misurata, mentre da un punto di vista geometrico, l'aumento dell'area della bobina comporta un ritardo della convergenza all'asintoto, al contrario, una riduzione della sezione ne accelera la corsa. Ciò è dovuto al fatto che l'area influisce sul numero di spire e quindi sulla lunghezza totale del conduttore, da cui la dipendenza della resistenza dall'area.

Passando alla potenza, si è utilizzato un programma(App. A3) ideato perché iterasse i calcoli della potenza variando in continuo il diametro del filo e costruisse infine il grafico. Per eseguire il calcolo sono stati introdotti alcuni parametri costanti, come la resistività del rame, altri dovuti al sistema in esame, come le Ampere-spire (APS) e il diametro medio e l'area della bobina, un coefficiente di riempimento efficace ( $\eta$ ) e i diametri dei conduttori rivestiti e nudi.

$$K = \left( \frac{\pi * \rho_{Cu} * \phi_{medio} * APS^2 * \eta}{A_{bobina}} \right) \quad (2.16)$$

$$\Delta\phi = (\phi_{riv} - \phi_{nudo}) \quad (2.17)$$

$$Potenza = K * \frac{\phi_{filo\ ric}^2}{\phi_{filo\ nudo}^2} = K * \left( 1 + \frac{\Delta\phi^2}{\phi_{filo\ nudo}^2} \right) \quad (2.18)$$

Il grafico che segue mostra la stessa tendenza discendente di quello della resistenza ma mostra anche un comportamento molto nervoso. Ciò è da imputare al fatto che, i fili conduttori sono venduti rivestiti. Come si può vedere dalle formule usate nel calcolo, la potenza è quindi essenzialmente dipendente dal quadrato del rapporto tra il diametro rivestito e quello del conduttore nudo. Dato che lo spessore del rivestimento non cambia in modo uniforme al variare del filo da rivestire, il rapporto di conseguenza non risulta avere una variazione regolare, e questo è il motivo dell'irregolarità riscontrata nel grafico. Dall'analisi combinata di questi grafici, si scopre di avere una certa libertà nella scelta del filo. Infatti, se il primo consente, entro l'intervallo planare, di variare il diametro senza aver problemi di variazioni della resistenza e quindi della potenza, il secondo può permettere di individuare il diametro più vicino a quello derivante dai calcoli che consente di aver una potenza dissipata minore.

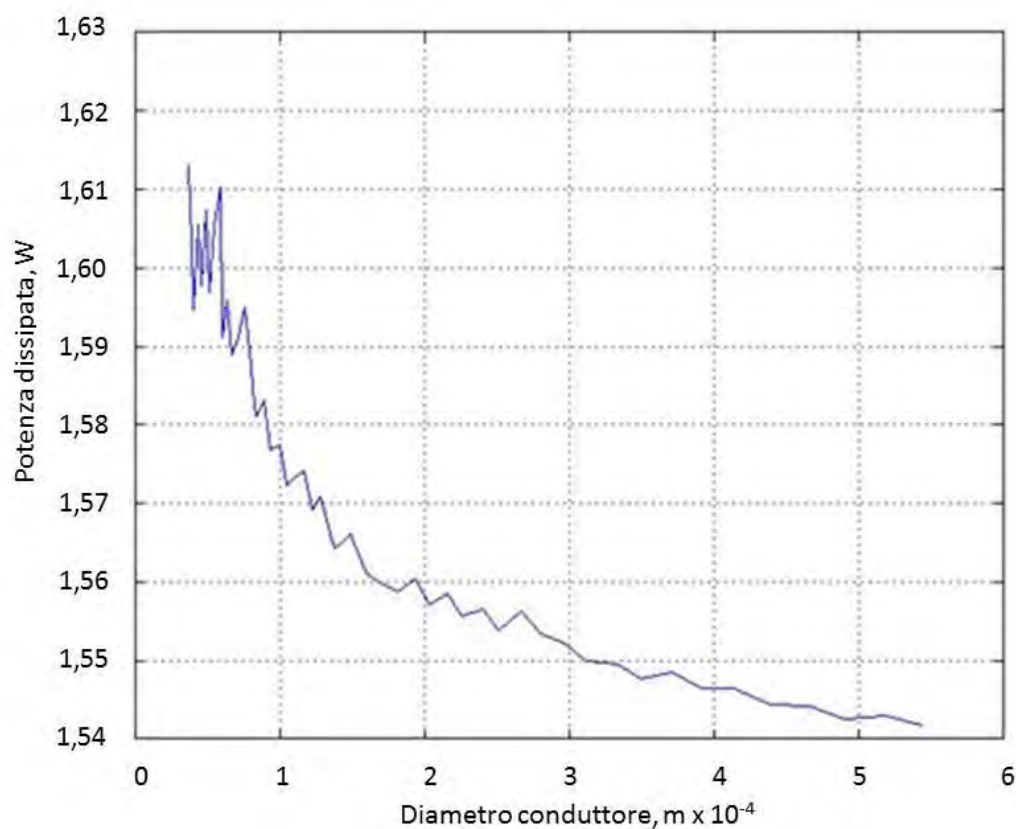


Figura 2.12: Andamento della potenza in funzione del diametro del conduttore nudo [A3];

A questo punto l'attenzione si sposta più sul valore di forza massima da esercitare più che sullo specifico diametro da scegliere, dato che l'intensità massima di corrente elettrica è imposta e quindi solo la variazione del numero di spire può modificare in massimo delle APS prodotte.

Da queste considerazioni generali, per determinare nel caso specifico il diametro del filo da usare e il numero che spire da ottenere nella bobina, il punto di partenza è la potenza massima imposta. In merito a ciò, bisogna anche chiarire che questa potenza rappresenti il valore massimo che può dissipare l'avvolgimento quanto è percorso dalla corrente massima, alla temperatura massima a cui si impone che possa lavorare il modulatore.

La logica seguita per l'individuazione del diametro minimo utilizzabile, parte con la determinazione della resistenza necessaria per dissipare la potenza massima possibile alla temperatura massima, e ricavare da questa la resistenza a temperatura ambiente. Calcolato

questo valore, basta individuare il primo valore di R subito inferiore e il diametro a cui è associata rappresenta la sezione di filo cercata. Anche questa parte del dimensionamento è stata implementata come programma e funzione annessa (App. A4), in quanto all'interno di un processo di progettazione e di ottimizzazione è probabile che debba essere iterato più volte in funzione delle eventuali modifiche di parametri esterni o anche solo per raggiungere i risultati cercati.

$$R_{Tmax} = \frac{P_{max}}{I_{max}^2} \quad (2.19)$$

$$R_{amb} = \frac{R_{Tmax}}{(1 + \alpha * (T_{max} - T_{amb}))} \quad (2.20)$$

Per quanto riguarda la bobina, questa abbisogna di valori dimensionali legati alla geometria dei componenti del modulatore, quindi è legata alla struttura geometrica ottimizzata.

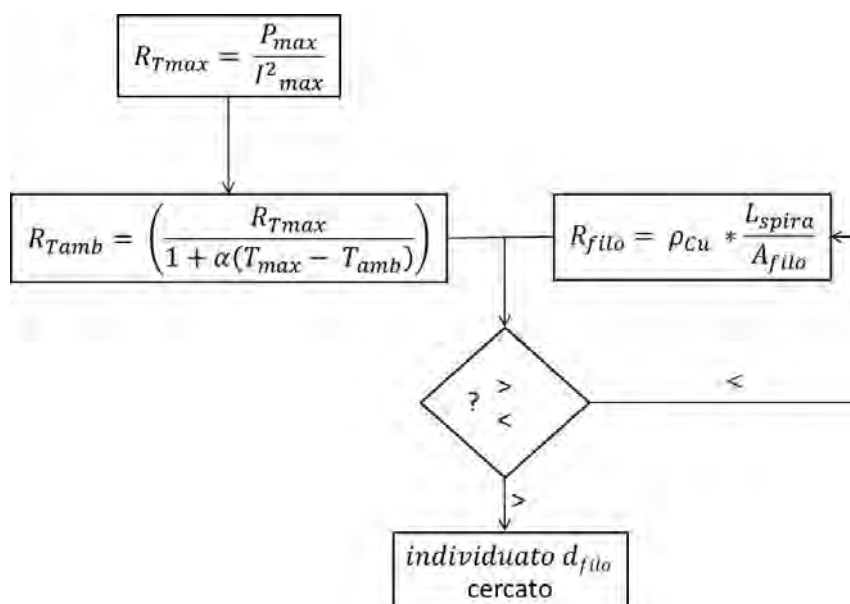


Figura 2.13: schema logico per l'individuazione del filo per la bobina;

### 2.2.4 – Considerazioni su sistema di controllo, costante elastica e risoluzione in portata

Finora sono stati esposti i concetti e i sistemi per il dimensionamento di alcuni componenti fisici del modulatore. Oltre a questi aspetti, bisogna anche porre una certa attenzione su quello che è il sistema di controllo. Questo interesse riguarda essenzialmente due aspetti, e cioè la corrente massima utilizzabile e la capacità della scheda elettronica di discretizzare questa corrente di alimentazione. Questi aspetti vanno a ricadere in ambiti diversi.

L'imposizione della corrente massima rientra nei vincoli di partenza e restringe il campo dei componenti utilizzabile nella scheda elettronica. In effetti, al crescere del valore massimo, cresce il costo della componentistica in quanto sono richieste efficienze e prestazione elevate. Nel caso in oggetto si è posto inizialmente il limite di 1 A, valore particolarmente elevato che impone quindi costi maggiori per la scheda di controllo. Però, è altresì vero che, partendo da un livello più elevato, è possibile, una volta ottenuto un buon dimensionamento, scendere a valori di correnti più comuni nel campo dell'alimentazione delle valvole, pari a 300 mA.

In merito alla discretizzazione della corrente, questa è particolarmente importante perché influisce, indirettamente e non singolarmente, sulla risoluzione in portata dell'oggetto. La risoluzione della corrente assieme alla rigidità della molla, determina il livello di accuratezza con cui può essere spostato il nucleo mobile. Il movimento di apertura chiaramente individua la luce attraverso cui fluisce il gas e più il movimento è fine e regolabile, più, di conseguenza, la portata può essere controllata. Per la parte imputabile al  $\Delta I$  ottenibile, ci si deve riferire al numero di *bit* del DUC, il convertitore del segnale digitale in uscita dal micro – processore in segnale analogico che esce dalla scheda. Il micro trasmette il segnale in codice binario e i valori che ne escono sono allocati nei *bit* del convertitore. Il numero di tutte le combinazioni possibili è pari al numero di permutazioni possibili dei valori 1 e 0, e numericamente è pari a  $2^{\text{bit}}-1$ . Le scelte possibili in questo caso ricadono o su convertitore a 10 o a 12 bit. La differenza però non è così trascurabile, in quanto vuol dire quadruplicare il numero di intervalli in cui suddividere la corrente elettrica. Considerando il punto di partenza ipotizzato, cioè una corrente massima di 1 A, di seguito sono espressi i valori di risoluzioni in corrente di alimentazione al variare dei *bit* considerati.

Tabella 2.5: Risoluzione in corrente in funzione dei bit scelti;

Numero di bit	Numero di permutazioni	$\Delta I$ ottenibile (A)
10	1023	0.000977
12	4095	0.000244

In merito al funzionamento del processore della scheda, il livello di corrente che deve erogare è facilmente controllabile attraverso l'opportuna regolazione della resistenza di *shunt* postagli in parallelo. Questa resistenza devia su di sé parte della corrente del circuito dovuta alla tensione erogata dal processore. Regolandone finemente l'entità, si può determinare precisamente gli ampere circolanti nel resto del circuito.

Per quanto riguarda il sistema di controllo, il dimensionamento quindi è limitato all'imposizione di valori massimi di corrente (1 A) e della tipologia di micro da utilizzare. Nel caso in esame, puntando a livelli di risoluzione in portata molto spinti, e cioè nell'ordine delle decine, se non unità di litri per ora, si considera l'utilizzo di un micro a 12 bit.

Ci si è già riferiti al fatto che la risoluzione in portata non dipende solo dalla capacità della scheda di gestire l'alimentazione, ma dipende anche dalla rigidezza della molla. Bisogna ricordare, infatti, che la corsa del nucleo mobile non deve essere altro che un continuo spostarsi tra punti di equilibrio stabili tra la forza magnetica prodotta dalla spira e la resistenza opposta dalla molla sotto forma di forza elastica. La costante elastica della molla è legata anch'essa al sistema di controllo, nel senso che dipende dalla forza massima esprimibile dalla bobina, e questa dipende dal numero di spire e dalla corrente massima. Inoltre, come già detto, assieme al minimo incremento di corrente esprimibile, regola l'apertura dell'otturatore e di conseguenza la portata.

Per ottenere un valore della costante si possono utilizzare i grafici delle curve di tiro degli elettromagneti. La curva caratteristica della molla è una retta che spicca dal valore della forza di distacco per corsa 0 e raggiunge la forza massima esprimibile a fine corsa per la corrente massima.

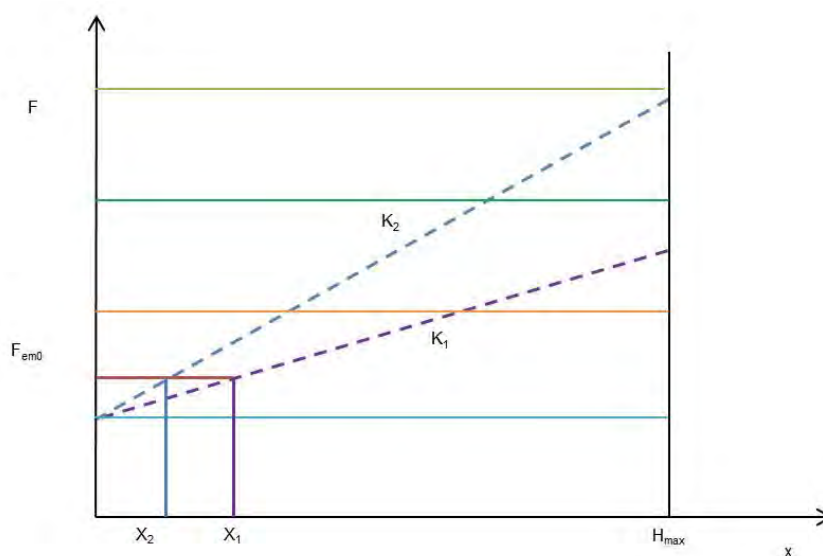


Figura 2.14: Confronto tra rigidzze diverse;

Con queste premesse si ottengono due esigenze contrapposte: da un lato, più è rigida la molla, migliore è la risoluzione che si ottiene, dall'altro si raggiungono forze massime molto elevate che non è detto siano pareggiabili dalla bobina. Inoltre si deve aggiungere che forze maggiori implicano potenze dissipate elevate e surriscaldamento dell'avvolgimento, entrambi aspetti che hanno limiti superiori imposti da progetto.

Per arrivare a condizioni di rigidità della molla che possano soddisfare i requisiti, un modo può essere quello di aumentare la forza massima ottenibile lavorando non tanto sull'entità della corrente impressa quanto sul numero di spire, giacché la forza di attrazione esercitata dall'avvolgimento è data dal prodotto del numero di spire con la corrente. Per fare ciò, bisogna ridurre la sezione del conduttore attraverso una riconsiderazione della temperatura massima di esercizio dell'elettromagnete. Come descritto nel paragrafo precedente, infatti, la temperatura massima implica un certo valore di resistenza ad alta e poi a bassa temperatura da cui si ricava il diametro del filo. Lavorando in questo modo si ottiene anche il vantaggio di ridurre la corrente necessaria al distacco.

In merito alla temperatura, vanno fatte un paio di considerazioni. Innanzitutto bisogna identificare qual è la temperatura che si considera essere dell'ambiente. Infatti, gli oggetti di cui si sta discutendo la progettazione dovranno risiedere all'interno di una caldaia, e non all'aperto. Ecco allora che si considera come valore tipico una temperatura di  $60^{\circ}\text{C}$  ( $333,15\text{ K}$ ). In secondo luogo, visto che con l'utilizzo si avrà un riscaldamento, bisogna valutare l'intervallo di operatività da garantire. Per normativa, un oggetto all'interno di una caldaia deve funzionare in un intorno di  $\pm 30^{\circ}\text{C}$ . Con questo intervallo la temperatura massima si attesta a  $90^{\circ}\text{C}$  ( $363,15\text{ K}$ ).

### *2.2.5 – Dimensionamento geometrico*

Considerando la struttura generale del modulatore, il dimensionamento e l'ottimizzazione geometrica deve porsi alcuni obiettivi. Il principale riguarda l'ottenimento di curve di tiro dell'elettromagnete il più piane possibili. Altri aspetti cui occorre comunque porre una certa attenzione sono la struttura esterna, per migliorare l'andamento fluido-dinamico del gas attorno all'oggetto, il contenimento volumetrico e un buon livello di saturazione del materiale utilizzato, così da sfruttarne appieno le proprietà. L'aspetto dell'ingombro è legato in gran parte agli altri, quindi non ci si è potuti specificatamente occupare dello spazio richiesto, se non cercare di operare modifiche che andassero comunque in questa direzione o che quanto meno non comportassero un aumento dello stesso.

Per eseguire questo parte dello studio si è ricorsi ad un programma open source, FEMM<sup>®</sup> 4.2, per la realizzazione di una analisi agli elementi finiti dell'induzione magnetica. Seppur un programma abbastanza semplice da utilizzare, consente di avere risposte rapide e abbastanza attinenti alla realtà.

Questo programma in realtà lavora richiamato all'interno di un programma più generale edito in ambiente MatLaB. Per fare questo genere di dimensionamento però sono necessari i risultati dei precedenti calcoli. In altri termini, serve conoscere quale deve essere la corsa necessaria al nucleo mobile per avere la portata richiesta e serve conoscere il numero di spire. Questi due aspetti, corsa e dimensioni della bobina, sono conseguenza della scelta del diametro dell'otturatore.

Il programma per iterare questo tipo di dimensionamento assume il numero di spire come dato costante, mentre la geometria dell'oggetto risulta essenzialmente legata al diametro interno del nucleo mobile. Bisogna ricordare che questo diametro è anch'esso strettamente connesso a quello dell'otturatore, perché deve essere garantita una corona circolare che sarà responsabile della tenuta.

L'utilizzo del programma rende le reiterazioni relativamente semplici. Infatti, lo script carica in FEMM anche tutte le caratteristiche dei materiali usati, del circuito di alimentazione, i parametri a contorno e quelli per la simulazione magnetica senza dover impostare ogni volta tutto ciò. In più si può impostare perché iteri i calcoli per cicli di corsa del nucleo mobile e per un certo intervallo di correnti, in modo da aver poi un grafico con le curve di tiro in funzione della corsa del nucleo e al variare della corrente.

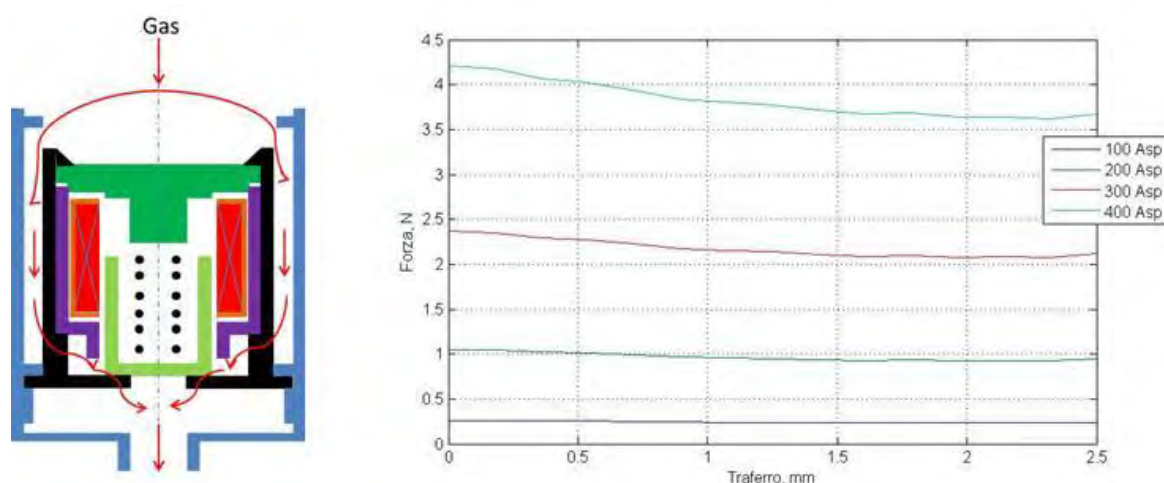


Figura 2.15: schema funzionamento secondo modello (sx) e relative curve di tiro (dx) [10];

In appendice (App.6) è riportato il programma nella versione iniziale rispondente al secondo modello realizzato, mentre sopra è riproposto il modello a cui ci si riferisce e le conseguenti curve di tiro che si ottengono. Come si vede dal grafico, le curve mostrano già una tendenza verso una pendenza nulla. Mantenendo questo orientamento, bisogna ora raggiungere gli altri obiettivi.

Di seguito saranno descritte le scelte fatte, e i risultati ottenuti, suddivise in base agli esiti cercati, in modo da meglio correlare le modifiche ed effetti.

### **Modifiche per curve di tiro piatte**

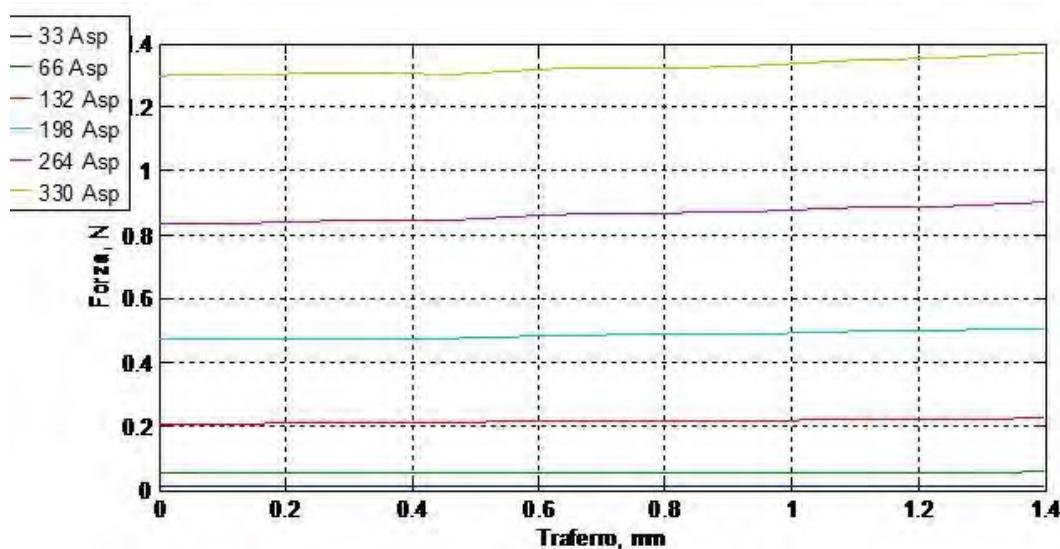
L'obiettivo delle curve piatte è il principale. Ottenere questo andamento rappresenta il secondo punto focale per gestire la modulazione assieme alla risoluzione in corrente. Infatti, per regolare in maniera fine, il rapporto tra le due forze in campo, elastica e magnetica, deve essere regolato da condizioni di equilibrio stabili, in modo che oscillazioni nella corrente fornita, eventuali vibrazioni o altre eventualità non determinano instabilità non governabili. Sistemi caratterizzati da equilibri instabili alla minima perturbazione possono essere soggetti ad evoluzioni incontrollabili verso situazioni estreme. Nel caso in esame, un'instabilità potrebbe comportare da un lato la rapida corsa del nucleo mobile fino alla battuta, arrivando così alla portata massima senza poter imporre regolazioni intermedie, dall'altro la chiusura del passaggio. Questi ragionamenti sono il fulcro della differenza dei comportamenti tra il modulatore proporzionale e quello digitale. Infatti, quando si presenterà il lavoro svolto per l'altro modulatore questi ragionamenti non avran ragione d'esser fatti.

C'è anche un altro motivo per ricercare questa costanza delle curve, e riguarda la fase di produzione: è chiaro che a livello industriale le dimensioni che derivano dal modello saranno ottenute all'interno di un certo campo di incertezza. Partendo da una condizione del modello di curve piatte, le modificazioni dimensionali comportano variazioni ridotte nelle curve effettive.

Mentre per gli aspetti che seguiranno le modifiche saranno limitate ad aspetti ben precisi, per raggiungere la planarità delle curve bisogna bilanciare più fenomeni, anche contrastanti tra loro, che determinano il comportamento generale. Per ottenere un buon compromesso si dovrà lavorare su tutti e tre i corpi, armatura, nucleo fisso e mobile in contemporanea.

Le variazioni di comportamento conseguenti le modifiche strutturali saranno descritte anche attraverso una comparazione dei grafici delle curve di tiro, così da rendere più chiaro l'effetto.

Prima di passare a verificare gli apporti delle varie modifiche, c'è una precisazione da fare. Inizialmente erano state considerate condizioni diverse, e su queste si è portato avanti tutta sequenza di simulazioni che si andrà a discutere. Sebbene i valori di portata e variazione di pressione, che determinano il valore della corsa necessaria del nucleo mobile siano diversi, le influenze delle modifiche geometriche sono le medesime, quindi le considerazioni che si possono fare dal confronto di questi risultati sono comunque utili. In particolare, le condizioni di prova iniziale prevedevano  $5\text{m}^3/\text{h}$  di portata e un  $\Delta P$  di 3000 Pa. Il modello di partenza, con queste premesse, considerava un diametro interno del nucleo mobile di 8 mm, una corsa necessaria di 2,5 mm e mostrava le seguenti curve di tiro.



2.16: Curve di tiro del primo modello simulato [10];

Oltre all'andamento delle curve, un altro aspetto che risulta evidente è il livello di forza cui si arriva non così elevato. Questo valore è legato alla superficie attraverso cui fluiscono le linee di flusso magnetico, quindi dipende dalle aree contrapposte. Un modo abbastanza facile per aumentare la forza è quello di aumentare il diametro del nucleo mobile. Infatti, portando il diametro a 10 mm si ha un aumento del valore di forza massima iniziale, arrivando intorno a 1,6N. Nella stessa direzione si muove l'allungamento verso il basso dell'armatura nella parte terminale, anche se l'effetto è ridotto. Una conseguenza positiva ulteriore della modifica dell'armatura si vede nella linearizzazione delle curve. Da queste modifiche si vede già un effetto che è legato alla forma di elettromagnete che stanno sfruttando: la condizione di elettromagneti concentrici che agisce tra armatura e nucleo mobile e tra i nuclei mobile e fisso si manifesta nella tendenza alla planarità delle curve ed è in relazione con le aree affacciate. In

realità, oltre che dalle superfici dipende anche dallo spessore dell'aria tra le superfici, cioè dal traferro. Ridurre il traferro, infatti, aumenta la forza generata, ma amplifica anche il lato negativo di questa geometria: maggiore è la corsa, infatti, più si arriva alla condizione già espressa per cui a forza si riduce velocemente quando si tende alla metà della lunghezza del cilindro. Questo aspetto si è manifestato ampiamente quando si dimezzato il traferro tra nucleo mobile e fisso a seguito dell'aumento del diametro del perno centrale. Come si può vedere dal grafico che segue, la forza iniziale è a livelli maggiori, ma diminuisce all'aumentare della corsa. Se l'elettromagnete a fine corsa produce una forza minore a quella che la molla compressa mostra, il rischio è di non poter consentire la portata massima richiesta.

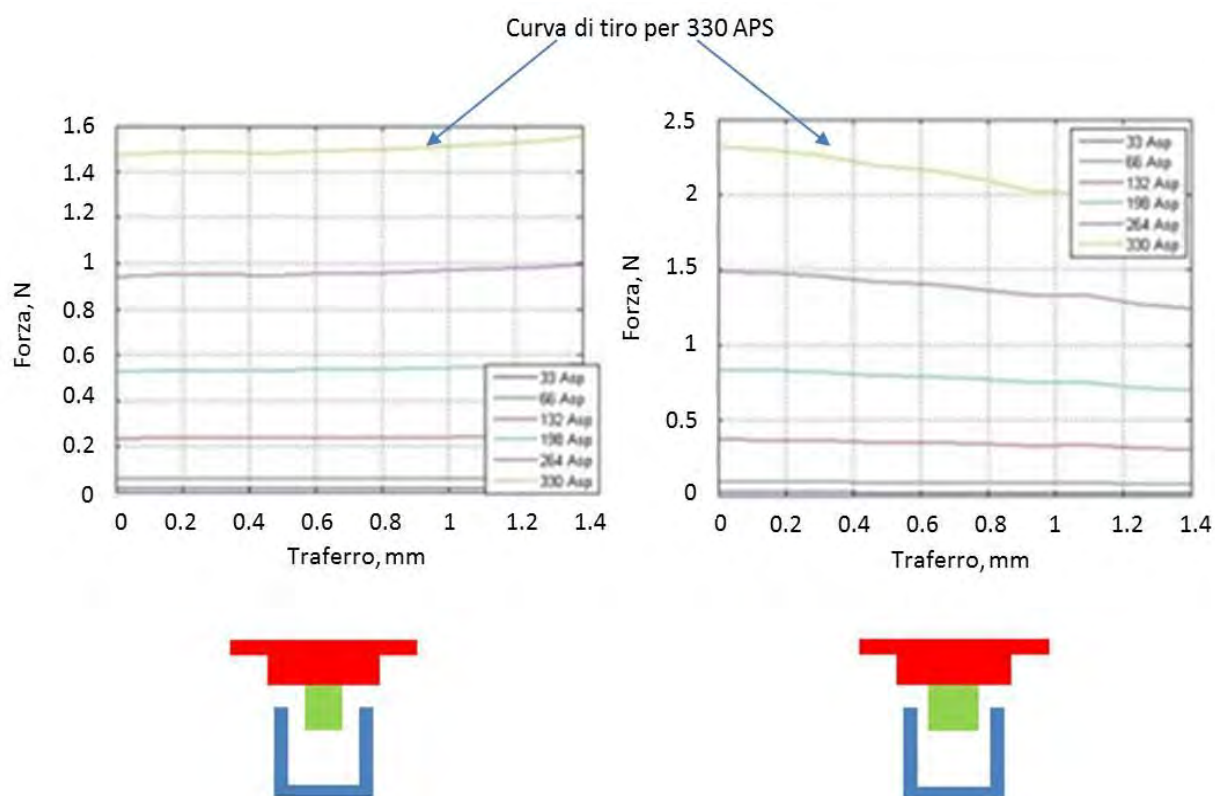
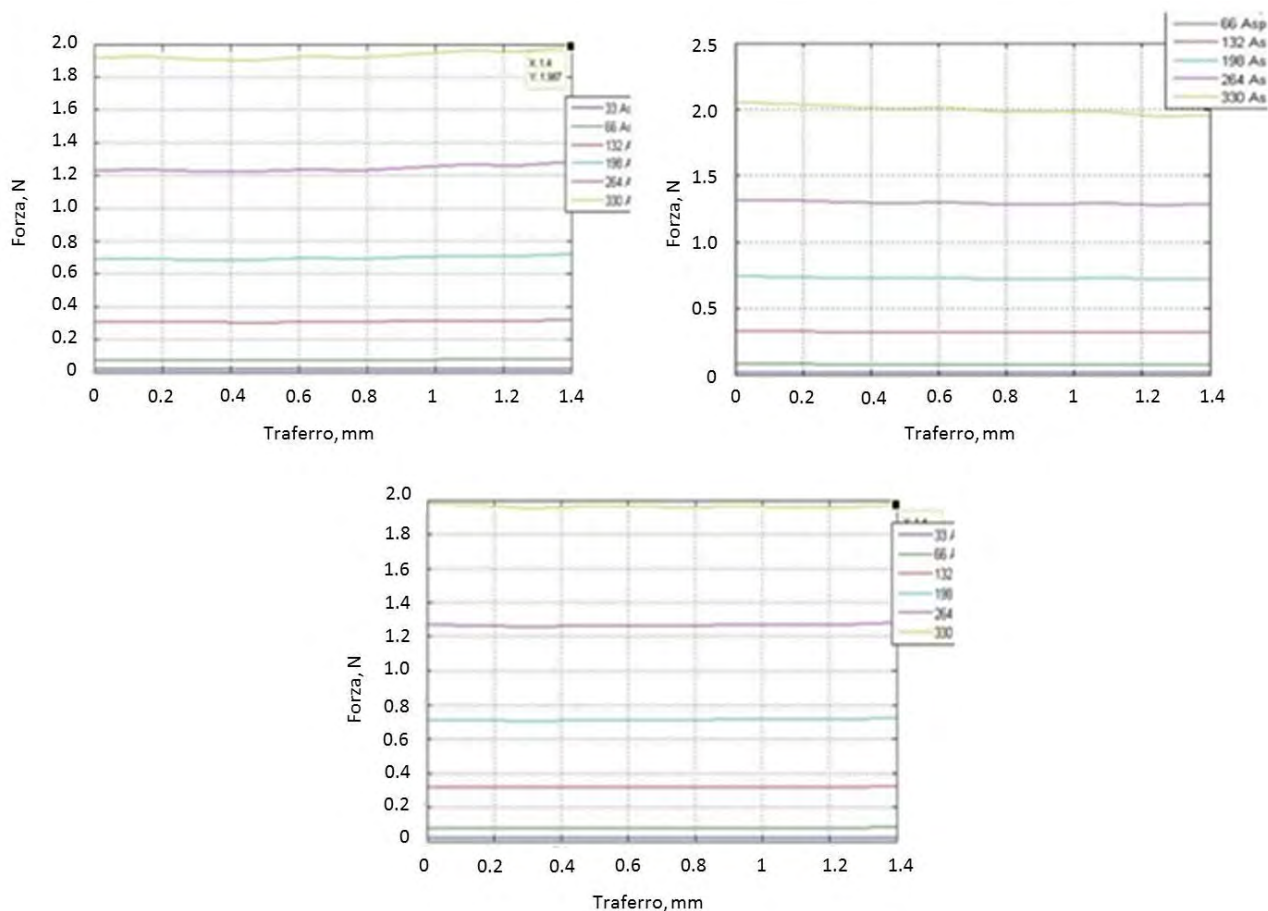


Figura 2.17: Traferro 1.0 mm a sx, traferro a 0.5 a dx [10];

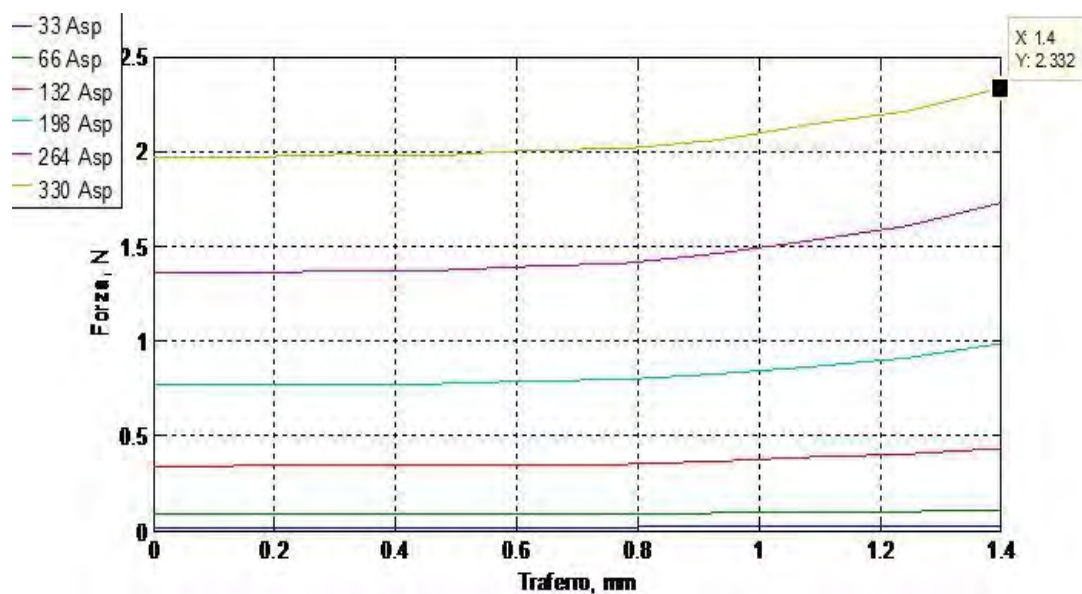
E' da notare in merito a questo genere di modifiche, come variazioni invece nell'ordine dei 5 centesimi sul raggio del nucleo fisso, producano effetti ridotti.



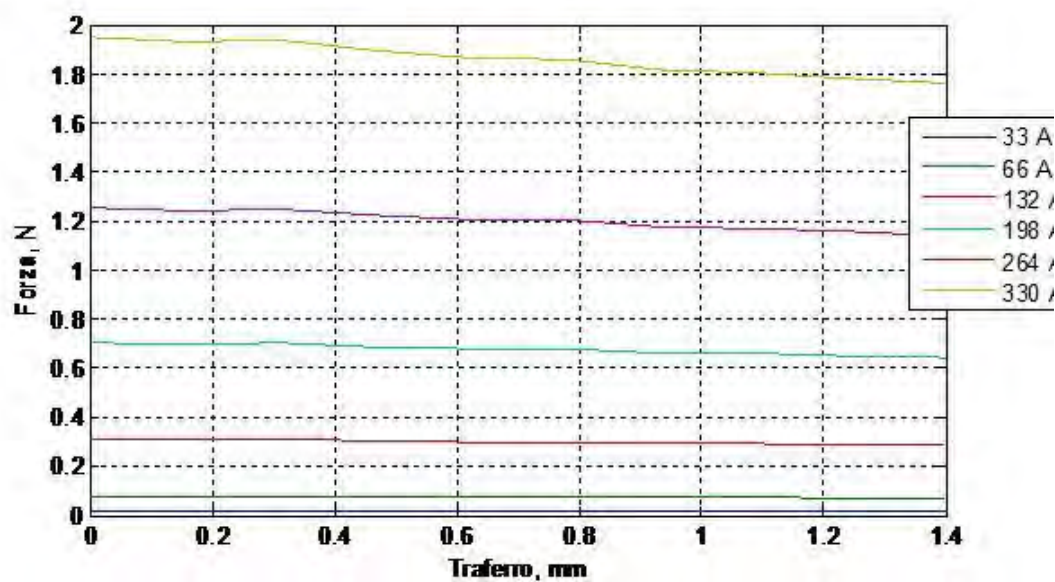
2.18: Confronto curve di tiro in funzione della larghezza del traferro: a sx 0.7, a dx 0.65, e sotto 0.6 mm [10];

Se aumentare l'esposizione delle superfici e ridurre le distanze tra esse evidenzia l'aumento delle forze iniziali e decadimento a seguire, l'effetto opposto, cioè un'impennata dei valori a fine corsa, si ottiene se si riduce il traferro superiore. Questo secondo andamento è dovuto allo sfruttamento dell'altra geometria di magnete, quella a àncora. In effetti, accorciando il traferro superiore, le curve tendono a scappar via verso forze più elevate nella zona finale della corsa. Quello che si rischia è di avere un andamento fortemente parabolico, in cui a corsa nulla e per corsa finita i livelli di forza possono anche esser simili, ma nella zona centrale diminuisce. Probabilmente è l'andamento che più si avvicina a ciò a cui si può tendere, ma deve essere mitigato il più possibile. L'aumento nel tratto conclusivo però non è sempre in grado di "bilanciare" l'effetto di un traferro laterale troppo esiguo, o meglio, il problema è legato al diverso andamento della curva: a guardare i due grafici si vede che quella legata all'effetto dei magneti concentrici è tendenzialmente lineare, mentre l'altra ha

sembianze esponenziali. Ciò comporta un difficoltoso bilanciamento tra le due evidenze, modificando la geometria di volta in volta di valori nell'ordine dei decimi fino ad arrivare a curve il più piane possibili.



2.19: Esempio di curve di tiro dopo modifica del traferro superiore [10];



2.20: Esempio curve di tiro dopo modifica del traferro laterale [10];

Nell'operare queste modifiche, si deve tener conto di due aspetti. L'ingombro volumetrico, che si deve comunque puntare a ridurre, e un secondo aspetto più legato all'esercizio del movimento del nucleo mobile che altro. Considerando che deve traslare lungo l'asse del cilindro, vanno ridotti tutte quelle evenienze che posso portare a difficoltà del moto. Ad esempio, per quanto riguarda la geometria, rendere l'oggetto nel suo insieme abbastanza snello riduce il rischio di impuntamenti durante la risalita. Per snellirne la figura le possibilità non sono molte: si può ridurre lo spessore delle pareti, ma queste devono comunque essere in grado di garantire la tenuta richiesta, oppure si può aumentare la lunghezza del nucleo mobile.

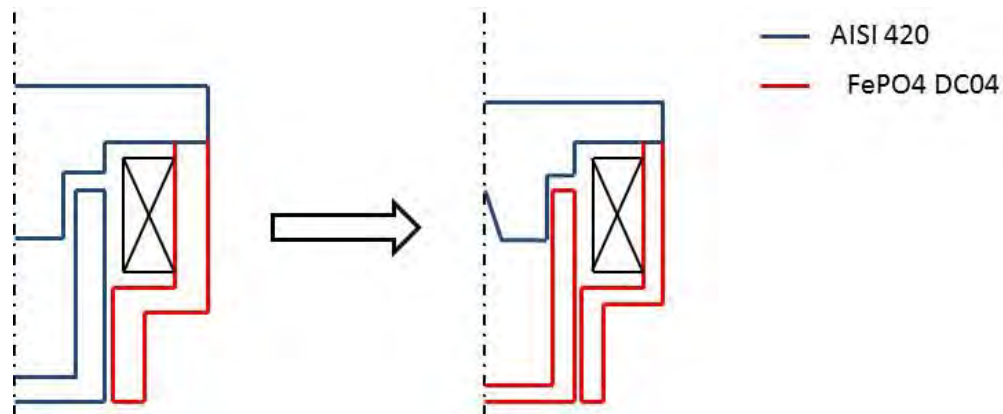
### **Modifiche per saturazione magnetica**

Migliorare la saturazione magnetica dei componenti significa poter sfruttarne al meglio le caratteristiche. Poter usare al meglio le proprietà dei materiali comporta una riduzione delle quantità degli stessi, quindi usare ad esempio lamiere di partenza più sottili per ottenere gli stessi risultati. Nel caso di studio, le modifiche fisiche ricadono sulle tre parti metalliche, l'armatura, il nucleo mobile e quello fisso.

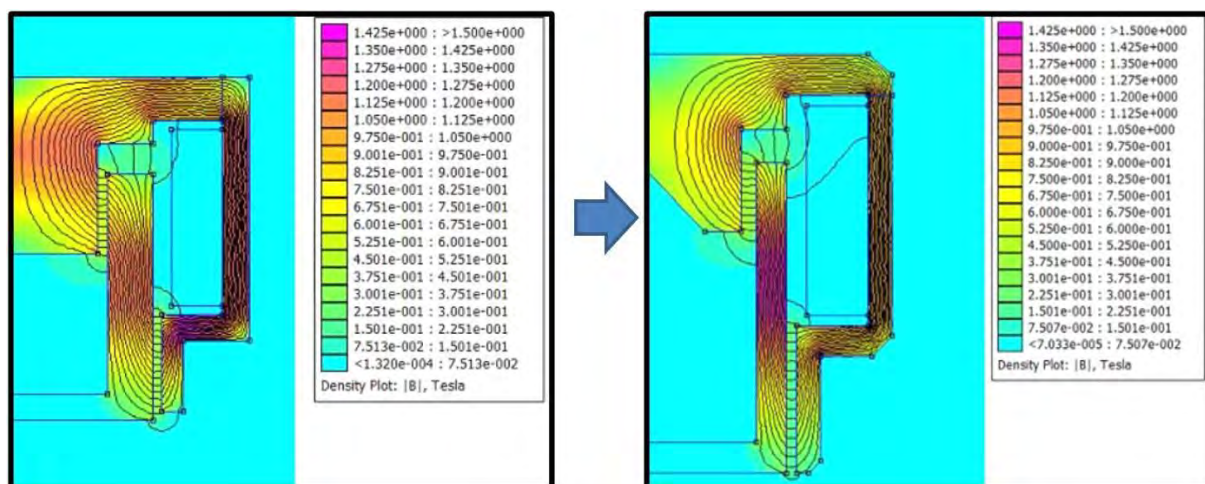
Nella configurazione iniziale il nucleo fisso e quello mobile si era pensato di realizzarli in AISI 430, un materiale con caratteristiche magnetiche non eccelse ma abbastanza facile da lavorare e relativamente a basso costo, mentre l'armatura esterna era di FePO4 - DC04, un acciaio adatto all'imbuttitura profonda e con un limite di saturazione magnetica superiore. Le caratteristiche generali di questi materiali saranno meglio affrontate nel prossimo capitolo.

La prima modifica operata ha riguardato l'armatura. Il suo spessore, infatti, è stato ridotto da 1,5 a 1,2 mm perché la concentrazione delle linee di flusso comporta sì un aumento del livello di saturazione, ma comunque sostenibile dal materiale. Anche il nucleo fisso ha subito forti modifiche, in due punti distinti. Innanzitutto è stato ridotto lo spessore superiore, riducendo da 2,5 a 2 mm, mentre la seconda variazione ricade sul perno centrale del nucleo: in questo caso si tratta di una svasatura centrale conica. Entrambe le modifiche comportano una concentrazione delle linee di flusso nel materiale. Ciò migliora il rendimento da un punto di vista magnetico soprattutto considerando che il materiale è il meno pregiato tra i due da questo punto di vista. Anche il nucleo mobile ha subito due trasformazioni sostanziali; la principale è stata il cambio di materiale, passando allo stesso acciaio con cui si realizza l'armatura. Ciò ha permesso la seconda modifica, e cioè la riduzione dello spessore dai 2,5 mm iniziali prima a 1,5 mm, e poi a 1,2 mm.

Oltre ai motivi magnetici, il cambio di materiale è stato ipotizzato anche perché il nucleo mobile può essere realizzato tramite imbutitura profonda e questo materiale è adatto a questo genere di lavorazione.



2.21: schema modifiche fisiche;



2.22: Confronto dell'induzione magnetica tra il primo modello (sx), e quello dopo le modifiche (dx) [11];

Dall'immagine precedente, che riporta la simulazione dell'andamento dell'induzione magnetica, può sembrare che le modifiche abbiano avuto effetto opposto a quello cercato. In realtà la cosa non è così. Nel confrontare le immagini bisogna anche considerare i livelli di saturazione dei due acciai. Infatti, nel vecchio modello, sembra che tutto l'oggetto raggiunga

alti livelli di saturazione, come peraltro ci si riprometteva. In realtà però il limite superiore è ben oltre a quello di saturazione per l'AISI430. Ciò significa che i due nuclei sono sottoposti a campi eccessivi, che possono voler dire una magnetizzazione residua sproporzionata che può dar luogo a fenomeni di ritardato o addirittura mancato distacco a spegnimento dell'alimentazione e quindi problemi dal punto di vista della sicurezza. Nell'immagine di destra invece si vede come i valori massimi dell'induzione magnetica si riscontrano nell'armatura e nel nucleo mobile, i pezzi costituiti dal materiale a maggior rendimento magnetico. Questo mentre il nucleo fisso è quasi interamente soggetto a campi di buon livello ma non eccessivi. Infatti, un altro particolare a cui bisogna fare attenzione riguarda l'eventuale isteresi magnetica. Mantenendosi su livelli non prossimi a quelli massimi ci si può aspettare di rimanere nella prima parte della curva di isteresi, il che può comportare basse dispersioni energia e bassi campi coercitivi.

Un'altra annotazione che deriva dall'analisi delle immagini riguarda gli smussi all'armatura. Sebbene siano discussi nel proseguo, si può notare come rappresentino anche l'eliminazione di materiale ininfluenza dal punto di vista magnetico.

### **Modifiche fluido-dinamiche**

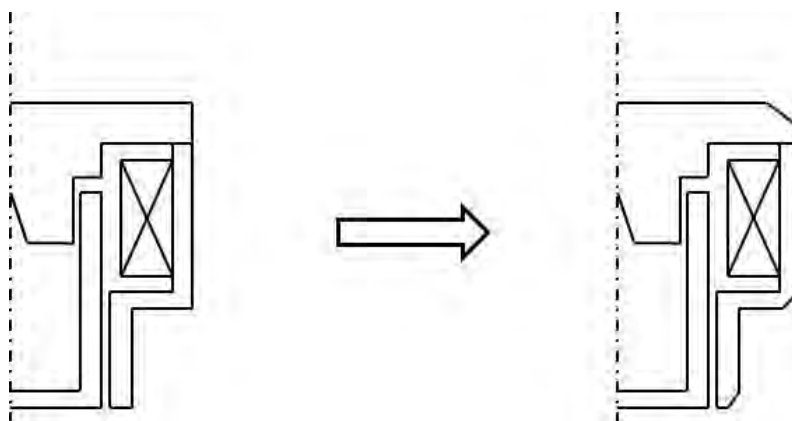
In questo ambito l'idea alla base è rendere l'oggetto più favorevole al flusso del gas. Per raggiungere questo scopo le possibili modifiche sono relativamente limitate. L'attenzione in particolare si rivolge a due aspetti: da una parte ridurre il più possibile il diametro dell'otturatore e, di conseguenza, quello interno del nucleo mobile, e dall'altra eliminare, o almeno ridurre, la presenza di spigoli vivi esterni del nucleo fisso e dell'armatura. L'oggetto deve essere il meno tozzo e genericamente il meno ingombrante possibile.

Dal punto di vista volumetrico, il diametro minore dell'otturatore che si può considerare è pari a 10 mm, e a questo corrisponde un diametro esterno dell'armatura di poco superiore ai 20 mm. Oltre a questo, che rappresenta il vincolo principale legato alle dimensioni totali, bisogna anche tenere conto che alcune delle modifiche relative agli aspetti magnetici hanno permesso di rimpicciolire l'oggetto. Infatti, la riduzione degli spessori di armatura e nucleo mobile ha comportato una riduzione del diametro massimo di quasi 1,5 mm. Può sembrare poco, ma va considerato anche su quali dimensioni queste riduzioni sono state effettuate: le pareti del nucleo mobile sono state ridotte del 40%, mentre l'armatura ha subito un restringimento del 20%.

Per il discorso riguardante gli spigoli retti, sono da preferire degli smussi. In particolare, sia per quanto concerne il nucleo fisso, che per l'armatura, tutti gli spigoli retti possono essere

smussati con angoli di  $45^\circ$ . Questo tende a favorire il flusso di gas, soprattutto nella zona di avvicinamento al foro dell'otturatore. Un'altra accortezza che tende nella stessa direzione è far sì che il nucleo mobile a fine corsa sia alla stessa altezza dell'armatura o quanto meno non sporgente. Le scelte degli smussi nella parte inferiore e la non sporgenza del nucleo mobile dovrebbero puntare ad agevolare l'arrivo del gas all'imbocco dell'otturatore attraverso i fori alla base del castello che contiene l'attuatore giacché questa è la zona dove si concentrano turbolenze e deviazioni del flusso che determinano il valore da attribuire al coefficiente  $C_d$ , introdotto in precedenza nei calcoli dell'area e della corsa necessaria per garantire la portata.

Di seguito è riportato il confronto tra la condizione esterna del modulatore prima e dopo le modifiche.



2.23: schema delle modifiche fluido - dinamiche;

### Considerazioni in merito alla realizzabilità

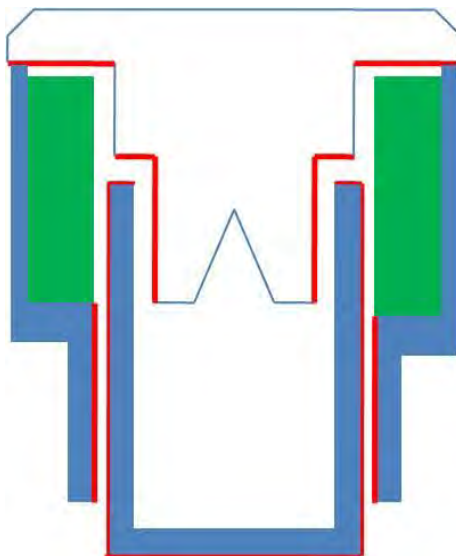
A seguito di tutte queste modifiche si sono ottenute varie geometrie che differiscono di poco sia da un punto di vista fisico che da un punto di vista delle curve di tiro. Un passo ulteriore è ipotizzare la realizzazione del modulatore e verificare che sia fattibile. Andare in questa direzione è anche utile per individuare eventuali dimensioni particolarmente critiche che dovranno avere un grado di precisione maggiore.

In merito all'armatura, questa è ottenibile per imbutitura, e lo spessore di partenza non crea grossi problemi. Le accortezze da prendere nel realizzarla ricadono in due zone: sicuramente l'area inferiore che si affaccia sul nucleo mobile dovrà essere piana e ovviamente priva di bave; parimenti, il lato su cui poggia il nucleo fisso dovrà essere spianato il più possibile. In effetti, in quanto zona di chiusura, in esercizio darà luogo ad un ulteriore traferro. Rendendo questa superficie il più piana possibile se ne riduce l'entità.

Il nucleo fisso invece è realizzato per tornitura. Questo tipo di lavorazione garantisce di per sé un alto grado di precisione. Le dimensioni che sono più importanti corrispondono alle aree dove si generano i traferri col nucleo mobile, e per questo dovranno essere le più lisce possibili. Ciò vale soprattutto per il traferro laterale, dove si è visto come differenze superiori al decimo possono causare sensibili variazioni. Per il lato superiore questo ha un'importanza relativamente inferiore, nel senso che influenza meno il comportamento generale. Altro punto critico è lo speculare dell'armatura nel loro punto di contatto. Per le restanti dimensioni i vincoli dimensionali sono meno stringenti.

Il nucleo mobile è il pezzo che, seppur più semplice geometricamente parlando, nasconde un grado maggiore di difficoltà. In primo luogo, bisogna valutare se lo spessore della lamiera considerata può essere sottoposta a questa lavorazione. Nelle versioni conclusive, anche grazie al cambio di materiale, lo spessore è stato ridotto a 1,2 mm. Con questo spessore la lavorazione è effettuabile, mentre i 2,5 mm della versione iniziale precludevano questa strada, aprendo la via solo all'ottenimento per tornitura.

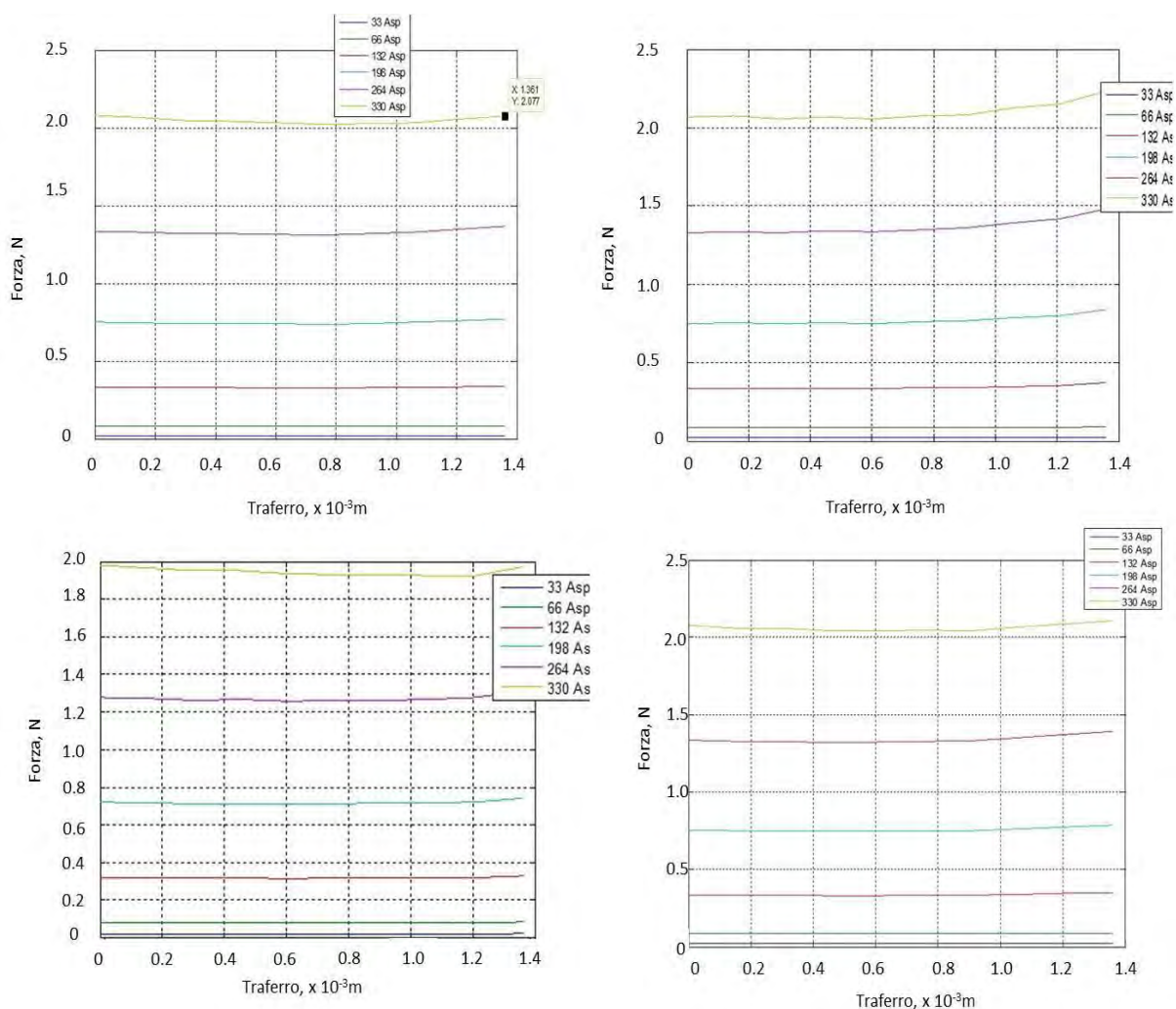
Passando ora alla forma e alle misure, le pareti hanno tutte le dimensioni critiche, nel senso che sono le aree costituenti i traferri e per questo devono essere realizzate col maggior grado possibile di precisione. In più, il fondo è il responsabile della tenuta del modulatore, e ciò significa che deve essere planare per avere un appoggio omogeneo lungo tutta la circonferenza. Va osservato a tal proposito che gli spigoli vivi presenti al fondo difficilmente possono essere realizzati proprio per il processo produttivo che si immagina di adoperare. Questo è uno dei motivi per cui si considera una sovrapposizione di circa 1 - 1,5 mm lungo tutta la corona circolare che dà la tenuta. Si può, a seguito dei ripetuti step di imbutitura, procedere con uno stampaggio del fondo che sicuramente può conferire un minor angolo di raccordo, ma arrivare all'angolo retto è molto complicato. Nello schema che segue sono evidenziate in rosso le dimensioni critiche ai fini della precisione di realizzazione.



2.24: Schema dimensioni critiche dell'attuatore;

Sempre in riferimento alla realizzazione del pezzo, vanno considerate le bave che si potrebbero realizzare nel punto di tranciatura. Queste eventuali bave mostrano i loro effetti in due modi: il primo, fisico, può affliggere l'inserimento e lo scorrimento poi del nucleo mobile. Questo perché lo spazio libero attorno è relativamente piccolo e si può incorrere nella formazione di trucioli, nel caso migliore, o addirittura di bloccaggi. Il secondo effetto si manifesta nelle curve di tiro, perché chiaramente si modificano le aree su cui si generano i trasferri.

Per studiare le conseguenze di queste eventuali deformità si è considerato la formazione di bave nell'ordine dei due decimi di millimetro, paragonabili quindi a quelle che si ottengono con la tranciatura a fine processo di imbuttitura, nel tratto terminale del nucleo mobile in posizione esterna, interna e superiore. Confrontando i risultati, si può affermare che le eventuali bave esterne non danno problemi dal punto di vista delle curve di tiro se non un lieve aumento, mentre le bave superiori e quelle rivolte all'interno del nucleo creano cambiamenti. Come si può immaginare, le imperfezioni interne causano un abbassamento dei livelli di forza a fine corsa, mentre quelle superiori sono responsabili di impennamenti nel tratto finale. Fortunatamente dal punto di vista realizzativo si può pensare che si ottengano solo bave esterne a seguito della tranciatura e possono essere facilmente rimosse. Bisogna anche notare che le variazioni che si vedono nei grafici che seguono sono prodotte da deformazioni nell'ordine dei decimi. Ciò motiva una volta di più l'elevato grado di precisione necessario per le dimensioni precedentemente evidenziate.



2.25: Confronto tra curve di tiro: in alto a sx la versione base, in alto a dx la versione con bave da 0.2 mm verso l'alto, in basso a sx le stesse bave verso l'interno, in basso a dx con le bave rivolte all'esterno [10];

### 2.2.6 – Dimensionamento della molla

Come si è descritto, il dimensionamento della molla rappresenta un punto fondamentale per riuscire a raggiungere gli obiettivi preposti. Il fattore primario da dimensionare è il numero di spire  $N$  che la molla deve possedere e per farlo serve conoscere alcuni parametri geometrici, come il diametro medio della molla ( $D$ ) e del filo ( $d$ ), caratteristiche intrinseche del materiale come il modulo di taglio  $G$ , e caratteristiche del sistema come la rigidità  $K$  della molla. In aggiunta poi bisogna anche verificare che la molla occupi in maniera corretta lo spazio all'interno del nucleo mobile. Significa predisporre una lunghezza per cui la molla possa essere precaricata per fornire la forza iniziale di chiusura, poter essere compressa per consentire tutta la corsa del nucleo mobile e comunque non risultare compressa a pacco.

