

This is the peer reviewed version of the following article:

Progettazione di uno smorzatore a fluido magnetoreologico con controllo della pressione / Golinelli, N., Genta, G., Spaggiari, A.. - ELETTRONICO. - (2014), pp. 448-460. (AIAS (Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni) 2014 43° Convegno Nazionale Rimini 9-12 Settembre 2014).

Padova University Press

Terms of use:

The terms and conditions for the reuse of this version of the manuscript are specified in the publishing policy. For all terms of use and more information see the publisher's website.

13/08/2026 02:40

(Article begins on next page)

PROGETTO DI SMORZATORE A FLUIDO MAGNETOREOLOGICO CON CONTROLLO DELLA PRESSIONE

N. Golinelli^{a,1}, G. Genta^a, A. Spaggiari^a,

^a Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia - Dipartimento Scienze e Metodi dell'Ingegneria
Via Amendola, 2, 42122 Reggio Emilia, ¹e-mail: nicola.golinelli@unimore.it

Sommario

Il presente lavoro riguarda la progettazione di uno smorzatore a fluido magnetoreologico (MR) che prevede la possibilità di controllarne la pressione interna. Precedenti studi degli autori, hanno evidenziato che la tensione di primo distacco τ_B di un fluido MR aumenta in funzione non solo dell'intensità del campo magnetico, ma anche della pressione alla quale si trova. Poiché l'aumento del campo magnetico è limitato da considerazioni quali la potenza dissipata e la saturazione magnetica, regolare in maniera attiva la pressione, consente di potenziare le prestazioni di tali sistemi in modo semplice ed efficiente. Il lavoro descrive la progettazione di dettaglio delle principali funzionalità del sistema: dimensionamento del circuito magnetico, progettazione del sistema idraulico e sviluppo del sistema di controllo della pressione. L'approccio è prevalentemente analitico, al fine di fornire le equazioni necessarie per un dimensionamento di massima del sistema. La metodologia sviluppata fornisce una traccia per un corretto approccio alla progettazione di un sistema smorzante a fluido MR sulla base delle caratteristiche di forza e corsa desiderate e degli ingombri disponibili.

Abstract

The aim of this work is designing a novel magnetorheological (MR) fluid damper with internal pressure control. Previous authors' works showed that the yield stress τ_B of MR fluids depends both on the magnetic field intensity and on the working pressure. Since the increase of the magnetic field intensity is limited by considerations like power consumption and magnetic saturation, an active pressure control leads to a simple and efficient enhancement of the performances of these systems. There are three main design topics covered in this paper about the MR damper design. First, the design of the magnetic circuit; second the design of the hydraulic system and third the development of an innovative pressure control apparatus. The approach adopted is mainly analytical and provides the equations needed for system design, taking into account the desired force and stroke as well as the maximum external dimensions.

Parole chiave: fluidi magnetoreologici, progettazione, smorzatore, effetto della pressione

1. INTRODUZIONE

I fluidi magnetoreologici (MR) fanno parte della classe di materiali chiamati “intelligenti”. I materiali appartenenti a questa categoria hanno la peculiarità di variare alcune delle loro proprietà fisiche in funzione di campi esterni di natura non meccanica (termici elettromagnetici, etc.). I fluidi MR sono un composto eterogeneo di una soluzione liquida e di particelle ferromagnetiche polarizzabili. La fase continua è di norma un olio minerale, sintetico o siliconico e funge da mezzo trasportatore della fase dispersa, ovvero le particelle ferromagnetiche, tipicamente ferro puro. Il fluido è progettato secondo opportune formulazioni e contiene additivi per evitare sia l'aggregazione, sia la sedimentazione delle

particelle ferromagnetiche, oltre che prevenirne per quanto possibile l'usura. Tipicamente, nei fluidi MR in commercio, la percentuale di particelle varia tra il 20 e il 40 % in volume. Le particelle ferromagnetiche all'interno del fluido assumono una disposizione casuale data dal moto Browniano e il comportamento del fluido è molto simile a quello di un fluido Newtoniano. La particolarità dei fluidi magnetoreologici consiste nella capacità di variare la loro viscosità apparente in funzione del campo magnetico. Applicando un campo magnetico, si ottiene una conseguente orientazione dei dipoli magnetici delle particelle, le forze attrattive provocano la formazione di catene orientate nella direzione delle linee di flusso. Tali catene, riducendo la mobilità del fluido, sono responsabili del macroscopico aumento delle caratteristiche viscosi. Applicando un campo magnetico e sottoponendo il fluido ad uno sforzo di taglio ortogonale alle linee di campo, quest'ultimo si comporta come un solido finché non si supera un valore limite di tensione τ_B detta tensione tangenziale di primo distacco. L'interesse per questi fluidi è molto cresciuto negli ultimi tre decenni. Gli studi tecnico-scientifici su questo materiale sono molteplici e le applicazioni che lo utilizzano vanno dal campo dell'automotive (freni e smorzatori [1], [2]), al campo della bio-meccanica (protesi [3]), al campo strutturale (smorzatori anti-sismici [4]) fino al campo medico (simulazione di consistenza di organi umani). Il campo di applicazioni su cui è focalizzato il presente lavoro è quello degli smorzatori quindi essi verranno descritti più in dettaglio per identificarne le problematiche e le criticità principali che si incontrano nella progettazione. Un classico esempio è un ammortizzatore automobilistico al quale è richiesto il compito di smorzare le oscillazioni indotte dalla parte elastica, tipicamente una molla, del sistema di sospensioni: nelle applicazioni tradizionali di sistemi smorzanti questo compito è ottenuto tramite la laminazione di un olio. Esso viene fatto trafilare attraverso luci di sezione fissa o variabile, le quali, nelle applicazioni più sofisticate, possono anche essere controllate da attuatori gestiti elettronicamente.

Attraverso l'impiego di fluidi MR in sostituzione di quelli tradizionali, lo smorzamento è ottenuto senza variare la sezione, data la possibilità di cambiare la viscosità del fluido in funzione del campo magnetico applicato, ottenendo di conseguenza smorzamenti variabili. Lo sviluppo tecnologico e il crescente interesse per questi materiali hanno fatto sì che al giorno d'oggi esistano svariate soluzioni costruttive di smorzatori magnetoreologici [5].

