POLITECNICO DI TORINO

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

A.a. 2023-2024 Sessione di Laurea dicembre 2023



Modellazione e Caratterizzazione dell'Attrito per Valvole Antighiaccio in Linea

Relatore e Correlatori:

Prof. Massimo Sorli Ph.D Antonio Carlo Bertolino Ph.D Andrea De Martin Prof. Giovanni Jacazio Ing. Roberto Guida

Tutor Aziendali:

Ing. Dario Savino Ing. Federico Rombolà

Candidato:

Luca Tropiano

Indice:

Sommario				
1.	Des	crizione delle Valvole Antighiaccio e del loro Funzionament	o7	
	1.1 Int	troduzione alla Problematica del Ghiaccio in Volo	7	
	1.2 Pa	noramica sui Sistemi Antighiaccio	8	
	1.3 Co	nfigurazioni delle Valvole Antighiaccio	9	
	1.4 De	escrizione Funzionale	10	
	1.4.1	Valvola a Solenoide	11	
	1.4.2	Valvola di Sovrappressione	13	
	1.4.3	Meccanismo di Azionamento Manuale	14	
	1.5 Sc	hema delle Valvole oggetto di Tesi	14	
	1.5.1	Funzione di Regolazione	16	
	1.5.2	Funzione di Shut-off	16	
	1.5.3	Stabilità	17	
2.	Coe	fficiente di Attrito in Letteratura	22	
	2.1 Fo	rza d'Attrito	22	
	2.1.1	Le leggi dell'Attrito	23	
	2.1.2	Attrito nei Metalli	25	
	2.1.3	Effetto del Carico	26	
	2.1.4	Effetto della Durezza Superficiale	28	
	2.1.5	Effetto della Velocità di Scorrimento	29	
	2.1.6	Effetto della Temperatura	31	
	2.1.7	Tribometri per la Misurazione del Coefficiente di Attrito	32	
	2.2 M	ateriali di Scorrimento delle Valvole Antighiaccio	34	
	2.2.1	Trattamenti Termici sui Materiali di Scorrimento	34	
	2.2.2	Attrito nei Materiali trattati con HVOF in Funzione della Temperatura	36	
3.	Attr	ito nei Sistemi Pneumatici	43	
	3.1 M	isurazioni della Forza d'Attrito in Letteratura	43	

4.	Modellazione Matematica delle Valvole Antighiaccio	54			
	4.1 Equazione di Continuità	54			
	4.2 Perdite di Carico	56			
	4.3 Equilibrio Dinamico	56			
	4.3.1 Analisi della Valvola di Sovrappressione	57			
	4.3.2 Analisi del Pistone di Regolazione	59			
	4.4 Modello Globale in Simulink	60			
5.	Modellazione dell'Attrito	64			
	5.1 Modelli di Attrito in Letteratura	64			
	5.2 Attrito del Modello utilizzato inizialmente per le Valvole Antighiaccio	66			
	5.3 Correlazione dell'Attrito Statico e Coulombiano dai Dati Sperimentali	68			
	5.3.1 Curva di Regolazione	68			
	5.3.2 Fitting del \mathcal{C}_{f} tramite le Curve di Regolazione	71			
	5.3.3 Fitting di μ tramite l'Isteresi al variare della Temperatura	76			
	5.4 Correlazione dell'Attrito Viscoso dai Dati Sperimentali	82			
	5.4.1 Effetto dello Smorzamento Viscoso	84			
	5.4.2 Ottimizzazione delle oscillazioni	86			
	5.4.3 Ottimizzazione con differente Smorzamento nelle Due Valvole	88			
	5.4.4 Ottimizzazione dello Smorzamento in Funzione della Pressione tramite	93			
	5.4.5 Modello di β Linearmente Dipendente della Pressione	97			
	5.4.6 Modelli della Forza Viscosa Ottimizzati tramite il Parameter Estimator	. 101			
	5.4.7 Confronto tra vari modelli dello smorzamento viscoso	. 103			
	5.5 Post-Processing effettuato sui Dati Sperimentali	.106			
6.	Conclusioni	114			
7.	Sviluppi Futuri	117			
Bibliografia					

Lista degli Acronimi:

AIV	Anti-Ice Valve
PRV	Pressure Relief Valve
UAIV	Upper Anti-Ice Valve
LAIV	Lower Anti-Ice Valve
NAIV	Nacelle Anti-Ice Valve
CFD	Computational Fluid Dynamics
COF	Coefficient of Friction
HVOF	High Velocity Oxygen Fuel
HVAF	High Velocity Air Fuel
APS	Air Plasma Spray

Sommario:

Nel presente lavoro di tesi, condotto in collaborazione con **Collins Aerospace**, è stato studiato il comportamento dinamico di valvole antighiaccio in linea e, in particolare, approfondito uno degli aspetti più critici e meno studiati di questi componenti, che all'apparenza possono sembrare semplici: il meccanismo dell'**attrito**.

L'attrito influenza non solo la dinamica e le prestazioni del sistema fisico ma ha anche un netto peso sul modello: una scelta sbagliata dei parametri caratteristici dell'attrito porta a risultati che si discostano molto da quelli sperimentali e non permettono di sfruttare le potenzialità della modellazione dinamica per studiare il sistema fisico. Questo perché il modello si porterà sempre dietro errori relativi ad una cattiva descrizione del fenomeno dell'attrito.

Proprio per questo, **l'obbiettivo** di questa tesi è quello di migliorare la descrizione dell'attrito nel modello Simulink delle valvole antighiaccio. I vari miglioramenti saranno introdotti e accompagnati sia da un'analisi di letteratura, sia da correlazioni con dati raccolti in test sperimentali effettuati in anni passati. Nello specifico, verrà introdotta una diminuzione del coefficiente di attrito in funzione della temperatura causata della formazione di ossidi sulle superfici di scorrimento delle valvole antighiaccio e verranno sviluppati diversi modelli della forza di attrito viscosa che tengono conto non solo della velocità ma anche della pressione sulle guarnizioni.

Infine, verrà confrontato il nuovo modello dell'attrito con quello che veniva usato prima di questa tesi in modo da determinare il miglioramento in termini di accuratezza, di errore medio rispetto ai dati sperimentali e di fedeltà rispetto all'effettiva dinamica del sistema reale.

In particolare:

Nel *primo capitolo* verrà descritto il funzionamento delle valvole antighiaccio e del loro utilizzo in linea. Nello specifico saranno introdotti e schematizzati i vari componenti e inoltre verranno riassunti i concetti principali che si trovano in letteratura sulla stabilità di queste valvole.

Nel *secondo capitolo*, per una conoscenza più approfondita sui meccanismi dell'attrito, verrà effettuata dapprima una ricerca bibliografica sull'attrito spaziando dalle teorie più classiche all'influenza microscopica di specifici fattori d'interesse. Successivamente si esporranno i risultati della ricerca bibliografica sui materiali simili a quelli utilizzati per i rivestimenti delle superfici di scorrimento delle valvole antighiaccio. In particolare, si osserva quasi sempre una diminuzione del coefficiente di attrito all'aumentare della temperatura a causa della formazione di ossidi superficiali.

Nel *terzo capitolo*, verrà fatta una panoramica sui principali metodi usati in letteratura per caratterizzare i parametri di diversi modelli di attrito su componenti pneumatici, a partire da test sperimentali e ne vengono riportati i vari set-up. I modelli di attrito presi in considerazione presentano diversi contributi, tra cui quello dell'attrito statico, Coulombiano, viscoso e l'effetto della pressione sulle guarnizioni. Questo capitolo punta ad ispirare e facilitare eventuali lavori futuri sull'identificazione dei parametri dell'attrito nelle valvole antighiaccio tramite test sperimentali ad hoc (non disponibili al momento della stesura di questa tesi).

Nel *quarto capitolo* si entra nel vivo della modellazione con la descrizione del modello matematico e di Simulink delle valvole antighiaccio.

Nel *quinto capitolo* vengono descritti i principali modelli di attrito che si trovano in letteratura e viene descritto il modello inizialmente utilizzato in Simulink per le valvole antighiaccio. Di seguito, si descriveranno le principali tecniche e metodologie utilizzate per la correlazione dei parametri dell'attrito (coefficiente di attrito, fattore proporzionale alla pressione e coefficiente di smorzamento viscoso) a partire dai dati di test sperimentali. Sono stati proposti, con il supporto della letteratura, dei nuovi modelli che riescono a simulare meglio la dinamica del sistema in modo da ottenere una miglior risposta che rispecchia meglio la fisica del sistema reale.

Nel *Capitolo conclusivo* viene confrontato il modello di attrito qui proposto rispetto a quello inizialmente utilizzato in modo da sottolinearne il valore aggiunto non solo in termini di accuratezza nella risposta e minor errore tra sperimentale e simulato ma anche in termini di rappresentazione dell'effettiva dinamica del sistema reale.

1. Descrizione delle Valvole Antighiaccio e del loro Funzionamento

1.1 Introduzione alla Problematica del Ghiaccio in Volo

Durante il volo, la formazione del ghiaccio rappresenta un rischio, spesso nascosto, che può portare a gravi inconvenienti e incidenti, soprattutto per voli ad alta quota.

Le temperature, quando l'aereo raggiunge la quota di crociera, possono raggiungere i -40°C e quindi le superfici esterne dell'aeroplano vanno ben al di sotto degli 0°C [3]. Ma già a partire dalle operazioni a terra, fino alle successive fasi del volo, l'incontro con nubi o con particolari condizioni ambientali può portare alla formazione di ghiaccio su superfici o zone critiche del velivolo, quali ad esempio i sensori, le sonde e gli impianti di bordo [1].

È un problema da non sottovalutare, sia per la rapidità con la quale esso può presentarsi sia per i problemi che può portare in alcune situazioni sia a terra che in volo. Basti pensare che nella storia dell'aviazione commerciale sono stati 14 gli incidenti [1], anche molto gravi, causati dalla formazione di ghiaccio e in totale più di 40 gli inconvenienti e incidenti che posso essere classificati come causati proprio dal ghiaccio [2].

La presenza di ghiaccio, in diverse forme, diventa particolarmente critica quando si accumula su:

- Il bordo d'attacco dell'ala; causando alterazioni nella forma e modifiche alle caratteristiche aerodinamiche. In presenza di ghiaccio sul bordo di attacco e sulle semiali, la portanza e la resistenza subiscono una notevole modifica che alza la velocità di stallo, oltre a poter causare vibrazioni non desiderate agli assetti di volo. La modifica stessa del profilo può portare ad una diversa distribuzione di portanza tra le due semiali o tra i piani di coda, con possibili rollii, imbardate e movimenti non voluti.
- **Sensori**; come, ad esempio, l'indicatore di angolo di attacco, con conseguenti indicazioni assenti o errate.
- **Tubo di pitot** e **prese statiche**; portando all'ostruzione e a letture errate della velocità di volo.
- Eliche; con conseguenti vibrazioni e variazioni di trazione.
- **Superfici mobili**; con conseguente bloccaggio del movimento. Il ghiaccio può, più raramente, formarsi su aerofreni, flaps e portelli del carrello.
- Vetri e finestrini; con conseguente riduzione di visibilità da parte dei piloti.
- Presa d'aria dei motori; con conseguente perdita di portata di aria e rischio di danni al motore stesso. Infatti, nel caso in cui il ghiaccio formato sulle prese d'aria si stacchi, esso verrà inghiottito all'interno e l'impatto con le palette dei primi stadi del compressore potrebbe, oltre a danneggiarle, portare allo spegnimento del motore [1]. Il sistema di valvole antighiaccio studiato in questa tesi viene proprio utilizzato per sghiacciare o prevenire la formazione di ghiaccio su queste prese d'aria.

1.2. Panoramica sui Sistemi Antighiaccio

I tipi di impianto antighiaccio sono divisi in due fondamentali categorie, con ulteriori sottocategorie caratterizzate dal metodo con il quale si attua la misura di prevenzione o rimozione. Gli impianti antighiaccio possono essere di tipo **DE-ICE** e **ANTI-ICE**, i primi atti alla rimozione del ghiaccio già formato e i secondi atti a prevenirne la formazione. I principali metodi di de-ice e anti-ice sono:

- Sistema meccanico; tipicamente usato per i bordi di attacco di ali e piani di coda, è utilizzato per un'azione esclusivamente di de-Ice e avviene tramite il gonfiaggio di apposite camere d'aria presenti sul bordo di entrata. Gonfiandosi, provocano una variazione alla forma del profilo che, non essendo più liscio ed uniforme, causa il distacco istantaneo della massa di ghiaccio. L'utilizzo sui velivoli moderni è raro ma presente, soprattutto nei velivoli turboelica. Alcuni esempi di velivoli che lo utilizzano sono il C27 Spartan e l'ATR 72.
- Sistema mediante effetto Joule; questo sistema sfrutta il calore prodotto mediante effetto joule da resistenze elettriche poste nelle zone critiche, dove il loro utilizzo è più efficace.
 Gli utilizzi tipici di questo sistema sono i tubi di pitot, le prese statiche, i vetri della cabina e le eliche.
- Sistema mediante aria calda; dove viene sfruttato il flusso d'aria prelevato da uno degli stadi del compressore per riscaldare la zona critica interessata. Tipicamente viene usato per i bordi di attacco alari e per le prese d'aria dei motori. Si tratta di un sistema con un'azione prevalentemente preventiva, ma che può anche essere usato in misura di contrasto e rimozione di ghiaccio già presente [2].

Per quest'ultimo metodo, è quindi previsto un sistema pneumatico che spilla l'aria calda dal compressore del motore. È possibile avere due tecniche per la regolazione del sistema pneumatico:

- Con Valvola di shut-off per un controllo on/off sulla portata di aria senza il controllo del flusso;
- Con valvole in grado di controllare la pressione di valle tenendola al di sotto di un valore predefinito e quindi controllando di conseguenza la portata.

Nelle nuove generazioni di aerei lo spillamento di aria dal motore si sta spostando verso stadi di compressione sempre più alti, il che significa aumentare i livelli di pressione e temperatura; allo stesso tempo i materiali esterni dei velivoli stanno cambiando da acciaio inossidabile ad alluminio (per la diminuzione di peso e per ragioni estetiche). Questi aspetti richiedono un controllo del flusso di aria più preciso in modo da mantenere la temperatura dei materiali al di sotto della temperatura critica dove le loro performance iniziano a degradare [3].

Inoltre, i sistemi antighiaccio, con spillamento di aria dal motore, sono uno dei sistemi secondari che impattano maggiormente sul consumo di carburante [3]. Berlowitz e Melnichanskaya [4] hanno mostrato come per un motore da 40 MW, la potenza usata dal sistema pneumatico secondario di potenza (Environmental Control System (ECS) e anti-ice system) è circa 1,2 MW, mentre tutti gli altri sistemi secondari di potenza usano solo 540 kW.

In generale, un design non ottimizzato delle valvole di regolazione influenza fortemente le performance del sistema e, di conseguenza, il consumo di carburante dell'aereo [3].

1.3. Configurazioni delle Valvole Antighiaccio

Le valvole antighiaccio sono un tipo di valvole pneumatiche che comprendono diversi componenti, tra cui un pistone (*single piston valve*) o due pistoni (*dual piston valve*) che si possono muovere all'interno di un corpo cilindrico il cui scopo è quello di regolare la pressione spillata dal compressore del motore e di interrompere il flusso di aria spillata (*shut-off*) in risposta ad un segnale elettrico.

Le valvole con due pistoni utilizzano quindi due pistoni separati per la funzione di regolazione e di shut-off, mentre le *single piston valves* utilizzano lo stesso pistone per tutte e due le funzioni. Le *dual piston valves* sono particolarmente indicate quando è richiesta la ridondanza delle funzioni di shut-off e regolazione; il chiaro svantaggio è l'aumento dei componenti, costi e complessità delle valvole.



Figura 1.1: Tipico modello 3D di una valvola antighiaccio [6].

La valvola antighiaccio è costituita principalmente dai seguenti componenti, schematizzati in modo semplificato in *figura 1.2*.

- Valvola a solenoide (*Solenoid Valve*) a due o tre vie; riceve un comando elettrico di tipo on-off. Può essere normalmente aperta o normalmente chiusa a seconda della tipologia di valvola e di schema.
- Valvola di sovrappressione (*pressure relief valve*); questo componente ha lo scopo di mantenere la pressione nella camera di riferimento entro un certo limite durante la regolazione del flusso.
- **Pistone di regolazione**; effettua l'effettiva regolazione variando l'aera di passaggio (*metering passage*) che collega la linea di alta pressione di monte e quella della pressione regolata di valle.
- **Meccanismo di azionamento manuale** (*override*); consente di operare manualmente la valvola in caso di necessità mantenendo il pistone di regolazione in posizione di apertura.

1.4. Descrizione Funzionale



Figura 1.2: Diagramma schematico di riferimento per una valvola antighiaccio single piston.

In riferimento allo schema di *figura 1.2* in cui viene rappresentata una valvola antighiaccio in posizione di massima apertura, il flusso di aria entra dal lato sinistro della valvola e, dopo aver attraversato il corpo centrale, raggiunge la flangia di output. La portata di aria attraverso la valvola è quindi regolata dalla posizione del **pistone** che si muove in base all'equilibrio delle forze agenti sullo stesso. L'aria in ingresso viene inoltre riportata nella camera di riferimento tramite un orifizio chiamato "*feed orifice*" che permette appunto l'alimentazione della camera di riferimento.

Per questo lavoro di tesi si analizza il caso in cui le valvole a solenoide sono **normalmente chiuse**, ovvero il caso in cui per avere la regolazione della pressione è necessario un segnale di comando, altrimenti la portata viene interrotta e il pistone si porta in posizione di chiusura.

Andando più nel dettaglio, quando il **solenoide non è energizzato**, l'otturatore a sfera della valvola viene spinto dalla molla di ritorno in una posizione in cui è aperto il passaggio tra la camera di riferimento e l'ambiente (*venting hole*). Dato che l'area del *venting hole* è molto maggiore di quella del *feed orifice*, la pressione nella camera di riferimento è bassa. Di conseguenza l'equilibrio delle forze spinge il pistone verso la configurazione di chiusura. Questa configurazione è illustrata in *figura 1.3* che mostra il pistone di regolazione in posizione di chiusura dove l'anello esterno del pistone è in battuta sul corpo valvola (*housing*).

Quando invece il **solenoide è energizzato**, l'otturatore viene spinto dalla forza elettromotrice in posizione di chiusura del *venting hole;* la pressione nella camera di riferimento può quindi crescere grazie alla portata del *feed orifice*. Questa pressione spinge il pistone di regolazione verso l'apertura.



Figura 1.3: Diagramma schematico di riferimento per una valvola antighiaccio in posizione di chiusura.

Se la pressione nella camera di riferimento è inferiore alla pressione di scatto **della valvola di sovrappressione**, le distribuzioni delle pressioni sul pistone di regolazione fanno sì da portarlo in posizione di apertura. Tuttavia, se la pressione nella camera di riferimento supera la pressione di scatto della valvola di *relief*, questa si apre e scarica portata in ambiente, di conseguenza, la pressione nella camera di riferimento di portata verso l'esterno e può crescere solo con un rateo inferiore rispetto alla pressione d'ingresso.

Mentre avviene questa regolazione, se la pressione di ingresso aumenta, aumenta la forza a chiudere agente sul pistone di regolazione e diminuisce la *metering area*. Questa diminuzione causa, a sua volta, una diminuzione della portata attraverso la valvola e quindi viene limitato l'aumento della pressione di valle. Il pistone si porta in una posizione intermedia tale per cui si raggiunge un equilibrio tra le forze di pressione agenti sul pistone stesso. Il **risultato** di questo delicato equilibrio di forze di pressione e di flusso, ovvero il risultato di questa regolazione, è quello di tenere sotto un certo valore la pressione di uscita. Questo valore può essere stabilito tramite il settaggio del precarico della molla nella valvola di sovrappressione.

Il controllo della pressione di output avviene quindi per mezzo di un complesso sistema meccanico e fluidodinamico completamente automatico che non necessita di sistemi di controllo elettronici con sensori e trasduttori che lo renderebbero più pesante e complesso.

1.4.1 Valvola a Solenoide

Le valvole a solenoide utilizzate per sistemi antighiaccio possono essere:

- Proporzionali; la valvola può modulare l'area di passaggio in funzione della corrente elettrica che ricevono le spire del solenoide;
- Digitali; l'elemento mobile ha solo due posizioni di lavoro;
- A due vie;
- A tre vie.

Queste valvole ad attuazione elettrica usate in sistemi pneumatici ad alta temperatura possono essere sia normalmente chiuse che normalmente aperte a seconda del tipo di configurazione. In questa tesi si analizza il caso in cui la valvola a solenoide è normalmente chiusa. In questo caso l'otturatore a sfera della valvola è tenuto in posizione di chiusura da una molla mentre la forza elettromagnetica generata dalle spire del solenoide spinge in direzione di apertura nella direzione opposta.



Figura 1.4: Schema pneumatico di una valvola a solenoide a tre vie normalmente chiusa.



Figura 1.5: Sezione di una generica valvola a solenoide. È rappresentata la direzione della forza elastica della molla e della forza magnetica generata dalle spire sull'elemento ferromagnetico che spinge a sua volta il cassetto della valvola.

1.4.2 Valvola di Sovrappressione

La valvola di sovrappressione, o più specificatamente PRV (*Pressure Relief Valve*), consiste in un corpo valvola contenente una molla precaricata che spinge un otturatore (di solito sferico o conico) in modo da fare contatto con il corpo valvola e chiudere il passaggio. Questo rimane chiuso finché la forza generata dalla pressione, in direzione opposta rispetto alla forza della molla, supera quest'ultima. Quando accade ciò, l'otturatore si muove e viene aperto il condotto che permette lo scarico della pressione in ambiente. Il flusso di massa in scarico è determinato da questo equilibrio di forze sull'otturatore in modo da mantenere una pressione d'ingresso entro un certo limite. Questo limite può essere settato tramite il precarico della molla, che viene imposto manualmente tramite una vite sull'estremità che agisce su di esso.

In *figura 1.7* è rappresentato lo schema pneumatico di una PRV utilizzata per controllare la pressione all'interno di un volume di controllo. Si sottolinea che la strozzatura denominata *"Downstream Orifice"* viene introdotta nello schema solo per modellare i *leakages,* ovvero le eventuali perdite di massa verso l'ambiente esterno.



Figura 1.6: Schema generico di una valvola di sovrappressione.



Figura 1.7: Schema pneumatico di una valvola di sovrappressione utilizzata per controllare la pressione all'interno di un volume di controllo.

1.4.3 Meccanismo di Azionamento Manuale

Come già anticipato, queste valvole pneumatiche sono spesso dotate di un meccanismo di *override* che può forzare meccanicamente il pistone in posizione di apertura e mantenerlo fin quando il comando è attivo. Ciò si ottiene tramite un dispositivo meccanico che agisce direttamente sul pistone all'interno della camera di riferimento.

Questo meccanismo di azionamento manuale è di solito composto da due camme alloggiate in un'apertura ritagliata nel corpo del pistone cilindrico. Per aprire manualmente la valvola, è necessario ruotare una spina quadrata che si estende attraverso il corpo del pistone fino a raggiungere una posizione aperta definita da un riferimento. Tuttavia, la rotazione della spina deve essere attivata premendo pulsante a molla che sgancia una camera di blocco, permettendo quindi la rotazione della spina e di conseguenza della camma. Per raggiungere la posizione di massima apertura la camma deve essere ruotata di 90°. Dopo la rimozione della forza assiale la camma rimane bloccata in posizione in modo da mantenere aperta la valvola.

1.5. Schema delle Valvole oggetto di Tesi

Il sistema NAIV (*nacelle anti-ice valve*) descritto e studiato in questa tesi è costituito da due valvole antighiaccio, ognuna *single piston valves*, chiamate UAIV e LAIV, rispettivamente *Upper Anti Ice Valve* e *Lower Anti Ice Valve*. Le valvole di monte (*upper*) e valle (*lower*) sono posizionate in serie in modo che il flusso regolato dalla valvola di monte va in input a quella di valle.

L'alimentazione delle camere di riferimento delle due valvole proviene dalla *sense line* che, tramite piccoli orifizi (*feed orifices*), fa sì che la pressione delle sezioni di controllo della UAIV e LAIV sia praticamente uguale (*figura 1.8*).

Le valvole hanno ognuna un pistone solo (single piston) e sono in grado di regolare la pressione dell'aria proveniente dal compressore del motore e interrompere il flusso in risposta ad un segnale elettrico. Inoltre, le valvole sono dotate ognuna di un meccanismo di azionamento meccanico che può essere manualmente attivato per mantenere la posizione di massima apertura. Come già anticipato, la funzione di regolazione è controllata dalla valvola di sovrappressione mentre la funzione di shut-off è controllata dalla valvola col solenoide.

La scelta di utilizzare due **valvole in serie** è dovuta principalmente a questioni di affidabilità: come spesso accade in ambito aeronautico, si progetta un sistema in modo da avere componenti ridondanti. In questo modo in caso di un malfunzionamento di un componente, un altro può entrare in funzione garantendo comunque la funzionalità dell'intero sistema.

Nello specifico delle valvole antighiaccio, posizionandole in serie, se una delle due valvole si blocca in posizione di apertura l'altra può automaticamente regolare il flusso. Se invece una si dovesse bloccare in posizione di chiusura, grazie al meccanismo di azionamento manuale, si può forzare l'apertura della valvola bloccata garantendo comunque la regolazione della pressione del

sistema. L'azionamento manuale però può essere effettuato solo tramite operazioni a terra e non in volo, quindi in caso di un malfunzionamento di questo tipo, non si può ricorrere al sistema antighiaccio che andrebbe al più presto riattivato.

Con le due valvole posizionate in parallelo invece, ipotizzando un malfunzionamento in cui una valvola si blocchi in posizione di chiusura, l'altra regolerebbe in modo automatico il flusso. Se invece una si dovesse bloccare in posizione di apertura, la regolazione del flusso non sarebbe più possibile e si avrebbe in output la massima pressione. Questo comporterebbe un flusso di massa sulle superfici da riscaldare decisamente troppo elevato che potrebbe portarle anche alla fusione, con conseguenze ben più gravi rispetto al malfunzionamento che si avrebbe per la configurazione in serie.



Figura 1.8: Schema del sistema NAIV [38].



Figura 1.9: Schema di una singola AIV [38].

1.5.1 Funzione di Regolazione

La regolazione della pressione avviene grazie alla valvola di sovrappressione. La pressione di scatto della UAIV è impostata in modo da regolare la pressione di output a un valore più basso della pressione di scatto della LAIV. In questo modo, in condizioni normali di funzionamento, la regolazione della pressione di output del sistema avviene tramite il movimento del pistone della UAIV mentre quello della LAIV è in posizione di massima apertura. In caso di guasto della valvola di monte, ad esempio con il pistone bloccato in posizione di massima apertura (o manualmente forzato in questa posizione), la pressione di output della UAIV aumenta e raggiunge il livello entro il quale la LAIV inizia a regolare.

La pressione all'ingresso del sistema viene simultaneamente indirizzata a:

- *Feed orifice* della valvola di monte tramite un condotto interno al corpo valvola e tramite la valvola con solenoide della UAIV (vedi *figura 1.8*).
- "Sense line" per mezzo di un condotto posizionato sempre sul corpo valvola della UAIV, ma che dirige il flusso verso il *feed orifice* della LAIV e successivamente alla valvola a solenoide della LAIV.

Quando il solenoide è energizzato il flusso dal *feed orifice* (sia della UAIV che della LAIV) entra dal condotto di alimentazione del solenoide e raggiunge la camera di riferimento relativa. Con l'aumentare della pressione di alimentazione, la pressione nella camera di riferimento aumenta anch'essa. Quando la pressione nella camera di riferimento supera la pressione di scatto della valvola di sovrappressione, questa apre la sua porta di scarico (*venting hole*) verso l'ambiente e la pressione nella camera di riferimento aumenta con un rateo diverso rispetto alla pressione in ingresso al sistema. Il pistone di regolazione vede quindi aumentare la forza a chiudere e di conseguenza diminuisce l'area di passaggio della portata. Si raggiunge una posizione intermedia del pistone che garantisce l'equilibrio di forze di pressione, di flusso e di attrito sullo stesso. In questo modo la pressione di output rimane pressoché costante e non può superare il valore prestabilito.

Il settaggio della pressione di valle avviene tramite la regolazione del precarico della molla della valvola di sovrappressione durante la fase di assemblaggio del componente: è possibile modificare la rotazione di un inserto filettato che agisce sulla compressione della molla. Il mantenimento della pressione settata è assicurato da un dispositivo anti-svitamento.

1.5.2 Funzione di Shut-off

Come già anticipato, queste tipologie di valvole antighiaccio studiate sono collegate ad una valvola a tre vie normalmente chiusa a comando elettrico, quindi con solenoide. Questa permette l'attivazione o la disattivazione (*shut-off*) della regolazione delle AIV in funzione di un comando elettrico ricevuto dal solenoide.

Quando il solenoide è energizzato, la porta di alimentazione è collegata a quella di controllo e la porta di scarico è chiusa. In questo modo la portata regolata dal *feed orifice* è mandata alla camera di riferimento. La valvola è quindi in stato di regolazione.

Quando il solenoide non è energizzato, la porta di alimentazione è chiusa e quella di controllo è collegata allo scarico. In questo modo può avvenire lo scarico della pressione nella camera di riferimento in ambiente. Questo porta il pistone a muoversi verso la posizione di chiusura, impedendo il passaggio dell'aria calda e disattivando quindi il sistema di antighiaccio.

