



POLITECNICO DI TORINO
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Giovanni D'Agata

**ANALISI E VERIFICA DEL RUMORE AERODINAMICO
IN VALVOLE DI CONTROLLO LOW NOISE**

Tesi di Laurea Magistrale

Relatore:
Chiar. mo Prof. Marco Carlo Masoero
Correlatore:
Ing. Federico Bruni

ANNO ACCADEMICO 2017/2018

Indice

Introduzione	3
1 La generazione del rumore aerodinamico	5
1.1 Introduzione.....	5
1.2 Le sorgenti di rumore	6
1.3 La generazione della turbolenza	11
1.3.1 Generalità	11
1.3.2 L'influenza della velocità	12
1.3.3 Gli studi di Lighthill	15
1.3.4 Il rumore tonale.....	17
2 Valvole di controllo a bassa rumorosità	20
2.1 Introduzione.....	20
2.2 Classificazione e componenti costruttive.....	21
2.2.1 Corpo Valvola	22
2.2.2 Organi interni (Trim).....	24
2.3 Coefficiente di portata	26
2.4 Caratteristica di portata	28
2.5 Riduzione del rumore nelle valvole di controllo	31
2.5.1 Interventi sulla trasmissione del rumore	32
2.5.2 Soluzioni source treatment: valvole multipath e multistage.....	34
3 Normativa IEC e software di calcolo	47
3.1 Introduzione.....	47

3.2 Struttura della normativa IEC 60534-8-3 e sua implementazione nei fogli di calcolo	48
3.2.1 Immissione dei parametri.....	50
3.2.2 Definizione del regime operativo	52
3.2.3 Livello di pressione sonora interno.....	60
3.2.4 Calcolo dell'attenuazione acustica della tubazione.....	62
3.2.5 Calcolo della pressione sonora esterna	66
3.3 Condizioni di validità della normativa	69
3.4 Campo di tolleranza	72
4 Prove sperimentali e risultati	75
4.1 Introduzione.....	75
4.2 Struttura dell'impianto di prova.....	76
4.3 Risultati sperimentali	84
4.3.1 Introduzione	84
4.3.2 LTG3	89
4.3.3 LTG3-LN.....	91
4.3.4 LTG3-ELN	93
4.3.5 Discussione dei risultati.....	95
4.4 Confronto fra risultati sperimentali e calcolati	97
4.4.1 Introduzione	97
4.4.2 LTG3	99
4.4.3 LTG3-LN.....	101
4.4.4 LTG3-ELN	103
4.4.5 Analisi dei risultati	104
Conclusioni	111
Bibliografia	114

Introduzione

Il presente lavoro di tesi è nato grazie all'iniziativa del gruppo Valvitalia e del Prof. Marco Carlo Masoero ed alla disponibilità offertami dalla Control Valves Division, la divisione Valvitalia che si occupa della progettazione e della fornitura delle valvole di controllo, in particolare dall'Ing. Federico Bruni e dall'Ing. Stefano Conti.

Nei processi industriali la valvola di controllo costituisce il più comune organo di regolazione, comportandosi come una strozzatura variabile all'interno della tubazione; assumendo posizioni intermedie tra l'apertura e la chiusura completa, questo dispositivo consente infatti la regolazione della portata che attraversa la linea. L'importanza del ruolo che riveste la valvola di controllo all'interno dell'impianto è spesso inspiegabilmente sottovalutata visto che un'accurata selezione ed il corretto funzionamento di questi dispositivi rappresentano una condizione indispensabile per la gestione del processo senza problemi.

Il lavoro di tesi si pone come obiettivo l'analisi del rumore aerodinamico prodotto dal passaggio di un fluido comprimibile all'interno di una valvola di controllo a bassa rumorosità. Sebbene la natura complessa del fenomeno non agevoli il compito, la capacità di predire elevate emissioni acustiche è essenziale, consentendo di poter intervenire già a livello progettuale; per tale motivo l'elaborato mirerà ad analizzare il comportamento della normativa che fornisce la procedura per la previsione del rumore aerodinamico ed a valutarne il grado di accuratezza tramite il confronto con i risultati ricavati dalle prove sperimentali.

Il presente lavoro di tesi si articola nei seguenti capitoli.

Nel primo capitolo vengono introdotte le principali cause di rumore all'interno di questi dispositivi, soffermandosi su quello di origine aerodinamica; a tal proposito è stato realizzato un lavoro di carattere bibliografico, analizzando in particolar modo gli studi svolti da Reethof e Lighthill, al fine di approfondire il fenomeno della generazione della turbolenza che determina le emissioni di origine aerodinamica.

Il secondo capitolo, dopo una breve presentazione delle più comuni tipologie di valvole e delle loro componenti principali, illustra i metodi impiegati per ridurre il livello di rumorosità in tali dispositivi; ci si è concentrati in particolar modo sulle soluzioni *multipath* che caratterizzano il design costruttivo low noise delle valvole di controllo a bassa rumorosità che sono state ideate per essere testate in questo lavoro di tesi.

Nel terzo capitolo è stata presentata la normativa IEC 60534-8-3 in cui viene descritto il metodo di previsione del rumore aerodinamico generato dalle valvole di controllo, la cui struttura predittiva è stata implementata nel software di calcolo.

Il quarto capitolo, infine, descrive l'impianto test che è stato utilizzato per la realizzazione delle prove sperimentali e riporta ed, in conclusione, analizza i risultati ottenuti.

Il lavoro si è svolto presso gli uffici Valvitalia di Milano per quanto riguarda la fase di identificazione delle valvole low noise e realizzazione del software di calcolo, le prove sperimentali sono state invece realizzate utilizzando l'impianto situato nello stabilimento produttivo in provincia di Padova.

Capitolo 1

La generazione del rumore aerodinamico

1.1 Introduzione

Nella progettazione di impianti industriali l'analisi ed il calcolo dell'emissione di rumore generato dai dispositivi di regolazione è una problematica complessa sia dal punto di vista della previsione che delle possibili soluzioni. Tali difficoltà dipendono da fattori quali:

- la natura complessa del fenomeno;
- una grande varietà di tipi di valvole e condizioni di lavoro;
- disturbi e interferenze non trascurabili nei luoghi di installazione;
- difficoltà nell'identificare ed isolare la sorgente.

È tuttavia importantissimo tenere sotto controllo il livello di rumore negli ambienti di lavoro per contrastare l'insorgere di danni uditivi irreversibili: l'ipoacusia da rumore detiene infatti il primato delle malattie professionali in Italia (circa il 50% delle tecnopatie riconosciute); inoltre una prolungata esposizione a livelli sonori elevati può causare anche danni extrauditivi (principalmente al sistema nervoso centrale ma anche a quello endocrino e cardiocircolatorio).

Al fine di contrastare il manifestarsi negli ambienti di lavoro dei fattori di rischio da rumore, sono state sviluppate negli ultimi decenni normative tecniche volte a stabilire i limiti massimi di esposizione in ore giornaliere e il livello di rumore consentito, espresso solitamente in dB(A).

Nonostante la relativa scarsità di dati sperimentali attribuibile alle criticità pocanzi elencate, la stesura di normative generali e l'introduzione di una legislazione adeguata ha consentito la realizzazione di efficaci iniziative di prevenzione nei confronti di tali problematiche.

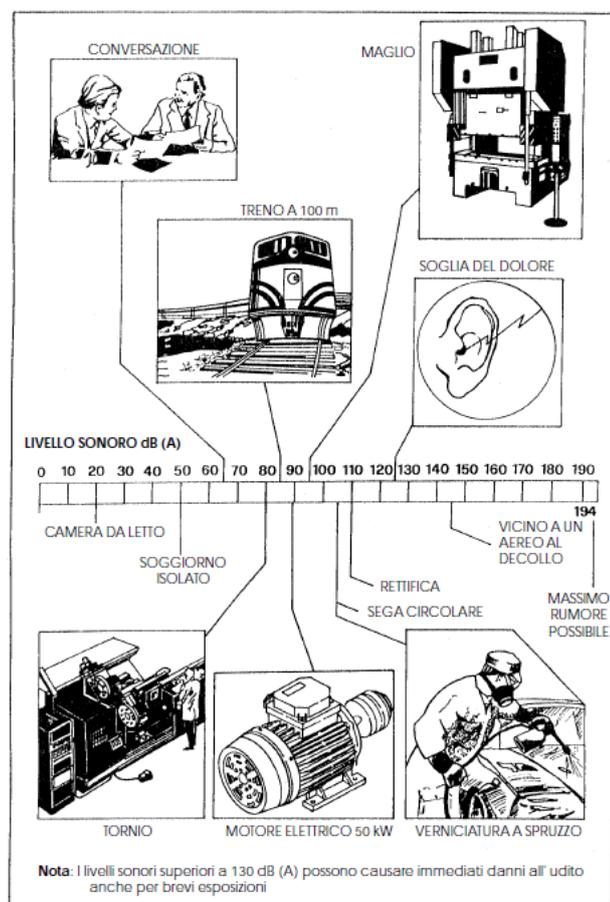


Figura 1.1 - Alcuni tipici livelli sonori

1.2 Le sorgenti di rumore

I dispositivi di regolazione possono svolgere differenti funzioni all'interno di un impianto industriale e dunque essere caratterizzati da diversi design strutturali; è possibile tuttavia semplificare il problema equiparando il comportamento di una valvola con quello di un disco forato inserito all'interno della tubazione.

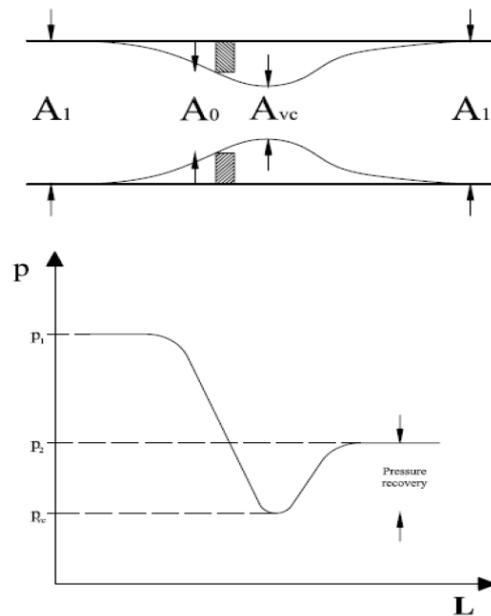


Figura 1.2 - Schematizzazione del comportamento di una valvola

In un primo momento avviene una contrazione del flusso in prossimità della sezione ristretta ed in questa fase si verifica un incremento della velocità del fluido con corrispondente decremento della pressione; a valle del restringimento invece il flusso rallenta e recupera parte della pressione. Non vi sarà un recupero totale della pressione, la porzione di energia dissipata è infatti la perdita di carico introdotta dal dispositivo per effettuare la regolazione; tali fenomeni dissipativi producono quindi la conversione di parte dell'energia meccanica in calore ed energia acustica.

Si possono distinguere tre principali cause del rumore prodotto dai dispositivi di regolazione:

- **Rumore meccanico:** esso è generato dalla vibrazione delle parti meccaniche della struttura. Le principali cause sono riconducibili all'azione dinamica del fluido o alle sollecitazioni periodiche indotte dalla turbolenza, per tale motivo è utilizzato come segnale d'allarme per eventuali problemi strutturali di una valvola (progettazione errata o assemblaggio impreciso ad esempio). In via di principio,

ipotizzando un impianto costruito in modo opportuno, è possibile trascurare questa sorgente di rumore.

- **Rumore idrodinamico:** si manifesta in presenza di un fluido incompressibile ed è fortemente correlato ai fenomeni di cavitazione e flashing. La cavitazione si verifica nel momento in cui si raggiungono pressioni inferiori alla tensione di vapore, vale a dire quella pressione in cui vi è equilibrio tra fase liquida e gassosa. Nei dispositivi di regolazione solitamente si raggiungono tali condizioni in corrispondenza della vena contratta, in cui ha luogo un incremento di velocità del fluido a scapito della sua energia di pressione; pertanto si verifica la formazione di bolle di vapore e il rumore idrodinamico è dovuto all'implosione di queste bolle che avviene nel momento in cui il flusso raggiunge a valle della valvola una pressione nuovamente superiore alla pressione di vaporizzazione. Il fenomeno del flashing è simile a quello della cavitazione, in tal caso la pressione in uscita della valvola rimane però inferiore al valore della tensione di vapore.