I modelli a singolo cilindro (Figura 1a) sono i più compatti in assoluto e pertanto sono la soluzione più diffusa. Generalmente è presente un accumulatore che permette di assorbire il cambio di volume tra camera superiore ed inferiore dovuto alla presenza monolaterale dello stelo. Il meccanismo è costituito da un diaframma metallico che separa il fluido da un gas compresso. I modelli a doppio cilindro sono caratterizzati dalla presenza di due camere per contenere il fluido. Nell'esempio in Figura 1b, la camera interna funge da guida per lo stelo del pistone come nel caso del modello a singolo cilindro. Per provvedere al cambiamento di volume dovuto al movimento del pistone, il fluido magnetoreologico passa nel cilindro esterno grazie ad una valvola di piede. Tale valvola è situata alla base del cilindro interno e regola il flusso di fluido tra le due camere. La tipologia a doppio stelo (Figura 1c) si differenzia per la presenza di due steli dello stesso diametro collegati dalla testa del pistone. Lo spostamento del pistone non provoca nessun cambiamento del volume e quindi non è più necessario utilizzare un accumulatore. Le prime tre architetture presentano gli avvolgimenti all'interno della testa del pistone, ciò non avviene nell'ultima tipologia di smorzatori con by-pass (Figura 1d). La movimentazione del fluido è permessa grazie a un condotto di by-pass che rimette in circolo il fluido spostato dal pistone durante il movimento. Il controllo della viscosità del fluido avviene applicando un campo magnetico al condotto di by-pass.

Diverse metodologie di progettazione di smorzatori a fluido magnetoreologico sono presenti in letteratura [6]–[8]. Lo scopo di questa ricerca è la progettazione e lo sviluppo di uno smorzatore a fluido MR con la possibilità di controllarne la pressione interna. Infatti in [9]–[11] si è mostrato come anche a basse pressioni, i fluidi MR hanno un aumento considerevole della tensione di primo distacco τ_B , con valori da due a cinque volte superiori a quelli dichiarati dal produttore. L'obiettivo è quindi sfruttare l'aumento di pressione per incrementare il valore di τ_B e per progettare uno smorzatore MR ad alte prestazioni e con ingombri contenuti.

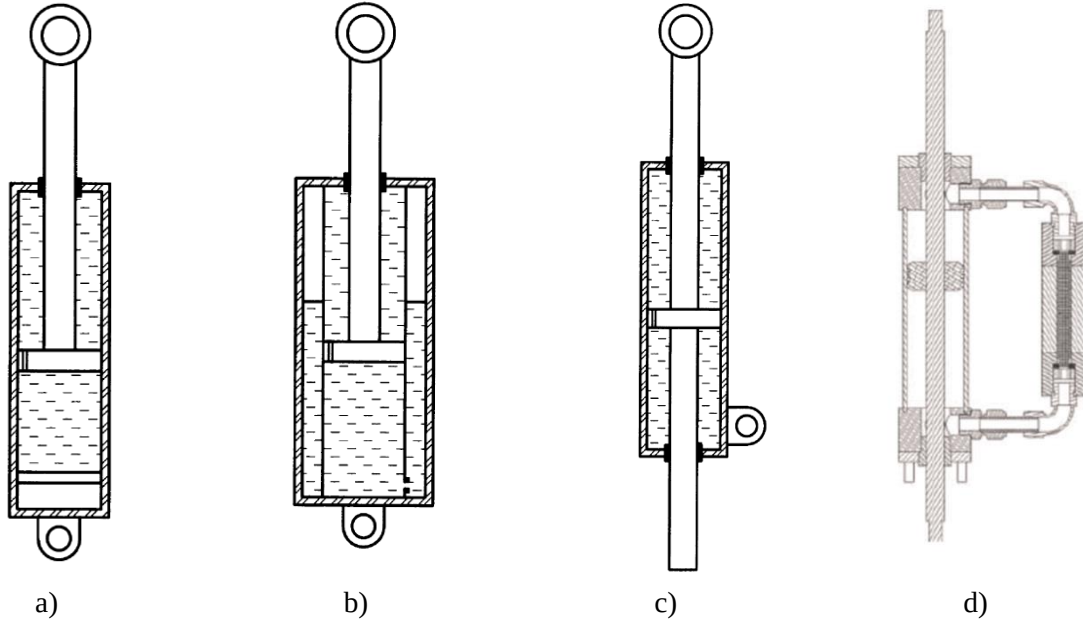


Figura 1. Schemi concettuali di smorzatori MRF. A singolo cilindro (a), a doppio cilindro (b), a doppio stelo (c) e con condotto di by-pass (d).

2. MATERIALI E METODI

Per conseguire un'ottima progettazione di dispositivi magnetoreologici, risulta di fondamentale importanza la conoscenza e la caratterizzazione delle proprietà dei materiali. In primo luogo, è necessario conoscere l'andamento della tensione sviluppabile dal fluido in funzione dell'intensità del campo magnetico applicato. In [12] è stato provato che tale caratteristica può essere rappresentata con una buona precisione da una legge polinomiale del tipo:

$$\tau_B = C_0 + C_1 H + C_2 H^2 + C_3 H^3 \quad (1)$$

I coefficienti che caratterizzano questa relazione dipendono dal tipo di fluido utilizzato. In questo caso, il fluido MR preso in considerazione è il 140-CG prodotto dalla Lord Corporation [13] e i coefficienti da utilizzare in questo caso sono $C_0 = 0.3$, $C_1 = 0.42$, $C_2 = -0.00116$ e $C_3 = 1.05 \times 10^{-6}$ [8], [14] con τ_B espressa in kPa e l'intensità di campo magnetico espressa in kA/m . Dal momento che il dimensionamento del circuito magnetico rappresenta un punto chiave nella progettazione di questi sistemi, è necessario inoltre conoscere le relazioni che legano l'induzione magnetica B all'intensità del campo magnetico H , del fluido e del materiale che andrà a formare il resto del circuito magnetico. Per il fluido MR 140-CG questo rapporto è ben definito dall'equazione (2) [15] ed è rappresentato in Figura 2a.

$$B = 1.91 \varphi^{1.133} \{1 - [\mu_0 e^{-10.97 \mu_0 H}]\} + \mu_0 H \quad (2)$$

dove $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{ Wb/A} \cdot \text{m}$, rappresenta la permeabilità magnetica del vuoto e φ la percentuale in volume di particelle ferromagnetiche.