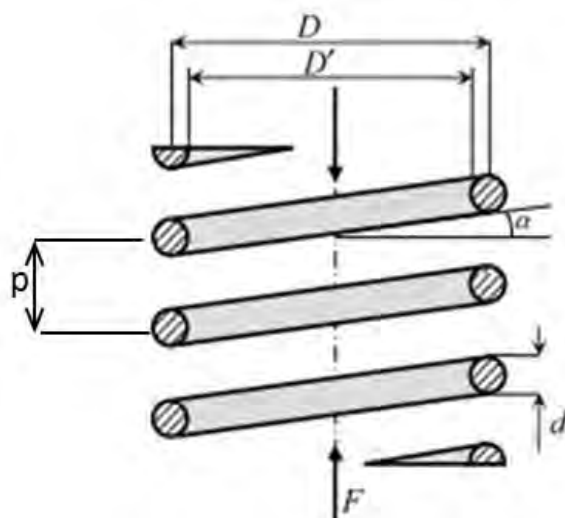


Figura 2.26: Schema molla ad elica cilindrica a compressione [14];

Come si vede nello schema riportato, una molla generica è caratterizzata da una serie di grandezze legate tra loro: il diametro del filo  $d$ , il passo  $p$  che rappresenta la distanza tra due spire consecutive e che può essere costante o no, l'inclinazione  $\alpha$  della tangente della spira, il diametro medio della spira  $D$ , il diametro interno  $D'$ , la lunghezza della spira  $l$  e delle  $N$  spire,  $l_n$ . Di seguito sono riportate le equazioni che legano queste grandezze [14].

$$\tan \alpha = \frac{p}{\pi * D}, \quad l = \sqrt{p^2 + \pi^2 * D^2}, \quad l_n = N * \sqrt{p^2 + \pi^2 * D^2}$$

(2.21, 2.22, 2.23)[14]

Lo spazio minimo all'interno del nucleo mobile deve essere maggiore della lunghezza della molla a pacco. Questo perché non è consigliabile che la molla arrivi nella condizione di massimo impaccamento. Se si dimensionasse la molla perché questa abbia una lunghezza a fine corsa del nucleo mobile pari alla lunghezza a pacco, nel caso in cui la molla reale fosse più lunga di quella dimensionata, non permetterebbe l'apertura completa del canale, in quanto si impaccherebbe prima. Altri inconvenienti potrebbe riguardare fenomeni di aderenza e di incollaggio tra le spire, soprattutto per il modulatore digitale, il quale rimarrebbe compresso per tutto il tempo necessario. Ecco allora che conviene considerare almeno una lunghezza pari a circa 3 tre volte la lunghezza a pacco della molla, in modo da mantenerla all'interno del

campo delle deformazione elastiche. La lunghezza della molla impaccata è approssimabile dalla (2.24).

$$l_p = (N + N') * d \quad (2.24)[14]$$

Nell'equazione appena descritta appare sia il valore del numero di spire attive,  $N$ , sia il valore di quelle terminali,  $N'$ , che spesso sono presenti per consentire l'appoggio in battuta ai capi della molla, ma dal punto di vista dell'effetto elastico sono assolutamente inutili.

Parte delle grandezze descritte sono conseguenza della determinazione del numero di avvolgimenti. Da notare che il numero di spire può anche non essere intero, ma risponde a caratteristiche fisico – geometriche ben precise.

Per ottenere questo valore si applicherà l'equazione (2.25) di seguito espressa.

$$N = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * K} \quad (2.25)$$

Mentre la rigidezza è ricavabile dalle curve di tiro dal rapporto tra l'intervallo di forze necessarie e la corsa del nucleo mobile, e il modulo di taglio è caratteristico del materiale che si utilizza, il diametro medio è da scegliere perché la molla risieda all'interno del nucleo mobile senza dare strusciami sulle pareti esterne, ma anche garantendo un appoggio sicuro sulla base inferiore del nucleo e superiormente sul nucleo fisso e non permettere quindi che la molla perda l'orientamento corretto. In questo calcolo bisogna tenere conto anche del diametro del filo che si sceglierà, così come dell'incertezza sulla misura di questo, conseguenza della realizzazione del filo. Ovviamente, la scelta del diametro del filo deve soddisfare le condizioni geometriche appena espresse e ricadere all'interno dei fili disponibili commercialmente. Saranno considerati solamente quelli già presenti in azienda, realizzati nella maggior parte dei casi in acciaio AISI 302. Di seguito sono riportati tabellati i diametri e le tolleranze a essi associati.

Tabella 2.6: Diametri fili e caratteristiche meccaniche [15];

Diametro filo (mm)	Carico di rottura (N/mm <sup>2</sup> )		Carico di snervamento 0.2% (N/mm <sup>2</sup> )
	Min	Max	
0,10 ÷ 0,20	2250	2450	2100
0,21 ÷ 0,30	2200	2400	2050
0,31 ÷ 0,50	2100	2300	1950
0,51 ÷ 0,80	2000	2200	1850
0,81 ÷ 1,25	1900	2100	1750
1,26 ÷ 2,00	1800	2000	1600
2,01 ÷ 3,15	1650	1850	1500

Tabella 2.7: tolleranze in funzione dei diametri del filo [15];

<b>Diametro (mm)</b>	≤ 0,40	0,41 ÷ 1,0	1,1 ÷ 7,9
<b>Tolleranze (mm)</b>	± 0,008	± 0,013	± 0,03

Da un'analisi dell'equazione si vede che una molla rigida deve aver un basso numero di spire, perché sono fattori inversamente proporzionali tra loro. Seguendo un ragionamento simile, per ridurre gli avvolgimenti si deve preferire un diametro ridotto del filo e aumentare il più possibile quello medio dell'anello. La scelta di un diametro ridotto del filo permette anche di contenere l'influenza dell'incertezza ad esso associata, e di conseguenza di limitare la variabilità della rigidità effettiva delle molle. Infatti, calcolato il numero di spire, questo è impostato nelle macchine automatizzate che realizzano la molla. Se si considera che le spire prodotte siano costanti, è chiaro che la variazione del diametro del filo comporta una variazione anche della rigidità della molla. In realtà esiste anche una certa incertezza sul diametro medio della spira, ma è un'incertezza impostabile da disegno. Un'altra conseguenza è legata alla forza massima che può arrivare ad esplicitare la molla: una molla troppo rigida infatti può causare una non completa apertura dell'orifizio attraverso cui fluisce il gas, come anche una forza di stacco iniziale troppo alta per l'elettromagnete.

### 2.3 – Dimensionamento modulatore digitale

Il modulatore digitale presenta caratteristiche abbastanza diverse rispetto a quello proporzionale per il solo funzionamento. In effetti, ottenere due oggetti con la medesima geometria da un punto di vista produttivo è molto comodo, semplifica il processo di produzione, limita gli errori possibili in fase di assemblaggio e consente di progettare un ciclo produttivo unico per entrambi i congegni. Anche l'aspetto magnetico non mostra necessità di differenziare i due oggetti: i livelli di saturazione, quindi di sfruttamento dei materiali, sono

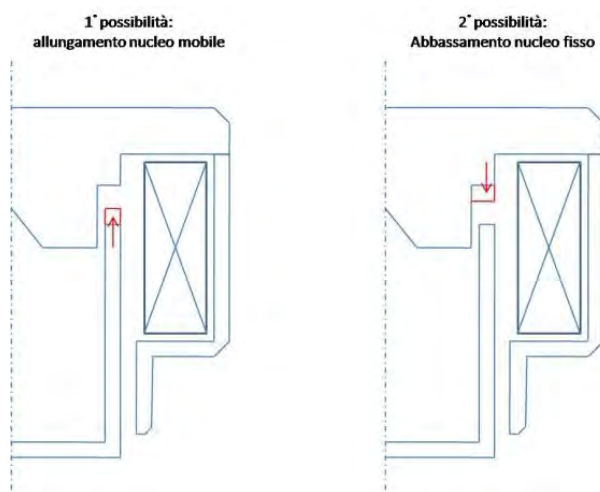
adatti ad entrambe le funzioni. Così come le scelte fatte per migliorare il flusso del gas certo non possono indurre una differenziazione tra i due, dato che un flusso agevolato è un obiettivo fondamentale. L'unico aspetto che crea la differenza tra le tipologie di modulatore riguarda la capacità o meno di regolare la portata. Come si è già detto, questa capacità è fortemente legata alla risoluzione dello spostamento, che è a sua volta conseguenza della risoluzione con cui è erogata la corrente, ma soprattutto dipende dalla molla. Infatti, una molla più rigida consente di gestire spostamenti più discretizzati e, da qui, una portata più controllata.

Per ottenere allora un modulatore digitale bisogna soffermarsi sulle operazioni che deve svolgere: deve garantire la tenuta quando è chiuso, e deve garantire l'alzata necessaria per avere la portata massima richiesta. A ciò si aggiunge che deve chiaramente passare da una condizione all'altra nel minor tempo possibile.

La tenuta è già stato mostrato che dipende dalle dimensioni dell'otturatore, perché dal diametro di questo discende il livello di forza da applicare alla guarnizione tramite alla molla. L'apertura invece massima è conseguenza della corsa necessaria per avere un'area laterale sufficiente per far fluire la portata richiesta. E, ancora, la corsa dipende dal diametro dell'otturatore. Per il fattore velocità, questa è essenzialmente una conseguenza della differenza tra la forza espressa dalla molla e dalla forza magnetica generata dalla bobina.

Se, per i primi aspetti, la generalizzazione geometrica tra i due oggetti li rende conseguenza del dimensionamento operato per il componente proporzionale, qualche differenza può sorgere per l'aspetto legato alla velocità.

Nel dimensionare la parte regolatrice si è ricercato un andamento planare delle curve di tiro per avere un continuo susseguirsi di punti di equilibrio delle forze in campo, così da non correre il rischio che il nucleo mobile scappasse verso l'alto. Ecco allora che un modo per velocizzare l'andamento del nucleo mobile potrebbe essere quello di far impennare le curve di tiro, cosicché il prima possibile si entri in una situazione di equilibrio instabile che determini, per infinitesimi spostamenti, la "fuga" del nucleo verso il fine corsa, garantendo quindi la massima apertura. Come si è potuto osservare commentando le varie possibilità di intervento geometrico, per ottenere un impennaggio delle curve nel finale è necessario ridurre il traferro superiore, cioè incentivare l'apporto della componente ad ancora rispetto a quella dovuta alla geometria concentrica. Ridurre il traferro è il risultato di modifiche geometriche che possono riguardare o il nucleo mobile, allungandolo, o il nucleo fisso, abbassando lo scalino posto superiormente alla spalla del nucleo.



2.27: esemplificazioni variazioni geometriche possibili per modulatore digitale;

Entrambe queste variazioni causano una riduzione del traferro e quindi una curva che nel tratto iniziale resta piatta per poi impennarsi con andamento parabolico verso la fine, tipica risposta del sistema ad un magnete ad àncora.

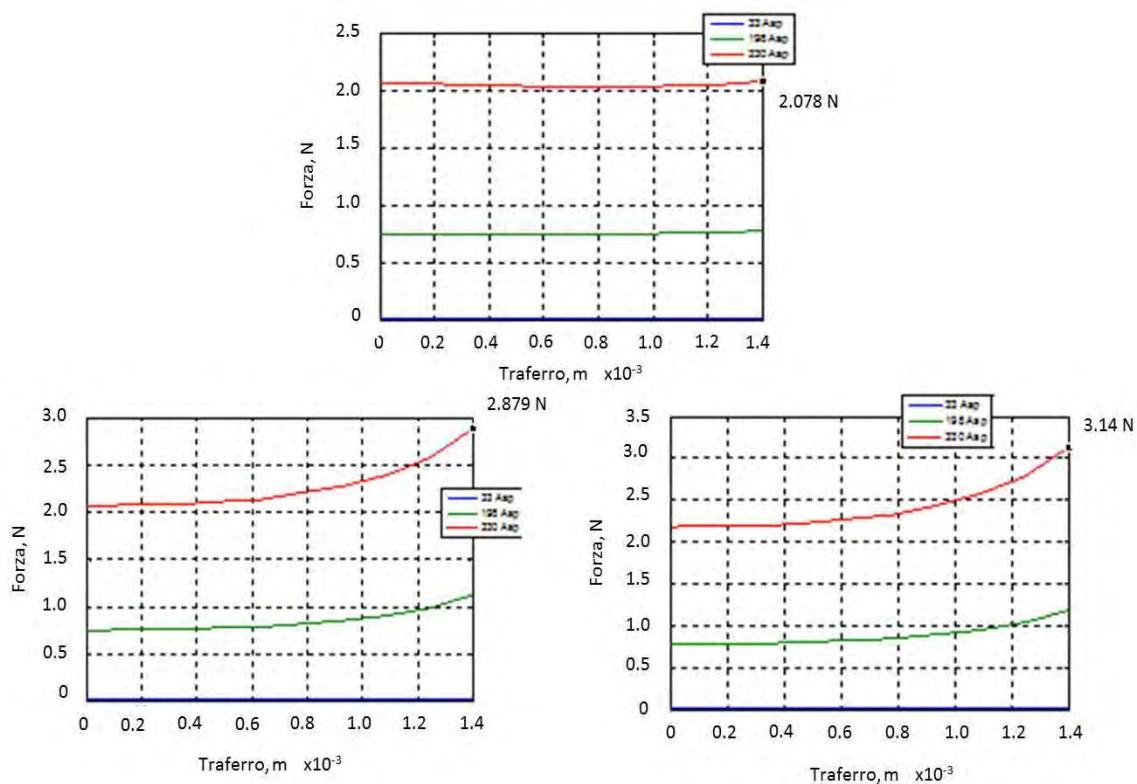


Figura 2.28: Confronto tra curve di tiro: sopra risultato per il modulatore, in basso a sx attuatore digitale con n. mobile allungato di 0.5 mm, a destra attuatore digitale con abbassamento nucleo fisso [10];

Le curve di tiro nella pagina precedente sono state realizzate a partire da una geometria ricavata per il modulatore. Chiaramente sono state realizzate a parità di alcune condizioni geometriche, come la corsa richiesta e il diametro  $d_{uscita}$ , rispettivamente 1,4 e 10 mm. Si vede come qualitativamente l'andamento sia lo stesso, cambia però il livello delle curve: in effetti, l'abbassamento del nucleo mobile comporta fin dall'inizio un livello di forza più elevato.

Sebbene entrambe conducano al risultato cercato, sono l'esito di modifiche geometriche che saranno causa di lavorazioni che differenziano i due componenti. Ad esempio, il nucleo mobile più lungo può determinare un aumento dei passi necessari per l'imbutitura; più semplice può essere variare il nucleo fisso, in quanto è semplicemente una tornitura operata ad una quota diversa.

Percorre questa strada per ottenere il modulatore digitale non è così complicata, ma determina processi produttivi diversi, seppur limitatamente, e quindi un aggravio dal punto di vista economico.

Ripensare alla funzione dell'oggetto analizzato può aprire un'altra via di sviluppo. Fondamentalmente l'azione prioritaria assegnata al digitale è garantire la tenuta quando è chiuso. Quindi, spostando l'attenzione sul responsabile di questa azione, la molla interna deve essere in grado di sviluppare un determinato livello di forza iniziale, poi, quando l'attuatore è messo in moto, per avere un'alta velocità di apertura, la molla quasi non dovrebbe esserci. Ecco allora che si possono raggiungere queste due condizioni antitetiche sfruttando una molla scarica. In questo modo, quando l'elettromagnete supera la forza elastica iniziale, la molla praticamente non agisce più e il nucleo mobile scorre fino alla corsa richiesta. Al limite servirebbe una molla con rigidità unitaria, in modo da avere una sua curva caratteristica costante. In realtà questo non sarà possibile, ma si può puntare a ridurre la rigidità al minimo possibile attraverso il dimensionamento. Va notato come in questo caso la forza massima che la molla deve esercitare a fine corsa è imposta dall'esterno, e non dedotta dal grafico delle curve di tiro come per il proporzionale.

In merito a ciò, nel determinare il valore da utilizzare vanno fatte un paio di considerazioni. La prima è legata alla realizzabilità delle molle. Come già accennato, per quanto altamente precisa possa essere la realizzazione della mole per quanto riguarda il numero di spire, bisogna considerare che intervengono una serie di incertezze che impongono un certo campo di rigidità ottenibili. Ad esempio, il filo stesso ha un diametro con un certo intervallo di incertezza, così come il materiale presenterà un valore di modulo di taglio che, sebbene preso come costante, varierà in funzione della lega in uso. Come per il filo, lo stesso diametro interno dell'avvolgimento porta con sé una certa variabilità. Bisognerà allora considerare che

il livello di forza scelto sia al centro del campo dei valori ottenibili. La seconda considerazione riguarda invece la potenza utilizzata per mantenere aperto il flusso. Se, infatti, il livello di forza massimo è adeguatamente più basso della forza magnetica massima, si può impostare nel sistema di controllo dell'alimentazione, una riduzione della corrente da fornire alla bobina quando il nucleo mobile è a fine corsa. Si parla di funzionamento in *peak and hold*. Questo sistema, raggiunto il fine corsa imposto, opera un taglio della corrente, portando la forza massima dell'elettromagnete ad un livello si più basso, ma comunque maggiore della forza elastica. Ciò consente di ridurre la potenza dissipata nel mantenimento dell'oggetto in funzione dopo un picco iniziale molto breve per operare l'apertura. Anche in questo caso si dovrà individuare il livello di forza a cui scendere tenendo conto del campo di variabilità imposto dalle rigidità ottenibili.

Il sistema *peak and hold* è solitamente sfruttato per ridurre i consumi, ma si possono raggiungere ottimi livelli di contenimento della potenza dissipata anche attraverso il processo di ottimizzazione.

Da quanto detto si vede come, raggiunta la geometria definitiva e il dimensionamento della molla del modulatore proporzionale, basterà ricalcolare la costante elastica e dimensionare appropriatamente la molla per ottenere il dimensionamento del modulatore digitale lasciando tutto il resto invariato.

Questa strada consente di raggiungere l'obiettivo in un modo semplice, riducendo i tempi necessari alla progettazione del secondo attuatore ed evitando di apportare modifiche strutturali all'insieme. Inoltre, rappresenta il modo più completo per raggiungere già uno dei vincoli posti inizialmente, e cioè la standardizzazione dei componenti: infatti modulatore proporzionale e digitale si distingueranno solamente dalla molla che sarà loro inserita.

## Capitolo 3:

### Caratteristiche dei materiali utilizzati e ricerca di altre possibili scelte

In questo capitolo saranno descritte le caratteristiche dei materiali scelti per il prototipo. In aggiunta si farà un confronto per verificare l'esistenza di alternative sul mercato considerando inizialmente le peculiarità che si richiede al materiale. Si punterà al paragone di proprietà fisiche, tecnologiche ed economiche, così da costruire un quadro di raffronto più completo. Si prenderà in considerazione un materiale per volta, considerando i diversi obblighi funzionali delle varie parti. Per confrontare le proprietà si utilizzerà il software CES EduPack2014 [16], programma sviluppato proprio per il confronto e la selezione tra materiali.

#### 3.1 – Nucleo fisso

##### 3.1.1 – Descrizione del materiale di partenza

Il nucleo fisso è realizzato in AISI 430FR, un acciaio inossidabile grazie alla percentuale di cromo tra il 16 e il 18 %, ferritico, e generalmente utilizzato allo stato ricotto.

Grazie alla presenza in lega di zolfo la lavorabilità per asportazione di truciolo è abbastanza buona. In funzione della frazione di silicio e zolfo appunto, si passa da materiali con una velocità di asportazione di truciolo intorno ai 30 m/min, fino a 46 – 68 m/min per le leghe con 0,15 % di S e 1 % di Si [16]. Sempre da un punto di vista della composizione chimica, l'eventuale presenza di alluminio migliora la resistenza all'ossidazione a caldo[17].

Di seguito si riporta la composizione chimica tipica.

**Tabella 3.1: Composizione chimica tipica dell'acciaio AISI 430FR [16];**

C %	Cr %	Fe %	Mn %	Mo %	Ni %	P %	S %	Si %
0 – 0,12	16 – 18	78,3 – 83	0 – 1	0 – 0,3	0 – 0,5	0 – 0,04	0 – 0,3	1 – 1,5

Da un punto di vista dei trattamenti termici, la struttura ferritica non subisce trasformazioni di fase perché non presenta i punti critici A1 e A3, mentre può presentare dei carburi precipitati; questi, se interessano il cromo, abbassano la resistenza a corrosione del materiale. L'assenza di trasformazioni porta a non vedere miglioramenti delle proprietà meccaniche attraverso i

trattamenti termici. Per avere un miglioramento resta l'unica via della deformazione meccanica a freddo. Solitamente è ricotto per eliminare le tensioni presenti nel materiale scaturite proprio da deformazioni a freddo o gradienti termici dovuti a saldature. Il trattamento prevede un riscaldamento tra i 600° e gli 830°C. Oltre non è consigliabile spingersi per evitare l'ingrossamento del grano. Altra condizione da evitare è la sosta, durante il raffreddamento, per tempi eccessivi nell'intervallo termico 350-560°C in quando potrebbe subentrare l'infragilimento dovuto alla precipitazione di una fase  $\alpha'$ , più ricca localmente di cromo e più fragile [18].

**Tabella 3.2: Proprietà meccaniche AISI 430 FR [16];**

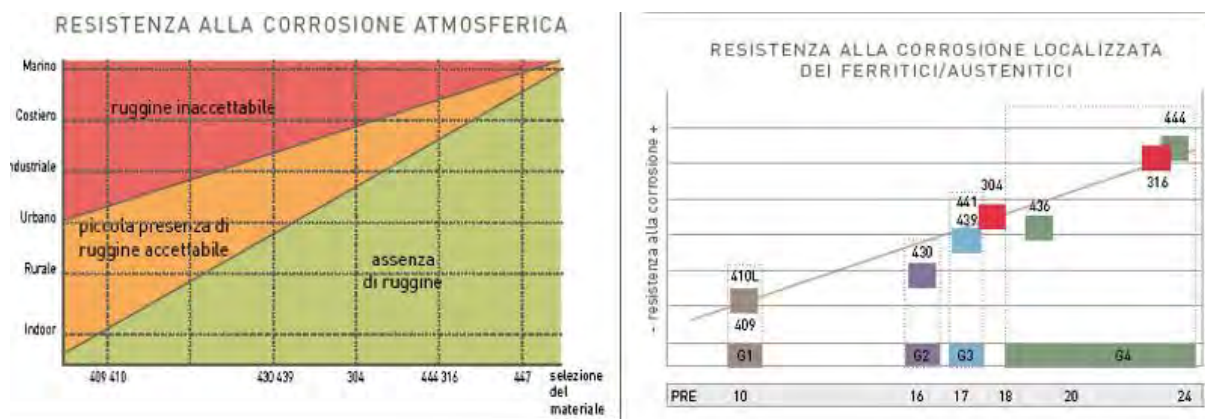
Young's modulus (GPa)	195 – 205
Yield strength (elastic limit) (MPa)	325 – 365
Tensile strength (MPa)	538 – 655
Elongation	10 – 15%
Compressive strength (MPa)	205 – 370
Flexural modulus (GPa)	195 – 205
Flexural strength (modulus of rupture) (MPa)	205 – 370
Shear modulus (GPa)	75 – 81
Bulk modulus (GPa)	144 – 159
Poisson's ratio	0,275 – 0,285
Shape factor	61
Hardness – Vickers (HV)	150 – 195
Hardness - Rockwell B	80 – 88
Hardness - Rockwell C	0 – 12
Hardness –Brinell (MPa)	161 – 179
Fatigue strength at $10^7$ cycles (MPa)	237 – 300
Fatigue strength model (stress range) (MPa)	155 – 216
Parameters: Stress Ratio = 0, Number of Cycles = $1e7$	

In merito ai gradienti termici indotti da saldatura, questi possono provocare nel materiale degli ingrossamenti localizzati della grana, con conseguente fragilità a temperatura ambiente e peggioramento della resistenza a corrosione. Per ridurre questi effetti, se è necessario praticare delle saldature, conviene preriscaldare a 150 – 200°C prima dell'operazione e favorire una ricristallizzazione dopo aver operato scaldando a 800 °C. Anche con questi accorgimenti però nella zona adiacente ai cordoni di saldatura è presente una certa fragilità [19].

Per quanto riguarda la resistenza a corrosione, questa è moderata a seguito del tenore non troppo elevato di cromo. È migliorata dalla presenza in lega del molibdeno [17].

In linea generale ha una buona resistenza in condizioni medie, come atmosfera, acqua dolce, composti organici, detersivi e sostanze alimentari. Resiste bene anche nei confronti di acidi organici deboli e alcali vari.

Confrontandolo con altri acciai ferritici ed austenitici maggiormente utilizzati, si nota come abbia prestazioni medie sia per quanto riguarda la corrosione atmosferica che al pitting, come si vede nei due grafici di seguito riportati.



3.1: Confronto delle resistenze a corrosione atmosferica e da pitting tra acciai austenitici e ferritici [20];

Tipici utilizzi di questo tipo di acciai sono molto variegati: dal vasellame o posateria di bassa qualità, a lavelli e finiture per l'edilizia e l'arredamento, nel settore petrolifero e della produzione dell'acido nitrico, come nel settore energetico e automobilistico. Trovano utilizzo anche nella realizzazione di valvole elettromagnetiche [19].

Proprio quest'ultimo campo di utilizzo spiega il perché si sia pensato a questo materiale per realizzare il nucleo fisso. E' un acciaio ferromagnetico dolce, che rientra quindi nella categoria degli elettromagneti, magnetizzabile a seguito dell'esposizione a un campo magnetico esterno, ma non in modo permanente.

Tabella 3.3: Proprietà magnetiche AISI 430FR [16];

Coercive force Hc (A/m)	127
Maximum permeability	2,6e3

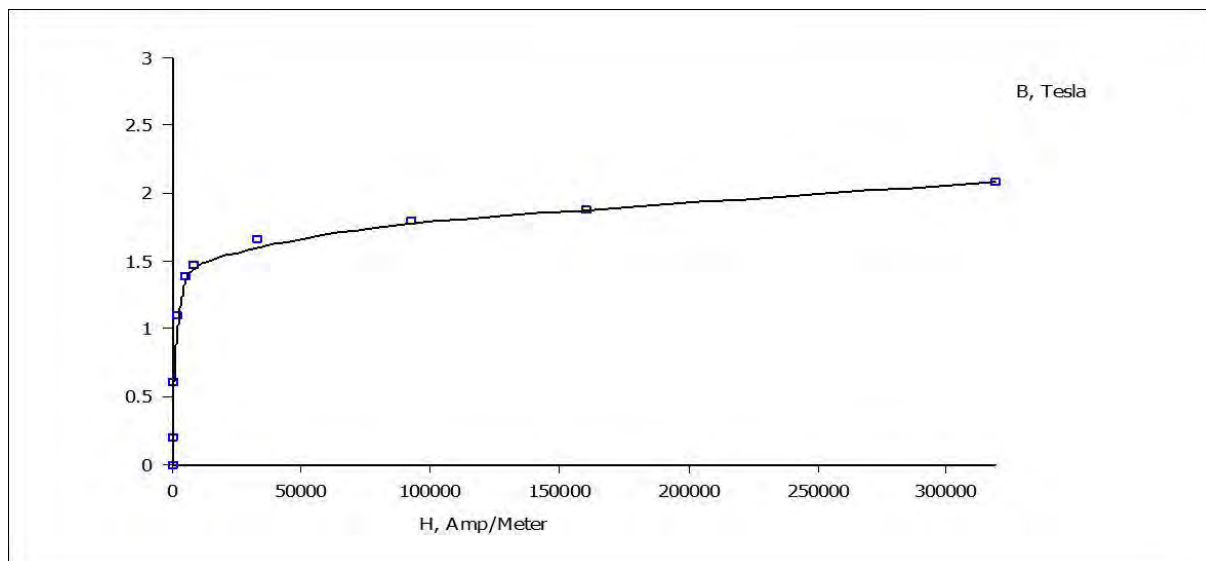


Figura 3.2: Curva di magnetizzazione AISI 430 [11];

Considerando l'insieme dei ferromagneti dolci, non presenta le proprietà magnetiche migliori in assoluto, ma vi abbina buone caratteristiche di resistenza alla corrosione per la categoria. Questa combinazione è il motivo per il quale è stato inizialmente scelto.

### 3.1.2 – Ricerca di eventuali alternative

Nell'ambito della progettazione della valvola, oltre che il dimensionamento dei componenti ha senso verificare se i materiali proposti sono i più efficienti e/o economici che possono essere utilizzati. Il punto di partenza chiaramente è il materiale utilizzato solitamente in azienda, e rispetto a questo si vedrà di confrontarlo con altri, al fine di identificare eventuali alternativi.

Per fare ciò innanzitutto si prendono in considerazione tutti i materiali che esibiscono proprietà magnetiche, e si possono andare a graficare confrontando due caratteristiche interessanti, l'una applicativa, l'altra più generale. In particolare si è preferito confrontare il campo coercitivo necessario per annullare il magnetismo residuo nel materiale quando non è più sottoposto al campo magnetico, con il prezzo con cui è venduto il materiale. Bisogna sempre ricordare che si sta parlando di un'applicazione industriale, e quindi il prezzo della materia prima ricopre un ruolo importante nella scelta del materiale, soprattutto nel caso in esame in cui si considera un oggetto di dimensioni modeste e che debba essere prodotto su

larga scala. Di seguito si riporta il grafico che comprende in generale tutti i materiali magnetici. Si fa notare come gli assi siano in scala logaritmica e non lineare.

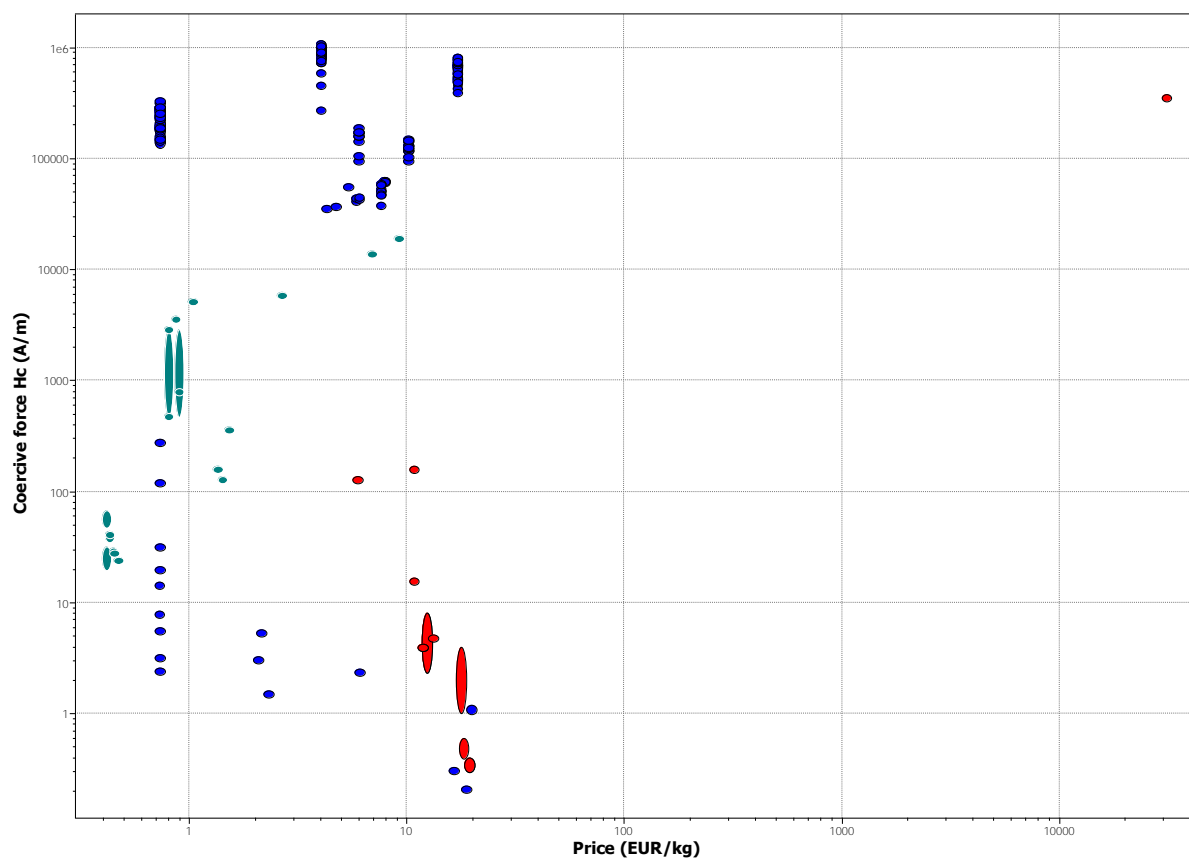


Figura 3.3: Distribuzione dei materiali magnetici in funzione di  $H_c$  e prezzo [16];

Il passo successivo corrisponde a limitare la ricerca all'interno della categoria dei materiali magnetici "soft". Ciò è dovuto al fatto che si cerca un materiale che non rimanga magnetizzato permanentemente, come accade nei ferro magneti *hard*.

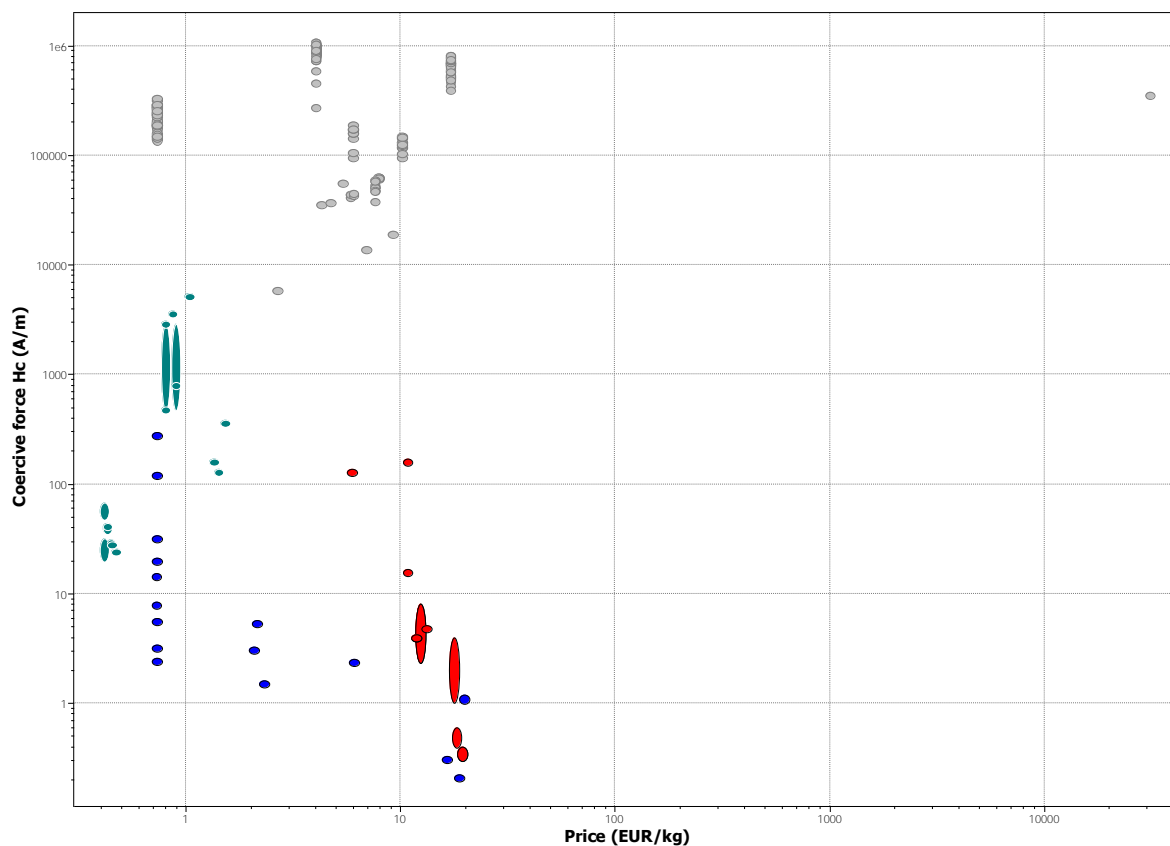


Figura 3.4: Riduzione dei candidati ai soli ferromagneti soft [16];

L'introduzione del vincolo sulla natura del materiale ha comportato una prima riduzione dei candidati. Infatti, tutti i materiali estromessi ora sono rappresentati in colore grigio.

Una successiva riduzione della platea tra cui scegliere si può introdurre considerando un altro aspetto tecnologico: il nucleo fisso è facilmente realizzabile attraverso la tornitura. Infatti, deve subire un processo di formazione che è facilmente realizzabile se si considera di realizzarlo attraverso operazione di asportazione di truciolo. Bisogna anche aggiungere che questo genere di operazioni consente elevati gradi di precisione e quindi aiuta a raggiungere quei livelli di accuratezza precedentemente esposti nel discutere del dimensionamento.

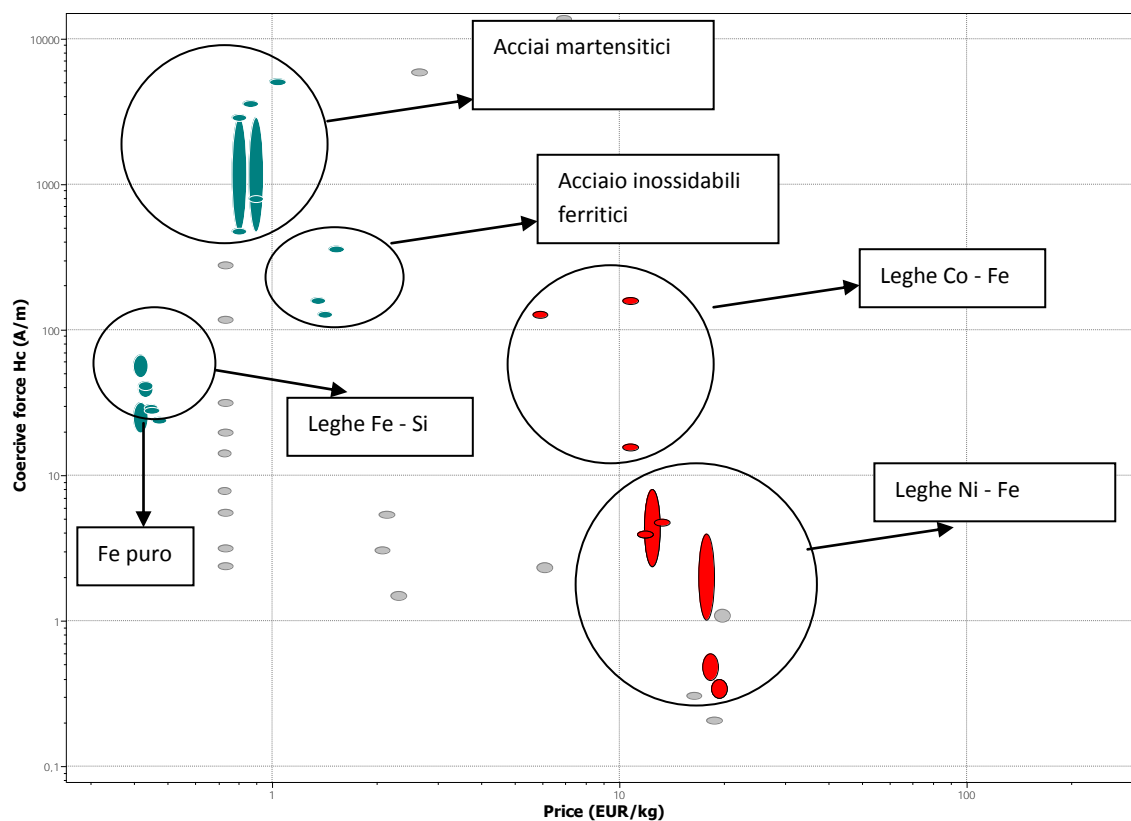


Figura 3.5: Tipologie di materiali adatti alla tornitura [16];

Il considerare per il momento vincoli meramente fisico – tecnologici come tipologia di ferromagnete e tecnologie applicabili ha ridotto il numero dei materiali magnetici disponibile a circa 30, riassumibili in poche categorie:

- Acciai inossidabili martensitici;
- Acciai inossidabili ferritici;
- Leghe ferro – silicio;
- Ferro puro;
- Leghe Nichel – ferro;
- Leghe cobalto – ferro.

Il confronto finora si è basato su caratteristiche oggettive dei materiali come le proprietà magnetiche e la tipologia di lavorazione che si vuole sfruttare. A questo punto si possono

anche introdurre dei vincoli più discrezionali. Il primo che si può introdurre riguarda il costo della materia prima. Come accennato in precedenza, non è un fattore secondario per una produzione su larga scala. Si può quindi porre un limite massimo che si considera adeguato al costo del materiale di base. Nella scelta di questo valore bisogna comunque considerare l'obiettivo di non rimanere con un unico materiale o categoria, in quando potrebbero esserci anche altri parametri da tenere in considerazione. Nella fattispecie si pone a 2,5 €/kg, così da avere il materiale attualmente in uso circa nel mezzo dell'intervallo considerato.

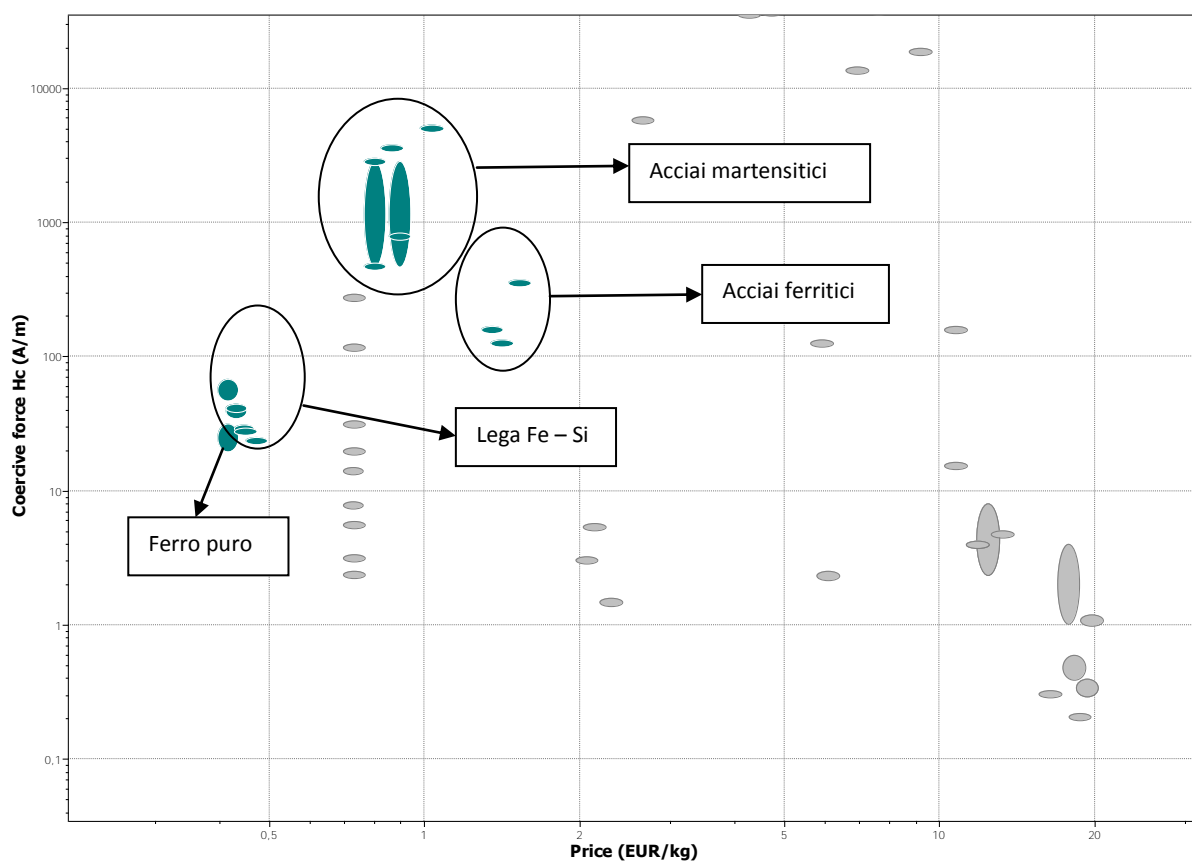


Figura 3.6: Riduzione delle scelte in funzione del prezzo [16];

Aver introdotto il vincolo economico ha completamente eliminato le leghe a base di Nichel e Cobalto, lasciando quattro diverse tipologie ben distinte.

A questo punto si possono introdurre delle caratteristiche funzionali secondarie, cioè che possono incidere sul funzionamento generale ma non primariamente. In altri termini, sono proprietà che migliorano il rendimento dell'oggetto finale ma che, se assenti o non eccelse, non ne impediscono obbligatoriamente il funzionamento.

Si è fatto riferimento nel dimensionare l'attuatore alla temperatura di esercizio e di come questa influisca sulla potenza dissipata attraverso l'aumento di resistenza che si manifesta al crescere della temperatura nel conduttore. Ecco allora che si può prendere in considerazione il lato termico delle proprietà di questi materiali, sia per quanto riguarda la conducibilità che la dilatazione termica. In prima battuta si fa riferimento alla conducibilità termica: si richiede al nucleo fisso, vista la superficie che ricopre, di scambiare calore con l'ambiente in modo adeguato. Anche in questo caso il limite che si pone è arbitrario. Si pone il limite minimo a  $20\text{W/m}^{\circ}\text{C}$ , valore intermedio per gli acciai inossidabili [20].

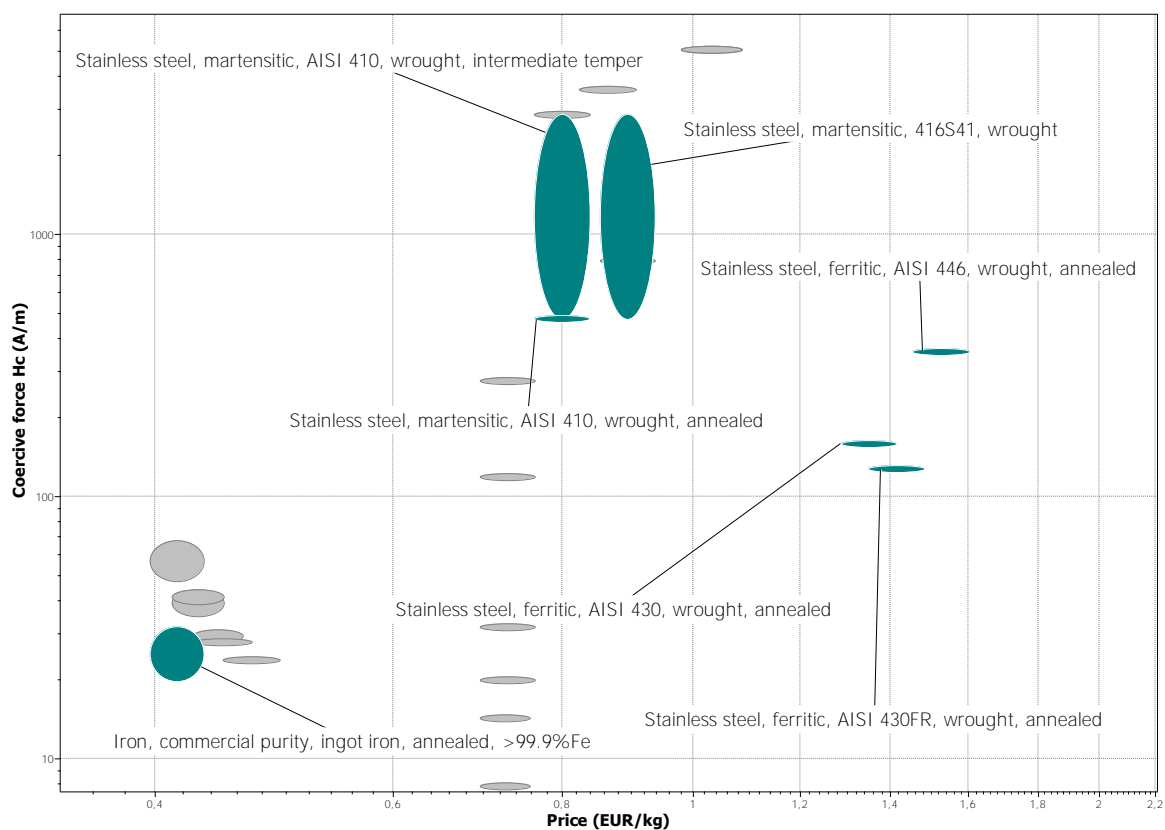


Figura 3.7: Zoom materiali rimasti [16];

L'altra proprietà termica con cui si vuole comparare il numero di materiali rimasti è la dilatazione termica. Infatti, come si è già detto, la stabilità dimensionale dell'oggetto è fondamentale: anche se le misure di realizzo dovessero essere perfette, dilatazioni eccessive in funzionamento sarebbero nefaste. Anche qui il vincolo è puramente arbitrario ed è posto pari a  $10 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ , valore adatto per acciai inossidabili [21].

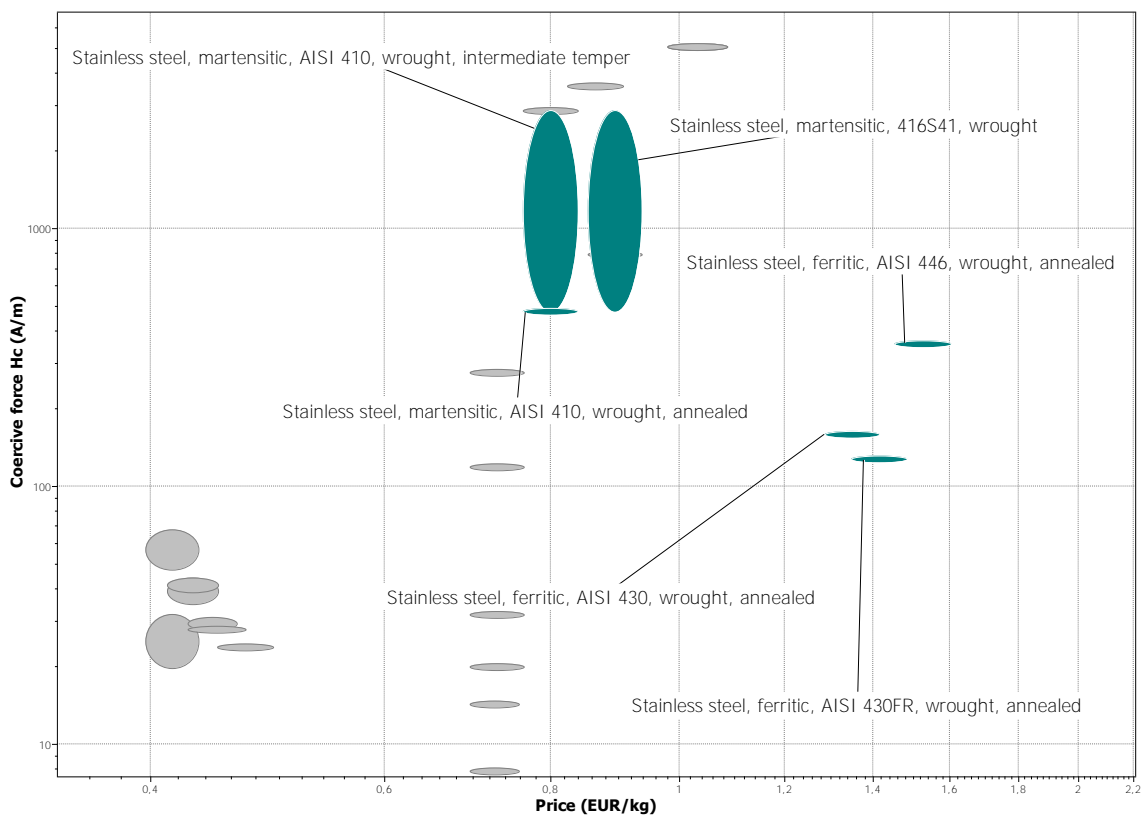


Figura 3.8: Materiali che superano il vincolo della dilatazione termica [16];

Giunti a questo punto, la scelta è legata a quale, tra prezzo e forza coercitiva, è la proprietà vincente visto che sei materiali rimasti sono equivalenti per quanto riguarda i criteri usati. Senza indicazioni diverse, si può considerare di dare una stessa importanza alle due proprietà, e su questa base tracciare una retta con pendenza unitaria. I materiali che rispondono al meglio saranno quelli che si trovano più in basso e più a sinistra, poiché corrispondono a prezzi e forze coercitive minori.

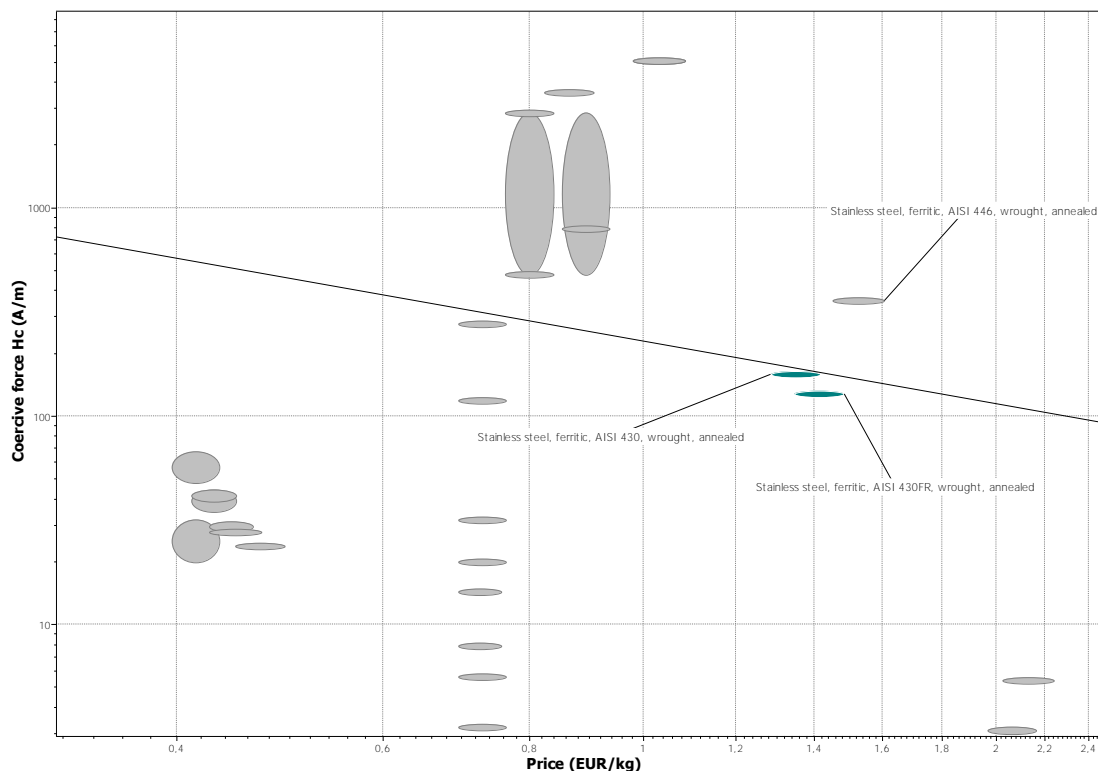


Figura 3.9: Selezione conclusiva di materiali [16];

I materiali che sono migliori sono l'AISI 430 e quello che al momento è utilizzato, l'AISI 430FR. La scelta tra i due a questo punto diventa discrezionale, sulla base di fattori diversi, come può essere la reperibilità sul mercato ad esempio.

Alternativa, ma con  $H_c$  e prezzo maggiori, può essere l'altro acciai ferritico, l'AISI 446, al di sopra della linea di selezione. In effetti, andando a verificare alcuni usi di tutti e tre questi materiali, risulta che sono utilizzati per la realizzazione di involucri e altri componenti per solenoidi ed elettromagneti in genere. L'utilizzo del AISI 446 probabilmente è legato alle proprietà termiche, leggermente migliori rispetto agli altri due. Di seguito si riporta il confronto per i tre materiali delle proprietà.

Tabella 3.4: Confronto delle proprietà usate per il confronto dei materiali selezionati[16];

	AISI 430	AISI 430FR	AISI 446
Prezzo (€/kg)	1,29 – 1,42	1,35 – 1,48	1,45 – 1,6
Forza coercitiva (A/m)	159	127	358
Conducibilità termica (W/m*°C)	23 – 27	23 – 27	19 – 23
Coefficiente di dilatazione termica( $\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ )	10 – 11	10 – 12	9 – 11

## 3.2 – Nucleo mobile e armatura

### 3.2.1 – Descrizione del materiale di partenza

Per questi due componenti si è pensato di utilizzare una tipologia diversa di acciaio. In particolare si è considerato un FePO4 - DC04, che corrisponde ad AISI 1010, un acciaio al carbonio[22].

**Tabella 3.5: Composizione tipica del AISI 1010 [16];**

C %	Fe %	Mn %	P %	S %	Si %
0,08 – 0,13	99,1 – 99,6	0,3 – 0,6	0 – 0,04	0 – 0,5	0 – 0,5

Questo tipo di acciaio rientra tra quelli da cementazione, dolci e non legati. È una tipologia di acciaio che risponde bene alle deformazioni meccaniche a freddo, ma soprattutto è utilizzato per deformazioni e pressatura a caldo poiché è facilmente deformabile. Dopo cementazione possono essere temprati in superficie, mantenendo però una buona tenacità a cuore. Queste caratteristiche conferiscono a questo tipo di materiale una buona resistenza all'usura e una buona durezza superficiale.

**Tabella 3.6: Proprietà meccaniche dell'AISI 1010 [16];**

Young's modulus (GPa)	205 – 215
Yield strength (elastic limit) (MPa)	172 – 315
Tensile strength (MPa)	310 – 430
Elongation	29 – 45 %
Compressive strength (MPa)	255 – 315
Flexural modulus (GPa)	205 – 215
Flexural strength (modulus of rupture) (MPa)	255 – 315
Shear modulus (GPa)	79 – 84
Bulk modulus (GPa)	158 – 175
Poisson's ratio	0,285 – 0,295
Shape factor	64
Hardness – Vickers (HV)	88 – 128
Hardness - Rockwell B	42
Fatigue strength at $10^7$ cycles (MPa)	203 – 238
Fatigue strength model (stress range) (MPa)	108 – 172
Parameters: Stress Ratio = 0, Number of Cycles = $1e7$	

Da un punto di vista della resistenza a corrosione, resiste abbastanza bene, se protetto con vernici ad esempio, all'acqua dolce, ad alcali deboli e all'ossidazione a caldo, sopra i 500°C. Ha un'ottima resistenza ai raggi UV e ai solventi organici, mentre l'acqua marina e gli acidi in generale ne hanno facilmente ragione. Questo è dovuto alla scarsa quantità, o assenza, in lega di elementi passivanti come manganese, nickel o cromo. L'assenza di questi elementi porta come conseguenza l'impossibilità di formarsi di strati di ossidi superficiali in grado di limitare la corrosione.

Anche questo materiale rientra nei ferromagneti dolci. Ciò, nell'applicazione in esame, è una proprietà fondamentale.

Tabella 3.7: Proprietà magnetiche AISI 1010 [16];

Coercive force Hc (A/m)	136 - 160
Maximum permeability	2,42e3 – 3,8e3
Remanent induction Br (T)	0,8 – 0,9
Saturation induction Bs (T)	2,15

Di seguito si riporta anche la curva di prima magnetizzazione.

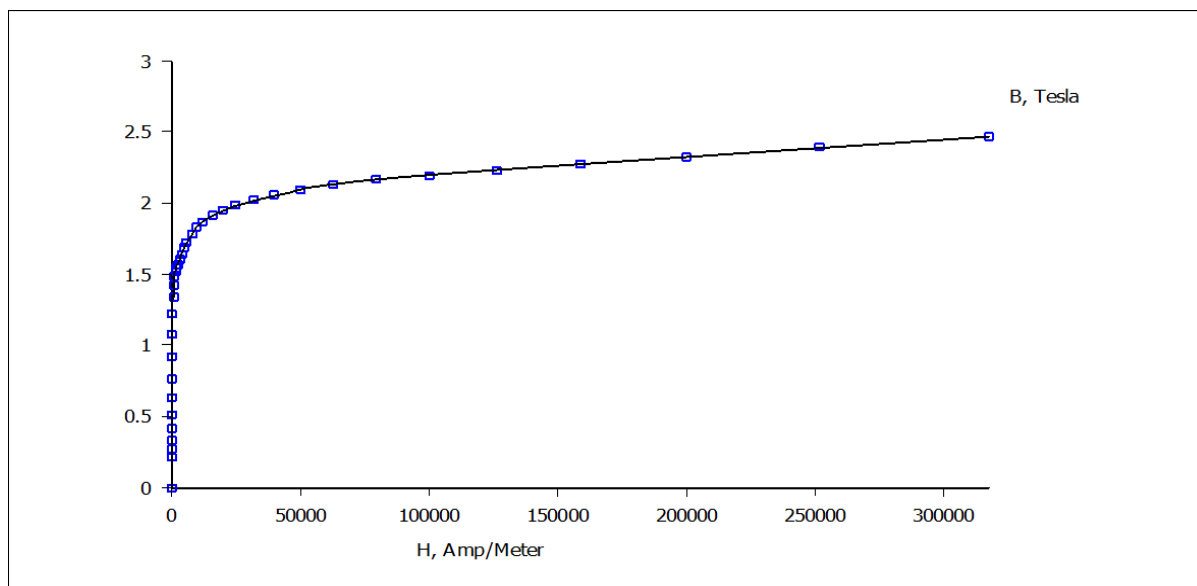


Figura 3.10: Curva di magnetizzazione dell' AISI 1010 [11];

Questa curva lascia intuire che il materiale abbia un'isteresi ridotta, ribadendo quando già dai dati sopra riportati era intuibile.

Data la versatilità di questo tipo d'acciaio, trova applicazione in molti campi, da quello automobilistico, all'ingegneria in genere, dalle costruzioni, alla fabbricazione di molle, ingranaggi, ed altro [16].

### 3.2.2 – Ricerca di eventuali alternative

Come per il nucleo fisso, anche per questi due componenti ha senso verificare se questo è l'unico materiale utilizzabile o se ne esistono di comparabili se non migliori.

Per iniziare il processo di selezione bisogna innanzitutto partire dalle caratteristiche che deve avere il materiale ideale. La particolarità fondamentale è che deve avere delle proprietà magnetiche, ma non deve essere un magnete permanente. In più, come per il nucleo fisso, certo non può costare cifre molto alte. Quindi, per partire con la selezione, si considerano nuovamente i materiali magnetici, già limitati però ai solo ferromagneti dolci, così da velocizzare il processo di ricerca. I risultati di questa prima distinzione sono gli stessi raggiunti inizialmente con il nucleo fisso, quindi si omette la riproposizione del grafico.

A questo punto interviene la prima differenza che sussiste tra il nucleo fisso e quello mobile, così come con l'armatura.