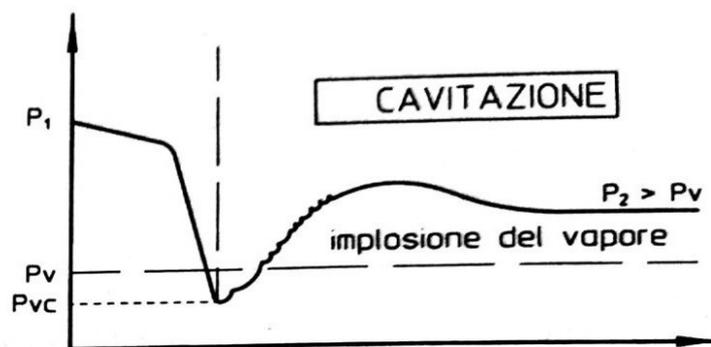


Figura 1.3 - Fenomeno della cavitazione

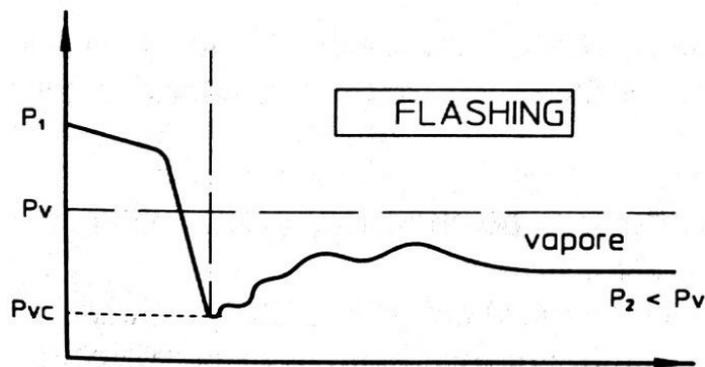


Figura 1.4 - Fenomeno del flashing

I livelli sonori raggiungibili a causa di tali problematiche possono raggiungere valori superiori ai 100 dB(A) ma l'aspetto acustico passa in secondo piano rispetto al pericolo che la cavitazione, in particolare, rappresenta per l'integrità della valvola: oltre a generare rumore e vibrazioni, le implosioni delle bolle di vapore sono in grado di danneggiare le superfici metalliche della struttura che assumono il tipico aspetto "butterato" (numerose cavità di piccole dimensioni) a causa di fenomeni di erosione localizzata. Un'attenta analisi in sede di progettazione permette che fenomeni quali la cavitazione e il flashing possano essere accuratamente evitati.

- **Rumore aerodinamico:** esso ha origine a causa delle onde di pressione prodotte dalla turbolenza del flusso e si manifesta ogni qual volta un fluido comprimibile attraversa una singolarità (una valvola, nella nostra analisi, ma anche un cambiamento di direzione improvviso della tubazione o un generico ostacolo interno ad esempio) che genera un salto di pressione e di conseguenza un incremento della velocità; le emissioni sonore prodotte sono quindi il risultato di elevati livelli di turbolenza cui sono legati fenomeni dissipativi e pertanto sono strettamente correlate al rapporto di pressione tra monte e valle del dispositivo.

Il rumore aerodinamico è l'aspetto più importante da analizzare nello studio di una valvola di regolazione; non può essere evitato completamente dato che non è possibile regolare la portata di un fluido senza creare turbolenza, al contrario del rumore di origine meccanica ed idrodinamica che è possibile, almeno teoricamente, evitare.

La branca dell'acustica che studia la generazione e la propagazione del rumore di tipo aerodinamico prende il nome di Aeroacustica. Data la sua importanza, il rumore aerodinamico sarà analizzato sia per quanto riguarda la generazione di rumore a banda larga o "broadband", il cui spettro acustico si distribuisce in tutto il campo delle frequenze udibili, sia per quello di tipo "tonale", caratterizzato da una concentrazione di potenza sonora in una limitata porzione dello spettro acustico.

1.3 La generazione della turbolenza

1.3.1 Generalità

I dispositivi di regolazione possono avere varie funzioni all'interno di un impianto come l'apertura/chiusura dello stesso, la dissipazione della pressione in eccesso o il compito di evitare il reflusso ma il rumore aerodinamico è in genere maggiormente rilevante nelle valvole di regolazione di portata e pressione. A causa dell'elevata turbolenza prodotta a valle della valvola vi sarà, come anticipato nel capitolo precedente, una forte dissipazione d'energia meccanica in parte attraverso sforzi viscosi in calore e in parte in energia acustica.

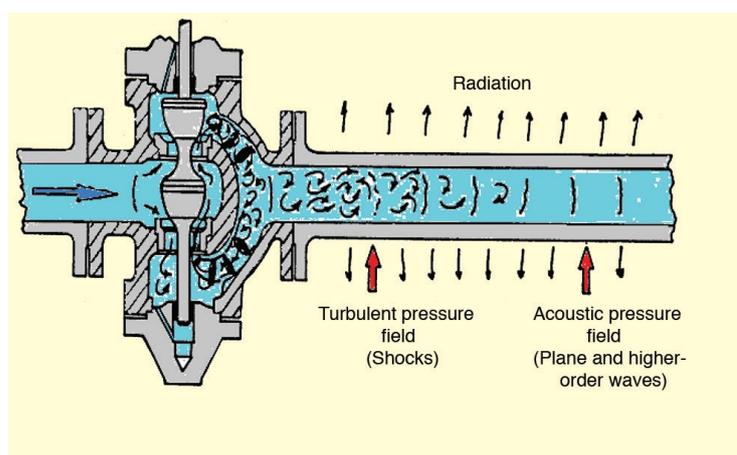


Figura 1.5 - Generazione e propagazione del rumore

Tale energia si propaga a valle della valvola attraverso il fluido e si trasmette prevalentemente attraverso le pareti del condotto che costituiscono uno schermo contro la propagazione del rumore nell'ambiente circostante.

Un modello interessante da analizzare per approfondire il fenomeno del rumore aerodinamico nei dispositivi di regolazione è quello proposto da Reethof nel 1978: esso descrive il comportamento del flusso di un getto caratterizzato da un flusso continuo a velocità costante a monte della valvola e da uno scarico libero a valle di essa.

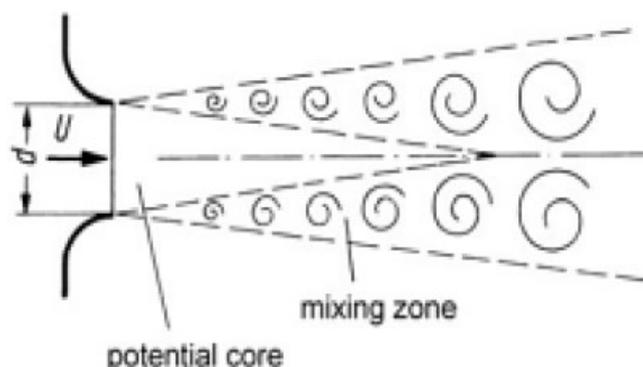


Figura 1.6 - Modello di flusso di un getto

A valle dell'ugello è possibile individuare un'anima centrale ("potential core") nella quale si instaura un profilo di velocità cilindrico; essa è circondata da una zona, denominata "mixing zone", contraddistinta da un processo di mescolamento turbolento e quindi da un elevato grado di vorticità. In tale zona i vortici sono inizialmente di piccole dimensioni, tuttavia man mano che il flusso procede verso valle questi aumentano di entità, riducendo di conseguenza la propria velocità. Nel momento in cui un vortice si deforma (ad esempio interagendo con una superficie solida o con una regione ad un differente livello di vorticità) il gradiente di pressione generato dalle forze centrifughe viene bilanciato da una variazione di densità: tale meccanismo è considerato il principale responsabile della produzione di rumore aerodinamico.

1.3.2 L'influenza della velocità

Un parametro fondamentale nell'analisi del rumore aerodinamico è la velocità del flusso poiché al variare di questa è ragionevole associare una differente modalità di generazione di emissioni acustiche. Si individuano, come noto, tre regimi di flusso in funzione del numero di Mach:

- nel caso di *flusso subsonico* il principale meccanismo di generazione del rumore consiste nell'interazione tra le strutture

vorticose indotte dalla turbolenza (eventualmente anche dall'interazione tra fluido e struttura);

- in *regime supersonico* invece la produzione di rumore dipende prevalentemente dalla presenza di onde instabili che determinano una serie di rapide compressioni e decompressioni del fluido che prendono il nome di onde di shock o onde d'urto; esse incrementano notevolmente la turbolenza e di conseguenza l'intensità del rumore che viene generato. In funzione della velocità relativa tra onda e corrente è possibile distinguere onde d'urto normali o oblique;
- in condizioni di *flusso transonico* coesistono zone in regime subsonico e supersonico, pertanto il rumore prodotto è associato sia alla turbolenza sia alla formazione delle prime onde d'urto.

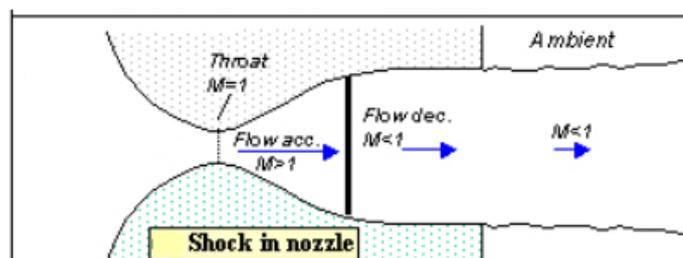


Figura 1.7 - Onda d'urto

Reethof fu in grado di associare ad ogni meccanismo di generazione del rumore un modello di sorgente sonora al fine di ottenere una relazione tra la potenza acustica generata e la velocità del fluido; riuscì inoltre ad identificare alcune caratteristiche proprie del flusso in funzione della tipologia di sorgente che caratterizza il sistema.

Il modello più semplice da analizzare è quello monopolare, assimilabile ad una sfera che diffonde radialmente in ogni direzione; in tal caso i fenomeni turbolenti generano fluttuazioni di densità e pressione che si propagano sotto forma di onde sonore e la potenza acustica prodotta è proporzionale alla quarta potenza della velocità del fluido.

La seconda tipologia di sorgente sonora è leggermente più complessa della precedente in quanto si compone di due sorgenti monopolari ravvicinate di medesima dimensione ma in opposizione di fase: sostanzialmente il fluido viene in un primo momento “inghiottito” da una delle due sorgenti e successivamente espulso dall’altra. Nel caso di sorgente dipolare la potenza sonora è proporzionale alla sesta potenza della velocità di flusso.

Il modello di sorgente quadripolare infine è costituito da due sorgenti dipolari ed in tal caso il rumore prodotto è proporzionale all’ottava potenza della velocità.

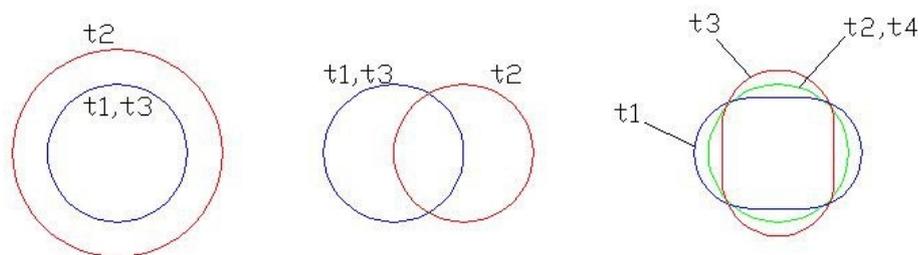


Figura 1.8 - Principali modelli di sorgente sonora

È stato possibile associare, come anticipato, grazie agli studi di Reethof, queste tipologie di sorgenti sonore a particolari fenomeni fisici: il modello di sorgente monopolare si è dimostrato essere il più efficiente per velocità subsoniche e ad esso possono essere correlate le fluttuazioni di massa; quelle di pressione o momento invece sono associate solitamente ai modelli di sorgente dipolare mentre alle sorgenti quadripolari, le meno efficienti in regime subsonico, sono infine associati gli sforzi di taglio.

Tali tipologie di sorgenti sonore sono state approfondite dai lavori di Curle e Williams in merito al comportamento sonoro in presenza di confini solidi fissi e di superfici mobili. Le loro ricerche hanno evidenziato che il rumore generato risulta essere proporzionale alla sesta potenza della velocità del fluido nel caso di velocità subsoniche, ed all’ottava potenza della velocità in presenza di velocità superiori a quella del suono; in presenza di superfici solide dunque si ha una

predominanza nella produzione di rumore delle sorgenti dipolari qualora ci si trovi in regime subsonico.

1.3.3 Gli studi di Lighthill

La nascita dell'aeroacustica, ovvero la scienza che studia la generazione del rumore aerodinamico, risale alla pubblicazione del 1952 del matematico James Lighthill, nella quale l'autore riuscì a ricavare, partendo dall'analisi dell'equazione delle onde, una formulazione analitica del fenomeno acustico analizzato. Nonostante gli studi di Lighthill fossero in principio concentrati sulla generazione del rumore allo scarico di un motore di un aereo, l'equazione da lui derivata ha consentito fino ad oggi di interpretare e prevedere correttamente qualsiasi problema relativo al rumore aerodinamico in diversi settori di applicazione.