Per un corretto funzionamento del dispositivo, è necessario che il materiale che forma il circuito magnetico abbia una alta permeabilità e saturazione magnetica. Un materiale con queste caratteristiche è l'AISI 1010, un comune acciaio a basso tenore di carbonio. Utilizzando le equazioni (3) e (4) è possibile ricavare la relazione B-H dell'AISI 1010 attraverso il calcolo della sua permeabilità relativa μ_{rf} , che successivamente è tenuta in considerazione durante la fase di progettazione per evitarne la saturazione (Figura 2b).

$$B = \mu_0 \mu_{rf} H \quad (3)$$

$$\mu_{rf} = 1 + 2500\{1 - [\tanh(2.7B)]^{450}\} \quad (4)$$

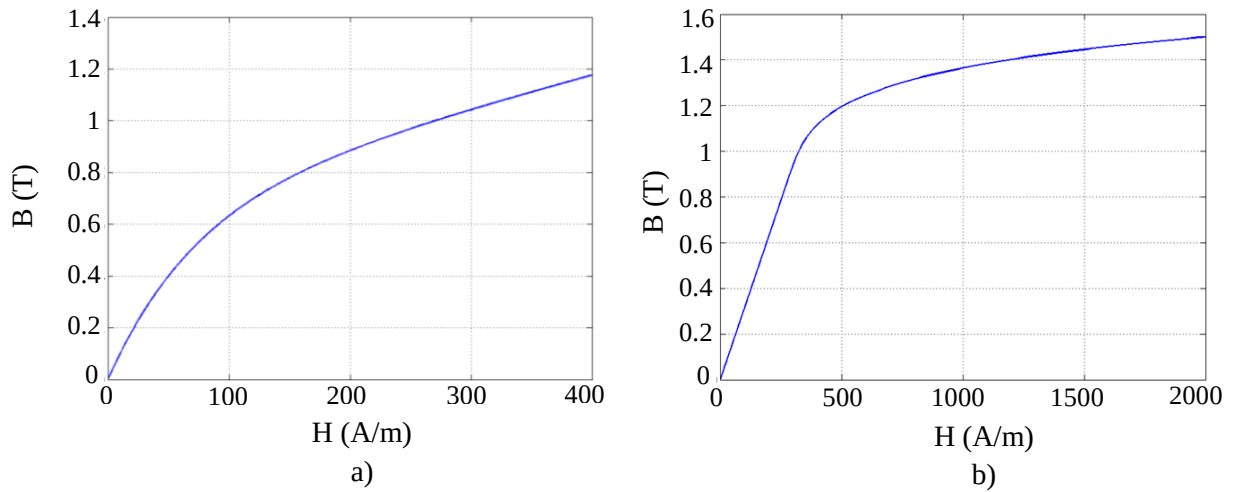


Figura 2. Caratteristiche B-H del fluido MRF 140-CG a) e dell'AISI 1010 b).

L'idea che sta alla base della progettazione di questo dispositivo è utilizzare un sistema di pressurizzazione che possa trasmettere l'aumento di pressione al fluido MR. Variando il livello medio della pressione, si modificano le caratteristiche di risposta del sistema. Poiché si intende controllare la pressione del sistema in maniera attiva, lo smorzatore non deve avere pareti flessibili come il diaframma tipico delle architetture di Figura 1a,b. E' dunque necessario trovare una architettura che non necessiti alcun tipo di compensazione del volume. La Figura 3 mostra lo schema concettuale di funzionamento dello smorzatore. Si prevede l'utilizzo di un contro-stelo fissato alla base dello smorzatore e accoppiato al pistone. Durante il moto alternativo, il contro-stelo si infila nella cava della testa del pistone, direttamente comunicante con l'esterno per permettere il passaggio dei cavi di alimentazione. In tal modo, non si verificano problemi di sovrappressione o depressione internamente alla testa. Il diametro del contro-stelo è uguale a quello dello stelo superiore, così il volume di fluido del sistema non varia durante il funzionamento. Dal modello si può notare come gli avvolgimenti utilizzati sono due. Questa scelta serve per poter sfruttare la maggiore lunghezza assiale della testa del pistone aumentando il numero delle zone attive, evitando la saturazione del ferro.

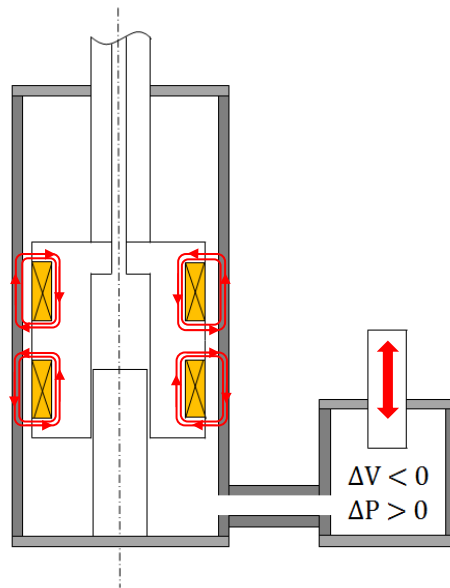


Figura 3. Schema concettuale dello smorzatore.

2.1. Progettazione analitica dello smorzatore

Per la progettazione analitica dello smorzatore, vanno prese in considerazione le formule riguardanti il modello di funzionamento del fluido in modalità di taglio diretto [16] [17], ossia dove è presente lo scorrimento del fluido tra due superfici in moto relativo tra di loro. Le due superfici sono rappresentate dalla superficie esterna della testa del pistone e dalla parete interna del cilindro. La forza che nasce da questa tipologia di funzionamento è la somma di tre differenti contributi [18]. Primo, F_τ (Eq. (5)) che rappresenta il contributo di forza controllabile, perché dipende dalla tensione di soglia del fluido e quindi indirettamente dal campo magnetico. Secondo, F_η (Eq. (6)) connessa alle forze di tipo viscoso e quindi dipendenti dalla lunghezza assiale dell'orifizio in cui passa l'MRF (che è uguale alla lunghezza assiale della testa del pistone), dalla viscosità del fluido e dalla portata (che dipende a sua volta dalla velocità del pistone). Terzo, F_f , ovvero le forze dovute ad attriti statici come il sistema di guarnizioni.

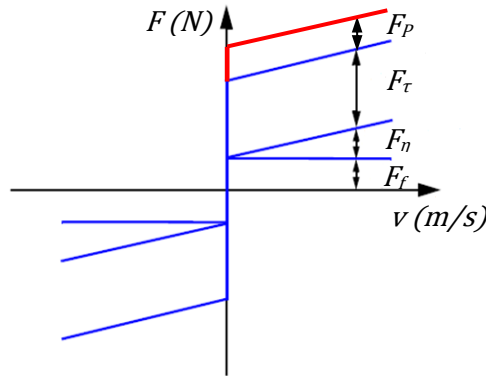


Figura 4. Caratteristica Forza-Velocità di uno smorzatore MRF.