Dal punto di vista realizzativo, ipotizzare delle operazioni per asporto di truciolo risulta molto gravoso in quanto le forme che si devono produrre implicherebbero un quantitativo di truciolo straordinariamente elevato. Anche i tempi di produzione ne risentirebbero, come ulteriore conseguenza alla lavorazione. Pezzi con forme del genere sono facilmente realizzabili per *deep drawing* o imbutitura profonda. Ecco allora che la differenziazione comincia nel selezionare quei materiali che possono essere prodotti con questa tecnologia.

Considerare questa tecnica produttiva riduce grandemente il numero di materiali utilizzabili, tanto da mantenere nel confronto solo 8 materiali. In effetti, è una tecnologia particolarmente spinta, che richiede materiali con un'alta duttilità. Vista l'esiguità dei materiali rimasti, i prossimi grafici si concentreranno solo nella porzione del grafico utile.

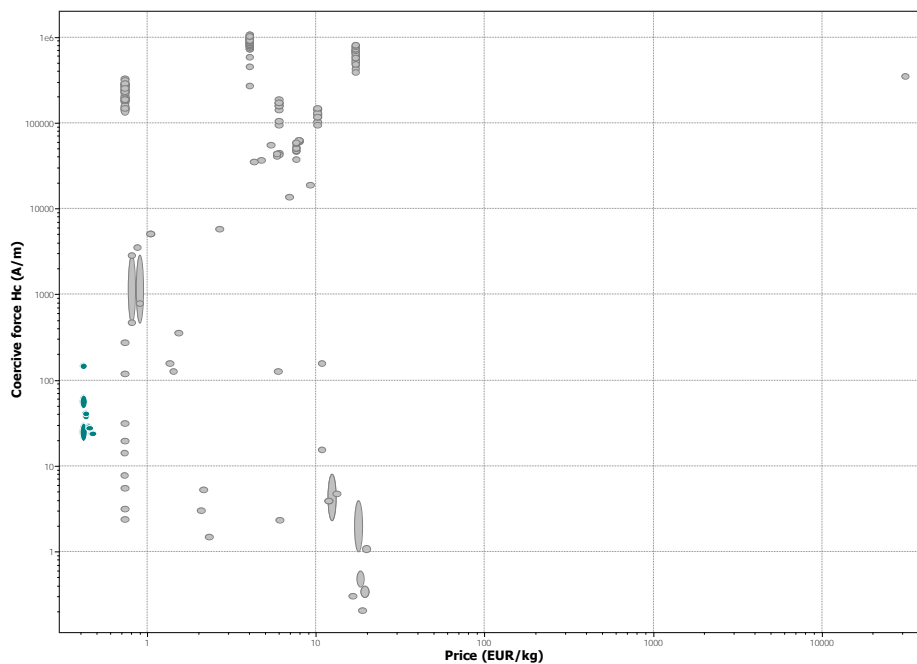


Figura 3.11: Riduzione dei materiali selezionabili dopo l'introduzione del vincolo tecnologico [16];

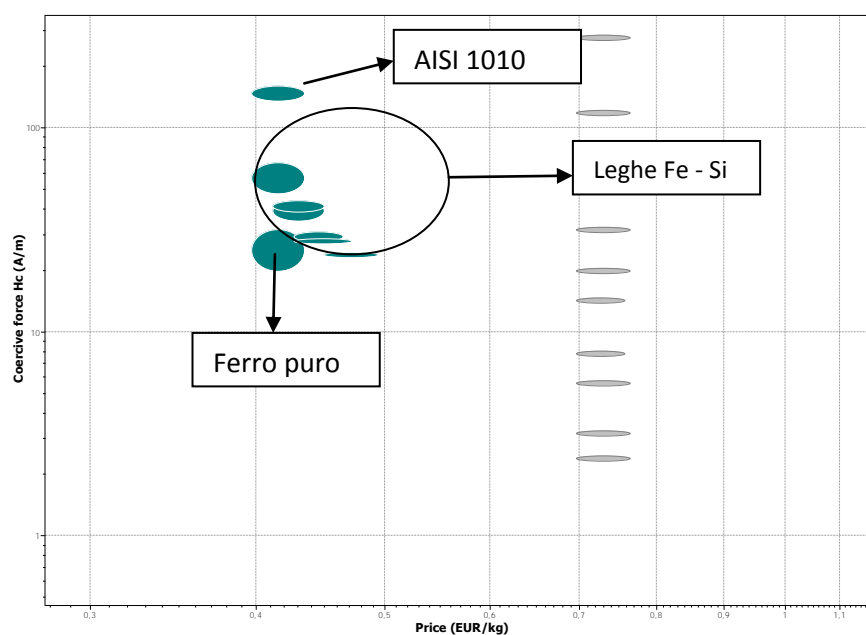


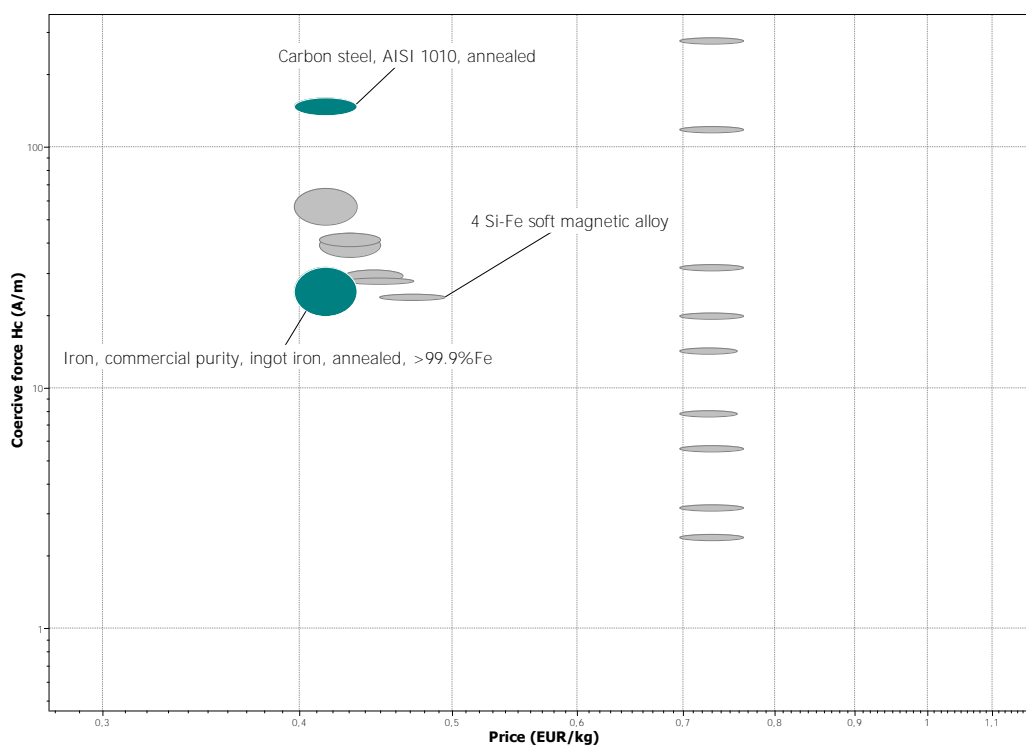
Figura 3.12: Zoom dei materiali rimasti [16];

Un'altra caratteristica utile da usare per verificare se i materiali rimasti sono equivalenti o meno è la conducibilità termica. Questa proprietà è stata usata anche per il nucleo fisso, ma a maggior ragione è da considerare in questo caso. Questo perché è proprio lo scambio tra armatura e ambiente esterno che favorisce il contenimento dell'innalzamento termico a cui va incontro la bobina nel funzionare. Il problema è stato già in parte affrontato in fase di dimensionamento riducendo gli spessori esterni, ma certamente l'utilizzo di un materiale che conduce bene garantisce un risultato migliore. Per quanto riguarda le leghe Fe – Si non ci sono molte informazioni in merito alle loro proprietà termiche. Si è riusciti a ricavare la conducibilità per una lega particolare, la 3.25 Si Fe. In questo caso presenta una conducibilità termica di  $18 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$  [23].

Se si prende questo valore come riferimento generale per quella serie di leghe e si confronta con i valori tipici del ferro e dell'AISI 1010, gli altri materiali rimasti, si vede come la conducibilità termica sia nettamente più bassa:

**Tabella 3.8: Confronto di conducibilità termiche tra i materiali rimasti [16];**

	3.25 Si Fe	Ferro puro	AISI 1010
Conducibilità termica $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	~18	70 – 81	50 – 54



**Figura 3.13: materiali rimasti dopo il vincolo termico [16];**

Dalle informazioni in possesso, l'AISI 1010 è il migliore tra i due perché, in aggiunta a quanto finora visto, possiede in generale una resistenza alla corrosione migliore rispetto al ferro puro. In effetti, va considerato anche il fatto che, ad esempio, il materiale durante le lavorazioni è esposto ad umidità, solventi organici, detergenti. Ciò implica la necessità di una seppur minima resistenza a corrosione che il ferro puro non presenta.

Per quanto riguarda le leghe Fe – Si, sarebbero un'ottima alternativa dal punto di vista magnetica, ma servono più informazione per quanto riguarda l'aspetto del comportamento termico. Inoltre è da considerare che l'utilizzo di questi materiali in campo magnetico avviene sfruttando lamierini di pochi decimi di spessore, mentre nucleo mobile e armatura superano il millimetro. Queste dimensioni si rendono necessarie per poter sfruttare al meglio queste loro particolarità, visto che le performance diminuiscono al crescere di questa dimensione [24].

In questo caso si vede che il materiale considerato è in un qualche modo l'unico che garantisce il raggiungimento di un complesso di vincoli fisico – tecnologici. È da aggiungere come sia il processo produttivo in questo caso il paletto più pesante, perché causa una violenta riduzione delle possibilità fin dal principio.

### **3.3 – La bobina**

L'avvolgimento è costituito da rame. Questo è abbastanza ovvio, perché è quello che meglio incarna le caratteristiche che deve avere il materiale ideale per questa applicazione.

Per poter ottenere le prestazioni migliori serve infatti un materiale che possieda un mix di caratteristiche elettriche, termiche e meccaniche opportunamente bilanciate: chiaramente deve avere una resistività elettrica molto bassa per poter condurre bene la corrente elettrica senza grandi dissipazioni, possedere una conducibilità termica elevata per poter smaltire velocemente il calore sviluppato per effetto Joule, e deve comunque avere un valore di modulo elastico e di carico di rottura elevati per poter sopportare anche le deformazioni meccaniche a caldo o a freddo necessarie per la produzione di fili, anche di diametro molto ridotto. A meno di condizioni particolari, il rame e le sue leghe sono le specie che meglio assolvono il compito di conduttori negli avvolgimenti.

Di seguito si riportano le caratteristiche principali del rame puro.

Tabella 3.9: Principali proprietà del rame puro [16];

<b>Composizione chimica</b>	
Copper	99.9 – 100 %
Carbon	0 – 0.1 %
<b>Proprietà fisiche e meccaniche</b>	
Density (kg/m <sup>3</sup> )	8,94e3 – 8,95e3
Young's modulus (GPa)	122 – 128
Yield strength (elastic limit) (MPa)	28 – 40
Elongation	23 – 25 %
<b>Proprietà termiche</b>	
Melting point (°C)	1,08e3
Thermal conductivity (W/m*°C)	390 – 398
Thermal expansion coefficient( x 10 <sup>-6</sup> /°C)	16,8 – 16,9
<b>Proprietà elettriche</b>	
Electrical resistivity (μohm*cm)	1,91 – 1,95
Temperature dependence of resistivity (1/°C)	5,2 – 5,4

Cercare eventuali alternative significa confrontare le peculiarità del rame e delle sue leghe con le equivalenti di altre specie, per vedere se esistono, ed entro quali limiti eventualmente dei validi sostituti.

A differenza di quanto fatto per armatura, nucleo fisso e mobile, qui il punto di partenza considera tutti i materiali possibili, e non la sottocategoria di quelli che hanno proprietà magnetiche.

Per confrontarli si costruisce un grafico impostato sul confronto della resistività del materiale, con il prezzo.

Come negli altri casi, si usa ordinare le categorie secondo il prezzo, in quanto siamo sempre all'interno di una applicazione industriale che deve vedere i costi per la materia prima contenuti.

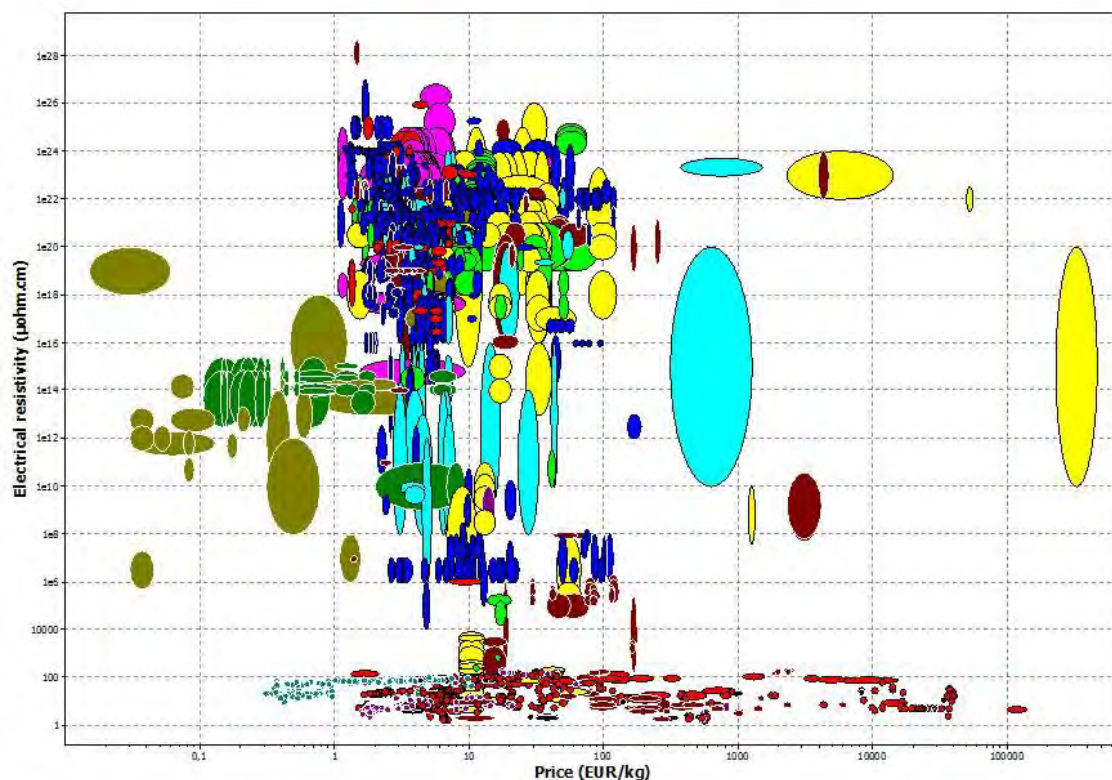


Figura 3.14: Grafico dei materiali ordinati secondo la resistività Vs il prezzo [16];

In questo grafico sono riportati più di 3000 materiali diversi, intesi anche semplicemente come leghe diverse. Sono rappresentate tutte le categorie dei materiali. Si può vedere ad esempio come in generale la classe dei polimeri (blu) mostri resistività alte, o come i metalli (verdino e rosso) al contrario abbiano i valori minori.

Da un diagramma di questo genere chiaramente non si può trarre nessuna indicazione. Bisogna ridurre i presenti, e per farlo almeno inizialmente bisogna appoggiarsi a condizioni oggettive, cioè svincolate da considerazioni personali o arbitrarie. La prima, che sicuramente non è eludibile, riguarda il processo di produzione. Come si è visto nei casi precedenti, rappresenta solitamente un ottimo sistema per scremare la situazione.

Nel caso relativo alla bobina, a meno di considerare condizioni particolari, questa è costituita da avvolgimenti del conduttore, per cui il materiale deve poter essere trafilato per realizzare conduttori filiformi di vari diametri. Si impone quindi il primo vincolo, e cioè che il materiale possa essere trafilato.

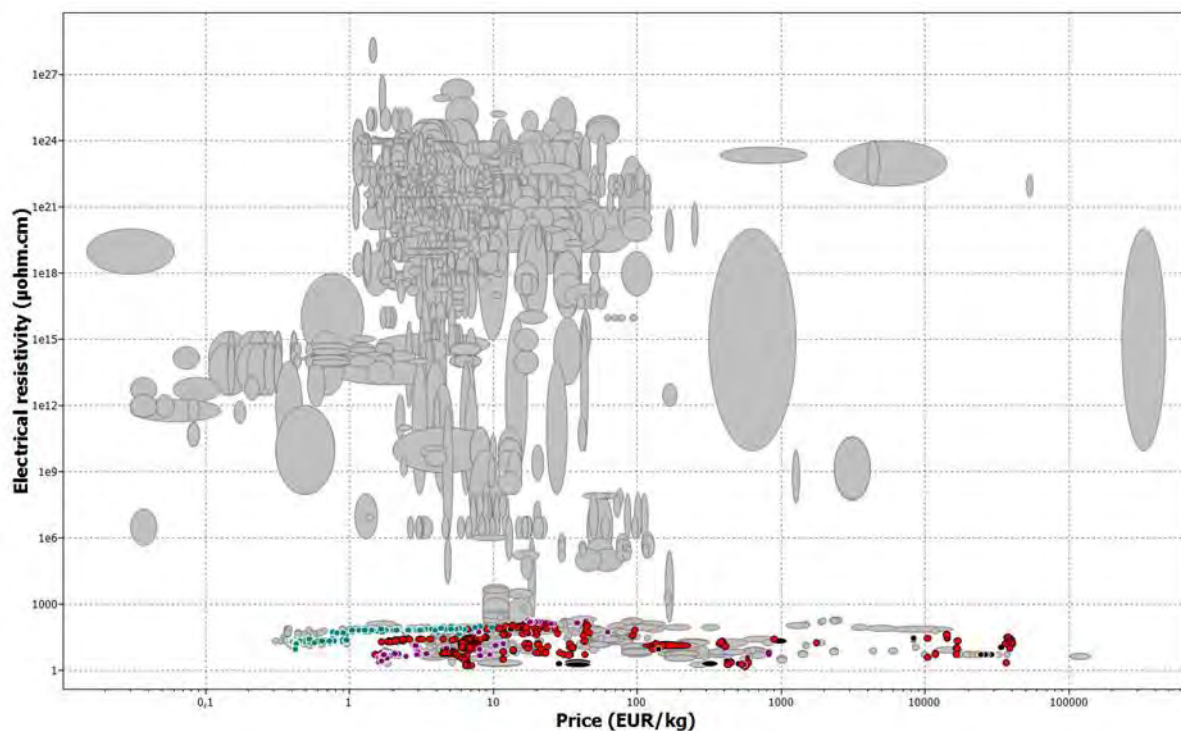


Figura 3.15: Materiali dopo l'introduzione del vincolo tecnologico [16];

Vista la quantità, ancora di elementi bisogna utilizzare altri criteri di affinamento per la selezione. Quello che si può fare è introdurre dei limiti a prezzo e resistività; visto che questi rappresentano dei vincoli arbitrari, si può usare come riferimento per il loro ordine di grandezza, i valori del rame puro. Questo perché si sta cercando una possibile alternativa, ha senso usare le proprietà del materiale stesso come metro di paragone. A questo punto si introducono i seguenti vincoli.

Tabella 3.10: Confronto tra i valori dei vincoli e quelli del rame [16];

	Vincoli	Riferimenti del rame
Prezzo massimo (€/kg)	10	~ 6
Resistività massima (μohm x cm)	4	~1,9

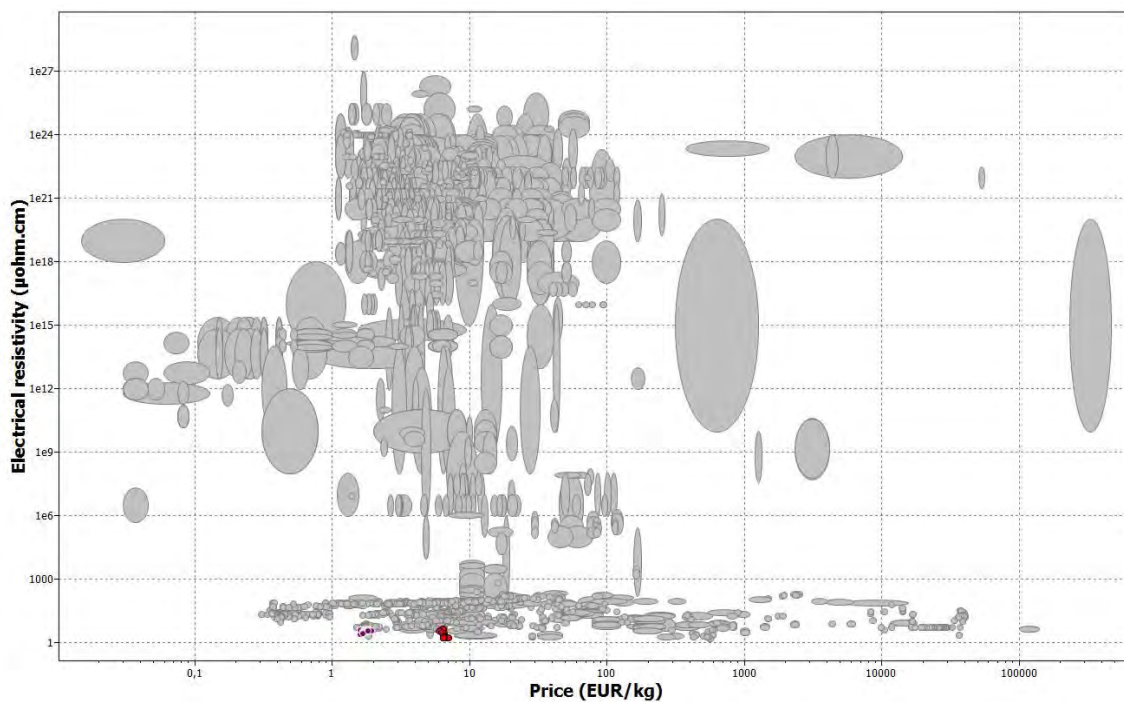


Figura 3.16: Risultati dopo l'introduzione dei vincoli di prezzo e conducibilità [16];

Come si può vedere, l'impostazione di questi due vincoli è stata devastante, in quanto a ridotto i candidati essenzialmente a 2 tipologie, come si vede nel grafico sottostante.

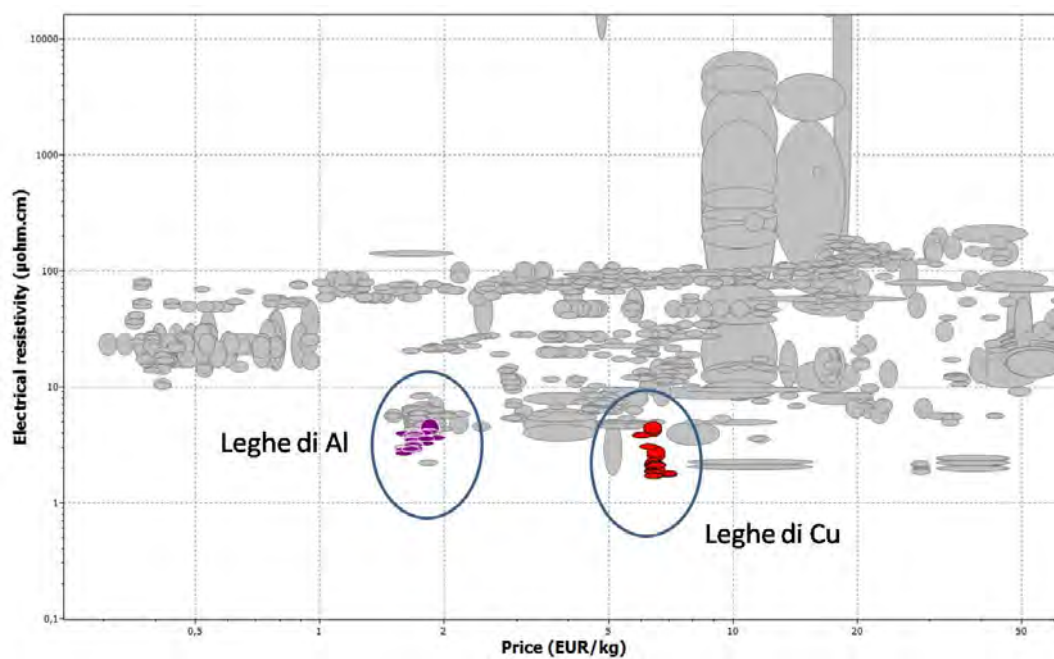


Figura 3.17: Zoom dei materiali rimasti [16];

Giunti a questo punto, avendo a che fare con solo due famiglie di materiali, si può introdurre un ultimo sistema di selezione e cioè introdurre un indice che riesca a individuare quale delle due famiglie di materiali simultaneamente risponde alle due caratteristiche descrittive il grafico: cerchiamo quindi quella specie che simultaneamente ha un buon bilanciamento di economicità e bassa resistività. O meglio, cerchiamo quella che ha il minor risultato del prodotto di queste due grandezze.

Per arrivare a questo bisogna costruire un indice, attraverso il quale si possa valutare la combinazione di queste due grandezze. L'indice che rappresenta meglio la minimizzazione delle due grandezze è dato dal prodotto delle due:

$$I = C_m * 1/\rho \quad (3.1)$$

Il grafico è espresso in scala logaritmica, quindi per riportare l'indice nel grafico bisogna convertirlo in forma logaritmica e riscriverlo in forma di retta.

$$I = \log C_m + \log 1/\rho \quad (3.2)$$

$$\log 1/\rho = - \log C_m + I \quad (3.3)$$

La retta che è descritta da questa equazione ha pendenza -1, e i materiali che rispondono a quest'ultimo criterio sono quelli che giacciono sulla linea di selezione più bassa.

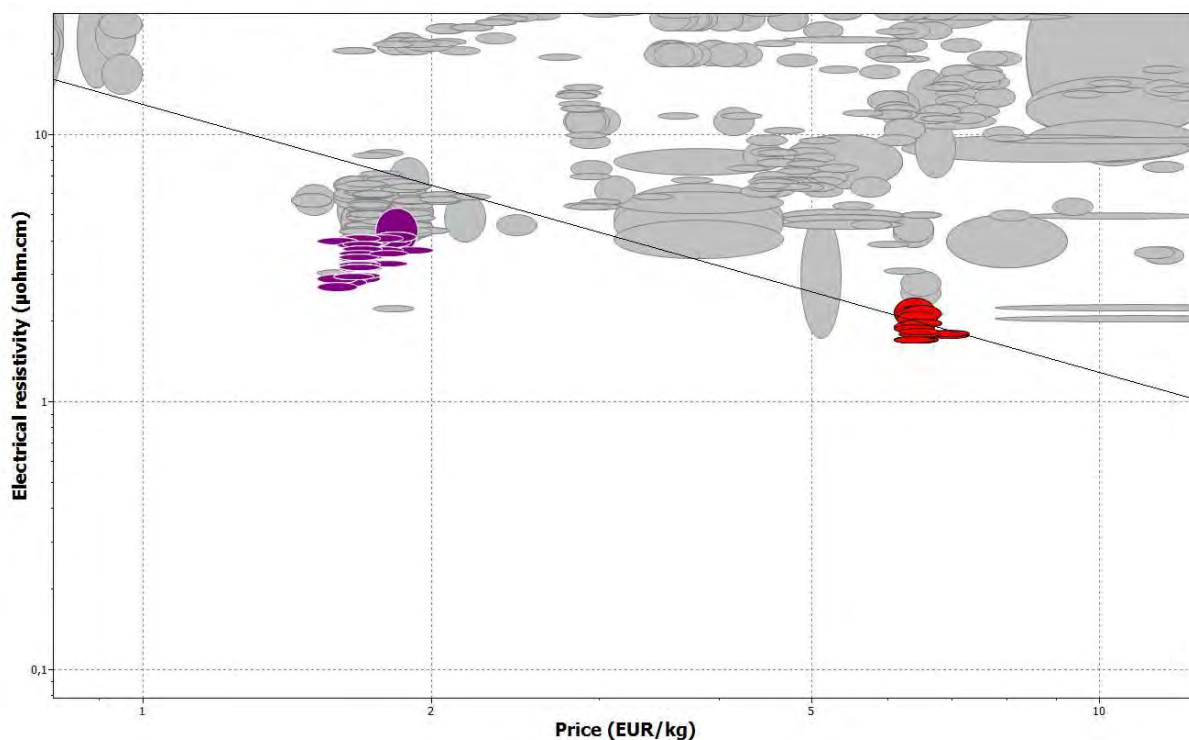


Figura 3.18: selezione tramite linea di selezione [16];

Nella maggior parte dei casi la scelta ricade ancora sulle leghe di rame; questo nonostante il costo della materia prima sia in generale più del doppio rispetto all'alluminio. È altresì vero che il rame usato per i fili conduttori mostra una resistività pari alla metà dell'alluminio. Questo significa che in fase di utilizzo si avrà meno potenza dissipata inutilmente, risparmiando quindi dal punto di vista energetico, meno surriscaldamento, che significa meno possibilità di tensionamenti dovuti alle dilatazioni termiche. E questo solo per fare alcuni esempi.

Ci sono altri campi dove invece le leghe di alluminio vincono a mani basse, facendo leva su un'altra proprietà che non si è presa in considerazione nell'analisi odierna, in quanto declinata ad un'applicazione che non vede in quest'aspetto una condizione fondamentale. Nel campo aerospaziale il rame è sostituito dall'alluminio, in quanto, nell'ottica della riduzione dei consumi, si abbatte grandemente il fattore peso. Infatti, la densità dell'alluminio è circa 1/3 di quella del rame. Altro materiale che può essere usato è l'argento, ma chiaramente per un'applicazione di questo genere non è pensabile l'utilizzo di un materiale che costa circa 100 volte il rame.

### 3.4 – Il rocchetto

L'elettromagnete è costituito nella sua parte funzionale dagli avvolgimenti in rame, mentre l'elemento strutturale è deputato al rocchetto, costruito di solito in materiale plastico. La scelta di questa tipologia di materiali è dovuta al fatto che non gli sono richiesti grandi proprietà meccaniche, ma deve garantire un certo isolamento elettrico. In più realizzarlo con i polimeri consente di utilizzare tecniche per la produzione su larga scala in tempi brevi.

Nel nostro caso, il materiale per il rocchetto è diverso nel prototipo già presente rispetto ai dei rocchetti normalmente utilizzati in azienda. Nel caso del prototipo, si è usata una poliammide, il PA6, in quanto è il materiale utilizzato dalla stampante 3D sfruttata per la realizzazione del rocchetto. È un materiale polimerico termoplastico semicristallino parente del nylon, con caratteristiche relativamente basse. Di seguito si riportano le principali caratteristiche.

Tabella 3.11: Principali caratteristiche del PA6 [16];

<b>Densità</b>	
Density	1,07e3 – 1,1 kg/m <sup>3</sup>
<b>Proprietà meccaniche</b>	
Young's modulus	0,782 – 0,976 GPa
Yield strength (elastic limit)	33,1 – 41,3 MPa
Tensile strength	95,4 – 117MPa
Elongation	37,2 – 53,5 % strain
<b>Proprietà termiche</b>	
Melting point	210 – 220°C
Glass temperature	44 – 56°C
Maximum service temperature	53 – 67°C
Thermal conductivity	0,23 – 0,25 W/m*°C
Thermal expansion coefficient(x 10 <sup>-6</sup> /°C)	89,1 – 90,9

Sebbene non abbia grandi proprietà, è uno dei materiali solitamente utilizzati per la realizzazione dei rocchetti in quanto è facile da lavorare, soprattutto per iniezione.

Normalmente invece le bobine mostrano un rocchetto in PBT, un altro termoplastico semicristallino che ha proprietà migliori da un punto di vista meccanico e termico. Solitamente viene anche addizionato con una percentuale variabile di fibra di vetro per avere un'ulteriore garanzia di stabilità dimensionale. Anche per questo secondo materiale sono riportate le principali caratteristiche qui di seguito.

Tabella 3.12: Principali caratteristiche del PBT [16];

<b>Densità</b>	
Density	1,19e3 – 1,3e3 kg/m <sup>3</sup>
<b>Proprietà meccaniche</b>	
Young's modulus	1,6 – 1,95 GPa
Yield strength (elastic limit)	30 – 40 MPa
Tensile strength	27 – 40 MPa
Elongation	26,3 – 37,9 % strain
<b>Proprietà termiche</b>	
Melting point	215 – 235 °C
Glass temperature	22 – 43 °C
Maximum service temperature	89 – 104 °C
Thermal conductivity	0,243 – 0,253 W/m*°C
Thermal expansion coefficient ( x 10 <sup>-6</sup> /°C)	238 – 248

Il confronto tra questi due mostra come il PBT abbia, in generale, proprietà migliori. Nel caso però della produzione del singolo pezzo, è chiaro che la poliammide è sufficiente per svolgere il ruolo richiestole, soprattutto grazie al fatto che può essere stampata in 3D.

Come per i precedenti casi, ora si proverà a vedere se oltre a questi due materiali, solitamente utilizzati per la produzione di rocchetti, esistono altre possibilità.

Per questo tipo di indagine si parte fin dal principio limitando le famiglie ammissibili. Ad esempio materiali metallici non vanno usati a causa della loro conducibilità elettrica, materiali come le schiume o materiali naturali come il legno hanno altri problemi da un punto di vista meccanico, i primi, e realizzativi, i secondi.

Ci si può limitare a considerare la sola famiglia dei materiali polimerici. Per avere una visione d'insieme si può costruire un grafico in cui si mette a confronto la conducibilità del materiale con il prezzo, sulla stessa scia dei grafici costruiti per le altre analisi. Ci sono altre grandezze che potrebbero essere prese in considerazione, come quelle termiche, ma in questo caso sono più utili come vincoli da porre poi nelle successive fasi della selezione. Questo perché le condizioni di esercizio pongono dei limiti ben chiari a proposito di temperatura ambiente e massima.

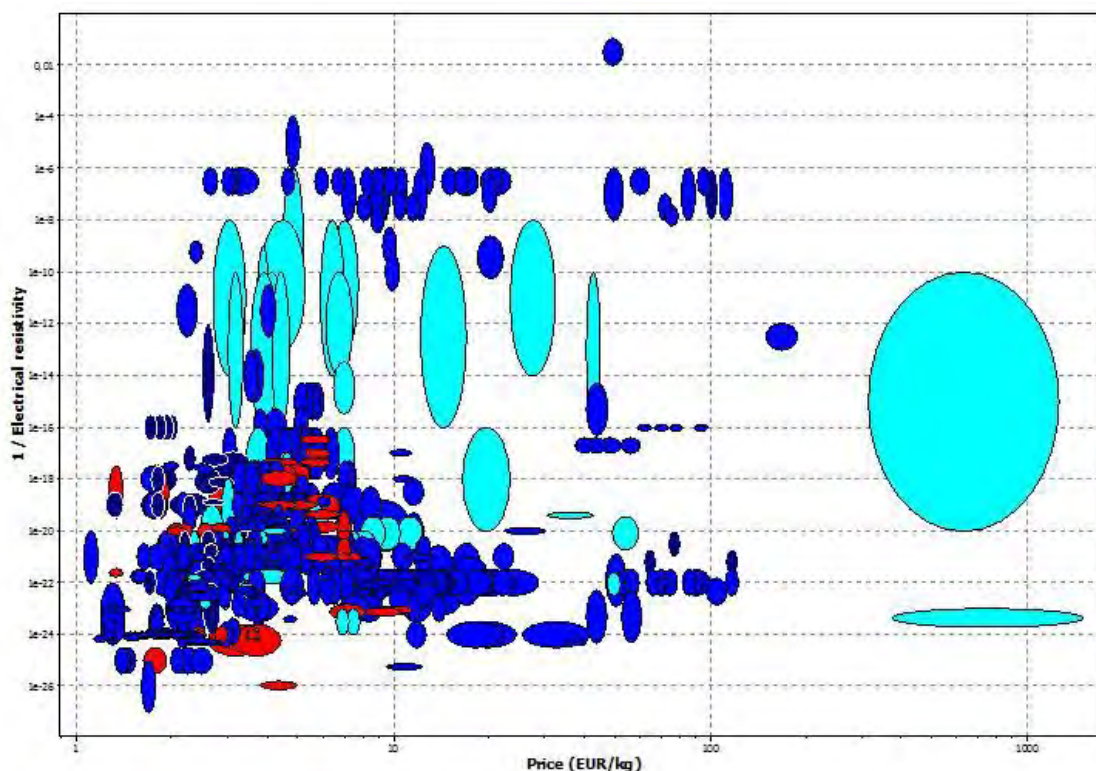


Figura 3.19: Materiali polimerici ordinati in funzione di conducibilità e prezzo [16];

Qui sono rappresentate tre famiglie: gli elastomeri, in azzurrino, i polimeri a blocchi in rosso e le restanti plastiche in blu. L'asse delle ordinate è regolato in funzione della conducibilità, quindi i materiali più in alto sono quelli che meglio conducono la corrente. In realtà si cerca un materiale che al contrario sia isolante. È da annotare come siano compresi nelle categorie esposte anche materiali che in realtà ricadrebbero nella classe dei compositi, essendo costituiti da matrici polimeriche con fibre o particelle disperse.

I primi criteri che possono essere introdotti riguardano i vincoli termici di cui si accennava sopra. L'applicazione richiede che l'attuatore, e quindi la bobina, siano in un ambiente, la caldaia, che si prevede abbia una temperatura di  $60^{\circ}\text{C}$ , mentre è impostata una temperatura massima di utilizzo per la bobina di  $90^{\circ}\text{C}$ . Ciò si traduce in due vincoli per il polimero. Sicuramente deve avere una temperatura massima di utilizzo maggiore di  $90^{\circ}\text{C}$ , considerando però anche un certo margine di sicurezza. Si porrà allora come minima temperatura massima di esercizio  $120^{\circ}\text{C}$ ; l'altra condizione riguarda la temperatura di transizione vetrosa: il materiale non dovrà avere la transizione e quindi rammollire alla temperatura ambiente, quindi la  $T_g$  massima accettabile sarà di  $50^{\circ}\text{C}$ , anche qui con un certo margine di sicurezza.

A differenza dei materiali precedenti, si preferisce impostare subito i vincoli termici, poiché è prevedibile, vista le classi di materiali in questione, che si abbia una forte riduzione degli elementi presenti. Nel caso estremo potrebbero già bastare questi vincoli per arrivare ad una conclusione apprezzabile.

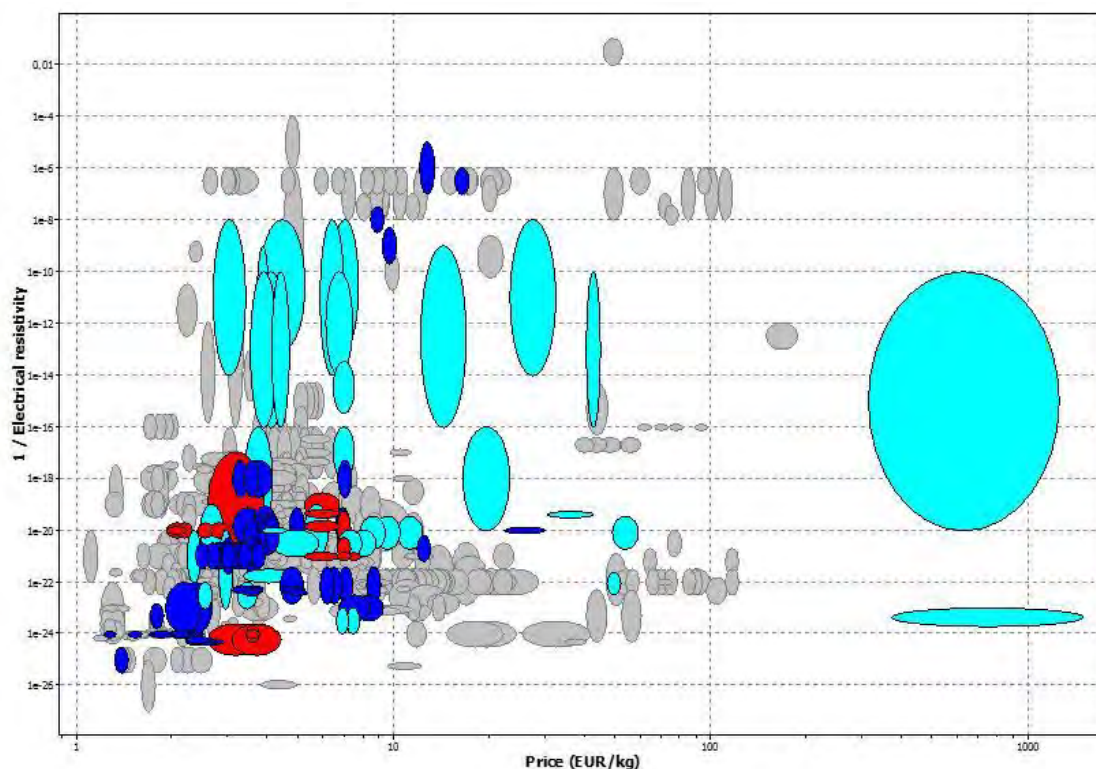


Figura 3.20: Polimeri che superano le condizioni termiche impostate [16];

Le condizioni termiche introdotte han ridotto la scelta a 137 elementi su 682 iniziali. Come si prevedeva, la contrazione dei candidati è stata elevata.

Come in precedenza, bisogna pensare a come sono prodotti questi oggetti dal punto di vista industriale. Il modo che meglio si presta avendo a che fare con materiali polimerici e pezzi sempre uguali da produrre nella maniera più rapida e continua possibile è per iniezione. Sebbene generalmente sia una tecnica che accomuna i polimeri, non è detto che tutti quelli che sono rimasti siano così formabili.

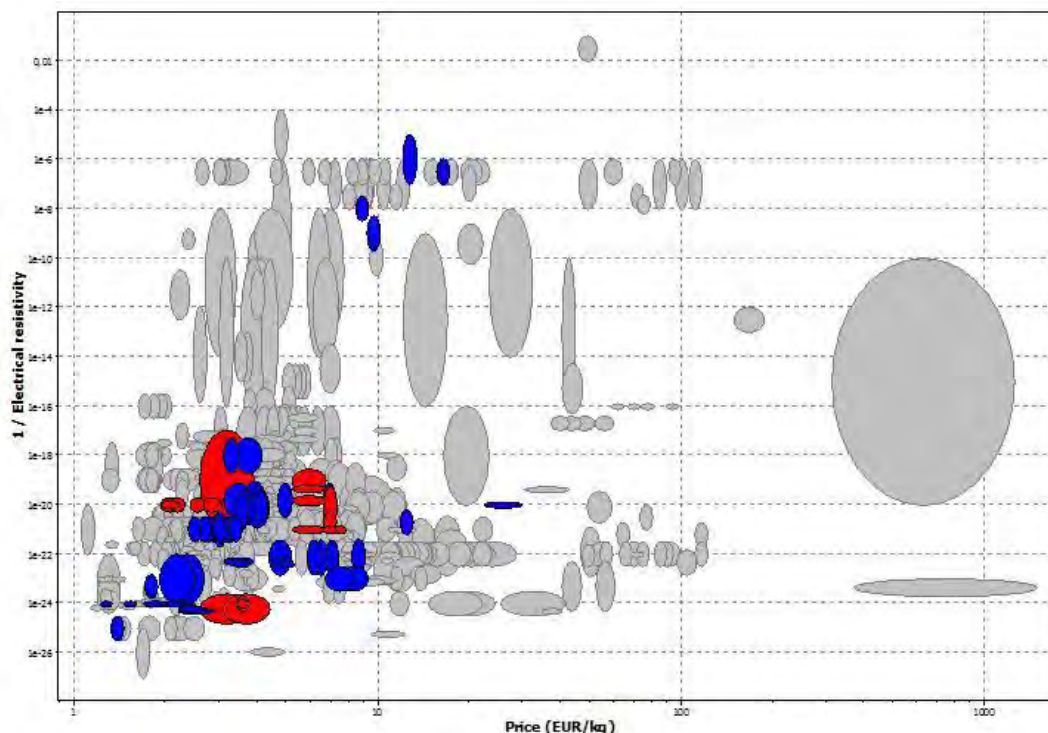


Figura 3.21: polimeri formabili per iniezione [16];

L'aggiunta della condizione tecnologica riduce sotto il centinaio di candidati papabili.

Tornando a considerare l'aspetto termico del comportamento del rocchetto, questo deve avere un basso coefficiente di dilatazione termica. Considerando però che ci si riferisce a materiali polimerici, non è facile che sia ridotto. Nel caso degli acciai considerati per i nuclei e l'armatura, si era impostato anche lì un limite pari a  $10 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ . Questo è un valore un po' eccessivo per i polimeri, ma si può pensare di prenderlo dello stesso ordine di grandezza. Questa idea nasce da due considerazioni. La prima riguarda l'accoppiamento tra metallo e polimero: a parità di incremento termico, la diversa dilatazione comporta un diverso stato tensionale. Nella fattispecie, il rocchetto tenderebbe a dilatarsi di più, con la produzione di un effetto compressivo sul metallo. Viceversa il polimero sarebbe in trazione, ma bloccato dal metallo. Si avrebbe una condizione di stress nel rocchetto che però, viste le caratteristiche viscoelastiche tipiche dei materiali polimerici, avrebbero la possibilità di essere rilasciate se perduranti nel tempo. L'altra considerazione nasce dal confronto con le proprietà dei polimeri puri riportate sopra. Si parla chiaramente di un valore molto inferiore a quelli riportati, ma è anche vero che spesso sono utilizzati compositivi con l'aggiunta di fibre proprio per migliorare sensibilmente la stabilità termica dei polimeri.

L'introduzione quindi del limite a  $30 \cdot 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$  per la dilatazione termica comporta quanto segue.

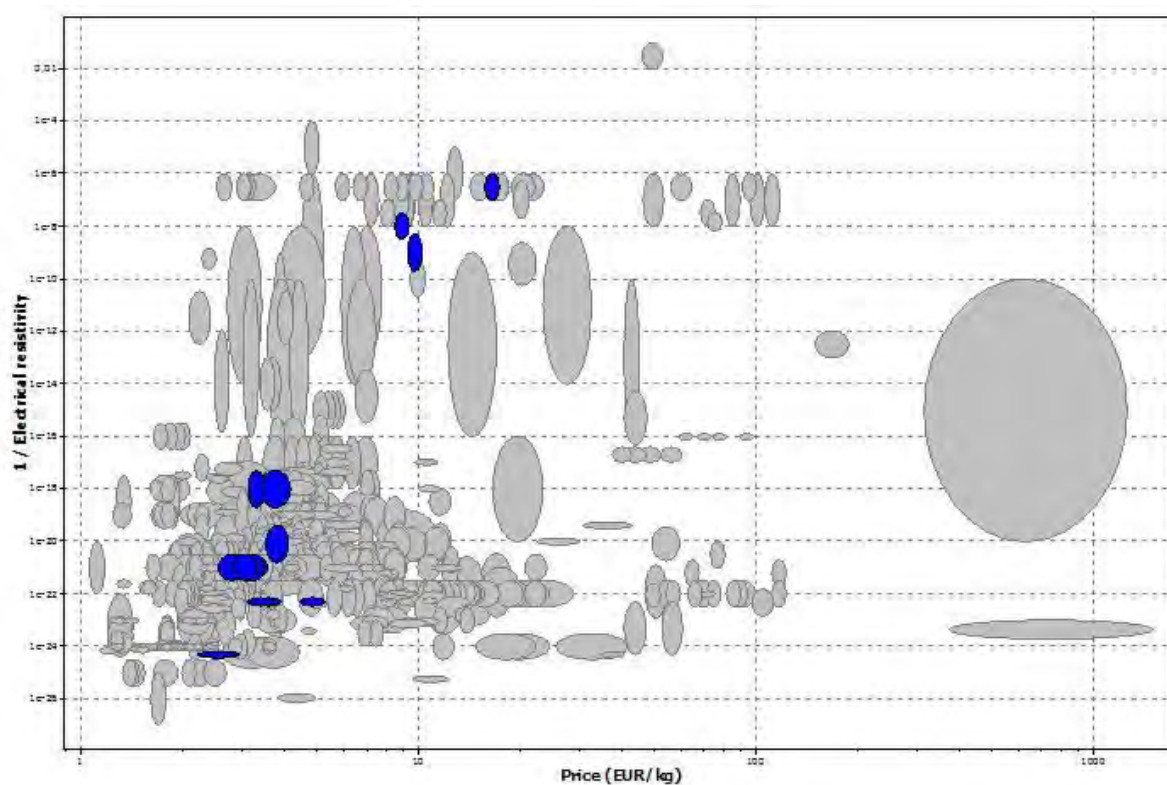


Figura 3.22: materiali con una dilatazione termica minore o uguale a  $30 \cdot 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ [16];

Tra i materiali rimasti, si hanno ancora differenze abbastanza evidenti. Quella più lampante riguarda il valore di conducibilità. Il rocchetto non deve condurre, quindi bisogna prendere in considerazioni materiali che mostrano un basso valore di conducibilità. Si imposta quindi un valore minimo di resistività permesso.

Si considerano materiali isolanti quelli che mostrano una resistività almeno pari se non maggiori a  $\rho = 10^{20}$ .

Per semplicità, di seguito sarà mostrato il grafico conseguente all'introduzione di questo limite, già focalizzato sulle specie rimanenti.

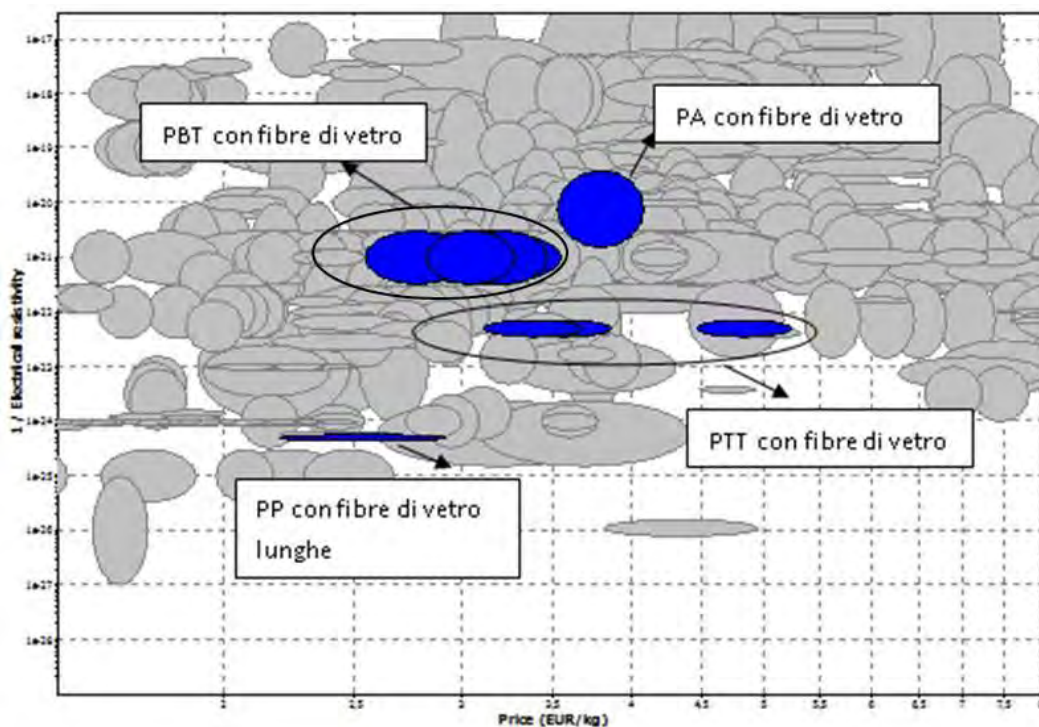


Figura 3.23: Zoom e indicazione materiali rimasti [16];

A questo punto restano quattro categorie di polimeri:

- La famiglia dei PBT rinforzati con fibre di vetro;
- La famiglia dei PTT con rinforzi vetrosi;
- PP, con fibre di vetro lunghe;
- PA6 con fibre di vetro;

Tra questi, il polipropilene sembrerebbe il migliore, ma il rinforzo a fibre lunghe, non si può immaginare di utilizzarlo per la produzione di rocchetti attraverso iniezioni. Le sue caratteristiche quindi sono le migliori livello assoluto tra i rimasti, ma considerando l'oggetto da produrre diventano assolutamente secondarie.

Sempre guardando le specie rimaste e i rinforzi che sfruttano, si nota che in tutti i casi si fa riferimento alle fibre di vetro. A livello di produzione è abbastanza semplice arrivare a frazioni di rinforzo fino al 30-35%, mentre percentuali superiori hanno maggiori limitazioni tecnologiche.

Si può allora introdurre un vincolo sulla composizione di questi compositi, anche considerando altre eventuali aggiunte alla matrice. Si pone il limite massimo per le fibre di

vetro al 30%. In aggiunta si vincola a zero la presenza di eventuali cariche minerali non meglio definite che potrebbe dare problemi sia in fase di utilizzo con i campi magnetici e le correnti circolanti, che in fase di produzione.

A tal proposito bisogna considerare che, sebbene sia stato introdotto un parametro tecnologico di produzione, è vero anche che essere adatti ad una tecnologia, non significa esserlo per qualsiasi condizione. Il comportamento del rinforzo sottoposto alla pressione necessaria per l'iniezione è diverso: le fibre si possono allineare al flusso e non creare interferenze nel riempimento, viceversa le particelle potrebbero dare luogo a zone con scarsa, o nulla, matrice. In più bisogna considerare che al diminuire della dimensione radiale delle particelle aumenta la superficie specifica e con questa l'energia superficiale. Ciò può comportare sistemi di aggregazione delle particelle, creando quasi degli agglomerati. E se questo non basta, bisogna anche considerare l'iterazione che si innesca tra particella e matrice: in certi casi questa porta a peggiorare prestazioni meccaniche come modulo elastico e carico di rottura.

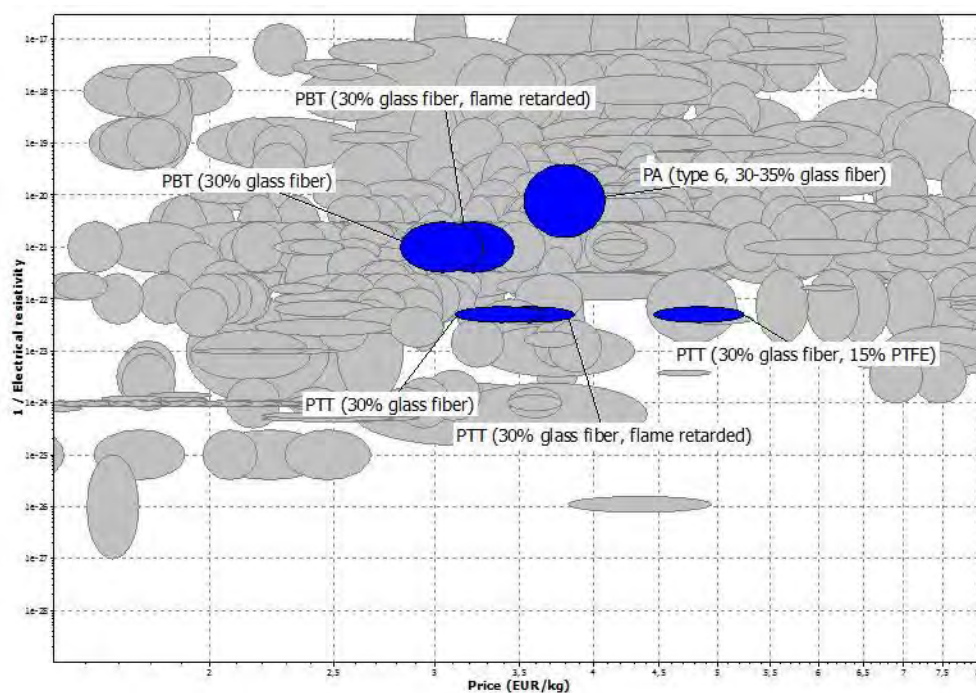


Figura 3.24: Materiali selezionati [16];

A questo punto, se si vuole trovare il miglior compromesso tra costo e conducibilità tra questi che finora sono risultati essere pari, va introdotta la linea di selezione. Come nei casi già visti, anche questa volta si deve ricorrere ad un indice legato al prodotto delle due grandezze.

Si può ricorrere allo stesso indice formulato per il caso precedente riguardante i conduttori: in effetti la retta ottimizzatrice è la stessa in quanto si cerca il materiale con bassa conducibilità e che costi poco.

$$I = C_m * 1/\rho \quad (3.1)$$

$$\log 1/\rho = -\log C_m + I \quad (3.3)$$

Questo indice si massimizza quindi scendendo verso l'origine degli assi, leggendo su una retta con coefficiente angolare -1 i materiali parimenti migliori.

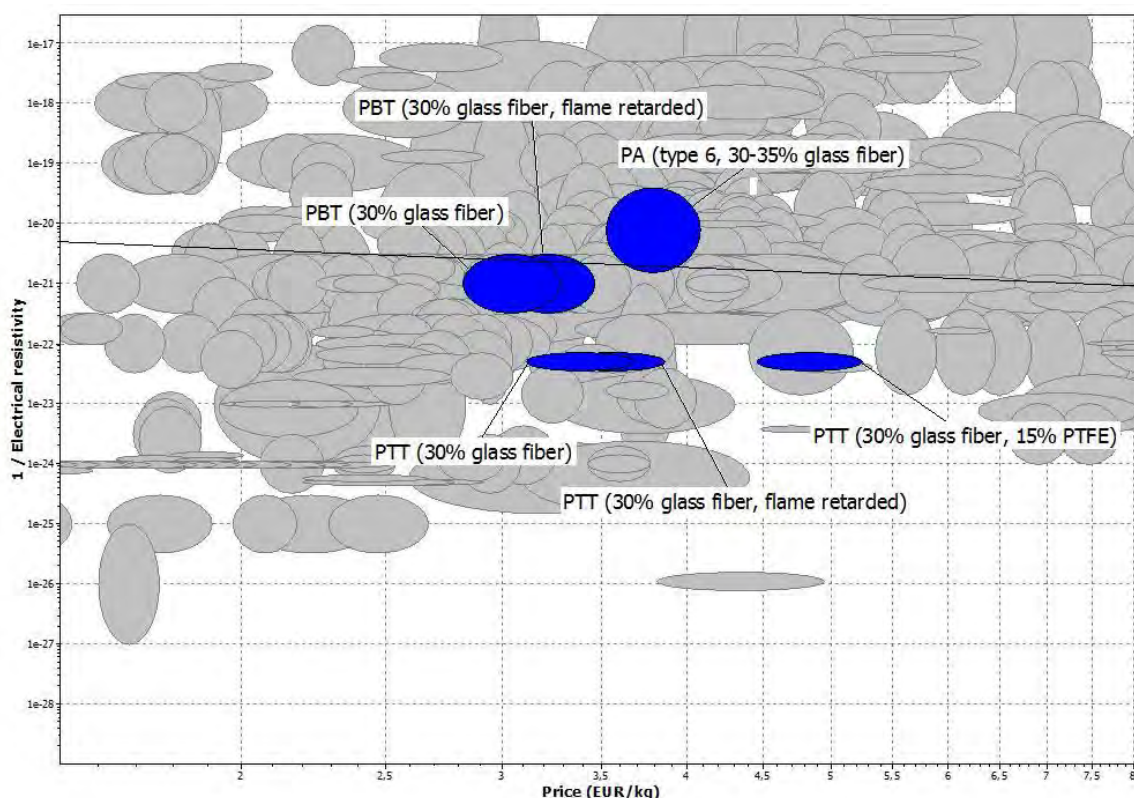


Figura 3.25: Confronto finale tra i materiali rimasti [16];

L'introduzione della linea di selezione permette di introdurre alcune considerazioni. L'estremizzazione delle prestazioni farebbe cadere la scelta sulle tre composizioni di PTT, di cui due in pratica equivalenti, a meno di additivi ritardanti di fiamma. Di questi tre però, uno costa in media 1 €/kg in più. È vero che numericamente è poco, ma considerando i prezzi di questi materiali vuol dire il 30% in più. Questo aggravio peraltro non è giustificato da proprietà straordinariamente migliori, quindi ha poco senso considerarlo. La seconda considerazione riguarda le classi di materiali attualmente in uso, il PA e il PBT. Valutando tutti gli aspetti, alla fine non hanno proprietà così tanto diverse. I PBT sono preferiti alle PA

perché hanno un ulteriore grado di migioria sia dal punto di vista economico, che della resistività, ma non hanno prestazioni così superiori considerando l'applicazione in esame.

In conclusione, si può pensare di utilizzare, in sostituzione dell'odierno PBT caricato con fibre di vetro, il similare PTT, anch'esso caricato con fibre di vetro. Le proprietà generali utili alla specifica applicazione li rendono simili, le uniche due differenze riguarderebbero da un lato un costo di poco superiore, dall'altro una conducibilità ancora minore. Va fatto notare anche come il PTT dia una miglior risposta all'applicazione della tecnica dell'iniezione rispetto al PBT, come anche le caratteristiche termiche di conducibilità e di deformazione siano migliori.

**Tabella 3.12: Confronto caratteristiche tra PBT e PTT [16] [25];**

	<b>PBT + 30%f.vetro [16]</b>	<b>PTT + 30%f.vetro [16]</b>	<b>PBT + 30%f. vetro DuPont[25]</b>	<b>PTT + 30%f.vetro DuPont [25]</b>
<b>Price (EUR/kg)</b>	2,82 – 3,28	3,11 – 3,68	1,56	1,53
<b>Density (kg/m<sup>3</sup>)</b>	1,48e3– 1,54e3	1,56e3–1,57e3		
<b>Young's modulus (GPa)</b>	8,96 – 10	8,96 – 11	9	11
<b>Yield strength (elastic limit) (MPa)</b>	77,2 – 107	114 – 161		
<b>Tensile strength (MPa)</b>	96,5 – 134	117 – 165	135	165
<b>Elongation (% strain)</b>	2 – 4	2 – 2,5	3,6	2,4
<b>Melting point (°C)</b>	220 – 267	207 – 249	224	228
<b>Glass temperature (°C)</b>	22 – 43	42 – 72		45 – 55
<b>Maximum service temperature (°C)</b>	171 – 189	167 – 170		
<b>Thermal conductivity (W/m*°C)</b>	0,2 – 0,29	0,313 – 0,325		
<b>Thermal expansion coefficient (x 10<sup>-6</sup>/°C)</b>	20 – 130	7 – 25		
<b>Electrical resistivity (μohm x cm)</b>	3,3e20 – 3,e21	1,43e22 – 2,8e22		

Un ultimo aspetto da considerare specificatamente per il funzionamento dell'attuatore è l'attrito che si sviluppa tra il nucleo mobile in acciaio e il rocchetto. Infatti, il rocchetto funge in parte da guida, e il comportamento superficiale allo scorrimento è fortemente legato al presentarsi o meno di impuntamenti nello spostamento. Se l'attrito che si sviluppa è ridotto si riesce ad avere un movimento più lineare e continuo, con anche un aggravio ridotto dal punto di vista delle forze da applicare per spostare il nucleo mobile.