Alla base della teoria di Lighthill vi è quindi l'equazione delle onde, essendo il suono una perturbazione di carattere oscillatorio che si propaga sotto forma di onda acustica generata dall'alternarsi di compressioni e rarefazioni del mezzo in cui si diffonde; la sua formulazione differenziale omogenea, in assenza di sorgente, è la seguente:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = 0$$

in cui c_0 rappresenta la velocità di propagazione dell'onda nel mezzo considerato e p la fluttuazione acustica di pressione. Tuttavia tale equazione descrive analiticamente soltanto la propagazione di un'onda acustica ma non la generazione del rumore aerodinamico, era quindi necessario legare le equazioni del flusso turbolento con la formulazione appena discussa.

Lighthill introdusse principalmente due ipotesi semplificative nell'analisi del rumore prodotto dallo scarico di un motore: innanzitutto schematizzò il flusso turbolento originato dal motore come il flusso di

un ugello in campo di fluido in quiete in modo che il rumore sia generato da una regione turbolenta finita immersa in un fluido statico infinitamente esteso; inoltre l'autore trascurò la componente di rumore aerodinamico che riguarda i fenomeni di risonanza, ipotesi considerata accettabile nel caso di rumore broadband caratterizzato da fluttuazioni di pressione sufficientemente piccole.

Mediante le equazioni di Navier-Stokes, l'autore esaminò e mise a confronto l'equazione d'onda ricavabile per un fluido reale sottoposto ad oscillazioni di densità e l'equazione ottenibile per un fluido in quiete; giunse così alla relazione nota come *analogia di Lighthill*, espressa in funzione del termine $(\rho - \rho_0)$ che rappresenta le fluttuazioni di densità:

$$\frac{\partial^2(\rho - \rho_0)}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2(\rho - \rho_0) = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}$$

Tale equazione afferma che il rumore generato da un flusso turbolento è equivalente a quello che si avrebbe in assenza di turbolenza nel caso la regione sia forzata dal tensore T_{ij} , detto anche *Tensore di Lighthill*:

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + [(p - p_0) - c_0^2(\rho - \rho_0)]\delta_{ij} - \sigma_{ij}$$

composto da tre termini che rappresentano tre differenti fenomeni aeroacustici:

- il primo termine $\rho v_i v_j$ esprime fenomeni convettivi non lineari che non è possibile trascurare in presenza di turbolenza;
- il secondo termine tiene conto dell'esistenza di fluttuazioni di pressione e densità (δ_{ij} è la funzione delta di Dirac);
- l'ultimo termine σ_{ij} è rappresentato dal tensore degli sforzi e prende in esame gli effetti viscosi.

La complessità dell'equazione ricavata da Lighthill risiede nel tensore sopra analizzato; esso non è solitamente noto infatti ma nel caso si voglia studiare in modo dettagliato il legame tra campo fluidodinamico e acustico è necessario esaminarlo e ricavarlo.

Numerosi studiosi hanno approfondito e sviluppato le teorie di Lighthill negli ultimi anni; tra questi Michael Howe in particolare si concentrò sul legame tra livello di vorticità e generazione di rumore aerodinamico in funzione del campo di frequenze interessato.

Si è già visto precedentemente come il principale responsabile della produzione di rumore sia la deformazione dei vortici e l'interazione tra zone a differente grado di vorticità; Howe afferma che l'emissione di potenza acustica sia da attribuire ai vortici di qualsiasi dimensione (in contrapposizione ad altre teorie che riconducevano la dissipazione d'energia alle strutture vorticide più piccole) in modo tale che al diminuire dell'entità dei vortici siano associate frequenze di emissione acustica maggiori. L'elevata agitazione generata dai fenomeni turbolenti dà origine ad una sovrapposizione delle frequenze d'emissione acustica che, come detto, sono legate alla dimensione delle vorticità presenti; tale meccanismo provoca la nascita del rumore a banda larga o broadband poiché lo spettro acustico è caratterizzato da un elevato range di frequenze sulle quali sono distribuite le diverse componenti del segnale.

1.3.4 Il rumore tonale

Tra le ipotesi semplificative alla base delle relazioni mostrate nel paragrafo precedente, in particolar modo in riferimento alla analogia proposta da Lighthill, vi è quella di fluttuazioni di pressioni acustiche trascurabili; tale semplificazione è di fondamentale importanza perché permette di non tenere in considerazione l'interazione tra il campo acustico ed il campo di moto stesso e di ottenere quindi risultati apprezzabili per quanto concerne la generazione del rumore broadband. Tuttavia, in particolari condizioni del fluido e dell'impianto, è proprio l'interazione tra campo di moto ed acustico a produrre le emissioni sonori maggiormente significative ed in questo caso si manifesta il fenomeno della risonanza acustica, ovvero un picco di energia acustica concentrato in una limitata porzione dello spettro, ad alcune frequenze caratteristiche dette, appunto, di risonanza.

Il rumore aerodinamico di tipo tonale è quindi generato in special modo dal feedback che le fluttuazioni di pressione acustiche hanno sul campo di moto turbolento stesso e si manifesta sotto forma di fischio (da qui il nome di fenomeni di *whistling*), il quale, oltre ad essere un fattore di rischio acustico, tende a sollecitare ulteriormente i componenti meccanici dell'impianto (pericolo di rottura a fatica).

È molto complesso compiere in linea di principio un'analisi generale dei fenomeni di risonanza acustica, essendo tale meccanismo strettamente legato a numerosi fattori, tra i quali, in particolare, la geometria esaminata e la velocità del flusso; ad ogni modo alcune schematizzazioni risultano utili per comprenderne il comportamento in tali situazioni, ad esempio il rumore tonale generato da un flusso in presenza di un elemento di disturbo o una discontinuità fisica, in tal caso una cavità.

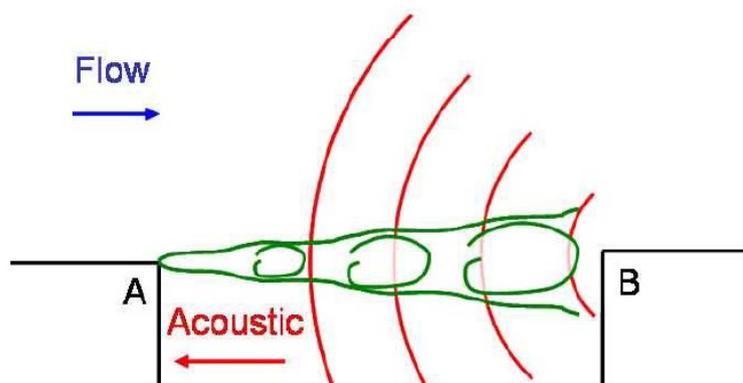


Figura 1.9 - Schematizzazione della risonanza di una cavità

Le strutture vorticosi prodotte dal passaggio del flusso sopra la cavità raggiungono il bordo finale dell'incavatura e si scontrano con la superficie solida, mentre le onde sonore generate si scontrano con la parete di monte, propagandosi in direzione opposta al fluido. Nel momento in cui il distacco dei vortici avviene ad una frequenza prossima a quella caratteristica del suono prodotto (grandezza strettamente correlata alla geometria della cavità) insorge il fenomeno della risonanza acustica che, conservandosi grazie al costante feedback tra onde sonore e vorticità, provoca l'insorgere del rumore di tipo tonale.

Numerosi studi hanno esaminato il problema ed approfondito le sue correlazioni con altri parametri caratterizzanti il sistema in analisi; la velocità del flusso, ad esempio, ha un ruolo fondamentale in quanto un suo incremento produce una crescita della naturale frequenza di distacco dei vortici e quindi un aumento della frequenza di risonanza associata. Nel caso in cui si continui ad incrementare la velocità del flusso, si raggiunge tuttavia una condizione di arresto di tale comportamento alla frequenza di risonanza caratteristica della geometria del sistema, che prende il nome di *frequenza di lock*, valore per cui l'influenza del distacco dei vortici prevale su quella del fenomeno di risonanza.

Vi è inoltre, come accennato, una forte correlazione tra risonanza e caratteristiche geometriche della discontinuità fisica: nel caso pocanzi analizzato di una cavità, all'aumentare del rapporto di forma tra lunghezza ed altezza, diminuisce il numero di Strouhal, un parametro dipendente dalla frequenza del suono generato. Ad ogni modo, al di là che l'elemento di disturbo presente nel sistema sia una cavità, un foro o una sporgenza, in presenza di rumore aerodinamico di tipo tonale, la zona principalmente influenzata è in linea di massima la regione in prossimità della discontinuità fisica.

Il rumore aerodinamico è, come visto, un problema significativo per i produttori di valvole e nel software di calcolo sviluppato nel presente lavoro di tesi verrà analizzato, oltre che nella sua componente broadband, anche in quella di tipo tonale tramite vari parametri quali il coefficiente di forma F_d , la frequenza di picco f_p e il numero di Strouhal relativo ad esso.

Capitolo 2

Valvole di controllo a bassa rumorosità

2.1 Introduzione

Una valvola di regolazione o di controllo (control valve) è un dispositivo servoazionato, componente di un circuito di controllo, che consente di regolare essenzialmente la portata del sistema variando il flusso di un fluido in una condotta. Tale funzione è consentita grazie alla presenza dell'attuatore che ha la capacità di controllare la posizione dell'otturatore della valvola in posizioni intermedie tra l'apertura e la chiusura completa: si differenzia quindi dalle valvole di intercettazione che sono di tipo "on/off", ovvero che lavorano totalmente chiuse o aperte in condizioni stazionarie.

Analizzando l'anello di regolazione di un processo, la valvola di controllo rappresenta il punto di contatto fra l'energia a basso livello del regolatore e quella di livello superiore utile a modificare la portata di fluido.

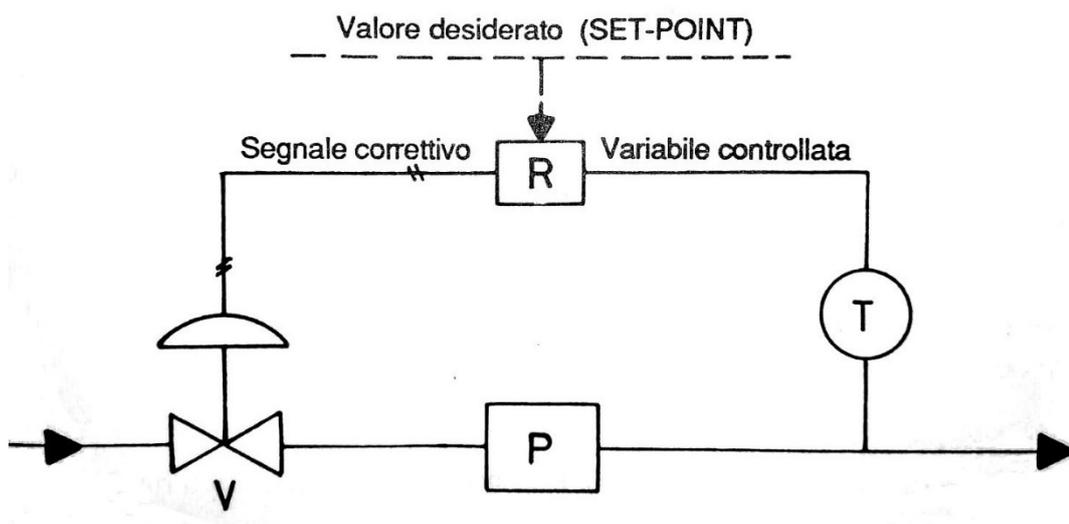


Figura 2.1 – Schema di regolazione di un processo

Il trasmettitore invia il segnale al regolatore che dunque comanda la valvola di controllo. Questa, alterando il grado di apertura dell'otturatore in funzione del valore di set-point desiderato dal regolatore, riesce così ad assicurare il salto di energia richiesto grazie all'attuatore; l'anello di regolazione viene infine chiuso dal processo.

Prima di entrare maggiormente nel dettaglio, è importante sottolineare che la valvola di controllo dovrà essere necessariamente manovrata da un attuatore di tipo continuo affinché ad una variazione finita di segnale corrisponda una medesima variazione di corsa e che la sua azione dovrà essere priva di attriti o altre problematiche che possano ostacolarne il lavoro.

2.2 Classificazione e componenti costruttive

È possibile compiere una prima distinzione tra le valvole a seconda che l'otturatore abbia moto lineare o rotativo; fanno parte della prima categoria le valvole:

- **a globo:** l'otturatore scorre lungo un asse perpendicolare rispetto alla sede; prende il nome dalla forma del corpo esterno della valvola.
- **a membrana:** il fluido è isolato dall'otturatore grazie ad una membrana, solitamente di materiale elastico, che ha anche la funzione di realizzare la tenuta verso l'esterno.
- **a ghigliottina (o saracinesca):** un otturatore a disco si muove parallelamente rispetto alla sede; viene quasi sempre utilizzata come valvola di intercettazione, non è quindi adatta ad essere impiegata come valvola di regolazione a causa delle notevoli turbolenze generate che comportano problemi di erosione alle componenti della valvola.