Le equazioni analitiche che descrivono tali contributi di forza sono:

$$F_\tau = c \frac{\tau_B L_P A_A}{h} \text{sign}(V_D) \quad (5)$$

$$F_\eta = k \frac{12\eta Q L A_A}{w h^3} \quad (6)$$

$$F_{tot} = F_\tau + F_\eta + F_f \quad (7)$$

con c e k costanti dipendenti dalla portata volumetrica.

Le specifiche di progetto sono:

- Forza massima, $F = 2000 \text{ N}$
- Alesaggio del cilindro, $D_A = 40 \text{ mm}$
- Corrente massima, $I = 2 \text{ A}$
- Corsa, $C = 50 \text{ mm}$
- Velocità massima, $V_D = 100 \text{ mm/s}$
- Campo dinamico, $D > 3$.

Il campo dinamico è una figura di merito dello smorzatore e rappresenta il rapporto tra le forze controllabili e quelle non controllabili (Eq. (8)).

$$D = \frac{F_c}{F_{un}} = \frac{F_\tau + F_\eta + F_f}{F_\eta + F_f} \quad (8)$$

D è un parametro fondamentale perché fornisce una stima dell'influenza del parametro di controllo, ovvero il campo magnetico, sul comportamento del sistema. Durante il dimensionamento ottimale del dispositivo pertanto viene ottimizzato tale parametro.

2.2. Progettazione del circuito magnetico

La progettazione del circuito magnetico può influire significativamente sul funzionamento del dispositivo. Possono essere scelte configurazioni con avvolgimento singolo o multiplo. L'avvolgimento singolo rappresenta la soluzione più diffusa grazie principalmente alla semplicità costruttiva. Le configurazioni con più di un avvolgimento sono utilizzate quando sono richiesti valori di forze più elevati o tempo di risposta del fluido più basso. Utilizzando più avvolgimenti, il vantaggio principale consiste nell'abbassamento dell'induttanza totale del circuito, che è responsabile della velocità di risposta del sistema. Utilizzare più avvolgimenti permette inoltre di moltiplicare le zone di attivazione del fluido e di limitare la saturazione.

L'obiettivo principale nella progettazione del circuito magnetico è quello di ricavare il numero necessario di avvolgimenti, una volta noto il valore di corrente di lavoro dello smorzatore. La progettazione del circuito magnetico deve poi rispettare anche i vincoli dovuti agli ingombri meccanici e fisici. In accordo con [12] i passi principali per il dimensionamento del circuito magnetico in un dispositivo a fluido magnetoreologico sono i seguenti:

- Determinazione dell'intensità di induzione magnetica all'interno del traferro B_{MRF} una volta scelto il tipo di fluido e la τ_B desiderata.
- Determinazione dell'intensità di campo magnetico H_{MRF} , dalla caratteristica B-H del fluido.
- Il flusso magnetico attraverso il traferro di attivazione è dato da: $\phi = B_{MRF}A_{\phi MRF} = B_{AISI}A_{AISI}$. Data la continuità del flusso magnetico nell'intero circuito, l'intensità dell'induzione magnetica nelle sezioni di materiale ferromagnetico risulta essere:

$$B_{AISI} = \frac{\phi}{A_{AISI}} = \frac{B_{MRF}A_{\phi MRF}}{A_{AISI}} \quad (9)$$

- Dai valori di induzione magnetica B_{AISI} , l'intensità del campo magnetico nelle altre sezioni del circuito si ricavano dalla relazione B-H dell'AISI 1010.
- Tramite la legge di Kirchoff dei circuiti magnetici, si ricava il numero di avvolgimenti necessari:

$$NI = \sum H_i l_i \quad (10)$$

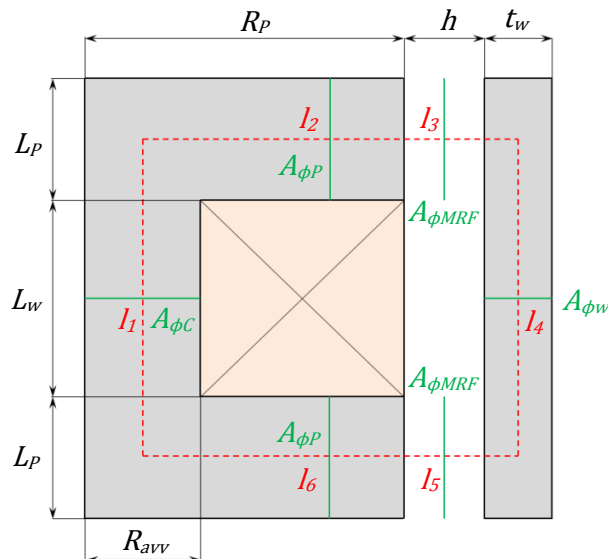


Figura 5. Schema del circuito magnetico.

La Figura 5 mostra lo schema del circuito magnetico, dove $A_{\phi P}$, $A_{\phi MRF}$, $A_{\phi w}$ e $A_{\phi C}$, rappresentano le aree interessate dal passaggio del flusso magnetico.

2.3. Ottimizzazione

Dopo una prima fase di progettazione di massima, svolta per via analitica, è stato impostato un problema di ottimizzazione del sistema per ricavare i valori di alcune delle variabili di progetto. Per questo passaggio è stato utilizzato l'Optimization Toolbox fornito da Matlab [19]. È stato scelto di ottimizzare e massimizzare il campo dinamico D , rispettando i vincoli dati dalle specifiche del Paragrafo 2.1. Per questioni legate alla non linearità del campo magnetico, si è scelto di imporre un valore costante del traferro di $h = 1 \text{ mm}$. Aumentando il traferro, le forze viscose tendono a diminuire più velocemente rispetto a quelle controllabili, portando D ad aumentare, ma per contro, alti valori di h causano campi magnetici troppo bassi. Il raggio del pistone R_P è anch'esso automaticamente definito, una volta scelto il diametro interno del cilindro e il traferro. I vincoli del problema di ottimizzazione sono: $F_t + F_\eta + F_f = 2000 \text{ N}$, $L_P + L_W = L$, $B < 1.2 \text{ T}$, $R_C \geq R_S + 1.5 \text{ mm}$ e $R_P - R_{avv} - amp_{coil} \geq 1.8 \text{ mm}$. Il vincolo massimo sui valori di induzione magnetica è necessario per evitare che si arrivi in saturazione. È presente un vincolo minimo sul raggio della cava R_C in cui scorre il contro-stelo per avere lo spazio necessario per il passaggio dei fili degli avvolgimenti che dovranno poi uscire dallo smorzatore attraverso lo stelo forato. L'ultimo vincolo è stato pensato per diminuire le forze viscose, aumentando il traferro durante il passaggio del fluido nelle zone degli avvolgimenti. I parametri finali ottimizzati sono la lunghezza polare totale $L_P = 44.18 \text{ mm}$ (da dividere per il numero delle zone attive) e il raggio della cava della testa del pistone $R_C = 12 \text{ mm}$. Le quote finali dell'intero sistema sono riportate in Tabella 1.