Per quanto riguarda il PTT, in letteratura non si è riusciti a ritrovare il coefficiente d'attrito tra questo e l'acciaio, ma si prende come riferimento il coefficiente tipico della famiglia dei poliesteri, all'interno della quale rientra anche il PTT, utilizzando quello del PET.

**Tabella 3.13: Confronto tra coefficienti d'attrito;**

	<b>PBT [28]</b>	<b>poliesteri [29]</b>	<b>PA6[30]</b>
Coefficiente d'attrito con acciaio secco	0,22	0,22	0,38 – 0,42

Si è messo a paragone anche il valore del polimero usato nel prototipo, così da evidenziare come il solo cambiare polimero comporti un miglioramento del funzionamento generale e una riduzione dei possibili problemi di impuntamento. Un'altra considerazione si può fare invece tra PBT e i poliesteri. Il coefficiente è uguale, e questo è legato al fatto che pure il PBT rientra in questa famiglia.

C'è anche un altro aspetto che voterebbe a favore dell'utilizzo per PTT, e cioè il fatto che per circa il 30% è prodotto da materia prima rinnovabile. Infatti, ricade nella sotto-famiglia dei bio – polimeri, perché deriva dalla policondensazione del propandiolo (PDO), derivato dalle lavorazioni sul mais, e l'acido tereftalico (PTA). Significa che da un punto di vista ambientale ha un impatto inferiore al PBT [25].

Viste le proprietà, il PTT ha tutte le caratteristiche per sostituire l'attuale poliestere in uso, il PBT. In realtà, la ricerca in letteratura di applicazioni che riguardano la realizzazione di rocchetti per bobine in PTT non ha portato risultati. Questo probabilmente è legato al fatto che è un tecnopolimero relativamente giovane, ma le caratteristiche per essere declinato a questo utilizzo ci sono tutte. Al momento, Le applicazioni in cui il PTT è presente riguardano per lo più la produzione di tappetini per auto o di abbigliamento tecnico, essendo facilmente filabile e quindi adatto alla tessitura [26].

### 3.4 – La molla

Per le molle è stato immaginato un acciaio, l'AISI 302 che è impiegato abitualmente in azienda per la produzione di molle. Questo acciaio mostra un buon bilanciamento delle caratteristiche meccaniche, di resistenza all'ossidazione e di resistenza a fatica, per cui è largamente utilizzato in questo ambito.

Per verificare l'esistenza di alternative bisogna partire da un grafico in cui si confrontano le due caratteristiche portate per un materiale che deve rispondere a caratteristiche elastiche: modulo elastico e resistenza a rottura. Infatti, un materiale utilizzabile per la realizzazione di molle deve avere un elevato modulo così come un elevato carico di rottura.

Il grafico che deriva dal considerare queste due grandezze per tutti i materiali è il seguente.

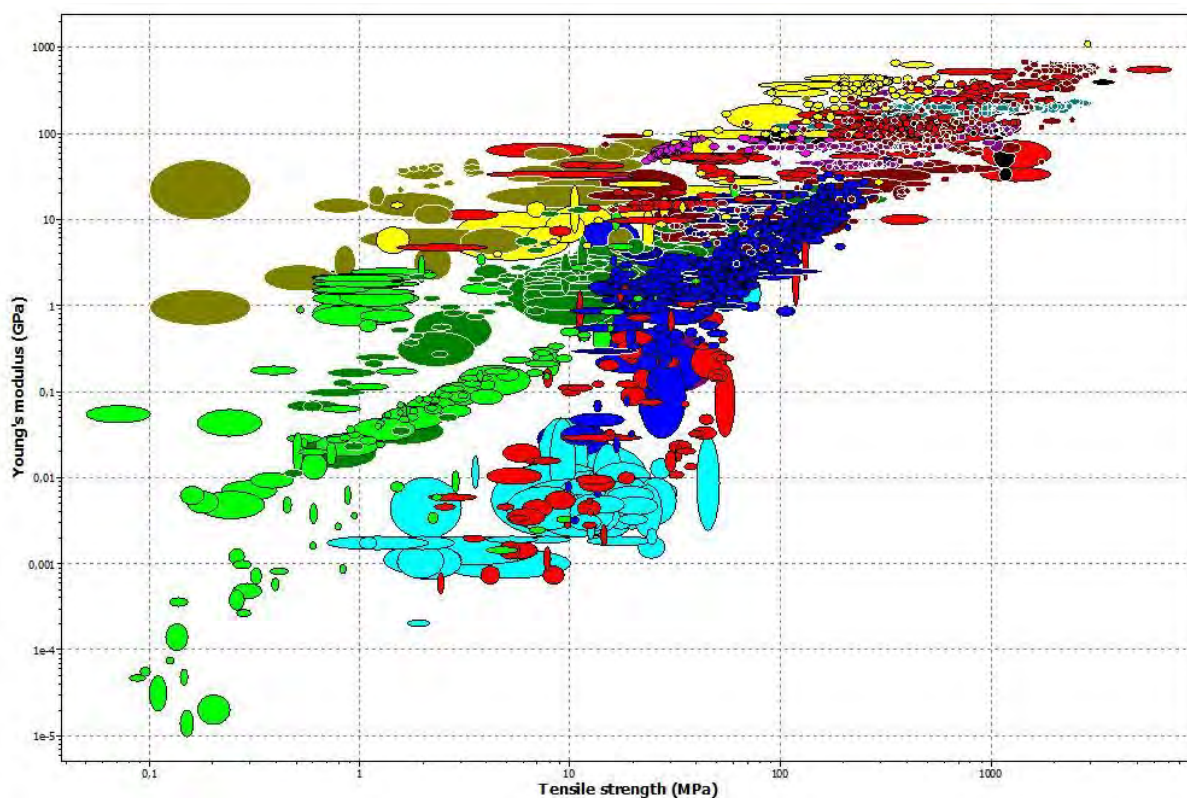
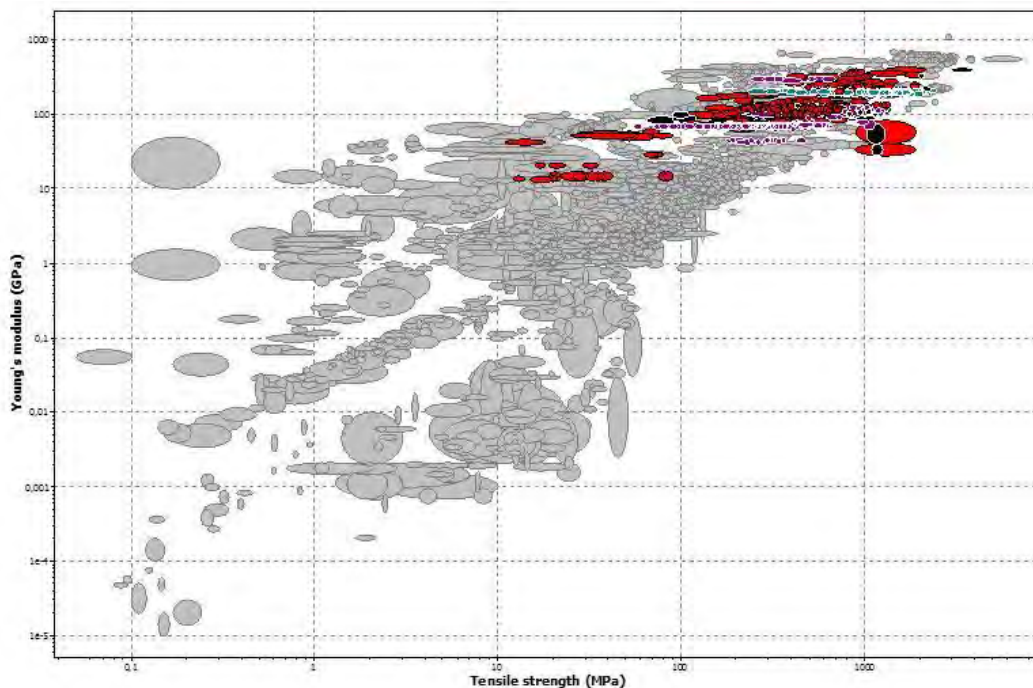


Figura 3.26: Confronto tra  $E$  e  $\sigma_f$  di tutte le classi di materiali [16];

È chiaro che un grafico così non è di facile lettura, anche se è già evidente dove si dovrà andare a cercare il materiale, e cioè nell'area dove si massimizza sia  $E$  sia  $\sigma_f$ , ossia in alto a destra.

Una cosa che si può fare è considerare anche in questo caso il processo di produzione: le molle sono prodotte per deformazione plastica a freddo a partire da fili di diametro più o meno ridotto. Impostare questa tecnica di produzione eliminerà dalla scena tutti i materiali che non possono essere trafilati fino a ridurli in fili.

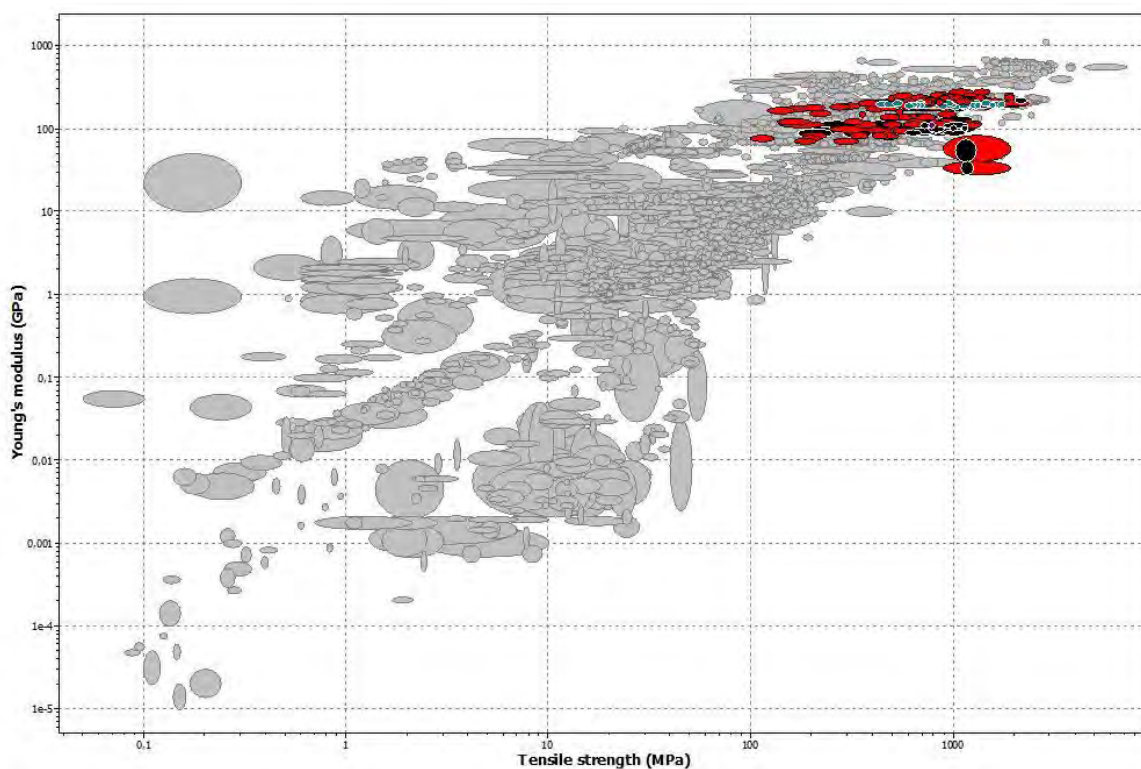


3.27: Elementi rimasti dopo l'introduzione del vincolo tecnologico [16];

Aver considerato l'aspetto della formatura dei fili per mole elimina dal confronto la gran parte dei materiali; non superano questo vincolo ad esempio i materiali polimerici, i materiali ceramici sia classici che tecnici, nonostante risiedano nella zona e prestazioni più elevate del grafico. Viceversa restano categorie di materiali dotati di una buona duttilità come acciai, bronzi ed in generale leghe metalliche.

Sempre dal punto di vista tecnologico, i fili devono poi essere deformati a freddo per ottenere la molla e spesso poi subiscono trattamenti termici per distendere le tensioni accumulate durante le lavorazioni. Va inoltre considerato che, il materiale, sia prima della lavorazione sia dopo, è esposto a condizioni ambientali di tipo industriali, cioè in presenza di umidità, solventi organici, detersivi, e altre specie aggressive, a cui si sommano gli spetti termici legati ai trattamenti che subisce post – lavorazione e i rischi di ossidazione a caldo che accompagni questi. Tutto ciò determina la necessità di aver materiali da un lato formabili a freddo facilmente e, dall'altro, resistenti alla corrosione e all'aggressione chimica ambientale.

Si sono quindi imposti dei livelli di formatura accettabile ed eccellente, e livelli di resistenza all'ossidazione a caldo, all'acqua dolce e ai solventi organici eccellenti.



3.28: materiali formabili e resistenti alle condizioni ambientali [16];

Tra i vari materiali, restano categorie come bronzi, ottoni, acciai utilizzati per la produzione di molle industriali, così come materiali molto più pregiati come leghe di platino, titanio, ecc ... Anche questi, ad esempio il Ti, sono usati per realizzare molle, ma è chiaro che il costo della materia prima tende ad essere elevato per un componente di una valvola per il gas. Infatti, per una produzione su larga scala, come per le altre componenti dell'attuatore, si deve considerare anche l'elemento economico, e puntare a trovare un equilibrio tra prestazioni elevate e costi contenuti. Prima però di introdurre un limite al costo della materia prima, conviene introdurre l'indice che massimizza le prestazioni. Nel caso delle molle, a differenza dei casi precedenti dove l'indice è stato costruito in maniera artificiosa, collegato grandezze che non sono direttamente correlate, l'indice che determina l'efficienza del materiale è legato all'intrinseca capacità di accumulare energia elastica.

In linea generale, l'energia elastica accumulata si ricava dall'integrale della legge costitutiva del materiale in campo elastico, esteso all'intervallo di deformazione:

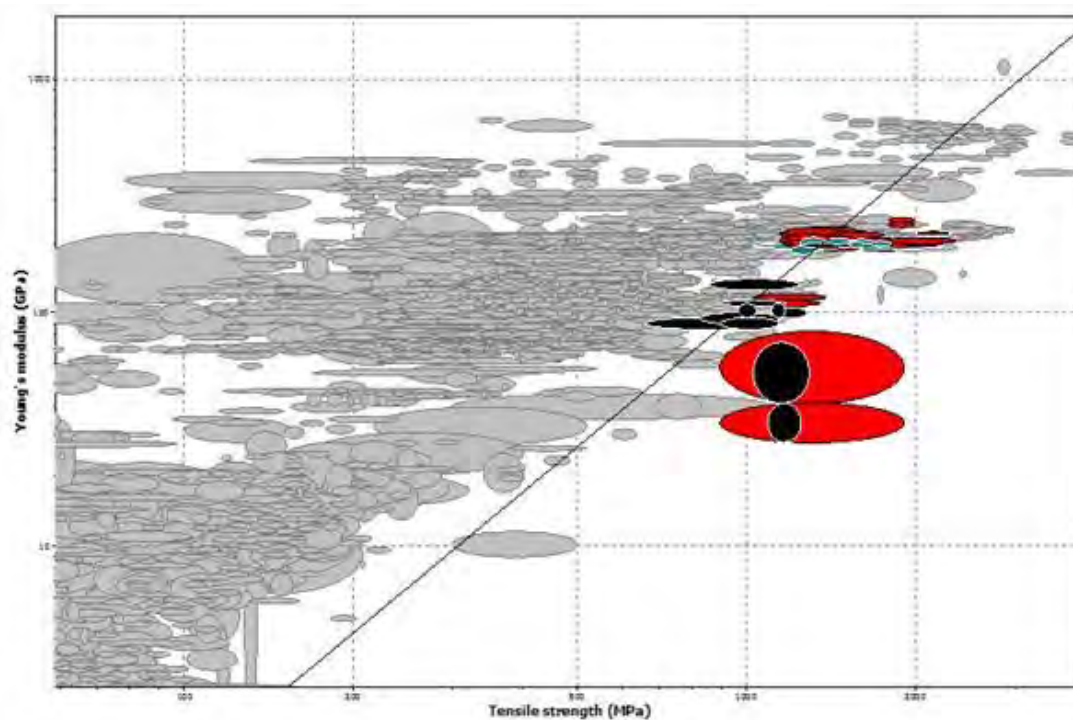
$$W_v = \int_0^\epsilon E * x \, dx = \frac{1}{2} E * \epsilon^2 = \frac{1}{2} \frac{\sigma_f^2}{E} \quad (3.4)$$

Questa funzione è massimizzata quando il rapporto lo è. Per identificare la retta selezionatrice si deve passare all'indice, trasformando il rapporto in logaritmi e ricavando la pendenza che deve avere la retta:

$$I = \frac{\sigma_f^2}{E} = \log I = 2 * \log \sigma_f - \log E \quad (3.5)$$

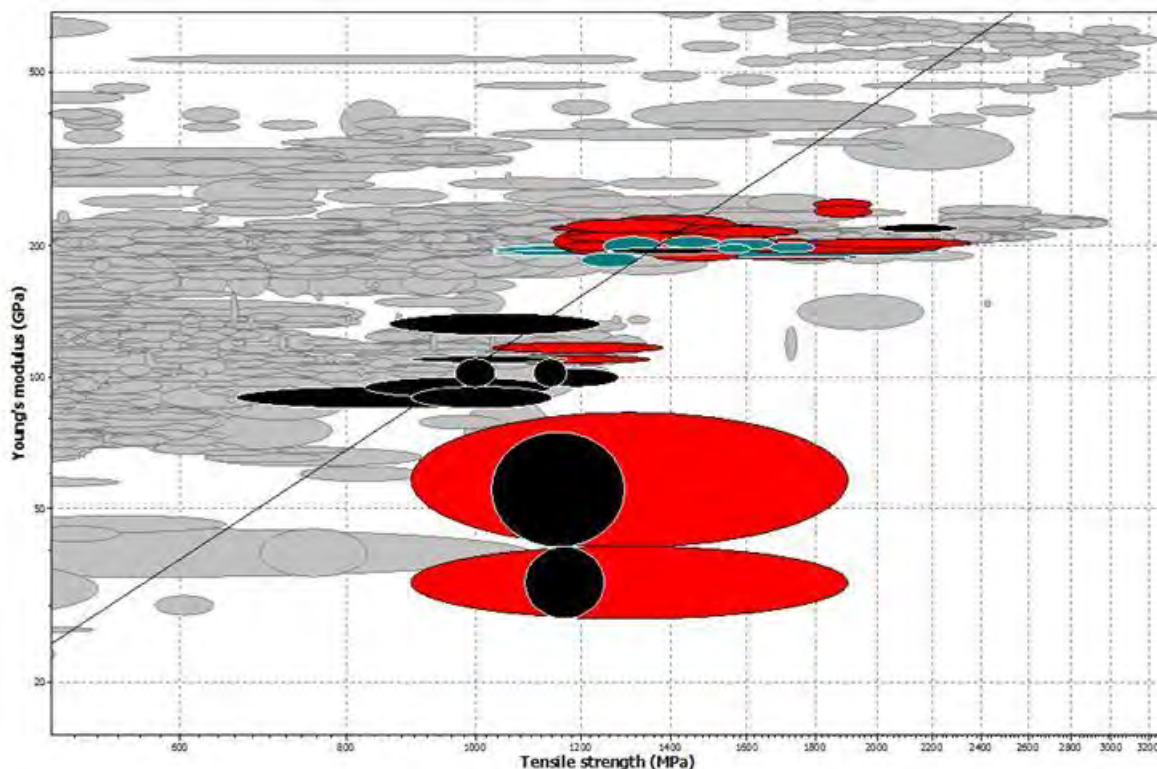
$$\log E = 2 * \log \sigma_f - \log I \quad (3.6)$$

A questo punto si è identificato l'indice e la pendenza della retta che sarà pari a 2. L'introduzione dell'indice comporta una rapida diminuzione dei materiali con le precedenti richieste soddisfatte.



3.29: inserimento della retta di massimizzazione [16];

Vista la concentrazione dei materiali rimasti, si riporta un ingrandimento della zona per avere una miglior visione.

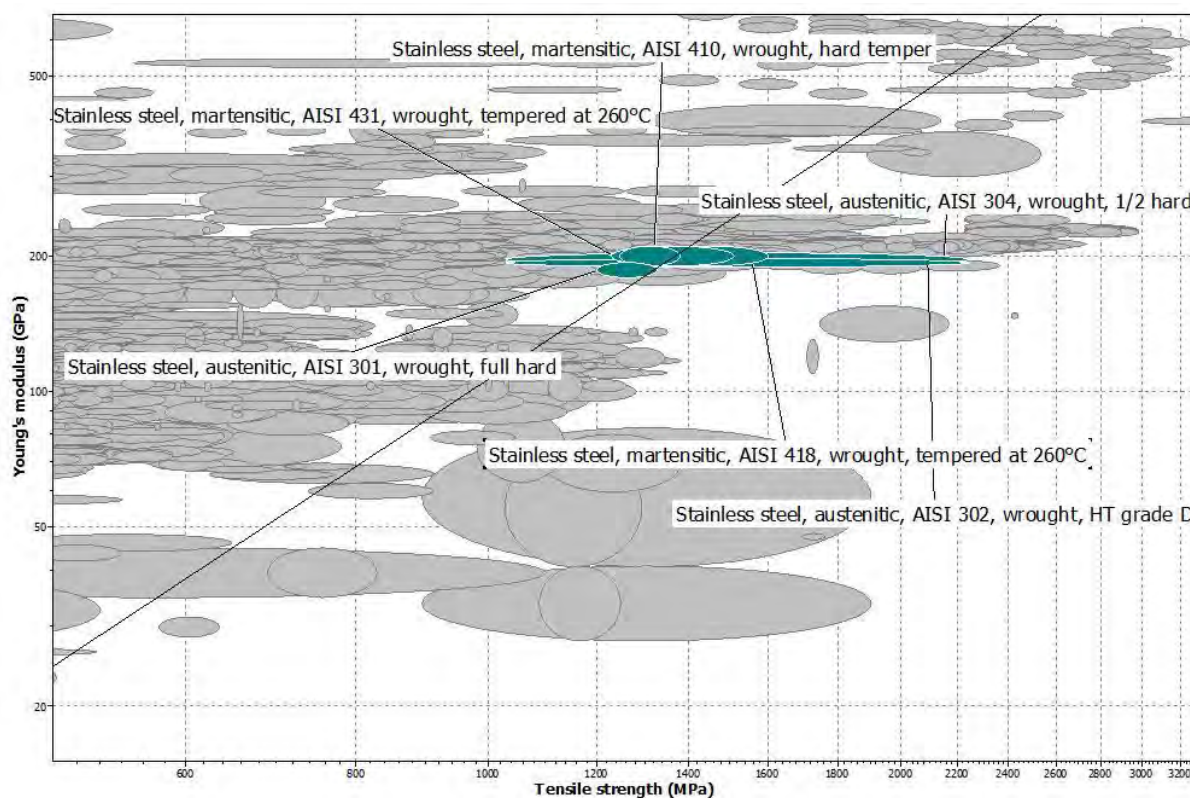


3.30: Evidenziazione dei materiali rimasti [16];

Nell'area evidenziata rimangono ancora una quarantina di materiali diversi. Il numero è ancora elevato per cominciare a considerare singolarmente i vari candidati. Tra i reduci si incontrano ancora comuni acciai ma anche super leghe a base di cobalto, come leghe di nichel, platino, titanio e altri. Sebbene esempi di molle in titanio ci siano, soprattutto in ambito sportivo, è chiaro che l'utilizzo di una molla con questo materiale non è pensabile a livello della produzione di valvole per il gas a causa dell'ovvio costo della materia prima. A questo punto può essere il caso di considerare l'aspetto economico.

Si è aspettato ad introdurre un limite ai costi in quanto è un vincoli arbitrario, la cui importanza e il valore che si imposta dipendono da considerazioni soggettive. Come per i precedenti confronti, è preferibili inserire i parametri più soggettivi solo in un secondo momento, dopo aver considerato aspetti più indipendenti dall'operatore come le proprietà richieste o le tecnologie da applicare.

Nel caso particolare delle molle si prende a riferimento il materiale solitamente utilizzato in azienda per realizzare le molle che già usano nelle loro valvole. Tipicamente usano l'AISI 302. Prendendo come riferimento il prezzo di questo materiali, si inserisce nella ricerca un limite nel costo di 3€/kg, così da poter identificare eventuali soluzioni alternative sia da un punto di vista fisico e tecnologico sia economico.



3.31: Riduzione dei materiali dopo l'introduzione del limite di costo [16];

Dei sei acciai rimasti, tre presentano proprietà magnetiche che per l'applicazione in esame possono risultare essere più nocive che altro, visto che l'elemento molla è immerso in un campo magnetico ma deve esplicare la sua funzione in maniera autonoma. Per questo motivo, i tre acciai martensitici sono esclusi dal confronto.

Restano quindi i tre acciai che corrispondono a quelli maggiormente utilizzati per realizzare molle: il 301, il 302 e il 304. In realtà anche l'AISI 302 dopo deformazione acquista delle proprietà magnetiche, ma sono di entità trascurabile.

In generale questi tre acciai sono abbastanza equivalenti. Le differenze nascono per lo più nei confronti del 301 che, da un lato raggiunge prestazioni inferiori, ma dall'altro ha un costo

minore. Di seguito si riportano le principali proprietà di questi tre materiali, così da avere un facile e più immediato confronto.

**Tabella 3.14: Confronto principali proprietà e costo degli acciai rimasti [16];**

	AISI 301	AISI 302	AISI 304
Young's modulus (GPa)	200 – 210	189 – 197	190 – 203
Tensile strength (MPa)	503 – 556	510 – 620	1,03e3 – 2,24e3
$I = \sigma^2/\epsilon$ (valor medio)	1,37	1,65	13,6
Shear modulus (GPa)	77 – 80,9	74 – 78	74 – 81
Price (€/kg)	1,92 – 2,12	2,36 – 2,6	2,37 – 2,61

Dalla tabella si vede come le proprietà assolute sia più o meno equivalenti, con l'unica eccezione del carico di rottura del 304, che è oltre il doppio rispetto agli altri 2. L'indice di prestazione invece mostra come la differenza sia più marcata di quanto le grandezze assolute non farebbero pensare. E da queste considerazioni si vede come, nonostante dal grafico risultasse peggiore rispetto agli altri 2, anche l'AISI 301 sia adatto a questo tipo di applicazione. In particolare, se le prestazioni superiori dei primi due, soprattutto per quando riguarda il carico di rottura, non sono richieste è un'ottima alternativa avendo un prezzo di circa un quarto inferiore.

## Capitolo 4:

### Caratterizzazione e prove su prototipo esistente

Prima di realizzare un nuovo prototipo, figlio delle ipotesi e delle simulazioni finora descritte, sono state realizzate delle prove di caratterizzazione sul prototipo già esistente, al fine di valutare le condizioni di partenza e poterle poi confrontare con i risultati che deriveranno dalla successiva prototipizzazione. Inoltre sono stati ricavati dati sperimentali con cui affinare i dimensionamenti ottenuti per via simulata.

#### 4.1 – Descrizione strumentazione

Prima di esporre i risultati delle prove realizzate, si descriverà brevemente la strumentazione utilizzata. Per questo genere di prove è necessario poter misurare più grandezze contemporaneamente. In particolare serve conoscere puntualmente i valori di portata in uscita dalla valvola, la pressione a monte della stessa e infine lo spostamento che si impone all'attuatore. Per quanto riguarda la portata, questa è misurata direttamente dal banco strumentale; allo stesso modo si può registrare la pressione del fluido prima della valvola da testare utilizzando una valvola come regolatore di pressione. Questa valvola regolatrice mantiene abbastanza costante la pressione d'uscita, oscillando di qualche mbar intorno al valore impostato. Per misurare invece la corsa dell'attuatore serve una strumentazione esterna al banco. Queste prime prove sono state realizzante movimentando l'attuatore per via meccanica, sfruttando una barra filettata di passo fine (0,7mm). La discesa di questa imprime lo spostamento all'attuatore, aprendo il flusso. Per avere la misura della corsa si utilizza un comparatore millesimale al di sopra della barra filettata.

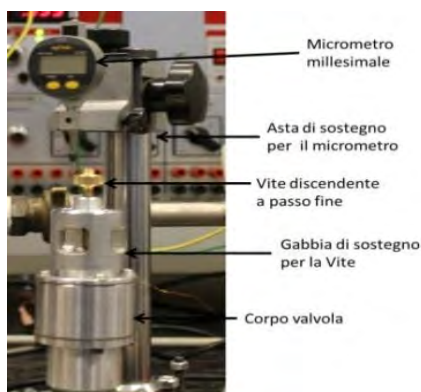
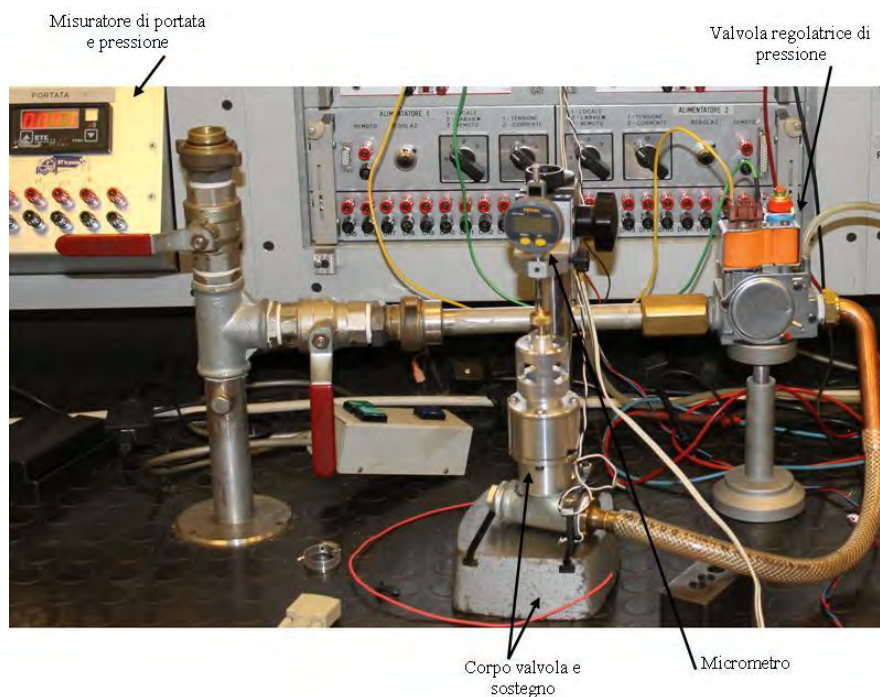


Figura 4.1: strumentazione per azionamento meccanico dell'attuatore;

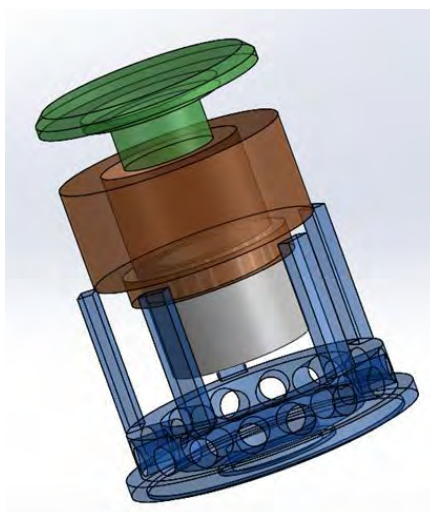
Va chiarito subito che non si possono prendere le misure al micron come assolute, ma andranno mediate dall'errore strumentale, il quale è superiore ai 10 micron.

I primi test hanno visto l'utilizzo di un unico attuatore, mosso appunto tramite la vite. Chiaramente per poterne dedurre il funzionamento questo è stato posto all'interno del corpo valvola in evidenziato in figura. Di seguito riportiamo una foto del sistema utilizzato.



**4.2: Strumentazione iniziale;**

Di seguito è mostrata l'immagine esplosa del modello iniziale dell'attuatore.



**4.3: Modello prototipo iniziale;**

## 4.2 – Caratterizzazione del $C_d$

La prima prova effettuata ha riguardato il  $C_d$ , il coefficiente di efflusso descritto prima in via teorica. Il valore utilizzato nel primo dimensionamento era stato ricavato da letteratura e aveva un senso conservativo, cioè considerava un flusso difficoltoso. Questa prima prova sperimentale ha l'obiettivo di darne conto in maniera più precisa, ricostruendone l'andamento in funzione della corsa del nucleo mobile e quindi della portata.

Incrociando questi dati si è calcolato il  $C_d$  punto per punto e si è costruito il grafico che ne descrive l'andamento in funzione dello spostamento. Di seguito è riportato il grafico ottenuto.

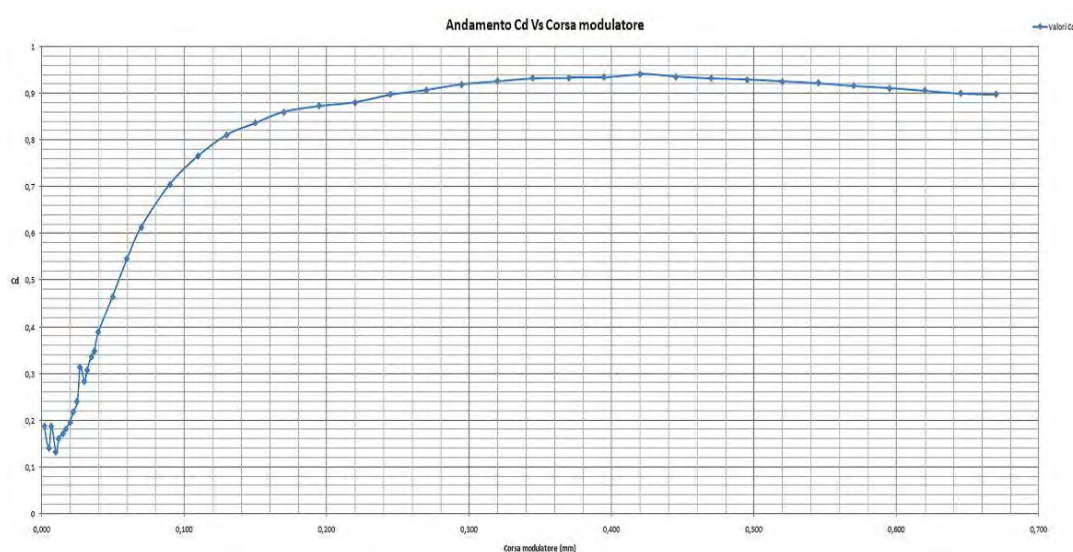


Figura 4.4: Grafico del coefficiente di efflusso in funzione dello spostamento [App. B1];

Le misure che hanno consentito di costruire questo, come i prossimi grafici che saranno tutte raggruppate nell'Appendice B. Si ricorda anche che tutte le grandezze saranno espresse in unità di misura del sistema internazionale.

L'andamento è quello che tipicamente si ritrova in letteratura. Le oscillazioni che si mostrano nel primo tratto sono dovute alle conseguenze delle condizioni geometriche in cui ci si trova: fenomeni locali di incollaggio, difettosità delle superfici di ordine di grandezza comparabile con lo spostamento creano forti squilibri nei valori della portata. Nella seconda parte del grafico, verso il fine corsa, si vede come il coefficiente torni a scendere leggermente. Ciò è dovuto probabilmente al raggiungimento della condizione di saturazione della sezione d'uscita, e quindi aumentare ulteriormente la portata attraverso un aumento dell'area laterale di passaggio, produce l'insorgere di fenomeni di turbolenza che rendono difficoltoso il flusso. Chiaramente si tratta di variazioni infinitesime giacché il coefficiente si abbassa da un massimo di 0,94 a 0,9.

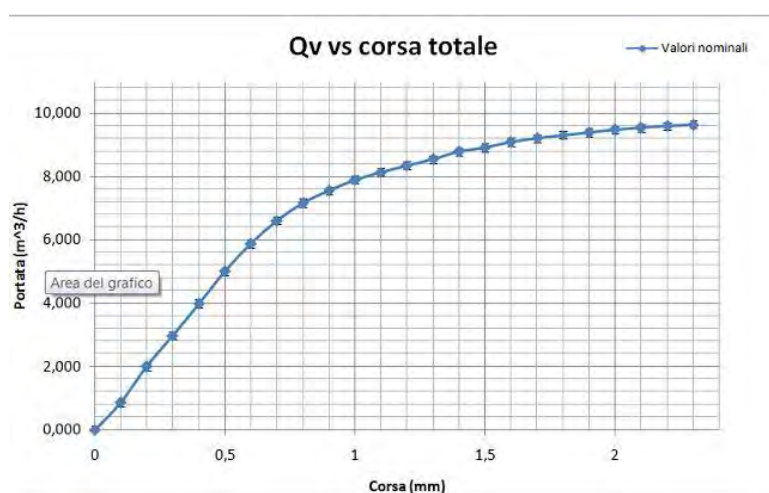
Il calcolo del coefficiente è stato fatto utilizzando l'equazione vista per il calcolo dell'area massima di passaggio, considerando come unica incognita il  $C_d$  e usando i dati raccolti nelle misurazioni di portata, pressione e alzata. Così facendo si ottiene il valore del coefficiente per ogni misurazione

$$C_d = \left( 2 * \frac{Q_{air}}{A_{sez}} \right) * \sqrt{\frac{\rho_{aria}}{2 * \Delta P}} \quad (4.1)$$

### 4.3 - Portata totale e tratto utile

Una volta determinato il comportamento del flusso attraverso il Cd, è necessario valutare quali sono le potenzialità della valvola dal punto di vista della portata, sia considerando tutta la corsa, sia limitatamente al tratto utile.

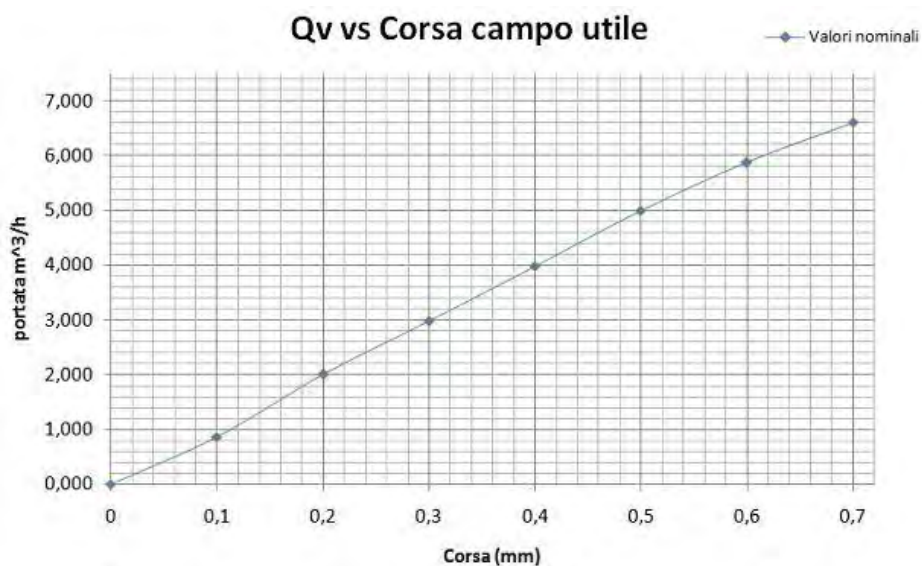
In merito alla portata totale, per determinarla basta misurare la portata al crescere della corsa. Ciò serve anche per verificare che l'attuatore abbia la corsa necessaria per coprire tutto il tratto utile. Le misure effettuate hanno consegnato un grafico che vede la portata crescere in modo abbastanza lineare fino a circa  $7\text{m}^3/\text{h}$ , che poi comincia a tendere asintoticamente a  $10\text{m}^3/\text{h}$ , valore oltre il quale peraltro lo strumento non riesce a misurare. Questa tendenza asintotica è legata al fatto che man mano che cresce la portata questa va a saturare la sezione d'uscita: quando l'area laterale dovuta alla traslazione del nucleo mobile diventa più grande della sezione d'uscita dal corpo valvola, diventa quest'ultima l'area vincolante.



4.5: Portata in funzione della corsa totale [App. B2];

Ciò non è un problema visto che si manifesta nell'intorno dei  $10 \text{ m}^3$ , ben oltre quindi alla portata massima richiesta da progetto.

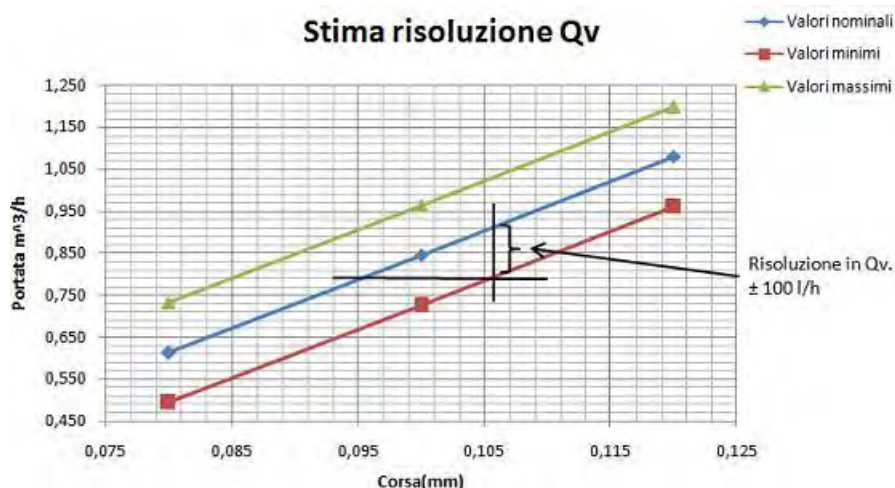
A seguito di quanto mostrato, si può identificare il tratto utile di corsa per garantire le richieste. In particolare si vede come con uno spostamento di  $0,7 \text{ mm}$  si raggiungano i  $7 \text{ m}^3/\text{h}$ , che possono rappresentare il limite superiore richiesto.



4.6: Tratto di portata utile [App. B2];

Da questi grafici può anche essere ricavata quella che è la risoluzione in portata dell'oggetto in queste condizioni. Per ottenere questa informazione significa verificare per quale valore di spostamento si esce dalla banda di incertezza e quindi si ottiene sicuramente un valore di portata diverso.

In queste condizioni si ricava una risoluzione in portata di circa  $100 \text{ l/h}$ , che è anche accettabile per le alte portate, mentre per le basse portate questo non lo è.



4.7: Risoluzione per basse portate [App. B3];

Chiaramente, per poter trarre queste conclusioni si deve provvedere anche ad un'analisi statistica dei dati. Questa analisi deve prendere in considerazione tutti i contributi all'errore totale di cui è affetta la misura. I contributi sono tre in questo caso. Si ha una prima fonte di errore legata direttamente all'operatore che esegue le misure, le altre due sono fonti strumentali e sono gli errori nella misura della portata espressa dal banco di test e l'errore del comparatore che ricade sulla posizione. Questi errori vanno considerati tutti assieme in modo da costruire la banda d'incertezza attorno ai valori nominali. Di seguito sono riportati i valori degli errori strumentali.

**Tabella 4.1: Errori percentuali degli strumenti;**

Errore comparatore ( $U_{comp}$ )	0,128%
Errore misuratore di portata ( $U_{port}$ )	5%

Per quanto riguarda invece gli errori connessi alle misure dell'operatore, questi sono considerati utilizzando la deviazione standard:

$$\sigma_x = \sqrt{\sum_N (x - \bar{x})^2 / N} \quad (4.2)$$

L'idea è di considerare la sommatoria degli scarti delle singole misure dal valor medio della stessa, rapportato al numero totale di misure. Si devono considerare i quadrati, e di conseguenza calcolarne la radice quadrata, poi eliminare il problema della cancellazione dovuta alla somma algebrica che deriverebbe dal considerare le differenze col segno connesso.

Tutte e tre le fonti d'errore sono poi considerate nel loro assieme attraverso il calcolo dell'errore quadratico medio.

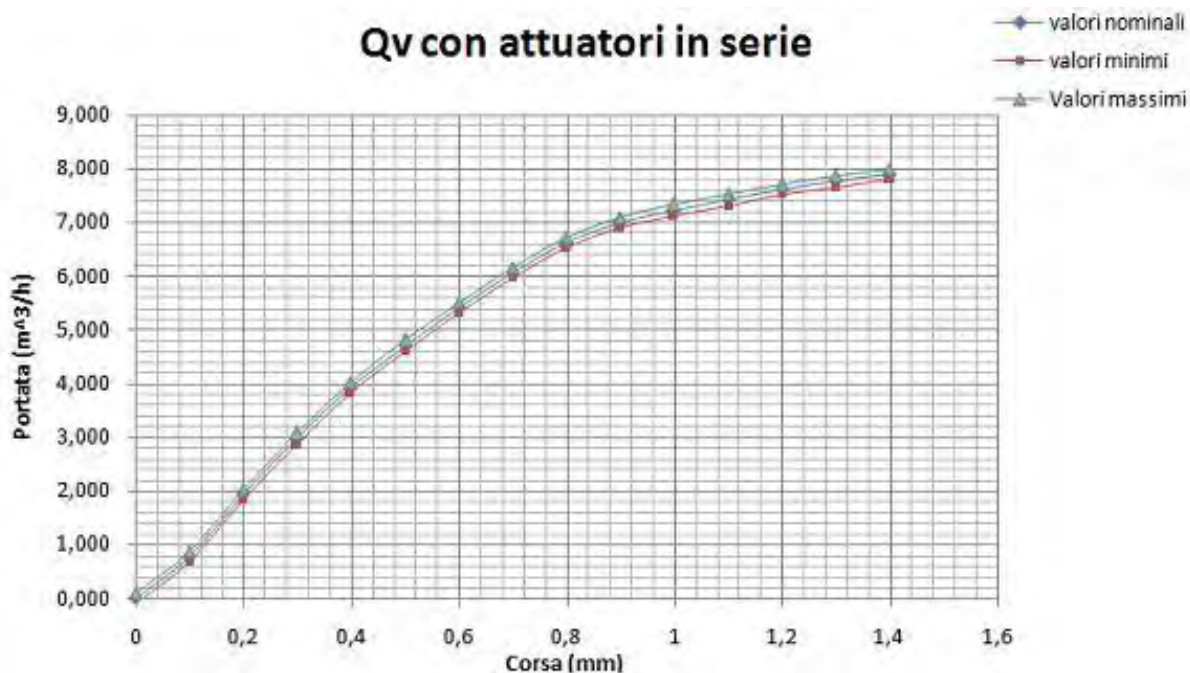
$$Incertezza = \sqrt{(\sigma_x^2 + U_{comp}^2 + U_{port}^2)} \quad (4.3)$$

Questa incertezza è abbastanza grossolana, nel senso che non rappresenta un tasso molto elevato di confidenza. Per essere più prudenti si considera una confidenza del 95%, cioè si

considera una banda che racchiuda il 95 % delle misure ottenibili per uno stesso valore. Per fare ciò basta moltiplicare per un determinato valore  $k$  l'incertezza precedentemente ottenuto. Nel caso in esame l'incertezza definitiva sarà conseguenza della moltiplicazione per  $k = 1,96$ .

L'incertezza che deriva da questo tipo di analisi è nell'ordine del 10%. Le eventuali differenze sono legate al contributo derivante dall'operatore, che rappresenta l'unico valore variabile, ma sono comunque confinate nell'ordine di alcuni punti percentuali.

Tutte le prove viste finora hanno sfruttato un unico attuatore azionato meccanicamente con diametro d'uscita di 12mm. Il passo successivo è stato considerare l'azione di entrambi i modulatori per creare l'effetto della serie di otturatori. Per fare ciò, è bastato eliminare la molla dal secondo otturatore, in modo che rimanesse sempre aperto. Questo perché nella realtà operativa solo uno dei due dovrà regolare il flusso. Questa prima variazione mostra come conseguenza un abbassamento della curva. L'andamento è lo stesso evidenziato nel grafico della corsa totale, cambiano però i valori di portata a cui si arriva, abbassandoli. Ciò ha senso perché l'introduzione del primo modulatore crea comunque un aggravio al flusso; altra conseguenza connessa a quanto già detto riguarda allungamento della corsa necessaria per il raggiungimento della medesima portata.



4.8: Portata con serie di attuatori [App. B4];

Si è fatto un altro test, modificando il diametro d'uscita, riducendolo a 10 mm. Questa modifica trova il perché nel tentativo di migliorare la risoluzione costringendo a corse più

lunghe l'otturatore e riducendo la pendenza della curva. Nella realtà però non si sono ottenute variazioni migliorative in termini di risoluzione in portata, come si vede dai due grafici riportati di seguito.

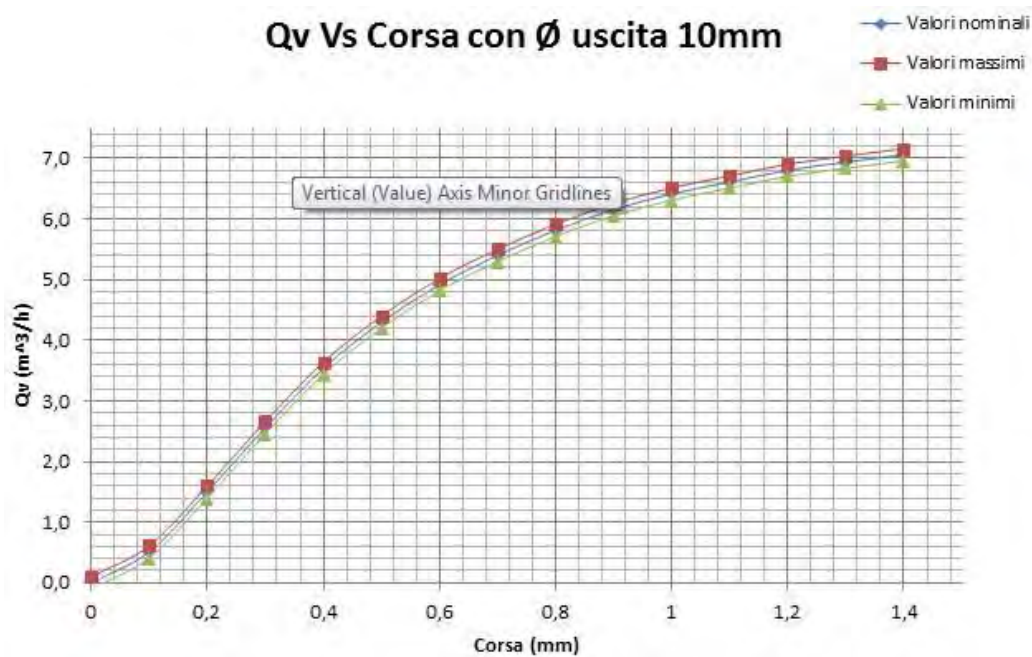


Figura 4.9: curva di portata con diametro d'uscita di 10 mm [App. B5];

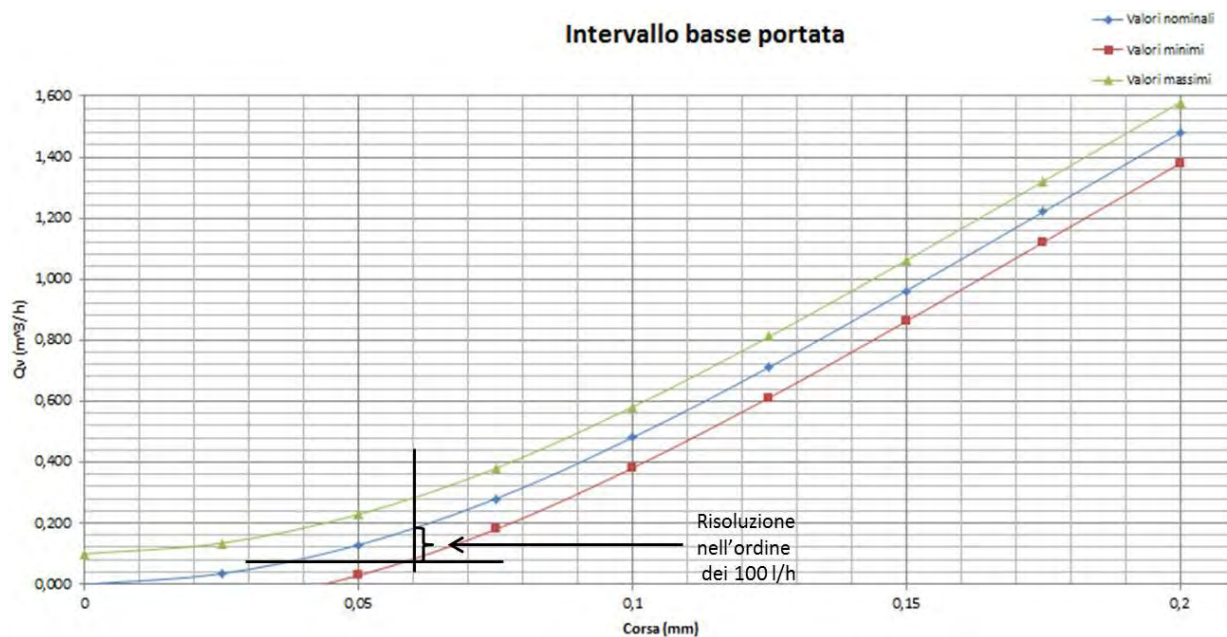


Figura 4.10: curva per le basse portate [App. B6];

Ciò è dovuto al fatto che nella determinazione della banda di incertezza il peso maggiore è relativo all'errore imposto dal misuratore di portata. In effetti, considerando solo questo contributo si ha già una banda di incertezza di  $\pm 10\%$ .

#### 4.4 – Risoluzione sulle basse portate

Nel campo delle portate medio – alte, superiori ad  $1 \text{ m}^3/\text{h}$ , una risoluzione di  $100 \text{ l/h}$  può essere accettabile, altrettanto non vale per le basse portate. Infatti, per portate nell'ordine delle centinaia di litri non possono ammettere risoluzione paragonabile.

Come si è visto, la maggior parte di questi risultati è imputabile all'incertezza sulla misura della portata. Per ottenere dati più precisi si è sostituito il misuratore di portata con uno strumento con campo di lavoro limitato a portate inferiori ai  $1800 \text{ l/h}$  di aria ma con una precisione migliore. In realtà questo tipo di strumento non restituisce la portata direttamente, quanto piuttosto un valore di tensione che poi è convertito in portata attraverso un coefficiente di conversione tipico dello strumento.

$$\text{Coeff. di conversione} = 0.1836 \text{ l/(h * mV)}$$

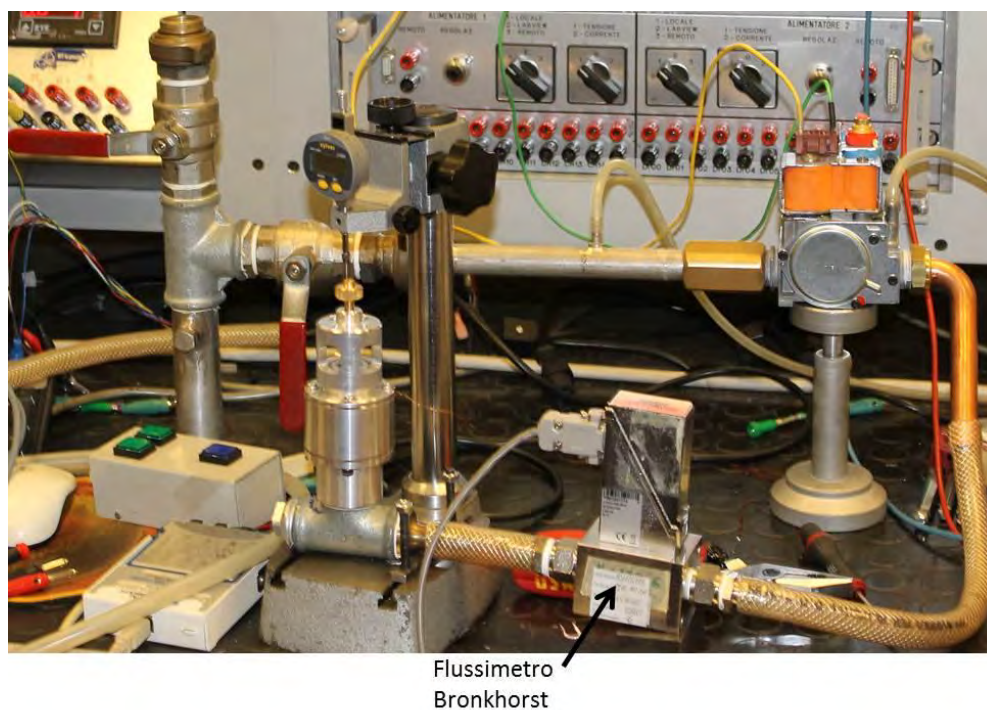


Figura 4.11: Inserimento del flussimetro nel sistema di misura;

L'utilizzo di questo misuratore di portata comporta un miglioramento nella risoluzione della valvola, scendendo intorno agli 80 l/h, come si può vedere dal grafico qui di seguito, che corrisponde all'intero campo di misura dello strumento.

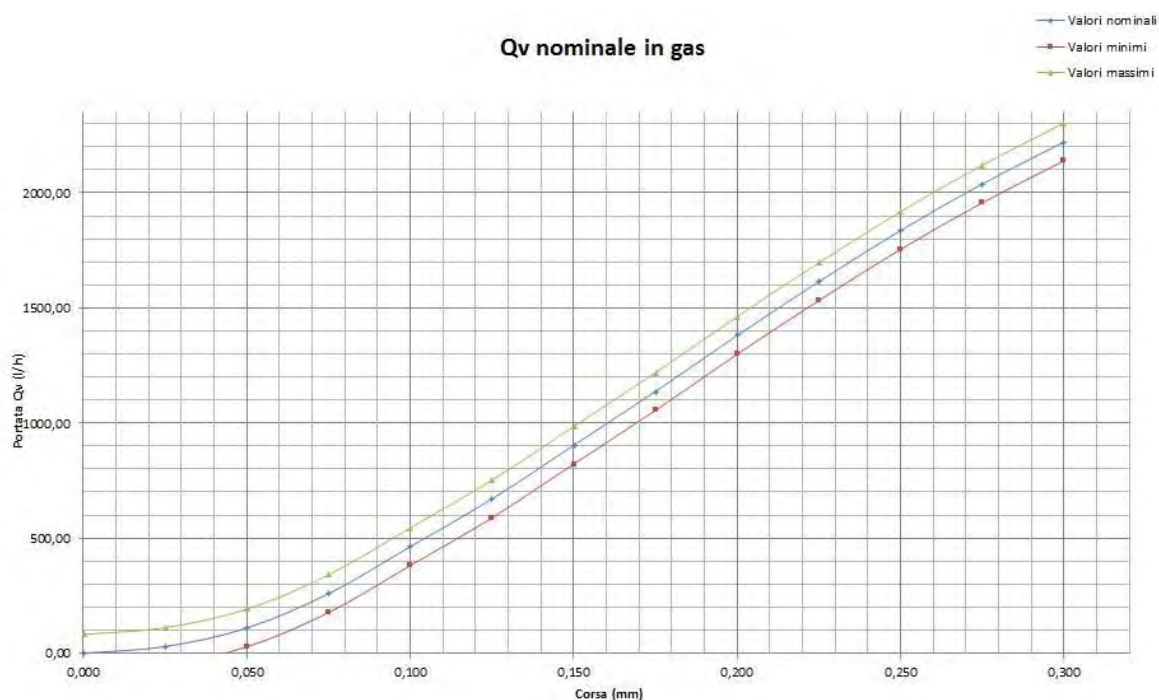


Figura 4.12: curva di portate di gas misurate col Bronkhorst [App. B7];

In questi grafici va notato il riferimento alla portata di gas. Questo perché il risultato della conversione della tensione in portata si riferisce ad aria. Per questo oltre che la trasformazione della tensione in portata, bisogna operare una conversione dalla portata in aria a quella corrispondente di gas. Questo secondo calcolo si basa sull'equilibrio della portata massiva tra le due specie. In particolare si appoggia alla radice quadrata delle densità, come si vede dal seguente bilancio:

$$Q_{v\text{ aria}} * \sqrt{\rho_{\text{aria}}} = C_d * A * \sqrt{\Delta P} = Q_{v\text{ gas}} * \sqrt{\rho_{\text{gas}}} \quad (4.4)$$

$$Q_{v\text{ gas}} = Q_{v\text{ aria}} / \sqrt{\rho_{\text{gas}}}, \rho_{\text{gas}} = 0.555 \text{ kg/m}^3 \quad (4.5)$$

Tornando al risultato della risoluzione, questo è sicuramente migliore rispetto a quanto trovato nella precedente configurazione sperimentale, e rappresenta un buon punto di partenza per successivi affinamenti. Va ricordato che finora tutte le prove sono state svolte senza alimentare la valvola.