Tra le valvole rotative si distinguono invece le valvole:

- **a sfera:** un otturatore di forma sferica è caratterizzato da una cavità interna cilindrica coassiale al flusso.

- **a farfalla:** un otturatore a disco ruota attorno ad un asse normale a quello dell'albero.
- **a maschio:** l'otturatore ha forma cilindrica o conica.

Nel presente lavoro di tesi ci si concentrerà sulla valvola lineare a globo che rappresenta la valvola di controllo per eccellenza grazie ad alcuni vantaggi che la favoriscono, rispetto alle altre tipologie, per molte applicazioni e condizioni d'esercizio:

- ✓ ampia scelta di materiali per il corpo;
- ✓ compatibile ad ogni tipo di fluido e servizio;
- ✓ nessuna limitazione per pressioni e temperature d'esercizio;
- ✓ disponibile in tutte le classi e dimensioni;
- ✓ numerosi tipi di otturatori disponibili;
- ✓ possibili soluzioni a problematiche legate a rumorosità e cavitazione.

È interessante analizzare brevemente le parti principali costituenti una valvola lineare a globo per comprenderne meglio il funzionamento.

2.2.1 Corpo Valvola

Il corpo di una valvola costituisce la parte portante del dispositivo e consente il passaggio del fluido attraverso la valvola; su di esso vengono realizzati i collegamenti alle tubazioni, solitamente flangiati, come mostrato nello schema della pagina seguente che mostra la valvola aperta al fine di rendere visibili gli organi interni contenuti all'interno del corpo. Il corpo valvola può essere assimilato ad un involucro in pressione ed è quindi necessario che sia progettato e realizzato in funzione delle condizioni di esercizio e in accordo con le direttive europee vigenti.

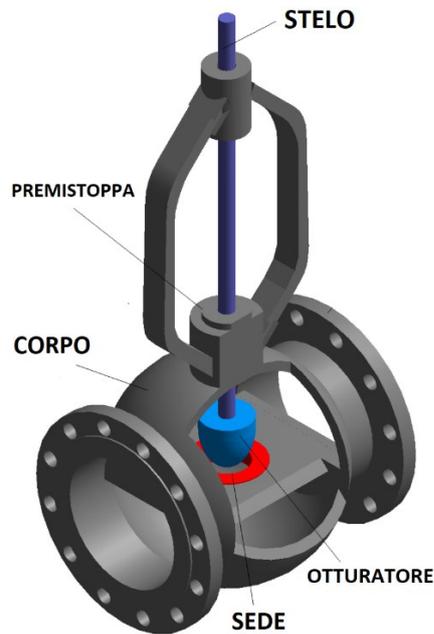


Figura 2.2 - Schematizzazione di una valvola a globo

In base alle esigenze e specifiche progettuali od impiantistiche, è possibile selezionare il design del corpo maggiormente vantaggioso per ciascuna applicazione; per una valvola a globo i principali sono:

- *due vie in linea*: ingresso ed uscita della valvola sono in asse; è la tipologia prevalentemente diffusa, essendo possibile utilizzarla anche per le condizioni più severe, nell'esecuzione a seggio singolo o a seggio doppio.

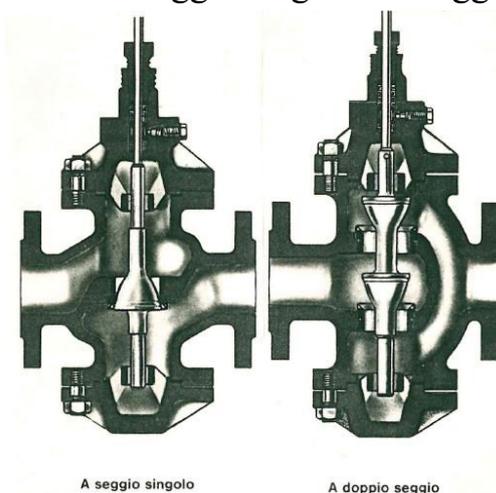


Figura 2.3 - Principali tipi di corpi valvola

- *ad angolo*: in questo caso l'ingresso è perpendicolare all'uscita; è una soluzione interessante nel caso sia presente un brusco cambiamento di direzione del flusso oppure nel caso vi sia una differenza dei diametri della condotta a monte e a valle della valvola.
- *a Z o off-set*: ingresso disassato rispetto all'uscita; ha caratteristiche intermedie tra le due tipologie viste in precedenza.

2.2.2 Organi interni (Trim)

Con il termine *trim* sono indicati quei componenti che entrano in contatto con il fluido e sono racchiusi all'interno del corpo valvola e del cappello, la parte della valvola che chiude il corpo sul lato di uscita dello stelo e consente, venendo rimosso, di accedere agli organi interni.

L'*otturatore* è il principale organo interno di una valvola di controllo poiché detiene il basilare compito di strozzare il fluido durante la sua corsa, permettendo così la variazione della portata nell'impianto. Tale dispositivo è sottoposto a sollecitazioni statiche e dinamiche generate dall'attuatore e dal fluido ed è dunque fondamentale garantirne la massima stabilità ed un ottimo allineamento con i componenti connessi ad esso. Esiste una notevole quantità di forme differenti che può avere un otturatore, come visto ad inizio capitolo, ad esempio un tappo, una sfera, un disco o un diaframma.

L'otturatore ha inoltre il compito di realizzare la tenuta con la *sede* nel momento in cui viene raggiunta la posizione di chiusura; non è affatto banale ottenere un buon grado di tenuta nelle valvole di controllo a causa degli elevati salti di pressione e dei fenomeni di erosione, cavitazione e flashing ma oggi sono disponibili valvole di regolazione caratterizzate da un'ottima tenuta per lunghi tempi di funzionamento. Al fine di realizzare un soddisfacente grado di tenuta, oltre ad un adeguato allineamento tra otturatore e sede, è importante avere a disposizione un'elevata "seating force", ovvero la spinta che l'attuatore

può esercitare sull'otturatore una volta raggiunta la posizione di chiusura, al netto di alcuni fattori da trascurare:

$$SF = Sa - Fm - \Delta p * As - At$$

in cui SF indica la seating force e gli altri termini:

- Sa la spinta dell'attuatore;
- Fm la forza della molla di contrasto;
- Δp il salto di pressione della valvola;
- As l'area di spinta della sede di tenuta;
- At l'attrito statico.

Qualora si abbiano modesti valori di seating force tuttavia, è comunque realizzabile un'adeguata tenuta mediante l'utilizzo di inserti di materiale plastico, in genere teflon, o impregnati di grafite in base all'entità delle forze abrasive (per cui il materiale ideale è la gomma) e di quelle generate dal fluido. Tali componenti sono solitamente montati in corrispondenza della linea di contatto tra sede ed otturatore ed hanno in aggiunta la funzione di contenere il passaggio di fluido lungo il meato esistente tra otturatore e la gabbia contenente la sede.

Lo *stelo* è l'elemento che consente all'attuatore di poter controllare la posizione dell'otturatore dato che collega questi due componenti passando attraverso il cappello; anch'esso deve essere dotato di un sistema di tenuta ed il dispositivo che realizza la tenuta lungo lo stelo prende il nome di *premistoppa*. Tre fattori principali devono essere presi in considerazione nella selezione della corretta guarnitura di tenuta sullo stelo:

- Temperatura del fluido: questo è il parametro che maggiormente influenza la scelta del materiale del premistoppa (il teflon non può essere utilizzato oltre i 150°C ad esempio mentre superando una temperatura di circa 450°C è necessario optare per la grafite).
- Pressioni di esercizio: oltre pressioni di 100 bar sono richiesti materiali più rigidi per evitare problemi.

- Caratteristiche del fluido: nel caso di fluidi particolarmente viscosi o abrasivi è consigliabile impiegare materiali più resistenti per scongiurare problematiche legate all'usura.

Il trim è quindi costituito da otturatore, sede, stelo, premistoppa, gabbia e gli organi di collegamento tra stelo ed otturatore.

Nel tentativo di trovare possibili soluzioni a problemi di natura complessa, quali ad esempio elevate emissioni di rumore o fenomeni cavitanti, derivanti da condizioni di esercizio difficili, negli ultimi anni sono stati sviluppati trim speciali appositamente per queste applicazioni (a gabbie multiple, multistadio, multipassaggio); tali soluzioni costruttive saranno trattate in modo approfondito successivamente.

2.3 Coefficiente di portata

Per quanto concerne la scelta della valvola di controllo maggiormente adatta per ogni situazione o per quanto riguarda il suo corretto dimensionamento, il principale parametro da osservare e tenere in considerazione è il coefficiente di portata o di efflusso (flow coefficient) che viene utilizzato per determinare la capacità in portata di una valvola in particolari condizioni. Esistono numerosi coefficienti a livello teorico, in funzione delle unità di misura utilizzate, ma sono principalmente due quelli impiegati ai fini pratici.

Il coefficiente di portata C_V è definito come la portata volumetrica normalizzata d'acqua espressa in galloni per minuto (gpm) che attraversa la valvola, ad un determinato grado di apertura, alla temperatura di 60 °F e sottoposta ad una pressione differenziale tra monte e valle di 1 psi (equivalente a 0,0689 bar). Tramite prove sperimentali in laboratorio si può ricavare il valore del coefficiente di portata C_V tramite questa equazione:

$$C_V = q_V \sqrt{\frac{\Delta p_0 \rho}{\Delta p \rho_0}}$$

nella quale si è utilizzato il seguente simbolismo:

- q_V [gpm] è la portata volumica transitante nella valvola;
- Δp [psi] è la caduta di pressione;
- Δp_0 pari a 1 psi, come da definizione;
- ρ è la massa volumica del fluido, ρ_0 quella dell'acqua a 60 °F.

Questa equazione è valida nel caso siano rispettate tali condizioni durante le prove del coefficiente di portata (in tal caso il grado di precisione del C_V si può ritenere del $\pm 5\%$):

- fluido newtoniano;
- flusso turbolento;
- assenza di cavitazione;
- diametro tubazione sia pari a quello della valvola;
- posizione dei sensori di pressione e tratti di tubazione rettilinei definiti, come indicato nella figura in basso, in funzione del diametro nominale.

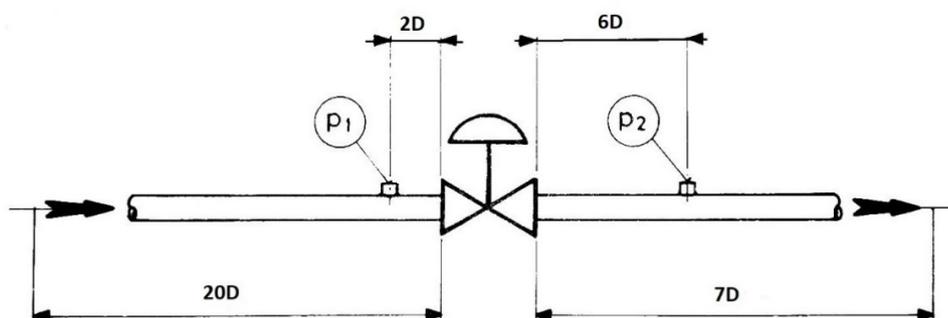


Figura 2.4 - Condizioni di prova di C_V (valori minimi)

Esiste un ulteriore coefficiente di portata impiegato comunemente, indicato con K_V , che differisce dal precedente unicamente per le unità di misura con cui è definito; esso si basa infatti sul sistema internazionale SI, piuttosto che essere espresso in unità imperiali come nel caso del C_V , e si esprime quindi in m^3/h . I due coefficienti possono essere comunque facilmente convertiti tra loro mediante la relazione:

$$K_V = 0,853 C_V$$

che tiene conto del cambio di unità di misura.

Si noti che nonostante tali coefficienti siano stati definiti come portate d'acqua, è possibile utilizzarli anche nell'analisi e dimensionamento delle valvole di controllo operanti con fluidi comprimibili.

Una volta ricavato il coefficiente di portata C_V tramite l'equazione di dimensionamento, questo deve essere sovradimensionato in modo da garantire il corretto funzionamento della valvola anche con la portata massima prevista; è importante però tener conto che un eccessivo sovradimensionamento può rivelarsi una scelta infelice e risultare controproducente per il dispositivo. Il coefficiente di maggiorazione da applicare al C_V non è dunque un valore semplice da determinare, dipende difatti da numerosi fattori di natura costruttiva, funzionale ed economica; tuttavia un valore consigliato del grado di maggiorazione da adottare è pari al 20% del C_V calcolato, si raccomanda comunque di confrontare il coefficiente di portata risultante ottenuto con quello riportato nei cataloghi tecnici a disposizione.