1.5.3 Stabilità

Molti sistemi meccanici possono presentare instabilità in presenza di forzanti oscillatorie. Nel caso delle valvole antighiaccio, essendo le forze di flusso e di pressione la causa del movimento del pistone e poiché quest'ultimo influenza fortemente la regolazione della pressione, si possono generare fenomeni oscillatori che si rilevano sia sulla pressione regolata sia sulla posizione del pistone.

L'instabilità durante la regolazione della pressione delle valvole può essere un problema da non sottovalutare; le analisi di stabilità vanno fatte sia a livello del componente ma anche a livello di sistema quando due valvole sono posizionate in serie.

In alcune configurazioni, si può originare una condizione in cui una valvola influenza l'altra e i pistoni principali delle due valvole presentano una persistente oscillazione sulla posizione di equilibrio che genera una fluttuazione non trascurabile della pressione regolata. L'instabilità delle valvole porta, inoltre, a un'usura eccessiva sia delle guarnizioni sia dei finecorsa in caso di urto sugli stessi da parte dei pistoni di regolazione.

Per favorire la stabilità del sistema, di solito, si regola la valvola di sovrappressione della UAIV ad una pressione di scatto minore della LAIV. In questo modo è solo la UAIV ad effettuare la regolazione della pressione mentre la valvola di valle è in posizione di massima apertura.

In [5] è stato sviluppato un modello dinamico di una valvola di regolazione della pressione che è in grado di simulare sia tramite analisi CFD (*computational fluid dynamics*) che tramite analisi dinamica il moto del pistone principale, della valvola di sovrappressione e il comportamento del fluido attraverso il foro che regola la portata che attraversa la valvola. In questo modo è stato effettuato uno studio parametrico sulle variabili che più influenzano la stabilità della valvola e ne è stata proposta la giusta combinazione.

La *figura 1.10* mostra lo schema della valvola utilizzata per le analisi, molto simile a quelle utilizzate per gli studi in questo lavoro di tesi; la *1.11* mostra lo schema riepilogativo che è stato usato per la risoluzione delle ODEs (*ordinary differential equations*) e delle analisi CFD; la *1.12* mostra un esempio di risultato che è possibile ottenere delle analisi CFD.



Figura 1.10: Schema della valvola modellata in [5].



Figura 1.11: Schema risolutivo di alto livello del sistema meccanico e fluidodinamico sviluppato in [5].



Figura 1.12: Vettore velocità [m/s] all'interno della valvola in una posizione di regolazione, figura riportata come esempio di possibili risultati ottenibili tramite risoluzione CFD [5].

Le varie analisi sono state effettuate imponendo come input al sistema un gradino di pressione e i risultati ottenuti sono sia stabili che instabili, a seconda delle condizioni operative e dei parametri utilizzati:

Nel caso del funzionamento stabile, a seguito di un gradino di pressione che va da 343 kPa a 377 kPa, la valvola si chiude senza presentare oscillazioni (*figura 1.13*). Andando ad aumentare *il feeding orifice* (d₀), ovvero il foro che connette l'input alla camera di riferimento, aumenta la portata a quest'ultima e si ha di conseguenza una maggior pressione nella camera di riferimento. La risultante delle forze agenti sul pistone in direzione di chiusura sarà minore: si avrà una posizione di equilibrio finale della valvola più alta all'aumentare di d₀.

Quando si ha un comportamento instabile la valvola presenta oscillazioni che si smorzano con difficoltà (*figure 1.14 a, b* e *c*). Dalle analisi effettuate i parametri che influenzano la stabilità sono i seguenti:

- Il **volume** della camera di riferimento; diminuire questo volume ha un effetto positivo sulla stabilità.
- La **rigidezza** della molla nella valvola di sovrappressione; aumentare questo parametro influenza positivamente la stabilità.
- Il feeding orifice; utilizzare un valore elevato ha dato un miglioramento sulla stabilità.

L'influenza dell'attrito è stata trascurata in questo studio.



Figura 1.13: Effetto del feeding orifice (d_0) sulla dinamica di chiusura della valvola a seguito di un gradino di pressione che va da 343 kPa a 377 kPa. (X_{s0} : Posizione finale della valvola; P_e : Pressione regolata finale) [5].

Da un altro studio degli stessi autori [6] è stata valutata invece specificatamente l'**influenza dell'attrito** sulla stabilità di una valvola antighiaccio modellata e simulata in modo simile a come già descritto. In questo articolo è stato osservato come la posizione finale del pistone e il tempo necessario per raggiungere l'equilibrio, a seguito di un gradino di pressione, oltre a dipendere dai vari parametri di flusso, dipende anche dal coefficiente di attrito tra il pistone e il corpo valvola. A un coefficiente di attrito maggiore è possibile associare una maggiore stabilità della valvola, come si può osservare dalla *figura 1.15*.



Figura 1.14: Effetto dei vari parametri sulla stabilità a seguito di un gradino di pressione che va da 343 kPa a 412 kPa. (I_P: Dimensione longitudinale del volume di riferimento; X_{s0}: Posizione finale della valvola; P_e: Pressione regolata finale; k: rigidezza della molla della valvola di sovrapressione) [5].



Figura 1.15: Movimento del cassetto a seguito di un gradino di pressione da 33 a 33 psi con due differenti valori del coefficiente di attrito [6].

Le valvole antighiaccio studiate in questo lavoro di tesi presentano, in alcune condizioni, fenomeni di instabilità molto marcati. L'instabilità si nota dalla pressione regolata, che presenta fluttuazioni molto ampie e soprattutto molto fitte, che possono superare anche i 100 Hz in frequenza. Un esempio di instabilità si può notare nella figura successiva.



Figura 1.16: Esempio di instabilità verificata intorno a t= 8s su prove sperimentali. La pressione in ingresso, intermedia tra valvola di monte e valle e in uscita al sistema sono state normalizzate rispetto ad una pressione massima di riferimento, come descritto in dettaglio al capitolo 5.3.1 (equazione 5.10).

È possibile osservare dai record delle prove sperimentali effettuate durante gli anni che l'instabilità si innesca con frequenza maggiore alle basse pressioni e alle alte temperature.

L'attrito, come mostrato in [6], influenza la stabilità. Dal momento che il meccanismo dell'attrito è tra gli argomenti più complessi e meno approfonditi nel modello Simulink delle valvole antighiaccio e considerando che ha un rilevante effetto sia nel sistema fisico che nel modello, si è deciso di approfondirlo con una ricerca bibliografica. Questa punta a indagare sui fenomeni dell'attrito, in particolare sui materiali di scorrimento utilizzati per le valvole antighiaccio, in modo da arricchire e migliorare il modello delle valvole e scoprire eventualmente nuove strade per migliorarne la stabilità.

2. Coefficiente di Attrito in letteratura

Come anticipato, il fenomeno dell'attrito influenza il comportamento dinamico della valvola e in particolare la stabilità. Sui materiali di scorrimento utilizzati per la costruzione delle valvole antighiaccio non sono mai state fatti studi approfonditi per stabilire come le diverse condizioni di lavoro (es. pressione, temperatura, usura ecc....) influenzino il coefficiente di attrito.

In questo capitolo, dapprima si esprimono i concetti accademici classici dell'attrito e successivamente si va nello specifico sull'influenza dei vari fattori, prima in modo più ampio sui metalli e successivamente sui materiali di scorrimento utilizzati per la costruzione delle valvole antighiaccio.

2.1. Forza d'Attrito

La forza d'attrito può essere definita come la resistenza incontrata da un corpo che si muove a contatto su di un altro. Questa definizione comprende sia l'attrito per slittamento che per rotolamento. La distinzione tra le due categorie è importante ma queste due tipologie non sono mutualmente esclusive; infatti, accade spesso che anche per un apparente "rotolamento puro" ci sia sempre un minimo di slittamento.

In entrambi i casi ideali, come illustrato in figura 2.1, una forza tangenziale F è necessaria per far muovere il corpo superiore rispetto alla superficie stazionaria inferiore. Il rapporto tra l forza d'attrito e la forza normale viene chiamato coefficiente di attrito e viene indicato solitamente con la lettera μ .

$$\mu = F/W \tag{2.1}$$



Figura 2.1: Una forza F è necessaria per superare l'attrito e avere il moto, in entrambi i casi di puro rotolamento e slittamento.

La forza d'attrito è sempre orientata in direzione opposta al moto e la sua intensità è convenzionalmente descritta dal valore del coefficiente di attrito, che può variare su un vasto range, a partire da 0,001 in cuscinetti volventi leggermente caricati, fino a 10 per superfici

metalliche uguali a contatto che slittano in un ambiente sottovuoto. Per la maggior parte dei materiali utilizzati per resistere a condizioni di attrito di slittamento, il valore di μ varia, di solito, tra 0,1 e 1 [7].

2.1.1 Le Leggi dell'Attrito

In specifiche condizioni di slittamento, per certe coppie di materiali, e per certe condizioni di lubrificazione, μ rimane costante al variare del carico normale e dell'apparente area di contatto. Queste osservazioni hanno portato alla formulazione di due leggi empiriche sull'attrito, risalenti al 1699, ma già descritte e studiate due secoli prima da Leonardo Da Vinci.

Le leggi dell'attrito possono essere riassunte nel seguente modo:

- la forza d'attrito è proporzionale al carico normale;
- la forza d'attrito è indipendente dall'area di contatto apparente.

A queste due può essere aggiunta una terza, attribuita a Coulomb (1785):

- la forza d'attrito è indipendente dalla velocità relativa di slittamento.

Queste leggi dell'attrito, eccetto in certe condizioni specifiche, riassumono bene la maggior parte delle osservazioni empiriche. La prima legge è particolarmente valida per lo slittamento senza lubrificazione. La *figura 2.2* mostra un risultato tipico per lo slittamento a secco, in aria, di acciaio su alluminio lucidato. Il coefficiente di attrito rimane pressoché costante nonostante il carico vari di un fattore di quasi 10⁶ [7].

La seconda legge dell'attrito non è stata così ampiamente analizzata come la prima ma è comunque ben confermata da esperimenti su di una vasta gamma di materiali.



Figura 2.2: Variazione del coefficiente di attrito rispetto al carico normale, per strisciamento a secco tra acciaio e alluminio in aria [9]. Figura 2.3: Variazione del coefficiente di attrito rispetto all'aera di contatto apparente, per guide di legno e superfici d'acciaio non lubrificate [10]. Ad esempio, in *figura 2.3*, viene mostrato un tipico andamento del coefficiente di attrito in funzione dell'area di contatto apparente per guide di legno su una superficie di acciaio non lubrificata. Il carico normale è stato mantenuto costante, mentre l'area di contatto apparente è stata variata di un fattore che arriva fino a 250; il valore di μ varia molto poco.

La terza legge dell'attrito non è sempre verificata. È comunque ampiamente osservato, in quasi tutti i sistemi meccanici, che la forza di attrito necessaria per avviare lo scorrimento è maggiore di quella necessaria al mantenimento del moto, e quindi, che il coefficiente di attrito statico μ_s sia maggiore del coefficiente di attrito dinamico μ_d . Ma una volta che lo slittamento si è innescato, μ_d è spesso indipendente dalla velocità di slittamento su un'ampia gamma di velocità, anche se per elevati valori, nell'ordine di un centinaio di metri al secondo per i metalli, μ_d crolla con l'aumentare della velocità [7].

Il **modello classico** dell'attrito radente dei metalli nasce dall'importante lavoro di Bowden e Tabor svolto, principalmente a Cambridge, tra gli anni '30 e '70. Bowden e Tabor furono i primi ad enfatizzare l'importanza della rugosità dei due corpi a contatto, delle caratteristiche meccaniche dei materiali e dell'area effettiva di contatto, che è nella maggior parte dei casi è minore dell'area apparente. Questo modello di attrito, nella sua forma più semplificata, assume che la forza d'attrito è dovuta a due contributi:

- forza di adesione che si sviluppa tra le aree di contatto effettivo (punti di contatto tra le asperità),
- forza di deformazione necessaria per far scorrere le asperità della superficie più dura attraverso quelle della superficie meno dura [7].

Secondo questa teoria, il coefficiente di attrito può essere preso come una funzione dello sforzo di taglio (τ) e della durezza all'indentazione (H):

$$\mu = \tau / H \tag{2.2}$$



Figura 2.4: Ingrandimento microscopico del contatto tra due superfici. Questo avviene tra le svariate asperità superficiali che si deformano a causa della forza normale e tangenziale.

2.1.2 Attrito nei Metalli

La *tabella 2.1* mostra una lista di valori del coefficiente di attrito statico, μ_s , presi da letteratura per diverse combinazioni di metalli, in aria e in assenza di lubrificazione. Per quanto riguarda il coefficiente di attrito dinamico, μ_d , ci si aspetta che sia leggermente inferiore rispetto a quello per le condizioni statiche.

Si sottolinea che ogni preciso valore del coefficiente di attrito dipende estremamente dalle **condizioni di prova** nelle quali viene misurato. L'utilità della tabella 2.1, così come quella di ogni tabella che si può trovare in letteratura che da valori indicativi sul coefficiente di attrito, va ricercata più nel valore relativo dei vari coefficienti rispetto agli altri che in quello assoluto. Prendere come riferimento un valore specifico potrebbe risultare ingannevole, in quanto il fenomeno dell'attrito dipende, in molti casi marcatamente, dalla composizione e microstruttura del materiale nonché dalle condizioni in cui è stato misurato. In questa suddetta tabella, per alcuni materiali, sono riportati due valori che questi fanno riferimento alla condizione in cui il film di ossidi formatosi è intatto e a quella in cui il film di ossidi si è spaccato [7].

Per la maggior parte delle applicazioni, lo slittamento dei metalli avviene in aria. In queste condizioni, il coefficiente di attrito è più basso rispetto a quello misurato in un ambiente sottovuoto. Ad esempio, l'oro presenta un coefficiente di attrito molto alto perché non presenta film di ossidi sulla superficie, quindi, i giunti nelle asperità tendono ad essere particolarmente duri. L'oro è inoltre molto duttile, e quindi i giunti delle asperità superficiali si formano e si ingrandiscono facilmente sull'area di contatto effettivo. Entrambi questi due fattori contribuiscono a dare un'elevata forza d'attrito [7].

Per tutti gli altri metalli, sulla superficie di contatto tendono a formarsi **ossidi** già a partire da qualche minuto dopo essere stati esposti all'aria. Si può formare un film di ossidi di uno spessore tra 1 e 10 nm che gioca un ruolo fondamentale nello scorrimento per attrito; infatti, l'attrito tra due superfici metalliche con un film di ossidi è quasi sempre minore di quello tra due superfici pulite e senza ossidi. Tale condizione è dovuto al fatto che gli ossidi formano un film che diminuisce lo sforzo di taglio necessario al movimento e, soprattutto, perché diminuisce la capacità di formazione e accrescimento di giunti tra le asperità [7].

	μ _s
(a) Self-mated metals in air	
Gold	2
Silver	0.8–1
Tin	1
Aluminium	0.8–1.2
Copper	0.7–1.4
Indium	2
Magnesium	0.5
Lead	1.5
Cadmium	0.5
Chromium	0.4
(b) Pure metals and alloys sliding on steel (0.13% C) in air	
Silver	0.5
Aluminium	0.5
Cadmium	0.4
Copper	0.8
Chromium	0.5
Indium	2
Lead	1.2
Copper–20% lead	0.2
Whitemetal (Sn based)	0.8
Whitemetal (Pb based)	0.5
α-Brass (Cu–30% Zn)	0.5
Leaded α/β brass (Cu-40% Zn)	0.2
Grey cast iron	0.4
Mild steel (0.13% C)	0.8

Tabella 2.1: Valori tipici del coefficiente di attrito statico, μ_s , per diversi metalli in aria e in assenza di lubrificazione. Il valore di μ_s è fortemente influenzato dalle condizioni di test, i valori,quindi, devono essere presi solo come una rappresentazione approssimativa [9].

2.1.3 Effetto del Carico

Come introdotto in 2.1.2, la formazione di un film di ossidi sulle superfici a contatto, nella maggior parte dei casi, porta ad una diminuzione del coefficiente di attrito. Questo film con effetto lubrificante può essere penetrato in una certa misura fino a frastagliarsi se il carico aumenta durante lo scorrimento. La *figura 2.5* mostra un grafico comune in molti casi, in questo esempio per il rame: per un carico medio/basso, il film di ossidi separa in modo efficace le due superfici metalliche e il coefficiente di attrito è abbastanza basso. All'aumentare del carico normale si può osservare una transizione ad un livello di attrito maggiore e questa transizione può essere più o meno accentuata a seconda dei metalli e delle condizioni di prova. A carichi elevati, quindi, il film superficiale si può deformare e fratturare portando al contatto metallo-metallo e, di conseguenza, aumenta la forza d'attrito. Il tasso di usura in queste due regioni è anche notevolmente differente, come ci si aspetta [7].



Normal load (log scale)

Figura 2.5: Diagramma schematico che mostra come il coefficiente di attrito varia con il carico normale per slittamento rame-rame su sé stesso in aria [7].

Per leghe di acciaio con tenore di carbonio di circa 0,4%, la situazione può essere ben diversa. La *figura 2.6* mostra una transizione da un alto regime di attrito ad un regime più basso. È stato suggerito che questo comportamento è il risultato di strutture stratificate di ossidi che si formano una sull'altra, la transizione avviene proprio quando viene penetrato lo strato superiore di ossidi. Anche in questo caso alcuni acciai presentano questa transizione in modo più accentuato rispetto ad altri [7].



Figura 2.6: Variazione del coefficiente di attrito col carico normale per acciai a contatto con sé stessi in aria [9].

In conclusione, l'attrito tra i metalli in aria, non lubrificati, è fortemente influenzato dalla presenza, dal comportamento e dall'integrità degli ossidi che si formano sulla superficie. La formazione degli ossidi dipende di conseguenza dalle condizioni di prova e dai materiali a contatto [7].

2.1.4 Effetto della Durezza Superficiale

La **durezza** è la resistenza del metallo all'indentazione ed è, quindi, una misura della resistenza alla deformazione plastica degli strati di metallo in prossimità della superficie. Durante i test di durezza per indentazione, il metallo viene premuto con una forza nota contro un penetratore di geometria specifica e la durezza viene stimata tramite la valutazione della forma dell'impronta lasciata sul metallo. Il penetratore, per indentare il metallo sotto test, deve prima superare la deformazione elastica per poi causare la deformazione plastica del metallo. Per metalli poco duttili, la struttura metallica è caratterizzata da un elevata forza di coesione che porta ad avere bassa deformazione plastica; la durezza sarà quindi elevata [8].

Quando due materiali sono premuti uno sull'altro in test per valutare l'attrito, il contatto avviene ai picchi delle asperità superficiali e le condizioni sono analoghe a quelle dei test di durezza; le asperità del metallo più duro deformano per indentazione quelle del metallo meno duro causando la deformazione plastica, che dipende dal carico e dalle proprietà meccaniche dei materiali a contatto.

La forza d'attrito è quindi determinata dalla forza tangenziale necessaria a rompere le giunzioni tra le asperità per permettere il moto. Il comportamento di un materiale all'attrito può essere quindi correlato alle proprietà meccaniche e fisiche; la correlazione più importante è quella con la durezza. Il coefficiente di attrito, nella maggior parte dei casi, può essere visto come inversamente proporzionale alla durezza del materiale.





Figura 2.7: Variazione del coefficiente di attrito in funzione della durezza per metalli puri a contatto con sé stessi e con acciaio [8].

Figura 2.8: Variazione del coefficiente di attrito in funzione della durezza per acciai semplici a basso tenore di carbonio (0,12%) [8].

Questo andamento è attribuibile sia all'elevato legame interatomico che minimizza la deformabilità plastica con conseguente diminuzione dell'abilità del metallo ad aderire alla controparte, ma anche all'elevata energia superficiale che hanno i materiali ad alta durezza; quest'ultimo aspetto fa sì che si formino giunzioni delle asperità particolarmente deboli che contribuiscono alla resistenza della superficie alla penetrazione e necessitano di elevato lavoro per l'adesione. Queste condizioni portano ad avere un coefficiente di attrito che diminuisce con la durezza superficiale.

Le *figure 2.7* e *2.8* forniscono evidenze sperimentali dell'influenza della durezza sul comportamento dell'attrito in diversi materiali. [8]

2.1.5 Effetto della Velocità di Scorrimento

Nella maggior parte dei casi la velocità di scorrimento, per un certo range, non ha effetto sul coefficiente di attrito, in accordo con la terza legge dell'attrito introdotta al *paragrafo 2.1.1*. Se la velocità supera un certo limite (ad esempio 1 m/s) le cose possono essere ben diverse ed è possibile rilevare una chiara dipendenza [12].

Questo comportamento è dovuto al riscaldamento provocato dall'attrito. Superata una certa velocità le asperità in scorrimento le une sulle altre causano il riscaldamento locale della zona che non può essere trascurabile. Si ha la formazione di ossidi sulla superficie che riducono il contatto metallo-metallo. Se la velocità aumenta ancora, si possono avere picchi di temperatura sulla superficie che generano ancor più ossidi fino a quando la superficie è interamente rivestita da un film di ossidi plasticamente deformati, che si comportano come un vero e proprio film lubrificante che porta ad una diminuzione del coefficiente di attrito. Se si incrementa ancor di più la velocità o il carico si può avere una vera e proprio fusione di uno strato di metallo, che riduce ancor di più il coefficiente di attrito [12]. Questi risultati sono riassunti nella mappa dell'attrito riportata in *figura 2.9*.

Per questa mappa si utilizzano i valori di velocità e carico normalizzati:

$$\tilde{v} = v \frac{r_0}{a}$$
 $\tilde{F} = \frac{F}{A_n H_0}$ (2.3)

dove v è la velocità di scorrimento; r_0 è il raggio della punta (pin) usata per il test di attrito; a è la diffusività termica dell'acciaio (4,1*10⁻⁵ m²/s); F è il carico usato per gli esperimenti; A_n è l'area di contatto nominale del pin sul campione ($A_n = \pi r_0^2$) e H_0 è la durezza superficiale.

La velocità normalizzata (che può essere vista come il rapporto tra la velocità effettiva di scorrimento e la velocità di trasmissione del flusso termico) fa riferimento alla temperatura superficiale durante lo scorrimento; il riscaldamento locale del metallo è apprezzabile per $\tilde{v} > 10^2$. Il carico normalizzato, invece, viene usato per confrontare diversi valori ricavati da test con diverse condizioni di carico.

Nella mappa dei regimi dell'attrito si distinguono tre diverse regioni:

- 1) Seizure zone (grippaggio)
- 2) Plasticity controlled zone
- 3) Sliding condition controlled zone



Figura 2.9: Mappa dei regimi di attrito per gli acciai non lubrificati; sono sovrapposte le curve a μ costante in ogni regime. I vari regimi sono separati dalle linee spesse e sono stati presi dalla mappa di usura meccanica presente in [13].

L'ultima regione può essere a sua volta divisa in:

- Leggera ossidazione
- Severa ossidazione
- Fusione del metallo

Nella prima zona la punta usata per la misurazione dell'attrito si indenta plasticamente sul campione. La seconda zona viene denominata in questo modo perché la rugosità superficiale, insieme alle proprietà del materiale quali modulo elastico, durezza, snervamento ed energia superficiale, determinano l'attrito [12]. Nella terza zona inizia l'ossidazione, di solito quando le asperità raggiungono picchi di temperatura di 400 C° e si hanno coefficienti di attrito via via decrescenti sia con la velocità normalizzata che con il carico normalizzato [13].

Quando due superfici generano attrito a contatto tra di loro, la maggior parte del lavoro svolto per superare la forza d'attrito si trasforma in calore. Il risultante aumento di temperatura locale può modificare le proprietà meccaniche e metallurgiche delle superfici a contatto, che si possono ossidare o addirittura fondere. Questi effetti influenzano fortemente sia il tasso di usura che l'attrito [13]. Il calore generato dall'attrito è generato tra le piccolissime aree di contatto delle asperità dei materiali e non è facile andare a quantificarlo e studiarlo. L'effetto degli ossidi che diminuiscono il coefficiente di attrito si può però osservare anche realizzando esperimenti all'aumentare della temperatura tenendo fissati tutti gli altri parametri tra cui velocità e carico.

2.1.6 Effetto della Temperatura

Quando la temperatura dei metalli inizia ad aumentare, molti effetti possono verificarsi: le proprietà meccaniche variano, il rateo di ossidazione cambia, possono esserci reazioni chimiche sulla superficie e possono verificarsi anche trasformazioni di fase. Tutti questi aspetti influenzano fortemente il fenomeno dell'attrito dal punto di vista microscopico e macroscopico.

All'aumentare della temperatura, il tasso di ossidazione aumenta, di conseguenza aumenta lo spessore dello strato di ossidi ne varia la sua natura. Questo fornisce un secondo meccanismo, tutt'altro che trascurabile, di variazione del coefficiente di attrito in funzione della temperatura. La *figura 2.10* mostra questo effetto riportando un esempio di slittamento di un acciaio austenitico contro nickel puro. Quando la temperatura aumenta si ha un incremento di **duttilità** del metallo che provoca un aumento del coefficiente di attrito fino ai 750°C. Superato questo valore di temperatura, si forma un **film di ossidi** di nickel e di conseguenza il coefficiente di attrito si abbassa molto rapidamente. Durante la fase di raffreddamento lo stato di ossidi si è mantenuto e si conserva un basso valore del coefficiente di attrito. Un comportamento simile è osservato anche nel contatto acciaio-acciaio: uno strato superficiale di Fe₃O₄ porta ad un minor coefficiente di attrito rispetto al Fe₂O₃ sottostante; la predominanza di uno rispetto all'altro è determinata dalla temperatura e dalla composizione della lega e del gas [7].



Figura 2.10: Dipendenza del coefficiente di attrito rispetto alla temperatura per un acciaio austenitico a contatto con nickel puro in aria. Le due curve si riferiscono ai dati acquisiti durante la fase di riscaldamento (curva di sopra) e raffreddamento (curva di sotto) (da [11]).

Come è possibile osservare dalla *figura 2.10*, la formazione degli ossidi può portare ad un rapido crollo del coefficiente di attrito e dominare totalmente il meccanismo di slittamento.

Ricordando le considerazioni fatte sulla stabilità delle valvole antighiaccio al *paragrafo 1.5.3*, l'attrito ne influenza la stabilità e una diminuzione marcata del coefficiente di attrito a causa della formazione di uno strato di ossidi ad alte temperature potrebbe essere una delle cause che innesca l'instabilità. Poiché il meccanismo dell'attrito estremamente dipendente dai materiali e dalle condizioni di prova è lecito a questo punto ricercare in letteratura se ci sono riscontri di un eventuale diminuzione del coefficiente di attrito all'aumentare della temperatura, per test effettuati sugli stessi materiali usati come rivestimento nelle zone di scorrimento tra corpo valvola e pistone.

2.1.6 Tribometri per la Misurazione del Coefficiente di Attrito

In quasi tutti gli articoli presenti in letteratura in cui si effettuano misurazioni del coefficiente di attrito in diverse condizioni, si utilizzano specifici macchinari in grado di effettuare prove tenendo sotto controllo i parametri principali che influenzano il meccanismo dell'usura e dell'attrito come il carico applicato, la velocità di scorrimento, la presenza o assenza di lubrificante e la temperatura.

Un esempio schematico di questi macchinari, chiamato **tribometri**, è raffigurato in *figura 2.11* e in *figura 2.12* sono schematizzati due tipici esempi di configurazione di test in riferimento al moto relativo tra la sfera ("*pin*") e la superficie da testare.



Figura 2.11: schema rappresentativo di un tribometro con possibilità di controllo della temperatura.



Figura 2.12: Tipiche configurazioni di test su di un tribometro.

Uno tribometro di questo tipo è in grado di effettuare prove di attrito e usura tenendo sotto controllo la velocità, il carico normale e la temperatura dell'ambiente isolato in cui i due materiali sono messi a contatto. È quindi possibile avere in tempo reale la misurazione del coefficiente di attrito tramite un apposito sensore di forza ed eventualmente anche la misura del tasso di usura tramite un altro sensore di posizione che misura di quanto la sfera penetra all'interno del solco creato sul materiale da testare.

Un esempio di standard seguito dalla maggior parte dei test riportati in letteratura e riassunti nel paragrafo successivo è quello ASTM G99-17.

Come già sottolineato più volte, l'attrito e l'usura di un sistema meccanico dipendono da moltissimi fattori, tra cui il carico applicato, la velocità di scorrimento, le caratteristiche del tribometro di misura, la distanza di scorrimento, le condizioni ambientali e le proprietà dei materiali. Dato che i test standard di tipo "pin on disc", non puntano a tentare di riprodurre tutte le condizioni che possono verificarsi durante il servizio (lubrificazione, carico, pressione, geometria di contatto, rimozione di detriti, usura, ambiente corrosivo), non c'è nessuna garanzia che la prova possa prevedere il valore effettivo del coefficiente di attrito o il tasso di usura di un dato materiale in condizioni diverse da quelle testate. Lo scopo di questi test sta quindi nel stabilire la **classifica relativa** dei materiali scelti in base ai loro coefficienti di attrito e/o tassi di usura [14]. O anche, nel caso in cui si volessero effettuare test su uno specifico materiale in diverse condizioni scelte (es. con variazione di carico, velocità o temperatura), l'obiettivo sarebbe quello di scoprire in quali condizioni il materiale si comporta meglio e quali sono le cause.