Al termine dell'ottimizzazione si ottiene $D = 3.95$, rispettando quindi le specifiche di progetto.

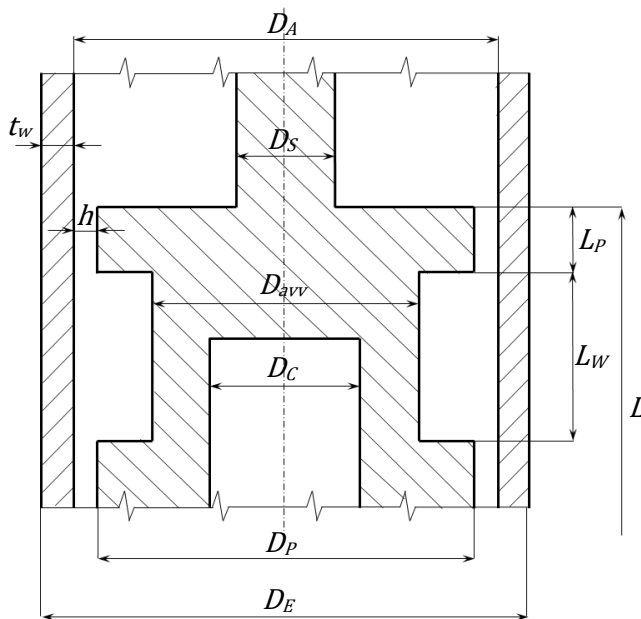


Figura 6. Schema della testa del pistone.

Tabella 1. Parametri di progetto del circuito idraulico.

$D_P \text{ (mm)}$	38
$D_S \text{ (mm)}$	20
$D_{Si} \text{ (mm)}$	10
$D_C \text{ (mm)}$	24
$D_A \text{ (mm)}$	40
$D_E \text{ (mm)}$	50
$D_{avv} \text{ (mm)}$	33.4
$t_w \text{ (mm)}$	5
$h \text{ (mm)}$	1
$L_P \text{ (mm)}$	12
$L \text{ (mm)}$	90
$L_W \text{ (mm)}$	46
$N \text{ (n° avv)}$	106

2.4. Analisi magnetica agli elementi finiti

Successivamente alla fase di dimensionamento meccanico è stata eseguita una analisi agli elementi finiti del circuito magnetico. Questa operazione risulta essere di notevole utilità in quanto è possibile verificare se il valore di induzione magnetica nel traferro è allineato a quanto stimato per via analitica, considerando le dimensioni geometriche ricavate. Inoltre, è utile per controllare che in nessuna zona dell'intero circuito si abbia saturazione magnetica. Per svolgere queste simulazioni è stato utilizzato il software FEMM v4.2 [20]. In Figura 7a è rappresentato il modello assialsimmetrico discretizzato del circuito magnetico comprendente la testa del pistone e la parete del cilindro. La Figura 7b mostra invece i valori di campo magnetico risultanti dalla simulazione, con una corrente di 1 A . In nessun punto del circuito magnetico si raggiungono i valori di saturazione, inoltre anche nella sezione

trasversalmente più piccola, non si superano gli 1.2 T che sono stati imposti come vincolo nell'ottimizzazione. In questo primo approccio teorico alla progettazione di smorzatori MR, considerando il valore di forza definito dalle specifiche e una corrente di 1 A, è stato impostato come valore di carico di primo distacco $\tau_B = 30 \text{ kPa}$ che implica il raggiungimento di un campo magnetico di 300 mT nella zona di attivazione. Le Figura 7c,d mostrano un ingrandimento della zona di attivazione del fluido MR e il grafico che rappresenta l'andamento dell'intensità di induzione magnetica lungo la linea rossa che attraversa il traferro stesso. I valori della simulazione confermano quelli ottenuti dalle considerazioni analitiche.