2.4 Caratteristica di portata

Nel precedente paragrafo è stato definito il coefficiente di portata, evidenziando come sia un parametro riferito ad un determinato grado di apertura della valvola; la relazione tra la portata della valvola e la corsa dell'otturatore prende il nome di *caratteristica di portata*.

La curva caratteristica di portata descrive proprio questo legame e viene tracciata mediante un grafico avente in genere come assi cartesiani, nelle ordinate il coefficiente di portata relativo, ovvero il rapporto percentuale tra un C_V ad una determinata corsa e quello massimo riferito alla posizione di completa apertura della valvola, e nelle ascisse il grado di apertura percentuale dell'otturatore che prende il nome di corsa relativa. Si possono distinguere due tipi di caratteristiche:

- **Caratteristica inerente (o intrinseca):** descrive la variazione di un parametro legato alla portata con la corsa, mantenendo inalterato il fluido preso in esame, la temperatura di ingresso e il salto di pressione tra monte e valle del dispositivo.

- **Caratteristica installata:** illustra la relazione tra portata e corsa nelle condizioni di esercizio a valvola installata, analizzando il sistema dispositivo di regolazione più tubazione ad esso connessa; di conseguenza questa differisce dalla caratteristica inerente perché considera le perdite di carico totali del sistema (valvola e tubazione), mantenendo comunque invariati i parametri visti nel caso della curva intrinseca.

Nel caso in cui si lavori con un fluido comprimibile tuttavia le divergenze tra le due caratteristiche appena viste solitamente aumentano a causa soprattutto dell'influenza della densità ma anche del fatto che le condizioni di flusso limite siano più facili da raggiungere; dall'esame dei dati sperimentali è possibile osservare una maggiore influenza, nel caso di fluidi comprimibili, della caratteristica installata alle perdite di carico della linea a monte della valvola di regolazione.

In relazione alla sua forma, i tipi più comuni di curva caratteristica inerente sono:

- Lineare
- Equipercentuale
- Apertura rapida

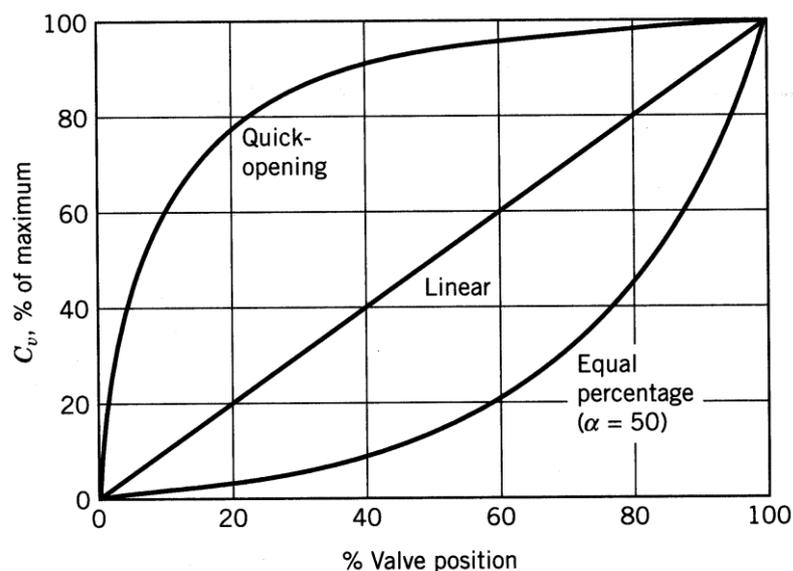


Figura 2.5 - Principali curve caratteristiche

Una valvola con caratteristica *lineare* è contraddistinta da una proporzionalità diretta tra coefficiente di portata relativo $C_V\%$ e apertura percentuale della valvola $h\%$:

$$C_V\% = C_{V0} + m * h\%$$

in cui C_{V0} indica il coefficiente relativo di portata a corsa nulla (posto convenzionalmente pari a zero) e m la pendenza della curva che in tal caso corrisponde ad una retta. Gli otturatori lineari sono utilizzati quando non sono presenti grandi variazioni del salto di pressione tra monte e valle a diversi gradi di apertura e sono di solito caratterizzati da un profilo parabolico.

Nelle valvole con caratteristica *equipercentuale* invece ad uguali incrementi della corsa relativa $h\%$ corrispondono incrementi equipercentuali del coefficiente $C_V\%$:

$$C_V\% = C_{V0} e^{n*h\%}$$

in cui n rappresenta la pendenza della retta che si otterrebbe tracciando la curva caratteristica in un grafico con coordinate $(\ln C_V\%, h\%)$. Le valvole equipercentuali sono impiegate nelle applicazioni in cui la pressione differenziale all'interno del dispositivo di regolazione subisce ampie fluttuazioni al variare della posizione dell'otturatore: in questi casi infatti il maggior salto di pressione si osserva nel momento in cui la valvola è completamente chiusa e, man mano che l'otturatore si muove verso l'alto, tale differenza di pressione si riduce progressivamente. Il profilo dell'otturatore sarà quindi progettato in modo tale da erogare una maggiore quota di portata di fluido negli ultimi tratti di apertura al fine di bilanciare l'effetto della diminuzione di pressione differenziale.

Le valvole con caratteristica *ad apertura rapida* infine sono così denominate perché la maggiore variazione di portata avviene nelle prime frazioni di apertura dell'otturatore mentre i successivi gradi di apertura sono caratterizzati da portate pressoché trascurabili. Tale proprietà rende queste valvole poco adatte alla regolazione, si utilizzano

principalmente per applicazioni on-off in cui si richiede una portata all'incirca costante oltre una determinata posizione dell'otturatore.

Essendo preferibile che la valvola abbia una caratteristica inerente di regolazione lineare al fine di facilitare il controllo in retroazione, nelle prove sperimentali realizzate è stata presa in considerazione questa tipologia di curve caratteristiche, verificando naturalmente che fossero adatte a regolare il processo con la sufficiente stabilità e precisione.

2.5 Riduzione del rumore nelle valvole di controllo

Nel primo capitolo del presente lavoro di tesi è stato analizzato il meccanismo di generazione del rumore aerodinamico, sia di tipo broadband che legato ai fenomeni di risonanza, ed è emersa la complessità di tale fenomeno. Al fine di prevedere ed eventualmente ridurre la rumorosità delle valvole di regolazione, costruttori qualificati, progettisti e ricercatori hanno sviluppato, grazie al know-how e l'esperienza maturata sul campo, negli ultimi anni alcune metodologie mirate a risolvere il problema acustico in tali dispositivi.

Esistono due differenti approcci per quanto riguarda la riduzione del rumore nelle valvole: il primo contempla interventi sulla trasmissione del rumore, apportando modifiche all'interno dell'impianto ("path treatment"); il secondo approccio invece prevede interventi direttamente sulla sorgente del rumore ("source treatment").

Si vuole evidenziare che tali soluzioni sono in buona sostanza empiriche e si è cercato di estenderle a tutte le tipologie e dimensioni di valvole e a tutte le condizioni di lavoro, di conseguenza è necessario considerare di volta in volta uno specifico campo di tolleranza dei risultati; si ricorda inoltre che le metodologie che saranno adesso analizzate si riferiscono alla riduzione del rumore esclusivamente di tipo aerodinamico, in quanto le emissioni acustiche dovute ad esempio a vibrazioni meccaniche o a fenomeni di cavitazione possono essere scongiurate attuando una corretta progettazione e costruzione dell'impianto.

2.5.1 Interventi sulla trasmissione del rumore

Le soluzioni *path treatment* possono essere utilizzate nel caso in cui non si necessiti di apprezzabili riduzioni di rumore, in caso contrario risulta necessario, variando approccio, intervenire direttamente sulla sorgente acustica.

Una possibile soluzione è semplicemente quella di incrementare lo spessore della parete o il diametro della tubazione, valutandone così l'aumento di attenuazione acustica corrispondente. Se da una parte dalle prove sperimentali è scaturito che raddoppiando lo spessore della parete metallica l'attenuazione acustica relativa alla frequenza di risonanza della tubazione f_r aumenta di circa 6 dB, dall'altra risulta più complicato valutare come un aumento del diametro influisca sul rumore generato; ciò dipende dal fatto che alcuni parametri che caratterizzano l'impianto siano direttamente correlati al valore del diametro della condotta, tra cui ad esempio la velocità del fluido, l'intensità del rumore ad un metro dalla parete ma soprattutto la frequenza di risonanza circonferenziale della tubazione f_r che in prima approssimazione (considerando la frequenza circonferenziale quella decisiva per la trasmissione del rumore) può essere calcolata mediante la relazione:

$$f_r = \frac{5000}{\pi D}$$

in cui la costante 5000 rappresenta la velocità di propagazione del suono per l'acciaio a 20°C, espressa in m/s. Analisi sperimentali hanno tuttavia indicato che nel caso in cui la frequenza di picco f_p , ovvero la frequenza alla quale la potenza acustica generata è massima, sia maggiore di quella di risonanza f_r , raddoppiando il diametro della tubazione a valle della valvola si ricava un'attenuazione acustica complessiva intorno ai 6 dB; viceversa, nel caso in cui si abbia a che fare con valvole caratterizzate da un valore di f_p piuttosto basso, è possibile che l'aumento del diametro comporti un effetto negativo sul rumore prodotto ed in tali situazioni è quindi fondamentale prestare attenzione alle dimensioni della tubazione a valle del dispositivo di regolazione.

Un'ulteriore soluzione consiste nell'insonorizzazione dell'impianto tramite l'utilizzo di rivestimenti termoisolanti che, oltre ad influire sull'isolamento termico della condotta, si dimostrano utili anche dal punto di vista acustico a patto, però, che siano applicati a tutta la linea a valle della valvola. Il rumore, infatti, si propaga con un disperdimento trascurabile all'interno delle tubazioni essendo queste contraddistinte da un basso coefficiente di assorbimento e di conseguenza insonorizzare esclusivamente solo un tratto della linea si rivelerebbe inefficace, risolvendo il problema soltanto nella zona in cui sono installati i rivestimenti termo-acustici. Insonorizzare comunque valvola e piping produce nel migliore dei casi un'attenuazione acustica non superiore a 7 dB, limitando notevolmente l'efficacia di tali rivestimenti.

L'impiego di un silenziatore consente di bypassare le criticità che insorgono con l'insonorizzazione della tubazione per mezzo di rivestimenti fonoisolanti senza introdurre perdite di carico significative: questo dispositivo infatti trattiene parte dell'energia acustica in modo tale da ottenere a valle del silenziatore un livello sonoro inferiore. Questi accessori vengono solitamente montati a valle della valvola di regolazione ma in alcuni casi è possibile trovare un ulteriore silenziatore anche a monte; queste situazioni tuttavia sono molto rare a dir la verità dato che il livello sonoro generato a monte della valvola difficilmente è tale da portare alla scelta di un silenziatore a monte. L'utilizzo dei silenziatori consente di ridurre il rumore generato dalla valvola al massimo fino a 20 dB, rendendo questi dispositivi i più efficienti dal punto di vista acustico tra quelli finora analizzati.

La figura seguente mostra i benefici che le soluzioni di path treatment portano alla linea di un impianto; si noti che un'insonorizzazione soltanto parziale è efficace, come detto, soltanto nelle zone in prossimità del rivestimento termo-acustico.