Oltre ai test standard con i tribometri, è possibile anche effettuare test ad hoc realizzando, fin quando possibile, l'effettivo ambiente di lavoro del materiale costruendo ad esempio portacampioni progettati su misura per mantenere in posizione il componente specifico. Un esempio di utilizzo di un tribometro per realizzare prove ad hoc su di un componente è riportato in [15]. In questo lavoro si è studiato l'attrito e l'usura di un pistone di un motore andando, tramite un tribometro modificato con supporti progettati ad hoc, a realizzare in modo accurato prove di attrito e usura nell'ambiente di lavoro del pistone, controllando quindi la temperatura, la geometria effettiva e la lubrificazione.

2.2. Materiali di Scorrimento delle Valvole Antighiaccio

Nella maggior parte delle applicazioni in ambito pneumatico si utilizzano guarnizioni realizzate in gomma o silicone, o comunque con materiali molto elastici e deformabili. Grazie a queste caratteristiche le guarnizioni possono deformarsi e possono adattarsi facilmente alla sede interposta tra i due componenti e garantire una tenuta ermetica prevenendo (o limitando) le perdite e i trafilamenti.

Tuttavia, queste guarnizioni presentano uno svantaggio significativo: sono estremamente sensibili alla temperatura. Infatti, nella maggior parte delle situazioni d'uso, la temperatura non supera mai i valori compresi tra 200 e 300 °C. Se questi limiti termici vengono superati, il materiale polimerico delle guarnizioni rischia di subire la carbonizzazione o il deterioramento, portando alla perdita totale della tenuta.

Proprio per questo motivo, quando si opera in contesti ad alta temperatura, è necessario adottare materiali diversi, come quelli metallici con rivestimenti superficiali speciali. Questi materiali sono in grado di resistere a temperature estremamente elevate senza subire alterazioni significative, garantendo la necessaria tenuta anche in condizioni termiche estreme.

Per le valvole antighiaccio è necessaria avere una buona tenuta per limitare al massimo i trafilamenti, perché la pressione può raggiungere valori molto elevati; inoltre, le guarnizioni devono avere un'ottima resistenza all'usura in quanto, essendo guarnizioni dinamiche, durante l'utilizzo sfregano ripetutamente sulla superficie di tenuta sulla quale non è presente un lubrificante liquido ma solido. Come già anticipato, l'aspetto più critico è la temperatura che nella maggior parte dei casi supera anche di molto i 300 C° ed esclude, per i limiti tecnici sopra evidenziati, tutte le guarnizioni in gomma.

In questi campi applicativi, particolarmente aggressivi e di nicchia, non basta utilizzare una guarnizione in lega metallica ma è necessario applicare anche un rivestimento tramite un trattamento termico che migliori le caratteristiche meccaniche superficiali e l'usura.

2.2.1 Trattamenti Termici sui Materiali di Scorrimento

Le guarnizioni metalliche delle valvole antighiaccio necessitano di trattamenti termici superficiali in grado migliorare le proprietà meccaniche. In particolare, si ricorre spesso ai processi innovativi di **spruzzatura termica**.

Le tecniche di spruzzatura termica consistono in una proiezione di particelle ad alta temperatura e velocità, per mezzo di appropriate apparecchiature, che portano alla formazione di un riporto su una superficie preventivamente preparata.

I rivestimenti a spruzzatura termica vengono solitamente applicati a substrati metallici e talvolta anche a materiali con base in plastica o ceramica. Migliorano le prestazioni del componente fornendo una migliore resistenza all'usura, resistenza alla corrosione acquosa o alle barriere termiche e sono un'alternativa versatile ed efficace ad altri metodi di rivestimento. Per le applicazioni ingegneristiche, i rivestimenti termici si distinguono per la loro capacità di applicare al metallo base particelle che possono essere metalliche, ceramiche, polimeriche o composite, con porosità minima e forze di adesione molto elevate senza fondere o riscaldare eccessivamente il substrato. La qualità del rivestimento viene solitamente valutata calcolando la porosità, il contenuto di ossido, la macro e la micro-durezza, la rugosità superficiale e la forza di adesione. All'aumentare della velocità delle particelle, di solito aumenta anche la qualità del rivestimento [16].

La particolarità di questi trattamenti termici, rispetto a quelli tradizionali, sta nella capacità di prolungare notevolmente la vita utile del componente, migliorando le caratteristiche superficiali senza provocare alterazioni dimensionali o di forma (il surriscaldamento del metallo base raramente supera i 150 C°).

I processi di spruzzatura termica si possono classificare in:

- Air Plasma Spray (APS)
- High Velocity Oxygen Fuel (HVOF)
- High Velocity Air Fuel (HVAF)
- Denoting Gun (DG)
- Flame Spray (FP)
- low-pressure plasma spraying (LPPS)

L'**HVOF** è tra questi il trattamento più innovativo e che garantisce le migliori prestazioni del rivestimento. Questo processo di spruzzatura termica sfrutta la combustione di un combustibile per fondere e accelerare le particelle fuse o semifuse a velocità supersoniche (*figura 2.13*). L'HVOF garantisce valori massimi di adesione, qualità, resistenza all'usura, bassa porosità e durezza rispetto alle altre tecnologie; per questi motivi viene spesso utilizzato in applicazioni con temperature elevate in cui l'attrito e l'usura giocano un ruolo fondamentale.



Figura 2.13: Illustrazione del processo di HVOF.

Nel caso qui oggetto di studio, il contatto con strisciamento nelle AIV avviene tra gli anelli di tenuta di un primo pacco guarnizioni e il corpo valvola e tra gli anelli di tenuta di un secondo pacco guarnizioni e la flangia di collegamento (*figura 2.14*).



Figura 2.14: Schema semplificato della valvola e posizione indicativa delle guarnizioni evidenziata in rosso.

Per approfondire il fenomeno dell'attrito in modo specifico per i materiali utilizzati nelle AIV e per impostare un target definito della ricerca bibliografica esposta al paragrafo successivo, è stato scelto un caso comune e rappresentativo in cui su di una superficie è presente un riporto di carburo di cromo (Cr_3C_2) con HVOF con l'aggiunta di un lubrificante solido mentre sulla rispettiva controparte un riporto in Stellite (lega cobalto-cromo), sempre con la tecnologia dell'HVOF.

Inoltre, in anni passati, è stata effettuata un'analisi sulle superfici striscianti delle valvole antighiaccio dopo svariate ore di esercizio e sono stati rilevati importanti quantitativi di ossigeno dovuti, molto probabilmente, all'ossidazione degli elementi costituenti le superfici a contatto. Poiché gli ossidi possono portare un decremento dell'attrito (*par. 2.1.3, 2.1.5 e 2.1.6*) e un basso coefficiente di attrito può favorire l'instabilità delle valvole (*par. 1.5.3*), si è ritenuto opportuno effettuare un approfondimento in letteratura sull'attrito di questi rivestimenti depositati con HVOF.

2.2.2 Attrito nei materiali trattati con HVOF in funzione della temperatura

In letteratura si trovano molti articoli in riferimento allo stato dell'arte dei rivestimenti in HVOF. La maggior parte di questi effettuano confronti sulle proprietà dei vari rivestimenti e le loro prestazioni, ma non tutti però, fanno test per determinare il coefficiente di attrito al variare della temperatura. La maggior parte si concentrano sulle proprietà meccaniche, il tasso di usura e la microstruttura.

È stato comunque possibile recuperare sufficienti dati dei COF (*coefficient of friction*) in funzione della temperatura in modo da poter confermare la diminuzione dello stesso all'aumentare della temperatura a causa degli ossidi che si formano. In *figura 2.16* vengono riportate, in maniera schematica, le informazioni ricavate dall'analisi di letteratura.
Si precisa che in tutti gli articoli che studiano le proprietà tribologiche di specifici rivestimenti, il contatto non avviene tra il rivestimento e sé stesso ma tra il rivestimento e una sfera di materiali che possono essere ad esempio il Al₂O₃ o il Si₃N₄, caratterizzati da avere un elevata stabilità chimica rispetto alla controparte. In questo modo, da una parte ci si allontana dalle condizioni di lavoro a livello del componente, dall'altra risulta più facile confrontare il comportamento di diversi rivestimenti, senza introdurre ulteriori fattori chimici e tribologici non controllabili rispetto a quelli che si vuole studiare (in questo caso l'effetto della temperatura).

In [17], viene fornita una caratterizzazione completa del rivestimento Cr₃C₂-25 wt.% NiCr formato con HVOF e HVAF. Sono state inoltre effettuate prove tribologiche per la misurazione del tasso di usura e del coefficiente di attrito a temperatura ambiente e a 400°C. In particolare, per il rivestimento spruzzato con HVOF, si è rivelata una **diminuzione del coefficiente di attrito** nei test a 400°C rispetto a quelli a temperatura ambiente; il COF è sceso da 0,7 a 0,56. Secondo gli studiosi possono essere state molteplici le cause di questa diminuzione del COF, tutte confermate con analisi dettagliate al TEM (microscopio elettronico a trasmissione). Si sono formati dei cluster di grafite a causa della temperatura e dell'alterazione termomeccanica delle particelle di carburo durante lo scorrimento che hanno agito da lubrificante solido. La diminuzione del coefficiente di attrito è tuttavia dovuta principalmente al rilascio di C grafitico e Cr che, combinati con l'ossigeno, hanno formando **ossidi** che si sono interposti tra il rivestimento e la controparte.

In [18], due distinti rivestimenti, Cr_3C_2 -50NiCrMoNb e Cr_3C_2 -37WC-18NiCoCr, a base di Cr_3C_2 sono stati selezionati e studiati come interessanti alternative al più classico Cr_3C_2 -25NiCr. Anche in questo caso sono stati misurati i coefficienti di attrito dei rivestimenti a temperatura ambiente e, per questo articolo, a 700°C. È stato scoperto che tutti i rivestimenti hanno coefficienti di attrito comparabili, il Cr_3C_2 -37WC-18NiCoCr ha una migliore resistenza all'usura a bassa temperatura ma a 700 °C il tasso di usura cresce allo stesso livello dell'altro rivestimento. Cr_3C_2 -25NiCr ha avuto il più basso tasso di usura ad alta temperatura, che è addirittura inferiore al rispettivo tasso di usura a temperatura ambiente. Per quanto riguarda il **COF**, anche in questo caso ha mostrato una marcata diminuzione nei test effettuati ad alta temperatura per tutti e tre i rivestimenti studiati. Questa diminuzione è stata probabilmente causata dallo strato di ossidi formatosi durante il test ed esaminato sulla traccia dei campioni dopo i test. Il layer di **triossidi** sul rivestimento Cr_3C_2 -25NiCr conteneva principalmente Cr_3O_3 mentre sul Cr_3C_2 -50NiCrMoNb sono stati trovati principalmente NiCr₂O₄.

In [19], vengono confrontate le prestazioni del rivestimento Cr_3C_2 -NiCr con un nuovo rivestimento Cr_3C_2 -WC-NiCoCrMo a 450, 550 e 650 °C. I coefficienti di attrito a 550 e 650 °C sono abbastanza più bassi di quelli a 450 °C a causa di una maggiore presenza di **triossidi** che prevengono il contatto diretto tra le parti in strisciamento. Di conseguenza però, le particelle basate sui triossidi e il tribofilm, si comportano come particelle abrasive e aumentano l'usura. In *figura 2.15* viene riportato uno schema del meccanismo di usura dei rivestimenti Cr_3C_2 -NiCr e di Cr_3C_2 -WC-NiCoCrMo.



Figura 2.15: Schema del meccanismo di usura dei rivestimenti Cr3C2-NiCr e Cr3C2-WC-NiCoCrMo [19].

In [20], sono stati condotti studi tribologici (usura e attrito) che puntano ad esplorare le potenzialità dei rivestimenti Cr_3C_2 -NiCr formati con HVOF. Vengono effettuate anche prove sui materiali per utensili senza rivestimento e sono stati rilevati tassi di usura anche di due ordini di grandezza maggiori rispetto a quelli rilevati nei con i rivestimenti in HVOF. Per quanto riguarda il coefficiente di attrito, è stato misurato a temperatura ambiente, a 400 °C e a 800°C con un carico di 25N e 50N. il valore minimo è stato misurato a 400°C. A 800 C° il coefficiente di attrito rimane costante per la prova a 25N e aumenta leggermente per quella a 50N, valori comunque più bassi di quelli a temperatura ambiente (*tabella 2.1*).

COF di Cr ₃ C ₂ -NiCr	T= RT	T= 400°C	T= 800°C
Carico: 25N	0,68	0,41	0,47
Carico: 50N	0,55	0,43	0,43

Tabella 2.1: Coefficienti di attrito misurati in [20]. Si sottolinea che i valori sono stati, per semplicità, mediati rispetto a due rivestimenti con composizione chimica molto simile.

Questo leggero aumento del COF e del tasso di usura a 800°C potrebbe essere dovuto all'addolcimento del rivestimento e ad alcuni strati di ossidi che potrebbero essersi disintegrati portando un'usura di tipo abrasiva a tre corpi.

In letteratura, così come per i rivestimenti in carburo di cromo, vi sono molti riferimenti anche per la stellite, utilizzata in ambiti ingegneristici per le sue eccellenti prestazioni di durezza, resistenza all'usura e stabilità alle condizioni di attrito. Ad esempio, in [21], è stato determinato il comportamento dell'attrito di diversi rivestimenti a contatto con pasticche di freni in ambito automotive; il rivestimento in stellite ha mostrato prestazioni migliori rispetto agli altri rivestimenti.

In [22], è stato depositato su di un substrato di acciaio inossidabile Stellite 6 andando a variare i parametri di processo dell'HVOF. È stato rilevato che il comportamento tribologico (resistenza a usura e attrito) delle varie tipologie di campioni analizzati non varia molto in funzione dei vari parametri impostati durante il processo di HVOF. Questo indica che la stellite 6 ha una "facile applicabilità" come rivestimento; infatti, possibili fluttuazioni del processo di spruzzatura termica non influenzeranno drasticamente la resistenza del rivestimento. Anche in questo documento, vengono sottolineate le ottime performance del rivestimento soprattutto ad alte temperature. Per quanto riguarda l'attrito, sono state eseguite prova a temperatura ambiente, a 400°C e a 800°C; è stato osservato che COF diminuisce con l'aumentare della temperatura e, in particolare a 800°C, si forma sulla superficie del rivestimento un liscio e denso **tribofilm** costituito da particelle di detriti fortemente legate allo strato sottostante di ossido nativo formatosi sul metallo. Questo film protegge il rivestimento, causa la diminuzione del coefficiente di attrito e del tasso di usura.

In [23], è stato investigata la formazione e l'influenza dei triossidi sull'usura per attrito del rivestimento in Stellite 1 a differenti temperature. I Layer di ossidi sono stati caratterizzati tramite microscopio elettronico a scansione (SEM), Spettroscopia EDX e Spettroscopia Raman. È stata confermata la diminuzione del coefficiente di attrito all'aumentare della temperatura.

Non solo il comportamento dei carburi di cromo e della Stellite vengono influenzati dagli ossidi ma anche molti altri rivestimenti; ad esempio, in [24] vengono studiate le performance del rivestimento WC-12Co preparato sia APS, LPPS e HVAF in funzione della temperatura. Le diverse tecnologie di preparazione del rivestimento influenzano la formazione e la tipologia di ossidi sulla superficie che è quindi funzione della microstruttura del rivestimento. Il trattamento con HVAF è quello che ha dato risultati più performanti in termini di durezza, tenacità e caratteristiche di ossidazione.

Nonostante questo, le caratteristiche di ossidazione delle particelle di WC sono comunque inferiori a quelle del Cr3C2. Infatti, tipicamente si preferisce usare carburi di cromo per applicazioni in ambienti ad elevata temperatura, anche fino a 800-900 °C [18].

Come è possibile notare dalla *figura 2.16* alla pagina successiva, l'andamento medio dei coefficienti di attrito è decisamente decrescente con l'aumentare della temperatura. Per rendere ancora più chiari i confronti vengono graficate nella *figura 2.17* le regressioni lineari di tali dati per i rivestimenti simili a quelli scelti come caso rappresentativo dei materiali nelle AIV.



Figura 2.16: Raccolta dei coefficienti di attrito in funzione della temperatura; le linee piene sono per i rivestimenti simili a quelli usati nelle AIV's mentre quelle tratteggiate sono per i rivestimenti diversi. I riferimenti sono, in ordine, [18, 17, 19, 20, 20, 19, 18, 18, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 27].



Figura 2.17: Regressione lineare delle singole curve di figura 2.16; sono mostrati solo i rivestimenti simili.

La pendenza delle varie curve, nonostante le prove di attrito siano fortemente dipendenti dalle condizioni di test, non si discostano così tanto tra loro (deviazione standard relativa del 32%). In *figura 2.17*, la curva di color nero in grassetto rappresenta la regressione lineare di tutti i dati da letteratura sui rivestimenti simili a quelli usati nelle AIV. È caratterizzata dalla seguente equazione:

$$\mu(T) = -0.359 \frac{T}{1000} + 0.691 \tag{2.4}$$

Per ogni 500 °C di temperatura, quindi, il coefficiente ha una diminuzione di 0,18. Nel caso si volessero considerare tutti i dati di *figura 2.16* per ampliare il numero di campioni, l'equazione della regressione sarebbe:

$$\tilde{\mu}(T) = -0.352 \frac{T}{1000} + 0.669$$
(2.5)

In questo caso, per ogni 500 °C di temperatura, il coefficiente di attrito avrebbe una diminuzione di 0,176. Considerando che i valori sono molto vicino ai valori di μ (T), si è ritenuto opportuno proseguire le analisi solo con i rivestimenti più simili.

Per svincolarci dalle condizioni di prova e dai singoli valori dei coefficienti di attrito misurati, si prosegue a percentualizzare l'equazione rispetto ad una condizione di riferimento, ad esempio rispetto al valore del coefficiente di attrito a $T = T^*$, partendo da:

h

$$\mu(T) = b_2 T + b_1 \tag{2.6}$$

Percentualizzando l'equazione:

$$\mu_{\%}(T) = \frac{b_2}{b_1} 100 T + 100$$
(2.7)

Shiftando la retta di T^* :

$$\mu_{\%}(T) = \frac{b_2}{b_1} 100 T + 100 - \frac{b_2}{b_1} 100 T^*$$
(2.8)

La diminuzione percentuale di $\mu(T)$ rispetto alla condizione di temperatura ambiente (ovvero $T^* = 25^{\circ}$ C) è quindi caratterizzata dalla seguente retta, plottata anche in *figura 2.18*.

$$\mu_{\%}(T) = -0.520 T + 101.3 \tag{2.9}$$



Figura 2.18: Diminuzione percentuale del coefficiente di attrito ricavata dalla letteratura.

Il COF a 800°C, secondo questo modello, è il 60% rispetto quello misurato a temperatura ambiente, ovvero c'è stata una diminuzione del 40% che non è affatto trascurabile. Infatti, ricordando quanto illustrato in *figura 1.15*, una diminuzione così marcata del coefficiente di attrito potrebbe andare a indurre l'instabilità della valvola.

Questo modello di attrito verrà successivamente confrontato con dati sperimentali delle valvole antighiaccio da cui è possibile stimarne il coefficiente di attrito (*paragrafo 5.3.3*).

3. Attrito nei Sistemi Pneumatici

I sistemi pneumatici sono utilizzati in moltissime applicazioni grazie ai loro eccezionali vantaggi. Tuttavia, la pneumatica presenta caratteristiche di non linearità che complicano la simulazione dinamica dei componenti e la precisione nel controllo. Per migliorare l'uso dei componenti penumatici, sia attuatori che valvole, è importante stimare correttamente le non-linearità. Le non-linearità principali in un sistema pneumatico sono le relazioni pressione-portata dell'aria attraverso gli orifizi, la comprimibilità e gli effetti dell'attrito tra le superfici in contatto nelle guarnizioni striscianti.

In particolare, l'attrito nelle valvole di controllo, è una delle maggiori fonti di oscillazione e di comportamenti anomali. I modelli delle valvole sono quindi utili per diagnosticare questi comportamenti indesiderati trovandone la causa e la successiva soluzione per migliorarne il comportamento. Per avere un modello affidabile del componente, però, è necessario avere i giusti parametri per la descrizione dell'attrito che, come anticipato, devono essere ricavati sperimentalmente.

In questo capitolo è stata effettuata una panoramica sui principali metodi usati in letteratura per caratterizzare i parametri dell'attrito su componenti pneumatici tramite test sperimentali e ne vengono riportati i vari set-up. A partire da queste conoscenze, si potrebbe pensare di effettuare in futuro test simili sulle valvole antighiaccio in modo da ottenere una migliore caratterizzazione dell'attrito sulla base di più affidabili e precisi dati sperimentali. Infatti, in questo capitolo, sono presenti anche commenti e spunti su come poter eventualmente utilizzare le specifiche metodologie descritte negli articoli scientifici, per le valvole antighiaccio, con tutte le notevoli complessità aggiuntive che sorgerebbero.

3.1 Misurazione della Forza d'Attrito in Letteratura

In generale, è difficile trovare informazioni dettagliate sull'attrito di una valvola o di un cilindro pneumatico nel catalogo del produttore o in libri di testo. I parametri dell'attrito devono essere spesso accuratamente stimati tramite metodo sperimentale.

I vari metodi analizzati in seguito per misurare la forza d'attrito possono essere classificati in base al tipo di sensoristica utilizzata:

- Trasduttore di posizione e pressione;
- Trasduttore di posizione, pressione e cella di carico;
- Trasduttore di posizione e cella di carico.

Il trasduttore di posizione è essenziale non solo per avere il riferimento di posizione dell'elemento mobile, ma anche per ottenere la velocità ed eventualmente anche l'accelerazione. È necessario quindi che sia molto accurato e ad elevata frequenza.

Il trasduttore di pressione può essere omesso solo nel caso in cui non si voglia tener conto dell'effetto della pressione sull'attrito. In questo modo, se da un lato ci si allontana dalle condizioni di lavoro del componente, dall'altro si semplifica il set-up sperimentale.

La cella di carico permette di misurare direttamente la forza di attrito oppure una grandezza che, sottratta ad altre quantità note o misurabili (es. inerzia, forza elastica o forza di pressione), restituisce la forza di attrito. In letteratura, viene usata la cella di carico per le misurazioni dell'attrito quando la forza motrice dell'elemento mobile non è quella dovuta alla pressione ma una forza esterna. In questi casi, può essere più facile controllare la velocità dell'elemento mobile per renderla costante e tracciare una più completa mappa dell'attrito in funzione della velocità.

Per i cilindri pneumatici si trovano molti esperimenti per la caratterizzazione dei parametri dell'attrito in quanto, la conoscenza accurata della sua entità e del suo comportamento, è uno step fondamentale per un controllo in posizione preciso con eventuale compensazione dell'attrito. Per quanto riguarda le valvole invece, la letteratura è molto meno approfondita.

In [29], C. Garcia propone un metodo semplice per stimare i parametri dell'attrito del modello di Karnopp (descritto nel dettaglio alla sezione 5.1) applicato a valvole di controllo a comando pneumatico con molla di ritorno. Il procedimento viene effettuato però, su dati simulati di una valvola virtuale modellata con lo stesso attrito in modo da valutarne in modo esatto lo scostamento e l'errore del metodo nella stima dei vari parametri. I parametri in questione sono:

- Coefficiente di smorzamento viscoso; F_{ν} ,
- Forza d'attrito Coulombiana; F_c ,
- Forza d'attrito statica; F_s .
- Sono stati inoltre stimate la massa dell'elemento mobile e la rigidezza della molla interna.

Per utilizzare questo metodo è necessario conoscere solo la posizione dell'elemento mobile e la pressione di comando. In particolare, la posizione deve essere misurata con elevata accuratezza in modo da ricavare sia la velocità che l'accelerazione. I test da effettuare e ripetere almeno due volte sono test con rampe di pressione a salire da 0% a 100% e a scendere.

La stima dei parametri dell'attrito si basa completamente sul **bilancio di forze** sull'elemento mobile, che può essere scritto nel seguente modo:

$$S_a \cdot P = k \cdot x + [F_c + (F_s - F_c)e^{-(v/v_s)^2}]sgn(v) + F_v \cdot v + m \cdot \dot{v}$$
(3.1)

Per la stima della rigidezza della molla si possono prendere due punti durante il transitorio tra valvola chiusa e aperta in cui l'elemento mobile si muove a velocità costante, misurando la pressione e la posizione si ha:

$$S_a \cdot P_1 = k \cdot x_1 + F_c + F_v \cdot v \tag{3.2}$$

$$S_a \cdot P_2 = k \cdot x_2 + F_c + F_v \cdot v \tag{3.3}$$

Sottraendo membro a membro si ha come sola incognita k:

$$S_a \cdot (P_2 - P_1) = k \cdot (x_2 - x_1) \tag{3.4}$$

La stima della forza di attrito statico F_s può essere calcolata agevolmente misurando la pressione a cui si ha il distacco. Se, per semplificare i calcoli, viene letta la pressione di distacco a x=0 si ha:

$$S_a \cdot P = F_c \tag{3.5}$$

44

Per la stima del coefficiente di smorzamento viscoso e della massa dell'elemento mobile è necessario analizzare gli instanti in cui la valvola si muove. L'equazione del moto su tre differenti istanti di tempo diventa:

$$S_a \cdot P_1 = k \cdot x_1 + F_c + F_v \cdot v_1 + m \cdot \dot{v}_1$$
(3.6)

$$S_a \cdot P_2 = k \cdot x_2 + F_c + F_v \cdot v_2 + m \cdot \dot{v}_2$$
(3.7)

$$S_a \cdot P_1 = k \cdot x_3 + F_c + F_v \cdot v_3 + m \cdot \dot{v}_3$$
(3.8)

Sottraendo la seconda equazione dalla terza e la terza dalla seconda si ottiene un sistema con due equazioni in cui le uniche incognite sono proprio F_v e m.

Infine, prendendo un punto in cui la velocità è costante e misurando la posizione e la pressione dall'equazione 3.2 è possibile trovare F_c .

Questo metodo ha dato risultati molto soddisfacenti stimando k, $F_c \in F_s$ in modo accurato dando errori massimi dell'1% rispetto ai dati del modello della valvola su cui si è effettuata la stima. Tuttavia, le stime di $m \in F_v$ non sono state altrettanto precise, gli errori sono stati rispettivamente di 30% e 8%. Nonostante questo, un grande vantaggio di questo metodo è di certo la sua semplicità e facilità di implementazione. Una giusta continuazione di questo lavoro potrebbe essere stimare i vari parametri a partire da dati di test svolti su di una valvola reale. Però, per poter utilizzare questa metodologia sulle AIVs bisognerebbe fare considerazioni aggiuntive sulla forza di flusso, non così facile da calcolare, ma d'altro canto non si avrebbe l'incognita della rigidezza della molla, dato che per le AIVs non è presente. Si potrebbe comunque stimare la massa del pistone in movimento e confrontarla con quella effettiva, per vedere se la stima dà risultati, entro un certo errore, che convergono sul valore reale, almeno della massa. Nell'articolo l'errore massimo è stato rilevato proprio sulla massa, applicando il metodo sulle valvole antighiaccio e riscontrando un errore di stima sulla massa del pistone, si potrebbe pensare che l'errore di stima sui parametri dell'attrito sia comunque inferiore a quello sulla massa e in questo modo avere un indice di bontà della stima.

Per quanto riguarda i test sulla caratterizzazione dell'attrito nei pistoni pneumatici, in [31] viene effettuata un'analisi sperimentale molto accurata al fine di descriverne le caratteristiche. I risultati sperimentali sono riassunti in figura 3.1. Sono state effettuate misurazione dell'attrito per diversi cilindri con diametro differente, per velocità fino a 0,5 m/s e per pressioni fino a 0,8 Mpa. I dati ottenuti sono molto utili per effettuare un modello più accurato dell'attrito rispetto a quello classico. È stato verificato che la forza d'attrito esibisce fluttuazioni durante il ciclo anche a pressione e velocità costanti, le fluttuazioni sono maggiori per velocità maggiori. Inoltre, l'entità della forza dipende anche dalla posizione stessa del pistone rispetto alla corsa; quest'ultimo aspetto potrebbe essere una possibile influenza delle differenze tribologiche dell'area di contatto in ogni singola posizione, ciò porta ad avere un comportamento dell'attrito differente per la corsa di andata e per quella di ritorno. È stato inoltre rilevato che la forza d'attrito aumenta linearmente in funzione della velocità per delta di pressione uguale a zero, mentre per delta di pressione maggiore di zero l'incremento della forza d'attrito in funzione della velocità è più che lineare. All'aumentare della pressione, c'è un aumento lineare della forza d'attrito e con maggiori velocità si ha una pendenza maggiore. Questo suggerisce che c'è un effetto reciproco tra pressione e velocità che, stando ai risultati degli esperimenti trovati in [31], non è affatto trascurabile. All'aumentare del diametro dei cilindri aumenta la forza d'attrito e, in particolare, l'effetto della pressione è maggiore per diametri maggiori.



Figura 3.1: Effetto della velocità di scorrimento, pressione e diametro dei cilindri sulla forza d'attrito [31].



Figura 3.2: Schema della strumentazione sperimentale utilizzata in [31].

Il set-up sperimentale (*figura 3.2*) usato per la misurazione della forza d'attrito è particolarmente complesso ma è in grado di restituire misurazioni dirette dell'attrito e molto precise.