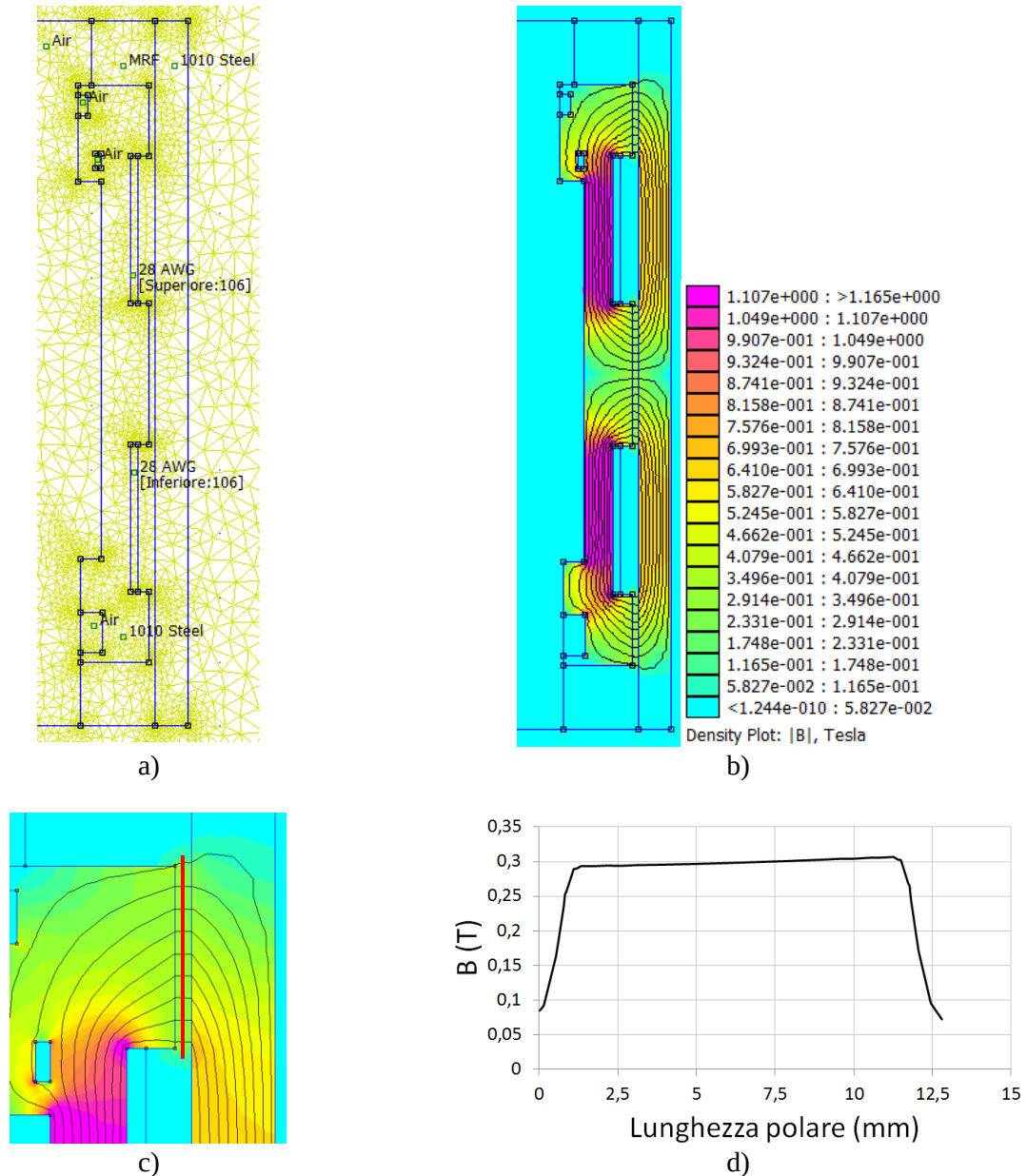


Figura 7. Modello FEMM 2D della testa del pistone a), valori del campo magnetico B nel circuito magnetico b), ingrandimento di una delle zone di attivazione del fluido c) e andamento del campo magnetico d).

3. SISTEMA DI PRESSURIZZAZIONE

Il sistema di pressurizzazione deve essere in grado di aumentare la pressione del fluido del sistema, in modo totalmente controllabile, senza l'ausilio di pompe volumetriche, incompatibile con i fluidi MR a causa dell'elevato contenuto di particelle ferromagnetiche. A tale scopo si è arrivati all'ideazione di un sistema di pressurizzazione come quello schematicamente mostrato in Figura 8a. Quest'ultimo è composto da un motore elettrico che tramite un meccanismo di tipo vite-madrevite converte il moto da rotatorio a traslatorio comandando la corsa di un cursore. Tale cursore insiste su un piccolo volume di fluido contenuto in una camera di pressurizzazione. La diminuzione del volume della camera di pressurizzazione causa l'aumento di pressione che viene poi trasmesso tramite un condotto di collegamento allo smorzatore MR. Questo sistema risulta energeticamente conveniente rispetto alle altre soluzioni presenti attualmente sul mercato. Altre applicazioni infatti, utilizzano circuiti idraulici o oleodinamici centralizzati che tramite una centralina di controllo, comandano l'aumento di pressione nel ramo desiderato. Questa soluzione però, è molto dispendiosa in termini di energia, dal momento che il circuito e la centralina devono essere costantemente alimentate per sviluppare e fornire la pressione richiesta. Stessa considerazione può essere fatta per le valvole a solenoide, dove è necessaria una continua eccitazione per mantenere uno stato di commutazione e conseguente pressurizzazione. Questo sistema, al contrario, non necessita erogazione continua di potenza, una volta dimensionato il motore elettrico in modo da garantire i valori di coppia necessari per sviluppare la pressione desiderata. Una corretta scelta del tipo di filettatura dell'accoppiamento vite-madrevite, grazie all'attrito tra i filetti, non permette infatti il moto retrogrado, mantenendo il livello di pressione statica desiderata. Il fluido MR scelto, a base siliconica, risulta essere abbastanza comprimibile (bulk modulus di circa 1000 MPa) per permettere un controllo della pressione non eccessivamente brusco.

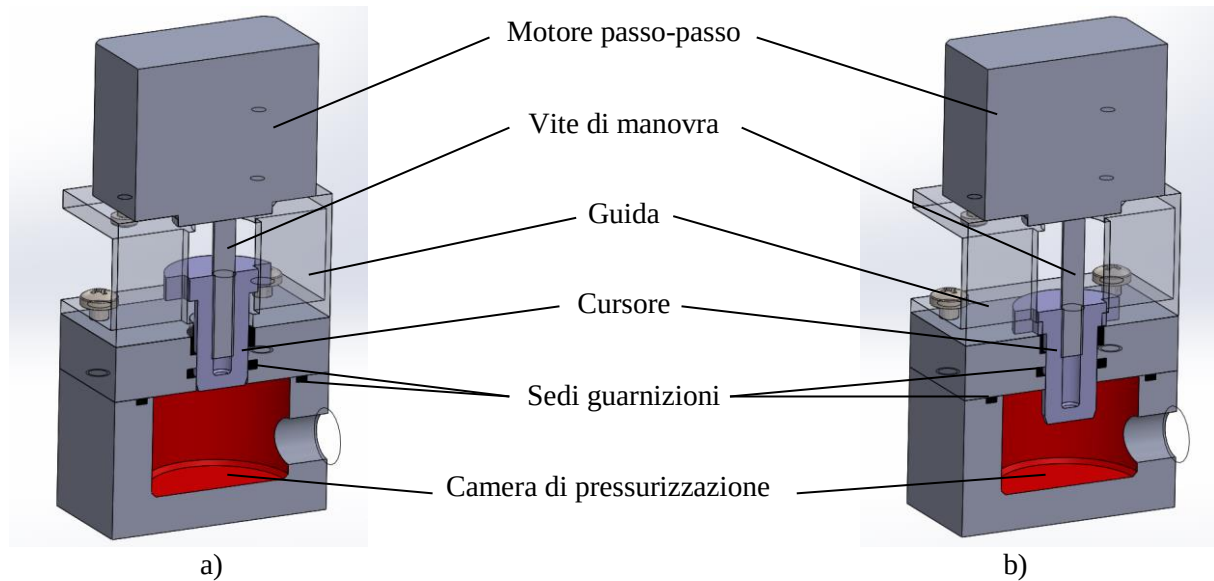


Figura 8. Sistema di pressurizzazione, configurazione a bassa pressione a) e alta pressione b).