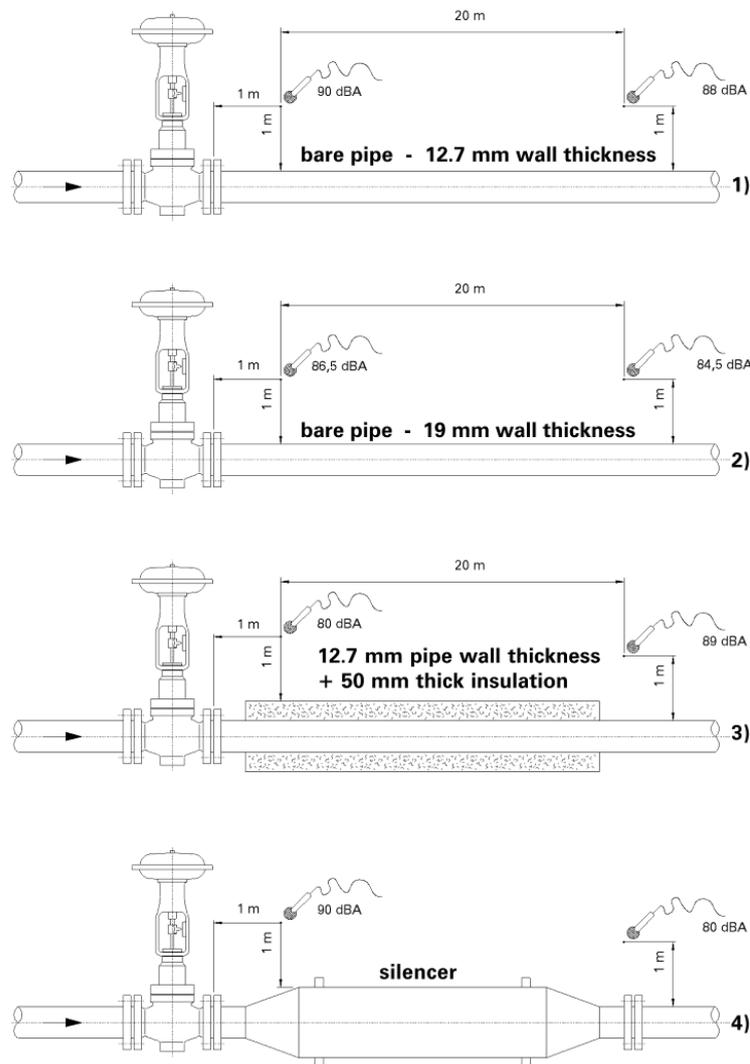


Figura 2.6 - Interventi di "path treatment"

2.5.2 Soluzioni source treatment: valvole multipath e multistage

Tra gli interventi di path treatment discussi nel paragrafo precedente, posizionare un silenziatore a valle della valvola costituisce la soluzione migliore ma l'utilizzo di tali dispositivi è fortemente limitato dagli ingombri e dal costo che diventano eccessivi qualora importanti riduzioni di rumore siano richieste. In tali situazioni è consigliato ricorrere dunque a soluzioni di tipo "source treatment" in modo da intervenire in modo diretto sulla sorgente del rumore al fine di ottenere

attenuazioni acustiche dell'ordine dei 20 dB o superiori: tale approccio ha consentito negli ultimi anni la diffusione delle valvole a bassa rumorosità, i cui criteri di progetto possono essere classificabili principalmente in due categorie:

- modifica della distribuzione del flusso (*multipath*)
- modifica della distribuzione della pressione (*multistage*)

Nel primo caso la riduzione del rumore viene realizzata tramite esecuzioni a passaggi multipli (*multipath*), modificando il percorso del fluido all'interno della valvola di controllo al fine di incrementare la frequenza di picco f_p del rumore. Nel paragrafo precedente, infatti, si è discusso della possibilità di ottenere un'attenuazione acustica delle pareti della condotta tanto marcata quanto superiore sia la frequenza f_p nei confronti di quella di risonanza della tubazione f_r ; da tale considerazione è scaturita l'idea alla base di questi trim a bassa rumorosità, ovvero quella di ottenere spettri acustici del rumore caratterizzati da maggiori intensità alle alte frequenze. Un parametro importante da tenere in considerazione per questo tipo di design è il coefficiente di forma F_d dato che è strettamente correlato alla geometria del trim:

$$F_d = \frac{D_h}{D_o} = 1/\sqrt{N_o}$$

valida nel caso in cui i fori della gabbia siano circolari ed in cui è stato utilizzato il seguente simbolismo:

- D_h indica il diametro idraulico (per sezioni circolari coincide con il diametro effettivo);
- D_o rappresenta il diametro della sezione totale di passaggio equivalente;
- N_o indica il numero di passaggi indipendenti della valvola, ovvero il numero dei fori realizzati nella gabbia.

Per trim di tipo multipassaggio, dunque, tale parametro, nel caso in cui i fori abbiano forma circolare, è unicamente funzione del numero di fori praticati nella gabbia e del grado di apertura dell'otturatore. In

definitiva si può affermare che, a parità di condizioni di esercizio e delle altre caratteristiche geometriche, all'aumentare del numero dei fori nella gabbia, minore sarà il coefficiente di forma della valvola F_d , maggiore di conseguenza sarà la frequenza di picco f_p e dunque inferiore il rumore generato dal dispositivo. Tuttavia la progettazione dei trim multipassaggio è complicata dalle potenziali interazioni fluidodinamiche fra passaggi adiacenti: essi devono risultare, come specificato in precedenza, indipendenti in modo da evitare che le traiettorie possano convergere e comportare quindi una fluttuazione della frequenza di picco teoricamente prevista e di conseguenza una riduzione del beneficio acustico atteso.



Figura 2.7 - Guarnizione multiforo da porre nella sede

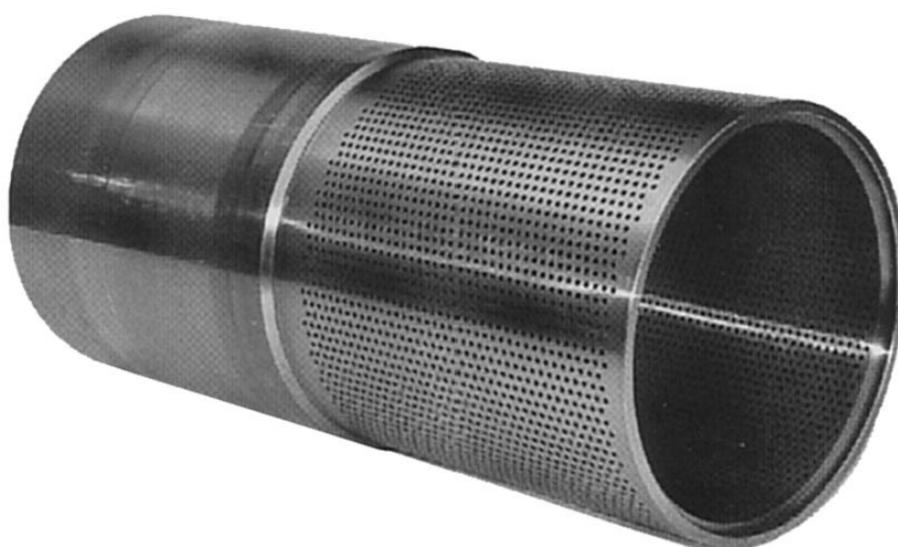


Figura 2.8 - Gabbia singola a bassa rumorosità

Il secondo criterio di progetto sfrutta invece l'idea di modificare il salto di pressione all'interno della valvola, rendendolo più graduale tramite l'utilizzo di trim a salti multipli in modo da ridurre il rumore generato.

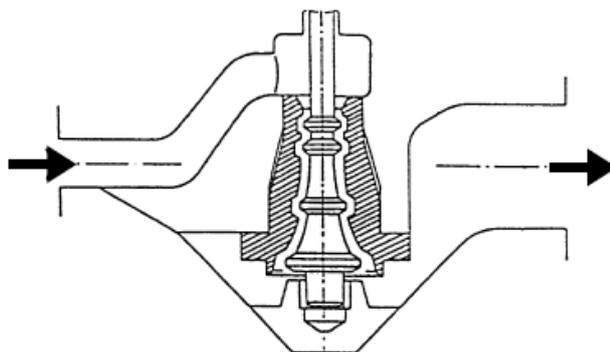


Figura 2.9 - Valvola con trim a salti multipli

È stato qui raffigurato un trim multistadio a singolo passaggio: il design caratteristico dell'otturatore permette di ottenere la riduzione della pressione in più salti, solitamente da tre a nove, lungo il percorso ricavato fra l'otturatore e la parete esterna nella quale è contenuta la sede. Al fine di realizzare una buona regolazione al variare del carico, la diminuzione di pressione è ottenuta sui singoli stadi contestualmente alla variazione della loro luce di passaggio; in questo modo, riducendo il salto di pressione in ciascuno stadio, le velocità si mantengono subsoniche così da beneficiare dei vantaggi acustici derivanti dal regime subcritico e ridurre i fenomeni turbolenti e quindi il rumore prodotto. Nel progetto e nella realizzazione di questi particolari dispositivi di regolazione occorre tenere in considerazione alcuni vincoli di natura costruttiva come il numero di stadi massimo realizzabile, la distanza tra stadi adiacenti (*gap*) o un'adeguata proporzione tra sede e corsa della valvola, limitazioni che potrebbero ridurre l'efficacia acustica di tali soluzioni; è possibile in ogni caso tentare di porvi rimedio tramite l'introduzione a valle delle valvole di resistenze fisse.

Attraverso una progettazione e una costruzione accurata le esecuzioni a passaggi multipli e quelle multistadio possono registrare ottime performance acustiche, realizzando riduzioni di rumorosità fino a 15-20 dB rispetto alle esecuzioni ordinarie; nel caso in cui sia richiesto per applicazioni speciali un maggior grado di riduzione acustica, sono stati recentemente ideati trim multistadio/multipassaggio per i quali si sommano le considerazioni ed i vantaggi riportati per quanto riguarda le due soluzioni appena discusse. Appartengono a tale categoria i trim a gabbia multipla che, tuttavia, nonostante siano abbastanza diffusi, non consentono di ottenere i benefici acustici desiderati a causa di alcune limitazioni costruttive che precludono la possibilità di ottenere un elevato numero di stadi o coefficienti di forma F_d estremamente bassi.

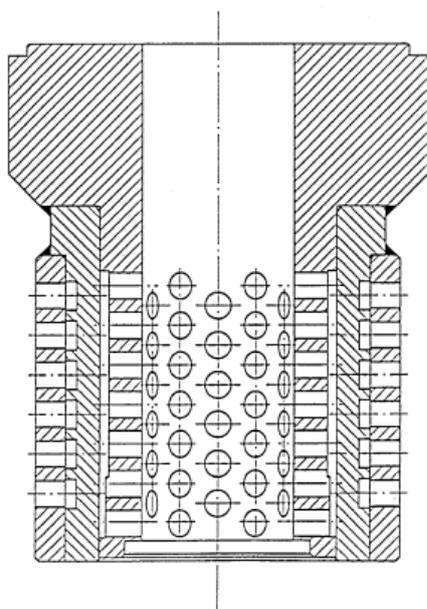


Figura 2.10 - Trim a gabbia multipla

Per le applicazioni più severe è preferibile impiegare trim multistage/multipath realizzati mediante l'utilizzo di dischi forati metallici dato che tale soluzione costruttiva è esente dalle limitazioni che caratterizzano invece i trim multigabbia. Come evidenziato dalla figura ingrandita qui sotto, infatti, grazie alla sovrapposizione di dischi metallici forati e disposti tra loro in modo opportuno, è possibile ottenere una considerevole riduzione del rumore generato mediante questi speciali trim senza che vi sia alcun vincolo relativo al numero di

stadi o al salto di pressione tra monte e valle del dispositivo di regolazione.

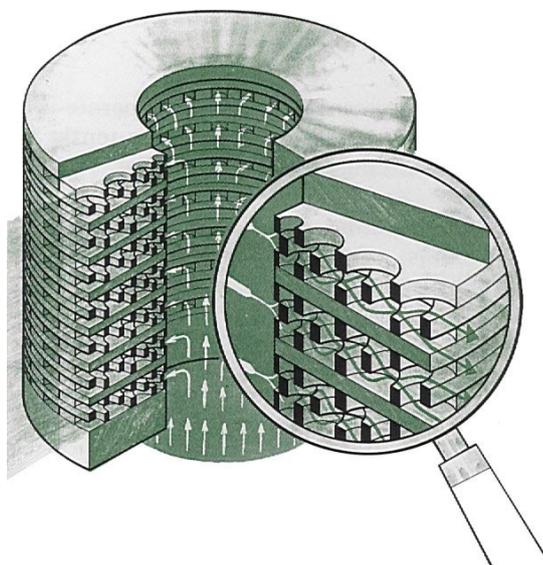


Figura 2.11 - Disposizione dei dischi forati di un trim multistage/multipath

Le valvole di controllo a bassa rumorosità contraddistinte da questo tipo di trim consentono inoltre di mantenere sotto controllo la velocità del fluido in modo da prevenire eventuali problemi legati all'usura delle superfici delle pareti e a fenomeni vibratorii che potrebbero innescarsi nell'impianto; tale capacità perciò estende il loro campo di applicazione anche in quelle condizioni di esercizio in cui le maggiori criticità non sono connesse ad emissioni acustiche elevate ma legate ad un salto di pressione importante che comporterebbe velocità difficilmente gestibili dalle classiche soluzioni costruttive.