L'attuatore idraulico non risente della differenza di pressione nel cilindro pneumatico ed è collegato ad esso tramite un giunto cardanico. In questo modo la forza scambiata è solo assiale. Il cilindro idraulico è controllato con controllore PI che restituisce velocità costante. Il cilindro pneumatico sotto test viene posto su di una piattaforma sospesa da pattini pneumostatici. Così facendo, la cella di carico, posizionata sul lato posteriore del cilindro, è insensibile ai carichi dinamici e può effettuare accurate misurazioni dell'attrito anche in presenza di accelerazioni. Il moto del cilindro pneumatico è imposto dall'attuatore idraulico raffigurato sulla destra.

Il sistema analizzato in quest'articolo è comunque molto diverso da quello oggetto di questa tesi. Le guarnizioni a labbro in gomma non sono paragonabili a quelle metalliche con i duri rivestimenti in HVOF ma trovare analisi di questo tipo in letteratura su guarnizioni dure che lavorano ad alta temperatura non è semplice. Come si vedrà nel *capitolo 5.2* sulla modellazione dell'attrito in Simulink è stato comunque possibile trasportare molti dei concetti ritrovati in queste ricerche bibliografiche.

In [32], viene effettuato uno studio comparativo sull'attrito di diversi pistoni pneumatici disponibili da catalogo. Il modello dell'attrito preso in considerazione dagli autori è il seguente modello a quattro parametri:

$$F_{friction}(v) = F_c + (F_s - F_c)e^{-(v/v_s)^2} + F_v \times v$$
(3.9)

dove F_c è la forza d'attrito Coulombiana; F_s è la forza di attrito statica; v è la velocità del pistone; v_s è la velocità di Stribeck e F_v è il coefficiente di smorzamento viscoso, spesso indicato con la lettera β .

La stima della forza di attrito viene fatta tramite l'equazione del moto del pistone:

$$m\ddot{x} + F_{friction} = A_1 P_1 - A_2 P_2 \tag{3.10}$$

Effettuando test a velocità costante e misurando la velocità stessa e la pressione nelle camere del pistone è possibile ricavare dalla 3.10 la forza di attrito e completare per punti la mappa che caratterizza questa forza in funzione della velocità (viene riportato un esempio di questa mappa in *figura 3.3*). Questa mappa è il punto di partenza per la correlazione dei parametri dell'attrito. In *figura 3.4* viene illustrato il set-up sperimentale utilizzato per la misurazione delle forze d'attrito, come si può osservare è stata usata una valvola proporzionale con lo scopo di controllare il movimento del pistone a velocità costante. In tal maniera si annulla il contributo dell'inerzia dall'*equazione 3.10* e la forza d'attrito può essere calcolata in modo più preciso. Per la determinazione di F_v e F_c , si considera che ad alte velocità la forza d'attrito è una retta ed è possibile applicare agevolmente una regressione lineare per il calcolo dei coefficienti che la caratterizzano. La forza d'attrito statica F_s viene banalmente letta osservando la mappa dell'attrito nella regione in cui la velocità è uguale a zero (ovvero il momento di distacco). La velocità di Stribeck v_s viene stimata con l'ottimizzazione numerica della curva tramite Matlab. In *figura 3.5* vengono riportate le mappe dell'attrito di ogni cilindro e in *tabella 3.1* i rispettivi coefficienti.



Figura 3.3: Esempio di mappa dell'attrito in funzione della velocità rilevata sperimentalmente in [32].



Figura 3.4: Set-up sperimentale per la misurazione delle forze d'attrito in diversi cilindri [32]. Il componente indicato con 01 è un sensore di pressione sulla linea di alimentazione; 02 è l'attuatore sotto test; 03 è il trasduttore di pressione; 04 è la valvola proporzionale; 05 e 06 sono i sensori di pressione rispettivamente della camera 1 e 2 del pistone pneumatico.



Figura 3.5: Mappa dell'attrito dei vari cilindri analizzati in [32].

Actuator	Fs	Fs	F _c	F _c	В	В	ý _s	ý _s
Number	(ÿ>0)	(ÿ<0)	(_ý >0)	(ÿ<0)	(ÿ>0)	(ÿ<0)	(ý>0)	(ý<0)
	(N)	(N)	(N)	(N)	N.s/m	N.s/m	mm/s	mm/s
1	24	-31	23,10	-30,63	46,53	37,61	10,0	-10,0
2	22	-20	16,87	-13,47	178,85	165,59	3,42	- 6,16
3	5,5	-10	1,08	-6,63	201,35	247,59	10,4	-23,2
4	6	-11	1,59	-6,10	203,71	259,13	8,5	-8,9
5	10	-5	8,82	-3,71	43,89	40,13	10,0	-13,0
6	8	-6	6,42	-4,00	10,40	30,39	26,0	-25,9
7	10	-10	1,84	-3,99	74,69	78,04	26,0	-26,0
8	35	-32	20,36	-20,30	492,77	666,67	10,0	-10,0

Tabella 3.1: Coefficienti del modello dell'attrito per i vari attuatori analizzati in [32].

Sulla base dei dati trovati dagli autori di [32], è possibile fare le seguenti considerazioni:

- lo stesso attuatore ha caratteristiche di attrito diverse tra corsa di andata e di ritorno;
- le curve di attrito hanno una forma anche molto differente ma il modello di Stribeck riesce bene a adattarsi ai vari andamenti;
- la valutazione della forza d'attrito viene fatta tramite il diagramma di corpo libero; è quindi importante conoscere le forze di pressione agenti sull'elemento mobile e avere una velocità quanto più costante possibile in modo da trascurare gli effetti dell'inerzia.

Per un eventuale test sulle valvole antighiaccio, quest'ultimo punto potrebbe essere problematico da rispettare sia perché le forze di flusso sono molto più difficili da stimare e sia,

ancora, perché appena inizia la regolazione della valvola e scatta la valvola di sovrappressione la velocità del pistone di regolazione è tutt'altro che costante, se non per istanti molto brevi. Sarà quindi ancor più importante avere un'elevata precisione sulla misurazione della posizione, in modo da poterla derivare due volte per avere l'accelerazione in ogni istante temporale.

Un set-up sperimentale diverso (*figura 3.6*) è stato utilizzato in [33] dove sono stati analizzati differenti modelli empirici e semi-empirici dell'attrito (*tabella 3.2*) tramite misurazioni dirette della forza d'attrito stessa. Sono inoltre state condotti studi di ripetibilità per annullare l'effetto aleatorio dell'attrito.



Figura 3.6: Set-up sperimentale usato in [33] per la misurazione diretta della forza d'attrito.

Model number	Dynamic friction model	Coefficient of determination
A	$F_f = F_o + cV$	0.90
В	$\vec{F}_f = F_o e^{-\xi V} + cV + \beta \Delta p$	0.91
С	$\vec{F_f} = \vec{F_o} + cV + \beta \Delta p$	0.93
D	$\vec{F}_f = \vec{F}_o + (1 + cV^n) [\beta \Delta p + \beta_1 p_1]$	0.94
Е	$\vec{F}_f = F_o + cV'' + \beta\Delta p'''$	0.91
F	$\vec{F}_f = F_o e^{-\xi V} + c V^n + \beta \Delta p^m$	0.95
G	$F_f = F_o e^{-\xi V} + cV + \beta \Delta p + \beta_2 p_2$	0.93

Tabella 3.2: Modelli dell'attrito esaminati in [33].

Come è possibile notare dalla figura, in questo caso è presente una cella di carico in grado di misurare la forza applicata ad essa. Il cilindro sulla destra viene chiamato attuatore di carico perché è quello che impone il moto (a velocità costante) dell'attuatore di sinistra, di cui si vuole misurare l'attrito. Un trasduttore di pressione è usato per verificare che nell'attuatore di test sia mantenuta la stessa differenza di pressione tra le camere. Questo è necessario per rendere costante il termine legato alla forza di pressione sull'attuatore sotto test. Quando i pistoni si muovono a velocità costante, con verso rappresentato in *figura 3.6*, la forza letta dalla cella di

carico, ovvero la forza imposta dall'attuatore di carico, sarà uguale alla somma algebrica dei contributi dell'attrito e della forza di pressione nel cilindro sotto test:

$$F_L = F_e - F_f \tag{3.11}$$

dove F_e è la forza di pressione data da $P_2A_2 - P_1A_1$ e F_f è la forza d'attrito che può essere agevolmente calcolata conoscendo le pressioni e la forza letta dalla cella di carico F_L .

Per comparare l'abilità dei vari modelli presenti in *tabella 3.2* di intercettare al meglio i valori sperimentali, sono state condotte analisi con regressione ai minimi quadrati e la bontà dei modelli è stata valutata tramite il coefficiente di correlazione. È stato inoltre rilevato che il fenomeno dello stick-slip è molto evidente per tutte le prove e, per tal motivo, è stato difficile valutare la forza d'attrito per basse velocità. Di conseguenza, il coefficiente F_0 è stato calcolato non come forza necessaria al movimento ("breakaway") ma come valore asintotico delle varie curve di attrito, costruite a partire da valori di velocità maggiori. In particolare, il modello di attrito denominato in *tabella 3.2* con la lettera C, presenta una modellazione lineare a due variabili indipendenti, velocità e pressione, e riesce molto bene a adattarsi ai valori sperimentali misurati. I tipici valori che sono stati trovati sono: $F_0 = -27$ a 31 N ; c = -27 a 105 N/(m/s) e $\beta = [-0,6$ a 1,9] × $10^{-4}N/Pa$. Il modello D invece, presenta un effetto reciproco di pressione e velocità, insieme all'effetto singolo della pressione in una camera sola.

In [34] R. L. Ballard effettua un lavoro sperimentale molto approfondito per determinare le caratteristiche dinamiche di un sistema pneumatico e viene mostrato come l'attrito nelle guarnizioni sia un fattore chiave per questa caratterizzazione. Sono state sviluppate equazioni empiriche per la simulazione dell'attrito e sono stati valutati sperimentalmente i parametri. Nello specifico, si fa riferimento a come l'equazione C di *tabella 3.2 (equazione 3.12)* risulti estremamente idonea per la simulazione dell'attrito per il particolare attuatore usato per i test ed è emerso che si possono ottenere risultati accurati trovando i giusti parametri.

$$F_{friction} = F_0 + C_A v + C_B (|P_2 - P_1|)$$
(3.12)

In modo analogo agli articoli già analizzati, anche in questo caso è stata calcolata la forza d'attrito con l'ausilio di trasduttori di pressione e posizione e tramite l'equilibrio di forze, che può essere scritto nel seguente modo:

$$F_{friction} = P_2 A_2 - P_1 A_1 - m \ddot{x}$$
(3.13)

Dato che le grandezze al secondo termine dell'*equazione 3.13* sono tutte note o misurate, è stato possibile calcolare la forza d'attrito istante per istante. Anche in questi test, F_0 è stata calcolata nel momento di distacco, ma non è stato facile effettuare questa stima a causa della rapida crescita della forza d'attrito all'inizio della corsa del pistone. In ogni caso è stato stimato un valore medio di $F_0 = 50 N$ per ciascun test. Per i valori dei coefficienti C_A e C_B sono stati stimati riarrangiando l'*equazione 3.12* nel seguente modo:

$$\frac{F_{friction} - F_0}{|P_2 - P_1|} = C_A \frac{\nu}{|P_2 - P_1|} + C_B$$
(3.14)

Plottando i risultati su di un grafico, riportato in *figura 3.7*, usando i valori sperimentali di $F_{friction}$, F_0 , P_1 e P_2 , e di velocità a intervalli per ogni test, si può effettuare una regressione lineare per calcolare la pendenza e l'intercetta all'origine della retta, rispettivamente C_A e C_B .



Figura 3.7: Stima dei coefficienti del modello dell'attrito di equazione 3.12 tramite valori sperimentali misurati in [34].

I valori ricavati in *figura 3.7* sono serviti solo come valore iniziale e, tramite ulteriori modifiche sulle singole curve di ogni attuatore, è stato possibile ottenere delle simulazioni dei cilindri che hanno dato risultati molto vicini a quelli misurati sperimentalmente.

Come è stato possibile osservare in tutti questi articoli analizzati, conoscere il preciso valore del contributo della forza di pressione sull'elemento mobile è cruciale per la determinazione della forza d'attrito perché essa va calcolata tramite l'equazione del moto. Nel caso in cui si volesse, in un primo momento, tralasciare questo importante contributo, si potrebbero trovare le caratteristiche dell'attrito quando il pistone o valvola non è attivo, quando, cioè, ha entrambe le camere scariche alla pressione atmosferica. Da una parte si avrebbero dei risultati calcolati in condizioni più distanti rispetto a quelle di lavoro, dall'altra si potrebbero fare dei test sperimentali meno complessi e più economici.

In [35], viene presentato un metodo più semplice e veloce rispetto a quelli già illustrati per identificare i parametri dell'attrito per un cilindro pneumatico. Sono stati testati due differenti attuatori e i risultati ottenuti sono stati abbastanza soddisfacenti e promettenti anche per un eventuale uso in future applicazioni di controllo. Come già anticipato, più un modello di attrito è complesso e più è difficile valutare sperimentalmente i vari parametri. Per questo motivo, gli autori di questo articolo hanno proposto il seguente metodo per stimare i parametri del modello classico dell'attrito Coulombiano-viscoso:

$$F_{friction} = F_0 + B\dot{x} \tag{3.15}$$

Questo metodo consiste nell'applicare un carico esterno allo stelo del cilindro, misurando la forza applicata e lo spostamento, avendo entrambe le camere aperte alla pressione atmosferica. In

questo modo la forza di pressione sul cilindro sarà zero e, inoltre, effettuando gli esperimenti a velocità costante, il contributo dell'inerzia anch'esso sarà zero e la forza esterna si potrà eguagliare direttamente alla forza d'attrito.



Figura 3.8: Schema del set-up sperimentale usato in [35].

In riferimento all'*equazione 3.15* dell'attrito, viene calcolata F_0 nel momento in cui si ha il primo distacco. Successivamente, noto F_0 , applicando un carico determinato e misurando la velocità costante a cui si muove il cilindro, si può ricavare il coefficiente di smorzamento viscoso (*B*) direttamente dalla stessa equazione. Per quanto riguarda il set-up sperimentale utilizzato, in *figura 3.9* è stato riportato uno schema di dettaglio di come è stato effettuato il collegamento tra il sensore di forza e di posizione allo stelo del cilindro. Si sottolinea che, essendo l'attuatore scarico e non in pressione, è stato possibile applicare direttamente in modo manuale la forza esterna.



Figura 3.9: Dettaglio dello schema del set-up sperimentale usato in [35].

4. Modellazione Matematica delle Valvole Antighiaccio

Il modello matematico, sviluppato in Simulink, utilizzato per le analisi effettuate nel presente lavoro di tesi è un modello a parametri concentrati, basato principalmente su tre gruppi di equazioni che governano la dinamica del sistema:

- Equazione di continuità ed equazione della portata in ambito pneumatico (portata attraverso un ugello);
- Equazione delle perdite di carico nel passaggio tra due volumi di controllo adiacenti;
- Equilibrio dinamico delle forze attive sulle masse mobili.

Questa modellazione matematica è coerente con quella effettuata da Zilio e Patricelli in [3] per valvole antighiaccio simili, in cui viene analizzato nello specifico il consumo di carburante derivante dall'uso del sistema antighiaccio e come minimizzarlo.

4.1 Equazione di Continuità

L'equazione di continuità si può derivare dalla formula della portata nel seguente modo:

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \frac{dm}{dt} = \frac{d(\rho V)}{dt} = V \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{dV}{dt}$$
(4.1)

Ricordando che, per la legge dei gas perfetti: $\rho = P/_{RT}$ (4.2)

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \frac{1}{RT} \left(\frac{dP}{dt} V + \frac{dV}{dt} P \right)$$
(4.3)

Scrivendo al posto della variazione di volume nel tempo, $\frac{dV}{dt}$, l'area del volume per la velocità, $A\dot{x}$, si può ricavare la derivata della pressione e riscrivere l'equazione come segue:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{RT(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out})}{V_0 + Ax} - \frac{A\dot{x}}{V_0 + Ax}P$$
(4.4)

Dove:

- \dot{m}_{in} è il flusso di massa entrante nel volume di controllo;
- \dot{m}_{out} è il flusso di massa uscente dal volume di controllo;
- V_0 è il volume iniziale;
- A è l'aerea trasversale dell'elemento mobile che causa la variazione volumetrica $\frac{dV}{dt} = A\dot{x}$
- *x* è quindi la posizione dell'elemento mobile;
- *P* è la pressione nel volume di controllo;
- *T* è la temperatura dell'aria;
- *R* è la costante dei gas.

Nel caso in cui il volume di controllo sia costante, l'equazione si semplifica in:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{RT(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out})}{V_0}$$
(4.5)

Per quanto riguarda il flusso di massa attraverso un orifizio, nel modello viene simulato con le equazioni della portata attraverso un ugello:

$$\dot{m} = AC_d P_1 \sqrt{\frac{2\gamma}{RT_1(\gamma-1)}} \sqrt{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \quad \text{per } \frac{P_2}{P_1} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$
(4.6)

$$\dot{m} = AC_d P_1 \sqrt{\frac{\gamma}{RT_1} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \qquad \text{per } \frac{P_2}{P_1} \le \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{4.7}$$

Dove:

- *A* è l'area di passaggio;
- C_d è il coefficiente di contrazione della vena fluida;
- *P*₁è la pressione di monte;
- *P*₂è la pressione di valle;
- γ è il rapporto tra i calori specifici;
- T_1 è la temperatura di monte;

•
$$C_r = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$
 è il rapporto critico (circa uguale a 0,52 per l'aria).

In particolare, l'*equazione 4.6* rappresenta la condizione di flusso subsonico, mentre la *4.7* la condizione di flusso sonico caratterizzato dalla portata costante rispetto alle condizioni di valle. Tale relazione è graficata in modo rappresentativo in *figura 4.1*.



Figura 4.1: Portata in funzione del rapporto tra la pressione valle/monte.

4.2 Perdite di Carico

Per calcolare le perdite di carico è importante effettuare la conversione tra la pressione statica e quella totale tramite la relazione della trasformazione adiabatica e isoentropica:

$$P_{tot} = \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \cdot P_{st}$$
(4.8)

Dove M è il numero di Mach del flusso.

Alla pressione totale in ingresso al volume di controllo vengono sottratte le perdite di pressione che possono essere distribuite (ΔP_d) o concentrate (ΔP_c):

$$\Delta P_d = \frac{\rho v^2}{2} \frac{L}{D_h} \lambda \qquad \qquad \Delta P_c = \frac{\rho v^2}{2} K_{sc} \qquad (4.9)$$

Dove:

- ρ è la densità del fluido;
- *v* è la velocità del fluido;
- L è la lunghezza del tratto considerato;
- D_h è il diametro idraulico del tratto considerato;
- λ è il *frictional factor*, funzione del numero di Reynolds;
- *K_{sc}* è il *sudden contraction coefficient*, funzione della geometria.

4.3 Equilibrio Dinamico

Nel modello Simulink l'equazione dinamica del moto viene applicata agli elementi mobili, ovvero alla valvola di sovrappressione e al pistone di regolazione. in entrambi i casi viene costruito un modello massa-molla-smorzatore (rappresentato in *figura 4.2*) e viene effettuato il calcolo della dinamica a partire dalle forze esterne agenti sulla massa, in direzione del moto e normale ad essa (per il calcolo della forza d'attrito). Le forze gravitazionali e aerodinamiche vengono trascurate.

Dalla *figura 4.2*, oltre alla classica integrazione dell'equazione del moto, si nota come sono presenti i seguenti elementi:

- Sull'integratore di posizione, è presente in output la porta di saturazione che resetta la velocità quando viene raggiunto un finecorsa, ovvero quando la massa raggiunge la posizione di x = 0 oppure $x = x_{max}$;
- Sull'integratore di velocità, è presente in input la porta di reset esterno settata in "rising mode" (resetta la velocità quando il segnale va da zero ad un valore superiore);
- "Friction Model": modello dell'attrito, verrà descritto nello specifico in 5.2;
- "Hard end Stops": sotto-blocco in cui viene modellata la logica delle forze sul finecorsa.

Il raggiungimento dei finecorsa viene modellato quindi come una collisione perfettamente inelastica. Ovvero, la velocità viene annullata e resettata quando si raggiunge un finecorsa e le forze attive vengono annullate secondo la seguente logica:

$$F_{act} = \begin{cases} 0 & Se \ x = 0 \ e \ F_{att} < 0 \\ F_{act} & \\ 0 & Se \ x = x_{max} \ e \ F_{att} > 0 \end{cases}$$
(4.10)

Nei successivi paragrafi, sono descritti il modello matematico della valvola di sovrappressione e del pistone di regolazione.



Figura 4.2: Modello generico massa-molla-smorzatore con la logica di attrito e dei finecorsa.

4.3.1 Analisi della Valvola di Sovrappressione

Le forze che agiscono sull'otturatore conico della valvola di sovrappressione sono mostrate in *figura 4.3.* La forza della molla (F_k), la forza dovuta al precarico della molla (F_0) e la forza dovuta alla pressione ambiente (F_{amb}) agiscono sulla parte piatta dell'otturatore, mantenendolo in posizione di chiusura. All'estremità opposta dell'otturatore è presente la pressione nella camera di riferimento che genera una forza ($F_{ref,ch}$) che spinge l'otturatore verso la condizione di apertura.

L'otturatore si inizia a muovere, ovvero la pressione nella camera di riferimento va in scarico, quand'è che la forza di pressione riesce a vincere la forza della molla e l'attrito statico. Questa condizione si può esprimere nella seguente equazione:



Figura 4.3: Forze agenti sulla valvola di sovrappressione.

L'equazione utilizzata per la descrizione della dinamica del sistema è la seguente:

$$m\ddot{x} + \beta \dot{x} + kx = F_A - F_0 - F_f$$
(4.12)

Dove:

- x è lo spostamento dell'otturatore;
- $m = m_{otturatore} + \frac{1}{3}m_{molla}$ è la massa del sistema in movimento;
- β è il coefficiente di smorzamento viscoso;
- k = f(T) è la rigidezza della molla, che diminuisce all'aumentare della temperatura a causa della degradazione delle proprietà meccaniche della stessa;
- F_A sono le forze attive agenti sull'elemento mobile, ovvero le forze di pressione;
- F_f è la forza d'attrito causata da elementi striscianti che servono a tenere l'otturatore in ٠ posizione centrata e, per motivi di semplicità, non sono stati raffigurati in figura 4.3.

L'area effettiva di scarico della valvola è una funzione della posizione e può essere ricavata dalla geometria nel seguente modo:

$$A_{PRV} = x\pi\sin(\theta) \left[d_{seat} - x\sin(\theta)\cos(\theta) \right]$$
(4.13)

La forza di pressione esercitata dal flusso sull'otturatore dipende dalla caduta di pressione, ma un calcolo preciso di questo contributo necessiterebbe di una precisa analisi aerodinamica sull'intero percorso del flusso e un'integrazione della risultante distribuzione di pressione nel modello. Un calcolo approssimativo può essere effettuato assumendo che la pressione sia uniformemente uguale a quella della camera di riferimento (Pref.ch) fino al punto della minima restrizione dell'aera effettiva di scarico e uniformemente uguale alla pressione ambiente dopo questo punto. Bisogna considerare che un così rapido cambio nella pressione statica è fisicamente impossibile, ma questo permette di semplificare i calcoli avendo comunque un buon modello matematico utile in fase di design. Per valvole con otturatori conici è stata utilizzata una formula specifica

(4.11)

della forza di flusso che permette di esprimere questa forza, in funzione dell'area geometria di scarico e della pressione.

Il valore del coefficiente di smorzamento β può essere preso da valvole simili, oppure, come in questo caso, non avendo a disposizioni informazioni a riguardo, si può considerare un valore dello smorzamento critico ξ tipicamente tra 0,05 e 0,1 e calcolare il coefficiente di smorzamento viscoso dalla seguente formula:

$$\xi = \frac{\beta}{2\sqrt{km}} \tag{4.14}$$

4.3.2 Analisi del Pistone di Regolazione

Le forze che agiscono sul pistone di regolazione sono mostrate in modo semplificato in *figura 4.4*. La pressione nella camera di riferimento $P_{ref,ch}$ genera una forza $F_{ref,ch}$ che spinge il pistone nella direzione di apertura. La pressione P_{dwn} nel condotto di output genera una forza F_{dwn} in direzione di chiusura. La pressione di ingresso (P_{up}) agente sulla zona anulare del pistone insieme alla pressione intermedia presente nell'intorno del *metering passage* contribuisce a generare la forza F_{up} che tende a portare il pistone in posizione di chiusura.



Figura 4.4: Forze agenti sul pistone di regolazione delle valvole antighiaccio.

L'equazione del moto del pistone risulta la seguente:

$$m\ddot{x} + \beta \dot{x} = \left(P_{ref,ch} - P_{dwn}\right)\frac{\pi}{4}d_{pst}^2 - F_{up} - F_f \tag{4.15}$$

Dove:

- x e m sono rispettivamente lo spostamento e la massa del pistone di regolazione;
- β è il coefficiente di smorzamento viscoso;
- d_{pst} e d_{pst_ext} sono i diametri raffigurati in figura 4.4;
- F_f è la forza d'attrito.

Quando il pistone è in posizione di chiusura, alla destra del dente del pistone di regolazione, è presente la pressione statica P_{up} mentre sulla sinistra, ovvero dall'altra parte del foro di passaggio, è presente la pressione d'uscita P_{dwn} . La forza F_{up} può essere così calcolata:

$$F_{u} = (P_{up} - P_{dwn}) \frac{\pi}{4} (d_{ext_pst}^{2} - d_{pst}^{2})$$
(4.16)

La forza F_u calcolata come da *equazione 4.16* non considera però né la caduta di pressione attraverso il foro né come il movimento del pistone vari la distribuzione di pressione intermedia sul dente e quindi l'intensità della forza. È introdotta una **correzione** a questa forza tramite una funzione che esprime una relazione semi-empirica dipendente della posizione del pistone, in modo da poter approssimare le dinamiche del flusso e i suoi effetti sulla forza esercitata sul pistone stesso. I parametri di questa funzione correttiva sono stati stimati grazie a risultati di simulazioni CFD a diverse posizioni di apertura della valvola.

Dall'equazione 4.15 si ricava, tramite integrazione numerica, la posizione del pistone che viene usata per calcolare l'area di passaggio (*metering area*), che è descritta da specifiche relazione geometriche del dente del pistone che vengono qui omesse.

4.4 Modello Globale in Simulink

In *figura 4.5* a pagina seguente è mostrato lo schema generale delle AIV's in Simulink. Seguendo il flusso input-output del modello, si può notare come sulla sinistra ci siano i segnali sperimentali che vengono mandati in input al sistema in modo da effettuare i vari confronti tra la risposta del modello e quella registrata dai test sul sistema reale. In particolare, i segnali in **input** sono i seguenti:

- La **pressione totale in ingresso**: può essere costante o una rampa veloce o lenta a seconda del test che si vuole effettuare.
- I segnali di controllo ai solenoidi: controllano la funzione di regolazione della UAIV e LAIV (Upper Anti-Ice Valve e Lower Anti-Ice Valve) come descritto al capitolo 1.4 e 1.5. I segnali sperimentali vengono registrati dai sensori in mA e vengono successivamente trasformati in Ampere.
- La **temperatura**: influenza le proprietà del gas, la rigidezza delle molle presenti nelle valvole di sovrappressione e il coefficiente di attrito.



Figura 4.5: Schema ad alto livello del modello di Simulink delle valvole antighiaccio. È stata rappresentata solo la parte della valvola di monte per semplicità, essendo il modello delle due valvole singole praticamente quasi identico e ripetuto in serie.

Il **primo blocco** del modello, indicato nella figura alla pagina precedente con il numero 1 e denominato *inlet duct*, è quello del condotto di ingresso. In questo blocco viene effettuato il calcolo delle perdite di carico lungo i vari tratti geometrici del condotto e viene effettuata la conversione della pressione totale in pressione statica, che è a sua volta integrata a partire dall'equazione di continuità nel volume di controllo. La pressione in uscita da questo blocco viene riportata, sulla destra verso il *metering passage*, ovvero verso il volume intermedio alle due valvole e, in basso, verso la *sense line* che alimenta la camera di riferimento della UAIV e della LAIV (quest'ultima non mostrata in *figura 4.5* per semplicità).

Nel **secondo blocco** (*intermidiate variable volume chamber*) viene calcolata la portata attraverso il *metering passage* con la formula della portata negli ugelli, distinguendo il flusso sonico da quello subsonico. Successivamente, si effettua il bilancio tra i vari flussi di massa entranti e uscenti dal volume di controllo compresi dei trafilamenti. Si sottolinea che questo volume di controllo è variabile, così come il volume della camera di riferimento; è necessario quindi avere la posizione del pistone che, come si può notare dallo schema, viene riportata in input dal blocco della dinamica del pistone, dove viene calcolata tramite l'integrazione dell'equazione del moto. In uscita dal blocco numero 2 c'è la pressione di uscita della UAIV che viene trasmessa alla LAIV, modellata in modo analogo alla UAIV.