Considerando un fluido ad alto modulo di comprimibilità, come il fluido MR 140-CG a base siliconica della Lord Corporation, le corse che deve effettuare il cursore per arrivare ai valori di pressione desiderati sono dell'ordine di qualche millimetro. La corsa del cursore Δx può essere calcolata analiticamente conoscendo il bulk modulus β , il volume totale di fluido V e l'aumento di pressione desiderato ΔP , tramite le equazioni (11), (12) e (13).

$$\beta = -\frac{\Delta P}{\frac{\Delta V}{V}} \quad (11)$$

$$\Delta V = -\frac{V}{\beta} \Delta P \quad (12)$$

$$\Delta x = \frac{\Delta V}{A_{cu}} \quad (13)$$

I motori elettrici più adatti per questo tipo di applicazione sono quelli passo-passo. Infatti, controllando il numero degli step di rotazione e conoscendo il passo della vite è possibile un controllo accurato della corsa del cursore, anche senza sensori di posizione.

4. RISULTATI E DISCUSSIONE

In Figura 9a viene mostrato il modello 3D della sezione del prototipo dello smorzatore in tutte le sue parti. In Figura 9b viene riportata invece la sezione del complessivo del dispositivo compreso di sistema di pressurizzazione. Per rendere possibile il montaggio, la testa del pistone è composta di due parti (testa del pistone e coperchio testa del pistone) che andranno poi ad accoppiarsi con lo stelo tramite quattro viti. Sulla superficie esterna della testa del pistone è possibile notare la cava e il foro necessari per riportare i cavi dell'avvolgimento all'interno della testa del pistone stessa e farli poi uscire dallo smorzatore attraverso lo stelo forato. Per questo tipo di applicazione, risulta di notevole importanza anche l'aspetto degli organi di tenuta e il corretto dimensionamento delle loro sedi. Per la testata e nella zona di accoppiamento fra il controstelo e la testa del pistone sono state considerate guarnizioni dinamiche a labbro, adatte per applicazioni in pressione. Il fondello e il controstelo sono ottenuti partendo da un'unica barra di ottone. L'accoppiamento tra fondello e cilindro interno è garantito da una lieve forzatura e in aggiunta da un adesivo anaerobico. La scelta di ogni parte che formerà lo smorzatore è stata fatta considerando la disponibilità di elementi commerciali per cilindri idraulici e pneumatici. Il cilindro e la testata infatti sono stati scelti da catalogo [21]. L'elemento tubolare che costituisce lo stelo e il perno che funge da contro-stelo, sono in ottone e sono anch'essi reperibili commercialmente.

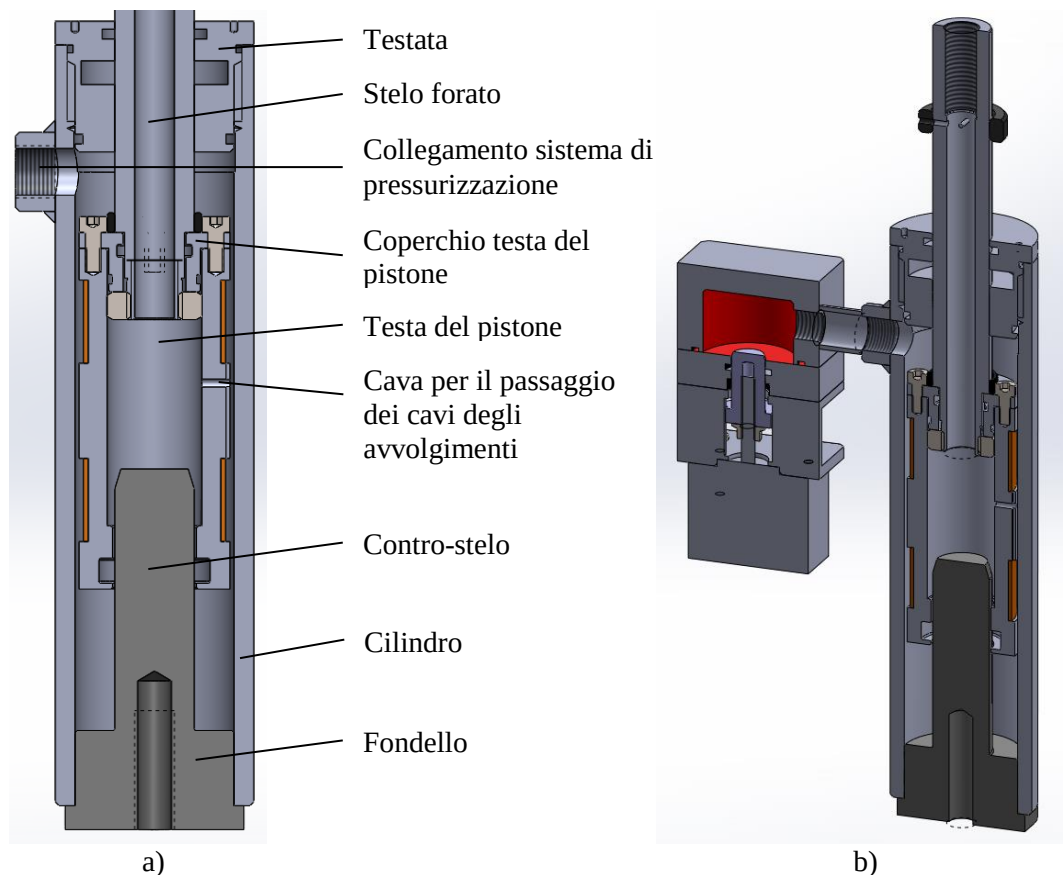


Figura 9. Sezione del prototipo dello smorzatore a) e complessivo dello smorzatore accoppiato al sistema di pressurizzazione b).