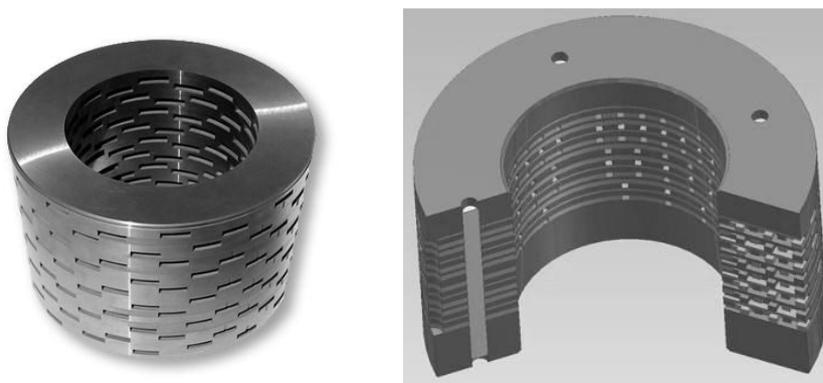


Figura 2.12 - Trim multistage/multipath Valvitalia

Nelle prove sperimentali condotte per questo lavoro di tesi sono stati testati tre differenti trim di tipo multipath a singolo stadio visto che le valvole di controllo non erano sottoposte a salti di pressione eccessivamente elevati per cui non erano previsti livelli di rumorosità superiori ai 100 dB (valore oltre il quale sono invece raccomandabili le esecuzioni multistage/multipath).



Figura 2.13 – Design standard dei trim esaminati

Le esecuzioni a passaggi multipli, come visto, sono tanto più efficaci acusticamente quanto maggiore è la frequenza di picco f_p rispetto a quella di risonanza della tubazione: i particolari design costruttivi dei trim utilizzati nelle prove hanno infatti permesso di raggiungere valori del coefficiente di forma F_d sufficientemente bassi cui hanno corrisposto f_p superiori a 20 kHz e di evitare l'insorgere di fenomeni di coincidenza, ovvero quelle situazioni in cui il rumore si trasmette facilmente attraverso le pareti in corrispondenza della frequenza di coincidenza f_0 . La progettazione delle gabbie multipath non è affatto semplice come potrebbe sembrare in un primo momento dato che nell'analisi subentrano numerosi fattori che influenzano i benefici acustici di tali soluzioni; tra questi sicuramente il numero ed il diametro dei fori (solitamente compreso tra 2 e 6 mm), al variare di tali parametri infatti si modificano i valori di frequenza legati al rumore generato e quindi il grado di riduzione acustica ottenuto. Tuttavia non sono gli unici fattori da tenere in considerazione, a conferma di ciò, difatti, il trim che si ritiene possa essere caratterizzato dalle minori emissioni di rumore, tra quelle che saranno testate, ha un numero di fori inferiori rispetto ad una delle altre due gabbie sotto esame. Al fine di realizzare

un trim con un design costruttivo efficace acusticamente, è essenziale accertarsi che i singoli passaggi siano fra loro indipendenti, ovvero verificare che non ci sia alcuna interazione fluidodinamica fra di essi: in caso contrario vi è il rischio che lo spettro acustico si “spiani” nell’intorno della frequenza di picco f_p del rumore, annullando qualsiasi tipo di beneficio acustico atteso. Un’accurata distribuzione dei fori è dunque necessaria nella progettazione di questo tipo di soluzioni e per quanto riguarda i trim esaminati in questa tesi si è optato per una disposizione lineare dei fori che permette di incrementarne il numero una volta fissata la distanza minima fra essi.

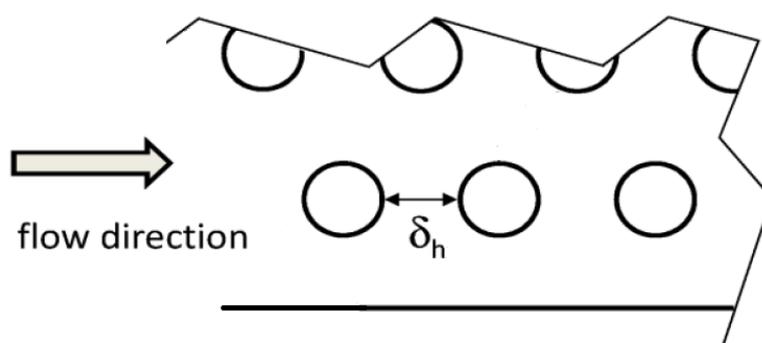


Figura 2.14 – Distribuzione dei fori a traferro costante

La distanza minima δ_h tra due fori adiacenti prende il nome di traferro e deve essere sufficientemente ampia in modo tale da scongiurare la possibilità che getti di fluido separati possano convergere a valle del dispositivo; il rapporto tra il traferro δ_h e il diametro del foro Φ_f influenza fortemente il meccanismo di generazione dei vortici ed è necessario, come si vedrà più avanti, sia mantenuto il più possibile vicino ad un valore unitario in modo che i fori non siano troppo vicini tra loro.

Vengono adesso mostrati i disegni dei trim low noise ideati che saranno oggetto delle prove sperimentali di questa tesi; variando il numero, la dimensione e la disposizione dei fori sono previsti determinati benefici acustici che ne giustifichino la differente complessità costruttiva: tali caratteristiche sono state messe in evidenza nelle tavole che sono elencate in ordine crescente di riduzione di rumorosità attesa.

Le prove sperimentali di rumore sono state condotte variando il grado di apertura della valvola di controllo tramite il posizionatore, cui spetta il compito della regolazione della posizione dell'otturatore: durante la corsa della valvola, infatti, l'otturatore "scopre" un numero di fori via via maggiore procedendo verso l'apertura completa della valvola e di conseguenza viene incrementata la portata di fluido che attraversa il dispositivo. Il numero e la dimensione dei fori della gabbia influenzano, come visto, fortemente il valore del coefficiente di forma F_d della valvola e quindi il livello di rumorosità generato; il primo trim che sarà testato è quello LTG3 standard, costituito da un numero non elevato di fori (63) di diametro 6 mm (la dimensione massima solitamente impiegata in questo tipo di applicazioni). A partire da questa configurazione, si è scelto quindi di analizzare un trim caratterizzato da un numero molto maggiore di fori di diametro pari alla metà di quello precedentemente considerato: ne è conseguita la realizzazione del design *low noise* avente un numero totale di 224 fori di diametro 3 mm.

Numero e diametro dei fori della gabbia non sono ad ogni modo le uniche grandezze da tenere in considerazione in questa analisi; il loro *spacing*, infatti, espresso in sostanza dalle dimensioni del traferro, rappresenta un fattore che può condizionare in modo cruciale l'efficacia acustica di tali soluzioni costruttive: fori troppo vicini potrebbero implicare a valle della gabbia potenziali interazioni fluidodinamiche fra getti adiacenti e generare di conseguenza fenomeni turbolenti dissipativi e quindi un incremento del livello di rumore prodotto; tuttavia fori troppo distanti comporterebbero una riduzione del numero di fori rispetto a quello ottimale da praticare e di conseguenza una riduzione del beneficio acustico teoricamente ottenibile.

Mediante analisi sperimentali è stato possibile ricavare alcune indicazioni a grandi linee circa la dipendenza della riduzione del livello di pressione sonora esterno in funzione delle caratteristiche costruttive della gabbia, in particolare al variare del rapporto tra il traferro δ_h e il diametro del foro Φ_f , espresse dal seguente grafico:

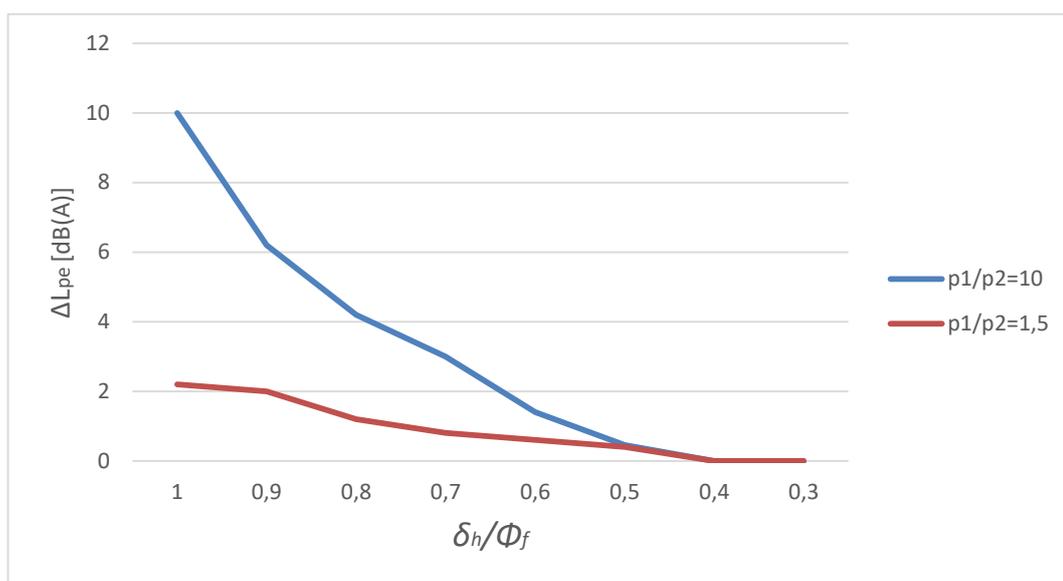


Figura 2.15 – Riduzione del rumore generato al variare del rapporto δ_h/Φ_f

È opportuno quindi impiegare un rapporto tra traferro e diametro di ciascun foro pari ad 1 in modo da ottenere i benefici acustici più importanti; per un salto di pressione tra monte e valle della valvola pari a 10, condizione che caratterizzerà, almeno nominalmente (a causa delle perdite di carico presenti lungo la linea), i test di rumore effettuati, utilizzando un'appropriata soluzione costruttiva della gabbia, si prevede si possa ottenere una riduzione del rumore generato fino a 10 dB(A) rispetto al design standard. Il trim *extra low noise* sfrutta tali considerazioni riguardanti la geometria e lo spacing dei fori (gabbia costituita da 112 fori di diametro 3 mm) e sarà quindi per tale motivo il design costruttivo con il minor livello di rumorosità atteso.

L'analisi svolta sino adesso è tuttavia frutto di valutazioni empiriche, basate sull'esperienza e su test di tipo sperimentale e non su leggi analitiche oggettivamente dimostrate; pertanto è necessario valutare l'applicabilità delle considerazioni appena proposte alle tre soluzioni costruttive attraverso prove di rumore che possano confermarne le previsioni.

Capitolo 3

Normativa IEC e software di calcolo

3.1 Introduzione

Le valvole di controllo costituiscono un elemento cardine nei processi industriali e i primi due capitoli hanno evidenziato quanto importante sia effettuare una scelta accurata di tali dispositivi, in particolare per quanto concerne l'ambito acustico. Gli utilizzatori e i costruttori di valvole solitamente preparano i fogli di specifica attraverso i quali è possibile selezionare, in funzione delle condizioni di esercizio, le varie caratteristiche di questi dispositivi che, una volta definite, permettono di poterne stimare il livello di rumorosità. La procedura che consente di compiere ciò è definita dalla normativa IEC (International Electrotechnical Commission) 60534 che costituisce lo standard di riferimento per la definizione delle norme in materia; essa è suddivisa in otto sezioni e fra queste è la parte 8 quella che fornisce e descrive la procedura da seguire per la previsione del rumore aerodinamico generato nelle valvole di controllo, rappresentando per gli addetti ai lavori un vero e proprio vademecum nell'ambito della progettazione acustica di tali dispositivi. Tale sezione della normativa è stata recentemente aggiornata e in quest'ultima edizione vi è un approccio teorico ed analitico abbastanza diverso in alcuni passaggi della procedura: è stato dunque interessante esaminare tali differenze ed analizzare quale delle due edizioni della normativa riesca a prevedere in maniera più accurata il livello di rumore, al variare delle condizioni d'esercizio e delle proprietà del dispositivo; a tale scopo è stato implementato in fogli di lavoro Excel il modello per l'analisi delle emissioni acustiche previsto dalle due versioni della normativa, realizzando un software di calcolo che permettesse di stimare il rumore generato dalle valvole a bassa rumorosità illustrate nello scorso capitolo, in modo tale da confrontarne i risultati con quelli ottenuti nei

test sperimentali eseguiti che saranno discussi più avanti nella trattazione.