Il **terzo blocco** rappresenta il volume variabile della camera di riferimento. In questo blocco viene integrata la pressione nella *sense line* e la pressione della camera di riferimento, quest'ultima gioca un ruolo fondamentale nell'equilibrio dinamico del pistone di regolazione. Il terzo blocco è raffigurato in *figura 4.6*, al cui interno sono presenti diversi sotto-blocchi denominati nel seguente modo:

- **UAIV Feed Orifice**; viene effettuato il calcolo della portata attraverso gli orifizi pneumatici distinguendo il flusso sonico dal flusso subsonico come descritto nell'*equazione 4.6* e *4.7*.
- **Solenoid Valve**; anche qui viene effettuato il calcolo della portata attraverso gli orifizi pneumatici ma in questo caso si considerano sia le perdite verso l'ambiente, sia il fatto che le aree degli orifizi variano in funzione del comando mandato al solenoide. Questo viene modellato con due primi ordini in serie: il primo garantisce il ritardo elettrico e il secondo quello meccanico (*figura 4.7*).
- Relief; in questo sotto-blocco viene modellata la valvola di sovrappressione come descritto al paragrafo 4.3.1. Si calcola la forza sull'otturatore, con la quale viene integrata l'equazione del moto (equazione 4.12) per ottenere la posizione che viene usata per il calcolo dell'area effettiva di scarico (equazione 4.13). Quest'ultima ritorna in feed-back nel calcolo della forza sull'otturatore che dipende proprio dall'area effettiva di scarico. Anche per questo blocco, infine, vengono usate le formule della portata attraverso gli orifizi per ottenere la variazione di portata, data semplicemente dalla portata di scarico più quella delle perdite.
- **Volume Variation Contribute**; si calcola il termine relativo alla variazione del volume dell'equazione di continuità, ovvero $A\dot{x}P$, come descritto dall'*equazione 4.4*.
- **Reference Chamber Volume;** viene calcolato il volume della camera di riferimento, funzione della posizione del pistone.



Figura 4.6: Sotto-blocco 3 del modello Simulink rappresentato in figura 4.7.



Figura 4.7: Modellazione Simulink della valvola a solenoide tramite due primi ordini in serie.

Ritornando allo schema Simulink di alto livello di *figura 4.5*, il **quarto blocco** è quello della dinamica del pistone, in esso viene effettuato il calcolo delle forze attive, che influenzano l'equazione del moto (*equazione 4.15*) e le forze normali, che influenzano la forza d'attrito, descritta nel capitolo successivo.

Lo schema della LAIV è praticamente identico a quello UAIV, differendone solo per l'output. Infatti, il sistema è collegato all'orifizio di valle, che vede a monte la pressione regolata dalla LAIV e a valle la pressione ambiente.

5. Modellazione dell'Attrito

Un modello di attrito è necessario per diversi scopi, come ad esempio riuscire a simulare in modo appropriato e approfondito il meccanismo fisico dell'attrito che avviene tra le interfacce delle superfici a contatto. In altri casi è sufficiente avere un modello che riesca a prevedere globalmente il comportamento qualitativo dell'attrito in un sistema. Se, ad esempio, un modello viene usato per la compensazione della forza d'attrito in un sistema di controllo, ci possono essere limitazioni sulla complessità computazionale del modello [36].

Nel nostro caso, come si vedrà in questo capitolo, la scelta dei giusti parametri dell'attrito influenza fortemente la risposta del modello.

5.1 Modelli di Attrito in Letteratura

Secondo Olsson [36], i modelli dell'attrito possono essere classificati in statici e dinamici. I modelli classici sono statici, ovvero l'attrito è modellato come una funzione della velocità, mentre per i modelli dinamici come una funzione anche del tempo (i modelli dinamici possono ad esempio modellare l'effetto memoria dell'attrito). Questa classificazione non va molto d'accordo con cosa di solito si definisce con i termini statico e dinamico, ma viene molto usata dagli autori di pubblicazioni che trattano questi argomenti.

Nei modelli classici dell'attrito, vengono normalmente considerati tre componenti della forza d'attrito:

- Attrito statico, o chiamato anche stiction;
- Attrito viscoso;
- Attrito Coulombiano.

La forza d'attrito totale può essere calcolata con la seguente formula:

$$F_{friction}(v) = \left[F_c + (F_s - F_c)e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2}\right]sgn(v) + F_v \times v$$
(5.1)



Figura 5.1: Forza d'attrito di equazione 5.1 in funzione della velocità.

Dove F_c è la forza d'attrito Coulombiana; F_s è la forza di attrito statica; v è la velocità dell'elemento mobile; v_s è la velocità di Stribeck e F_v è il coefficiente di smorzamento viscoso, spesso indicato con la lettera β [28].

Il modello **classico** dell'attrito nella sua implementazione numerica si può quindi riassumere in questo modo:

$$F_{friction} = \begin{cases} F_{friction}(v) & se \ v \neq 0\\ F_e & se \ v = 0 \ e \ |F_e| \le F_s\\ F_s \ sgn(F_e) & se \ v = 0 \ e \ |F_e| > F_s \end{cases}$$
(5.2)

dove F_e è la risultate delle forze esterne. La prima riga si riferisce alla condizione in cui l'elemento mobile è in movimento; la seconda rappresenta la forza d'attrito quando l'elemento mobile è fermo e le forze esterne non sono in grado di superare la forza di distacco F_s ; la terza riga rappresenta la condizione in cui l'elemento mobile è fermo ma sta per muoversi nell'istante di tempo successivo perché le forze esterne riescono a vincere la forza d'attrito di distacco.

Una problematica di questo modello è il comportamento a velocità nulla perché nelle simulazioni la velocità non raggiunge mai la condizione effettiva di v = 0 e di conseguenza il sistema non si ferma mai realmente. Questo inconveniente è stato superato con il modello di Karnopp.

Il modello di **Karnopp** definisce un intervallo di velocità intorno v = 0, creando una banda morta per $|v| \le DV$:

$$F_{friction} = \begin{cases} F_{friction}(v) & se \ v > DV \\ F_e & se \ v \le V \ e \ |F_e| \le F_s \\ F_s \ sgn(F_e) & se \ v \le e \ |F_e| > F_s \\ v = 0 & se \ v \le DV \end{cases}$$
(5.3)

Oppure:

$$F_{friction} = \begin{cases} F_{friction}(v) & se \ v > DV \\ \min(\max(-F_s, F_e), F_s) & se \ v \le V \\ v = 0 & se \ v \le DV \end{cases}$$
(5.4)

Quando la velocità cade nella banda morta, quindi, la velocità viene annullata e si considera la logica dell'attrito statico annullandone la velocità al prossimo step di integrazione. Quando, invece, la velocità è al di fuori della banda morta, l'attrito viene calcolato con la funzione della velocità come nel modello classico.

Pur non trovando alcun riscontro fisico o spiegazione fisica del fenomeno, la presenza di tale banda morta è essenziale per garantire la stabilità del calcolo. Infatti, se non sono presenti nel modello delle routine specificatamente atte ad azzerare la velocità relativa quando questa cambia di segno, un'eccessiva riduzione dell'ampiezza di banda DV può innescare instabilità di ciclo limite computazionale.

Il modello di **Lugre** è un modello dinamico che descrive l'effetto dell'attrito in modo più accurato, soprattutto per basse velocità e durante fasi di inversione di moto. Il modello è il seguente:

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{|v|}{g(v)}z \tag{5.5}$$

$$g(v) = \frac{1}{\sigma_0} \left[F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2} \right]$$
(5.6)

$$F_{friction} = \sigma_0 \times z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + F_v \times v \tag{5.7}$$

Questo modello riproduce un comportamento elastico per piccoli scostamenti. La variabile di stato z può essere interpretata come la deformazione media delle asperità nel contatto; v è la velocità relativa tra le due superfici a contatto; g(v) è la funzione positiva che specifica come la deformazione media delle asperità dipende dalla velocità relativa, σ_0 è il coefficiente di rigidezza e σ_1 è il coefficiente di smorzamento o *micro damping*. Questo modello, seppure più accurato nella descrizione di alcune proprietà del reale fenomeno dell'attrito, necessita di molti più parametri da ricavare sperimentalmente tramite misurazioni dell'attrito in funzione della velocità e risulta più pesante per le simulazioni su Simulink. Il Modello di Lugre è comunque ampiamente utilizzato sia per simulazioni, sia per il controllo in compensazione dell'attrito. In [37] vengono descritte in modo più approfondito le proprietà del modello e i vari pro e contro.

In [28], Garcia confronta otto differenti modelli di attrito in valvole di controllo, alcuni basati su principi fisici e altri più empirici. I vari modelli vengono sviluppati in Simulink e confrontati. In particolare, i modelli di Karnopp, Lugre e Kano sono stati in grado di rappresentare in modo soddisfacente il fenomeno dello stick-slip. Ovviamente c'è sempre da considerare che la scelta di un modello rispetto a un altro è un trade-off tra precisione della previsione e complessità matematica del modello. In molti casi, soprattutto se il modello dell'attrito è implementato all'interno di un servosistema complesso, si cerca di non appesantire altrettanto il modello utilizzando attriti più semplici, che ad esempio non contengono loop di integrazione all'interno e che possano essere facilmente correlati con dati sperimentali.

5.2 Attrito del Modello utilizzato inizialmente per le Valvole Antighiaccio

La forza d'attrito, sviluppata dalle guarnizioni delle valvole antighiaccio, è funzione del delta di **pressione** sulle stesse, della **velocità** di scorrimento e del **diametro** delle guarnizioni. Questa modellazione è pienamente coerente con quanto si rileva in letteratura e in particolare rispecchia i risultati trovati dai test sperimentali effettuati da Belforte *et al.* in [31]. Inoltre, Schroeder *et al.* in [33] e Ballard in [34] hanno riscontrato come questa modellazione dia risultati molto soddisfacenti per la simulazione dei sistemi pneumatici. Questi articoli scientifici sono stati riassunti e descritti nello specifico al *capitolo 3.1*.

Ritornando al modello delle valvole antighiaccio, la forza d'attrito può essere espressa come segue:

$$F_f = F_0 + C_A v + C_B (|P_2 - P_1|)$$
(5.8)

I vari termini dell'equazione possono essere riscritti nel seguente modo:

$$F_{f} = \left(F_{n0} + d_{sld}b_{seal}\pi \frac{|\Delta P|}{C_{f}}\right)\mu + \beta\nu$$
(5.9)

Dove:

- F_{n0} è il carico radiale delle guarnizioni che agisce normalmente alla superficie di scorrimento. $F_{n0} \cdot \mu$ è quindi la forza d'attrito a differenza di pressione nulla;
- μ è il coefficiente di attrito che può essere sia statico che dinamico;
- d_{sld} è il diametro di scorrimento tra la guarnizione del pistone e il corpo valvola;
- *b_{seal}* è lo spessore della guarnizione;
- ΔP è il delta di pressione sulla guarnizione;
- C_f è un fattore correttivo che si può stimare con dati sperimentali;
- β è il coefficiente di smorzamento viscoso;
- *v* è la velocità di scorrimento.

La logica di attrito si implementa in Simulink nel sotto-blocco dell'equilibrio dinamico, rappresentato in *figura 4.2*. Questa logica, riportata in *figura 5.2*, può essere riassunta brevemente in due fondamentali concetti:

- viene distinto l'attrito statico da quello dinamico tramite uno Switch in Simulink;
- viene resettato il movimento quando la velocità passa da un valore positivo a uno negativo e viceversa. Questa condizione viene rilevata in Simulink tramite un *Hit Crossing*.



Figura 5.2: Modello dell'attrito in Simulink; viene implementato nel sotto-blocco della dinamica, rappresentato in modo generale in figura 4.2.

5.3 Correlazione dell'Attrito Statico e Coulombiano dai Dati Sperimentali

In riferimento all'*equazione 5.9*, i parametri da stimare che riguardano l'attrito statico e coulombiano sono il coefficiente di attrito μ e il C_f . È stato scelto di stimare prima questi due coefficienti e successivamente il coefficiente di smorzamento viscoso, in quanto β ha bassissima o quasi nulla influenza sui test "quasi statici", ossia test con rampe di pressione lente appunto perché le velocità dei pistoni di regolazione sono molto basse.

Per le analisi descritte in questo paragrafo e nei successivi, non sono stati utilizzati dati sperimentali che permettono la diretta misurazione del coefficiente di attrito statico e dinamico come quelli descritti dal *capitolo 3.1*. Ovvero non sono stati effettuati, al momento della stesura di questo lavoro di tesi e prima, test sperimentali ad hoc con misurazioni di forza o posizione che permettano una facile e diretta correlazione tra i parametri del modello e la risposta effettiva del sistema. È comunque stato possibile, realizzare una buona e soddisfacente correlazione avendo a disposizione solo misurazioni di pressione avvenute in test sperimentali effettuati anni passati.

Non avendo a disposizioni dati sperimentali che permettano una completa caratterizzazione dell'attrito, si è supposto che il coefficiente di attrito dinamico sia il 90% di quello statico. Nei paragrafi successivi quindi, quando si parlerà del coefficiente di attrito μ , si farà riferimento al coefficiente di attrito statico, quello dinamico si ricava come appena descritto.

5.3.1 Curva di Regolazione

Le curve di regolazione sono uno dei test di performance più importanti per le valvole antighiaccio. Da una curva di regolazione, tramite la misurazione dei trasduttori di pressione in ingresso e in uscita al sistema, è possibile valutare la qualità della regolazione in termini di:

- rispetto dei limiti di pressione imposti dal cliente alle diverse temperature;
- usura del sistema e in particolare della molla della valvola di sovrappressione. Questa, infatti, perde rigidezza non solo all'aumentare della temperatura ma anche a causa dell'usura meccanica;
- presenza di problemi di grippaggio o possibili errori di montaggio;
- isteresi della valvola;

Inoltre, uno dei fattori che influenza maggiormente la curva di regolazione è l'attrito.

Nelle analisi che seguono, per garantire riservatezza sui valori massimi di pressione raggiunti dal sistema NAIV, si è scelto di riportare i **valori di pressione normalizzati** rispetto ad una pressione di utilizzo massima di riferimento, tipica degli ultimi stadi di compressione in un motore turbofan. In ogni grafico di pressione, quindi, si farà riferimento alla normalizzazione rispetto alla pressione $P_{norm} [kPag]$. Si precisa che il valore di pressione risultante sarà quindi espresso in $\frac{kPag}{kPag}$, diverso dal caso in cui le unità di misura fossero $\frac{kPa}{kPa}$, ovvero in termini assoluti. La P_{norm} utilizzata per la

normalizzazione è uguale in ogni grafico ed è solo un riferimento, nella maggior parte dei casi quindi, la P_{in} normalizzata non raggiungerà con precisione il valore unitario.

Una normalizzazione di una pressione generica può essere espressa tramite la seguente formula:

$$P\left[-\right] = \frac{P\left[kPag\right]}{P_{norm}\left[kPag\right]}$$
(5.10)

Anche quando si tratterà di delta di pressione, questi verranno normalizzati sempre rispetto alla stessa P_{norm} per garantire continuità nei risultati delle analisi.

Per quanto riguarda, le temperature si farà riferimento a tre valori, tutti maggiori della temperatura ambiente ed equamente distanziati tra di loro:

$$T_{amb} < T_1 < T_2 < T_3 \tag{5.11}$$

Ritornando alla curva di regolazione, il test prevede una rampa lenta di pressione in ingresso che arriva fino alla massima pressione e successivamente in discesa fino al ritorno alla pressione ambiente. Mediamente il test dura circa 30 secondi in salita e 30 in discesa. In *figura 5.3* è presente un esempio di questa rampa di pressione alle tre diverse temperature (la pressione d'ingresso è praticamente la stessa) mentre in *figura 5.4* e *figura 5.5* è plottata la risposta sperimentale per ogni temperatura, sia in funzione della pressione in ingresso (curve di regolazione), sia in funzione del tempo. Come è possibile notare dai due grafici, la pressione di uscita, ovvero quella regolata dal sistema, raggiunge valori massimi di circa 0,13 volte la pressione di riferimento, mentre quella d'ingresso raggiunge quasi il valore unitario. Si nota l'inizio della regolazione proprio quando la P_{out} diventa approssimativamente costante.

Un altro aspetto che si nota facilmente osservando la curva di regolazione (*figure 5.4* e *5.5*) è che la pressione di uscita, quando quella di ingresso è in fase di discesa, è più bassa rispetto a quella nel tratto di salita, ovvero è presente un'isteresi.



Figura 5.3: Dati sperimentali in ingresso al sistema per effettuare le curve di regolazione.



Figura 5.4: Esempio di curva di regolazione sperimentale.



Figura 5.5: Curva di regolazione in funzione del tempo.

L'isteresi può essere quindi definita come la differenza tra la pressione di uscita nel ramo della curva con rampa di pressione in salita (ramo superiore) ad una certa pressione d'ingresso; meno la pressione di uscita nel ramo della curva con rampa di pressione in discesa (ramo inferiore) alla stessa pressione d'ingresso. Questa è l'isteresi istantanea, molto variabile nelle curve sperimentali. Integrando l'isteresi istantanea, si ha l'area tra i due rami delle curve di regolazione. L'isteresi media non è altro che il valor medio dello scostamento tra questi due rami nella zona di regolazione. È quindi definita dalla seguente formula:

$$Hyst = \frac{\int_{P_{start}}^{P_{end}} P_{out}dt}{P_{start} - P_{max}}$$
(5.12)

Dove:

- *P*_{out} è la pressione di uscita;
- *P*_{start} è la pressione di ingresso da cui parte il calcolo dell'isteresi;
- *P_{max}* è la massima pressione di ingresso registrata;
- P_{end} è la pressione pressione a cui si stoppa il calcolo dell'isteresi.

Per avere un corretto calcolo dell'isteresi media la P_{start} deve essere uguale alla P_{end} . A queste due pressioni corrispondono ovviamente istanti temporali diversi.

5.3.2 Fitting di *C_f* tramite le Curve di Regolazione

Il primo passaggio è stato quello di far corrispondere la risposta del modello ai dati sperimentali a $T = T_1$. Per far questo si è supposto inizialmente il coefficiente di attrito $\mu = 0,15$, ovvero pari al valore di riferimento veniva usato per tutte le simulazioni sul modello.

È stata effettuata un'**analisi parametrica** sul C_f per valutare l'influenza di questo parametro sulle curve (*figura 5.6*). Come si può osservare dalla figura, all'aumentare del C_f diminuisce l'isteresi, questo effetto è particolarmente sentito alle alte pressioni. È stato quindi pensato di ottimizzare questo parametro andando a minimizzare l'errore tra sperimentale e simulato nella zona di alta pressione, ovvero per circa $P_{in} > 0,76 P_{norm}$ (*figura 5.7*). È stato calcolato l'errore prima in funzione del tempo e poi è stato mediato per ogni valore del C_f e plottato in *figura 5.9*. Si precisa che l'errore è stato anch'esso normalizzato rispetto a P_{norm} , come ogni altro valore che si misura in kPa.



Figura 5.6: Analisi parametrica sull'influenza del Correction factor.



Figura 5.7: Rappresentazione della pressione simulata solo nella zona di minimizzazione dell'errore tra sperimentale e simulato, ovvero solo nella zona di alta pressione.


Figura 5.8: Dettaglio delle curve di regolazione in funzione del tempo nella zona di alta pressione.



Figura 5.9: Errore medio in funzione del Correction factor calcolato nella zona di alta pressione ($P_{in} > 0,76 P_{norm}$) evidenziata in figura 5.7 e 5.8. È presente un ingrandimento della curva per evidenziare la zona del minimo dell'errore. Si ricorda che l'errore è stato normalizzato rispetto alla P_{norm} .

Come è possibile notare dalla *figura 5.9*, nella zona in prossimità del minimo dell'errore sono presenti un minimo assoluto e uno relativo. Il valore ottimale del C_f calcolato con questo metodo ($C_f = 7,75$) risulterebbe influenzato dalla dinamica dello stick-slip che aggiunge non-linearità nel sistema. Osservando la *figura 5.10* si nota come la curva del modello che si discosta di più dalle

altre è quella con $C_f = 7,25$, valore intermedio tra gli altri presi come esempio. Tale circostanza è dovuta al fatto che con questo valore, il decremento di pressione dovuta all'inversione della P_{in} parte da un valore più alto proprio a causa dello stick-slip del pistone.



Curva di Regolazione nel Dominio del Tempo

Figura 5.10: Dettaglio dell'influenza dello stick-slip sul valore ottimale del Correction factor.

Per superare questo problema è ottimizzato solo il salto di pressione che avviene nella zona corrispondente alla massima pressione di ingresso, ovvero il salto di pressione nella "punta" sull'estremità destra del grafico della curva di regolazione. È stato quindi calcolato manualmente il salto di pressione nella curva sperimentale e nel modello, mediando le ultime oscillazioni causate dallo stick-slip. I risultati sono esposti in *figura 5.11*; è possibile notare come in questo caso non ci sono minimi relativi dell'errore tra sperimentale e simulato e il ΔP del modello incrocia il ΔP sperimentale in un solo punto.



Figura 5.11: Ottimizzazione del Correction factor in modo da far corrispondere il salto di pressione sperimentale con quello del modello. Si ricorda che il delta di pressione è stato normalizzato anch'esso rispetto P_{norm}.

Il valore di $C_f = 9$ non si discosta così tanto con quello trovato con il metodo esposto in precedenza. Infatti, nel caso in cui volessimo calcolare l'errore tra sperimentale e simulato a partire da una pressione più bassa, ad esempio $P_{in} > 0,6 P_{norm}$ si giungerebbe allo stesso risultato (*figura 5.12*).

È stato quindi scelto $C_f = 9$ come valore ottimale.



Figura 5.12: Errore medio in funzione del Correction factor calcolato a partire da $P_{in} > 0,6 P_{norm}$. Non sono presenti minimi relativi, gli errori effettivi sono leggermente maggiori rispetto a quelli di figura 5.9 ma questo è dovuto al fatto che è stato confrontato un tratto più lungo.



Figura 5.13: Confronto tra sperimentale e simulato nella curva di regolazione con il valore ottimale del Correction factor.

Facendo riferimento alla *formula 5.8* a *pag. 66*, il parametro moltiplicativo che tiene conto dell'effetto della pressione, si calcola come segue:

$$C_B = d_{sld} b_{seal} \pi \frac{\mu}{C_f} \quad [m^2]$$
(5.13)

Effettuando il calcolo con i parametri geometrici delle valvole antighiaccio, il C_B risulta di circa un ordine di grandezza più piccolo rispetto ai valori tipici stimati in [33] (*pag. 51*). Ciò è probabilmente dovuto al fatto che le guarnizioni utilizzate sono molto diverse rispetto a quelle delle valvole antighiaccio e l'effetto dell'energizzazione di anelli elastici in gomma è sicuramente più evidente rispetto al caso di studio.

5.3.3 Fitting di µ tramite l'Isteresi al variare della Temperatura

Osservando le curve di regolazione a diverse temperature, si nota una netta diminuzione della pressione regolata perché la rigidezza della molla presente nelle valvole di sovrappressione diminuisce all'aumentare della temperatura e di conseguenza è necessaria una pressione nella camera di riferimento minore per far scattare la valvola. Quest'effetto è presente anche nel modello, infatti, le curve si abbassano in modo analogo (*figura 5.14*).



Figura 5.14: Curve di regolazione simulate (a) e sperimentali (b) a diverse temperature mantenendo un coefficiente di attrito costante (l'isteresi del modello è quindi costante, come si nota anche da figura 5.14). Si fa riferimento alle stesse temperature descritte dall'equazione 5.11 a pag. 69.

Osservando le curve, e in particolare i grafici di *figura 5.15*, si nota come il modello ha un'isteresi costante al variare della temperatura, mentre ciò non accade nelle prove sperimentali: l'isteresi media diminuisce al variare della temperatura, ovvero le curve di regolazione si assottigliano.



Figura 5.15: Confronto tra sperimentale e simulato delle curve di figura 5.14. Lo sperimentale è plottato sempre con il colore nero mentre il modello con il colore della temperatura corrispondente. Per tutte le curve sperimentali è stato usato un coefficiente di attrito pari a 0.15.

L'ottimizzazione dell'isteresi sul modello è stata fatta sull'isteresi media, in quanto il modello vede uno stick-slip molto ripetitivo mentre nelle curve sperimentali possono verificarsi fenomeni di attrito più intenso e localizzato con stick-slip non lineare.

L'isteresi è stata calcolata a partire da una pressione di ingresso $P_{start} = 0,24 P_{norm}$ in modo da superare ampiamente la zona di inizio regolazione in cui il modello non riesce a vedere gli stessi transitori fluidodinamici che avvengono nel sistema reale. Per il calcolo numerico è stata usata l'integrazione con il metodo dei trapezi con le seguenti righe di Matlab integrate in un opportuno codice che carica ed elabora i dati selezionati. In *figura 5.16* vengono graficati i risultati di questo calcolo (anche l'isteresi è stata normalizzata rispetto a P_{norm}).

```
P_end=P_start;
ind_i= find(P_in>P_start,1);
ind_m= find(P_in==max(P_in));
ind_f= find(P_in(ind_m:end,1)<P_end,1)+ind_m;
Area_spe=trapz(P_in(ind_i:ind_f),P_exp(ind_i:ind_f));
Area_sim=trapz(P_in(ind_i:ind_f),P_sim(ind_i:ind_f));
Isteresi spe=(Area_spe)/(max(P_in)-P_start);
```





Figura 5.16: Isteresi media calcolata con il metodo dei trapezi, valori normalizzati rispetto a P_{norm}.

Per far sì che l'isteresi media del modello sia la stessa di quella sperimentale, si può diminuire il coefficiente di attrito alle alte temperature, come suggerito dalla letteratura. In *figura 5.17* vengono plottati gli stessi risultati di quest'ultima figura, ma scegliendo il coefficiente di attrito ottimale per ogni temperatura, in modo da avere la stessa diminuzione di isteresi media dei dati sperimentali. In *figure 5.18* e *5.19*, invece, vengono confrontate le curve di regolazione del modello, elaborate adottando la suddetta correzione, con quelle sperimentali.



Figura 5.17: Isteresi media calcolata con il metodo dei trapezi. Nel simulato è stato usato il valore ottimale del coefficiente di attrito che permette di avere la stessa isteresi media dello sperimentale.



Figura 5.18: Curve di regolazione sperimentali (a) e simulate (b) a diverse temperature. Nel simulato è stato utilizzato il coefficiente di attrito ottimale per ogni temperatura.



Figura 5.19: Confronto tra sperimentale e simulato delle curve di figura 5.18. Lo sperimentale è plottato sempre con il colore nero mentre il modello con il colore della temperatura corrispondente.

Lo stesso procedimento è stato effettuato con i dati di altri test provenienti da una differente configurazione della valvola di sovrappressione delle AIV's (*set-up 2*). I risultati sono graficati nelle due figure successive.



Figura 5.20: Isteresi media calcolata con il metodo dei trapezi (set-up 2), valori normalizzati rispetto a P_{norm}.



Figura 5.21: Curve di regolazione sperimentali (a) e simulate (b) a diverse temperature (set-up 2). Nel simulato è stato utilizzato il coefficiente di attrito ottimale per ogni temperatura.

Come si può notare anche in questo caso, con una diminuzione del coefficiente di attrito alle alte temperature si riesce bene a modellare una diminuzione di isteresi del modello, vicina a quella sperimentale.

Per i dati sperimentali del *set-up 2*, l'isteresi media ha un decremento più lineare rispetto al *set-up 1*. Inoltre, si nota come (*figure 5.18 b e 5.21 b*), alla massima temperatura, l'isteresi

sperimentale ad alte pressioni risulti sempre molto maggiore di quella a pressioni medie-basse. In particolare, per il test 1 (*figura 5.18 b*) è stato riscontato un improvviso aumento dell'isteresi una volta superata la pressione di ingresso di circa 0,7 P_{norm} mentre per il test 2 (*figura 5.21 b*), l'aumento dell'isteresi è dovuto a fenomeni di stick-slip abbastanza intensi. Questi effetti sono probabilmente dovuti al fatto che, ad alte temperature, il pistone e il corpo valvola si riscaldano in modo differente per via del flusso di aria calda proveniente dall'interno. Di conseguenza i due componenti avranno differenti deformazioni termiche, che possono portare ad amplificazioni locali dei carichi normali sulle guarnizioni e perfino ad un istantaneo grippaggio.

In riferimento alla presenza degli ossidi, si potrebbe tener conto di un'altra possibile causa: in 2.1.3 si è detto come un aumento del carico possa portare alla deformazione e alla frattura dello strato di ossidi presente sulle superfici a contatto. Questa frattura dello strato di ossidi potrebbe portare al contatto diretto tra le due superfici e, di conseguenza, si potrebbe passare ad un livello di attrito maggiore (*figura 2.5 a pag. 27*).

In entrambi i casi, il modello Simulink non riesce a vedere questi effetti e presenta un'isteresi che aumenta linearmente con il ΔP . Per approfondire quest'ultimo possibile effetto degli ossidi servirebbero test sperimentali più specifici sia sull'attrito delle valvole sia sull'attrito dei materiali di scorrimento utilizzati.

Occorre precisare che per le correlazioni sul coefficiente di attrito è stato possibile usare solo due prove sperimentale per ogni temperatura, con differenti configurazioni (*set-up 1* e *set-up 2*) ovvero differenti settaggi delle valvole di sovrappressione. Quindi non è stato possibile mediare i dati sperimentali su più prove in maniera da ottenere risultati più precisi e migliori correlazioni con il modello. Ciò nonostante, le modalità di confronto e caratterizzazione dell'attrito tramite l'isteresi si possono descrivere per mezzo delle analisi e potranno poi portare a risultati più precisi avendo a disposizione un maggior numero di prove sperimentali. Per questo, nelle future simulazioni, è stato usato il coefficiente di attrito ottimale ad ogni temperatura di esercizio (rappresentato nelle *figure 5.17* e *5.20*).