5. CONCLUSIONE

In questo lavoro, è stato affrontato il dimensionamento di smorzatori a fluido magnetoreologico (MR). L'approccio utilizzato, prevalentemente analitico-numerico, fornisce un metodo di progettazione ottimale di questi dispositivi. Partendo dalle principali relazioni per il dimensionamento del circuito idraulico e del circuito magnetico, sono state sviluppate le equazioni necessarie ad un primo dimensionamento analitico di massima. In seguito, si mostra come sia possibile massimizzare il campo dinamico e le prestazioni del dispositivo utilizzando l'effetto della pressione. La soluzione ottimizzata è verificata per via numerica riguardo all'intensità di campo magnetico nel fluido e mostra un buon accordo con la previsione analitica. Successivamente, considerando i parametri costruttivi del sistema, si è sviluppata una nuova architettura integrata con il sistema di controllo della pressione interna del fluido. Lo smorzatore magnetoreologico proposto è dotato di una testa del pistone innovativa che evita la presenza di accumulatori e consente di sfruttare direttamente la comprimibilità del fluido per incrementarne le prestazioni.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A. Milecki and M. Hauke, "Application of magnetorheological fluid in industrial shock absorbers," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 28, pp. 528–541, Apr. 2012.
- [2] K. Karakoc, E. J. Park, and A. Suleman, "Design considerations for an automotive magnetorheological brake," *Mechatronics*, vol. 18, no. 8, pp. 434–447, Oct. 2008.
- [3] "Rheonetic Knees." [Online]. Available: <http://www.ossur.com.au/>. [Accessed: 14-Jul-2014].
- [4] S. J. Dyke, B. F. Spencer, M. K. Sain, and J. D. Carlson, "An experimental study of MR dampers for seismic protection," *Smart Mater. Struct.*, vol. 7, no. 5, pp. 693–703, Oct. 1998.
- [5] X. Zhu, X. Jing, and L. Cheng, "Magnetorheological fluid dampers: A review on structure design and analysis," *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, vol. 23, no. 8, pp. 839–873, Mar. 2012.
- [6] H. Gavin, J. Hoagg, and M. Dobossy, "Optimal design of MRF dampers," no. August, pp. 225–236, 2001.
- [7] Q. Nguyen and S. Choi, "Optimal Design Methodology of Magnetorheological Fluid Based Mechanisms," *Smart Actuation Sens. Syst.*, 2012.
- [8] Q.-H. Nguyen and S.-B. Choi, "Optimal design of a vehicle magnetorheological damper considering the damping force and dynamic range," *Smart Mater. Struct.*, vol. 18, no. 1, p. 015013, Jan. 2009.
- [9] A. Spaggiari and E. Dragoni, "Effect of Internal Pressure on Flow Properties of Magnetorheological Fluids," in *ASME 2011 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems, Volume 1*, 2011, pp. 7–15.
- [10] A. Spaggiari and E. Dragoni, "Combined squeeze-shear properties of magnetorheological fluids: Effect of pressure," *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, vol. 25, no. 9, pp. 1041–1053, Nov. 2013.
- [11] A. Spaggiari and E. Dragoni, "Effect of pressure on the physical properties of magnetorheological fluids," *Fracture and Structural Integrity*, no. 23, p. Pages 75–86, 28-Dec-2012.

- [12] A. Hadadian, “Optimal Design of Magnetorheological Dampers Constrained in a Specific Volume Using Response Surface Method,” Concordia University, 2011.
- [13] “MRF-140CG Magneto-Rheological Fluid.” [Online]. Available: [http://www.lord.com/products-and-solutions/magneto-rheological-\(mr\)/product.xml/1646](http://www.lord.com/products-and-solutions/magneto-rheological-(mr)/product.xml/1646).
- [14] Q.-H. Nguyen and S.-B. Choi, “Optimal design of MR shock absorber and application to vehicle suspension,” *Smart Mater. Struct.*, vol. 18, no. 3, p. 035012, Mar. 2009.
- [15] N. M. Wereley, *Magnetorheology: Advances and Applications*. Royal Society of Chemistry, 2013.
- [16] K.-I. Jang, B.-K. Min, and J. Seok, “A behavior model of a magnetorheological fluid in direct shear mode,” *J. Magn. Magn. Mater.*, vol. 323, no. 10, pp. 1324–1329, May 2011.
- [17] G. Yang, B. F. Spencer, J. D. Carlson, and M. K. Sain, “Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations,” *Eng. Struct.*, vol. 24, no. 3, pp. 309–323, Mar. 2002.
- [18] G. Yang, “Large-scale magnetorheological fluid damper for vibration mitigation: modeling, testing and control,” University of Notre Dame, 2001.
- [19] “Optimization Toolbox - Matlab.” [Online]. Available: http://www.mathworks.it/it/products/optimization/?s_cid=sol_des_sub2_relprod1_optimization_toolbox. [Accessed: 25-Jun-2014].
- [20] D. Meeker, “Finite Element Method Magnetics Homepage.” [Online]. Available: <http://www.femm.info/wiki/HomePage>. [Accessed: 20-Jun-2014].
- [21] “Eurosodi s.r.l.” [Online]. Available: http://www.eurosodi.it/it_IT/cilindri.php. [Accessed: 25-Jun-2014].

Appendice 1

A_A	Area anulare (area pistone – area stelo)
amp_{avv}	Ampiezza radiale totale dell’avvolgimento
$A_{\phi C}$	Area assiale di passaggio del flusso magnetico nella testa del pistone
$A_{\phi MRF}$	Area radiale di passaggio del flusso magnetico nel gap
$A_{\phi P}$	Area radiale di passaggio del flusso magnetico nella testa del pistone
$A_{\phi W}$	Area assiale di passaggio del flusso magnetico lungo la parete del cilindro
B	Intensità di induzione magnetica
C	Corsa
c	Coefficiente dipendente da Q , η e τ_B
C_0, C_1, C_2, C_3	Coefficienti del polinomio che descrive l’andamento di τ_B in funzione dell’intensità del campo magnetico H
D	Range dinamico
D_A	Diametro di alesaggio
D_{avv}	Diametro della sede per l’avvolgimento

D_C	Diametro della cava interna alla testa del pistone
D_E	Diametro esterno del cilindro
D_S	Diametro esterno dello stelo
D_{Si}	Diametro interno dello stelo
F_C	Forze controllabili
F_f	Forze di attrito
F_{un}	Forze non controllabili
F_η	Forze viscosive di tipo Newtoniano
F_τ	Forza dipendente dal campo magnetico
h	Gap radiale di passaggio del fluido MR
H	Intensità del campo magnetico
I	Corrente
k	Coefficiente dipendente da V_D
L	Lunghezza assiale totale della testa del pistone
l_i	Lunghezze per il calcolo del circuito magnetico
L_P	Lunghezza (polare) assiale in cui avviene l'attivazione del fluido MR
L_w	Lunghezza assiale delle cave degli avvolgimenti
N	Numero di avvolgimenti
Q	Portata volumetrica di fluido MR tra le due camere
R_{avv}	Raggio della sede per l'avvolgimento
R_P	Raggio della testa del pistone
t_w	Spessore della parete del cilindro
V_D	Velocità della testa del pistone
w	Circonferenza media del condotto anulare di passaggio del fluido MR
ΔP	Variazione di pressione del sist. di pressurizzazione
ΔV	Variazione volume del sist. di pressurizzazione
Δx	Corsa del cursore del sist. di pressurizzazione
β	Bulk Modulus (Modulo di comprimibilità)
η	Viscosità del fluido MR
μ_0	Permeabilità magnetica del vuoto
μ_{rf}	Permeabilità relativa dell'AISI 1010
τ_B	Tensione di soglia del fluido MR
φ	Percentuale in volume di particelle ferromagnetiche
ϕ	Flusso magnetico