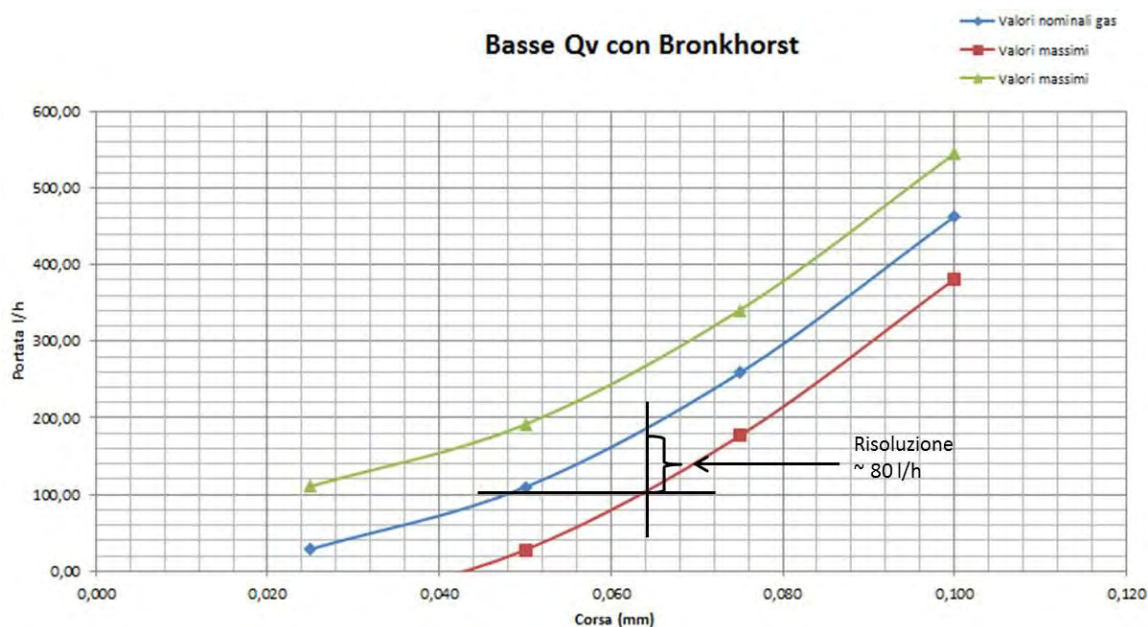


Figura 4.13: indice di risoluzione per le basse portate [App. B7];

Il passo successivo sarà proprio verificare l'effettivo funzionamento di questo primo prototipo, montando tutto l'assieme e alimentando un componente dei due per verificare la capacità di modulare. Questa scelta è stata fatta perché in esercizio si dovranno avere due comportamenti distinti, l'uno dovrà semplicemente funzionare come un interruttore, e lasciarlo aperto fin da subito non cambia la situazione operativa, l'altro dovrà invece modulare; quest'ultimo sarà l'unico ad essere alimentato.

## 4.5 - Funzionamento con alimentazione elettrica

Per poter provare l'utilizzo in alimentazione bisogna innanzitutto verificare che l'assemblato abbia la possibilità di muoversi qualora sottoposto a corrente. Per avere informazioni su questo aspetto si è proceduto prima a caratterizzare la costante elastica della molla libera, poi a quantificare la forza minima necessaria per consentire lo spostamento. Per entrambe queste operazioni si è utilizzata una cella di carico collegata ad un computer per l'acquisizione dei dati. Per quanto riguarda la caratterizzazione della molla, si è semplicemente operata una

compressione della stessa; il sistema ha registrato corsa e pressione applicata e da questi si è costruito il grafico caratteristico della molla. La seconda prova, riferita alla forza minima per lo stacco, riguarda l'eventuale presenza di situazioni di attrito, blocchi e altre generiche difficoltà che si manifestano quanto la molla è all'interno del corpo dell'attuatore.

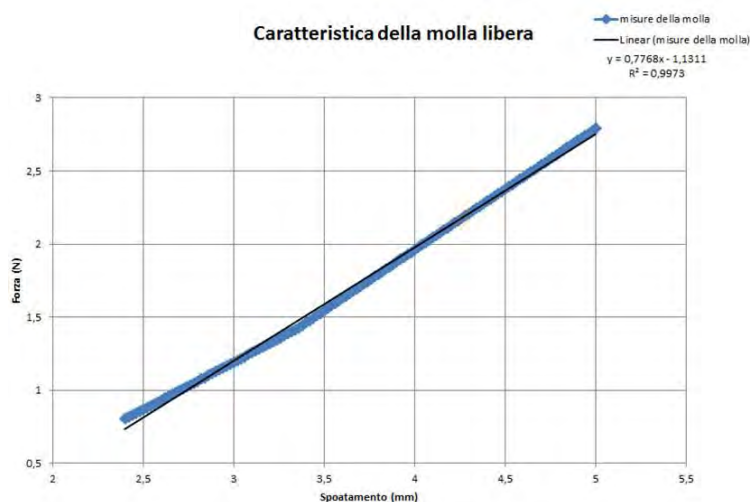


Figura 4.14: Curva caratteristica della molla [App. B8];

Come si è detto, questa è la caratteristica della molla libera, ma una volta posta all'interno del complesso dell'attuatore, il comportamento si modifica a causa dei fenomeni che si manifestano quanto è sollecitato il nucleo mobile a muoversi. In particolare, si vede come si presenti una forza minima da superare per innescare il movimento che la molla libera non esprimeva.

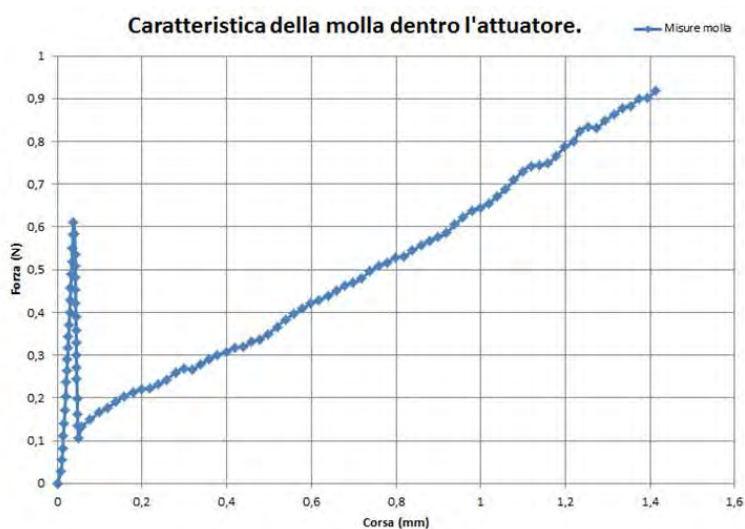


Figura 4.15: Curva caratteristica della molla all'interno dell'attuatore [App. B9];

Nel caso della forza di minima da applicare, questa è legata alla forza esercitata dalla molla pre-compressa e rappresenta la forza minima che deve esercitare la bobina per consentire il flusso. Come si è visto, a questa forza legata alla precompressione, bisogna aggiungere la forza di stacco appena mostrata, legata a caratteristiche che esulano dalle ipotesi di funzionamento iniziale. In un certo senso si possono considerare come forze parassite che devono esser vinte per consentire il flusso di gas.

Ciò rappresenta il primo punto critico: se la forza iniziale totale è maggiore di quella che può erogare l'elettromagnete, l'attuatore non sarà in grado di aprirsi. Da una semplice prova con l'attuatore completamente montato, e quindi con la molla già compressa parzialmente, collegato ad un alimentatore, si trova che per una corrente di circa 500 mA l'attuatore si muove, ma si è scoperto anche che l'assorbimento della bobina per aprire è intorno ai 12W, una quantità eccessiva di potenza assorbita che rischia di compromettere l'integrità stessa della bobina. Questa è stata una rapida prova qualitativa per rendersi conto se la bobina funzionava e di qual era il livello minimo di corrente e tensione per avere l'apertura.

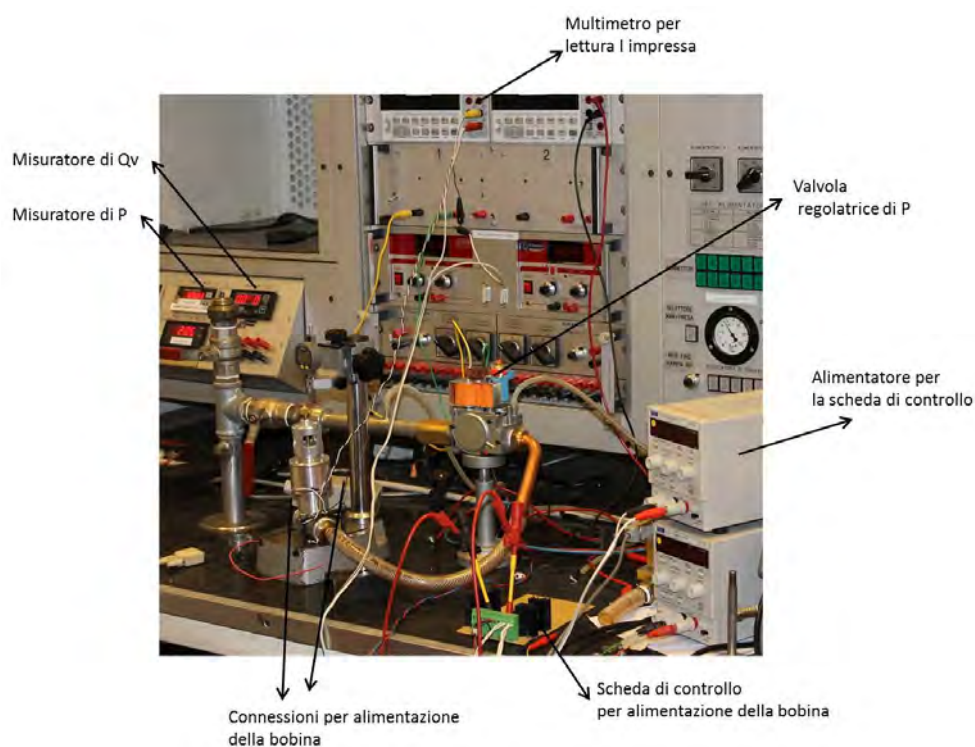
Per effettuare la prova di funzionamento in condizioni realistiche la situazione è più complicata, in quanto sono molteplici le connessioni da garantire. Ad esempio, il collegamento tra i fili della bobina e l'alimentazione non è stata così semplice, in quanto il filo scelto il primo prototipo ha un diametro di 0,19 mm; ciò rende estremamente facile la rottura del filo stesso nel punto di collegamento, sia nel caso di collegamenti fisici tramite saldatura, sia attraverso collegamenti volanti. A tutto ciò si aggiunge il rischio di rottura appena accennato.

Un primo rudimentale test è stato eseguito attraverso la regolazione manuale della corrente di alimentazione, ma la presenza di impuntamenti ha reso non completabile la misura. Il test successivo ha visto l'aggiunta di una scheda elettronica di comando, gestita attraverso il PC, per sfruttare un'alimentazione PWM. Questa alimentazione non è tipo continuo, piuttosto lavora attraverso impulsi con frequenza impostata. L'invio di segnali attraverso impulsi temporizzati permette di ridurre drasticamente la potenza dissipata dall'utilizzatore e dal sistema di controllo, facilitando la gestione del sistema nel suo complesso e riducendo i rischi di surriscaldamenti eccessivi.

A questo sistema si è aggiunto un retro-controllo nel programma di gestione della scheda elettronica su un valore di riferimento della portata: ciò serve per verificare la capacità del sistema di erogare la corrente necessaria affinché la valvola consenta un flusso determinato di gas. La strumentazione quindi ha visto l'ingresso della scheda elettronica, di un alimentatore ad essa dedicato e di un multimetro per la lettura della corrente che circolava in essa.

A tutto ciò si deve aggiungere il sistema di collegamenti di tutti gli strumenti, aggiungendo un ulteriore grado di complessità organizzativa.

Di seguito si riporta una foto della strumentazione nel complesso, indicando esternamente i vari componenti.



**Figura 4.16: Strumentazione per alimentazione bobina e misure di portata;**

Rispetto ai test effettuati per via meccanica, una delle sicure differenze che bisogna tener conto è la presenza di impuntamenti nel movimento del nucleo mobile, soprattutto nella fase iniziale; in effetti il tentativo di realizzare la stessa curva costruita con l'azionamento meccanico, attraverso l'alimentazione elettrica, cioè la costruzione del grafico completo della portata in funzione della corrente applicata, non ha potuto essere fatto.

Si è potuto realizzare un'unica prova e limitatamente alle piccole portate, perché la presenza di questi ostacoli al movimento ha comportato una forte aumento della corrente applicata, con il conseguente forte aumento della potenza dissipata, comportando il rischio di bruciare la bobina e quindi dover ricostruire l'apparecchiatura.

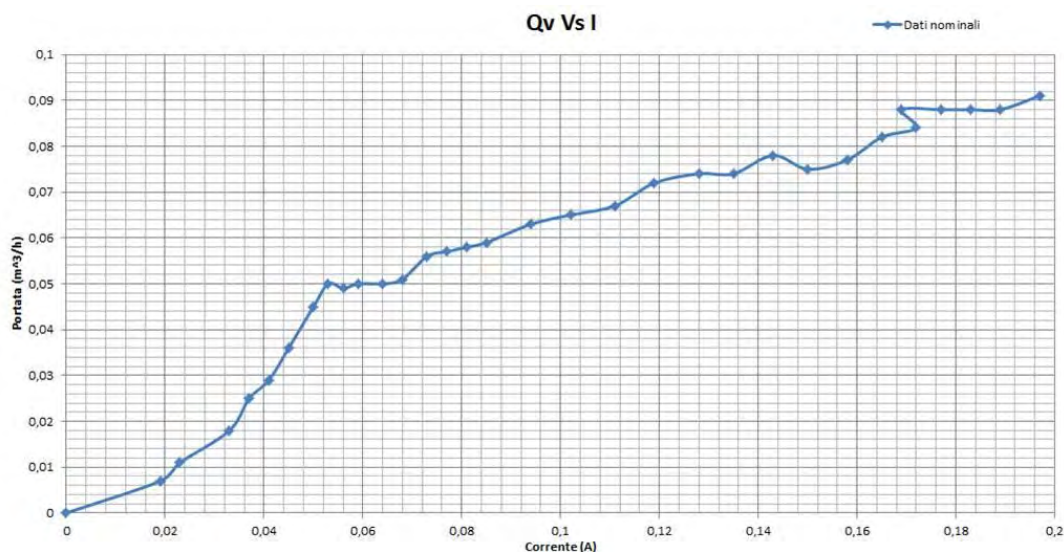


Figura 4.17 : Grafico della portata in funzione della corrente nominale erogata alla bobina [App. B10];

Si nota comunque come l'andamento sia tendenzialmente lineare ma affetto da gravi difficoltà di spostamento. Ciò non si riscontrava attraverso l'azione della vite per due motivi: il primo è legata al sistema di applicazione della forza: ciò avveniva lungo l'asse baricentrico del nucleo mobile, e quindi si limitavano gli spostamenti non paralleli all'asse; in secondo luogo l'azione era dovuta ad una forza esterna molto superiore a quella realizzata dagli attriti interni che quindi non venivano neppure percepiti. Oltre a questi problemi, come ultima sottolineatura, bisogna considerare la corrente di stacco: il grafico è descritto in funzione della corrente nominale, ma la corrente di stacco è di 0,22 A

## 4.6 – Simulazione sul modello

La presenza di un prototipo ha permesso di poter realizzare le prove sopradescritte in modo da avere un'idea complessiva di come l'oggetto nel suo insieme funziona. Un'altra strada che si può perseguire per ottenere altre informazioni è quella di realizzare modelli 3D e realizzare con questi delle simulazioni numeriche. Per questo genere di prove si è fatto ricorso al programma Ansys<sup>®</sup>(R15.0, AnsysInc, Canonsburg, USA) [27]: questo, dal modello fisico e impostando le condizioni a contorno e di ingresso, restituisce una simulazione del comportamento tanto più fine quando meglio è impostata la mesh, cioè il numero di sotto volumi in cui viene suddiviso il corpo e all'interno dei quali le funzioni che descrivono il fenomeno vengono calcolate.

Se nel caso in esame, seguire le due strade può servire per verificare la reciprocità di correttezza, nel caso di successivi passi, come nuovi prototipi, sfruttare le simulazioni permette di individuare prima eventuali problemi, e dà già un'idea di cosa ci si deve aspettare dai risultati sperimentali. Chiaramente devono comunque essere accompagnate da test reali sui prototipi, ma possono permettere di studiare eventuali modifiche senza realizzare ogni volta un prototipo, riducendo quindi sia i costi sia i tempi.

#### 4.6.1 – Simulazione fluidodinamica

La prima simulazione effettuata è stata indirizzata allo studio del flusso fluidodinamico. Lo scopo era verificare la compatibilità tra i valori di portata libera calcolati al computer e quelli che si ottengono realmente al variare della portata in ingresso.

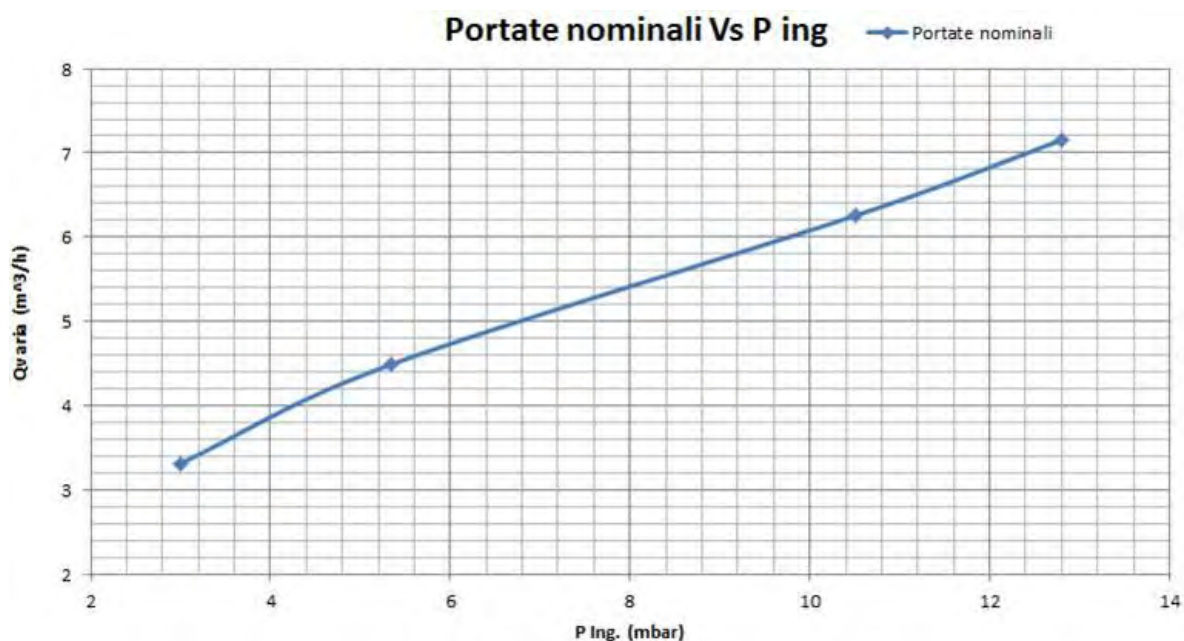


Figura 4.18: Andamento della portata in funzione della pressione d'ingresso [App. B11];

Il modello fisico che va costruito abbisogna di alcune caratteristiche per risultare da un lato il più vicino possibile alla realtà costruttiva, dall'altra deve vedere eliminate tutte le informazioni superflue che possono comportare errore interpretativi da parte del programma. Ad esempio, la presenza del vuoto all'interno del nucleo mobile che rappresenta la sede della molla e che quindi realmente esiste, per la simulazione è un volume vuoto che però non è attraversato da gas, quindi può essere omesso. La simulazione poi richiederebbe anche che

entrata e uscita del corpo valvola siano molto più estese di quanto non lo siano nella realtà, in quanto è necessario rendere omogeneo il gas in entrata e in uscita.

Per ottenere però una maggior correlazione tra i dati sperimentali e quelli derivanti dalle simulazioni, si è ricostruito il modello rendendolo il più attinente possibile alla situazione reale. Ciò ha voluto dire modificare l'entrata, sostituendo alla connessione ideale costituita da una lunga tubazione dove non ci sono perdite di carico se non dovute alla lunghezza stessa, la connessione reale, dove esistono almeno due gomiti nella tratta che separa la valvola in esame dal regolatore di pressione. Altra modifica ha riguardato l'uscita, in quando l'aria fuoriesce direttamente all'aperto appena supera l'attuatore.

I risultati ottenuti con queste modifiche sono stati avvalorati dalle prove sperimentali e, viceversa, hanno dato informazioni sul il probabile sistema fluidodinamico che si genera all'interno del corpo valvola.

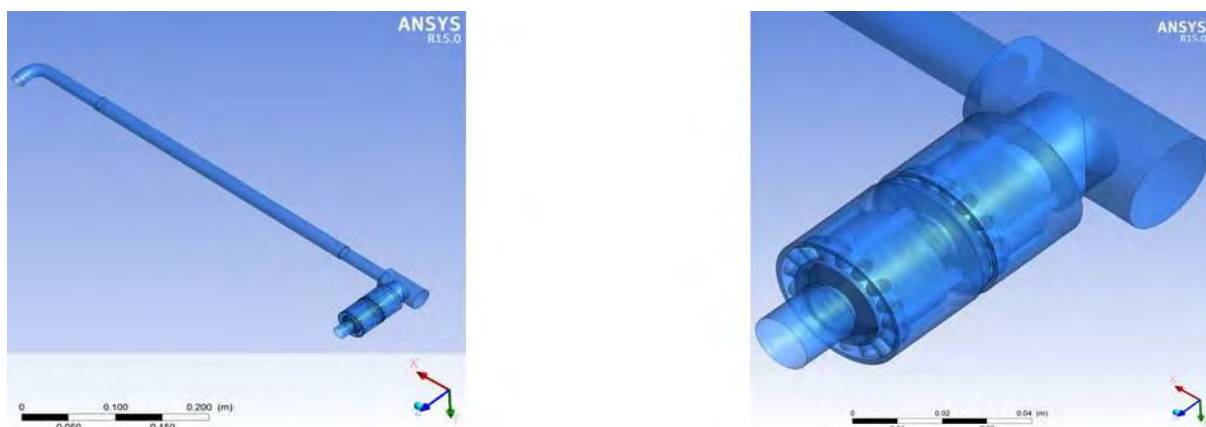


Figura 4.19: Vista d'insieme del modello per le simulazioni (sx) e particolare della valvola con attuatori all'interno (dx) [27];

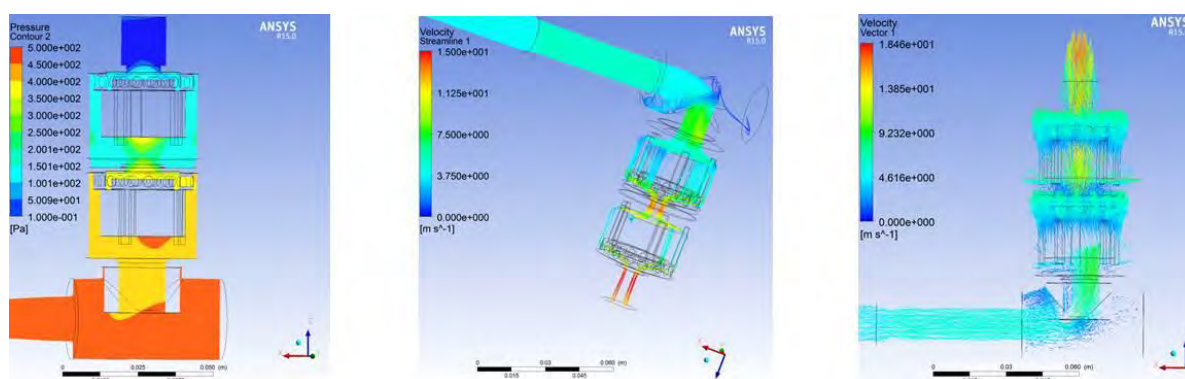


Figura 4.20: Esiti simulazioni: andamento della Pressione (sx), velocità dei flussi (centro), vettori della velocità (dx) [27];

I risultati della simulazione e della prova sperimentale sono simili, come riportato nella tabella seguente. La differenza che c'è nei valori di pressione d'ingresso è legata al fatto che, nel caso reale, per aver con buona approssimazione la pressione richiesta all'ingresso della valvola, bisogna sovradimensionare la pressione in uscita dal regolatore. Questo perché, non essendo coincidenti l'uscita dal regolatore di pressione e l'entrata della valvola, ci sono delle perdite di carico nel tratto di tubo che li separa.

**Tabella 4.1: Confronto dati simulazione e prove sperimentali;**

	<b>Pressione ingresso (mbar)</b>	<b>Portata in uscita (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Temperatura di prova (°C)</b>
<b>Risultato Simulazione</b>	5	4,48	25
<b>Risultato Sperimentale</b>	5,35	4,49	20

#### 4.6.2 – Simulazione strutturale

Un altro genere di simulazione che ha senso fare è riferibile alla resistenza meccanica del corpo valvola nel suo complesso. In questo caso è ancor più utili sfruttare il simulatore poiché si rischierebbe di deformare, se non addirittura rompere, il prototipo presente. Il test si basa chiaramente su parametri normativi cui si deve sottostare. Il corpo valvola deve essere in grado di resistere a determinati carichi di torsione e flessione dipendenti dal diametro nominale degli attacchi esterni. Questi valori si differenziano in due classi, in funzione della presenza o meno di strutture di supporto alla valvola. La normativa prevede che rientrino nel “Gruppo 1” valvole che abbiano dei sostegni attraverso i quali può essere scaricato almeno parzialmente lo sforzo impresso, mentre le valvole del “Gruppo 2” sono lasciate senza supporti a contorno, e quindi devono essere esse stesse in grado di sopportare le azione esterne [5].

Le due categorie hanno livelli di carichi a cui sottostare diversi, e sono riportati di seguito direttamente dalla normativa.

Tabella 4.2: momenti flettenti e torcenti normati per valvole; [5]

Nominal size DN <sup>1)</sup>	Torque N·m	Bending moment N·m		
		Group 1 and 2	Group 1	
		10 s	10 s	900 s
6	15	15	7	25
8	20	20	10	35
10	35	35	20	70
15	50	70	40	105
20	85	90	50	225
25	125	160	80	340
32	160	260	130	475
40	200	350	175	610
50	250 <sup>2)</sup>	520	260	1 100
65	325 <sup>2)</sup>	630	315	1 600
80	400 <sup>2)</sup>	780	390	2 400
100	—	950	475	5 000
125	—	1 000	500	6 000
≥ 150	—	1 100	550	7 600

1) Equivalent connection sizes are given in Table 1.  
2) Not applicable for valves with flanges

Nel nostro caso si rientra nel campo del DN 25 mm, come si vede dalla tabella di seguito riportata sempre estratta dalla normativa.

Tabella 4.3: Tabella per la determinazione del DN dal diametro esterno della connessione; [5]

Nominal size	Designation of threads to ISO 7-1:1994 or to ISO 228-1:2000	Nominal size of flanges to ISO 7005	Outside diameter range for tubes for compression fittings
DN	Inches	mm	mm
6	$\frac{1}{8}$	6	2 ≤ 5
8	$\frac{1}{4}$	8	6 ≤ 8
10	$\frac{3}{8}$	10	10 ≤ 12
15	$\frac{1}{2}$	15	14 ≤ 16
20	$\frac{3}{4}$	20	18 ≤ 22
25	1	25	25 ≤ 28
32	1 $\frac{1}{4}$	32	30 ≤ 32
40	1 $\frac{1}{2}$	40	35 ≤ 40
50	2	50	42 ≤ 50
65	2 $\frac{1}{2}$	65	—
80	3	80	—
100	4	100	—
125	5	125	—
150	6	150	—

In realtà però le simulazioni sono state fatte con i valori che si riferiscono al DN 32 in modo da coprire un maggior numero di possibili forme del corpo valvola finale. In effetti, la struttura che in questo momento è usata non è obbligatoriamente la forma definitiva.

La simulazione chiaramente ha richiesto sia l'introduzione dei valori di riferimento della normativa per le azioni applicate alla struttura, sia le caratteristiche meccaniche dei materiali soggetti degli sforzi. Altro parametro riguarda la mesh, cioè la dimensione dei sotto volumi, dove il programma calcola il valore delle funzioni risolutive. Le immagini che seguono mostrano il modello in tutte le sue parti nel complesso, e la struttura delle mesh in cui è stato suddiviso.

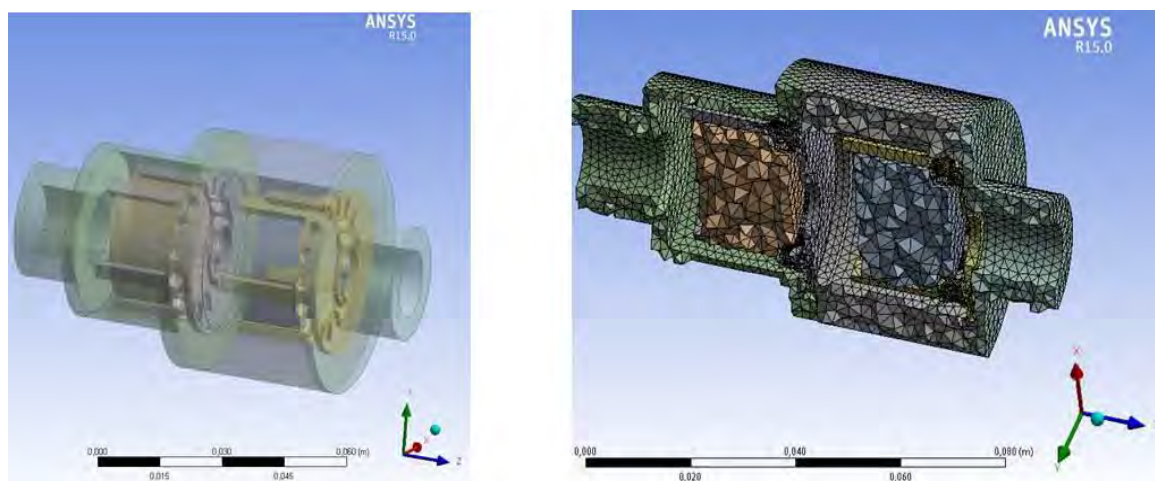


Figura 4.21: Struttura tridimensionale del modello (sx) e distribuzione della mesh (dx) [27];

I risultati della simulazione mostrano come la struttura della valvola, nella forma attuale, resiste allo sforzo torcente, mentre a flessione, considerando il caso più gravoso del “Gruppo 2”, manifesta una deformazione permanente conseguente ad alti livelli di sforzo, specialmente nell'estremità d'uscita. Significa che così com'è pensata non può sopportare queste sollecitazioni, quindi non supera questo criterio di sicurezza.

Tabella 4.4: Risultati prima simulazione strutturale;

	Carico (MPa)	Sforzo max (MPa)	Snervamento S11 (MPa) [31]	Def. massima (mm)	Area sforzo massimo
Test flessione	475	979	300	1,55	Ingresso gas
Test torsione	160	163		0,09 mm	Uscita gas

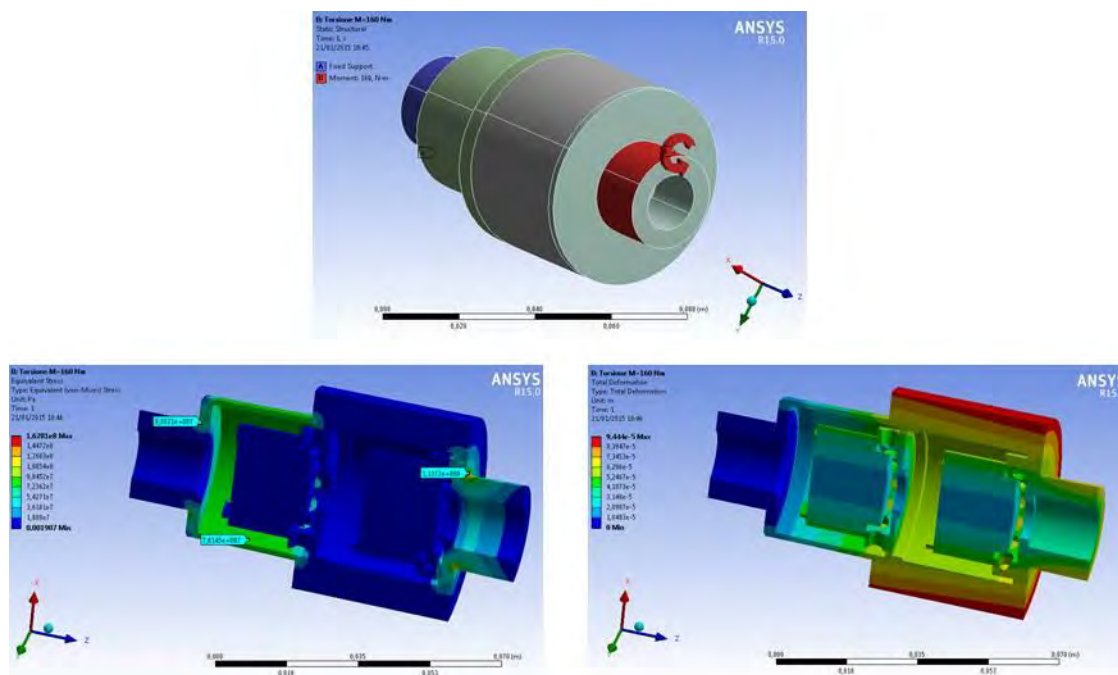


Figura 4.22: Simulazione di torsione:

in alto il sistema con applicato il momento torcente, punti più critici (sx), a destra diagramma delle tensioni [27];

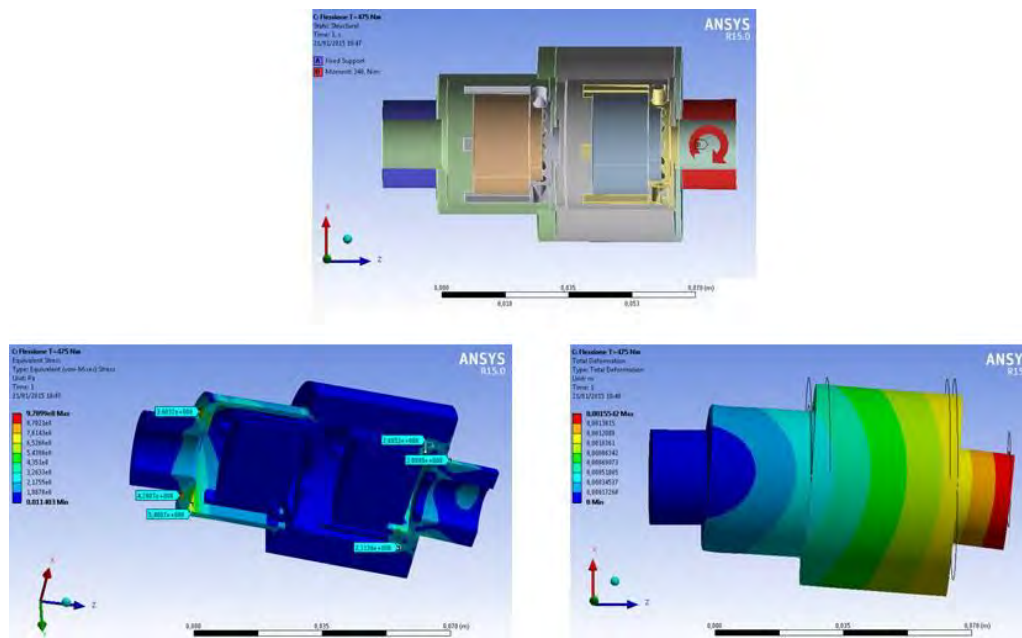


Figura 4.23: Simulazione di flessione: in alto il sistema con applicato il momento flettente, punti più critici (sx), a destra diagramma delle deformazione [27];

Il dimensionamento e lo studio della carcassa della valvola non rientrano nell'ambito di questo lavoro, ma da questa simulazione si possono prendere velocemente spunti per migliorare il design. Ad esempio, una prima cosa che è evidente è la mancanza di smussi e raccordi nei punti di cambio della sezione. Questa è un'ipotesi geometrica sicuramente peggiorativa della condizione di lavoro, che può essere facilmente migliorata introducendo dei raccordi. Un'altra considerazione che può essere fatta per migliorare la struttura è riferibile allo spessore delle sezione che devono sopportare lo sforzo. In particolare, la sezione della valvola che rappresenta l'ingresso, mostra aree resistenti abbastanza assottigliate. Questo è un problema relativo, giacché basta semplicemente modificare i diametri esterni per ottenere aree maggiori e non variare l'area di passaggio del fluido, cioè senza dover esser costretti a rivedere le simulazioni fluidodinamiche già fatte in precedenza.

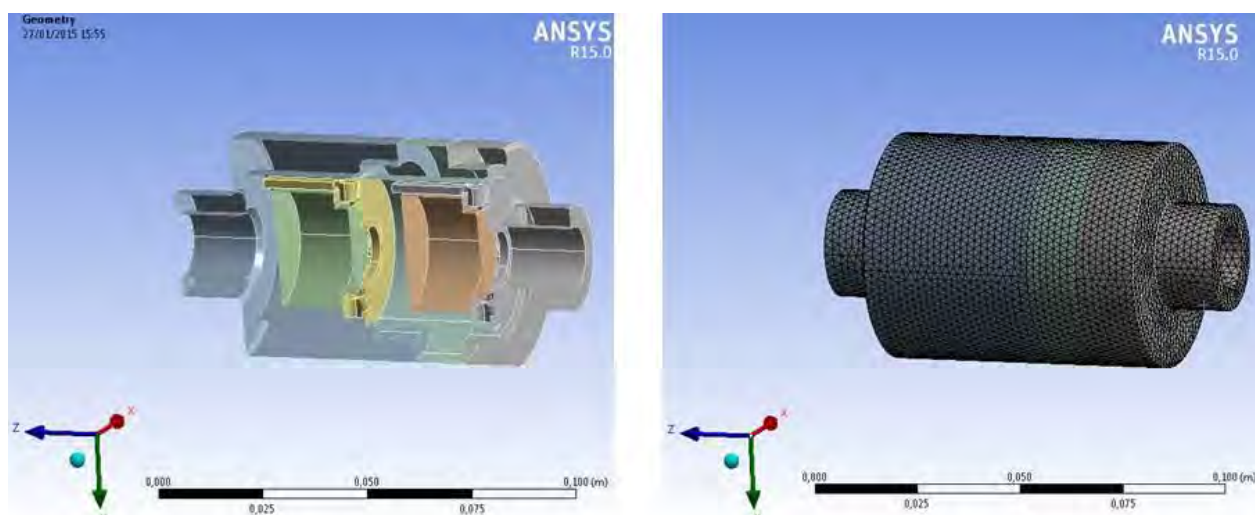


Figura 4.24: Sezione nuova struttura della valvola e nuova mesh corrispondente [27];

La versione nuova presenta dei raccordi nei punti di cambio diametro, così come in generale gli spessori della carcassa sono aumentati.

La prova di torsione non è stata rifatta, perché la prima versione, con i punti di debolezza evidenziati, l'aveva superata. Ha senso verificare invece se e come le ottimizzazioni introdotte hanno comportato un miglioramento delle prestazioni a flessione. Oltre alle modifiche, si è pensato anche di scendere come livello di carico a quello relativo alla classe di diametro reale della valvola, il DN 25.

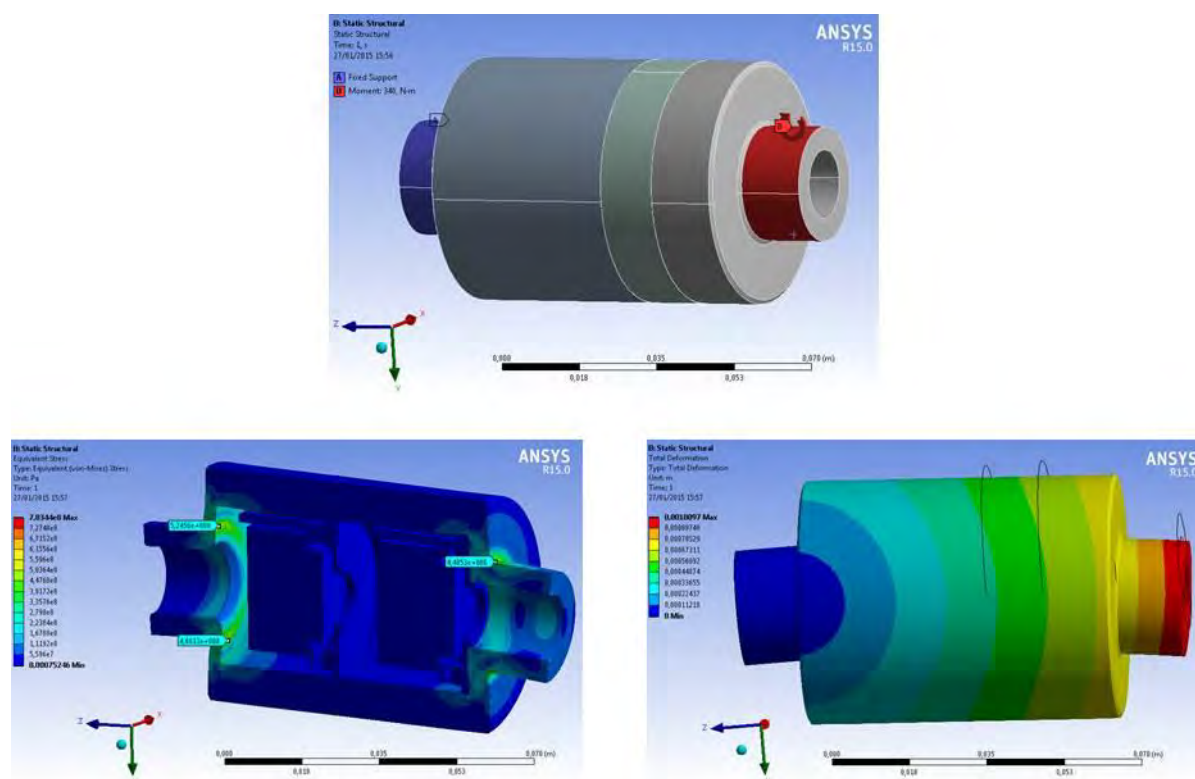


Figura 4.25: Simulazione di flessione con la struttura nuova: in alto il sistema con applicato il momento flettente, i picchi di maggior carico (sx), lo schema delle deformazione (dx) [27];

	Carico (MPa)	Sforzo max (MPa)	Snervamento S11 (MPa) [31]	Def. massima (mm)	Area sforzo massimo
Test flessione	340	783	300	1	Ingresso gas

Le modifiche vanno nella direzione giusta, abbassando il livello generale di tensioni e deformazioni, ma, soprattutto la sezione di ingresso cioè l'imbocco di sinistra, ha ancora degli spessori troppo ridotti. Per arrivare ad una struttura che sopporti questo tipo di sollecitazione bisognerà aumentare ancora gli spessori della carcassa, aumentando il volume esterno per non inficiare il flusso di gas all'interno.

Da questo punto di vista non si procederà con altre prove giacché non rientra espressamente nel lavoro di tesi la configurazione esterna della valvola; aver fatto queste due simulazioni è servito come esempio di quali siano le potenzialità di uno strumento del genere. Produrre le evoluzioni dei modelli e operare delle simulazioni numeriche consentono di risparmiare tempo e materiali nel costruire prototipi che magari poi non superano i test. Quando si ottiene

una geometria che soddisfa i requisiti nelle simulazioni, si può passare alla realizzazione l'oggetto. Questo vale per la valvola in questione, come per oggetti anche molto più complessi, dove l'incidenza di tempo e materiale è ancora maggiore.

#### 4.6.3 – Simulazione termica

Una terza simulazione che è utile fare riguarda il comportamento termico della valvola. Essendo immersa nel flusso di gas e dato che la bobina si riscalda in esercizio, va evitato che raggiunga una temperatura che possa da un lato portare alla combustione o addirittura esplosione del gas, dall'altro che possa bruciarsi la bobina. Per realizzare questa simulazione è necessario considerare anche il comportamento fluidodinamico già studiato. In effetti, è il flusso stesso di gas che rappresenta il sistema di raffreddamento dell'attuatore e della bobina. La simulazione deve considerare oltre al flusso assiale del gas, anche quello termico radiale e assiale. Se il sistema è efficiente, lo scambio termico con l'esterno consente di mantenere la bobina ad una temperatura di lavoro più bassa, riducendo quindi il riscaldamento del gas da un lato e riducendo la potenza stessa dissipata dalla bobina in quanto si riduce la resistenza espressa dal rame, che cresce con l'aumentare della temperatura. In questo caso il modello fisico deve essere integrato da altre informazioni. Innanzitutto vanno definiti tutti i materiali presenti, perché è necessario che la conducibilità termica sia il più esatta possibile per avere una risposta più prossima alla realtà. A ciò vanno aggiunti altri parametri a contorno come la temperatura dell'ambiente attorno alla valvola, e le condizioni di ingresso del gas, come portata o pressione e temperatura.

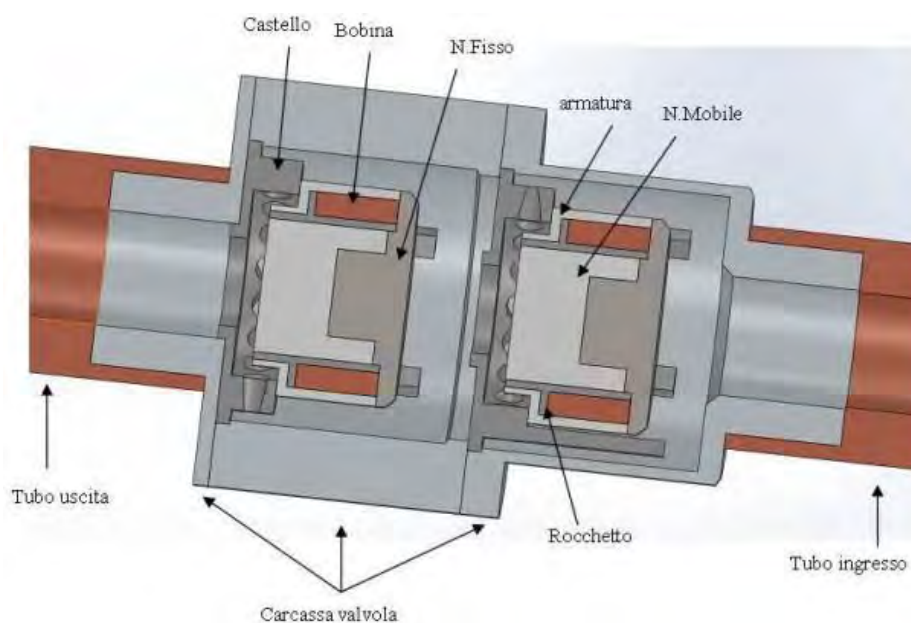


Figura 4.26: Sezione della valvola con evidenziati i componenti;

Tabella 4.6: Riassunto dei componenti e materiali relativi;

Componente	Materiale
Tubo ingresso e uscita	Rame
Bobina	Rame
Carcassa valvola	Alluminio
Rocchetto	PA6 generico
Castello esterno	PBT generico
Armatura e nucleo mobile	AISI 1010
Nucleo fisso	AISI 430

I parametri a contorno invece riguardano le condizioni termiche e del flusso di gas, e sono riassunte di seguito.

Tabella 4.7: Condizioni di prova;

Temperatura ingresso gas	17 °C (290 K)
Temperatura ambiente caldaia	60° C (333.15 K)
Temperatura massima rame in esercizio	90° C (363.15 K)
Pressione in ingresso	20 mbar (2000 Pa)
Pressione in uscita	Ambiente
Tipologia gas e densità	Metano – 0,555 kg / m <sup>3</sup>

La prova fatta in questo modo non corrisponde fedelmente alla realtà, ma è una condizione peggiorativa: quando la valvola è massa in funzione, il gas comincia a fluire e fin da subito questo raffredda il complesso dell'attuatore, quindi le bobine sono costantemente raffreddate. La situazione che si va a simulare invece è quella di una bobina al massimo del consumo e alla temperatura massima, che solo a questo punto è investita dal flusso di gas. Serve comunque per vedere cosa succede al gas, cioè essenzialmente a che temperatura esce. Inoltre questa simulazione fornisce informazioni anche sul generale campo termico dei vari componenti, evidenziando magari altre sezioni che raggiungono temperature elevate o zone in cui il flusso di gas non è tale da garantire un buon livello di raffreddamento.

In questo caso, visto che questa simulazione ha uno scopo qualitativo e non andrà confrontata con dati sperimentali, non è necessario né utilizzare il sistema entro cui il modello è stato studiato per l'analisi fluidodinamica, né utilizzare la versione con la carcassa derivante dalle analisi strutturali. Quello che è necessario invece è utilizzare un sistema di entrata e uscita tale che permetta di avere flussi di gas esenti da fenomeni turbolenti. Di seguito sono riportate le immagini del modello utilizzato, e della sezione del corpo valvola, dove è evidenziata la suddivisione ottenuta tramite la mesh.

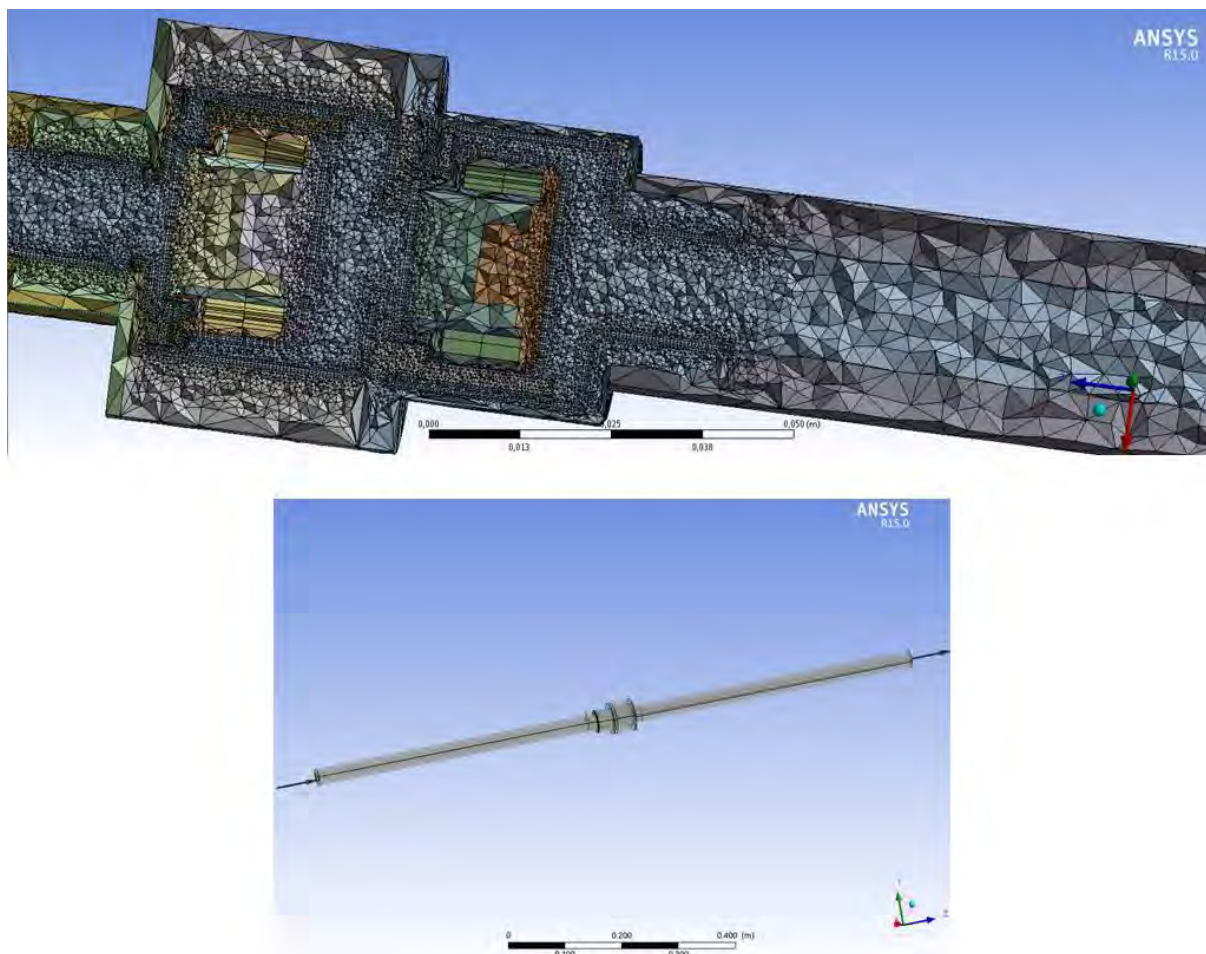


Figura 4.27: Sopra, sezione corpo valvola con mesh per la simulazione; sotto, modello 3D completo [27];

Una precisazione che si può fare sfruttando l'immagine della sezione della valvola con evidenziata la mesh, riguarda le differenze nelle dimensioni dei triangoli. Questi rappresentano le sotto – aree dove il programma calcola le funzioni che descrivono le varie caratteristiche richieste, che siano termiche, di pressione o altro. In zone in cui la geometria è semplice e regolare, come possono essere le sezioni dei tubi di ingresso e uscita, la suddivisione è relativamente grossolana, mentre nelle zone in cui ci sono cambi di geometrie e in generale, dove ci sono più variazioni di struttura e comportamento, il programma stesso affina la mesh. Ciò permette poi al programma di ottenere risultati più prossimi alla realtà. In aggiunta a questo sistema automatico, è possibile, a mesh eseguita, affinarla ulteriormente se si cercano risposte più precise in determinate sezioni del corpo.

I risultati di questa simulazione possono essere visti sia come andamento nel volume del modello, sia si può avere una mappa termica trasversale dell'attuatore, così da ottenere informazioni su tutto l'intorno del modulatore in funzione, come mostrano le prossime immagini.

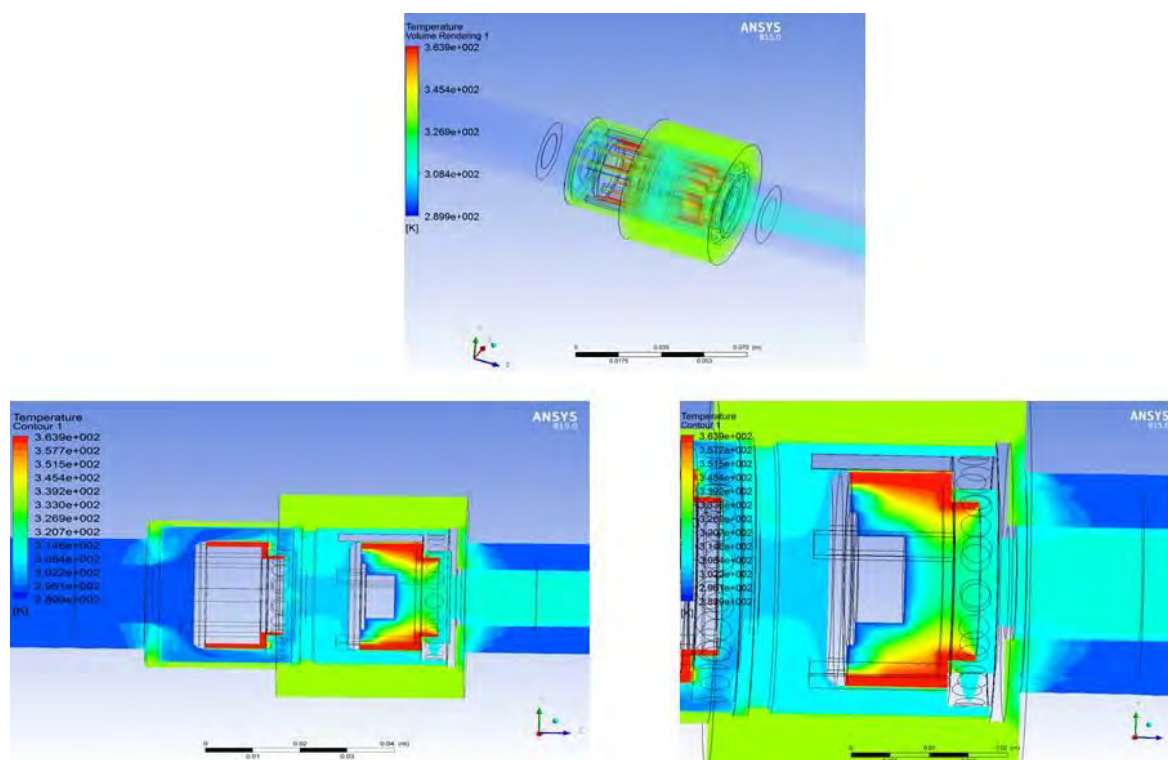


Figura 4.28: Sopra, andamento termico nel volume del modello; sotto a sinistra, sezione della valvola con andamento radiale della temperatura; sotto a destra, zoom della sezione attorno all'attuatore in funzione; [27]

Da questa prova, si vede come, nel caso in cui la valvola sia portata nella condizione di avere la bobina sempre attivata e che raggiunga i  $90^{\circ}\text{C}$ , il gas subisca uno sbalzo termico di circa  $30^{\circ}\text{C}$ ; è chiaro che questa situazione non può ripresentarsi in esercizio, com'è chiaro che il gas difficilmente raggiungerà questa temperatura d'uscita. In effetti, se si considera che fin dalla prima apertura il gas cominci a scorrere e quindi a raffreddare la bobina, è difficili immaginare che, nonostante il raffreddamento, l'avvolgimento raggiunga la temperatura massima. Tanto più che al crescere del gap termico tra attuatore e gas, la velocità di scambio termico aumenta, visto che è proprio questa differenza il motore principale del trasferimento.

Oltre a quanto fatto con la simulazione, si può anche impostare un calcolo di massima per avere un'idea della potenza che può essere assorbita dal fluido. Se questa è maggiore di 8 W, che il valore di potenza massimo che può essere raggiunto dalla bobina stando ai limiti posti

inizialmente, allora significa che la bobina non arriverà mai alla temperatura massima perché il sistema di raffreddamento la manterrà sempre ad un livello termico inferiore.

Il calcolo può essere impostato considerando la minima portata massima erogabile, cioè la portata massima che esce dalla valvola quando è usato il gas a maggior potere calorifero. Oltre alla portata, è necessario conoscere il calore specifico di questo gas. Così facendo si può ricavare la potenza scambiata per grado di gap termico tra bobina e gas.

Tabella 4.8: Proprietà del gas;

Grandezza	Valore
Portata volumetrica, $Q_v$ (m <sup>3</sup> /h)	5
Densità CH <sub>4</sub> , $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,555
Calore specifico CH <sub>4</sub> , $C_p$ (J/mol*K) [32]	35,844
Massa molare CH <sub>4</sub> , $MM$ (kg/mol)	0,016

$$P_{\text{assorbita}} (\Delta T) = \frac{Q_v * \rho * C_p}{3600} * \frac{1}{MM} \quad , \quad \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{\text{J}}{\text{K} * \text{mol}} * \frac{\text{mol}}{\text{kg}} \frac{\text{h}}{\text{s}} = \frac{\text{J}}{\text{s} * \text{K}} = \frac{\text{W}}{\text{K}} \right] \quad (4.6)$$

$$P_{\text{assorbita}} (\Delta T) = \frac{5 * 0,555 * 35,844}{3600} * \frac{1}{0,016} = 1,72 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (4.7)$$

Da questo calcolo di massima si intuisce come il rischio di raggiungere alte temperature sia abbastanza lontano. Ciò consente quindi di immaginare un utilizzo in un campo termico abbastanza costante, con una temperatura massima nell'intorno di quella dell'ambiente, e quindi una resistenza tendenzialmente costante. Un'ulteriore conseguenza è riferibile al consumo in esercizio: se la temperatura non aumenta, e quindi anche la resistenza resta più o meno costante, anche la potenza assorbita durante il funzionamento non raggiungerà valori elevati permettendo un risparmio sui costi di gestione.

## Capitolo 5:

### Realizzazione dei prototipi con geometria ottimizzata e prove sperimentali

In questo capitolo inizialmente saranno descritti i successivi modelli raggiunti tramite le simulazioni. Questi modelli risponderanno nella loro evoluzione a successive introduzioni di dati sperimentali, come il  $Cd$ , e di necessità costruttive. Ciò permetterà di avere un quadro del progresso del dimensionamento in funzione delle richieste aggiuntive o sostitutive che sono state introdotte.

Nella seconda parte saranno affrontati invece i test e i risultati derivanti da questi sul nuovo prototipo.

#### 5.1 - Descrizione dell'evoluzione della geometria per il nuovo prototipo

La realizzazione del nuovo prototipo passa anche per l'affinamento del modello realizzato per via numerica utilizzando Matlab<sup>®</sup>. Ciò significa utilizzare nuovamente il programma scritto, modificando il  $Cd$ , sostituendo quello inserito arbitrariamente all'inizio, con il  $Cd$  medio ottenuto dai dati sperimentali.

Il cambio agisce sull'area e sulla corsa necessaria al passaggio del gas e sul diametro dell'otturatore; in altri termini, questo coefficiente influisce in via diretta o indiretta su tutta la geometria del modulatore. Ciò chiaramente conduce a modifiche nel modello, che poi dovranno essere contornate dalle variazioni utili per riequilibrare gli effetti magnetici.

Tabella 5.1: Confronto dei  $Cd$ ;

Cd iniziale	0,611
Cd medio	0,775

Il coefficiente di efflusso medio è stato ricavato calcolando la media dei  $Cd$  puntuali ottenuti dalla prova a banco realizzata sul prototipo esistente. La media non ha preso in considerazione tutto il campo dei valori ricavati, ma ha tralasciato quelli riguardanti i primi tre centesimi di millimetro, perché la zona iniziale è caratterizzata da un andamento abbastanza nervoso.

Questa semplificazione si è ritenuta accettabile dato che comunque il calcolo tiene conto del 95% della curva.

Giunti a questo punto, è sensato fare un confronto tra quello che è il modello derivante dalle simulazioni iniziali e quello che scaturisce dalla modifica del coefficiente di efflusso dopo i test svolti. Ciò può servire per determinare quali sono state le modifiche derivate dal ricalco e quali sono state le conseguenze.

### *5.1.1 – Riassunto della geometria e delle caratteristiche del primo modello simulato*

Il modello iniziale mostrava un diametro critico dell'otturatore di 10 mm conseguente al confronto tra l'area minima richiesta per il passaggio della portata e l'area dell'otturatore. Sotto a questo valore l'area critica risultava essere quella dell'otturatore in quanto minore all'area derivante dal calcolo. In realtà è stato considerato un diametro di 11mm, in modo da poter ridurre la corsa necessaria a garantire la portata richiesta. A questo diametro corrispondeva una corsa necessaria del nucleo mobile di circa 2,1 mm, che nel modello è stata sovrastimata a 2,4 mm, così da ridurre i rischi di arrivare a traferro nullo quando l'apertura è totale. Chiaramente al diametro dell'otturatore, è legata tutta la geometria dell'attuatore per com'è costruito.