Rispetto a quanto riscontrato dai riferimenti bibliografici sulla diminuzione del COF all'aumentare della temperatura a causa dell'effetto degli ossidi (*cap. 2.2.2*), i decrementi percentuali ritrovati in questo paragrafo risultano maggiori di quelli "previsti" dal modello sviluppato dai dati di letteratura. Ad esempio, mediamente, il COF in questi test ha subito una diminuzione del 40% per ogni 300°C di aumento di temperatura. Secondo il modello sviluppato grazie ai dati di letteratura invece, per ogni 300°C di temperatura, il coefficiente di attrito hu una diminuzione di circa il 15%. Questa discrepanza è dovuta a moltissimi aspetti:

- Differenti condizioni e accoppiamenti nei materiali di scorrimento;
- Differenti carichi e velocità di slittamento;
- Influenza degli ossidi derivati dagli elementi costituenti il lubrificante solido nelle AIV's;
- Differenti livelli di attrito: i coefficienti di attrito ritrovati in letteratura, infatti, si aggirano mediamente intorno al valore di 0,5. Mentre per lo slittamento in queste valvole il livello di attrito è di certo inferiore.

Se si volesse confrontare non la diminuzione percentuale del COF ma il suo valore effettivo si avrebbe un differente confronto con la letteratura. Seguendo il ragionamento già svolto, il COF

medio ricavato dalle curve di regolazione delle AIV's ha subito una diminuzione di circa 0,06 per ogni 300°C di aumento di temperatura, i COF ritrovati in letteratura, per lo stesso aumento di temperatura, hanno subito mediamente una diminuzione di circa 0,1. Valutando i valori effettivi del COF, quindi, sembrerebbe che quelli della letteratura diminuiscono maggiormente.

Il fulcro del ragionamento sta nel comprendere che i test di attrito in letteratura non puntano affatto né a fornire il valore effettivo del COF né a definire effettive condizioni e carichi simili a quelli che si possono trovare nelle condizioni di esercizio di un determinato materiale. Lo scopo di questi articoli scientifici è dare indicazione sull'influenza di determinati parametri (in questo caso la temperatura) sul fenomeno dell'attrito e la rispettiva classifica relativa. Per poi verificare e valutare l'effettiva entità dei parametri in una condizione di esercizio, è necessario condurre test specifici che tengano conto delle effettive condizioni di lavoro.

Sulla base dei dati sperimentali a disposizione e da quanto riscontrato in letteratura, è stato possibile confermare la diminuzione del COF all'aumentare della temperatura. Per valutare in modo più specifico l'entità e l'effetto di tale diminuzione sul comportamento in esercizio delle valvole antighiaccio sono necessari test sperimentali più specifici sui materiali di scorrimento utilizzati.

Utilizzando i metodi di caratterizzazione del coefficiente di attrito descritti in questo paragrafo si riesce comunque ad ottenere una migliore correlazione tra la risposta del modello e i dati sperimentali rispetto a quella che si aveva prima di conoscere l'effetto della temperatura sul COF, ovvero lasciando un coefficiente di attrito costante come fatto per le *figure 5.15*.

5.4 Correlazione dell'Attrito Viscoso dai Dati Sperimentali

Per osservare l'effetto dello smorzamento viscoso, è necessario innescare oscillazioni nelle valvole in modo che le velocità di scorrimento siano abbastanza elevate da potere valutare l'effetto della forza viscosa, che è proporzionale proprio alla velocità stessa.

Un possibile metodo è quello di comandare il segnale del solenoide della valvola di valle con un ciclo di attivazione e disattivazione. In questo modo si porta rispettivamente in carica e in scarica la camera di riferimento della LAIV, che si apre, iniziando la regolazione della pressione di uscita e dando possibilità alla UAIV di regolare a sua volta, e si chiude, bloccando il flusso d'aria. Questa repentina regolazione porta ad un cambiamento quasi istantaneo del puto di equilibrio del pistone della UAIV, un po' come se, ad un servosistema in controllo pressione regolato tramite un trasduttore e un controllore proporzionale, si imponesse un gradino nel segnale di SET. Di fatto, le valvole antighiaccio sono un vero e proprio servosistema in controllo pressione con feed-back puramente meccanici/fluidodinamici.

L'effetto della ciclatura del segnale della LAIV sulle pressioni nelle valvole è raffigurato in *figura 5.22*. In questo esempio, l'input del sistema è la pressione totale costante, mentre quel che genera le oscillazioni è il segnale di comando al solenoide della LAIV che la attiva e disattiva.



Figura 5.22: Esempio di dati sperimentali utilizzati per innescare oscillazioni nelle valvole antighiaccio. Per P_{in} ci si riferisce alla pressione statica in ingresso alla valvola di monte (UAIV); per P_{int} si intente la pressione statica intermedia tra le due valvole, ovvero la pressione in uscita dalla UAIV e in ingresso alla LAIV; per P_{out} si fa riferimento alla pressione statica in uscita dal sistema NAIV e quindi dalla LAIV.

Come si può osservare dalla *figura 5.22 a*, il segnale di comando della UAIV è sempre costante e attivo. Di conseguenza la valvola di monte è in modalità di regolazione. Il segnale della LAIV viene disattivato intorno al tempo $t_1=1,25$ s e il pistone inizia a chiudersi perché la pressione nella sua camera di riferimento va in scarico. Di conseguenza si vede la pressione di uscita (curva gialla) scendere rapidamente fino alla pressione ambiente e le pressioni di ingresso e intermedia iniziare a crescere. Quando ritorna il segnale di comando alla LAIV ($t_2=2,5$ s), la pressione nella camera di riferimento cresce rapidamente e il pistone di regolazione di valle si inizia ad aprire velocemente. Questo provoca un crollo della pressione intermedia che innesca delle oscillazioni nel pistone di regolazione della UAIV che si ripercuotono anche a livello delle pressioni. Le oscillazioni spesso si smorzano dopo poco tempo (*figura 5.23 a*), mentre in alcuni casi, le forze di flusso sono tali da portare il sistema in instabilità (*figura 5.23 b*).

Le oscillazioni dei pistoni di regolazione si ripercuotono anche sulla pressione in ingresso, che viene usata come input del modello di Simulink per cercare di innescare le stesse oscillazioni che avvengono nel sistema reale.



Figura 5.23: Esempio di oscillazioni che si smorzano dopo poco tempo (a) e oscillazioni che portano all'instabilità del sistema (b). I grafici sono degli zoom sulla scala temporale di figura 5.22 b.

5.4.1 Effetto dello Smorzamento Viscoso

Lo smorzamento viscoso in un sistema dinamico ha lo scopo di modellare l'effetto dissipativo del moto stesso che può essere, in generale, attribuito alla presenza di uno smorzatore, al movimento del corpo all'interno di un fluido, alle proprietà viscose dei materiali e/o all'effetto dissipativo dell'attrito.

Per un ideale sistema massa-molla-smorzatore che presenta oscillazioni libere (*equazione 5.14*), lo smorzamento viscoso determina la progressiva riduzione dell'ampiezza delle oscillazioni nel tempo fino a portare il corpo alla sua posizione di equilibrio, annullando l'ampiezza delle oscillazioni.

$$m\ddot{x} + \beta \dot{x} + kx = 0 \tag{5.14}$$

$$\xi = \frac{\beta}{2\sqrt{km}} \tag{5.15}$$

Nel caso di un oscillatore semplice smorzato, possono presentarsi tre casi differenti a seconda del valore dello smorzamento critico ξ :

- Oscillatore sotto-smorzato $0 < \xi < 1$ Per un oscillatore sotto-smorzato si avranno delle oscillazioni intorno alla posizione di equilibrio prima di raggiungere lo stato di quiete;
- Oscillatore con smorzamento critico $\xi = 1$ In questo caso il sistema ritorna alla sua posizione di equilibrio senza oscillare e lo fa nel minor tempo possibile;
- Oscillatore sovra-smorzato ξ > 1
 Anche in questo caso il sistema tornerà alla sua posizione di equilibrio senza oscillare, ma impiegherà un tempo superiore rispetto al caso di oscillatore con smorzamento critico.



Figura 5.24: Effetto dello smorzamento critico su un semplice sistema massa-molla-smorzatore che ha come input un gradino in forza. Con x_f si intende la posizione finale di equilibrio. Il gradino è stato raffigurato verso il basso per avere una corrispondenza visiva con la figura che segue.

Ritornando alle valvole antighiaccio, in *figura 5.25*, viene mostrato l'effetto dello smorzamento viscoso nel modello Simulink simulato con lo stesso gradino di pressione sperimentale visibile in figura *5.23 a*. Come è possibile notare dalla figura, anche in questo caso all'aumentare dello smorzamento viscoso diminuiscono le ampiezze delle oscillazioni.



Figura 5.25: Effetto dello smorzamento viscoso sulla pressione di uscita dalla UAIV e confronto con lo sperimentale.

Per il modello delle valvole antighiaccio, lo smorzamento viscoso non influenza tanto il tempo necessario al raggiungimento della posizione di equilibrio ma soprattutto l'intensità delle oscillazioni. Questo è dovuto principalmente al fatto che la pressione di ingresso a Simulink è quella misurata sperimentalmente, che risente delle oscillazioni causate a sua volta dalle oscillazioni del sistema fisico durante il test. Quindi, anche con uno smorzamento decisamente elevato, il sistema sarebbe comunque sollecitato con minime oscillazioni finché l'ingresso dello sperimentale non si attenua. Inoltre, c'è da considerare che un confronto diretto con un modello di un secondo ordine è troppo semplificativo considerando la complessità del sistema NAIV.

Per quanto riguarda le posizioni (simulate) dei pistoni di regolazione, nella figura successiva ne vengono plottati i valori normalizzati rispetto alla corsa massima.



Figura 5.26: Effetto dello smorzamento viscoso sulla posizione dei pistoni di regolazione UAIV (a) e LAIV (b) e confronto con lo sperimentale. I valori di posizione sono stati normalizzati rispetto alla corsa massima.

Come è stato anticipato al paragrafo precedente, la regolazione effettiva viene fatta dalla UAIV, mentre la LAIV si apre a causa dell'improvviso comando del solenoide. Durante questo moto di apertura, che nel modello avviene principalmente con stick-slip (*figura 5.26 b*), la UAIV risente non solo della caduta di pressione derivante dall'apertura della LAIV ma anche di forze di flusso oscillanti che si innescano a causa dell'interazione tra le due valvole. Di conseguenza presenta oscillazioni che si ripercuotono sulla pressione di uscita della UAIV, la cui ampiezza può essere ben modellata dal valore del coefficiente di smorzamento viscoso.

5.4.2 Ottimizzazione delle oscillazioni

La stima del giusto coefficiente di smorzamento viscoso è stata effettuata andando a ottimizzare le oscillazioni della pressione di uscita della UAIV del modello, in modo che abbia la migliore corrispondenza ai dati sperimentali. Questo processo di *curve fitting* si basa sulla minimizzazione dell'errore tra sperimentale e simulato. E possibile seguire diversi metodi e algoritmi e, in questa tesi, sono stati utilizzati in parallelo due metodi:

- Parameter Estimator di Simulink;
- Analisi parametrica.

Il primo metodo consiste nell'app di Simulink che permette di stimare i parametri di un modello usando dati sperimentali. Tramite questo strumento è possibile stimare parametri singoli o multipli, specificando eventuali vincoli e/o limiti e scegliendo l'algoritmo da utilizzare. Il software formula la stima dei parametri come un problema di ottimizzazione, le cui soluzioni sono i valori dei parametri stimati.

Per analisi parametrica si intende, invece, l'elaborazione automatica di una serie di analisi imponendo la variazione di uno o più parametri e registrando la risposta del modello. Successivamente si procede a post-processare i dati in modo da calcolare, per ogni risposta del modello, l'errore rispetto allo sperimentale e ottenere il giusto parametro, o la giusta combinazione di più parametri che minimizzano l'errore medio nel tempo.

Rispetto ad una stima con il *Parameter Estimator* di Simulink, l'analisi parametrica è di certo più dispendiosa in termini di tempo computazionale e memoria, perché viene imposta un'intera stringa di valori di tentativo del parametro da ottimizzare e, successivamente, ne viene calcolato l'ottimo. Nonostante questo, però, con l'analisi parametrica non si corre il rischio di cadere in minimi locali, cosa che può accadere con il *Parameter Estimator* se si sceglie un algoritmo di risoluzione non ottimale e, inoltre, si può valutare meglio l'andamento dell'errore in funzione dei parametri su tutta la scala di variazione scelta.

In *figura 5.27* viene confrontata la pressione di uscita sperimentale rispetto alla simulata con il valore dello smorzamento viscoso ottimale.



Figura 5.27: Ottimizzazione della pressione in uscita dalla LAIV.

Come si può notare dalla legenda d, sono state condotte le analisi considerando anche la possibilità di avere un coefficiente di smorzamento viscoso diverso nelle due valvole (β_U della *Upper valve* e β_L della *Lower valve*). La spiegazione fisica di questa scelta risiede nelle diverse condizioni di lavoro delle valvole stesse. Infatti, ci sono condizioni differenti di pressione e usura che possono decisamente influenzare i coefficienti di smorzamento del modello e la capacità smorzante del sistema.

La curva del modello non riesce quasi mai a adattarsi perfettamente a quella sperimentale a causa della complessità del sistema fisico e alle necessarie semplificazioni di un modello a parametri concentrati. Nonostante tutto, il modello Simulink presenta correzioni semi-empiriche sulle relazioni delle forze di flusso basate su CFD e riesce a simulare, in prima approssimazione, gli effetti dinamici che si creano dall'interazione delle valvole. Per la maggior parte dei gradini di pressione quindi, il modello vede oscillazioni che si riescono ben a confrontare con lo sperimentale in ampiezza e frequenza con sfasamenti contenuti.

In questo esempio, ovvero per basse pressioni d'ingresso ($P_{in} < 0.2 P_{norm}$), la curva di pressione del modello con stesso β nelle due valvole (curva blu) si sovrappone a quella con diverso smorzamento (curva arancione).

Si precisa che per questa analisi l'ottimizzazione con analisi parametrica e con il *Parameter Estimator* di Simulink ha portato allo stesso risultato.

Nel paragrafo successivo si indagherà a fondo sulle possibili cause ed effetti di un differente livello di smorzamento tra le due valvole grazie alle simulazioni effettuate tramite analisi parametrica.

I dati sperimentali sono stati registrati imponendo una rampa di pressione simile a quella delle curve di regolazione, ma ciclando il segnale della LAIV come mostrato in *figura 5.19 a*. In questo modo è possibile valutare le oscillazioni con diverse pressioni d'ingresso. Il dettaglio di queste prove e del post-processing effettuato è descritto nel dettaglio al *paragrafo 5.5*.

5.4.3 Ottimizzazione con differente Smorzamento nelle Due Valvole

• Esempio di oscillazione #1

In riferimento all'ottimizzazione delle curve esposte in figura 5.27 nella pagina precedente, in figura 5.28 viene plottato l'errore mediato nel tempo in funzione di β_U e β_L in un grafico tridimensionale. Per visualizzare meglio l'influenza dello smorzamento della valvola di valle e di monte, in figura 5.29 vengono plottati gli errori medi solo in funzione di β_U e di β_L .



Errore Medio tra Sperimentale e Simulato

Figura 5.28: Errore (normalizzato rispetto a P_{norm}) tra sperimenta e simulato in funzione di β_{UAIV} e β_{LAIV} per l'ottimizzazione di figura 5.27.



Figura 5.29: Errore mediato tra sperimenta e simulato in funzione di β_{UAIV} (a) β_{LAIV} (b).

Dai grafici dell'errore, si nota come β_U è decisamente il parametro più importante perché influenza maggiormente le curve e, di conseguenza, l'errore. In *figura 5.29 a*, il minimo dell'errore è netto e la curva è pulita, mentre in figura *5.29 b*, la curva dell'errore è molto rumorosa e la scala di variazione è decisamente più bassa. La sua visualizzazione non è immediata, gli errori sono normalizzati, ma la scala di variazione dell'errore in funzione di β_L è quasi un ordine di grandezza inferiore rispetto a quella di β_U .

Questi effetti vengono illustrati con i successivi grafici in cui vengono plottate delle oscillazioni parametrizzando prima β_U e poi β_L :



Figura 5.30: Esempi di oscillazioni parametrizzando con 3 valori β_U (a) e β_L (b). Per P_{out} si intende la pressione di uscita della UAIV proprio perché è la valvola di valle a regolare la pressione e a causare le oscillazioni.

In *figura 5.30 a* si nota come lo smorzamento della valvola di monte ha un grosso effetto sull'ampiezza delle oscillazioni, mentre lo stesso non si può dire per la valvola di valle, che ha un minimo effetto solo nel tratto iniziale di *figura 5.30 b*. Si nota però, in quel tratto, come un maggior valore di β_L porta il modello più vicino alla curva sperimentale.

Ciò accade perché è la UAIV ad oscillare mentre la LAIV si apre senza presentare oscillazioni. Negli istanti iniziali però, è la LAIV che inizia il moto con velocità anche maggiori della UAIV (*figura 5.31*), ed è per questo che in questa zona si riesce a cogliere l'effetto di β_L , anche se in minima parte.



Figura 5.31: Velocità dei pistoni di regolazione per l'oscillazione presa in analisi (le velocità sono state normalizzare rispetto alla corsa massima).

Nonostante tutto, l'ottimizzazione ha portato l'ottimo verso un valore dello smorzamento della LAIV più elevato rispetto alla UAIV. Questo è dovuto probabilmente al fatto che i delta di pressione nelle guarnizioni, per questa prova a bassa pressione, sono maggiori nella LAIV proprio perché, essendo questa inizialmente chiusa, vede a valle la pressione ambiente e monte quella in ingresso meno le perdite attraverso la UAIV (rivedere figura 5.23 a). Di conseguenza l'energizzazione delle guarnizioni dovute alle maggiori pressioni può aver portato uno smorzamento maggiore.



Delta di Pressione sulle valvole

Figura 5.32: Delta di pressione nelle due valvole durante il tratto di oscillazioni analizzato in figura 5.30.

Come si nota dalla figura 5.32, le pressioni nelle guarnizioni durante la regolazione sono maggiori nella LAIV, soprattutto nel primo tratto, proprio negli istanti in cui la velocità della LAIV è paragonabile a quella della UAIV e quindi può dare contributo allo smorzamento del sistema.

Esempio di oscillazione #2

Analizzando una differente oscillazione (fiqura 5.33) da un altro set di prove sperimentali, l'ottimizzazione ha restituito in output i seguenti valori:

 $\beta_{II} = 54 Ns/m$

-
$$\beta_L = 48 Ns/m$$



Figura 5.33: Oscillazioni del modello parametrizzando β_U .

In questa oscillazione la pressione in ingresso è leggermente inferiore rispetto al caso visto in precedenza (-10%) e di conseguenza i valori dei coefficienti di smorzamento viscoso risultano più bassi, soprattutto quello della LAIV. Infatti, il delta di pressione sulle guarnizioni della UAIV non cambia molto rispetto al caso precedente (-5%), mentre quello della LAIV invece diminuisce in media del 28%.



Figura 5.34: Delta di pressione nelle due valvole durante il tratto di oscillazioni analizzato in figura 5.33.

L'oscillazione di pressione analizzata è comunque meno omogenea e meno pulita rispetto al caso precedente (si vede ad esempio intorno a t=23.8 s di *figura 5.33* dove la forma a onda dello sperimentale è meno marcata), e proporre considerazioni aggiuntive sul differente valore di smorzamento nelle due valvole risulta più difficile. Infatti, a confermare questo c'è il grafico tridimensionale dell'errore nella figura successiva, che risulta più rumoroso e con errori più alti rispetto a quello di *figura 5.28*.

Nondimeno, i valori che minimizzano l'errore medio dello smorzamento viscoso sono sempre intorno ai 50 - 60 Ns/m.



Errore Medio tra Sperimentale e Simulato

Figura 5.35: Errore tra sperimenta e simulato in funzione di β_{UAIV} e β_{LAIV} per l'ottimizzazione di figura 5.33.

• Esempio di oscillazione #3

Andando ad analizzare un'oscillazione ricavata dallo stesso test sperimentale ma con pressione di ingresso leggermente più elevata (+11% sulla media), i valori del coefficiente di smorzamento iniziano a salire. In riferimento alle oscillazioni riportate in *figura 5.36*, i valori ottimali di β sono:

- $\beta_U = 88 Ns/m$

-
$$\beta_L = 52 Ns/m$$



Figura 5.36: Oscillazioni del modello parametrizzando β_U . P_{in} ha valori un po' più elevati rispetto al caso di figura 5.33.

C'è da sottolineare, inoltre, che lo smorzamento viscoso nel modello ha effetto solo durante il primo decimo di secondo dall'inizio del gradino di pressione; infatti, in questo caso lo sperimentale percepisce una leggera instabilità che il modello spesso non riesce a replicare perfettamente. In ogni caso, con il giusto smorzamento viscoso si possono far corrispondere le prime oscillazioni di pressione.

Dalla *figura 5.36* si nota come utilizzando un $\beta_U = 52$ (curva blu) la pressione presenta oscillazioni molto maggiori rispetto allo sperimentale (intorno a t= 28,7 s), utilizzando un $\beta_U = 140$ (curva gialla) la pressione oscilla con ampiezza minore rispetto allo sperimentale.

Il β_U ottimale (88 Ns/m) è aumentato rispetto al caso visto in precedenza, mentre il β_L ottimale non ha subito forti incrementi. I delta di pressione nelle valvole di monte e valle hanno subito, non a caso, un simile aumento in proporzione (*tabella 5.1*).



Figura 5.37: Delta di pressione nelle due valvole durante il tratto di oscillazioni analizzato in figura 5.36.

Si precisa che i dati riportati in *tabella 5.1* sono stati calcolati tramite la media effettuata nel primo decimo di secondo a partire dall'inizio delle oscillazioni, proprio perché è lì in che si nota l'effetto del coefficiente di smorzamento viscoso nel modello Simulink.

	$P_{in}[-]$	$DP_{UAIV}[-]$	$DP_{LAIV}[-]$	$eta_{\it UAIV}$ [Ns/m]	eta_{LAIV} [Ns/m]
Es. #2	0,164	0,0482	0,0725	54	48
Es. #3	0,184	0,0611	0,0800	88	52
	+11%	+27%	+9%	+38%	+8%

Tabella 5.1: Confronto dei differenti livelli di pressione e β ottimali

In questo paragrafo, tramite un'approfondita analisi su quel che effettivamente avviene nel modello al variare di β_U e β_L , si può concludere che andare a cercare un valore numerico distinto e ottimizzato per le due valvole antighiaccio risulta alquanto difficile perché esso dipende dai livelli di pressione nelle guarnizioni. Inoltre, il valore dello smorzamento della LAIV ha troppa poca influenza sulle oscillazioni di pressione per effettuare una giusta correlazione tra sperimentale e simulato.

Quindi, come si vedrà meglio nei successivi paragrafi, si è focalizzata l'analisi sul valutare e ottimizzare il coefficiente di smorzamento viscoso in funzione del delta di pressione nelle guarnizioni, sviluppando un modello che tenga conto di quest'effetto.

5.4.4 Ottimizzazione dello Smorzamento in Funzione della Pressione tramite Analisi Parametrica

Nel paragrafo precedente è stato verificato come la causa principale di variazione del coefficiente di smorzamento viscoso sia la pressione, in particolare la differenza di pressione sulle guarnizioni delle valvole. Per focalizzarsi meglio su questo aspetto, sono state ottimizzate svariate oscillazioni con diverse pressioni d'ingresso. Per ogni oscillazione, è stato calcolato sia il coefficiente di smorzamento che minimizza l'errore tra sperimentale e simulato, sia il livello medio di pressione nelle guarnizioni durante le oscillazioni. In *figura 5.38* vengono plottati in un grafico i valori del coefficiente di smorzamento ottimale in funzione del delta di pressione nelle guarnizioni.

Come visto al paragrafo precedente, dato che il β della UAIV è quello che principalmente influenza le oscillazioni, è stato posto $\beta_U = \beta_L$; inoltre, per "delta di pressione" ci si riferirà alla differenza di pressione maggiore presente nelle due guarnizioni della UAIV, ovvero la differenza tra ingresso e uscita (o ingresso e volume intermedio, dato che ci stiamo riferendo alla UAIV).



Figura 5.38: Valori del coefficiente di smorzamento viscoso ottimale in funzione del delta di pressione medio nelle guarnizioni durante l'oscillazione. I punti pieni sono oscillazioni misurate per rampe di pressione in ingresso crescenti, quelli vuoti sono per rampe di pressione decrescenti.

Come si può notare dalla figura, i valori dello smorzamento viscoso crescono di molto al crescere della pressione. Per le pressioni più basse sono stati trovati valori ottimali minimi intorno ai 50 Ns/m mentre alle più alte pressioni il coefficiente di smorzamento viscoso può superare anche i 1000 Ns/m. C'è da sottolineare che, per pressioni medio-basse ($DP < 0.4 P_{norm}$), il modello riesce a far corrispondere in modo abbastanza soddisfacente le oscillazioni dello sperimentale; per alte pressioni invece, le oscillazioni dello sperimentale sono molto basse o in alcuni casi quasi assenti e lo sperimentale non riesce a simularle perfettamente anche con valori molto alti di smorzamento. Questo è uno dei motivi per cui i punti nel grafico hanno una dispersione molto più alta alle alte pressioni. L'elevata dispersione dei punti è anche dovuta al fatto che, ad alte pressioni, è più difficile avere corrispondenza tra sperimentale e simulato a causa delle perdite ("*leakages*") tra i vari scompartimenti delle valvole. Quest'ultimo concetto verrà approfondito al *paragrafo 5.5*, insieme alla descrizione del post-processing che è stato effettuato per ottenere i risultati esposti.

Di seguito, si propongono alcuni esempi di oscillazioni a diverse pressioni d'ingresso, nei quali vengono sovrapposte alla curva sperimentale quella simulata con il coefficiente di smorzamento viscoso ottimale (curva rossa) e altre due curve simulate, di cui una con un valore del β maggiore e l'altra minore, per confrontare le oscillazioni e l'effetto del coefficiente di smorzamento.



Es. di Ottimizzazione dello Smorzamento Viscoso in Funzione della Pressione

Figura 5.39: Esempi di oscillazioni e ottimizzazione del coefficiente di smorzamento viscoso con pressione d'ingresso crescente, dove la curva con il β ottimale che minimizza l'errore è rappresentata in rosso.

A questo punto risulta evidente che avere nel modello un coefficiente di smorzamento viscoso costante non porta a risultati ottimali: osservando la figura 5.39 b, si nota come far girare il modello con un coefficiente di smorzamento di 52 Ns/m porta ad avere oscillazioni con ampiezze molto maggiori rispetto allo sperimentale. A questi livelli di pressione il β ottimale risulta intorno a 100 Ns/m; per la figura 5.39 c si possono fare le stesse considerazione, il β ottimale risulta essere pare a 185 Ns/m. A partire dalla figura 5.39 e, si può notare come le oscillazioni dello sperimentale risultano molto più smorzate e il modello più difficilmente riesce a simularle sia in frequenza che in ampiezza. Nell'ultimo grafico (figura 5.36 f) le oscillazioni dello sperimetale sono quasi completamente assenti e per ottenere questo effetto è necessario far girare il modello con valori molto alti dello smorzamento viscoso.

Considerando sempre le oscillazioni raffigurare nelle figure alla pagina precedente, in figura 5.40 vengono riportati gli errori medi nel tratto di ottimizzazione (intervallo temporale corrispondente alla scala delle ascisse in ogni plot di 5.39) in funzione del coefficiente di smorzamento viscoso, in modo da visualizzare l'andamento dell'errore parametrizzandolo rispetto alla pressione in ingresso media (plottata in funzione del tempo in 5.39).

I punti colorati nel grafico indicato il minimo dell'errore, corrispondente al β ottimale riportato anche legenda.



Errore Mediato nel Tempo tra Sperimentale e Simulato

Figura 5.40: Errore medio nell'intervallo di tempo di ottimizzazione, in funzione di ogni β utilizzato per le simulazioni, parametrizzato rispetto alle oscillazioni presenti in figura 5.39 (ovvero parametrizzando rispetto alla pressione in ingresso).

Analizzando attentamente questo grafico, all'apparenza non del tutto lineare, è possibile confermare il fatto che il modello riesce a simulare le oscillazioni e gli andamenti dello sperimentale con più difficoltà all'incrementare della pressione in ingresso. Lo si capisce dalle seguenti considerazioni che si possono fare confrontando le curve all'aumetare della pressione:

- Gli errori medi aumentano, anche nella zona del minimo dell'errore;
- Aumenta il rumore sulle curve, in particolare per $\beta < \beta_{ott}$;
- Diminuisce la pendenza dell'errore nella zona del minimo, ovvero l'ottimo del coefficiente di smorzamento viscoso è meno definito.

5.4.5 Modello di β Linearmente Dipendente della Pressione

Avendo confermato l'aumento del coefficiente di smorzamento in funzione del livello di pressione sulle guarnizioni, si procede a modellizzare questo effetto in Simulink. Il modo più semplice ed efficace per modellare questo fenomeno è considerare un aumento lineare del coefficiente di smorzamento in funzione della differenza di pressione nelle guarnizioni. La forza viscosa può essere espressa quindi nel seguente modo:

$$F_{\nu} = \beta_{ott} \cdot \nu = (C_{\beta} |\Delta P|) \cdot \nu \tag{5.16}$$

Dove:

- F_{v} è la forza viscosa [N];
- β_{ott} è il coefficiente di smorzamento viscoso ottimale [Ns/m];
- v è la velocità [m/s];
- ΔP è il delta di pressione sulla guarnizione [kPa];
- C_{β} è il coefficiente che, moltiplicato a ΔP , restituisce il valore del β_{ott} ottimale ad ogni livello di pressione, con unità di misura di [(Ns)/(m kPa)], oppure [ms].

Unendo questa formulazione con gli altri contributi dell'attrito, espressi nell'*equazione 5.9*, si ottiene la seguente formula:

$$F_{f} = \left(F_{n0} + d_{sld}b_{seal}\pi \frac{|\Delta P|}{C_{f}}\right)\mu + C_{\beta}|\Delta P| \cdot \nu$$
(5.17)

Riarrangiando e unendo tutti i termini costanti si ottiene:

$$F_f = F_0 + (A + Bv)|\Delta P|$$
(5.18)

Questa formula risultante non è molto distante da una di quelle utilizzata in [33] e risulta molto idonea e precisa per simulare sistemi pneumatici. Ricordando la formulazione D di *tabella 3.2,* $F_f = F_0 + (1 + c v^n)(\beta \Delta P + \beta_1 P_1)$, detta formula risulta corrispondente all' *eq. 5.18* considerando $n \in \beta_1$ uguale a zero.

Ritornando alla formulazione dello smorzamento viscoso per le valvole antighiaccio (*eq. 5.16*), il valore del C_{β} può essere ricavato dalla pendenza della retta di regressione lineare presente in *figura 5.38*. Facendo riferimento ai valori del delta di pressione nelle guarnizioni normalizzato rispetto a P_{norm} , viene espresso il valore del C_{β} normalizzato moltiplicandolo per P_{norm} :

$$F_{v} = C_{\beta} |\Delta P| \cdot v = (C_{\beta} \cdot P_{norm}) \frac{|\Delta P|}{P_{norm}} \cdot v; \qquad C^{*}{}_{\beta} = C_{\beta} \cdot P_{norm} = 1013 \frac{Ns}{m} \quad (5.19)$$

Per l'implementazione su Simulink di questo fattore (*figura 5.41*), è stata effettuata una considerazione aggiuntiva. In caso di delta di pressione nullo sulle guarnizioni, lo smorzamento equivalente risulterebbe uguale a zero e questa condizione, dal punto di vista fisico non è possibile anche perché è sempre presente un precarico che garantisce smorzamento. Di conseguenza è stata aggiunta una saturazione inferiore su $C_{\beta}|\Delta P|$, da far si che sia sempre presente un coefficiente di smorzamento effettivo, anche per delta di pressione nullo o molto piccolo. Questo valore della banda morta è stato posto a 52 Ns/m proprio perché questo è il valore di smorzamento viscoso più piccolo ritrovato dalle ottimizzazioni delle oscillazioni a bassa pressione. Inoltre, lo smorzamento viscoso è stato modellatato a livello di valvola e non di singola guarnizione, quindi il $|\Delta P|$ in questione, nel modello è stato posto per semplicità uguale al massimo salto di pressione tra la guarnizione input-output e camera di riferimento-output. In ogni caso, il delta di pressione maggiore è quasi sempre tra input-output. Il posizionamento delle guarnizioni è stato già raffigurato in modo qualitativo in *figura 2.14*.

Lo smorzamento a pressione nulla potrebbe essere stimato, in lavori futuri a questa tesi, effettuando test sperimentali come quelli fatti in [35] (i punti chiave di questo articolo scientifico sono descritti nelle ultime pagine del *capitolo 3*).

Nelle figure nelle due pagine successive si illustrano alcuni esempi di oscillazioni con il nuovo modello rispetto a quello utilizzando un coefficiente di smorzamento costante pari a quello ottimale per le basse pressioni. In *figura 5.42* sono presenti oscillazioni a bassa temperatura, mentre in *figura 5.43* ad alta temperatura. In questi esempi la scala delle ordinate e delle ascisse è mantenuta costante.



Figura 5.41: Modellazione Simulink dell'attrito nella UAIV (per la LAIV lo schema è analogo). Nel ramo in basso è modellato il coefficiente di smorzamento viscoso in funzione della pressione effettiva nelle guarnizioni come indicato dall'equazione 5.16.



Confronto dei Modelli con Oscillazioni a T=T₁

Figura 5.42: Confronto tra sperimentale e simulato con uno smorzamento viscoso costante e con uno smorzamento viscoso dipendente dalla pressione. Test a bassa temperatura (T=T₁).



Confronto dei Modelli con Oscillazioni a T=T₃

Figura 5.43: Confronto tra sperimentale e simulato con uno smorzamento viscoso costante e con uno smorzamento viscoso dipendente dalla pressione. Test ad alta temperatura (T=T₃).

Dalle due ultime figure risulta ancor più evidente il vantaggio di un modello che tiene conto dell'effetto della pressione nello smorzamento del sistema. Per basse pressioni ($P_{in} < 0.2 P_{norm}$) i due modelli non si discostano molto l'uno dall'altro e le curve relative ben si sovrappongono a quella dello sperimentale (*figure 5.42* a e *5.43 a*). Quando la P_{in} aumenta e supera il valore di $0.2 P_{norm}$ si nota come il modello con β costante e pari a 52 Ns/m presenta oscillazioni che in ampiezza sono superiori sia allo sperimentale sia al modello che tiene conto dell'effetto della pressione (*figure 5.42* b e *5.43 b*). Quando la pressione d'ingresso raggiunge valori ancor più elevati, il modello con β costante presenta una dinamica completamente diversa dallo sperimentale, invece, il modello con l'effetto della pressione riesce meglio a simulare le oscillazioni e, anche se a volte la frequenza del modello non corrisponde molto allo sperimentale, le ampiezze delle oscillazioni sono paragonabili (*figure 5.42 c, d, e, e 5.43 c, d*). Per pressioni che superano i valori di circa 0.7 P^* , lo sperimentale presenta oscillazioni bassissime o quasi nulle, tipiche di un sistema con alto smorzamento. Il modello con l'effetto della pressione riesce bene ad annullare le oscillazioni di pressione, tranne nel tratto iniziale dove è presente un evidente *overshoot* verso il basso, ben visibile in *figura 5.43 f*.

Per quanto riguarda la temperatura, l'unica differenza tra le *figure 5.42* e *5.43* vi è alle basse pressioni: ad alta temperatura non solo le oscillazioni di pressione sono maggiori ma, quando si innesca l'instabilità (*figura 5.43 a e b*), l'ampiezza delle oscillazioni non si azzera e le fluttuazioni di pressione sono persistenti nel tempo. Il modello non riesce bene a cogliere quest'effetto, di natura molto fluidodinamica, però è comunque possibile individuare l'effetto dello smorzamento viscoso durante le prime oscillazioni e ottimizzarle.

5.4.6 Modelli della Forza Viscosa Ottimizzati tramite il Parameter Estimator

Nel paragrafo precedente è stato costruito un modello dello smorzamento viscoso linearmente dipendente dalla pressione tramite un coefficiente identificato con C_{β} , il cui valore normalizzato $C_{\beta}^* = 1013 \frac{Ns}{m}$ (equazione 5.18) è stato stimato tramite una regressione lineare sui risultati dell'analisi parametrica esposta in figura 5.38.

In questo paragrafo si punta a pervenire allo stesso risultato utilizzando il *Parameter Estimator* di Simulink. Tramite questo strumento si possono ottimizzare i parametri avendo i valori sperimentali della pressione e l'output del modello entrambi in funzione del tempo. Per questo motivo i vari parametri si devono ottimizzare per ogni prova sperimentale, dato che è necessario al software avere in input un'intera stringa continua di dati a diverse pressioni d'ingresso. Nel caso di *figura 5.38,* sono stati prima immagazzinati i risultati di tutte le simulazioni e successivamente calcolati i valori ottimali su tutte le prove effettuate.

Le prove sperimentali ciclando il segnale del solenoide della LAIV con rampe di pressione lente sono in totale 6: un test effettuato per ogni temperatura (T_1 , T_2 e T_3 riportate in *eq. 5.11*) e con due diversi set-up della PRV (set-up 1 e 2).

I risultati dell'ottimizzazione tramite il Parameter Estimator di Simulink sono esposti in tabella 5.2.

È stato utilizzato sia il modello dello smorzamento viscoso lineare con il delta di pressione nelle guarnizioni, già descritto al paragrafo precedente, sia un nuovo modello in cui, sul termine della velocità, è presente un esponente.

Modello	Temp. [°C]	Set-Up	$C_{\beta}^{*}\left[\frac{Ns}{m}\cdot10^{3} ight]$	n [-]
	T_1	1	1,01	-
	T_1	2	0,76	-
$F_{n} = C_{\rho} AP \cdot p$	<i>T</i> ₂	1	1,27	-
	<i>T</i> ₂	2	1,03	-
	<i>T</i> ₃	1	1,13	-
	<i>T</i> ₃	2	1,71	-
Media			1,15	-
Dev. Stand. / Media			28%	-
	T_1	1	1,71	1,55
	T_1	2	2,35	2,14
$F_{n} = C_{\theta} AP \cdot v^{n}$	<i>T</i> ₂	1	2,50	1,33
	<i>T</i> ₂	2	2,38	1,27
	<i>T</i> ₃	1	2,49	1,80
	<i>T</i> ₃	2	2,38	1,27
Media			2,29	1,65
Dev. Stand. / Media			13%	20%

Tabella 5.2: Risultati delle ottimizzazioni dei parametri della forza viscosa tramite il Parameter Estimator di Simulink. Il tempo totale di simulazione per ottenere i dati in tabella è stato di circa **58 ore**.

Il risultato finale ottenuto con il Parameter Estimator di Simulink sul modello lineare rispetto al ΔP non è così distante da quello ottenuto tramite la regressione lineare sui punti di *figura 5.35*; la media delle ottimizzazioni di *tabella 5.2* restituisce un valore del $C_{\beta}^* = 1150 \frac{Ns}{m}$, mentre con l'analisi parametrica il valore della regressione è di $C_{\beta}^* = 1013 \frac{Ns}{m}$.

Il modello con l'aggiunta dell'esponente sulla velocità, anch'esso usato in letteratura per i sistemi pneumatici [33], ha avuto una deviazione standard minore sui parametri, circostanza indicatrice della bontà del modello rispetto ai test sperimentali, anche se c'è da considerare che si tratta comunque un modello con parametro in più.

5.4.7 Confronto tra vari modelli dello smorzamento viscoso

In questo paragrafo viene effettuato il confronto tra i seguenti modelli:

1) $F_v = C_\beta |\Delta P| \cdot v$ Modello lineare2) $F_v = C_\beta |\Delta P| \cdot v^n$ Modello con esponente sulla velocità3) $F_v = (\mathbf{a} |\Delta P|^3 + b\Delta P^2 + c |\Delta P| + d) \cdot v$ Modello con interpolazione cubica4) $F_v = \beta \cdot v$ Modello con $\beta = 52 Ns/m$

Per il primo e il secondo modello, i valori dei parametri sono quelli medi stimati dal *Parameter Estimator* (*tabella 5.2*), mentre per il terzo modello, i valori dei coefficienti sono stati ricavati dall'interpolazione cubica rappresentata in *figura 5.38*.

Sono state effettuate le simulazioni per ogni test e per ogni temperatura con i valori ottimali dei vari modelli ed è stato calcolato l'errore medio rispetto allo sperimentale nell'intervallo in cui sono presenti le oscillazioni. I valori degli errori medi di ogni modello sono stati salvati e plottati in *figura 5.44* in funzione del delta di pressione nelle guarnizioni.



Figura 5.44: Punti dell'errore tra sperimentale e simulato calcolati per ogni gradino di pressione analizzato. L'errore è plottato in funzione del delta di pressione medio durante la singola oscillazione considerata.

Osservando con attenzione i punti dell'errore sul grafico è possibile considerare quanto segue:

 Il modello con un coefficiente di smorzamento viscoso costante (
) fa errori uguali agli altri modelli solo per bassissime pressioni (*figura 5.45 d*). Anche se, osservando, ad esempio, il grafico nella zona di alta pressione, sembra quasi che a volte faccia errori più bassi degli altri modelli. Questo è dovuto al fatto che in *figura 5.44* si osserva l'elaborazione dell'errore del simulato rispetto allo sperimentale, che non sempre presenta oscillazioni con frequenza costante e a volte presenta andamenti che nessun modello è in grado di simulare perfettamente. Quindi ci sono gradini di pressione che mediamente hanno dei livelli di errori più alti di altri. Osservando uno zoom della figura intorno a $DP = 0.75 P_{norm}$ (figura 5.45 a) e $DP = 0.85 P_{norm}$ (figura 5.45 b) si nota come il modello con $\beta = 52 Ns/m$ fa comunque errori più grandi rispetto agli altri modelli a parità di DP (ovvero a parità di gradino di pressione).

- Il modello con interpolazione cubica (
) commette errori leggermente più bassi degli altri per pressioni intermedie (*figura 5.45 c*), mentre ad alte pressioni fa errori maggiori rispetto agli altri due modelli che presentano lo smorzamento con effetto della pressione (*figura 5.45 b*).
 - I vantaggi del modello con esponente sulla velocità (\bullet) spiccano rispetto agli altri soprattutto ad alta pressione, anche dalla *figura 5.44* si nota come per $DP > 0,7 P_{norm}$ gli errori più bassi sono stati commessi da questo modello.



Figura 5.45: Diversi ingrandimenti di figura 5.44.

Per rendere più chiari questi concetti e permettere di visualizzarli meglio, in *figura 5.46* vengono raffigurare le interpolazioni dei punti dell'errore. Si nota come il modello che ha mediamente errori meno rilevanti è quello con il contributo esponenziale sulla velocità, mentre il modello con beta costante si discosta di molto dagli altri non appena aumenta la pressione. Come già anticipato si nota come il modello con interpolazione cubica fa errori leggermente più bassi per pressioni intermedie mentre ad alta pressione tende a fare errori più alti.

In *figura 5.47* vengono riportate delle oscillazioni di pressione come esempio di questi concetti appena espressi e in *tabella 5.3* sono indicati i relativi errori medi. In particolare, dalla *figura 5.47 a*, si nota come il modello con interpolazione cubica (●) riesca a simulare meglio le oscillazioni dello sperimentale rispetto agli altri, infatti presenta un errore medio più basso.



Figura 5.46: Interpolazione sui punti dell'errore raffigurati singolarmente in figura 5.44.



Figura 5.47: Esempi di oscillazioni dei modelli analizzati.

Err. ² medio normalizzato [-] · 10 ⁻³						
Figura 5.43 a	Figura 5.43 b	Figura 5.43 c				
• 8,12	• 8,04	• 3,73				
• 0,72	• 2,52	• 2,60				
• 0,71	• 1,17	• 1,45				
• 0,55	• 0,90	• 0,99				

Tabella 5.3: Errori quadratici medi nell'intervallo di ottimizzazione rappresentato in figura 5.47.

In figura 5.47 b e c si nota come il modello con esponente sulla velocità riesce meglio a diminuire l'overshoot verso il basso, di conseguenza ha errori più bassi alle alte pressioni. Questo è dovuto al fatto che non appena viene comandata la LAIV, a causa dell'elevato delta di pressione sulla valvola, questa scatta con dei picchi di velocità che arrivano anche a superare il metro al secondo sul modello. Essendo assenti evidenti overshoot sulle oscillazioni sperimentali, avere un modello di smorzamento viscoso che presenta un esponente > 1 sulla velocità permette di limitare questo effetto.

In figura 5.47 c si nota come lo sperimentale e il simulato non partano dallo stesso livello di pressione. Questo shift è dovuto principalmente ai leakages del sistema fisico che sono funzione di una più complessa dinamica del sistema, che è impossibile da simulare a causa di una forte componente aleatoria. L'effetto dei leakages e le metodologie che sono state appllicate per il postprocessamento dei dati vengono illustrate in dettaglio al paragrafo successivo.

5.5 Post-Processing effettuato sui Dati Sperimentali

Come anticipato alla fine del paragrafo 5.4.2, i test sperimentali sono stati effettuati con una rampa di pressione lenta in ingresso e ciclando il segnale di comando al solenoide della LAIV in modo da innescare le oscillazioni. Nella figura successiva viene riportato un esempio dei valori di pressione registrati durante questa tipologia di test.



Pressioni Sperimentali

Figura 5.48: Pressioni sperimentali registrate durante un test ad alta temperatura. Si nota come per pressioni di ingresso tra 0,2 e 0,5 è quasi sempre presente l'instabilità.

Per confrontate le oscillazioni è fondamentale che la pressione di uscita dalla UAIV del modello inizi la discesa dovuta al gradino di pressione dallo stesso livello dello sperimentale, ovvero i picchi di pressione intermedia, denominata con P_{int} nella figura a pagina precedente, prima del crollo della pressione, devono corrispondere a quelli del modello. In *figura 5.49* vengono graficati i valori di pressione sperimentali e simulati ($P_{out UAIV}$) da confrontare per trovare l'ottimo dello smorzamento. Si nota nell'ingrandimento della figura come non sempre le oscillazioni della P_{out} della UAIV partano dallo stesso livello di pressione.



Figura 5.49: Pressioni sperimentali e pressione di uscita della UAIV simulata. Il test di riferimento è a bassa temperatura, rispetto al caso di figura 5.48 non sono presenti instabilità

Questo è dovuto principalmente ai *leakages* nella valvola di valle: quando la LAIV è chiusa, ovvero quando la P_{out} è uguale alla pressione ambiente, il pistone di regolazione va in battuta con il corpo valvola. Questa chiusura non è mai perfettamente ermetica e sono sempre presenti fuoriuscite di aria verso l'output dovute alle rugosità delle due superfici a contatto che lasciano passare, tra l'accoppiamento delle loro asperità superficiali, un minimo flusso di massa. Questo flusso può essere modellato facilmente su Simulink utilizzando orifizi molto piccoli, nell'ordine del millimetro o anche meno a seconda dell'applicazione. Dal punto di vista modellistico, il problema è che il pistone di regolazione reale può anche ruotare attorno al suo asse durante il movimento, implicando un diverso accoppiamento delle rugosità delle superfici che vanno in battuta durante la chiusura, ovvero una diversa area di passaggio che genera un diverso flusso di massa in uscita dal volume di controllo. Di conseguenza la pressione a monte della LAIV che si raggiunge quando questa si chiude non è mai la stessa. Nel modello invece, l'area di passaggio per i *leakages* è sempre la stessa e la pressione intermedia massima che si raggiunge è solo funzione del delta di

pressione. C'è da considerare che anche il fenomeno dell'attrito varia da un ciclo di apertura a un altro e contribuisce a dare aleatorietà alle prove sperimentali.

All'aumentare della pressione e della temperatura è stata riscontrata una maggiore difficoltà nel trovare corrispondenza tra la pressione massima del modello e quella simulata.

Per tali motivi non è possibile ottimizzare tutte le oscillazioni ma solo quelle che hanno una corrispondente pressione iniziale. Dato che, per l'ottimizzazione con il *Parameter Estimator* di Simulink, è necessario avere un'intera stringa di dati in ingresso a differente pressione e, inoltre, anche per l'analisi parametrica fa comodo lanciare le simulazioni con più gradini di pressione, utilizzare l'intero test sperimentale di 300 secondi sarebbe stato inutile e troppo dispendioso. È stato effettuato un post-processing sui dati con lo scopo di raggruppare solo i gradini di pressione confrontabili, in modo da ridurre la durata del test sperimentale e velocizzare le ottimizzazioni.

Nella pagina successiva viene riportato un esempio grafico di post-processing effettuato sui dati di un test sperimentale. In *Appendice A* è riportato il codice Matlab sviluppato per effettuare questo post-processing. Gli step eseguiti sono i seguenti:

- Far girare il modello con l'intera stringa di P_{in} sperimentale in ingresso a Simulink e plottare la $P_{out UAIV}$ sperimentale e simulata.
- Individuare manualmente i gradini di pressione confrontabili e segnare il rispettivo l'intervallo di tempo (evidenziato con i rettangoli neri in *figura 5.50 a*).
- Dare in input al codice Matlab i dati sperimentali e gli intervalli di tempo d'interesse. L'algoritmo preleva tutti i dati sperimentali e li mette insieme in nuove stringhe di codice raccordando i vari valori iniziali e finali con legge di accelerazione simmetrica costante a tratti (*figura 5.47 b*), al fine di dare al modello i giusti tempi di transitorio da un livello di pressione ad un altro.

In questo modo si riduce di molto il tempo delle prove e di conseguenza il tempo di simulazione. Nonostante questo, per individuare i valori ottimali presenti in *tabella 5.2* sono state necessarie in totale 58 ore di simulazione, mentre per ottenere tutti i punti di *figura 5.38* il tempo totale di simulazione è stato di circa 20 ore. Ridurre il più possibile i tempi dei dati in ingresso è quindi fondamentale.

Una volta ottenuti i dati efficaci all'ottimizzazione dello smorzamento, l'effettivo calcolo dell'errore tra sperimentale e simulato viene svolto o tramite un codice Matlab sviluppato ad hoc per l'analisi parametrica o automaticamente per mezzo del *Parameter Estimator* di Simulink. È essenziale effettuare il calcolo solo nella zona delle oscillazioni, evidenziata in modo qualitativo in *figura 5.50 b* dai rettangoli rossi, o in modo più preciso per gli esempi di *figura 5.47*.

Con questo metodo è stato possibile selezionare un totale di 71 oscillazioni dalle 6 prove sperimentali a disposizione. In alcuni tratti, nonostante le oscillazioni partissero dallo stesso livello di pressione, è stato rilevato uno shift verticale tra sperimentale e simulato che non permetteva una giusta ottimizzazione e il gradino di pressione è stato, di conseguenza, scartato. In alcuni tratti invece, si è ritenuto opportuno selezionare anche oscillazioni che non partivano dallo stesso esatto livello di pressione (es. in *figura 5.50 b* intorno a t = 37 s) a causa della maggiore difficoltà nell'avere corrispondenza tra sperimentale e simulato ad alte pressioni. Anche per questo nelle *figure 5.38* e *5.44* c'è più dispersione nei punti alle alte pressioni. Nonostante tutto per questi punti l'ottimizzazione dei modelli ha portato a buoni risultati (es. in *figura 5.47 c*).


Figura 5.50: Esempio di Post-processing effettuato sui dati sperimentali per diminuire i tempi di simulazione per l'ottimizzazione dello smorzamento.

In altri casi, analizzare gradini di pressione sperimentali che non partivano dallo stesso esatto livello di quelli simulati portava ad avere una leggera sfasatura tra sperimentali e simulato. Ciò avrebbe influenzato negativamente le ottimizzazioni dello smorzamento, dato che esse si basano sulla minimizzazione dello scostamento verticale delle curve. Un esempio di questo viene riportato in *figura 5.51 dove* è presente un'oscillazione sperimentale che risulta sfasata dal modello. La minimizzazione dell'errore nell'intervallo di tempo preso in considerazione (t = [10,25 10,32] s) porta ad un valore ottimale del coefficiente di smorzamento viscoso pari a 42 Ns/m (curva rossa), inferiore rispetto a quello calcolato nello stesso test ad una pressione d'ingresso minore. Osservando le curve, si nota anche che le ampiezze del modello con questo smorzamento sono più elevate rispetto allo sperimentale. Inoltre, graficando l'errore tra sperimentale e simulato in funzione del β (*figura 5.52*) si nota come il minimo si trova in una zona estremamente rumorosa.







Figura 5.52: Errore tra sperimentale e simulato delle oscillazioni di figura 5.51.

Andando invece a ottimizzare le curve spostando verso destra i dati sperimentali di solo un'unità temporale (ovvero di 1/500 s), l'ottimizzazione ha portato ad un valore di smorzamento che riesce meglio a adattare le ampiezze del modello allo sperimentale ($\beta = 90 \frac{Ns}{m}$ in *figura 5.53*). Inoltre, la curva dell'errore in funzione di β è decisamente molto più pulita rispetto al caso precedente e ha errori più bassi (*figura 5.54*).

Questa operazione ha interessato circa il 25% dei punti presenti nel grafico di *figura 5.38*. Le correzioni ai segnali sperimentali sono state fatte principalmente per ottenere quanti più dati confrontabili considerando che nel modello fisico reale ci sono molti fenomeni non ben descritti nel modello Simulink (come i *leakages* e gli effetti fluidodinamici).



Figura 5.53: Esempio dell'ottimizzazione di figura 5.51 effettuando uno shift dello sperimentale verso desta di 1/500 s.



Figura 5.54: Errore tra sperimentale e simulato delle oscillazioni (fasate con uno shift) di figura 5.53.

Considerando sempre la *figura 5.38,* è importante sottolineare un aspetto non immediatamente emergente dal grafico. In letteratura, grafici simili che plottano il coefficiente di smorzamento in funzione della pressione o, eventualmente, direttamente la forza d'attrito misurata, fanno riferimento a test sperimentali effettuati a velocità costante. Nei test sperimentali effettuati e descritti ampiamente nei paragrafi precedenti, le **velocità dei pistoni** non sono affatto costanti e non c'è modo di controllarle. Di conseguenza i valori dei coefficienti di smorzamento sono stati ottimizzati su una dinamica di regolazione che varia molto a seconda della pressione in ingresso al sistema. In *figura 5.55* vengono riportate le velocità dei pistoni di regolazione (del modello) di alcune oscillazioni a differente pressione in ingresso. Come si può ben vedere, la dinamica e le oscillazioni della UAIV e LAIV sono molto diverse e variano in funzione della pressione.





Figura 5.55: Velocità dei pistoni di regolazione a differenti pressioni in ingresso. Le oscillazioni sono state ricavate dal modello lineare con il DP e la pressione in ingresso è quella plottata in figura 5.50 b nei rispettivi instanti di tempo.

Dalle *figure 5.55 c* e *d*, ovvero per alte pressioni, il contributo maggiore in velocità allo smorzamento è dato dalla LAIV e non dalla UAIV, mentre in *figura 5.35* i valori del coefficiente di smorzamento ottimale sono stati plottati per semplicità in funzione del delta di pressione sulle guarnizioni della UAIV, che in generale è diverso da quello della LAIV (*figura 5.56*).



Figura 5.56: Delta di pressione del modello Simulink per la pressione in ingresso plottata in figura 5.50 b. Si ricorda che per delta di pressione in valvola si fa riferimento al massimo salto di pressione tra in/out e rif/out. Nella maggior parte dei casi questo salto è pari a quello tra input e output.

Dalla figura si nota che, non appena giunge il comando al solenoide della LAIV, il delta di pressione crolla perché questa si apre molto velocemente. Il crollo non è comunque istantaneo e per i primi istanti di tempo il delta di pressione sicuramente ha un effetto sull'energizzazione delle guarnizioni e di conseguenza sullo smorzamento. Per questo motivo, al *paragrafo 5.4.7* è stato usato il valore del C^*_{β} ricavato dal *Parameter Estimator* di Simulink che, in modo automatico, ottimizza il parametro in funzione del contributo della UAIV e LAIV, essendo modellate in modo analogo. Probabilmente anche per questo motivo il modello con interpolazione cubica sul DP è stato quello che, tra i modelli con effetto della pressione, ha commesso errori maggiori ad alta pressione (*figura 5.46*).

Un'importante considerazione aggiuntiva va fatta sui dati sperimentali riguardo la **frequenza di campionamento**. Molti test sperimentali effettuati negli anni scorsi sono stati campionati a 200 Hz perché non si conoscevano in modo approfondito i fenomeni dell'instabilità e delle oscillazioni nei pistoni di regolazione. Infatti, le oscillazioni di pressione hanno una frequenza che si aggira intorno ai 100 Hz e per pressioni più elevate essa può anche arrivare a 120 Hz. Utilizzare una frequenza di campionamento di 200 Hz sarebbe a stento sufficiente a valutare la frequenza delle oscillazioni ed è decisamente insufficiente ad effettuare un'ottimizzazione delle curve. Il Teorema di Nyquist-Shannon ci ricorda che affinché il contenuto in frequenza del segnale campionato non venga alterato è necessario che:

$$f_s \ge 2 f_{max} \tag{5.20}$$

dove:

- f_s è la frequenza di campionamento (*sample frequency*);
- f_{max} è la massima frequenza del segnale da campionare.

Nel caso in cui il teorema del campionamento non venisse rispettato, si verrebbero ad avere sovrapposizioni delle onde che determinerebbero una distorsione dello spettro di frequenza (*aliasing*).

È stato possibile utilizzare in totale solo 6 prove sperimentali, cioè solo quelle campionate a 500 Hz, perché le prove campionate a 200 Hz non erano sufficienti a effettuare un'ottimizzazione sulle oscillazioni. Nel caso in cui si volessero effettuare test sperimentali più approfonditi e, in particolare, nel caso in cui si dovesse costruire set-up sperimentale che permetta la misurazione della posizione del pistone, una frequenza di campionamento di almeno 1000 Hz sarebbe necessaria, soprattutto per effettuare eventuali derivate numeriche sui segnali.

6. Conclusioni

Dopo aver studiato a fondo e compreso il funzionamento delle valvole antighiaccio e il modello Simulink, è stata approfondita e migliorata la parte riguardante gli attriti.