Di seguito è riportata una tabella con il riassunto dei dati numerici principali e il disegno dell'attuatore in sezione con le dimensioni di massimo ingombro.

**Tabella 5.2: Principali dimensioni dell'attuatore [10];**

<b>Dimensione geometrica</b>	<b>Valore (mm)</b>
Diametro otturatore	11
Diametro interno nucleo mobile	11
Diametro esterno nucleo mobile	14
Corsa massima del nucleo mobile	2,4
Altezza totale dell'attuatore	20,1
Diametro totale dell'attuatore	24,4

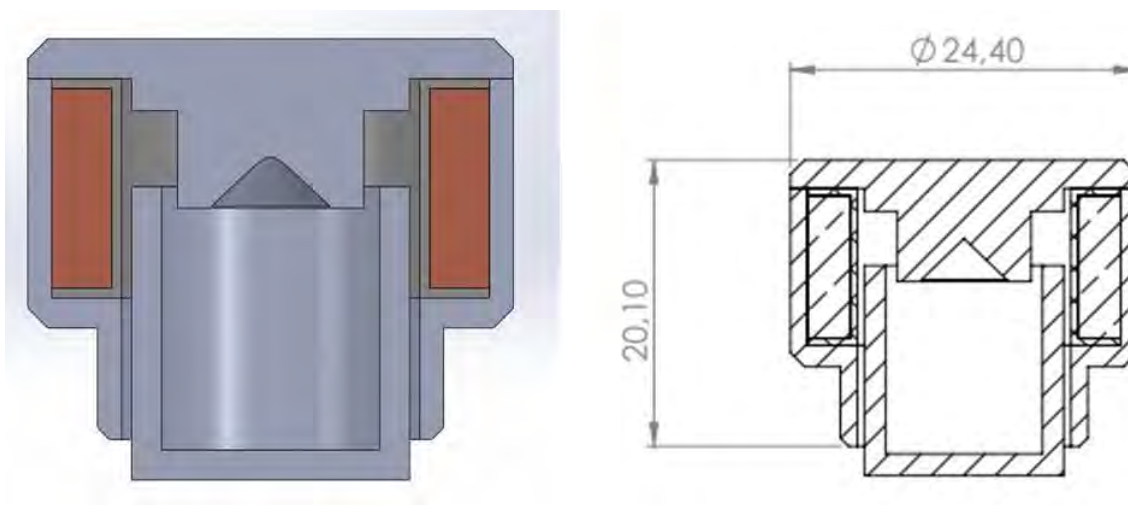


Figura 5.1: A sinistra sezione modello 3D, a destra quella con gli ingombri;

Oltre alle dimensioni geometriche, per realizzare il prototipo bisogna anche costruire le bobine necessarie. Queste hanno numero di spire e diametro del filo determinati in funzione della potenza massima assorbibile. Nella condizione iniziale di una corrente massima 1 A, le caratteristiche della bobina sono riassunte qui di seguito.

Tabella 5.3: Caratteristiche della bobina[10];

Numero di spire dell'avvolgimento (spire)	346,4
Diametro del filo (mm)	0,265
Potenza dissipata (W)	8
Coefficiente di riempimento	0,8

Le ultime caratteristiche determinate nel modello numerico si riferiscono alla molla da utilizzare nel modulatore proporzionale e in quello digitale. Come si è già detto, la diversa rigidità di queste molle è la chiave per il diverso comportamento dei due modulatori. Dalla rigidità, dallo spazio dedicato alla molla, dalla forza di chiusura che deve produrre e dal materiale usato, si ricava il numero delle spire che la molla deve avere e il diametro interno dell'avvolgimento. Tutte queste caratteristiche sono raggruppate nella tabella che segue.

Tabella 5.4: Caratteristiche delle molle [10];

	Molla proporzionale	Molla digitale
Rigidezza (N/m)	499,07	(284,6) → 250
Diametro interno dell'avvolgimento (mm)	8,6	8,6
Diametro esterno dell'avvolgimento (mm)	9,4	9,4
Diametro del filo (mm)	0,4	0,4
Numero di spire utili	0,64	1,28
Numero di spire totale	2,64	3,28
Lunghezza della molla rilassata (mm)	14,95	19,3
Lunghezza tratto di molla per garantire la forza di chiusura (mm)	2,45	6,8
Lunghezza della molla pre-compressa (mm)	12,5	12,5
Lunghezza della molla a corsa massima dell'attuatore (mm)	10,4	10,4

Una precisazione da fare su questi e sui prossimi risultati riportati è che sono dati derivanti da simulazioni numeriche. È chiaro che poi per essere tradotti in un prototipo dovranno essere modificati quel tanto che basta per renderli realizzabili. Un esempio su tutti è il numero di spire utili per il digitale: per quanto la macchina che le realizza sia precisa, si potrà impostare al massimo la realizzazione di 1,5 spire. Ciò vale per questo come per il modello definitivo: il trasferimento dalla simulazione al prototipo passa anche attraverso un controllo sulle dimensioni, sugli ingombri e sull'effettiva realizzabilità.

Un'altra considerazione che sorge osservandola tabella, è la modifica del valore della rigidità della molla del modulatore digitale. La variazione del valore, a ribasso, consente di ridurre la corrente per l'apertura completa, poiché la molla esercita una forza inferiore, riducendo anche i consumi in funzionamento.

Di seguito è mostrato anche il grafico delle curve di tiro del modello.

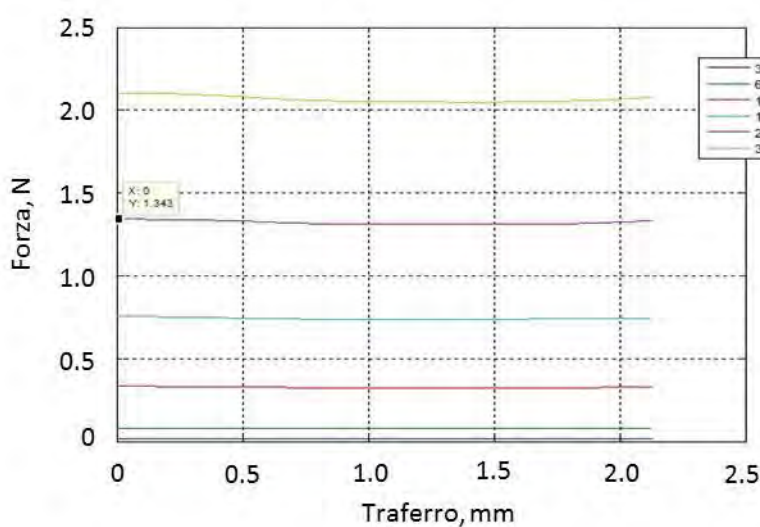


Figura 5.1: Curve di tiro modello con Cd0,611[10];

### 5.1.2 – Caratteristiche del modello con il $Cd$ modificato

Come si è già detto poco sopra, a seguito della caratterizzazione del prototipo esistente, si è proceduto con la variazione del valore del  $Cd$ , e questo ha comportato chiaramente una serie di variazioni in cascata che hanno interessato i vari aspetti dell'oggetto.

L'impatto iniziale si ha sulle dimensioni geometriche: l'area necessaria al passaggio del fluido e la corsa dell'attuatore sono modificate, e di conseguenze anche la geometria complessiva dell'attuatore può essere rivista. Come prima, di seguito si riportano le condizioni geometriche globali e il disegno con gli ingombri.

Tabella 5.5: Nuove dimensioni geometriche del modello con  $Cd$  variato;[10]

Dimensione geometrica	Valore (mm)
Diametro otturatore	10
Diametro interno nucleo mobile	10
Diametro esterno nucleo mobile	14
Corsa massima del nucleo mobile	1,8
Altezza totale dell'attuatore	20,1
Diametro totale dell'attuatore	23,4

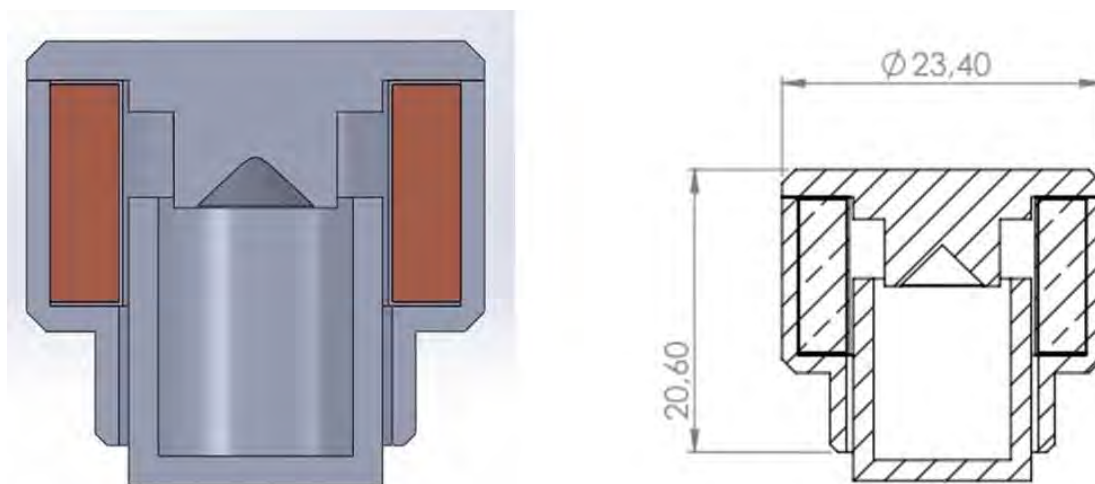


Figura 5.2: A sinistra sezione attuatore 3D, a destra quella con gli ingombri;

A seguire le altre caratteristiche utili alla realizzazione dell'attuatore riguardano la bobina e le molle. Tutte queste informazioni sono riassunte qui di seguito.

Tabella 5.6: Caratteristiche bobina nuovo modello[10];

Numero di spire dell'avvolgimento (spire)	346,4
Diametro del filo (mm)	0,265
Potenza dissipata (W)	8
Coefficiente di riempimento	0,8

Tabella 5.7: Caratteristiche delle molle del modello nuovo[10];

	Molla proporzionale	Molla digitale
Rigidezza (N/m)	567,2	362,78 → 330
Diametro interno dell'avvolgimento (mm)	7,4	7,4
Diametro medio dell'avvolgimento (mm)	7,8	7,8
Diametro esterno dell'avvolgimento (mm)	8,2	8,2
Diametro del filo (mm)	0,4	0,4
Numero di spire utili	0,87	1,49
Numero di spire totale	2,87	3,49
Lunghezza della molla rilassata (mm)	14,35	16,95
Lunghezza tratto di molla per garantire la forza di chiusura(mm)	1,85	4,45
Lunghezza della molla pre-compresa (mm)	12,5	12,5
Lunghezza della molla a corsa massima dell'attuatore (mm)	10,4	10,4

Similmente a quanto fatto per il precedente modello, oltre alle caratteristiche fisiche dell'attuatore, della bobina e della molla, si riportano anche le curve di tiro, così da avere una ulteriore possibilità di confronto a seguito della modifica del coefficiente di efflusso.

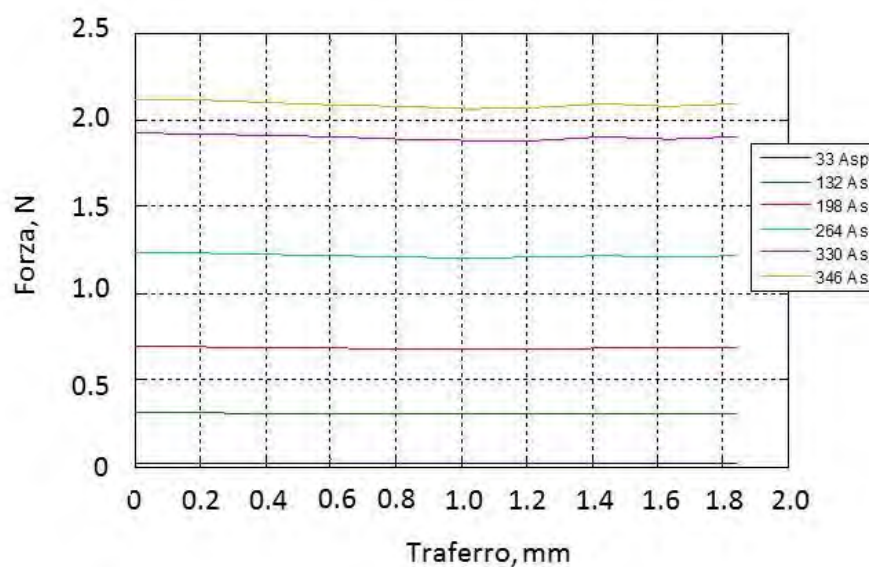


Figura 5.2: Curve di tiro della bobina con Cd 0,775 [10];

Il confronto tra questi due modelli mostra come le modifiche legate direttamente o indirettamente al coefficiente di efflusso abbiano colpito tutto l'oggetto: le dimensioni radiali complessive e dell'otturatore sono diminuite, le molle sono entrambe diventate più rigide, ma solo quella digitale si è pure accorciata. La bobina è l'unica che non subisce variazioni essenziali perché è dimensionata considerando altri fattori di non sono legati al flusso del gas. Anche le curve di tiro subiscono delle minime variazioni, che però le migliorano ulteriormente, rendendole in sostanza piatte.

### *5.1.3 – Sostituzione del vincolo di potenza: ricostruzione del modello*

Il dimensionamento raggiunto sembra rispondere ai vincoli e ai requisiti inizialmente posti, anche da un punto di vista di potenza dissipata, vincolo che si è usato per calcolare la resistenza alla temperatura massima, da cui si è discesi poi nel dimensionamento della bobina. Il basarsi sulla potenza dissipata per procedere con il dimensionamento si basava sul fatto che l'attuatore è immerso nel flusso di gas, quindi il raffreddamento è garantito, come peraltro si è dimostrato, calcolando la potenza asportabile dal gas a portata massima.

Concettualmente però in azienda si usa un altro parametro per dimensionare indirettamente il surriscaldamento delle bobine e mantenersi in una condizione di sicurezza in merito alla temperatura che queste possono raggiungere. Il parametro utilizzato è la densità di corrente, cioè il rapporto tra la corrente applicata all'avvolgimento e la sezione del conduttore nudo. Se la densità raggiunge valori eccessivi, il rischio è che il rivestimento isolante si bruci, e si creino dei corti – circuiti all'interno della bobina, causando quindi la rottura della stessa.

Per quanto riguarda le bobine solitamente realizzate in azienda, sono utilizzate in valvole esterne al flusso, e le bobine sono immerse in un involucro plastico. Ciò determina delle chiare difficoltà di smaltimento del calore, quindi la densità di corrente è tenuta a livelli relativamente bassi. È altrettanto vero che però le applicazioni sono diverse proprio dal punto di vista termico, con evidenti differenze nelle possibilità e capacità di raffreddamento.

In prima istanza quindi serve paragonare il livello di densità presente nel modello realizzato calcolato con la (5.1), con il vincolo solitamente utilizzato, e con un ulteriore vincolo che si può ipotizzare essere applicabile alla condizione di esercizio della valvola .

$$\text{Densità } I = \frac{I}{\pi * \phi^2 / 4} \quad (5.1)$$

Tabella 5.8: Confronto densità di corrente limite e da modello;

Limite per bobine esterne immerse in involucro plastico (A/mm <sup>2</sup> )	4 – 5
Limite ipotizzato per bobine immerse nel flusso (A/mm <sup>2</sup> )	7
Densità di corrente da modello (A/mm <sup>2</sup> )	18,14

Dal confronto si vede come il livello del modello sia completamente fuori paragone è quindi, se si prende come obiettivo la riduzione della densità, si dovrà abbassare la corrente massima, ma anche modificare la bobina. Per raggiungere un valore accettabile bisogna considerare il duplice effetto che si produce modificando questo parametro: da una parte, ridurre la densità si può raggiungere abbassando la corrente massima e aumentando la sezione del filo, ma dall'altra parte si abbassa il numero di spire, e di conseguenza si abbassa il livello di forza generale prodotto dall'elettromagnete.

Ottenere fili con sezione abbastanza grande da limitare la densità di corrente e un numero abbastanza elevato di ampere – spire si può raggiungere solo aumentando le dimensioni della bobina, e ciò significa dover ricostruire tutto il modello sulla minima dimensione utile della bobina. A questa condizione geometrica chiaramente si associa anche la riduzione della corrente massima. Il valore riportato in precedenza va preso come un obiettivo, cioè nel modello finale si dovrà avere una densità minore di 7 A/mm<sup>2</sup>, ma comunque prossima a questo per contenere le dimensioni totali dell'attuatore.

Un punto di partenza che può consentire di arrivare abbastanza velocemente ad una nuova geometria adeguata è considerare la sezione necessaria della bobina per aver una livello di forza prodotta simile alla condizione precedente. Si parte dal considerare un numero di spire circa triplo al precedente, visto che la corrente massima è stata ridotta a 0.3 A, e da qui si calcola l'altezza necessaria alla spira utilizzando le formule utilizzate precedentemente nel programma che dimensionava la bobina. Le formule che di seguito saranno riportate legano le tre grandezze che si deve cercare di bilanciare: altezza e larghezza della bobina e diametro del filo. Iterando il calcolo fino ad un buon equilibrio, si identificano le dimensioni della bobina, attorno alla quale si costruisce il resto dell'attuatore.

$$H_{bob} = \frac{N_{spire}}{l_{bob} * s} \quad (5.2)$$

$$s = \frac{4}{\pi * \phi_{ricoperto}^2} * eta \quad (5.3)$$

$$\varnothing_{\text{filo ricoperto}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \eta \cdot a}{\pi \cdot s}} \quad (5.4)$$

L'idea è di trovare un compromesso accettabile tra l'altezza e la larghezza della bobina, che intervengono sulle dimensioni di ingombro massimo dell'attuatore, che vanno comunque contenuto quanto possibile, e il diametro del filo, che non può essere né troppo grosso perché vorrebbe dire forze troppo basse, né troppo fino, perché vorrebbe dire densità alta e anche difficoltà nell'utilizzo perché troppo poco resistente alla necessaria manipolazione durante i test.

Date queste condizioni iniziali, si è scelta una bobina con una geometria iniziale i cui valori sono riportati nella tabella seguente.

**Tabella 5.9: parametri della bobina;**

Altezza bobina (mm)	20
Larghezza bobina (mm)	7sul Ø

Il dimensionamento ha richiesto un restyling del programma usato (App. A2), in modo da modificare il punto di partenza per il dimensionamento della bobina variando le dimensioni geometriche, e spostando il vincolo dalla potenza massima alla densità di corrente. In più, conviene anche calcolare la potenza dissipata, in modo da avere informazioni anche da questo lato.

Il processo iterato ha portato ad un nuovo modello rispondente alle richieste introdotte. Come per i casi precedenti, di seguito si riassumono le caratteristiche principali per quanto riguardano le dimensioni di ingombro, e le caratteristiche di molle e bobina.

**Tabella 5.10: Dimensioni geometriche dell'attuatore ridimensionato[10];**

<b>Dimensione geometrica</b>	<b>Valore (mm)</b>
Diametro otturatore	9
Diametro interno nucleo mobile	9,5
Diametro esterno nucleo mobile	11,9
Corsa massima del nucleo mobile	2
Altezza totale dell'attuatore	29,9
Diametro totale dell'attuatore	28,3

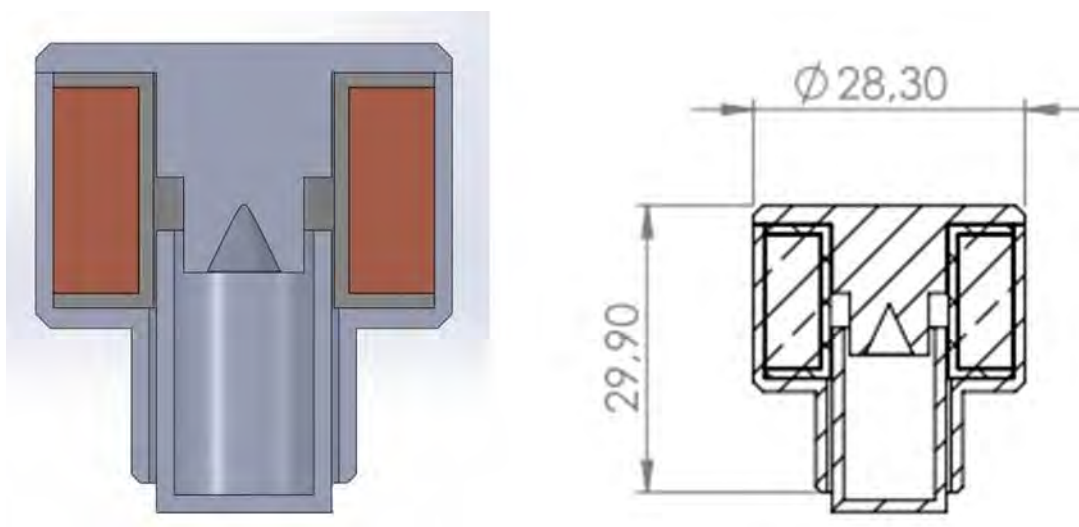


Figura 5.3: A sinistra, ultimo modello 3D, a destra quella con ingombri;

Tabella 5.11: Parametri generali della bobina[10];

Numero di spire dell'avvolgimento (spire)	1088
Diametro del filo (mm)	0,236
Corrente massima (A)	0,3
Coefficiente di riempimento	0,75
Altezza Bobina (mm)	14
Diametro esterno bobina (mm)	25,9
Diametro interno bobina (mm)	14,3
Potenza massima dissipata (W)	2,4
Densità di corrente massima (A/mm <sup>2</sup> )	6,86

Se dal punto di vista dell'ingombro geometrico, un aumento delle dimensioni era ovvio visto quanto detto, dal punto di vista della bobina ci sono alcune risultanze che vanno fatte notare. Innanzitutto la potenza dissipata alla temperatura massima è crollata a quasi un terzo del valore in precedenza impostato come limite, così come la densità elettrica, nonostante sia parimenti aumentata la resistenza complessiva del conduttore perché sono aumentate le spire e ridotta la sezione. Oltre a questi parametri, si nota anche come è cambiato il coefficiente di riempimento.

Questo coefficiente, finora non descritto, rappresenta la quantità di spire che possono riempire il volume dedicato alla spira. Questo perché chiaramente non tutto lo spazio può essere occupato dalle spire circolari, ma rimarranno delle intercapedini che costituiscono nella totalità dello spazio perso. All'inizio si è considerato un riempimento dell'80%, ma per

avvicinarsi di più alle condizioni di produzione e per cercare di limitare l'uso di rame, si è abbassato questo coefficiente a 0,75.

Tabella 5.12: Nuove caratteristiche delle molle [10];

	Molla proporzionale	Molla digitale
Rigidezza (N/m)	394,08	245,06
Diametro interno dell'avvolgimento (mm)	7,5	7,5
Diametro medio dell'avvolgimento (mm)	7,9	7,9
Diametro esterno dell'avvolgimento (mm)	8,3	8,3
Diametro del filo (mm)	0,4	0,4
Numero di spire utili	1,7	2,8
Numero di spire totale	3,7	4,8
Lunghezza della molla rilassata (mm)	17,1	19,7
Lunghezza tratto di molla per garantire la forza di chiusura(mm)	2,2	4,8
Lunghezza della molla pre-compressa (mm)	14,9	14,9
Lunghezza della molla a corsa massima dell'attuatore (mm)	12,9	12,9

Per quanto riguarda invece le molle, queste hanno visto rilevanti variazioni solamente per quanto riguarda la lunghezza complessiva della molla in entrambe le versioni, e la rigidezza della molla proporzionale, ridottasi a poco più dei due terzi della precedente versione. La sua variazione è da imputarsi ad un paio di fattori antitetici: da un lato la riduzione della corrente massima ha chiaramente ridotto la forza massima esprimibile dal magnete e quindi quella raggiungibile dalla molla, mentre la riduzione, per quando limitata, della dimensioni di accoppiamento dell'otturatore ha comportato un abbassamento della forza di chiusura iniziale.

Come per i primi due modelli descritti, anche di questo chiaramente sono state simulate le curve di tiro, che sono riproposte qui di seguito.

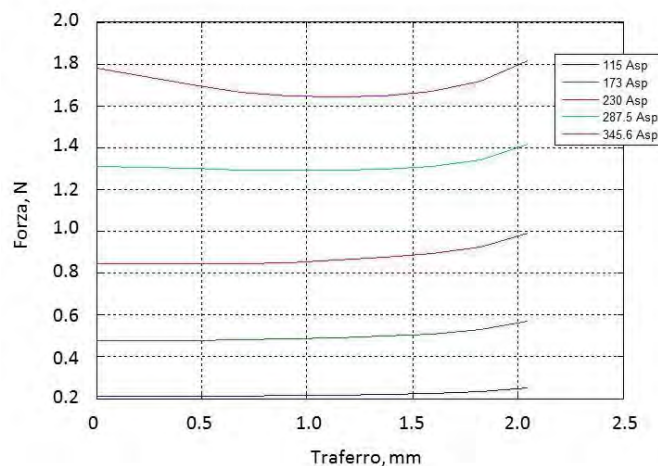


Figura 5.4: Curve di tiro della versione con la bobina ingrossata [10];

Il cambio di riferimento per quanto riguarda l'aspetto termico e della potenza passando da quest'ultima alla densità di corrente ha comportato cambiamenti anche sostanziali: se l'aspetto generale del modello è uguale, sono aumentati gli ingombri così come il rame utilizzato, mentre la potenza è calata drasticamente.

Da un punto di vista economico, la riduzione della potenza dissipata è certamente un risultato molto vantaggioso, d'altra parte si è dovuto aumentare la quantità di rame utilizzato. Per verificare se la massa di rame è accettabile, bisogna inizialmente calcolarla, e confrontarla poi con altre bobine utilizzate per valvole più simili possibili, così da poter avere un indicatore di dove ci si pone.

Per il calcolo della massa di rame, si può utilizzare un sistema semplificato, valutando il rame equivalente contenuto nella corona circolare che costituisce la bobina, rivalutata tramite il coefficiente di riempimento.

$$V_{Cu\ bob} = \pi * (R_{est}^2 - r_{int}^2) * H_{bob} * C_{riempimento} \quad (5.5)$$

$$m_{Cu} = V_{Cu\ bob} * \rho_{Cu} \quad (5.6)$$

Dal calcolo risulta che ogni bobina richiede poco più di 30gr rame, e quindi complessivamente intorno ai 70gr. Questo valore, è leggermente inferiore a quanto utilizzato di norma all'interno dell'azienda per alcune versioni di valvole; ciò significa che è un quantitativo accettabile, e quindi non serve intervenire ulteriormente da questo punto di vista.

#### *5.1.4 – Ultimi controlli e modifiche sul modello*

Lo sviluppo del modello è stato fatto attraverso molteplici simulazioni con lo scopo di raggiungere o, almeno, avvicinare le prestazioni richieste nei vari ambiti. Ottenuti i risultati che si sono ritenuti accettabili, si sono aggiunti ulteriori vincoli per migliorare ulteriormente l'attuatore, considerando ad esempio, anche la componente economica per quanto riguarda il consumo di rame.

Prima di arrivare alla realizzazione del prototipo, mancano solo le ultime verifiche: va controllato che il modello così com'è realizzato consenta un montaggio semplice e soprattutto non dia i problemi di impuntamento visti nel campione su cui sono stati fatti i test.

Per quanto riguarda il montaggio, l'attenzione si sofferma in primo luogo sul rocchetto della bobina. Questo deve essere infilato nella sede dell'armatura. Per facilitarne l'inserzione conviene togliere 1 – 2 decimi alle corone circolari di testa e fondo, così da creare un minimo di gioco con l'interno dell'armatura. Per quando riguarda il rame, aver considerato un riempimento del 75% mette in certo senso al sicuro che sul fatto che l'avvolgimento non crei ostacoli all'inserzione. Un'altra modifica sempre ai fini del funzionamento inerente al rocchetto riguarda gli spigoli esterni di base. Conviene smussarli leggermente, in modo da favorire l'inserimento del nucleo mobile in fase di montaggio. Tutti questi ritocchi non comportano modifiche al modello tali da comprometterne il funzionamento, perché non interessano gli effettivi componenti responsabili dell'azione degli attuatori.

Discorso diverso va fatto se si guarda al capitolo impuntamenti. In effetti, per quando i risultati delle simulazioni possano essere positivi, la vera prova del nove è vedere operativo l'attuatore. La risposta del prototipo esistente al test effettuato, ha mostrato un andamento molto nervoso: gli impuntamenti che il nucleo mobile ha evidenziato sono chiaramente deleteri per il corretto funzionamento, e bisogna cercare, quanto più possibile, di ridurre la possibilità che si manifestino di nuovo nel prototipo dimensionato. Per affrontare questo tema, si può inizialmente confrontare i due oggetti e cercare di identificare le caratteristiche dell'uno e dell'altro che possono contribuire a questo fenomeno.

Possibili cause relative al problema degli impuntamenti nel prototipo già esistente possono essere quelle riassunte qui di seguito:

- Nucleo mobile tozzo;
- Attriti elevati;
- Guide realizzate sul nucleo mobile;
- Gioco nullo tra nucleo mobile e rocchetto.

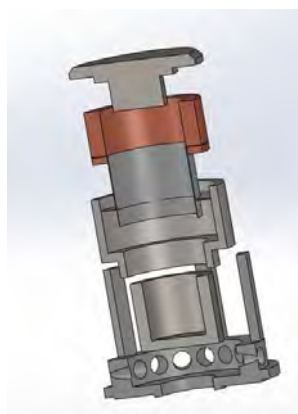


Figura 5.5: Sezione esplosa primo prototipo;

La prima condizione che sembra gravare sullo scorrimento del nucleo mobile è la condizione di oggetto tozzo. Tanto più tozzo è un membro, tanto più, se si impunta, sarà necessaria una forza maggiore per smuoverlo. Ciò è legato agli angoli che si formano tra questo e la superficie di incidenza, e quindi alle componenti in cui si suddivide la forza. Più l'oggetto è tozzo, più formerà un angolo "grande", con la conseguenza che aumenterà la forza trasversale che determina l'attrito rispetto al punto di incidenza e, ultima conseguenza, servirà una forza maggiore per ripristinare il moto. Un oggetto snello invece mostra comunque forze di intensità minore, perché si formano angoli più piccoli. Il concetto di snellezza nel nostro caso si riferisce alla figura del nucleo mobile nel complesso.

Concentrandosi su quest'aspetto si può vedere come il modello nuovo abbia una figura più snella, come si vede dal confronto di seguito riportato.

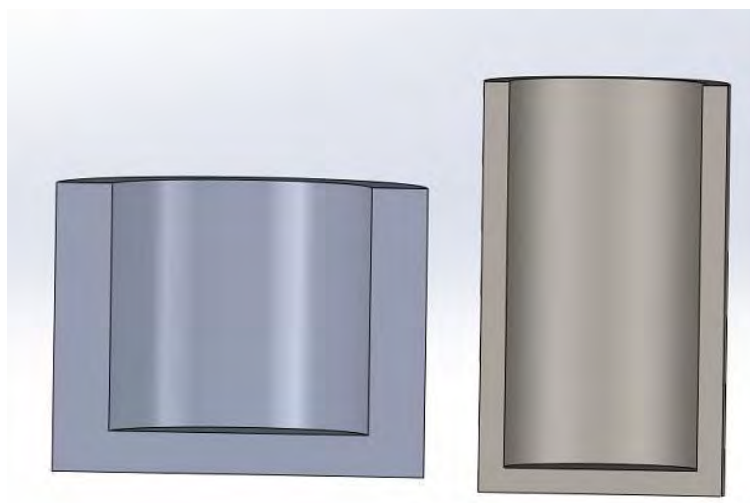


Figura 5.6: Confronto di nuclei mobili: a sx il primo prototipo, a dx l'ultimo modello;

Dal punto di vista degli attriti, questi dipendono dall'accoppiamento dei materiali utilizzati. Nella fattispecie, gli attriti che si considerano sono quelli che si sviluppano tra il nucleo mobile e il rocchetto quanto il primo è posto in movimento. Questo aspetto quindi è più legato ai materiali utilizzati che al modello geometrico. O meglio, il modello ha una responsabilità limitata all'estensione delle superficie accoppiate.

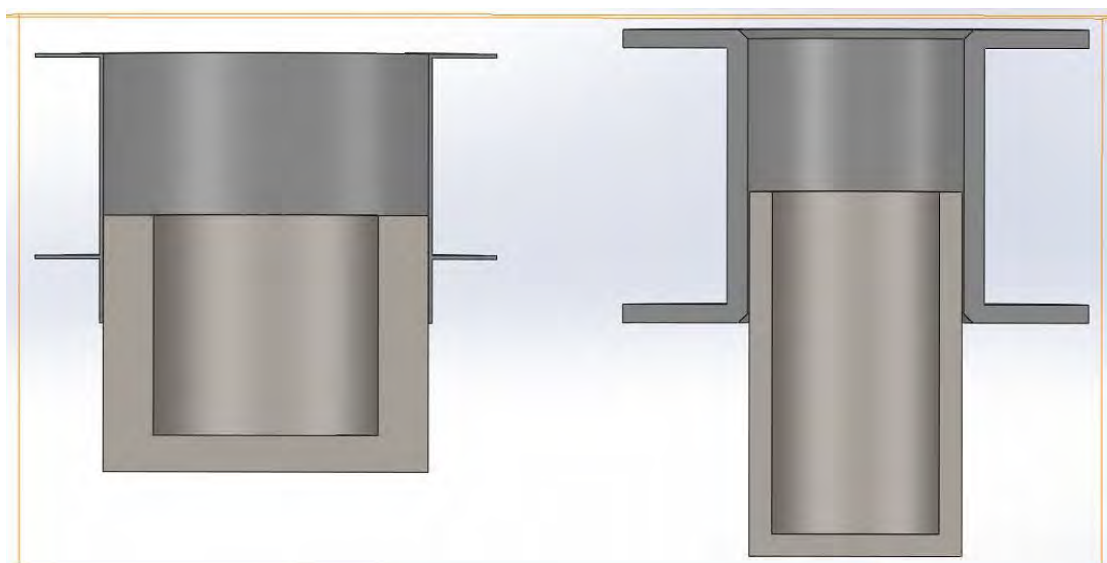
Il primo prototipo ha visto realizzare il proprio rocchetto attraverso l'utilizzo della stampante 3D e quindi il materiale di cui è costituito è legata a questa tecnica. Come si è visto nel terzo capitolo, il coefficiente d'attrito della coppia PA6 – acciaio è maggiore di quello che si

realizza tra PBT caricato vetro e l'acciaio. Si è potuto migliorare, utilizzando un altro dei materiali adoperati in azienda, il PA66 caricato vetro, che raggiunge le stesse performance del PBT da questo punto di vista.

**Tabella 5.13: Coefficienti d'attrito dei materiali per il rocchetto;**

	PA6	PBT + 30% vetro	PA 66 + 30% vetro[33]
Coefficiente d'attrito rispetto all'acciaio	0,38 – 0,42	0,22	0,25

Un'altra diversità sarà legata alla superficie eventualmente coinvolta, poiché il modello nuovo considera un rocchetto limitato alla sezione della bobina, e considera un gioco tra questo e il nucleo mobile in movimento di due decimi sul diametro. Di seguito è schematizzata la diversa geometria del nucleo mobile e del rocchetto.



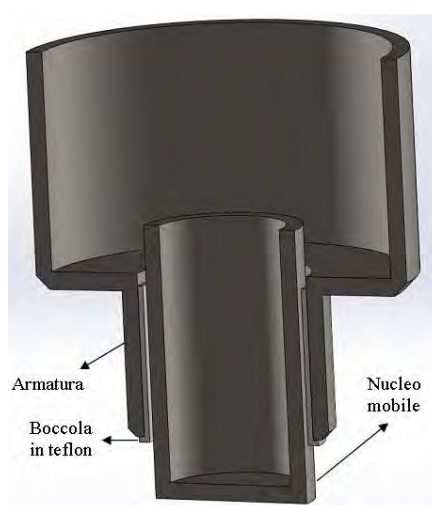
**Figura 5.3: Confronto tra situazione di scorrimento nei modello vecchi (sx) e quello nuovo (dx);**

Nell'attuatore iniziale erano state realizzate delle guide lungo l'altezza del nucleo mobile a circa 120° con l'idea di facilitare lo scorrimento. In realtà, la loro presenza ha rappresentato un fattore dannoso. Innanzitutto ha incrementato la superficie di accoppiamento tra rocchetto e nucleo mobile, aumentato quindi il contributo dell'attrito, inoltre non hanno ridotto gli impuntamenti. In aggiunta a ciò, per ridurre gli effetti negativi di queste guide bisogna provare le varie combinazioni fino ad individuare la configurazione ottimale.

Tutto ciò nel nuovo modello non è previsto, quindi i problemi che si sono ipotizzati derivare da questa modifica fatta a posteriori sul prototipo iniziale, non dovrebbero ripresentarsi.

L'ultimo aspetto che si prende in considerazione per quanto riguarda il rischio di un funzionamento non fluido ma nervoso dovuto a continui inceppamenti, è riferibile ai giochi presenti o meno tra nucleo mobile e le pareti circostanti. In particolare, giacché i problemi di scorrimento si sono sviluppati tra il nucleo mobile il rocchetto, la presenza di un gioco di un decimo sul raggio, quindi di 0,2 mm sul diametro, dovrebbe consentire di ridurre le possibilità di incollaggi o impuntamenti tra questi due componenti. In più, anche se arrivasse all'appoggio, questo sarebbe limitato ad una fascia ridotta e non a tutta la superficie, come invece avveniva in precedenza.

Sulla stessa idea si muove l'ultima modifica introdotta in fase di produzione. Il gioco inferiore tra armatura e nucleo mobile costituisce il traferro, quindi il suo spessore è regolato dal comportamento magnetico. Considerando però il movimento, risulta eccessivo, nel senso che eventuali inserimenti del nucleo mobile non perfettamente in asse può comportare uno spostamento laterale non indifferente. La stessa cosa può avvenire a seguito dell'applicazione del campo magnetico: la forza magnetica tenderà a chiudere i traferri, e se questi sono sbilanciati perché di spessore diverso, si può rischiare di il mal funzionamento dell'attuatore. Per ovviare a questo problema si è introdotta una boccia in teflon, dello spessore di 0,4 mm. Facendo così resta un minimo gioco rispetto al nucleo mobile, il teflon comunque tende a favorire lo scorrimento e le possibili escursioni laterali sono limitate. In più, l'utilizzo dell'elemento in materiale plastico non interferisce con il campo magnetico, quindi non comporta una rivisitazione del modello. L'unico aspetto negativo è legato al bloccaggio: per garantirlo la boccia si aggancia all'armatura inferiormente, andando a ridurre lo spazio che doveva garantire la portata massima per una lunghezza pari al suo stesso spessore.



5.4: Sezione prototipo con evidenziata la boccia inferiore ;

Oltre a quanto visto, e cioè gli aspetti prima del montaggio e le cause con le soluzioni pensate per gli impuntamenti poi, le ultime e più pesanti modifiche sono arrivate da un controllo generale dei componenti. Se da un lato non si sono evidenziati problemi geometrici, dall'altro si è evidenziato come, il gioco tra nucleo mobile e perno centrale del nucleo fisso, fosse eccessivo. Il problema in questo caso è che, oltre che essere uno spazio tra le parti in movimento, rappresenta anche uno dei traferri che determinano l'andamento del campo magnetico. Ciò significa che averlo dovuto ridurre a quasi la metà ha comportato un rifacimento di un buon numero di dimensioni riguardanti i nuclei mobile e fisso.

Questo perché le curve di tiro sono tornate ad essere tutt'altro che accettabili, come si può vedere qui di seguito col confronto tra i grafici ottenuti prima e dopo la riduzione del traferro.

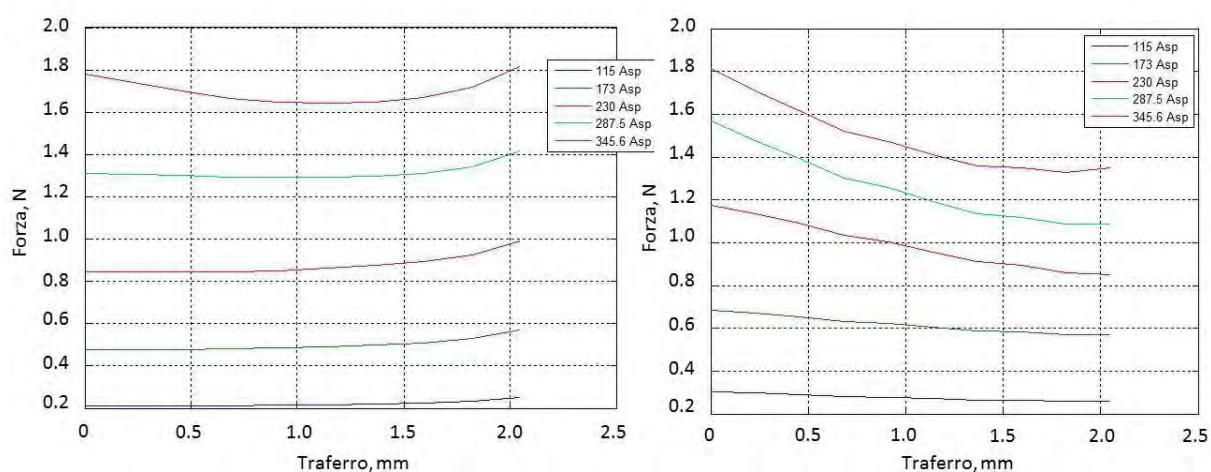


Figura 5.5: A sinistra le curve di tiro versione precedente, a destra le curve dopo la riduzione del traferro [10];

Per riuscire a recuperare quanto più possibile la planarità si è intervenuto sui due nuclei.

Il nucleo mobile ha visto aumentata la sua lunghezza, così da poter avere un contributo maggiore nella fase terminale della corsa. Il nucleo fisso invece ha visto la sua geometria modificata in più punti in prossimità delle due aree dove si sviluppano i traferri e complessivamente ha subito la maggior parte di variazioni.

Si è puntato a concentrare le modifiche nel minor numero di dimensioni possibili, così ridurre le variazioni alla geometria complessiva. In effetti, operando in questo modo si sono mantenute intatte le misure di ingombro complessivo dell'attuatore, e le dimensioni del rocchetto, della bobina e dell'armatura.

Il nucleo mobile, come già detto, ha visto allungarsi la sua forma, in modo da avere un contributo maggiore dall'effetto ancora nella zona terminale. In realtà ciò influisce anche nelle prime fasi dello spostamento in funzione di quanto è ampia la zona del traferro laterale tra il perno del nucleo fisso e quello mobile.

Le altre modifiche si sono concentrate proprio nella zona centrale del nucleo fisso, e principalmente hanno investito la lunghezza della zona del traferro radiale, e la forma della svasatura centrale. La necessità che ha mosso la serie di piccole variazioni imposte era quella di ridurre leggermente la forza iniziale ed aumentare quella finale, sempre con l'intento di raggiungere una forma più o meno planare della curva.

L'allungamento dell'area affacciata iniziale ha comportato una riduzione della forza iniziale, ma ha anche aiutato a rendere più piana la curva di tiro. In totale la zona affacciata è aumentata da 5,1 a 6,7 mm, in parte conseguenza dell'allungamento del nucleo mobile, in parte conseguenza dell'abbassamento del nucleo fisso.

La forza iniziale però non può essere troppo bassa per non richiedere una corrente troppo alta per aprire. Se l'elettromagnete non sviluppa in apertura la forza iniziale per aprire il passaggio del gas, è chiaro che l'attuatore non funziona. Per compensare quindi l'effetto riduttivo indotto dalla maggior sovrapposizione, si è lavorato sulla svasatura centrale, rendendola anche meglio realizzabile, dandole la tipica forma ottenibile tramite trapanatura rispetto alla forma conica prevista in precedenza. La svasatura, come già ci si era accorti con le prime modifiche, ha l'effetto di concentrare le linee del campo magnetico nella zona rimanente, con un conseguente aumento della forza esplicita. La forma della svasatura stessa modifica l'andamento: la foratura avrà una profondità complessiva, e una profondità minore corrispondente alla sua parte cilindrica. Se questa tende ad essere della stessa lunghezza della parte di nucleo mobile che genera il traferro radiale, l'effetto è controproducente. Da queste considerazioni si capisce come, per raggiungere le curve piane, si debba incidere sulla lunghezza del nucleo fisso sovrapposto, sulla larghezza della foratura centrale, e sulla profondità della stessa.

Bilanciando i vari contributi, con modifiche nell'ordine dei decimi, si è tornati ad una forma piana della curva, con un livello di forza iniziale minore di quello visto nelle curve di tiro sopra, ma non troppo da necessitare di correnti eccessive per l'apertura, e una forza finale tale da avere una buona risoluzione teorica in portata. Tutto questo senza avere una molla eccessivamente rigida.

Sempre in merito alla forza e alla corrente iniziale, bisogna ricordare che il modulatore digitale sviluppa forze iniziali superiori al proporzionale, quindi bisogna garantire che anche questo apra e con correnti non troppo alte.

All'interno di questo processo finale di adattamento del modello, si è individuata un'ultima modifica da apportare al nucleo mobile: per facilitare l'inserimento in fase di montaggio è consigliabile eseguire degli smussi interni ed esterni al nucleo mobile. Essendo modifiche a uno degli attori del movimento, anche questa potrebbe influire sul funzionamento complessivo. Può essere quindi interessante verificare le variazioni che possono essere indotte, come si era fatto in precedenza considerando la formazione delle bave a seguito della produzione e della tranciatura.

Come si può vedere qui sotto, l'andamento è rimasto pressoché invariato, mentre le uniche, peraltro minime, variazioni ricadono sui livelli di forza, come si può vedere nella tabellina qui di seguito.

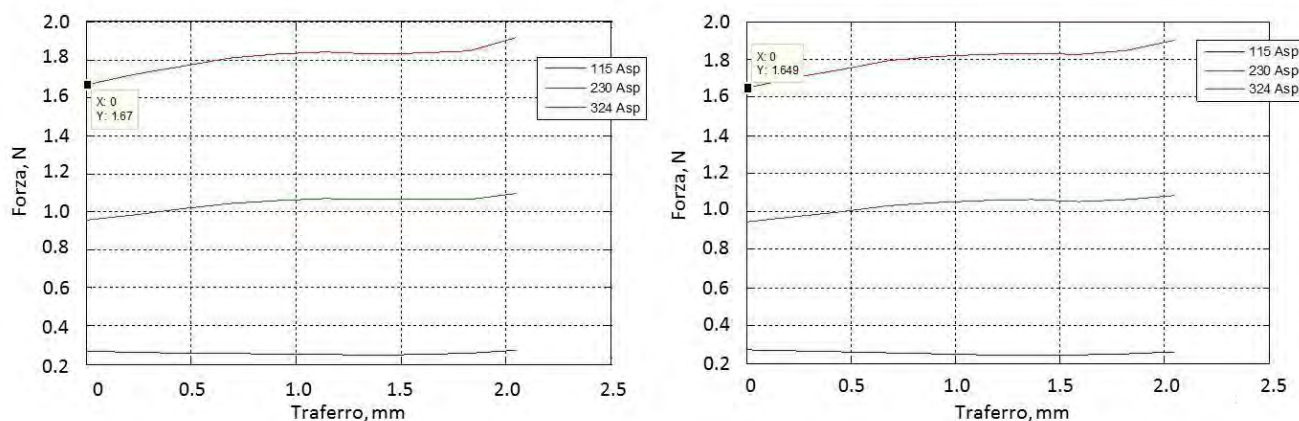


Figura 5.6: confronto curve di tiro senza (sx) e con smussi da 0,2 mm su entrambe le facce del nucleo mobile[10];

Tabella 5.14: Confronto di forze tra versioni con e senza smussi[10];

	Versione senza smussi	Versione con smussi
Forza minima (N)	1,67	1,649
Forza massima (N)	1,918	1,904

Come si è detto, aver concentrato le variazioni solo sui due nuclei, ed in particolare solo nella zona centrale, ha permesso di lasciare invariate le dimensioni di ingombro complessivo, come anche le dimensioni della bobina. Le uniche conseguenze, oltre alle misure modificate, ricadono sulla molla, sia da un punto di vista geometrico sia da un punto di vista della rigidità richiesta. Per semplicità di seguito si riportano solo le caratteristiche delle molle, giacché sono gli unici elementi variati.

Tabella 5.15: Caratteristiche delle molle del modello definitivo;

	Molla proporzionale	Molla digitale
Rigidezza (N/m)	485,83	336,80
Diametro interno dell'avvolgimento (mm)	6,7	6,7
Diametro medio dell'avvolgimento (mm)	7,2	7,2
Diametro esterno dell'avvolgimento (mm)	7,7	7,7
Diametro del filo (mm)	0,5	0,5
Numero di spire utili	3,15	4,54
Numero di spire totale	5,15	6,54
Lunghezza della molla rilassata (mm)	15,8	17,5
Lunghezza tratto di molla per garantire la forza di chiusura(mm)	1,8	3,5
Lunghezza della molla pre-compressa (mm)	14	14
Lunghezza della molla a corsa massima dell'attuatore (mm)	12	12

Come per le precedenti tappe dell'evoluzione del modello, di seguito si riportano prima le curve di tiro definitive, e poi la sezione del modello definitivo.

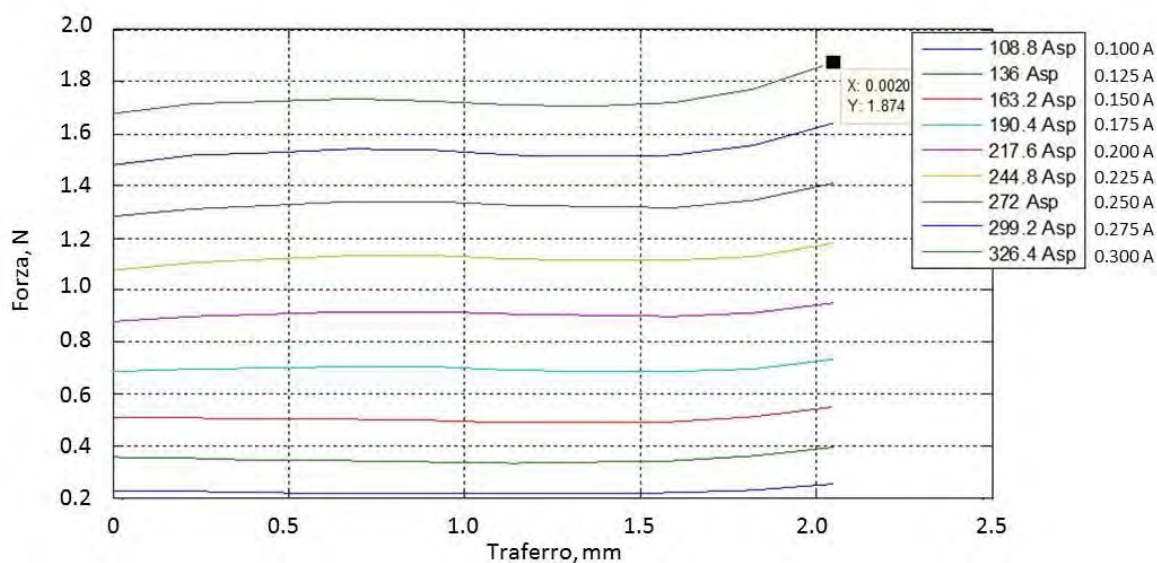


Figura 5.7: Curve di tiro modello definitivo[10];

### 5.1.5 – Considerazioni sulle molle

Un'ultima precisazione riguarda le molle. I dati riportati in tutte le precedenti tabelle sono dati nominali, o, meglio, teorici. Ciò significa che si deve approssimare alle dimensioni realizzabili più vicine, modificando quelle teoriche ottenute. Nel caso specifico, a seguito di una veloce analisi delle tipologie di molle che sono solitamente realizzate in azienda, si vede come il numero di spire sia approssimato alla mezza spira.

In entrambi i casi conviene arrotondare alla mezza spira successiva, con una conseguente riduzione della rigidità della molla. Bisogna considerare che sia per il digitale che il proporzionale conviene una molla più scarica. Se per il digitale è stato detto fin dal principio che si sarebbe optato per una molla più scarica vista la non necessità di capacità regolatrice, per il proporzionale può sembrare contrario a quanto affermato in precedenza. In effetti, si è sempre detto che una molla più rigida avrebbe permesso una migliore regolazione, ma è anche vero che, se si considera il campo di variabilità a cui vanno chiaramente incontro le molle in fase di realizzazione, porsi già al massimo della rigidità implica una certa probabilità di ottenere molle troppo rigide, con l'ulteriore conseguenza di rischiare di non poter aprire l'attuatore. Per il digitale vale ancora di più questo discorso, poiché in generale abbisogna di livelli di forza più elevati, giacché appartenente a una classe di sicurezza più alta. Alla riduzione di rigidità si associa anche una variazione della lunghezza necessaria per garantire la forza di chiusura, come una variazione della lunghezza della molla completamente rilassata.

Di seguito si riportano i confronti di rigidità e numero di spire per entrambi i modulatori tra i valori teorici e quelli che si prenderanno come riferimento.

**Tabella 5.16: Confronto tra valori nominali e teorici;**

	Modulatore proporzionale		Modulatore digitale	
	Valori teorici	Valori reali	Valori teorici	Valori reali
N° di spire	3,15	3,5	4,54	5
Rigidità (N/m)	485,83	437	336,80	306
L per avere F di chiusura (mm)	1,8	2	3,5	3,9
Lunghezza della molla rilassata (mm)	15,8	16	17,5	17,9

Per avere un'idea di cosa possa comportare la varianza di risultati ottenibili in fase di produzione, legata all'incertezza sulle singole caratteristiche, si può affrontare un'analisi abbastanza rozza di quelli che possono essere i casi che si ottengono dall'intreccio delle incertezze di misura.

Facendo riferimento al numero di spire attive della molla, queste sono state calcolate utilizzando tutte le grandezze in forma assoluta, così come per il calcolo della rigidità una volta identificato il numero di spire realizzabile.

Considerando questo secondo calcolo, e prendendo come costanti spire e modulo G dell'acciaio, che comunque in realtà avrà delle oscillazioni di valore dovute alle variazioni

della lega, il diametro del filo e il diametro medio della spira saranno afflitti da una certa incertezza. La combinazione di queste variabilità dà luogo a quattro casi distinti, che a loro volta portano a quattro rigidezze diverse. Nella realtà di produzione, in prima analisi, si potranno avere una gamma di rigidezze che rientrerà nel campo generato da questi quattro casi. Per avere un'informazione più completa si dovrebbe anche tenere presente della probabilità con cui ogni combinazione può presentarsi, dato che chiaramente i casi estremi di ogni singolo campo di incertezza hanno una probabilità minore rispetto ai valori mediani; a maggior ragione questo discorso vale per una combinazioni di casi estremi.

Mentre per il filo l'incertezza discende direttamente dal produttore del filo e va quindi presa in funzione di  $\emptyset$  scelto, quella del diametro medio della spira è decisa in modo arbitrario in funzione di considerazioni geometriche: la spira deve poggiare bene sul nucleo fisso, non deve dare né struscio sulle pareti del nucleo mobile in movimento, né dall'altra parte uscire dagli appoggi finendo nella zona centrale della foratura. Sulla base di queste considerazioni si è pensata una incertezza piuttosto stretta, di  $\pm 0,05$  mm.

**Tabella 5.17: Variazioni della costante elastica nel quattro casi limite;**

Incertezza sul filo						$\pm 0,013$
Incertezza sulla spira						$\pm 0,05$
<b>Modulatore proporzionale</b>						
	Caso nominale	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	
$\emptyset$ filo (mm)	0,5	0,487	0,487	0,513	0,513	
$\emptyset$ medio spira (mm)	7,2	7,15	7,25	7,15	7,25	
k (N/m)	437	401	385	495	475	
<b>k (gf/mm)</b>	<b>44,57</b>	<b>40,90</b>	<b>39,27</b>	<b>50,49</b>	<b>48,45</b>	<b><math>\Delta k = 11,22</math></b>
<b>Modulatore digitale</b>						
	Caso nominale	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	
$\emptyset$ filo (mm)	0,5	0,487	0,487	0,513	0,513	
$\emptyset$ medio spira (mm)	7,2	7,15	7,25	7,15	7,25	
k (N/m)	306	280,92	269,5	346,4	332	
<b>k (gf/mm)</b>	<b>31,21</b>	<b>28,65</b>	<b>27,49</b>	<b>35,33</b>	<b>33,86</b>	<b><math>\Delta k = 7,84</math></b>

L'oscillazione possibile dei valori della costante elastica rende maggiormente l'idea considerando l'implicazione che determina sulla forza esplicata dalla molla, in particolare rispetto ai valori nella posizione iniziale del nucleo mobile e in quella di chiusura.

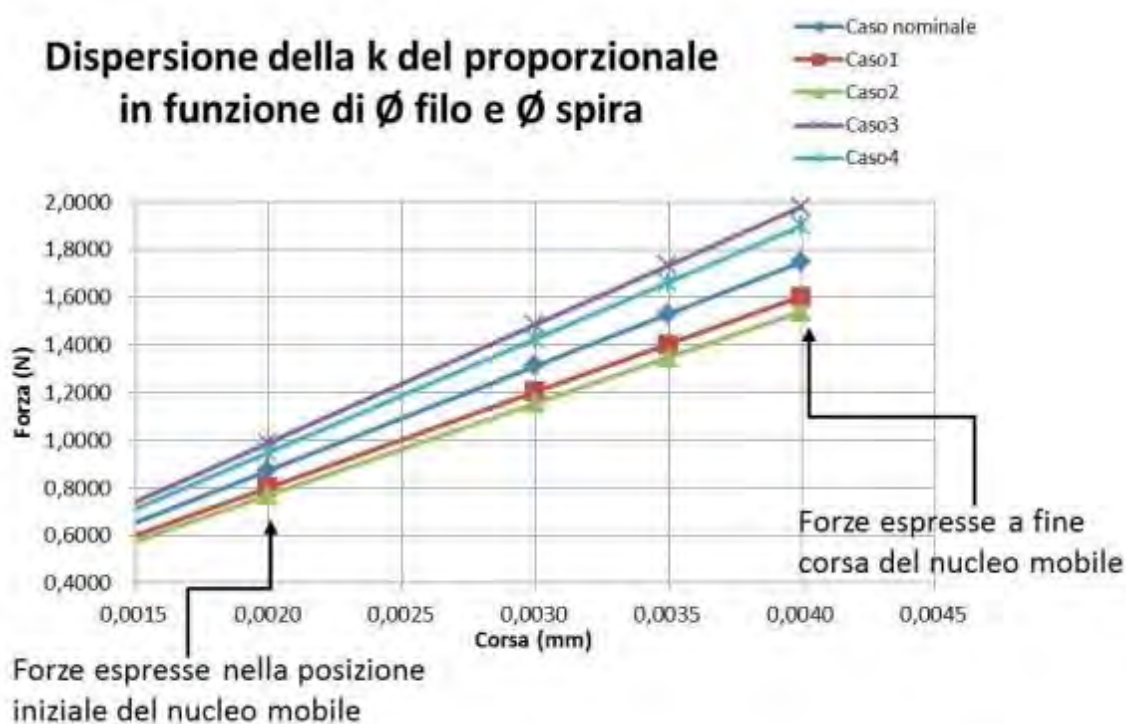


Figura 5.8: Andamento delle caratteristiche elastiche a confronto per il proporzionale;

Le differenze di rigidezza a parità di corsa implicano chiaramente diversi livelli di forza espressa. Questo può vuol dire, ad esempio, che non si raggiunga il livello minimo di forza per garantire la tenuta quanto l'attuatore è chiuso, o, viceversa, di raggiungere forze verso il fine corsa che non possono essere pareggiate o superate dal campo magnetico e quindi rischiare di non poter arrivare alla portata massima. A tal proposito può aver senso verificare i livelli di forza che si ottengono nei vari casi, confrontarli con la forza di chiusura necessaria per garantire la tenuta e identificare il grado di sovradimensionamento che si raggiunge. Ciò è raccolto nella tabella seguente.

Tabella 5.18: Livelli di forza iniziale nei vari casi di k;

	Caso nominale	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
$F_0$ (N)	0,878	0,802	0,770	0,99	0,95
$F_0$ caso nominale / $F_0$	1	0,91	0,88	1,13	1,08
Sovradimensionamento di $F_0$	20%	8%	6%	36%	30%
$\Delta F_0$	$\pm 0,11$ N				

Lo stesso discorso è stato rifatto anche per l'attuatore digitale.

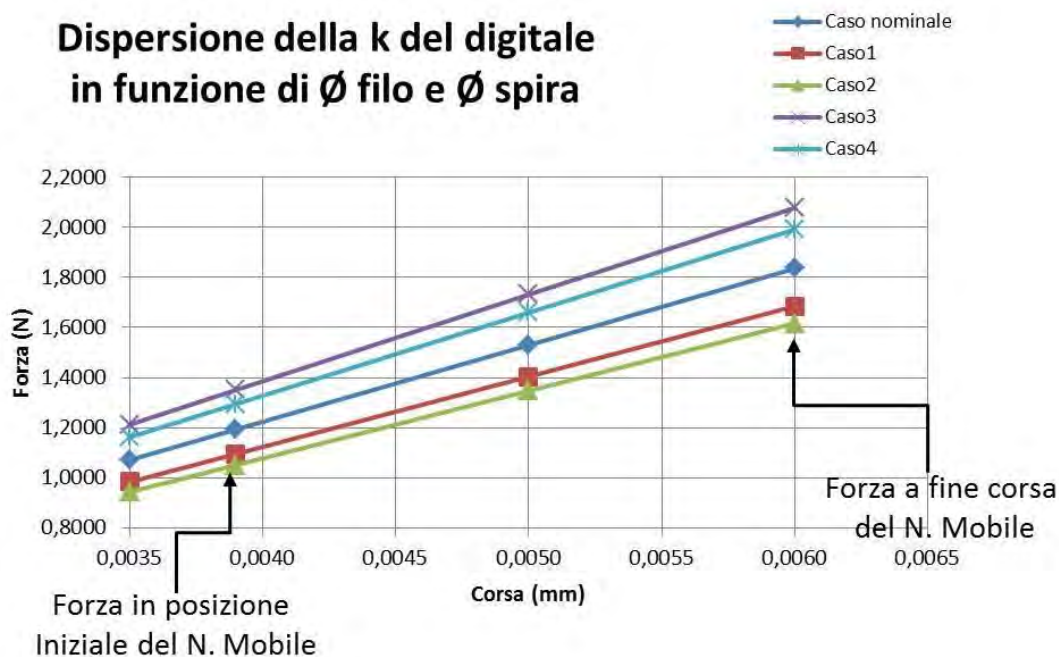


Figura 5.9: Dispersione delle caratteristiche elastiche per il digitale;

Tabella 5.19: Livelli di forza iniziale nei vari casi di k;

	Caso nominale	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
$F_0$ (N)	1,183	1,095	1,054	1,35	1,295
$F_{0 \text{ caso nominale}} / F_0$	1	0,93	0,89	1,14	0,99
Sovradimensionamento di $F_0$	20%	12%	7%	37%	31%
$\Delta F_0$	$\pm 0,12$ N				

Il fatto che comunque si mantengano dei gradi di sicurezza è certamente un bene, ma è chiaro anche che sovradimensionamenti inferiori al 10% è difficile considerarli in sicurezza.

Come si è detto prima di questa veloce analisi, ci sono alcuni fattori che non sono stati minimamente considerati, prima fra tutte la probabilità con cui queste combinazioni di risultati si palesino, ma è altrettanto vero che può rappresentare un primo spartiacque tra le condizioni accettabili e le condizioni che risultano essere al di fuori dei criteri di sicurezza accettati.

## 5.2-Prove e risultati sul nuovo prototipo

Realizzato il prototipo, si è passati a realizzare alcune prove per verificare il funzionamento e l'attinenza col modello teorico realizzato. Non è stato possibile realizzare tutte le prove necessarie per avere un quadro completo del funzionamento e del più o meno marcato parallelismo tra modello e prototipo, ma si è riusciti quanto meno a testarne il funzionamento.

Prima di descrivere le prove e i risultati ottenuti, va specificato che non si potuto completamente aderire al modello teorico: in particolare la bobina, il sistema di controllo e le molle sono stati realizzati al meglio, seppur diversamente da quanto richiesto dal dimensionamento.

La bobina infatti è stata realizzata con il numero di spire previste, ma con un filo di diametro lievemente inferiore, in quanto mancante il diametro necessario. Questo ha comportato un aumento della densità di corrente data la sezione minore, dall'altro canto usare un diametro maggiore avrebbe comportato il rischio di un numero di spire inferiore e quindi sicuramente forze generate inferiori.

Tabella 5.20: Comparazione fili bobina;

Diametro filo richiesto da modello (mm)	Diametro filo utilizzato (mm)
0,236	0,224

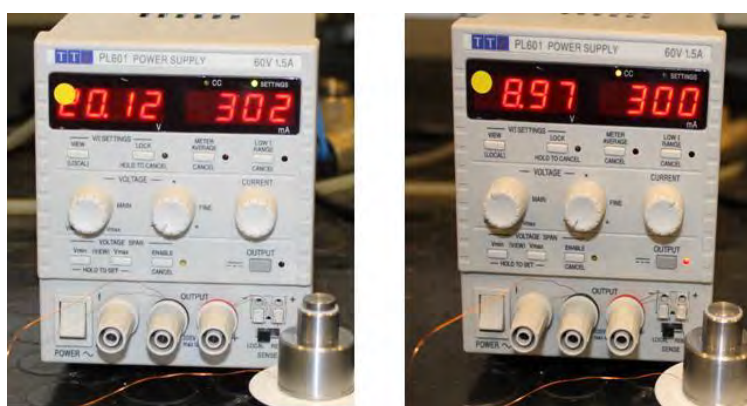
Per quanto concerne l'alimentazioni invece, il modello ipotizzava l'utilizzo di una scheda elettronica, e quindi di un sistema di controllo tramite la programmazione di un microprocessore a 12 bit. Nella realtà non ci si è potuti appoggiare un sistema del genere, ma limitarsi ad utilizzare un alimentatore regolabile, realizzando la connessione alla bobina attraverso un collegamento volante.

Le molle del modello rappresentano tipologia diverse da quelle presenti in azienda. Ciò ha significato orientarsi, per la molla dell'attuatore digitale, verso un esemplare di molla abitualmente prodotta con caratteristiche geometriche pressoché uguali a quelle richieste per quel membro della valvola, mentre per la molla del proporzionale si è ricorsi alla realizzazione di un esemplare non attraverso l'uso delle macchine automatiche, che rispondesse anch'esso alle condizioni geometriche richieste. Le molle sono state poi caratterizzate, con i risultati che saranno poi descritti.

### 5.2.1 – Prove preliminari: potenza assorbita e caratterizzazione delle molle

La prima e semplice prova che è stata fatta ha avuto come scopo verificare la potenza assorbita. La volontà era di verificare se il calcolo utilizzato per l'identificazione della potenza dissipata per via teorica desse risultati quanto meno confrontabili con la realtà sperimentale.

Per effettuare il test non si fatto altro che collegare la bobina all'alimentatore e, impostata la corrente pari a 0,300 A, misurare la tensione che si sviluppava. Da queste due grandezze poi si potuti risalire alla potenza dissipata.



5.10: a sinistra, sistema in condizione di settaggio, a destra risultato della prova con misure della tensione a corrente fissata;

Tabella 5.21: confronto potenza reale e potenza teorica;

Intensità di corrente applicata (A)	Tensione misurata (V)	Potenza dissipata calcolata (W)	Potenza dissipata teorica (W)
0,300	8,97	2,691	2,4

Da questo primo semplice test si vede come la potenza assorbita sia comparabile. Bisogna ricordare che la bobina non è uguale visto l'utilizzo nella realtà di una sezione più piccola. Questo significa che il conduttore manifesta una resistenza superiore a parità di lunghezza, e questo può spiegare il perché la potenza realmente dissipata sia leggermente superiore.

Prima di testare il funzionamento della valvola, è utile anche caratterizzare il comportamento delle molle, visto che per motivi diversi non corrispondono a quelle da modello. Per arrivare a definire la costante elastica si è utilizzata la stessa cella di carico utilizzata col primo

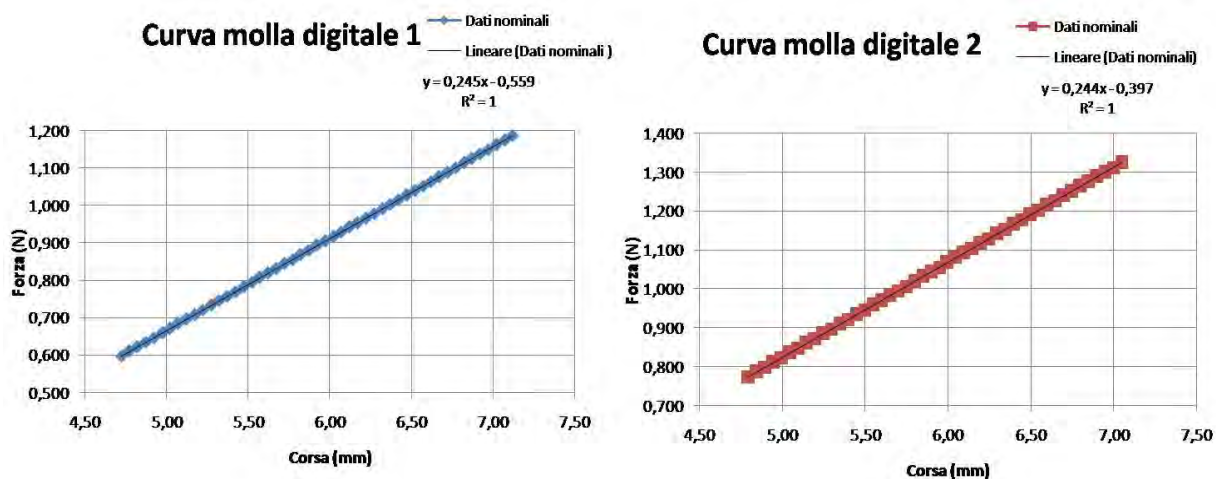
prototipo. Nel caso della molla per l'attuatore digitale si è voluto anche verificare l'eventuale diverso comportamento della molla libera e della molla all'interno dell'attuatore.

La prova è stata ripetuta per due molle dello stesso lotto di produzione, così da avere anche un'idea, per quanto limitata, di quali possono essere gli scostamenti di rigidità. Queste molle geometricamente si avvicinano a quelle richieste, mentre hanno una rigidità minore. Ciò comporta come unico inconveniente, una forza di chiusura relativamente più bassa.

Tabella 5.22: caratteristiche nominali molle modulatore digitale;

Diametro filo (mm)	lunghezza molla a riposo (mm)	diametro medio della spira (mm)	Rigidità nominale (gf/mm)	Rigidità nominale (N/mm)
0,55	17,9	7,2	25	0,245

La prova ha semplicemente testato le molle a compressione utilizzando la cella di carico, collegata ad un computer per la registrazione dei dati di corsa e forza di compressione applicata. Le due molle testate i risultati espressi nei seguenti grafici.

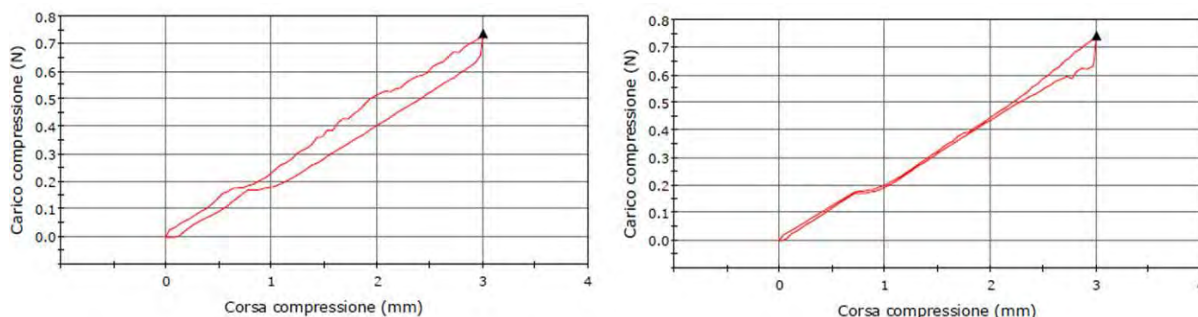


5.11: Grafici delle due molle testate a compressione per il modulatore digitale [App. B12 – B13];

Come si vede dal coefficiente angolare delle rette di interpolazioni, confrontato con la rigidità nominale riportata nella tabella sopra, le due molle sono praticamente identiche e hanno un comportamento perfettamente elastico.

Quando invece le molle sono state inserite all'interno degli attuatori e sottoposte allo stessa prova, mostrano dei comportamenti un po' diversi, nel senso che mostrano una certa isteresi

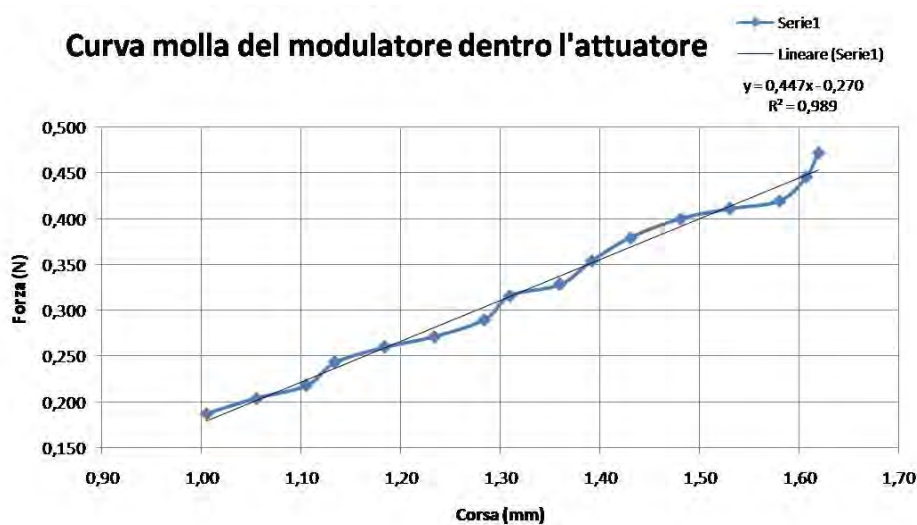
tra la corsa in compressione e quella in rilassamento. Questo comportamento si vede bene nei due grafici che seguono.



5.12: Andamento delle molle dentro gli attuatori: a sx molla 1, a dx molla 2 [App B12 – B13];

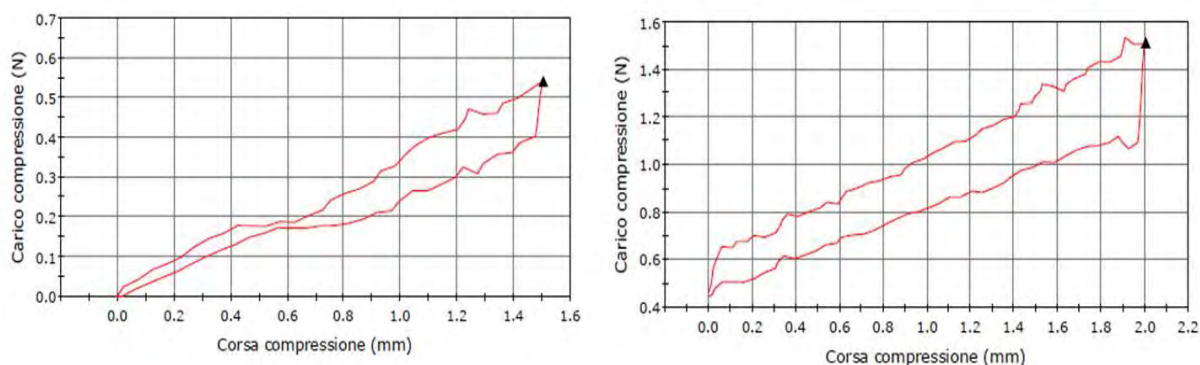
L'isteresi che si vede nell'andamento può essere dovuta a più o meno marcati fenomeni distribuiti di impuntamento. Però si vede già un netto miglioramento rispetto alla stessa prova eseguita sul primo prototipo: la molla comincia a muoversi fin da subito, non c'è bisogno di quello sforzo iniziale che si era visto nel caso dell'attuatore già esistente. Ciò significa che i miglioramenti introdotti a livello di geometria complessiva e di accoppiamento dei materiali a già portato dei miglioramenti.

Per quanto riguarda la molla dell'attuatore proporzionale, si è passati direttamente alla prova con la molla dentro l'attuatore. Si è preferito fare un'unica prova per ridurre i tempi, confidando sul fatto che i risultati dessero una caratteristica della molla quanto meno simile a quello che si sarebbe ottenuta provandola da sola. Questa idea era supportata da quanto visto con le molle del digitale.



5.13: Andamento della prova di compressione della molla dentro l'attuatore proporzionale [App.B14];

Da questa prova si è ritrovata una caratteristica della molla confrontabile con quella richiesta da modello. Però, diversamente da quanto visto per le altre molle, considerando tutta la corsa, quindi la compressione e lo scarico, il ciclo di isteresi risulta abbastanza più ampio, sia considerando il ciclo partendo da 0, sia rifacendo la prova con un piccolo pre - carico, per simulare la condizione di esercizio, in cui la molla è precompressa all'interno del nucleo mobile. I grafici dei cicli nei due casi sono riportati qui di seguito a confronto.



5.14: A sx, ciclo completa della molla con partenza a riposo , a dx ciclo della molla nell'attuatore con un precarico [App. B14 – B15];

Guardando questi risultati balzano agli occhi due evidenze. La prima è che, con un precarico, la molla vede il proprio ciclo d'isteresi ampliarsi, e non è certo una condizione positiva. Viceversa, nonostante una curva di carico caratterizzata da un certo nervosismo, aumenta la costanza di andamento. Entrambe queste risposte sperimentali sono probabilmente dovute al sistema di produzione: la molla non è stata prodotta da una macchina in maniera precisa come le precedenti, ma per adattamento di una molla preesistente. Ciò significa che, per quanto l'adattamento abbia restituito un oggetto con caratteristiche prossime alla molla cercata, certo non si può attendere un risultato uguale a quello che si sarebbe ottenuto da una molla realizzata in modo automatico.



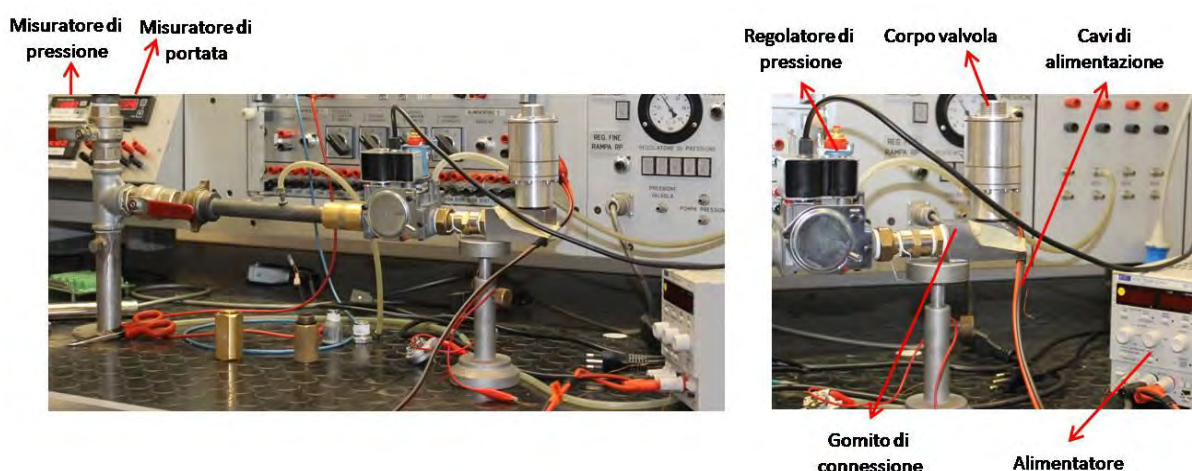
5.15: Cella di carico usata per caratterizzazione delle molle;

### 5.2.2 – Prova di funzionamento della valvola con alimentazione elettrica

Una volta determinato il comportamento delle molle e verificato l'assenza di forti impuntamenti iniziali, si è passati direttamente a testare il modulatore alimentato.

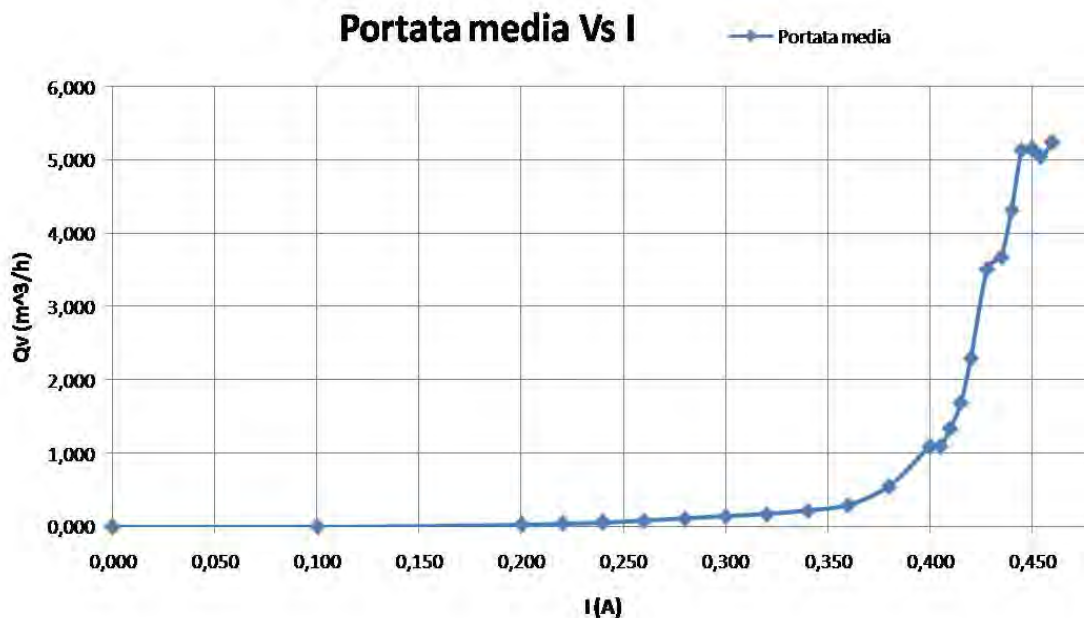
Prima di passare a descrivere i risultati del test, è bene sottolineare che la prova è stata eseguita con un set up parzialmente diverso da quella eseguita sul vecchio prototipo. Il banco di prova è stato lo stesso, così come la presenza di entrambi i modulatori in serie, con quello digitale sprovvisto di molla così da risultare sempre aperto, come nell'esercizio reale dovrebbe essere. Anche la presenza di una valvola a monte come regolatrice di pressione per avere un differenza di pressione tra entrata e uscita sempre nell'ordine dei 20 mbar, come previsto nel modello. Le differenze sono ricadute parzialmente sul sistema di prova, nel senso che la valvola da testare è stata posta direttamente a valle del regolatore di pressione e il gomito di alimentazione è stato realizzato in un pezzo unico e sul sistema di alimentazione, dove non si è utilizzata la scheda e l'interfaccia col PC per gestirla, ma un alimentatore esterno con regolazione manuale.

I motivi di queste differenze sono dovute a vari motivi: da un lato, l'accorciamento del sistema di alimentazione con l'avvicinamento al regolatore di pressione della valvola e la modifica del giunto di collegamento ha permesso di ridurre le perdite di carico esistenti prima della valvola, con un miglioramento delle condizioni di  $\Delta P$ , e la riduzione delle perdite del sistema, che andavano ad inficiare l'individuazione della portata di off set, dall'altro l'utilizzo dell'alimentatore piuttosto che il sistema di controllo ha permesso di accelerare la prova. D'altro canto, anche volendo, non sarebbe stato possibile, per motivi temporali, eseguire la prova con il sistema precedentemente realizzato. Questo perché la scheda di alimentazioni non era al momento disponibile.



5.16: Set up di prova complessivo (sx), particolare della zone della valvola (dx);

Sebbene il sistema non sia stato uguale, è anche vero che questo prova, con tutte le limitazione intrinseche, ha dato una prima idea di funzionamento della valvola.



5.17: Andamento della portata media in funzione della corrente applicata alla bobina [App. B16];

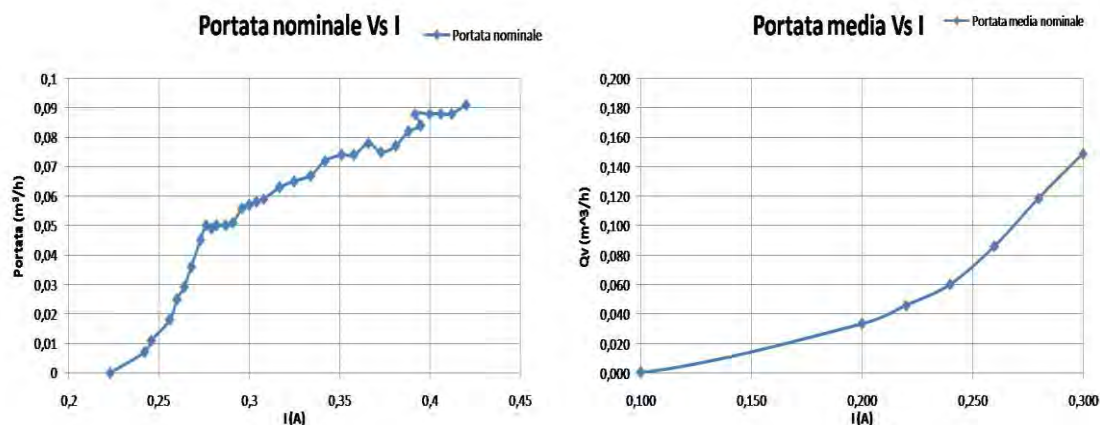
Il grafico mostra l'andamento medio della portata risultante da tre prove di funzionamento. Il funzionamento sembra essere parecchio diverso da quello registrato col primo attuatore, e lontano anche dall'obiettivo di andamento lineare tra portata e corrente. In realtà da questo grafico si possono ricavare molte informazioni, positive e non, come pure spunti per migliorare ulteriormente il funzionamento del modulatore.

Per confrontare il comportamento dei due attuatori, vecchio e nuovo, bisogna limitarsi al campo di correnti utilizzato nel primo test. Nel primo test ci si è limitati ai 200 mA successivi alla corrente di apertura. Di seguito verranno indicate le correnti di apertura nei due casi, mentre i grafici saranno costruiti considerando l'intervallo di 200 mA da queste.

Tabella 5.22: Confronto tra correnti di apertura dei prototipi;

Corrente di apertura vecchio prototipo (mA)	Corrente di apertura nuovo prototipo (mA)
$I_{\min} > 200$	$I_{\min} > 100$

Sebbene non si abbia un'indicazione precisa sul valore della corrente di apertura, si può già vedere, solo confrontando questi primi due valori indicativi, come si sia abbassato il livello di corrente necessario, e questo è sicuramente un aspetto positivo.

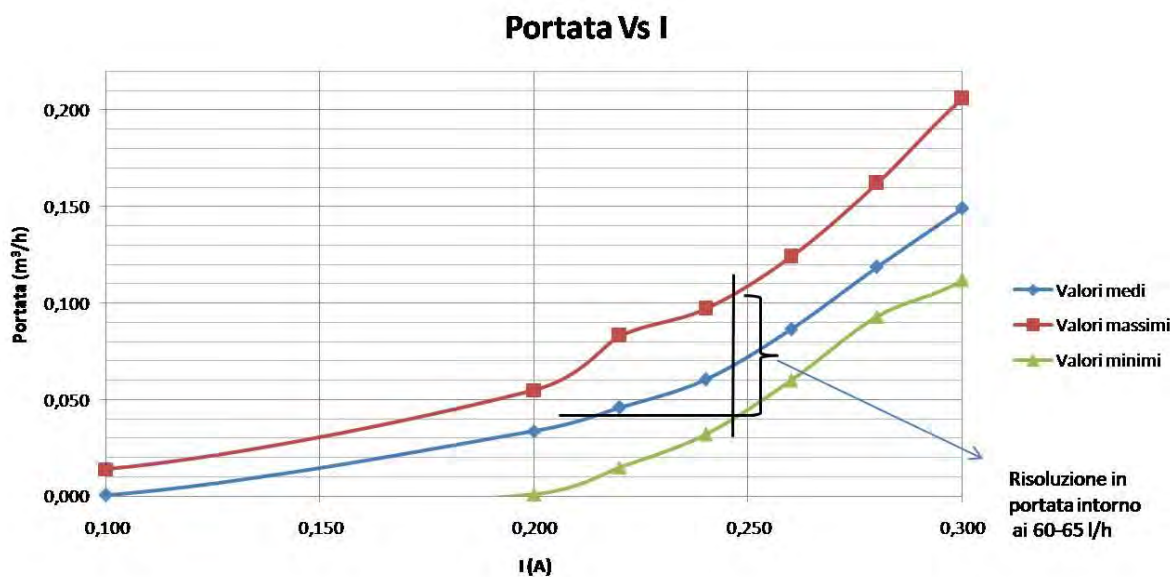


5.18: Confronto tra i primi 200 mA di funzionamento dei due modulatori;

La prima considerazione che si può fare riguarda gli impuntamenti: nel nuovo prototipo non sembra essercene traccia in questo primo intervallo di correnti. Un'altra cosa che si nota sono i livelli di portata nettamente diversi: col nuovo attuatore si arriva a circa 150 l/h, nell'altro caso ci si approssimava ai 100. La differenza in questo caso può essere imputabile alla rigidità della molla. Se da un lato può essere indice di una minor capacità di gestione della portata, è altresì vero che, avendo un comportamento meno affetto di impuntamenti e più lineare, la situazione è più facilmente governabile con correnti più basse.

Come per il vecchio prototipo si può fare anche una verifica sulla risoluzione in portata che si riesce ad ottenere. Nel caso in esame, i dati delle portate sono stati ottenuti attraverso l'impostazione di una determinata corrente e registrando le portate che si ottenevano una volta applicata. In altri termini, le portate sono state misurate per i singoli valori di corrente e non in modo continuo a causa del sistema di alimentazione di cui si disponeva. Ecco perché, nel grafico che segue, vengono presi in considerazione i valori di portata medi, massimi e minimi per ogni punto, piuttosto che la banda di incertezza.

È evidente che il risultato di risoluzione che si ottiene non è il più preciso possibile, ma può dare comunque un'indicazione utile.



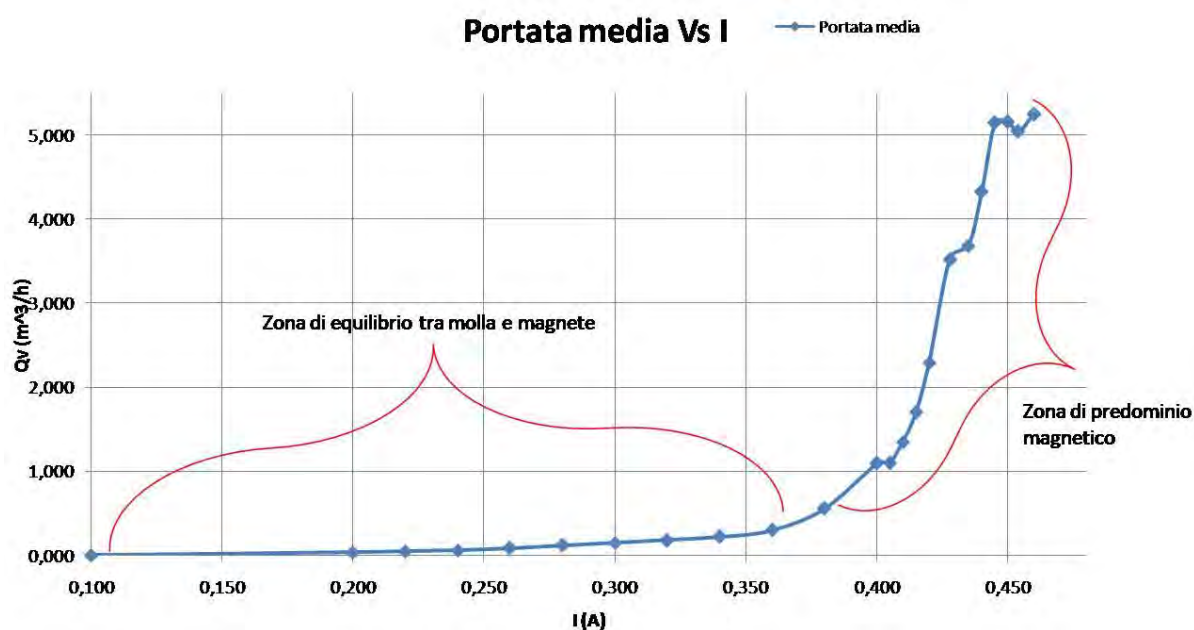
5.19: Confronto dei valori di portata massima, media e minima nel primo tratto [App. B16];

Per ottenere un valore più attendibile vanno sicuramente fatte altre prove, con una gestione dell'alimentazione migliorata attraverso l'uso di una apposita scheda di comando, come anche bisogna tenere conto delle incertezze sulle misure degli strumenti utilizzati. Quello che però si nota è come il limite si sia abbassato rispetto al precedente modulatore. Questo è in parte conseguenza di un miglioramento del movimento e in parte dovuto ad una riduzione della sezione d'uscita che comporta una riduzione dell'incremento di portata a parità di scostamento.

Oltre a quanto visto finora, ci sono due sostanziali note stonate nel funzionamento del modulatore, che rappresentano due obiettivi mancati, o quanto meno non completamente centrati, peraltro l'uno dipende dall'altro.

Nel realizzare il modello teorico si era ipotizzata una corrente massima di 300 mA, su cui si era calcolata la potenza dissipata e su cui si era dimensionata la bobina. Nella realtà dei test, si vede come arrivi alle portate massime per correnti nell'intorno dei 450 mA. Queste correnti maggiori comportano potenze dissipate più alte da un lato, e forze magnetiche maggiori. Proprio il fatto che si manifestino forze maggiori è causa della seconda conseguenza, e cioè l'impennata della curva nel tratto conclusivo. Chiaramente queste maggiori forze non sono bilanciate dalla molla, e quindi viene meno la capacità di regolazione.

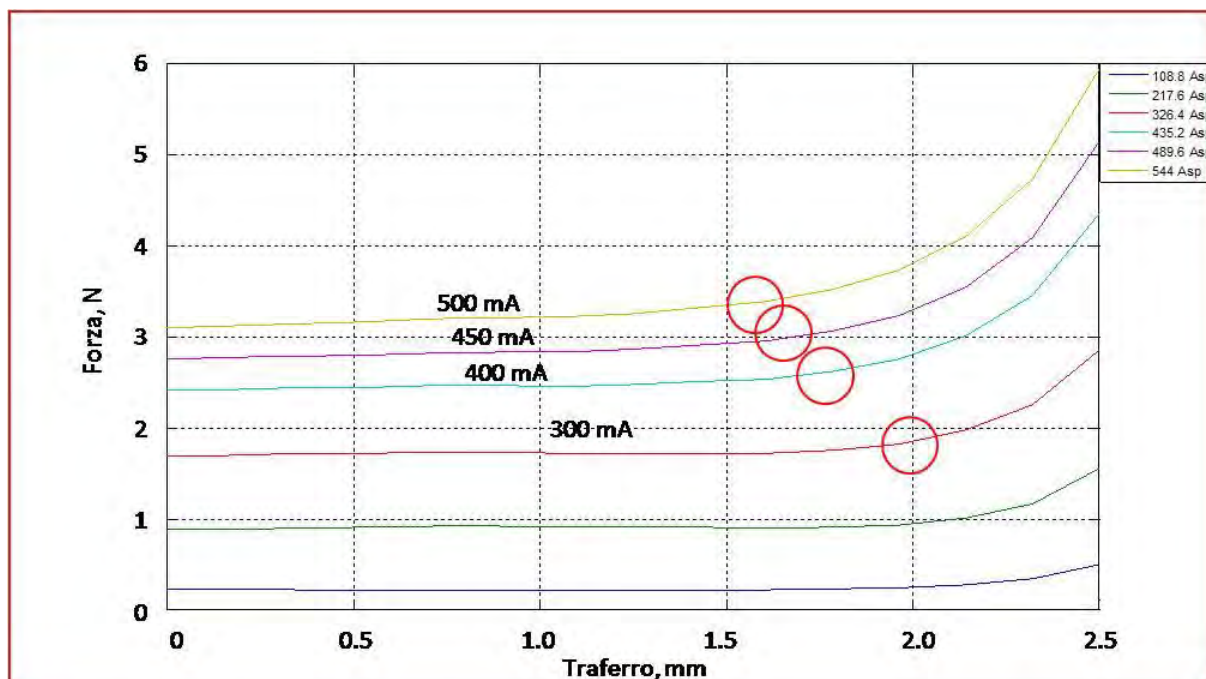
Il venir meno dell'equilibrio tra molla ed elettromagnete si può notare chiaramente se si osserva con attenzione l'andamento della portata; infatti si possono identificare due comportamenti distinti: un primo tratto, che arriva poco oltre i 350 mA, in cui la portata cresce in modo essenzialmente lineare, come richiesto e come conseguenza di curve di tiro praticamente piatte, poi un secondo tratto in cui la portata cresce in maniera molto veloce, fino ad arrivare alla condizione del tutto aperto.



5.20: Identificazione zone di funzionamento;

Lo spostamento della zona di funzionamento a correnti più alte probabilmente è dovuto a più fattori. Innanzitutto la molla del proporzionale è un po' più rigida di quella richiesta, il che significa che serve, in generale, una corrente un po' più alta per indurre lo spostamento. Come la forza iniziale, tutto il campo delle reazioni delle molla si sposta più in alto, richiedendo quindi più forza al magnete. Oltre a questo, probabilmente ci sono delle piccole differenze nelle misure delle lunghezze della molla a riposo e allo stato di pre-compressione. Questi due motivi, in prima battuta almeno, possono contribuire a spiegare lo spostamento a correnti più alte. A ciò poi consegue il doppio comportamento già evidenziato: a correnti più alte le curve di tiro del magnete non sono più piatte, o quasi, per tutta la corsa utile del nucleo mobile, ma tendono sempre più a scappar via per distanze sempre minori. Ecco che appena il magnete supera la forza elastica della molla, la possibilità di regolare la corsa del nucleo mobile scompare.

Per verificare quanto appena descritto si può osservare la simulazione delle curve di tiro per correnti fino a 500 mA, e notare come, di curva in curva, si anticipi il momento in cui la curva si allontani dalla planarità ricercata.



5.21: Simulazione curve di tiro per correnti maggiori ed evidenziazione zona di inizio pendenza [10];

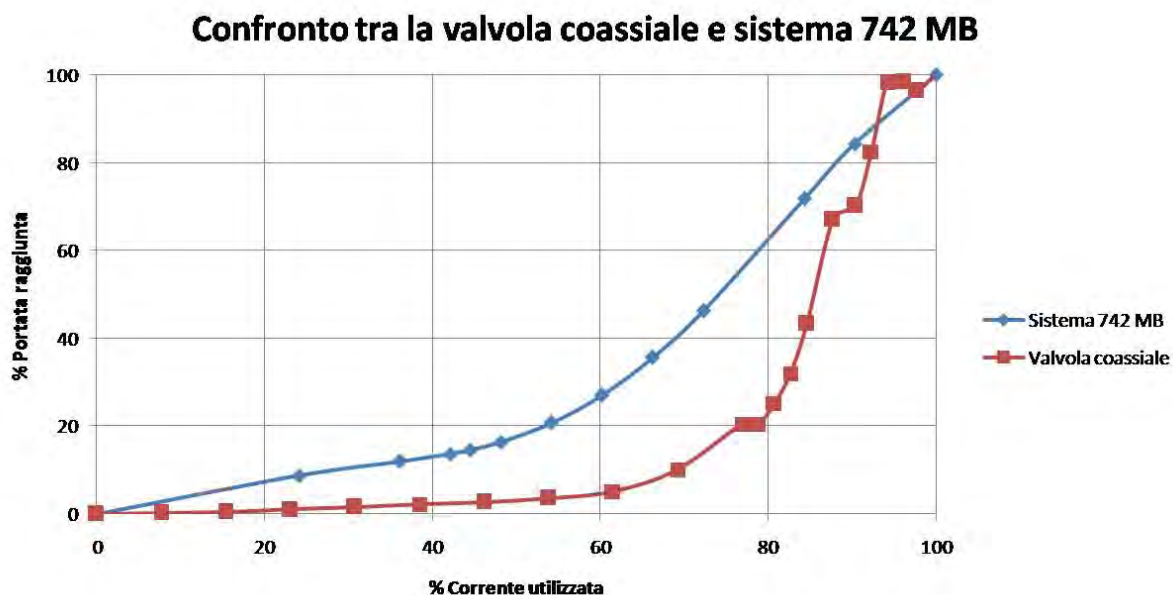
La molla leggermente più rigida e dimensioni di ingombro non perfette spiegano la necessità di correnti maggiori, e queste danno probabile ragione del duplice comportamento dell'attuatore.

Un'ultima considerazione che si può fare, riguarda il confronto del funzionamento di questa valvola, nata per gestire il flusso di gas e quindi per regolare un sistema di alimentazione, con un altro esempio di valvola regolatrice per la gestione del gas in sistema di alimentazione per la combustione sempre a funzionamento elettrico.

Questo sistema, sviluppato in azienda, sfrutta tutt'altri sistemi di controllo e regolazione, ma mostra un comportamento simili a quello riscontrato nella valvola oggetto di questo lavoro di tesi.

Non si vuole entrare nel merito del funzionamento di quest'altro sistema, nel descriverne approfonditamente funzionamento e sistema di controllo, ma semplicemente confrontare l'andamento, per constatare la vicinanza o meno a prodotti già sul mercato. L'unica, minimale, specificazione che si dà riguarda il fatto che il grafico che verrà poi mostrato è

stato ottenuto utilizzando un sistema di controllo realizzato attraverso una apposita scheda elettronica, situazione che era prevista anche nel modello sviluppato ma che non è stato possibile realizzare per i test svolti.



5.22: Confronto tra il funzionamento della valvola coassiale con 742 MB;

Il grafico mostra in termini percentuali il rapporto tra corrente utilizzata e portata ottenuta. Se da un lato è evidente il diverso sfruttamento del campo di lavoro, dall'altro si nota anche come la valvola coassiale con il modulatore dimensionato sfrutti quasi l'80% dell'intervallo di correnti utilizzate per coprire l'intervallo delle portate inferiori ad  $1 \text{ m}^3/\text{h}$  pari a poco meno del 20 % della portata massima, cioè nel campo delle piccole portate. Ciò significa una maggior discretizzazione della corrente, e quindi della portata in uscita.

## **Conclusioni: risultati ottenuti e possibili sviluppi futuri**

Lo scopo di questa tesi era di sviluppare un modulatore digitale e un modulatore proporzionale per una valvola coassiale, con determinate caratteristiche. Ci si era posti alcuni obiettivi, come il contenimento dimensionale, la limitazione dei pezzi e della loro tipologia, ed altri come, una relazione quanto più lineare possibile tra portata e corrente di alimentazione e un'alta risoluzione in portata, nell'ordine delle decine se non delle unità di litro. Oltre a questo c'erano anche dei chiari vincoli, normativi per le classi dei modulatori, o di funzionamento come la temperatura massima di esercizio del rame.

A partire da un primo prototipo, lo sviluppo del modello per il successivo esemplare che puntasse a soddisfare i requisiti posti è stato abbastanza lungo e complesso, si è lavorato su due ambiti paralleli tra loro in modo da poter arrivare ad avere una visione più completa possibile sia del funzionamento reale del primo prototipo attraverso test di laboratorio, sia di quello che poteva essere il funzionamento del successivo attraverso le simulazioni numeriche, sul modello in via di sviluppo, e sul modello del modulatore esistente.

Ottenere informazioni empiriche e da simulazioni numeriche sul campione esistente ha permesso di introdurre modifiche già in fase di modellazione sul nuovo, così da prevenire o quanto meno provare a ridurre i fenomeni parassiti che si erano palesati ed enfatizzare altri aspetti risultati positivi. Ciò ha permesso ad esempio di limitare i fenomeni di impuntamento nello scorrimento del nucleo mobile, come ha anche permesso di standardizzare i componenti, rendendo i due modulatori distinguibili solo grazie alla molla di diversa rigidità.

Utilizzare strumenti con MatLab<sup>®</sup> e Femm<sup>®</sup> ha permesso di moltiplicare in modo vertiginosi le variazioni geometriche indotte nel modello, seguendo così più vie di sviluppo, e considerando anche aspetti come la condizione di raffreddamento senza per questo realizzare per ogni modifica un prototipo. Similmente, l'utilizzo di Ansys<sup>®</sup> ha permesso di studiare il comportamento fluido – dinamico, termico e strutturale della valvola nel suo complesso con una relativa facilità, ottenendo anche, attraverso il raffronto tra le simulazioni e le prove pratiche, una certa sensibilità con cui trattare i dati simulati.

Una volta realizzato il prototipo sulla base del modello sviluppato, è stato possibile solo svolgere alcuni test iniziali ma già da questi si sono ottenuti sia risultati positivi ed in linea con le simulazioni, come la potenza assorbita dall'avvolgimento, ma anche spunti per ulteriori miglioramenti del modello.

Se da un lato non si è rispettato il vincolo sulla corrente massima applicata, dall'altro si è potuto vedere come sia possibile avere una buona risoluzione della portata puntando

sull'equilibrio tra molla e magnete. Un passo nella direzione di un ulteriore affinamento del funzionamento può essere quello di realizzare le modifiche necessarie per ottenere le curve di tiro piatte anche per correnti superiori a quella massima. Ciò permetterebbe di avere una maggiore costanza di comportamento in un campo di correnti più largo. La conseguenza sarebbe l'ottenimento di un modulatore più flessibile, che si potrebbe meglio adattare alla variazioni della rigidità della molla da un lato, e un maggior intervallo di regolazione fine.

Sempre nell'ottica di un miglioramento del funzionamento, si potrebbe provvedere ad una campionatura di molle per l'attuatore proporzionale realizzate utilizzando le tecniche necessarie tipicamente utilizzate in azienda. Ciò garantirebbe una miglior aderenza al comportamento del modello teorico e darebbe anche modo di effettuare un'analisi più approfondita della distribuzione probabilistica con cui si ottengono.

Realizzare questi due modulatori in modo quasi uguale, se non per un componente semplice come la molla, permette anche di contenere i costi. Un aspetto che non è stato valutato ma che dare un ulteriore contributo allo sviluppo di questo tipo di modulatore è appunto valutare il costo per realizzare di oggetti del genere, sia singolarmente che considerandoli all'interno del corpo valvola, così da poterli raffrontare alle valvole normalmente in commercio. Potrebbe essere un modo per valutare anche l'efficienza di questi modulatori e spingere o meno lo sviluppo in determinate direzioni.

Sviluppo ulteriore che potrebbe, ad esempio, prendere spunto anche dalle simulazioni strutturali svolte: si è notato come la carcassa nella forma attualmente utilizzata non soddisfa i requisiti di normativa. Un'idea potrebbe essere ideare una carcassa diversa che mantenga l'efficienza fluidodinamica ottenuta, ma che vada a soddisfare i requisiti normativi, magari anche andando a ridurre quelli che sono i componenti per garantire montaggio e sigillatura.

Come si può vedere il dimensionamento conseguito e il prototipo che ne è nato possono essere considerati come punti di arrivo, ma soprattutto possono aprire la strada a numerose ed ulteriori migliorie, fino ad raggiungimento degli obiettivi inizialmente posti, come altri, derivanti come conseguenze dal lavoro già svolto.



## Appendici

### Appendice A – Script, function e programma generale per le simulazioni con Matlab

#### A1 – Function per il calcolo della forza di tenuta

```
function [Fem0,Fm1,Fm2,Fm3,Fm0] = FORZAem0(Phi_ott,Phe_ott,Pback,Pinmax )

%Function per calcolare la forza dell'elettromagnete quando deve staccare
%l'otturatore

%Calcoli preliminari

PH_medOTT=(Phe_ott+Phi_ott)/2;           %diametro medio dell'otturatore
Tt=1.66*9.81/1000;                       %costante di tenuta sulla guarnizioneespressa
                                           in N/m[ (gf/m) *(m/s^2)/gf/kg= kg*m/m*s^2 = N/m]

%Calcoli delle componenti della forza iniziale

Fm1 = Pback*(pi/4)*Phi_ott^2*1.2;         %Componente per garantire
                                           la%contropressione.
Fm2 = Tt*pi*PH_medOTT*1.2;               %Componente che garantisce la
                                           %tenuta.
Fm3 = Pinmax*(Phe_ott^2)*(pi/4)*1.2;     %Componente per vincere variazione
                                           %dipressione monte-valle.

%Calcolo forza totale iniziale

Fem0 = 1.2*pi*(Pback*(Phi_ott^2)/4+Tt*PH_medOTT+(Pinmax*Phe_ott^2)/4);
end
```

...

*A2 – Function per il calcolo della corsa necessaria a garantire la portata massima e il confronto tra l'area laterale e quella d'uscita*

```
%script per il calcolo della corsa massima dell'otturatore per garantire
%la portatamassima richiesta da progetto.

Phi_ott = input ('introduci il diametro interno dell''otturatore ');
Qvmax = input ('introduci la portata massima da garantire ');
Dp = input ('introduci il gap di pressione da garantire ');

[Hmax, Amax] = ALZATA (Phi_ott, Qvmax, Dp);

    %Parametri costanti
    Cd = 0.611; %Coefficiente di efflusso tipico per
                %applicazione con spigoli vivi
    Rgair = 287.05; %J/K*kg, cost.dei gas perfetti
    Pamb = 101300; %Pa, Pressione dell'aria
    Tamb = 273.15+15; %K, temperatura ambiente assoluta
    d = 0.555; %Rapporto della densità del metano
                %rispetto all'aria (15°C, 1014)

    %Calcoli
    Qair = (Qvmax/3600) * sqrt(d); %m^3/s, portata che la valvola deve
                %garantire.
    Rho = Pamb/(Rgair*Tamb); %kg/m^3, densità
    Amax = (Qair/Cd)*sqrt(rho/Dp); %Area che mi garantisce la portata
                %richiesta.
    Hmax = Amax/(pi*Phi_ott); %Corsa massima del nucleo mobile che
                %garantisce la portata.

    End

fprintf('Hmax = %.6f\n', Hmax)
fprintf('Amax = %.6f\n', Amax)

Aott = pi/4*Phi_ott^2
```

...

### *A3 – Script per il calcolo della potenza assorbita in funzione del diametro del conduttore*

```

%Programma per realizzare grafico POTENZA ASSORBITA vs DIAMETRO ESTERNO
%DEL CONDUTTORE. Si calcolo la potenza dissipata al variare del diametro
%del filo rivestito considerando costanti le APS e la sezione della
%bobina.

% Inserimento costanti

APS= 346.5; %N°di APS
H_bob = 0.010; % (m), Altezza bobina.
PHi_bob = 0.015; % (m), diametro interno della bobina
PHe_bob = 0.021; % (m), diametro esterno della bobina
eta = 0.80; %Coefficiente di riempimento della bobina
RHO_Cu = 1.69*10^-8; %Ohm*m, resistività del rame
Di=1e3*[0.030,0.032,0.034,0.036,0.038,0.040,0.043,0.045,0.048,0.050,0.053,0
.056,0.060,0.063,0.067,0.070,0.071,0.075,0.080,0.085,0.090,0.095,0.1,0.106,
0.11,0.112,0.118,0.120,0.125,0.130,0.132,0.14,0.15,0.16,0.17,0.18,0.19,0.2,
0.212,0.224,0.236,0.25,0.265,0.28,0.3,0.315,0.335,0.355,0.375,0.4,0.425,0.4
5,0.475,0.5];
% m, diametro conduttore nudo.
De=1e3*[0.037,0.039,0.041,0.044,0.046,0.049,0.052,0.055,0.059,0.060,0.064,0
.067,0.072,0.076,0.080,0.083,0.084,0.089,0.094,0.1,0.105,0.111,0.117,0.123,
0.128,0.130,0.136,0.138,0.144,0.150,0.152,0.16,0.171,0.182,0.194,0.204,0.21
6,0.226,0.24,0.252,0.267,0.281,0.297,0.312,0.334,0.349,0.372,0.392,0.414,0.
439,0.466,0.491,0.519,0.544];
% m, diametro conduttore rivestito.

%Calcoli preliminari

A_bob = H_bob * (PHe_bob - PHi_bob); % (m^2), sezione bobina
PH_medio = (PHe_bob + PHi_bob)/2; % (m) , diametro medio bobina
K = (pi*RHO_Cu*PH_medio*(APS)^2*eta/A_bob); %gruppo delle costanti
dPH_cond = (De)-(Di);
P = (1.+ dPH_cond.^2./Di.^2).*K;

% Grafico dell'andamento

figure()
plot(De, P, '-');
xlabel('Diametro conduttore, m');
ylabel('Potenza dissipata, W');
Grid

```

...

#### *A4 – Function per il calcolo della sezione del filo per la bobina in funzione della resistenza alla Tmax*

```

function [ d_filo, N_spire ] = SEZIONEFILLO( H_bob, PHI_bob, PHe_bob,
Pmax, Imax, Tmax )

% Function per la determinazione dell'andamento della resistenza del%
conduttore in funzione della sezione e lunghezza a parità di corrente%
massima, potenza massima e temperatura massima.

%Parametri: diametro del conduttore nudo(d) e rivestito(d1)

d=1e3*[0.030,0.032,0.034,0.036,0.038,0.040,0.043,0.045,0.048,0.050,0.053,0.
056,0.060,0.063,0.067,0.070,0.071,0.075,0.080,0.085,0.090,0.095,0.1,0.106,0
.11,0.112,0.118,0.120,0.125,0.130,0.132,0.14,0.15,0.16,0.17,0.18,0.19,0.2,0
.212,0.224,0.236,0.25,0.265,0.28,0.3,0.315,0.335,0.355,0.375,0.4,0.425,0.45
,0.475,0.5];
d1=1e3*[0.037,0.039,0.041,0.044,0.046,0.049,0.052,0.055,0.059,0.060,0.064,0
.067,0.072,0.076,0.080,0.083,0.084,0.089,0.094,0.1,0.105,0.111,0.117,0.123,
0.128,0.130,0.136,0.138,0.144,0.150,0.152,0.16,0.171,0.182,0.194,0.204,0.21
6,0.226,0.24,0.252,0.267,0.281,0.297,0.312,0.334,0.349,0.372,0.392,0.414,0.
439,0.466,0.491,0.519,0.544];

%Altre costanti

alpha = 3.93*10^-3;           % 1/K, coefficiente resistenza in funzione di T
rhoCu = 1.69*10^-8;           % ohm*m, resistività del rame
Tamb = 60+273.15;             % K, temperatura ambiente di 60°C
eta = 0.8;                    % coefficiente di riempimento della spira

%Calcoli preliminari

PH_medBOB = (PHe_bob+PHI_bob)/2; %Diametro medio della bobina
l = (PHe_bob-PHI_bob)/2;        %Larghezza bobina
RTmax = Pmax/Imax^2             %R del conduttore alla Tmax con Imax
Ramb = RTmax/(1+alpha*(Tmax-Tamb)) %Resistenza del conduttore a T amb
s = (4/pi./d1.^2)*eta          %densità di spire con fattore di
%impaccamento
N_spire = H_bob*l*s             %N°di spire nell'area della bobina
L = pi*PH_medBOB*N_spire;      %Lunghezza equivalente del conduttore
A = pi/4*d.^2;                 %Calcolo iterato per l'individuazione
% delle sezione dei conduttori
R_filo = rhoCu.*L./A;          %Calcolo per individuare la R del filo
ii = find(R_filo<Ramb, 1);      %Ricerca prima di resistenza calcolata
% minore della resistenza a Tamb
d_filo = d(ii)                 %Diametro del filo corrispondente alla
% resistenza individuata al punto prima
N_spire = N_spire(ii)          %Numero di spire col diametro trovato.

...

```

***A5- Function per il calcolo della sezione del filo per la bobina in funzione della densità massima di corrente elettrica***

```

function [ d_filo, N_spire,P_max,m_Cu ] = SEZIONEFIL0_26_0775_DensMax(
H_bob, PHi_bob, PHe_bob,Imax,Tmax)
%Function per la determinazione del diametro del conduttore, del numero di
spire, della potenza dissipata e della massa del rame usato in funzione
della densità massima di corrente impostata.

%Parametri: diametro del conduttore nudo(d) e rivestito(d1)

d=1e3*[0.030,0.032,0.034,0.036,0.038,0.040,0.043,0.045,0.048,0.050,0.053,0.
056,0.060,0.063,0.067,0.070,0.071,0.075,0.080,0.085,0.090,0.095,0.1,0.106,0
.11,0.112,0.118,0.120,0.125,0.130,0.132,0.14,0.15,0.16,0.17,0.18,0.19,0.2,0
.212,0.224,0.236,0.25,0.265,0.28,0.3,0.315,0.335,0.355,0.375,0.4,0.425,0.45
,0.475,0.5];
d1=1e3*[0.037,0.039,0.041,0.044,0.046,0.049,0.052,0.055,0.059,0.060,0.064,0
.067,0.072,0.076,0.080,0.083,0.084,0.089,0.094,0.1,0.105,0.111,0.117,0.123,
0.128,0.130,0.136,0.138,0.144,0.150,0.152,0.16,0.171,0.182,0.194,0.204,0.21
6,0.226,0.24,0.252,0.267,0.281,0.297,0.312,0.334,0.349,0.372,0.392,0.414,0.
439,0.466,0.491,0.519,0.544];

%Altre costanti

alpha=3.93*10^-3;           %1/K, coefficiente resistenza in f(T)
rhoCu=1.69*10^-8;          %ohm*m, resistività del Cu
Tamb =60+273.15;          %K, temperatura ambiente di 60°C
eta=0.8;                   %Coefficiente di riempimento della spira
D_max = 7;                 %Max densità di corrente A/mm^2
Rho_Cu = 8920*10^3;        %Densità del Cugr/m^3

%Calcoli preliminari

PH_medBOB=(PHe_bob+PHi_bob)/2;           %Diametro medio della bobina
l = (PHe_bob-PHi_bob)/2;                 %Larghezza bobina
A = (pi/4)*d.^2;                          %Calcolo della sezione dei fili
Dfilo = (Imax./A)*10^-6                   %Calcolo la densità di I(A/mm^2)
ii=find(Dfilo< D_max,1);                  %Ricerco il primo valore di
                                           %densità di I minore dellaDmax
d_filo = d(ii);                           %Ricerca del
                                           %diametro%corrispondente alla
                                           %densità %individuata
s=(4/pi./d1(ii).^2)*eta;                  %Densità di spire con fattore di
                                           %impaccamento
N_spireOTT = H_bob*l.*s;                  %N°di spire della bobina
L = pi*PH_medBOB.*N_spireOTT;            %Lunghezza equivalente del
                                           %conduttore
R_filo = rhoCu*L./A(ii)                   %R del filo con la sezione
                                           %individuata.
RTmax = R_filo*1+alpha*(Tmax-Tamb)        %Resistenza del conduttore a Tmax
Pmax = RTmax*Imax^2                       %Potenza dissipata a Tmax
N_spire=H_bob*l.*(4/pi./d1(ii).^2)*eta;   %N° di spire col filo trovato
P_max =Pmax;                              %Pmax assorbita alla Tmax
m_Cu=d_filo^2*(pi/4)*PH_medBOB*N_spire*   %Massa di Cu nella bobina
Rho_Cu;

```

...

### *A6- Script per la costruzione delle curve di tiro tramite Femm*

```

%Modulatore con simulazione delle curve di tiro. Versione base.

% Open a Femm instance
openfemm;
% Open a new Magnetostatic problem
newdocument(0);
% Define the problem type. Magnetostatic; Units of mm; Axisymmetric;
Precision of 10(-8) for the % linear solver; a placeholder of 0 for the
depth dimension, and an angle constraint of 30 degrees
mi_probdef(0,'millimeters','axi',1e-8,0,-30);

%% Geometry

% Parameters
Dc = input('inserisci la corsa massima '); % mm, distance
co = 0; % mm, stroke
R = 25; % mm, radius of the external air enclosure
turns = 330; % -, circa numero di spire
X = input('inserisci diametro interno nucleo mobile ');
Y = 2; %spessore pareti nucleo mobile
meshsize = .25;
n_c = 10;
I_vect = [33,66,132,198,264,330]/turns;

% Nucleo mobile
v_pos = -5;
geo_mc = [0, -2;
(X/2)+2, -2;
(X/2)+2, 12;
X/2, 12;
X/2, -0.5;
0, -0.5;
0, -2];
geo_mc = [geo_mc(:,1), geo_mc(:,2) + v_pos];
mi_drawpolyline(geo_mc);
for pt=1:length(geo_mc)-1
mi_selectnode(geo_mc(pt, 1), geo_mc(pt,2));
End
mi_setgroup(1); %configurazione gruppo nucleo mobile
mi_addblocklabel((X/2)+(2/2), 0);

% Bobina
mi_drawpolyline([(X/2)+2+1.1, 2;
(X/2)+2+1.1+3, 2;
(X/2)+2+1.1+3, 12;
(X/2)+2+1.1, 12;

```

```

                (X/2)+2+1.1, 2]);
mi_addblocklabel((X/2)+2+1.1+(3/2), 8);

% Armatura
mi_drawpolyline([(X/2)+2+1.1+3-3.5, -4;
(X/2)+2+1.1+3-2.25, -4;
(X/2)+2+1.1+3-2.25, 0;
(X/2)+2+1.1+3+1.5, 0;
(X/2)+2+1.1+3+1.5, 15;
(X/2)+2+1.1+3, 15;
(X/2)+2+1.1+3, 1.5;
(X/2)+2+1.1+3-3.5, 1.5;
(X/2)+2+1.1+3-3.5, -4]);
mi_addblocklabel((X/2)+2+1.1+3+0.75, 1);

% Nucleofisso
v_pos = 5;
geo_fc = [0, 0;
(X/2)+2+1.1+3-3.95-3.15, 0;
(X/2)+2+1.1+3-3.95-3.15, 6.2;
(X/2)+2+1.1+3-3.95, 6.2;
(X/2)+2+1.1+3-3.95, 7.5;
(X/2)+2+1.1+3, 7.5;
(X/2)+2+1.1+3, 10;
0, 10;
    0, 0];
geo_fc = [geo_fc(:,1), geo_fc(:,2) + v_pos];
mi_drawpolyline(geo_fc);
mi_addblocklabel(1, 7);

% Aria a contorno
mi_drawline(0, 8 - R, 0, 8 + R);
mi_drawarc(0, 8 - R, 0, 8 + R, 180, 0.1);
mi_addblocklabel(10, -5);
% Fit view
mi_zoomnatural;

%% Condizione di contorno

% Define an "asymptotic boundary condition" property. This will mimic an
"open" solution domain
muo = pi*4.e-7;
mi_addboundprop('Asymptotic', 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1/(muo/2*R*1e-3), 0, 2);

% Apply the "Asymptotic" boundary condition to the arc defining the
boundary of the solution region
mi_selectarcsegment(R,0);
mi_setarcsegmentprop(2.5, 'Asymptotic', 0, 0);

```

```

% Add some materials properties
mi_getmaterial('Air');
mi_addmaterial('Coil', 1, 1, 0, 0, 58*0.65, 0, 0, 1, 0, 0, 0);
mi_addmaterial('FeP04 (DC04)', 2100, 2100, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0);
% A set of points defining the BH curve is then specified.
bhcurve = [0.6, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7, 1.8, 1.9;
140, 215, 257, 304, 370, 480, 665, 1050, 2000, 4000, 7100, 13000]';
% Valori della curva B-H del'FeP04 (DC04)
mi_addbhpoints('FeP04 (DC04)', bhcurve);
mi_addmaterial('AISI 430', 2100, 2100, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0);

% A set of points defining the BH curve is then specified.
bhcurve = [0.62, 0.80, 0.95, 1.02, 1.09, 1.15, 1.20, 1.22, 1.30;
240, 312, 400, 470, 600, 800, 1600, 2400, 15000]';
mi_addbhpoints('AISI 430', bhcurve);

% Add a "circuit property" so that we can calculate the properties of the
coil as seen from the terminals
mi_addcircprop('icoil', 1, 1);
mi_selectlabel(10,-5); %Assegnazione proprietà aria
mi_setblockprop('Air', 0, meshsize, '<None>', 0, 0, 0);
mi_clearselected
mi_selectlabel((X/2)+(2/2), 0); %Assegnazione proprietà n.mobile
mi_setblockprop('AISI 430', 0, meshsize, '<None>', 0, 1, 0);
mi_clearselected
mi_selectlabel(1, 7); %Assegnazione proprietà n.fisso
mi_setblockprop('AISI 430', 0, meshsize, '<None>', 0, 0, 0);
mi_clearselected
mi_selectlabel((X/2)+2+1.1+3+0.75, 1); %Assegnazione proprietà armatura
mi_setblockprop('FeP04 (DC04)', 0, meshsize, '<None>', 0, 0, 0);
mi_clearselected
mi_selectlabel((X/2)+2+1.1+(3/2), 8); %Assegnazione proprietà bobina
mi_setblockprop('Coil', 0, meshsize, 'icoil', 0, 0, turns);
mi_clearselected

% We have to give the geometry a name before we can analyze it.
mi_saveas('temp.fem');

% Now,analyze the problem and load the solution when the analysis is
finished

n_I = length(I_vect); %Iniziociclo per costruzione curve di tiro
c_vect = zeros(1, n_c);
F_vect = zeros(n_c, n_I);
for jj=1:n_c
    dc = Dc/(n_c - 1);
    c_vect(jj) = co + (jj - 1)*dc;

```

```

for ii=1:n_I
    I = I_vect(ii);
mi_modifycircprop('icoil', 1, I);
mi_analyze
mi_loadsolution
mo_selectblock((X/2)+(2/2), 0);

    % Calculate Maxwell stress tensor on the mobile core (vertical component

F_vect(jj, ii) = mo_blockintegral(19);
sprintf('Done simulation at %f Aps with an air gap of %f mm', I*turns,
c_vect(jj))
    End
    % Translate the mobile core up
mi_selectgroup(1);
mi_movetranslate(0, dc);
mi_clearselected
End

figure()                                %Costruzione grafico curve di tiro
plot(c_vect, abs(F_vect));
xlabel('Traferro, mm');
ylabel('Forza, N');
Grid
leg = cell(1, length(I_vect));
for el=1:length(I_vect)
    leg(1, el) = {[num2str(I_vect(el))*turns), ' Asp']};
End
legend(leg)

```

...