Con il supporto di approfondite ricerche bibliografiche e di test sperimentali effettuati in anni addietro è stato introdotto nel modello l'effetto della diminuzione del **coefficiente di attrito** all'aumentare della **temperatura** a causa degli ossidi che si formano sulle superfici di scorrimento. Questo tipo di effetto non è mai stato valutato fino ad ora per il sistema di valvole antighiaccio preso in esame. Tramite questa diminuzione del coefficiente di attrito, è possibile far corrispondere l'isteresi media del modello con quella sperimentale, avvicinandosi sempre di più alla fisica del sistema reale. In *figura 6.1* viene confrontata, come esempio, la curva di regolazione ad una temperatura intermedia del nuovo modello con quello del modello precedente. L'isteresi del nuovo modello riesce meglio a interpolare quella sperimentale (*figura 6.2*) e il suo valore medio lungo tutto il tratto analizzato è molto simile a quello ricavato dalle pressioni sperimentali, soprattutto considerando i vari valori in funzione della temperatura (*figura 6.3*).

Dalla *figura 6.3* si nota come, non solo diminuisce l'errore tra sperimentale e simulato sull'isteresi media, ma si aggiunge al modello un nuovo effetto che prima di questa tesi non si conosceva.



Figura 6.1: Curva di regolazione a T=T₂ con il riferimento di pressione sperimentale del set-up 1. Si ricorda che tutti i valori misurabili in kPa sono stati normalizzati rispetto ad una pressione massima di riferimento (eq. 5.10 in 5.3.1)



Figura 6.2: Isteresi istantanea delle curve rappresentate in figura 6.1.



Figura 6.3: Isteresi media in funzione della temperatura, nella figura di sinistra vengono usati come confronto i dati del test 1 mentre nella figura di destra si fa riferimento al test 2. I valori dei coefficienti di attrito ottimali sono riportati rispettivamente in figura 5.17 e 5.20.

Per quanto riguarda la forza di attrito viscosa, dopo aver verificato che un modello con un **coefficiente di smorzamento viscoso** costante non può simulare la dinamica del sistema a diverse pressioni, sono stati proposti diversi metodi e diversi modelli per ottimizzare l'effetto della **pressione** sull'attrito. Come descritto in dettaglio in *5.4.7*, I modelli che hanno portato a errori più bassi sono stati il modello dello smorzamento lineare rispetto al delta di pressione nelle guarnizioni (*eq. 6.1*) e un altro modello simile ma con l'aggiunta di un esponente sulla velocità (*eq. 6.2*). Entrambi i modelli sono stati ottimizzati con i valori dei coefficienti che minimizzano l'errore tra sperimentale e simulato (*tabella 5.2*).

$$F_{\nu} = \boldsymbol{C}_{\boldsymbol{\beta}} |\Delta P| \cdot \boldsymbol{\nu} \tag{6.1}$$

$$F_{\boldsymbol{\nu}} = \boldsymbol{C}_{\boldsymbol{\beta}} |\Delta P| \cdot \boldsymbol{\nu}^{\boldsymbol{n}} \tag{6.2}$$

I due modelli offrono il vantaggio di aumentare la forza d'attrito viscosa non solo in funzione della velocità ma anche in funzione della pressione. In particolare, il secondo modello riesce meglio a simulare le oscillazioni ad alta pressione, mentre il primo ha il vantaggio di avere un solo parametro caratteristico che si può stimare in diversi modi. L'ottimizzazione di questo modello è stata effettuata sia con il *Parameter Estimator* di Simulink (*par. 5.4.6*), sia tramite una regressione lineare dei valori ottimali del coefficiente di smorzamento viscoso a differente pressione (*fig. 5.38*). Per questo, una prima stima di tentativo del parametro su di una nuova valvola si potrebbe fare anche avendo a disposizione un numero limitato di oscillazioni sperimentali, l'importante è che siano a diversa pressione in ingresso.

Con i dati sperimentali a disposizione si ritiene più soddisfacente utilizzare il modello lineare per la sua semplicità e facile corrispondenza con un coefficiente di smorzamento viscoso classico, essendo comunque un modello lineare rispetto alla velocità.

In *figura 6.4* e 6.5 si nota il chiaro vantaggio che presenta questo modello rispetto a quello inizialmente usato per le valvole antighiaccio, ovvero utilizzando un coefficiente di attrito costante, ottimale solo per le oscillazioni a bassa pressione.

Il nuovo modello quindi, non si limita a conseguire un miglioramento in termini di accuratezza del sistema e diminuzione dell'errore tra sperimentale e simulato, ma è un vero e proprio cambiamento della dinamica di regolazione che aggiunge l'effetto dell'energizzazione delle guarnizioni in funzione del livello di pressione nelle stesse, supportato sia dalla letteratura sia dai dati sperimentali.



Figura 6.4: Interpolazione sui punti dell'errore calcolati nei tratti delle oscillazioni a differente delta di pressione nelle guarnizioni delle valvole.



Es. di Oscillazioni di Pressione

Figura 6.4: Esempi di oscillazioni con il nuovo modello dello smorzamento viscoso rispetto a quello che veniva usato per le valvole antighiaccio prima di questo lavoro di tesi.

7. Sviluppi Futuri

A valle della presente tesi sperimentale, gli eventuali sviluppi futuri per continuare il lavoro di ricerca nell'ambito di questa trattazione possono essere molti. Seguendo l'ordine degli argomenti esposti si potrebbero approfondire i seguenti aspetti:

• Studi di tribologia sui materiali di scorrimento delle valvole antighiaccio.

Dalla letteratura, per materiali simili a quelli utilizzati, è stata osservata una diminuzione del coefficiente di attrito all'aumentare della temperatura (*figura 2.16 e 2.17*), causata dalla formazione di ossidi superficiali. Questi ossidi, in alcune condizioni, tendono a formare anche un film che diminuisce ancor di più il contatto effettivo tra le superfici striscianti, diminuendo di conseguenza il COF.

Inoltre, in tempi passati, le analisi effettuate sulle superfici striscianti delle valvole dopo svariate ore di esercizio suggeriscono che è altamente probabile che si sia verificata l'ossidazione dei componenti costituenti i materiali di scorrimento.

Sulla stragrande maggioranza delle curve di regolazione sperimentali si verifica una diminuzione dell'isteresi media, si riesce a modellare bene quest'effetto diminuendo il COF in funzione della temperatura (*figura 6.3*).

Dalla letteratura è stato rilevato che un basso COF in queste tipologie di valvole favorisce l'instabilità delle stesse [6]. Nel caso di studio l'instabilità si verifica quasi sempre alle alte temperature e mai a bassa temperatura.

Queste considerazioni suggeriscono una probabile diminuzione del coefficiente di attrito alle alte temperature. Per confermare con piena sicurezza quest'effetto, per valutarne l'entità, le cause, le condizioni e le strategie di miglioramento, sono necessarie approfondite **prove sperimentali** in ambiente controllato sui materiali di strisciamento. Queste prove sperimentali potrebbero essere realizzate con set-up progettati ad hoc oppure utilizzando appositi strumenti ad alta precisione specifici per misurazioni di attrito ed usura (i tribometri descritti in *2.1.6*).

Con i tribometri è possibile effettuare test che si possono definire "Standard" o "Specifici":

I test standard da un lato eliminano alcune delle molteplici variabili che possono influenzare i risultati, dall'altro, però, allontanano il test dalle effettive condizioni di lavoro. Vengono quindi principalmente impiegati quando si ha necessità di un confronto tra materiali o tra diverse condizioni. Si possono, per esempio, confrontare leghe metalliche, rivestimenti, finiture superficiali o condizioni ambientali diverse. Questo permette di concentrarsi solo su alcuni fattori escludendone altri.

Nei test specifici, è possibile definire, ad esempio, diverse rampe di velocità o realizzare porta campioni progettati su misura per misurare l'attrito effettivo in un componente, nel nostro caso nelle valvole antighiaccio.

Successivamente ai test, un'approfondita analisi metallografica sulle superfici di strisciamento in differenti momenti dello stesso test e/o dopo test effettuati con differenti temperature potrebbe far emergere informazioni importanti sulla formazione degli ossidi. In più, misurando in tempo

reale il coefficiente di attrito durante i test, si potrebbe collegare in modo definitivo questi due aspetti e introdurre non solo una modellazione più accurata su Simulink ma comprendere meglio il fenomeno dell'attrito nelle valvole e quanto questo possa impattare sull'instabilità alle alte temperature.

Eventuali collaborazioni con aziende esterne esperte nel settore della tribologia e della misurazione dell'attrito potrebbero facilitare la comprensione di quel che effettivamente accade durante lo scorrimento delle valvole antighiaccio. Ad esempio, in [39] è presente uno studio effettuato da Nanovea per la misurazione del coefficiente di attrito a diverse temperature. In questo studio si punta ad illustrare la capacità del Tribometro NANOVEA T50 di monitorare in situ l'evoluzione del processo di usura dei materiali a temperature elevate in modo controllato e monitorato. In [15] invece, vengono effettuate prove "Specifiche" di attrito e di usura su di un pistone di un motore modificando un tribometro progettando un supporto ad hoc per il componente.

• Test sperimentali con trasduttore di posizione sul pistone di regolazione.

Tutte le correlazioni dei coefficienti del modello dell'attrito sono state effettuate su dati sperimentali di pressione. L'attrito però, è un meccanismo che deriva direttamente dal moto del pistone e dallo scorrimento delle guarnizioni dello stesso sul corpo valvola. Valutare i coefficienti del modello a partire da dati di pressione è un processo di **correlazione indiretta**, perché la pressione dipende non solo dalla posizione del pistone ma anche da molte altre variabili associate ad effetti fluidodinamici e per questo non facilmente controllabili e simulabili su di un modello a parametri concentrati.

Per questo motivo, progettare un set-up ad hoc con lo scopo di collegare un trasduttore di posizione al pistone di regolazione permetterebbe di avere una correlazione diretta e renderebbe possibile lo sviluppo di un modello più robusto, preciso e fedele alla dinamica del sistema fisico.

A tal proposito, nel *capitolo 3*, è stata presentata una panoramica sui principali metodi usati in letteratura per caratterizzare i parametri dell'attrito su componenti pneumatici tramite test sperimentali e sono stati riportati i vari set-up. Oltre a commenti personali, sono stati offerti anche spunti su come poter eventualmente utilizzare le specifiche metodologie descritte negli articoli scientifici, per le valvole antighiaccio, con tutte le notevoli complessità aggiuntive che sorgerebbero.

• Modellazione più accurata e precisa del C_f ;

La modellazione dell'incremento di forza normale dovuta alla pressione nelle guarnizioni è espressa dal termine che viene diviso dal fattore correttivo C_f , con valore ottimale di 9, ricavato in 5.3.2.

$$F_{f} = \left(F_{n0} + d_{sld}b_{seal}\pi \frac{|\Delta P|}{C_{f}}\right)\mu + C_{\beta}|\Delta P| \cdot \nu$$
(7.1)

Questo fattore correttivo deriva principalmente da una modellazione non accurata della forza e della pressione nell'intorno delle guarnizioni. Per tal motivo, il C_f è stato tarato per primo e mantenuto costante per ogni valore di temperatura e pressione.

Considerando ora l'ipotesi che nella guarnizione sia presente una pressione intermedia tra i due volumi, il ΔP effettivo risulterebbe essere la metà; se invece che l'area geometrica di contatto durante lo scorrimento fosse solo quella di un anello di tenuta e non di tutta l'area dall'intero pacco guarnizioni, il termine $d_{sld}b_{seal}$ risulterebbe almeno dimezzato. Di conseguenza il C_f si avvicinerebbe all'unità ma esisterebbe comunque come fattore correttivo da tarare tramite dati sperimentali. L'eliminazione di questo parametro grazie alla comprensione diretta della distribuzione di pressione e del contatto nelle guarnizioni migliorerebbe il modello dell'attrito e permetterebbe una correlazione più affidabile degli altri parametri.

Occorre precisare, poi, che nel modello Simulink globale, l'isteresi è influenzata anche dall'attrito nella valvola di sovrappressione, è modellato come una forza tangenziale costante nell'ordine di 10⁻² N. Nel presente lavoro, questo parametro è stato all'incirca dimezzato rispetto a quello di riferimento adottato in precedenza per poter ottimizzare l'isteresi. Senza questa modifica, infatti, l'isteresi del modello non sarebbe mai potuta arrivare ai bassi valori registrati sperimentalmente, proprio perché l'attrito della PRV influenzava l'isteresi globale del sistema, dando una saturazione inferiore non superabile. È stata giustificata questa modifica considerando il fatto che il *plunger* della PRV, quand'è che viene montato senza la molla di ritorno, si muove liberamente all'interno del corpo valvola se questa viene capovolta con delicatezza. L'attrito statico nella PRV non può quindi superare la forza peso dell'otturatore, mentre nel modello Simulink la superava ampiamente. È stato quindi settato un nuovo valore di attrito, leggermente inferiore alla forza peso dell'otturatore, ma sarebbe opportuno effettuare valutazioni più precise con prove sperimentali, dato che questo parametro ha un minimo effetto sull'isteresi del modello, in particolare in caso di bassi livelli di attrito nel pistone di regolazione.

• Modellazione dell'attrito su Simulink tramite il modello di Lugre.

Nel modello di Lugre, descritto al *paragrafo 5.1*, l'attrito non viene modellato in funzione della velocità ma in funzione del tempo. Questo modello, seppure più accurato nella descrizione di alcune proprietà dell'attrito, necessita di molti più parametri da ricavare sperimentalmente e che non hanno un immediato significato fisico.

Nonostante questo, è stato sviluppato un modello Simulink delle valvole antighiaccio con tale tipo di attrito (*figure 7.1, 7.2* e *7.3*) ed è stato possibile simulare comportamenti di stick-slip non lineare, in alcuni casi più simili alle curve sperimentali rispetto al modello classico dell'attrito. Per un'analisi e correlazione più approfondita di questo modello sarebbero necessari ricerche più approfondite che, per mancanza di tempo e di prove sperimentali, non sono state effettuate in questo lavoro di tesi.

Descrivendo il modello presente in *figura 7.1*, si nota come, nel caso del modello di Lugre, non è necessario il reset del movimento quando la velocità passa da un valore positivo ad uno negativo (non è presenta la logica *or* come nel caso di *figura 4.2*). Questo perché il modello di Lugre riesce bene a simulare l'effetto memoria dell'attrito durante l'inversione del moto.

Seguono immagini e commenti aggiuntivi sul modello di Lugre utilizzato per simulare dei comportamenti non lineari nelle curve di regolazione.



Figura 7.1: integrazione del modello dell'attrito di Lugre nella dinamica del pistone di regolazione della UAIV.



Figura 7.2: Sotto-blocco "LuGre friction" raffigurato in figura 7.1.



Figura 7.3: Sotto-blocco "Internal friction state" raffigurato in figura 7.2.



Figura 7.4: Curva di regolazione simulate e sperimentali, con il modello di lugre (a) e con il modello classico (b).

Dalla figura 7.4 si nota come lo stick-slip del modello di Lugre è meno ripetitivo e lineare rispetto al modello classico e, quindi, in alcuni punti si può adattare meglio alle curve sperimentali.

Successivamente è stato modificato il modello di Lugre aggiungendo un effetto del carico che punta a ottimizzare non solo l'isteresi media ma anche quella istantanea, in particolare nelle curve ad alta temperatura. Dalle curve sperimentali si nota come, ad alta temperatura e per alte pressioni, l'isteresi sperimentale passi da un livello più basso ad uno più alto in un modo che il parametro C_f non riesce a simulare, come se si passasse in modo molto rapido ad un livello più alto di attrito (figura 7.5).



Curve di Regolazione Sperimentali ad Alta Temperatura

Figura 7.5: Curve di regolazione sperimentali ad alta temperatura nei due test con differenti settaggi della PRV.

Come spiegato in 5.3.3 questo potrebbe essere causato da diversi motivi:

- Dilatazioni termiche disomogenee che portano ad amplificazioni locali dei carichi normali;
- Rottura dello strato di ossido formatosi sulla superficie che porterebbe ad un livello più alto di attrito. Quest'ultimo aspetto andrebbe verificato con prove specifiche sui rivestimenti delle superfici di scorrimento.

È stata effettuata la modellazione su Simulink di questo ultimo aspetto e il Modello di Lugre è riuscito in modo abbastanza soddisfacente a seguire gli andamenti dello sperimentale. Per le *figure 7.6 a* e *b* sono stati usati gli stessi parametri del modello, esposti in *tabella 7.1* mentre in *figura 7.7* viene rappresentato il blocco del modello di Simulink che simula il passaggio ad un livello più elevato di attrito una volta superata una certa soglia di carico normale sulle superfici di scorrimento.



Curve Di Regolazione ad Alta Temperatura (Modello di Lugre modificato)

Figura 7.6: Curve di Regolazione con il modello di Lugre supponendo una rottura dello stato di ossidi una volta superato un determinato livello di carico normale (blocco Simulink in figura 7.7).

È possibile notare dalla *figura 7.6*, come il modello di Lugre riesca bene a simulare sia asimmetrie tra la curva di pressione superiore e quella inferiore sia un intenso livello di stick-slip. In particolare, dalla *7.6 a* si nota come le oscillazioni di pressione nel tratto di curva discendente siano molto simili allo sperimentale in ampiezza e forma.

Se si volesse implementare il passaggio ad un livello più alto di attrito nel modello classico, i risultati sarebbero molto meno soddisfacenti a causa della forte linearità del modello e dell'assenza dell'effetto di memoria (*figura 7.8*).



Figura 7.7: Aggiunta al modello di Lugre che permette il passaggio ad un livello più elevato di attrito ($\mu = 0.17$) quando viene superato un limite di forza normale nella UAIV, per la LAIV il blocco è analogo.



Curve Di Regolazione ad Alta Temperatura (Modello Classico Modificato)

Figura 7.8: Curve di Regolazione con il modello classico supponendo una rottura dello strato di ossidi una volta superato un determinato livello di carico normale.

Parametri	Descrizione	Valore	Unità di misura
μ _s	Coefficiente di attrito statico, chiamato " <i>dry_friction_mu</i> " in <i>figura 7.7</i> .	0,02 per figura 7.6 a 0,04 per figura 7.6 b	[-]
μ_s/μ_d	Rapporto tra l'attrito statico e dinamico.	1,8	[-]
C _f	Fattore correttivo stimato in 5.3.2.	9	[-]
σ_0	Coefficiente di rigidezza	$14 \cdot 10^{7}$	[N/m]
σ_1	Micro damping	6	[Ns/m]
v_s	Velocità di Stribeck	2 · 10 ⁻⁴	[m/s]
F _{n,max}	Forza normale di rottura dello strato di ossidi, raffigurata in <i>figura 7.7</i> .	115	[N]

Tabella 7.1: Valori dei parametri del modello di Lugre utilizzati per i grafici di figura 7.6 a e b. I valori specifici del modello di Lugre sono stati tarati manualmente mentre il coefficiente di attrito è stato scelto per ottimizzare l'isteresi nella zona di pressione prima della "rottura degli ossidi". Appendice A

Codice Matlab utilizzato per il post-processing dei dati sperimentali utili all'ottimizzazione dello smorzamento viscoso. Un esempio grafico di questo post-processing è rappresentato in *figura 5.50*.

```
% Croppa i dati sperimentali d'interesse tra t i(i) e t f(i) e li riassegna ad un
nuovo vettore di tempo
% I dati sperimentali devono essere salvati con Structure Array e chiamati "signals"
clear
clc
close all
%% Dati iniziali
t i=[22 42.6 76.8 96.7 116 144 218]'; % istanti di tempo iniziali del crop [s]
t f=[31 50.5 80.4 100 120 150 228]'; % rispettivi istanti di tempo finali [s]
name file='Id file';
                       % nome del file da croppare
salvataggio=1;
                        % se 1 salva i dati automaticamente
                        % se 0 NON salva i dati automaticamente
                        % tempo di transitorio tra gli intervalli di tempo scelti [s]
t trans=5;
save name=(name file + "C1")
                                % nome file di salvataggio
%% iniziazione all'elaborazione
load(name file + ".mat")
DT=signals.Time(2)-signals.Time(1); % frequenza di campionamento
i trans=round(t trans/DT);
if length(t i)~=length(t f)
    disp('')
    disp('ERRORE: la lunghezza dei vettori dei tempi deve essere uquale')
    disp('')
end
for ii=1:length(t i)
    ind i(ii)=find(signals.Time>t i(ii),1);
    ind f(ii)=find(signals.Time>t f(ii),1);
end
% analogia alzata camma con legge di accelerazione simmetrica costante a
% tratti per l'interpolazione tra i vari tratti
t=[0:DT:t trans];
taul=t(1:round(length(t)/2))/t(end); %tempi adimensionali
tau2=t(length(tau1)+1:end)/t(end);
%grandezze adimensionali
%forma della funzione: accelerazione costante simmetrica
Y1=2*tau1.^2;
                                     %spostamento punteria adimensionale
Y2=4*tau2-2*tau2.^2-1;
Y=[Y1 Y2];
%% elaborazione file
DataField = fieldnames(signals);
i start=1;
for ii=1:length(t i)
    for iField = 1:numel(DataField) %aggiunta transitorio con legge di accelerazione
costante a tratti
                      = DataField{iField};
        aField
        if ii==1
            h=signals.(aField)(ind_i(ii))- signals.(aField)(i_start); % Alzata camma
                             % Spostamento punteria in funzione del tempo
            vt=Y*h;
            signals cropped.(aField)(i_start:i_trans+i_start-
1,1)=yt'+signals.(aField)(i start);
        else
```

```
h=signals.(aField)(ind i(ii))- signals cropped.(aField)(i start-1);
                        % Spostamento punteria in funzione del tempo
            yt=Y*h;
            signals cropped.(aField)(i start:i trans+i start-
1,1)=yt'+signals_cropped.(aField)(i_start-1);
        end
    end
    for iField = 1:numel(DataField)
                      = DataField{iField};
        aField
        signals cropped.(aField)(i start+i trans:i start+i trans-
ind_i(ii)+ind_f(ii),1) = signals.(aField)(ind_i(ii):ind_f(ii));
    end
    i start=i start+i trans-ind i(ii)+ind f(ii)+1;
end
signals cropped.Time=(0:DT:DT*(length(signals cropped.(aField)))-DT)';
%% plotting & sovrascrittura
figure(1)
plot(signals.Time, signals.Pin+100, signals.Time, signals.Pint+100, signals.Time, signals.P
out+100)
grid on
xlabel('Tempo [s]')
ylabel('Pressione [kPag]')
legend('P_i_n','P_i_n_t','P_o_u_t')
clear signals
signals=signals cropped;
figure(2)
plot(signals.Time, signals.Pin+100, signals.Time, signals.Pint+100, signals.Time, signals.P
out+100)
grid on
xlabel('Tempo [s]')
ylabel('Pressione [kPag]')
legend('P_i_n','P_i_n_t','P_o_u_t')
%% salataggio file
if salvataggio==1
save(save name, 'signals', 't i', 't f')
end
```

Bibliografia

[1]: https://www.aviohub.it/2020/12/impianto-antighiaccio-caratteristiche-utilizzo-e-funzionamento/

[2]: https://en.wikipedia.org/wiki/Category:Airliner_accidents_and_incidents_caused_by_ice

[3]: Claudio Zilio, Luca Patricelli, Aircraft anti-ice system: Evaluation of system performance with a new time dependent mathematical model.

[4]: Berlowitz, N. Melnichanskaya, All/more electric aircraft engine & airframe system implementation, in: 50th Israeli Annual Conference on Aerospace Sciences, 2010, pp. 205e233. Citato in [3].

[5]: B. Kumar Saha, T. Gangopadhyay, D. Sanyal, Pilot-Dynamics Coupled Finite Volume Analysis of Main Flow Transients Through a Pneumatic Pressure-Regulating Valve.

[6]: B. Kumar Saha, H. Chattopadhyay, P. B. Mandal, T. Gangopadhyay, Dynamic simulation of a pressure regulating and shut-off valve.

[7]: Hutchings, I., & Shipway, P. (2017). Tribology: Friction and wear of engineering materials. Elsevier Science & Technology.

[8]: M. O. A. Mokhtar, The effect of hardness on the frictional behaviour of metals.

[9]: Bowden, F.P. Tabor, D., 1950. The Friction and Lubrication of Solids. Citato in [7].

[10]: Rabinowicz, E., 1995. Friction and Wear of Materials. John Wiley. Citato in [7].

[11]: Peterson, M.B., Florek, J.J., Lee, R.E., 1960. Trans. Am. Soc. Lubr. Eng. 3, 101–115. Citato in [7].

[12]: S. C. Lim, M. F. Ashby, J. H. Brunton, The effects of sliding conditions on the dry friction of metals.

[13]: S. C. Lim, M. F. Ashby, Overview N. 55, Wear-Mechanism Maps.

[14]: https://www.astm.org/g0099-17.html

[15]: Frank Liu; Nanovea; Piston Wear Testing using a Tribometer https://nanovea.com/it/testdi-usura-dei-pistoni/

[16]: Praxair Surface Technologies; https://www.linde-amt.com/it-it/thermal-spray

[17]: G. Bolelli, L.-M. Berger, T. Börner, H. Koivuluoto, V. Matikainen, L. Lusvarghi, C. Lyphout, N. Markocsan, P. Nylén, P. Sassatelli, R. Trache, P. Vuoristo; Sliding and abrasive wear behaviour of HVOF- and HVAF-sprayed Cr₃C₂–NiCr hardmetal coatings.

[18]: V. Matikainena, G. Bolellib, H. Koivuluotoa, P. Sassatellib, L. Lusvarghib, P. Vuoristo; Sliding wear behaviour of HVOF and HVAF sprayed Cr_3C_2 -based coatings.

[19]: Wuxi Zhoua, Kesong Zhoua, Yuxi Li, Chunming Dengc, Keli Zeng; High temperature wear performance of HVOF-sprayed Cr_3C_2 -WC-NiCoCrMo and Cr_3C_2 -NiCr hardmetal coatings.

[20]: Pankaj Chhabra, Manpreet Kaur; Elevated-Temperature Wear Study of HVOF spray Cr_3C_2 -NiCr Coated Die Steels.

[21]: Malcolm K. Stanford, Vinod K. Jain; Friction and wear characteristics of hard coatings

[22]: Paolo Sassatellia, Giovanni Bolellia, Magdalena Lassinantti Gualtieria, Esa Heinonenb, Mari Honkanenc, Luca Lusvarghia, Tiziano Manfredinia, Rinaldo Rigone, Minnamari Vippola; Properties of HVOF-sprayed Stellite-6 coatings.

[23]: Leandro da Conceição, A.S.C.M. D'Oliveira; The effect of oxidation on the tribolayer and sliding wear of a Co-based coating.

[24]: Zhe Geng, Sihan Hou, Gaolian Shi, Deli Duan, Shu Li; Tribological behaviour at various temperatures of WC-Co coatings prepared using different thermal spraying techniques.

[25]: Xiangjuan Fan, Wensheng Li, Jun Yang3, Shuai Cui4, Haimin Zhai1, Dongqing He1, Bo Cheng1, Weimin Liu; Optimization of the HVOF Spray Deposition of Ni₃Al Coatings on Stainless Steel.

[26]: Weiming Su, Jiaping Zhang, Jifu Zhang, Kesong Zhou, Shaopeng Niu, Min Liu, Hongliang Dai, Chunming Deng; Microstructure of HVOF-sprayed Ag–BaF₂·CaF₂–Cr₃C₂–NiCr coating and its tribological behavior in a wide temperature range (25°C to 800°C).

[27]: Guoliang Hou, Yulong An, Xiaoqin Zhao, Huidi Zhou, Jianmin Chen; Effect of alumina dispersion on oxidation behavior as well as friction and wear behavior of HVOF-sprayed CoCrAlYTaCSi coating at elevated temperature up to 1000°C.

[28]: C. Garcia; Comparison of Friction Models applied to a Control Valve.

[29]; C. Garcia; Friction Model Parameter Estimation for Control Valves.

[30]: R. A. Romano, C. Garcia; Comparison Between Two Friction Model Parameter Estimation Methond applied to Control Valve.

[31]: G. Belforte, G. Mattiazzo, e S. Mauro; Measurement of Friction Force in Pneumatic Cylinders.

[32]: P. L. Andrighetto, A. C. Valdiero, L. Carlotto; Study of Friction Behavior in Industrial Pneumatic Actuators.

[33]: L. E. Schroeder, R. Singh; Experimental Study of Friction in a Pneumatic Actuator at Constant Velocity

[34]: R. L. Ballard; The Dynamic Characteristics of Pneumatic Actuator and Valve Systems.

[35]: M. Dağdelen, M. I. Sarigeçili; Estimation of the Friction Parameters of Linear Pneumatic Cylinders.

[36]: Olsson, H. (1996). Control systems with friction. Ph.D. thesis. Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology. Citato da C. Garcia in [28].

[37]: Karl Johan Åström, Carlos Canudas de Wit. Revisiting the LuGre friction model. IEEE Control Systems Magazine, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2008, 28 (6), pp.101-114. ff10.1109/MCS.2008.929425ff. ffhal-00394988.

[38]: Musso, Giuseppe and Savino, Dario and Dante, Giorgio. 2017. PRESSURE REGULATION VALVE. EP Patent EP3246781A1, filed May 18, 2016, and issued Nov 22, 2017.

[39]: Duanjie Li, PhD; Nanovea; In Situ Wear Measuramente at High Temperature: https://nanovea.com/in-situ-wear-measurement-at-high-temperature/