### *A7 – Esempio di programma generale per il dimensionamento e la creazione delle curve di tiro. Versione iniziale*

```

% SCRIPT COMPLETO: a partire dai parametri generali si arriva alla
% risoluzione della portata del modulatore proporzionale. Il programma
% calcola la corsa del nucleo mobile, la sezione del filo necessario
% per l'avvolgimento, la forza iniziale in funzione della categoria del
% modulatore, quella massima, la corrente minima che poi ottimizza,
% così come la forza massima, per poi dare la risoluzione in spostamento e
% quella conseguente in portata e le curve di tiro

clear
clc
%Parametri esterni
Qvmax = 5;           % Portata da garantire, (m^3/h)
Dp = 3000;          % Differenza di pressione richiesta, (Pa)
bit = 12;           % Memoria del DUC da cui dipende la%
                    % risoluzione in corrente
H_bob = 0.010;     % Altezza della bobina, (m)
PHi_bob = 0.015;   % Diametro interno della bobina, (m)
PHe_bob = 0.021;   % Diametro esterno della bobina, (m)
PHi_ott = 0.008;   % Diametro interno otturatore, (m)
PHe_ott = 0.013;   % Diametro esterno otturatore, (m)

Pmax = 8;           % Potenza massima dissipata, (W)
Imax = 1;           % Corrente massima alimentata (A)
Tmax = 363.15;     % Tmaxdel Cudell''avvolgimento (K)

%Calcoli preliminari

Di = Imax / (2^bit - 1); %Risoluzione in corrente in funzione dei bit

% Function per trovare la corsa del n. mobile per garantire laQvrchiesta
                    Hmax = ALZATA (PHi_ott,Qvmax, Dp)

%Function per calcolo di diametro e spire necessarie per avere R alla Tmax
[d_filo,N_spire]=SEZIONEfilo(H_bob,PHi_bob,PHe_bob,Pmax,Imax,Tmax )

disp('R in funzione della variazione delle sezioni dei conduttori ')
disp(' ')

% Function per trovare la F dell'elettromagnete per Imax, N spire e Hmax
                    F = FORZA_EM (Imax, Hmax, N_spire);

% Function per calcolo delle Fem0 in funzione della classe del modulatore.

Pback = input ('introduci la contropressione da garantire ');
Pinmax = input ('inserisci la pressione massima in ingresso ');
if PHi_ott<PHe_ott
    [Fem0,Fm1,Fm2,Fm3,Fm0] = FORZAem0 (PHi_ott,PHe_ott,Pback,Pinmax );
end
disp('Forza iniziale in funzione della classe del modulatore ')
fprintf('Fem0 = %.6f N\n ', Fem0)

% fhandle per calcolare la corrente minima per l'apertura

```

```

I_min = @(I) FORZA_EM(I, 0, N_spire) - Fem0;

% Funzione di ottimizzazione della corrente
I_MIN_OPT = fzero(I_min, .8)

% fhandle per il calcolo del minimo dx in funzione dell'intervallo di
forza, risoluzione della corrente, spire e Imin

Fdx = @(F) dxfF(F, Fem0, Hmax, N_spire, bit, I_MIN_OPT);
Fopt = F;

% Function per il calcolo della risoluzione in alzata e K della molla

[dx,k] = dxkF(F, Fem0, Hmax, N_spire, bit, I_MIN_OPT);

% Function per il calcolo della risoluzione in portata noto dx

[ dQv ]= RISOLUZIONE_PORTATA (dx)

% Vettore APS per il calcolo delle correnti e degli step di corsa in alzata

I_vect = [33,66,132,198,264,330]/N_spire;
n_c = 10;
[F_VECT] = CURVE_TIRO (I_vect, n_c, Hmax,N_spire);

```

...

### *A8- Esempi di programma generale per il dimensionamento e la creazione delle curve di tiro. Seconda versione*

```

% SCRIPT COMPLETO: dai parametri generali si arriva alla risoluzione della
% portata del modulatore proporzionale. Il programmacalcola la corsa del%
nucleo mobile, la sezione del filo necessario per l'avvolgimento, la      %
forza iniziale in funzione della categoria del modulatore, quella          %
massima, la corrente minima che poi ottimizza così come la forza massima, %
per poi dare la risoluzione in spostamento e quella conseguente in       %
portata e la costante elastica della molla.
% Portata max6.2m^3/h, 2000 dp
% Cd da calcoli 0.775,diametro interno n.mobile0.0095 m. Geometria% rifatta
per bobina più grande, dimensionamento in funzione della densità% di
corrente, spessori di 1 mm per il rocchetto della bobina.

Clear
Clc

%Parametri esterni

Qvmax = 6.2;           % Portata da garantire, (m^3/h)
Dp = 2000;           % Differenza di pressione richiesta, (Pa)
bit = 12;           % Memoria del DUC da cui dipende la
                   % risoluzione in corrente
H_bob = 0.0139;      % Altezza della bobina, (m)
PHi_bob = 0.0143;    % Diametro interno della bobina, (m)
PHe_bob = 0.0259;    % Diametro esterno della bobina, (m)
PHi_ott = 0.0095;    % Diametro interno otturatore, (m)
PHe_ott = 0.0119;    % Diametro esterno otturatore, (m)
PHuscita = 0.009;    % diametro foro uscita, (m)

Imax = 0.3;          % Corrente massima alimentata (A)
Tmax = 363.15;      % Tmaxdel Cu dell''avvolgimento, (K)
%Calcoli preliminari
Di = Imax / (2^bit - 1); % Risoluzione in corrente in funzione dei
                        bit

% Function per trovare la corsa del n. mobile per garantire la Qvrchiesta
Hmax = ALZATA_26_0775 (PHuscita,Qvmax, Dp)

%Function per calcolo di diametro e spire necessarie per avere R alla T max
[d_filo,N_spire,P_max,m_Cu]=SEZIONEfilo_26_0775_DensMax(H_bob,PHi_bob,PHe_b
ob,Imax,Tmax)

disp('R in funzione della variazione delle sezioni dei conduttori ')
disp(' ')

% Function per trovare la F dell'elettromagnete per Imax, N spire e Hmax
F = FORZA_EM_26_0775_bobGRANDE (Imax, Hmax, N_spire);

% Function per calcolo delle Fem0 in funzione della classe del modulatore.

Pback = input ('introduci la contropressione da garantire ');
Pinmax = input ('inserisci la pressione massima in ingresso ');
if PHi_ott<PHe_ott
    [Fem0,Fm1,Fm2,Fm3,Fm0] = FORZAem0_26 (PHuscita,PHe_ott,Pback,Pinmax );

```

```

end
disp('Forza iniziale in funzione della classe del modulatore ')
fprintf('Fem0 = %.6f N\n ', Fem0)

% fhandle per calcolare la corrente minima per l'apertura iniziale

I_min = @(I) FORZA_EM_26_0775_bobGRANDE(I, 0, N_spire) - Fem0;

% Funzione di ottimizzazione della corrente

I_MIN_OPT = fzero(I_min, .8)

% fhandleper il calcolo del minimo dx in funzione dell'intervallo di forza,
risoluzione della corrente, spire e Imin

Fdx = @(F) dxFF(F, Fem0, Hmax, N_spire, bit, I_MIN_OPT);

% Function per il calcolo della risoluzione in alzata

[dx,k] = dxFF_26_0775_bobGRANDE(F, Fem0, Hmax, N_spire, bit, I_MIN_OPT);

Functionper il calcolo della risoluzione in portata noto dx

[ dQv ]= RISOLUZIONE_PORTATA_0775 (dx)

% Vettore APS per il calcolo delle correnti e degli step di corsa in alzata

I_vect = [115,173,230,287.5,345.6]/N_spire;
n_c = 10;
[F_VECT] = CURVE_TIRO_26_0775_bobGRANDE (I_vect, n_c, Hmax,N_spire);

```

## Appendice B – Dati delle prove sperimentali

### B1 – Dati per il calcolo del Cd

Alzata libera(mm)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	Qvaria (m <sup>3</sup> /s)	Area di passaggio (m <sup>2</sup> )	Pin (mbar)	P in (Pa)	Cd
0,670	6,355	1,315E-03	2,525E-05	20,528	2052,8	0,8979
0,645	6,147	1,272E-03	2,430E-05	20,636	2063,6	0,8999
0,620	5,955	1,232E-03	2,336E-05	20,704	2070,4	0,9054
0,595	5,752	1,190E-03	2,242E-05	20,736	2073,6	0,9106
0,570	5,543	1,147E-03	2,148E-05	20,752	2075,2	0,9157
0,545	5,334	1,104E-03	2,054E-05	20,746	2074,6	0,9217
0,520	5,109	1,057E-03	1,959E-05	20,750	2075,0	0,9252
0,495	4,886	1,011E-03	1,865E-05	20,746	2074,6	0,9296
0,470	4,652	9,628E-04	1,771E-05	20,738	2073,8	0,9324
0,445	4,423	9,153E-04	1,677E-05	20,776	2077,6	0,9353
0,420	4,205	8,701E-04	1,583E-05	20,826	2082,6	0,9410
0,395	3,931	8,134E-04	1,488E-05	20,848	2084,8	0,9349
0,370	3,676	7,607E-04	1,394E-05	20,862	2086,2	0,9330
0,345	3,428	7,093E-04	1,300E-05	20,878	2087,8	0,9327
0,320	3,157	6,533E-04	1,206E-05	20,886	2088,6	0,9260
0,295	2,888	5,977E-04	1,112E-05	20,896	2089,6	0,9187
0,270	2,610	5,402E-04	1,017E-05	20,930	2093,0	0,9064
0,245	2,346	4,855E-04	9,232E-06	20,956	2095,6	0,8973
0,220	2,069	4,282E-04	8,290E-06	20,978	2097,8	0,8808
0,195	1,820	3,767E-04	7,348E-06	21,006	2100,6	0,8736
0,170	1,563	3,235E-04	6,406E-06	21,038	2103,8	0,8599
0,150	1,342	2,778E-04	5,652E-06	21,052	2105,2	0,8365
0,130	1,129	2,336E-04	4,898E-06	21,072	2107,2	0,8112
0,110	0,902	1,866E-04	4,145E-06	21,076	2107,6	0,7660
0,090	0,680	1,407E-04	3,391E-06	21,084	2108,4	0,7056
0,070	0,460	9,519E-05	2,638E-06	21,084	2108,4	0,6139
0,060	0,351	7,259E-05	2,261E-06	21,084	2108,4	0,5462
0,050	0,249	5,153E-05	1,884E-06	21,094	2109,4	0,4651
0,040	0,167	3,456E-05	1,507E-06	21,106	2110,6	0,3898
0,037	0,138	2,856E-05	1,394E-06	21,094	2109,4	0,3483
0,035	0,126	2,612E-05	1,319E-06	21,100	2110,0	0,3367
0,032	0,105	2,177E-05	1,206E-06	21,106	2110,6	0,3069
0,030	0,091	1,879E-05	1,130E-06	21,100	2110,0	0,2826
0,027	0,091	1,873E-05	1,017E-06	21,103	2110,3	0,3130
0,025	0,064	1,329E-05	9,420E-07	21,098	2109,8	0,2398
0,022	0,051	1,060E-05	8,290E-07	21,096	2109,6	0,2173
0,020	0,042	8,691E-06	7,536E-07	21,094	2109,4	0,1961
0,017	0,033	6,870E-06	6,406E-07	21,092	2109,2	0,1824

0,015	0,028	5,712E-06	5,652E-07	21,100	2110,0	0,1718
0,012	0,021	4,263E-06	4,522E-07	21,098	2109,8	0,1603
0,010	0,014	2,939E-06	3,768E-07	21,106	2110,6	0,1326
0,007	0,014	2,897E-06	2,638E-07	21,108	2110,8	0,1867
0,005	0,007	1,552E-06	1,884E-07	21,103	2110,3	0,1401
0,002	0,004	8,278E-07	7,536E-08	21,100	2110,0	0,1868
0,000	0,002	5,17349E-07	0,000E+00	21,100	2110,0	#DIV/0!

*B2- Dati e calcoli per il calcolo della portata in funzione della corsa totale*

Corsa (mm)	Prova 1		Prova 2		Prova 3		Prova 4		Prova 5	
	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)
0,0	0,334	20,95	0,335	20,96	0,334	20,98	0,333	20,97	0,334	21,00
0,1	1,167	20,84	1,191	20,90	1,150	20,93	1,227	20,92	1,227	20,96
0,2	2,525	20,74	2,266	20,80	2,237	20,81	2,319	20,84	2,302	20,85
0,3	3,297	20,64	3,298	20,69	3,273	20,70	3,354	20,70	3,333	20,75
0,4	4,237	20,54	4,323	20,62	4,303	20,65	4,369	20,63	4,362	20,68
0,5	5,323	20,43	5,319	20,57	5,288	20,56	5,361	20,56	5,352	20,58
0,6	6,222	20,42	6,200	20,50	6,181	20,48	6,223	20,48	6,225	20,53
0,7	6,950	20,22	6,935	20,27	6,9017	20,27	6,966	20,25	6,961	20,30
0,8	7,504	19,57	7,502	19,65	7,490	19,65	7,533	19,60	7,509	19,60
0,9	7,904	18,42	7,883	18,44	7,870	18,44	7,915	18,44	7,896	18,40
1,0	8,299	17,69	8,218	17,42	8,196	17,40	8,238	17,40	8,222	17,40
1,1							8,483	16,50	8,478	16,52
1,2							8,694	15,87	8,678	15,83
1,3							8,875	15,20	8,874	15,20
1,4							9,035	14,60	9,194	15,15
1,5							9,183	14,12	9,315	14,50
1,6							9,445	14,10	9,416	14,02
1,7							9,568	13,70	9,519	13,60
1,8							9,678	13,30	9,619	13,20
1,9							9,756	12,90	9,706	12,85
2,0							9,835	12,60	9,786	12,46
2,1							9,898	12,20	9,845	12,15
2,2							9,948	11,90	9,914	11,80
2,3							10,00	11,60	9,950	11,50

Formula e dati utilizzati per questo e i prossimi grafici.

$$Q_{v0} = 0,334 \text{ m}^3/\text{h} = Q_v \text{ off set}$$

$$U_{\text{comp}} = 0,00128 \%$$

$$U_{\text{port}} = 5\%$$

$$\text{Incertezza} = \sqrt{(\sigma_x^2 + U_{\text{comp}}^2 + U_{\text{port}}^2)}$$

Valori medi						
Qv (m <sup>3</sup> /h)	Qv n = Qv-Qv0 (m <sup>3</sup> /h)	Dev. Standard	Dev. Standard media( $\sigma_x$ )	Incertezza di misura	Qv minima (Qvn - Incer) (m <sup>3</sup> /h)	Qv massima (Qvn + Incer) (m <sup>3</sup> /h)
0,334	0,000	0,00071		0,12	-0,123	0,123
1,192	0,858	0,03478		0,12	0,735	0,982
2,330	1,996	0,11366		0,12	1,872	2,119
3,311	2,977	0,03218		0,12	2,854	3,100
4,319	3,985	0,05326		0,12	3,861	4,108
5,329	4,995	0,02902		0,12	4,871	5,118
6,210	5,876	0,01923		0,12	5,753	6,000
6,943	6,609	0,02584		0,12	6,485	6,732
7,508	7,174	0,01582		0,12	7,050	7,297
7,894	7,560	0,01762		0,12	7,436	7,683
8,235	7,901	0,03900		0,12	7,777	8,024
8,481	8,147	0,00354	0,03609	0,12	8,023	8,270
8,686	8,352	0,01131		0,12	8,229	8,475
8,875	8,541	0,00071		0,12	8,417	8,664
9,115	8,781	0,11243		0,12	8,657	8,904
9,249	8,915	0,09334		0,12	8,792	9,038
9,431	9,097	0,02051		0,12	8,973	9,220
9,544	9,210	0,03465		0,12	9,086	9,333
9,649	9,315	0,04172		0,12	9,191	9,438
9,731	9,397	0,03536		0,12	9,274	9,520
9,811	9,477	0,03465		0,12	9,353	9,600
9,872	9,538	0,03748		0,12	9,414	9,661
9,931	9,597	0,02404		0,12	9,474	9,720
9,975	9,641	0,03536		0,12	9,518	9,764

*B3 – Dati e calcoli per il calcolo della risoluzione in portata per corse piccole.*

Corsa (mm)	Prova 1		Prova 2		Prova 3		Prova 4		Prova 5	
	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)
0,000	0,341	21,01	0,346	21,00	0,346	20,99	0,346	21,00	0,345	21,00
0,020	0,376	21,00	0,366	20,98	0,371	20,99	0,399	20,98	0,393	21,01
0,040	0,507	20,99	0,500	20,98	0,488	20,96	0,569	20,96	0,555	20,96
0,060	0,706	20,96	0,711	20,95	0,694	20,95	0,779	20,94	0,766	20,93
0,080	0,931	20,95	0,939	20,94	0,911	20,93	1,018	20,92	0,993	20,92
0,100	1,155	20,92	1,169	20,93	1,148	20,91	1,248	20,91	1,232	20,90
0,120	1,402	20,93	1,403	20,92	1,384	20,91	1,477	20,89	1,459	20,90
0,140	1,625	20,90	1,636	20,88	1,615	20,88	1,710	20,88	1,693	20,88
0,160	1,855	20,86	1,865	20,86	1,849	20,87	1,928	20,86	1,910	20,86
0,180	2,075	20,84	2,075	20,82	2,053	20,82	2,132	20,80	2,116	20,83
0,200	2,266	20,82	2,268	20,83	2,246	20,82	2,327	20,80	2,314	20,80

$$Qv0 = 0,345 \text{ m}^3/\text{h} = Qv \text{ off set}$$

Valori medi						
Qv (m <sup>3</sup> /h)	Qv n = Qv-Q0 (m <sup>3</sup> /h)	Dev. Standard	Dev. Standard media ( $\sigma$ )	Incertezza di misura	Qv minima (Qvn - Incer) (m <sup>3</sup> /h)	Qv massima (Qvn + incer) (m <sup>3</sup> /h)
0,345	0,000	0,002	0,033	0,12	-0,120	0,120
0,381	0,036	0,014		0,12	-0,084	0,156
0,524	0,179	0,036		0,12	0,059	0,299
0,731	0,386	0,038		0,12	0,266	0,506
0,958	0,613	0,045		0,12	0,494	0,733
1,190	0,845	0,046		0,12	0,726	0,965
1,425	1,080	0,040		0,12	0,960	1,200
1,656	1,311	0,043		0,12	1,191	1,431
1,881	1,536	0,035		0,12	1,417	1,656
2,090	1,745	0,033		0,12	1,625	1,865
2,284	1,939	0,035		0,12	1,819	2,059

B4 – Dati e calcoli per la curva di portata con gli attuatori in serie e Ø uscita 12 mm.

Corsa (mm)	Prova 1		Prova 2		Prova 3		Prova 4		Prova 5	
	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)
0,0	0,323	21,03	0,320	21,10	0,319	21,10	0,320	21,10	0,319	21,10
0,1	1,083	20,96	1,093	21,07	1,106	21,05	1,108	21,03	1,117	21,04
0,2	2,228	20,84	2,240	20,90	2,246	20,92	2,250	20,96	2,246	20,93
0,3	3,289	20,74	3,274	20,82	3,312	20,80	3,308	20,8	3,294	20,81
0,4	4,241	20,64	4,234	20,75	4,261	20,78	4,243	20,75	4,255	20,70
0,5	5,031	20,54	5,029	20,65	5,030	20,70	5,024	20,70	5,034	20,74
0,6	5,747	20,60	5,724	20,66	5,740	20,63	5,724	20,60	5,736	20,60
0,7	6,402	20,47	6,383	20,50	6,388	20,50	6,382	20,45	6,389	20,47
0,8	6,961	20,22	6,946	20,20	6,943	20,25	6,946	20,25	6,947	20,20
0,9	7,337	19,65	7,317	19,60	7,335	19,63	7,292	19,55	7,299	19,50
1,0	7,574	18,90	7,555	18,79	7,564	18,92	7,520	18,70	7,535	18,80
1,1	7,770	18,30	7,755	18,20	7,746	18,24	7,713	18,03	7,724	18,15
1,2	7,947	17,65	7,941	17,60	7,918	17,50	7,926	17,66	7,927	17,60
1,3	8,080	17,06	8,076	17,08	8,080	17,06	8,088	17,10	8,097	17,13
1,4	8,202	16,60	8,207	16,60	8,202	16,58	8,209	16,68	8,321	16,70

$$Qv0 = 0,320 \text{ m}^3/\text{h} = Qv \text{ off set}$$

Valori medi						
Qv (m <sup>3</sup> /h)	Qv n = Qv-Qv0 (m <sup>3</sup> /h)	Dev. Standard	Dev. Standard media ( $\sigma$ )	Incertezza di misura	Qv minima (Qvn - Incer) (m <sup>3</sup> /h)	Qv massima (Qvn + incer) (m <sup>3</sup> /h)
0,320	0,000	0,00164		0,10	-0,100	0,100
1,101	0,781	0,01339		0,10	0,681	0,881
2,242	1,922	0,00860		0,10	1,822	2,022
3,295	2,975	0,01529		0,10	2,875	3,075
4,247	3,927	0,01096		0,10	3,827	4,027
5,030	4,710	0,00365		0,10	4,610	4,810
5,734	5,414	0,01011	0,01442	0,10	5,314	5,514
6,389	6,069	0,00798		0,10	5,969	6,169
6,949	6,629	0,00709		0,10	6,529	6,729
7,316	6,996	0,02042		0,10	6,896	7,096
7,550	7,230	0,02192		0,10	7,130	7,330
7,742	7,422	0,02309		0,10	7,322	7,522
7,932	7,612	0,01186		0,10	7,512	7,712
8,084	7,764	0,00838		0,10	7,664	7,864
8,228	7,908	0,05197		0,10	7,808	8,008

B5 – Dati e calcoli per la curva di portata con gli attuatori in serie e Ø uscita 10 mm.

Corsa (mm)	Prova 1		Prova 2		Prova 3		Prova 4		Prova 5	
	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)
0,0	0,353	21,04	0,367	21,00	0,366	21,00	0,366	21,04	0,366	21,01
0,1	0,868	20,95	0,906	20,98	0,863	20,99	0,893	21,02	0,863	20,99
0,2	1,859	20,86	1,887	20,91	1,871	20,90	1,875	20,93	1,824	20,92
0,3	2,943	20,72	2,948	20,76	2,919	20,76	2,936	20,77	2,879	20,77
0,4	3,900	20,63	3,919	20,69	3,906	20,70	3,906	20,70	3,869	20,70
0,5	4,666	20,55	4,678	20,63	4,665	20,65	4,662	20,68	4,645	20,67
0,6	5,259	20,60	5,294	20,55	5,277	20,61	5,288	20,63	5,271	20,61
0,7	5,748	20,50	5,769	20,6	5,775	20,60	5,765	20,60	5,755	20,59
0,8	6,166	20,60	6,184	20,5	6,18	20,50	6,173	20,50	6,165	20,50
0,9	6,505	20,49	6,524	20,38	6,521	20,40	6,513	20,40	6,504	20,40
1,0	6,761	20,30	6,776	20,28	6,768	20,28	6,805	20,27	6,757	20,30
1,1	6,970	20,19	6,981	20,2	6,977	20,20	7,008	20,35	6,916	20,20
1,2	7,156	20,08	7,162	20,06	7,155	20,00	7,193	20,23	7,153	20,10
1,3	7,285	19,70	7,287	19,68	7,27	19,68	7,366	20,10	7,277	19,70
1,4	7,406	19,30	7,408	19,33	7,393	19,30	7,502	19,80	7,394	19,40

$$Q_{v0} = 0,364 \text{ m}^3/\text{h} = Q_v \text{ off set}$$

Valori medi						
Qv (m <sup>3</sup> /h)	Qv n = Qv- Qv0 (m <sup>3</sup> /h)	Dev. Standard	Dev. Standard media(σx)	Incertezza di misura	Qv min (Qvn - Incer) (m <sup>3</sup> /h)	Qv max (Qvn + incer) (m <sup>3</sup> /h)
0,364	0,000	0,006	0,02033	0,1	-0,100	0,100
0,879	0,515	0,020		0,1	0,415	0,615
1,863	1,499	0,024		0,1	1,399	1,599
2,925	2,561	0,028		0,1	2,461	2,661
3,900	3,536	0,019		0,1	3,436	3,636
4,663	4,299	0,012		0,1	4,199	4,399
5,278	4,914	0,014		0,1	4,814	5,014
5,762	5,398	0,011		0,1	5,298	5,498
6,174	5,810	0,008		0,1	5,710	5,910
6,513	6,149	0,009		0,1	6,049	6,249
6,773	6,409	0,019		0,1	6,309	6,509
6,970	6,606	0,034		0,1	6,506	6,706
7,164	6,800	0,017		0,1	6,700	6,900
7,297	6,933	0,039		0,1	6,833	7,033
7,421	7,057	0,046		0,1	6,957	7,157

B6 – Dati per risoluzione a basse portate con attuatori in serie e Ø uscita 10 mm.

Corsa (mm)	Prova 1		Prova 2		Prova 3		Prova 4		Prova 5	
	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)
0,000	0,366	21,03	0,366	21,02	0,369	21,03	0,369	21,02	0,373	21,01
0,025	0,387	21,02	0,386	21,02	0,416	21,01	0,421	21,00	0,407	20,99
0,050	0,501	21,02	0,482	21,01	0,501	21,00	0,490	21,00	0,514	20,99
0,075	0,652	21,01	0,656	20,99	0,647	20,98	0,638	20,99	0,648	20,98
0,100	0,852	20,99	0,853	20,98	0,829	20,97	0,863	20,97	0,851	20,97
0,125	1,060	20,98	1,084	20,95	1,078	20,97	1,093	20,95	1,087	20,95
0,150	1,320	20,97	1,316	20,94	1,321	20,96	1,338	20,93	1,357	20,92
0,175	1,567	20,94	1,566	20,93	1,568	20,94	1,592	20,90	1,654	20,91
0,200	1,830	20,90	1,819	20,90	1,827	20,91	1,840	20,90	1,925	20,89

Qv0 = 0,369 m<sup>3</sup>/h = Qv off set

Valori medi						
Qv (m <sup>3</sup> /h)	Qv n = Qv-Qv0 (m <sup>3</sup> /h)	Dev. Standard	Dev. Standard Media (σ)	Incertezza di misura	Qv minima (Qvn - Incer) (m <sup>3</sup> /h)	Qv massima (Qvn + incer) (m <sup>3</sup> /h)
0,369	0,000	0,003		0,1	-0,100	0,100
0,403	0,034	0,016		0,1	-0,066	0,134
0,498	0,129	0,012		0,1	0,029	0,229
0,648	0,279	0,007		0,1	0,179	0,379
0,850	0,481	0,012	0,018	0,1	0,381	0,581
1,080	0,711	0,013		0,1	0,611	0,811
1,330	0,961	0,017		0,1	0,861	1,061
1,589	1,220	0,038		0,1	1,120	1,320
1,848	1,479	0,044		0,1	1,379	1,579

*B7 – Dati per le portate e la risoluzione in Qv da misure con il Bronkhorst.*

Il flussimetro misura una differenza di tensione in funzione della portata di aria che passa quindi bisogna convertire la tensione in portata di aria, e questa in portata di gas:

$$Q_{v \text{ aria}} = \text{Tensione (mV)} * 0,1836 \frac{l * h^{-1}}{mV}$$

$$Q_{v \text{ gas}} = \frac{Q_{v \text{ aria}}}{\sqrt{\rho_{\text{gas}}}} = \frac{Q_{v \text{ aria}}}{\sqrt{0,555}}$$

$$U_{\text{comp}} = 0.00128 \%$$

$$U_{\text{port}} = 5\%$$

$$\text{Incertezza} = \sqrt{(\sigma_x^2 + U_{\text{comp}}^2 + U_{\text{port}}^2)}$$

Corsa (mm)	Prova 1	Prova 2	Prova 3	Prova 4	Prova 5
	Tensione (V)	Tensione (V)	Tensione (V)	Tensione (V)	Tensione (V)
0,000	0,461	0,474	0,477	0,478	0,478
0,025	0,514	0,553	0,6	0,637	0,653
0,050	0,801	0,846	0,967	0,982	0,999
0,075	1,31	1,42	1,64	1,6	1,65
0,100	2,16	2,15	2,42	2,51	2,52
0,125	2,95	3,02	3,25	3,37	3,38
0,150	3,88	3,92	4,22	4,34	4,34
0,175	4,8	4,86	5,23	5,27	5,28
0,200	5,74	5,88	6,18	6,31	6,27
0,225	6,76	6,79	7,14	7,2	7,23
0,250	7,66	7,69	8,06	8,12	8,1
0,275	8,51	8,59	8,84	8,9	8,89
0,300	9,33	9,38	9,56	9,58	9,58

Valori medi						
Tensione (V)	Qv (l/h) aria	Dev. Standard (V)	Dev. Standard (l/h)	Dev. Standard media ( $\sigma_x$ )(l/h)	Incertezza (l/h) aria	Incertezza (l/h) gas
0,474	86,953	0,007	1,328		61	81,88
0,591	108,581	0,058	10,632		61	81,88
0,919	168,728	0,089	16,403		61	81,88
1,524	279,806	0,151	27,802		61	81,88
2,352	431,827	0,184	33,789		61	81,88
3,194	586,418	0,199	36,550		61	81,88
4,140	760,104	0,225	41,300	30,61	61	81,88
5,088	934,157	0,237	43,552		61	81,88
6,076	1115,554	0,252	46,313		61	81,88
7,024	1289,606	0,230	42,200		61	81,88
7,926	1455,214	0,230	42,300		61	81,88
8,746	1605,766	0,183	33,519		61	81,88
9,486	1741,630	0,121	22,245		61	81,88

Qv0 aria = 86,953 l/h = Qv off set aria

Qv n = (Qv - Qv0)aria (l/h)	(Qv n) gas (l/h)	Qv minima (Qvn - Incer) gas (l/h)	Qv massima (Qvn + incer) gas (l/h)
0	0	-81,88	81,88
21,63	29,03	-52,85	110,91
81,78	109,77	27,89	191,65
192,85	258,87	176,99	340,75
344,87	462,93	381,05	544,81
499,47	670,44	588,56	752,32
673,15	903,58	821,70	985,46
847,20	1137,21	1055,33	1219,09
1028,60	1380,70	1298,82	1462,58
1202,65	1614,34	1532,46	1696,22
1368,26	1836,63	1754,75	1918,51
1518,81	2038,72	1956,84	2120,60
1654,68	2221,09	2139,21	2302,97

*B8 – Dati prova della molla libera.*

<b>Corsa (mm)</b>	<b>Forza (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Forza (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Forza (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Forza (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Forza (N)</b>
2,40	0,81	2,94	1,15	3,48	1,53	4,02	1,98	4,56	2,43
2,42	0,82	2,96	1,17	3,50	1,55	4,04	1,99	4,58	2,44
2,44	0,83	2,98	1,18	3,52	1,56	4,06	2,01	4,60	2,46
2,46	0,84	3,00	1,19	3,54	1,58	4,08	2,03	4,62	2,48
2,48	0,85	3,02	1,20	3,56	1,59	4,10	2,04	4,64	2,49
2,50	0,87	3,04	1,22	3,58	1,61	4,12	2,06	4,66	2,51
2,52	0,88	3,06	1,23	3,60	1,63	4,14	2,08	4,68	2,53
2,54	0,89	3,08	1,24	3,62	1,65	4,16	2,09	4,70	2,54
2,56	0,91	3,10	1,26	3,64	1,66	4,18	2,11	4,72	2,56
2,58	0,92	3,12	1,27	3,66	1,68	4,20	2,13	4,74	2,58
2,60	0,93	3,14	1,28	3,68	1,70	4,22	2,14	4,76	2,59
2,62	0,95	3,16	1,29	3,70	1,71	4,24	2,16	4,78	2,61
2,64	0,96	3,18	1,31	3,72	1,73	4,26	2,18	4,80	2,62
2,66	0,97	3,20	1,32	3,74	1,75	4,28	2,19	4,82	2,64
2,68	0,98	3,22	1,33	3,76	1,76	4,30	2,21	4,84	2,66
2,70	1,00	3,24	1,35	3,78	1,78	4,32	2,23	4,86	2,67
2,72	1,01	3,26	1,36	3,80	1,79	4,34	2,24	4,88	2,69
2,74	1,02	3,28	1,37	3,82	1,81	4,36	2,26	4,90	2,71
2,76	1,04	3,30	1,39	3,84	1,83	4,38	2,28	4,92	2,72
2,78	1,05	3,32	1,40	3,86	1,84	4,40	2,29	4,94	2,74
2,80	1,06	3,34	1,41	3,88	1,86	4,42	2,31	4,96	2,76
2,82	1,08	3,36	1,43	3,90	1,88	4,44	2,33	4,98	2,77
2,84	1,09	3,38	1,45	3,92	1,89	4,46	2,34	5,00	2,79
2,86	1,10	3,40	1,46	3,94	1,91	4,48	2,36	5,00	2,79
2,88	1,11	3,42	1,48	3,96	1,93	4,50	2,38	5,00	2,79
2,90	1,13	3,44	1,50	3,98	1,94	4,52	2,39		
2,92	1,14	3,46	1,51	4,00	1,96	4,54	2,41		

*B9 – Dati per la prova con la molla nell'attuatore.*

<b>Corsa (mm)</b>	<b>Carico (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Carico (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Carico (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Carico (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Carico (N)</b>
0,000	0,000	0,037	0,581	0,138	0,191	0,579	0,409	1,019	0,655
0,000	0,000	0,038	0,610	0,159	0,204	0,599	0,421	1,039	0,671
0,000	0,000	0,041	0,585	0,179	0,214	0,619	0,429	1,059	0,689
0,009	0,029	0,042	0,536	0,199	0,221	0,639	0,439	1,079	0,709
0,011	0,056	0,042	0,510	0,219	0,222	0,659	0,451	1,099	0,730
0,013	0,082	0,043	0,482	0,239	0,232	0,679	0,462	1,119	0,743
0,014	0,110	0,043	0,453	0,259	0,243	0,699	0,469	1,139	0,744
0,016	0,140	0,043	0,422	0,279	0,260	0,719	0,480	1,159	0,749
0,018	0,171	0,044	0,391	0,299	0,269	0,739	0,497	1,179	0,767
0,020	0,204	0,044	0,359	0,319	0,267	0,759	0,509	1,199	0,787
0,021	0,237	0,045	0,329	0,339	0,279	0,779	0,517	1,219	0,800
0,023	0,263	0,045	0,299	0,359	0,291	0,799	0,530	1,234	0,825
0,024	0,290	0,045	0,271	0,379	0,301	0,819	0,531	1,254	0,834
0,025	0,316	0,046	0,245	0,399	0,308	0,839	0,545	1,274	0,832
0,026	0,344	0,047	0,199	0,419	0,318	0,859	0,557	1,294	0,849
0,028	0,372	0,048	0,163	0,439	0,320	0,879	0,568	1,314	0,863
0,029	0,400	0,048	0,136	0,459	0,331	0,899	0,576	1,334	0,877
0,030	0,429	0,050	0,107	0,479	0,338	0,919	0,586	1,354	0,884
0,031	0,459	0,057	0,132	0,499	0,350	0,939	0,605	1,374	0,900
0,033	0,489	0,078	0,149	0,519	0,367	0,959	0,623	1,394	0,903
0,034	0,520	0,098	0,166	0,539	0,384	0,979	0,638	1,414	0,918
0,035	0,550	0,118	0,177	0,559	0,397	0,999	0,646		

*B10 – Dati della misura di portata misurata in funzione della corrente.*

Corrente misurata (A)	Corrente nominale (A)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	Qv n = Qv - Qv0 (m <sup>3</sup> /h)	Corrente misurata (A)	Corrente nominale (A)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	Qv n = Qv - Qv0 (m <sup>3</sup> /h)
0,223	0	0,395	0	0,317	0,094	0,458	0,063
0,242	0,019	0,402	0,007	0,325	0,102	0,46	0,065
0,246	0,023	0,406	0,011	0,334	0,111	0,462	0,067
0,256	0,033	0,413	0,018	0,342	0,119	0,467	0,072
0,26	0,037	0,42	0,025	0,351	0,128	0,469	0,074
0,264	0,041	0,424	0,029	0,358	0,135	0,469	0,074
0,268	0,045	0,431	0,036	0,366	0,143	0,473	0,078
0,273	0,05	0,44	0,045	0,373	0,15	0,47	0,075
0,276	0,053	0,445	0,05	0,381	0,158	0,472	0,077
0,279	0,056	0,444	0,049	0,388	0,165	0,477	0,082
0,282	0,059	0,445	0,05	0,395	0,172	0,479	0,084
0,287	0,064	0,445	0,05	0,392	0,169	0,483	0,088
0,291	0,068	0,446	0,051	0,4	0,177	0,483	0,088
0,296	0,073	0,451	0,056	0,406	0,183	0,483	0,088
0,3	0,077	0,452	0,057	0,412	0,189	0,483	0,088
0,304	0,081	0,453	0,058	0,42	0,197	0,486	0,091
0,308	0,085	0,454	0,059				

$I_0 = 0,223 \text{ A}$

$Q_{v0} = 0,395 \text{ m}^3/\text{h}$

*B11 – Dati delle portate in funzione della pressione d'ingresso.*

Pressione ingresso (mbar)	Qv gas (m <sup>3</sup> /h)	Qv Aria (m <sup>3</sup> /h)
3	4,45	3,32
5,35	6,03	4,49
10,51	8,4	6,26
12,8	9,6	7,15

*B12 – Dati prova della molla 1 libera modulatore digitale nuovo.*

Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)
1,71	0,01	4,42	0,52	7,27	1,22	7,36	1,25	4,51	0,55
1,71	0,01	4,47	0,54	7,32	1,24	7,31	1,24	4,46	0,53
1,71	0,01	4,52	0,55	7,37	1,25	7,26	1,22	4,41	0,52
1,75	0,02	4,57	0,56	7,42	1,26	7,21	1,21	4,36	0,51
1,80	0,03	4,62	0,57	7,47	1,27	7,16	1,20	4,31	0,50
1,85	0,04	4,67	0,59	7,52	1,29	7,11	1,19	4,26	0,49
1,90	0,05	4,72	0,60	7,57	1,30	7,06	1,17	4,21	0,47
1,95	0,06	4,77	0,61	7,62	1,31	7,01	1,16	4,16	0,46
2,00	0,07	4,82	0,62	7,67	1,32	6,96	1,15	4,11	0,45
2,05	0,08	4,87	0,63	7,72	1,34	6,91	1,14	4,06	0,44
2,10	0,09	4,92	0,65	7,77	1,35	6,86	1,13	4,01	0,42
2,15	0,10	4,97	0,66	7,82	1,36	6,81	1,11	3,96	0,41
2,20	0,11	5,02	0,67	7,87	1,37	6,76	1,10	3,91	0,40
2,25	0,12	5,07	0,68	7,92	1,39	6,71	1,09	3,86	0,39
2,30	0,13	5,12	0,70	7,97	1,40	6,66	1,08	3,81	0,37
2,35	0,14	5,17	0,71	8,02	1,41	6,61	1,06	3,76	0,36
2,40	0,14	5,22	0,72	8,07	1,43	6,56	1,05	3,71	0,35
2,45	0,15	5,27	0,73	8,12	1,44	6,51	1,04	3,66	0,34
2,50	0,16	5,32	0,75	8,17	1,45	6,46	1,03	3,61	0,33
2,55	0,17	5,37	0,76	8,22	1,46	6,41	1,02	3,56	0,31
2,60	0,19	5,42	0,77	8,27	1,48	6,36	1,00	3,51	0,30
2,65	0,20	5,47	0,78	8,32	1,49	6,31	0,99	3,46	0,29
2,70	0,21	5,52	0,79	8,37	1,50	6,26	0,98	3,41	0,28
2,75	0,22	5,57	0,81	8,42	1,52	6,21	0,97	3,36	0,26
2,80	0,23	5,62	0,82	8,47	1,53	6,16	0,95	3,31	0,25
2,86	0,24	5,67	0,83	8,52	1,54	6,11	0,94	3,26	0,24
2,91	0,26	5,72	0,84	8,57	1,55	6,06	0,93	3,21	0,23
2,95	0,27	5,77	0,86	8,62	1,57	6,01	0,92	3,16	0,22
3,00	0,28	5,82	0,87	8,67	1,58	5,96	0,90	3,11	0,20
3,05	0,29	5,87	0,88	8,71	1,59	5,91	0,89	3,06	0,19
3,10	0,28	5,92	0,89	8,71	1,59	5,86	0,88	3,01	0,18
3,12	0,26	5,97	0,90	8,67	1,59	5,81	0,87	2,96	0,17
3,17	0,24	6,02	0,92	8,62	1,57	5,76	0,86	2,91	0,15
3,22	0,25	6,07	0,93	8,56	1,56	5,71	0,84	2,86	0,14
3,27	0,26	6,12	0,94	8,51	1,55	5,66	0,83	2,81	0,13
3,32	0,26	6,17	0,95	8,46	1,53	5,61	0,82	2,76	0,12
3,37	0,27	6,22	0,97	8,41	1,52	5,56	0,81	2,71	0,11
3,42	0,28	6,27	0,98	8,36	1,51	5,51	0,79	2,66	0,10
3,47	0,29	6,32	0,99	8,31	1,49	5,46	0,78	2,61	0,09
3,52	0,31	6,37	1,00	8,26	1,48	5,41	0,77	2,56	0,08
3,57	0,32	6,42	1,02	8,21	1,47	5,36	0,76	2,51	0,08
3,62	0,33	6,47	1,03	8,16	1,45	5,31	0,74	2,46	0,08
3,67	0,34	6,52	1,04	8,11	1,44	5,26	0,73	2,41	0,08

3,72	0,35	6,57	1,05	8,06	1,43	5,21	0,72	2,36	0,07
3,77	0,36	6,62	1,06	8,01	1,41	5,16	0,71	2,31	0,07
3,82	0,38	6,67	1,08	7,96	1,40	5,11	0,70	2,26	0,07
3,87	0,39	6,72	1,09	7,91	1,39	5,06	0,68	2,21	0,08
3,92	0,40	6,77	1,10	7,86	1,38	5,01	0,67	2,16	0,07
3,97	0,41	6,82	1,11	7,81	1,36	4,96	0,66	2,11	0,06
4,02	0,43	6,87	1,13	7,76	1,35	4,91	0,65	2,06	0,06
4,07	0,44	6,92	1,14	7,71	1,34	4,86	0,63	2,01	0,05
4,12	0,45	6,97	1,15	7,66	1,32	4,81	0,62	1,96	0,04
4,17	0,46	7,02	1,16	7,61	1,31	4,76	0,61	1,91	0,04
4,22	0,48	7,07	1,17	7,56	1,30	4,71	0,60	1,86	0,03
4,27	0,49	7,12	1,19	7,51	1,29	4,66	0,58	1,81	0,02
4,32	0,50	7,17	1,20	7,46	1,27	4,61	0,57	1,76	0,02
4,37	0,51	7,22	1,21	7,41	1,26	4,56	0,56	1,71	0,01

*B13 – Dati prova della molla 2 libera modulatore digitale nuovo.*

Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)
1,15	0,01	3,90	0,55	6,75	1,25	6,80	1,27	3,95	0,57
1,15	0,01	3,95	0,56	6,80	1,26	6,75	1,26	3,90	0,56
1,15	0,01	4,00	0,58	6,85	1,27	6,70	1,24	3,85	0,54
1,19	0,02	4,05	0,59	6,90	1,29	6,65	1,23	3,80	0,53
1,25	0,03	4,10	0,60	6,95	1,30	6,60	1,22	3,75	0,52
1,30	0,03	4,15	0,61	7,00	1,31	6,55	1,21	3,70	0,51
1,35	0,04	4,20	0,63	7,05	1,32	6,50	1,19	3,65	0,50
1,40	0,05	4,25	0,64	7,10	1,34	6,45	1,18	3,60	0,48
1,45	0,06	4,30	0,65	7,15	1,35	6,40	1,17	3,55	0,47
1,50	0,07	4,35	0,66	7,20	1,36	6,35	1,16	3,50	0,46
1,55	0,08	4,40	0,68	7,25	1,37	6,30	1,15	3,45	0,45
1,60	0,09	4,45	0,69	7,30	1,38	6,25	1,13	3,40	0,43
1,65	0,10	4,50	0,70	7,35	1,40	6,20	1,12	3,35	0,42
1,70	0,12	4,55	0,71	7,40	1,41	6,15	1,11	3,30	0,41
1,75	0,13	4,60	0,72	7,45	1,42	6,10	1,10	3,25	0,40
1,80	0,14	4,65	0,74	7,50	1,43	6,05	1,08	3,20	0,38
1,85	0,15	4,70	0,75	7,55	1,45	6,00	1,07	3,15	0,37
1,90	0,16	4,75	0,76	7,60	1,46	5,95	1,06	3,10	0,36
1,95	0,18	4,80	0,77	7,65	1,47	5,90	1,05	3,05	0,35
2,00	0,19	4,85	0,79	7,70	1,48	5,85	1,04	3,00	0,34
2,05	0,20	4,90	0,80	7,75	1,49	5,80	1,02	2,95	0,32
2,10	0,21	4,95	0,81	7,80	1,51	5,75	1,01	2,90	0,31
2,15	0,22	5,00	0,82	7,85	1,52	5,70	1,00	2,85	0,30
2,20	0,23	5,05	0,84	7,90	1,53	5,65	0,99	2,80	0,29
2,25	0,24	5,10	0,85	7,95	1,54	5,60	0,97	2,75	0,27
2,30	0,25	5,15	0,86	8,00	1,55	5,55	0,96	2,70	0,26

2,35	0,25	5,20	0,87	8,05	1,57	5,50	0,95	2,65	0,25
2,40	0,23	5,25	0,88	8,10	1,58	5,45	0,94	2,60	0,24
2,45	0,23	5,30	0,90	8,15	1,59	5,40	0,93	2,55	0,22
2,50	0,24	5,35	0,91	8,15	1,59	5,35	0,91	2,50	0,21
2,55	0,23	5,40	0,92	8,15	1,59	5,30	0,90	2,45	0,20
2,60	0,24	5,45	0,93	8,11	1,59	5,25	0,89	2,40	0,19
2,65	0,25	5,50	0,95	8,06	1,58	5,20	0,88	2,35	0,17
2,70	0,26	5,55	0,96	8,01	1,56	5,15	0,86	2,30	0,16
2,75	0,27	5,60	0,97	7,96	1,55	5,10	0,85	2,25	0,15
2,80	0,28	5,65	0,98	7,90	1,54	5,05	0,84	2,20	0,14
2,85	0,29	5,70	0,99	7,85	1,53	5,00	0,83	2,15	0,13
2,90	0,31	5,75	1,01	7,80	1,51	4,95	0,82	2,10	0,11
2,95	0,32	5,80	1,02	7,75	1,50	4,90	0,80	2,05	0,10
3,00	0,33	5,85	1,03	7,70	1,49	4,85	0,79	2,00	0,09
3,05	0,34	5,90	1,04	7,65	1,48	4,80	0,78	1,95	0,08
3,10	0,36	5,95	1,06	7,60	1,46	4,75	0,77	1,90	0,07
3,15	0,37	6,00	1,07	7,55	1,45	4,70	0,75	1,85	0,07
3,20	0,38	6,05	1,08	7,50	1,44	4,65	0,74	1,80	0,07
3,25	0,39	6,10	1,09	7,45	1,43	4,60	0,73	1,75	0,07
3,30	0,40	6,15	1,10	7,40	1,42	4,55	0,72	1,70	0,06
3,35	0,42	6,20	1,12	7,35	1,40	4,50	0,70	1,65	0,06
3,40	0,43	6,25	1,13	7,30	1,39	4,45	0,69	1,60	0,06
3,45	0,44	6,30	1,14	7,25	1,38	4,40	0,68	1,55	0,05
3,50	0,45	6,35	1,15	7,20	1,37	4,35	0,67	1,50	0,06
3,55	0,47	6,40	1,17	7,15	1,35	4,30	0,66	1,45	0,05
3,60	0,48	6,45	1,18	7,10	1,34	4,25	0,64	1,40	0,05
3,65	0,49	6,50	1,19	7,05	1,33	4,20	0,63	1,35	0,04
3,70	0,50	6,55	1,20	7,00	1,32	4,15	0,62	1,30	0,03
3,75	0,52	6,60	1,21	6,95	1,30	4,10	0,61	1,25	0,02
3,80	0,53	6,65	1,23	6,90	1,29	4,05	0,59	1,20	0,02
3,85	0,54	6,70	1,24	6,85	1,28	4,00	0,58	1,15	0,01

*B14 – Dati prova della molla per il modulatore proporzionale nuovo.*

<b>Corsa (mm)</b>	<b>Forza (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Forza (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Forza (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Forza (N)</b>	<b>Corsa (mm)</b>	<b>Forza (N)</b>
0,38	0,000	1,01	0,188	1,62	0,472	1,72	0,359	1,05	0,174
0,38	0,000	1,06	0,204	1,67	0,459	1,67	0,335	1,00	0,173
0,38	0,000	1,11	0,218	1,72	0,462	1,65	0,310	0,95	0,174
0,40	0,026	1,13	0,244	1,74	0,487	1,60	0,326	0,90	0,160
0,46	0,044	1,18	0,260	1,79	0,499	1,57	0,300	0,85	0,151
0,51	0,069	1,23	0,272	1,84	0,522	1,52	0,283	0,80	0,132
0,56	0,083	1,28	0,290	1,88	0,542	1,47	0,267	0,75	0,118
0,61	0,100	1,31	0,316	1,88	0,542	1,42	0,267	0,70	0,102
0,65	0,126	1,36	0,329	1,87	0,514	1,38	0,241	0,65	0,084
0,70	0,147	1,39	0,354	1,87	0,482	1,35	0,216	0,60	0,066
0,75	0,160	1,43	0,379	1,86	0,457	1,30	0,212	0,55	0,051
0,81	0,180	1,48	0,400	1,86	0,428	1,25	0,196	0,50	0,036
0,86	0,179	1,53	0,412	1,85	0,403	1,20	0,185	0,45	0,021
0,91	0,178	1,58	0,420	1,80	0,387	1,15	0,180	0,40	0,002
0,96	0,190	1,61	0,446	1,77	0,362	1,10	0,179	0,38	0,000

*B15 – Dati prova della molla per il modulatore proporzionale nuovo con pre - carico*

Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)	Corsa (mm)	Forza (N)
2,04	0,46	2,67	0,89	3,67	1,31	4,01	1,12	2,90	0,77
2,04	0,46	2,72	0,90	3,68	1,34	4,00	1,09	2,85	0,75
2,04	0,46	2,77	0,92	3,72	1,36	3,96	1,07	2,80	0,73
2,05	0,49	2,82	0,93	3,76	1,38	3,93	1,09	2,75	0,71
2,05	0,53	2,87	0,95	3,78	1,41	3,92	1,12	2,70	0,71
2,06	0,55	2,92	0,96	3,83	1,43	3,88	1,09	2,65	0,70
2,06	0,58	2,94	0,98	3,88	1,43	3,82	1,08	2,63	0,67
2,08	0,60	2,97	1,01	3,93	1,46	3,77	1,08	2,58	0,67
2,09	0,63	3,02	1,02	3,93	1,48	3,72	1,06	2,53	0,64
2,10	0,66	3,07	1,05	3,94	1,51	3,67	1,04	2,48	0,62
2,15	0,65	3,12	1,07	3,95	1,53	3,62	1,01	2,43	0,61
2,17	0,68	3,17	1,10	3,99	1,51	3,57	1,01	2,38	0,62
2,22	0,68	3,22	1,10	4,04	1,51	3,52	0,99	2,36	0,59
2,25	0,70	3,26	1,12	4,04	1,51	3,47	0,98	2,35	0,57
2,30	0,70	3,29	1,15	4,04	1,51	3,43	0,95	2,30	0,55
2,35	0,72	3,34	1,17	4,03	1,48	3,39	0,93	2,25	0,52
2,37	0,74	3,39	1,19	4,03	1,44	3,34	0,90	2,20	0,51
2,38	0,77	3,44	1,20	4,03	1,40	3,29	0,88	2,15	0,51
2,40	0,79	3,46	1,23	4,02	1,36	3,24	0,89	2,10	0,51
2,45	0,78	3,47	1,26	4,02	1,32	3,19	0,87	2,07	0,48
2,50	0,80	3,52	1,26	4,02	1,28	3,14	0,87	2,06	0,46
2,55	0,82	3,53	1,29	4,02	1,24	3,10	0,84	2,04	0,45
2,58	0,84	3,56	1,31	4,01	1,21	3,05	0,82		
2,63	0,84	3,57	1,34	4,01	1,18	3,00	0,80		
2,65	0,86	3,62	1,33	4,01	1,15	2,95	0,79		

*B16 – Dati prova del funzionamento in alimentazione del modulatore nuovo*

I (A)	Prova 1		Prova 2		Prova 3		Qv m	Qv n = Qv m – Qv0	Qv max	Qv min
	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)	Qv (m <sup>3</sup> /h)	P (mbar)				
0,000	0,228	20,78	0,240	20,76	0,255	20,73	0,241	0,000	0,255	0,228
0,100	0,230	20,73	0,240	20,75	0,255	20,71	0,242	0,001	0,255	0,230
0,200	0,242	20,71	0,286	20,74	0,296	20,67	0,275	0,034	0,296	0,242
0,220	0,256	20,77	0,281	20,76	0,324	20,72	0,287	0,046	0,324	0,256
0,240	0,273	20,75	0,293	20,77	0,338	20,73	0,301	0,060	0,338	0,273
0,260	0,301	20,76	0,316	20,73	0,365	20,65	0,327	0,086	0,365	0,301
0,280	0,334	20,74	0,342	20,76	0,403	20,66	0,360	0,119	0,403	0,334
0,300	0,353	20,74	0,370	20,76	0,447	20,66	0,390	0,149	0,447	0,353
0,320	0,393	20,72	0,388	20,77	0,478	20,72	0,420	0,179	0,478	0,388
0,340	0,434	20,72	0,423	20,76	0,534	20,64	0,464	0,223	0,534	0,423
0,360	0,507	20,67	0,528	20,70	0,591	20,62	0,542	0,301	0,591	0,507
0,380	0,959	20,62	0,757	20,68	0,685	20,60	0,800	0,559	0,959	0,685
0,400	1,466	20,60	1,298	20,64	1,250	20,57	1,338	1,097	1,466	1,250
0,405	1,656	20,54	1,210	20,66	1,153	20,63	1,340	1,099	1,656	1,153
0,410	2,104	20,42	1,516	20,60	1,143	20,60	1,588	1,347	2,104	1,143
0,415	2,182	20,40	2,492	20,36	1,146	20,62	1,940	1,699	2,492	1,146
0,420	3,197	20,30	3,249	20,25	1,156	20,56	2,534	2,293	3,249	1,156
0,428	4,013	20,25	4,027	20,23	3,248	20,24	3,763	3,522	4,027	3,248
0,435	4,036	20,24	4,128	20,23	3,611	20,20	3,925	3,684	4,128	3,611
0,440	4,128	20,23	5,445	20,25	4,128	20,18	4,567	4,326	5,445	4,128
0,445	5,446	20,26	5,448	20,26	5,268	20,20	5,387	5,146	5,448	5,268
0,450	5,456	20,27	5,454	20,28	5,277	20,22	5,396	5,155	5,456	5,277
0,454					5,288	20,21	5,288	5,047	5,288	5,288
0,460					5,485	20,25	5,485	5,244	5,485	5,485

$$Qv0 = 0,241 \text{ m}^3/\text{h}$$

## Bibliografia

- [1] : [www.asconumatics.eu](http://www.asconumatics.eu), *Tecnologia Elettrovalvole e valvole: funzionamento, terminologia e tipi di costruzione* (ultimo accesso 17/11/2014);
- [2] : [www.ode.it](http://www.ode.it), *Principali tipi di elettrovalvole prodotti dalla ODE*(ultimo accesso 17/11/2014);
- [3] : <http://www.connexion-developments.com/coaxial-valves.html>
- [4] : Appunti sui circuiti pneumatici – attuatori, p.i. Tudisco Giuseppe
- [5] : *European Standard EN 126*, marzo 2004;
- [6] : *European Standard EN161*, Novembre 2001;
- [7] : Tesi di Tosetto Massimo, Prof. A. Martucci – Università degli Studi di Padova, Dipartimento di Ingegneria Industriale “*Materiali Piezoelettrici – Dall’origine agli ultimi sviluppi: teoria ed applicazioni*”, 2013
- [8] : *European patent application 0 676 589 A1*
- [9] : *European patent specification EP 1 186 816 B1*
- [10]: MATLAB R2014a, [www.mathworks.com](http://www.mathworks.com)
- [11]: FEMM 4.2, [www.femm.info](http://www.femm.info)
- [12]: Appunti del corso di Misure Meccaniche e Termiche – “*Misure di portata e di velocità dei fluidi*”, R.Montanini
- [13]: Augusto Ghetti, “*Idraulica - seconda ed*”, edizioni libreria cortina Padova.
- [14]: G.Petrucci, “*Lezioni di costruzioni di macchine*”, Università di Parma
- [15] Specifica Tecnica interna Sit – La Precisa
- [16] Granta - CES Edu Pack 2014
- [17] [http://www.ravaniacciai.it/aisi\\_430/listtables\\_it\\_119.aspx](http://www.ravaniacciai.it/aisi_430/listtables_it_119.aspx)
- [18] A.Cigada, G.Re – Metallurgia – Vol.II, clup, Milano, testo esaurito e non più stampato
- [19] Scheda Tecnica acciaio AISI 430, Acciai inossidabili Cogne
- [20] Tesi di Luigi Vacca, Prof. P. Colombo – Università degli Studi di Padova, Dipartimento dei Processi Chimici per l’Ingegneria – “*Utilizzo di acciai inossidabili austenitici e ferritici nella produzione industriale di cucine*”, 2012
- [20] <http://www.engineerplant.it/dtec/proprieta-metalli.php>
- [21] [http://www.tecnocentro.it/ita/tabella\\_dilataz\\_term.htm](http://www.tecnocentro.it/ita/tabella_dilataz_term.htm)
- [22] [http://www.rmig.com/it/informazioni+tecniche/materia+prima/acciaio+al+carbonio+\(ferro\)/tavole+di+comparazione](http://www.rmig.com/it/informazioni+tecniche/materia+prima/acciaio+al+carbonio+(ferro)/tavole+di+comparazione)
- [23] [http://www.eilor.co.il/page\\_13162](http://www.eilor.co.il/page_13162)
- [24] William F.Smith, JavadHashemi – “*Scienza e tecnologia dei materiali*”, 4ed – McGraw – Hill Education (Italy) srl
- [25] Ing. Marta Zaccone, Dott. Antonio Casale –“*BIOPLASTICHE approfondimento principali famiglie: proprietà, processabilità, applicazione*” – Progetto Eden 2013 – Proplost – Plastic Innovation pole
- [26] <http://www.sourcejuice.com/1017969/2006/03/02/uso-nuove-materie-prime-fibra-sviluppare-nuovi-prodotti-maglia/it/>
- [27] Ansys R15.0, AnsysInc, Canonsburg, USA
- [28] <http://www.rgpballs.com/it/prodotti/SFERE/SCelta-RAPIDA/PLASTICA/sfere-in-polibutylene-pbt>
- [29] <http://www.plastotecnicaemiliana.it/index.php/prodotti/polietilenetereftalato-pet>
- [30] <http://www.plastotecnicaemiliana.it/index.php/prodotti/nylon-pa#1>
- [31] [http://www.airoidimetalli.it/fileUpload/39\\_tabelle\\_di\\_comparazione\\_barre.pdf](http://www.airoidimetalli.it/fileUpload/39_tabelle_di_comparazione_barre.pdf)
- [32] <http://cms.sapio.it/modules/FORMARCHITECT/Externals/117022/20060405100052.pdf>
- [33] <http://www.rgpballs.com/it/prodotti/SFERE/SCelta-RAPIDA/PLASTICA/sfere-in-nylon-6-6-pa>