3.2 Struttura della normativa IEC 60534-8-3 e sua implementazione nei fogli di calcolo

La sezione 8-3 della normativa si basa prevalentemente sulle pubblicazioni e gli studi realizzati da Reethof e Lighthill introdotti nel primo capitolo di questo lavoro di tesi e descrive la metodologia di predizione del rumore prodotto da una valvola di regolazione al passaggio di un fluido comprimibile. Si ricorda che solamente il rumore di origine aerodinamica, ovvero quello generato dalla conversione di parte dell'energia turbolenta in acustica, è considerato dalla normativa, di conseguenza essa non tiene conto delle emissioni acustiche legate ad esempio alle vibrazioni meccaniche, al fenomeno della riflessione delle superfici esterne o originata all'interno della tubazione o agli altri meccanismi di generazione. Il parametro che specifica la frazione della potenza meccanica W_m della corrente che si trasforma in potenza acustica W_a prende il nome di rendimento acustico o efficienza acustica della valvola:

$$\eta = \frac{W_a}{W_m}$$

L'analisi di tale relazione ha consentito di ottenere nel corso degli anni formule di previsione del rumore via via più sofisticate e attendibili nello studio delle più svariate applicazioni; se nei primi modelli analizzati da Reethof, che descrivevano il comportamento del flusso di un getto in scarico libero, il problema era piuttosto semplice da affrontare dato che in tal caso vi è una completa conversione di energia meccanica in turbolenza, nello studio dei dispositivi di regolazione odierni è necessario integrare la formulazione vista pocanzi mediante l'introduzione di parametri che tengano conto di fattori quali la geometria della valvola, l'attenuazione delle pareti ed il recupero di pressione a valle della sezione ristretta.

La struttura della normativa può essere schematizzata come indicato nella figura in basso; innanzitutto è importante definire in modo corretto le condizioni di esercizio e le caratteristiche costruttive e fluidodinamiche del dispositivo esaminato e dell'impianto in cui lavora. In funzione delle pressioni a monte e valle della valvola si stabilisce in quale dei cinque regimi identificati dalla normativa opera il flusso e quindi le relative equazioni che consentono di calcolarne il rumore interno. Tale valore dovrà perciò essere ridotto della frazione di potenza acustica dissipata a causa dell'interazione con le pareti della condotta in modo da ottenere il livello di pressione sonora all'esterno della valvola, obiettivo principale di questa sezione della normativa 60534.

STRUTTURA DELLA NORMATIVA IEC 60534-8-3

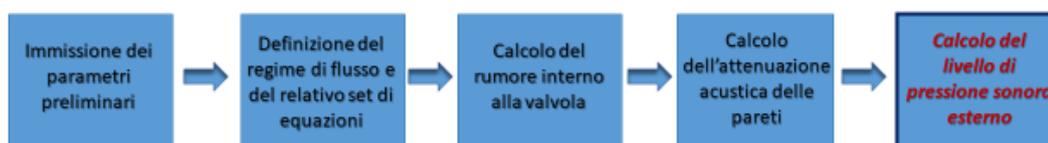


Figura 3.1 - Struttura predittiva della normativa

Si sottolinea che la normativa prende in esame soltanto fluidi costituiti da gas monofase o vapore ed è applicabile alla quasi totalità delle tipologie di valvole che è possibile trovare negli impianti (sono escluse soltanto alcune particolari valvole a sfera *a passaggio totale*); si farà inoltre riferimento in alcune relazioni alla velocità di propagazione del suono nell'acciaio, ipotizzando che di tale materiale siano realizzate le tubazioni dell'impianto.

3.2.1 Immissione dei parametri

Prima di illustrare la procedura predittiva della normativa 60534-8-3, è necessario definire correttamente i parametri dell'intero sistema (fluido-valvola-tubazioni), analizzandone sia le proprietà fluidodinamiche, sia le caratteristiche costruttive, affinché possano essere immessi nel software di calcolo.

I principali parametri di tipo impiantistico sono:

- il diametro del piping a monte e a valle della valvola;
- lo spessore della tubazione;
- il fluido operativo ed il suo indice adiabatico γ e peso molecolare;
- il diametro della valvola e principali caratteristiche costruttive;
- il tipo di caratteristica di portata della valvola;
- il diametro della sede.

Piping		Line class no.	
Pipe/line no.	-	Line class no.	-
Material	-	Insulation	No
Upstream		Downstream	
Piping size	3" [inches]	Piping size	8" [inches]
Piping sch.	Sch.Std ---	Piping sch.	Sch.Std ---
External pipe diam.	88,9 [mm] ●	External pipe diam.	219,1 [mm] ●
Pipe wall thickness	5,5 [mm] ●	Pipe wall thickness	8,2 [mm] ●
Internal pipe diam.	77,9 [mm]	Internal pipe diam.	202,7 [mm]
Units & Fluid		Valve	
Fluid type	Compressible	Type	STD Globe
Fluid	Air	Model	LTG3
Molecular mass	28,97 [g/mol] ●	Size	3"
Specific heat ratio	1,40 ●	Rating	#150
Flow rate	[Nm ³ /h]	Characteristic	Linear
Pressure.....	[bar g]	Port	1"1/2
Temperature.....	[°C]	CV.....	55,0 [gpm] ●
Density	-	Vlv int. diam.	78,0 [mm] ●
Normative Edition	IEC 2010 ▼	Port	40,0 [mm] ●
	IEC 2000	Travel	35,0 [mm] ●
	IEC 2010	No. of holes	63 ●

Figura 3.2 - Immissione parametri preliminari

L'interfaccia iniziale del software di calcolo consente di inserire questi parametri e di selezionare le unità di misura con cui si intende lavorare. Il foglio di lavoro fornisce in automatico il valore del coefficiente di portata C_V nominale, ovvero quello riferito alle condizioni di valvola

completamente aperta; è stato inoltre inserito un menu a tendina che permette di poter *switchare* facilmente tra le due edizioni della normativa.

I parametri di tipo fluidodinamico che caratterizzano le condizioni di esercizio della valvola di controllo sono:

- la portata volumetrica;
- la pressione a monte p_1 e a valle p_2 della valvola;
- i valori di temperatura all'ingresso e all'uscita della valvola;
- la densità del fluido a monte della valvola;
- il fattore di comprimibilità del fluido.

Calculation - input

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	
Flow rate, Q	3000	3000	2500	2500	2500	2000	2000	2000	2000	[Nm ³ /h]
Inlet pressure, p_1	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	[bar g]
Outlet pressure, p_2	0,0	0,0	0,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	[bar g]
Pressure drop, Δp	8,0	8,0	8,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	[bar]
Inlet temperature, T_1	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	[°C]
Outlet temperature, T_2	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	[°C]
Molecular mass, M	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	[kg/kmol]
Inlet fluid volumic mass, ρ_1	10,70	10,70	10,70	10,70	10,70	10,70	10,70	10,70	10,70	[kg/m ³]
Specific heat ratio, γ	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	-
Compressibility factor, z	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	-

Figura 3.3 - Immissione dei parametri fluidodinamici

Il software consente di analizzare fino a 9 casi contemporaneamente, il che permette di riconoscere i parametri che più influiscono sul rumore generato una volta fissato il dispositivo di regolazione in esame: essi sono stati individuati nella portata di fluido e nel salto di pressione della valvola e dalla combinazione di queste due variabili di processo dipende fondamentalmente l'entità del disturbo aerodinamico. Una volta definiti questi parametri, per completare la caratterizzazione della valvola si procede con il calcolo del coefficiente di portata C_V , introdotto nello scorso capitolo, espresso in galloni per minuto (gpm); utilizzando l'ambiente di programmazione in linguaggio Visual Basic proprio del foglio elettronico Excel, è stata realizzata una macro che restituisce il coefficiente di portata nelle condizioni di esercizio analizzate ed il corrispondente grado di apertura della valvola.

3.2.2 Definizione del regime operativo

La normativa IEC 60534-8-3 determina cinque possibili regimi di flusso in funzione di un parametro adimensionalizzato legato al salto di pressione sulla valvola, detto rapporto di pressione x :

$$x = \frac{p_1 - p_2}{p_1}$$

In relazione al valore di tale parametro e a quello di specifici rapporti di pressione che saranno definiti più avanti, si individuano i seguenti regimi di operatività:

- REGIME I $x \leq x_C$
- REGIME II $x_C \leq x \leq x_{vcc}$
- REGIME III $x_{vcc} \leq x \leq x_B$
- REGIME IV $x_B \leq x \leq x_{CE}$
- REGIME V $x \geq x_{CE}$

Ciascun regime operativo è caratterizzato da differenti meccanismi di generazione del rumore e quindi da un proprio set di equazioni dipendente dalle condizioni del fluido rilevate; un ulteriore parametro utile nell'analisi dei regimi di flusso è il coefficiente di recupero della valvola F_L che esprime la sua capacità di riconvertire l'energia cinetica del fluido in energia di pressione in prossimità della sezione contratta:

$$F_L = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vc}}}$$

in cui la pressione nella vena contratta p_{vc} è sempre minore di p_2 , di conseguenza il coefficiente F_L ha valori inferiori all'unità. Attraverso il rapporto di pressione e il coefficiente di recupero è possibile descrivere il processo nel passaggio dalle condizioni subcritiche a quelle ipercritiche e a tale scopo si farà riferimento all'andamento delle pressioni all'interno della valvola al variare del valore della pressione di valle e quindi del rapporto x (mantenendo costante la pressione di monte), illustrato nel grafico della pagina seguente.

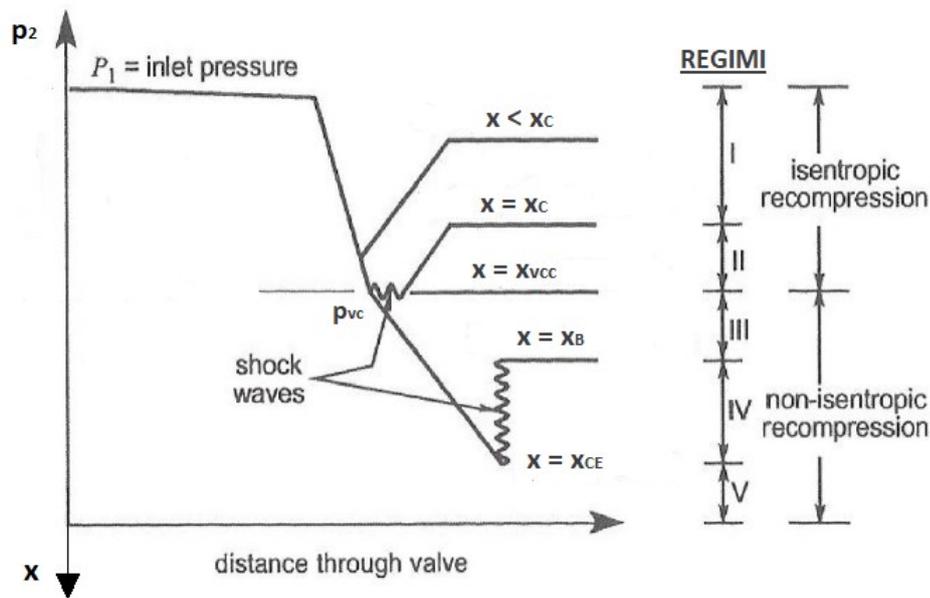


Figura 3.4 - Regimi operativi definiti dalla normativa

Nel regime I il flusso è subsonico dappertutto e a valle della vena contratta vi è un parziale recupero isoentropico di pressione; il resto dell'energia si dissipa unicamente per turbolenza e parte di questa si trasforma in rumore proporzionalmente al quadrato del coefficiente F_L . Al diminuire della pressione di valle p_2 , incrementando quindi il rapporto di pressione x , si raggiunge il regime II in cui coesistono il flusso subsonico e quello sonico e il rumore è generato prevalentemente ancora dai fenomeni turbolenti; la parziale ricompressione a valle della valvola tende anch'essa a diminuire con p_2 fino a sparire del tutto una volta raggiunta la pressione critica nella vena contratta cui corrisponde il rapporto di pressione critico x_{vcc} :

$$x_{vcc} = 1 - \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

mentre il valore del rapporto di pressione discriminante per i regimi I e II è, come anticipato, direttamente proporzionale al quadrato del coefficiente di recupero:

$$x_c = F_L^2 x_{vcc}$$

Per rapporti di pressione maggiori di x_{vcc} il flusso diventa supersonico a valle della valvola e non essendovi più alcuna ricomprensione, il coefficiente di recupero F_L è pari ad uno; i rimanenti tre regimi operativi costituiscono dunque il regime ipercritico e sono caratterizzati da differenti meccanismi principali di generazione di emissioni acustiche. Se nel regime III il rumore è generato esclusivamente a causa dei fenomeni di turbolenza, nel regime IV la produzione di rumore dipende dall'interazione tra turbolenza e onde d'urto e il passaggio dal primo al secondo avviene una volta raggiunto il rapporto di pressione al break point x_B :

$$x_B = 1 - \frac{1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

dove α è un fattore correttivo dipendente dai rapporti di pressione precedentemente definiti:

$$\alpha = \frac{1 - x_{vcc}}{1 - x_C}$$

Nel regime V infine il rumore non dipende più dal salto pressione presente e raggiunge un valore limite per cui un ulteriore decremento di p_2 non comporta un aumento del livello di rumore; il rapporto di pressione oltre il quale ci si trova in tale condizione è:

$$x_{CE} = 1 - \frac{1}{22 \alpha}$$

Prima di definire il set di equazioni previsto per ciascun regime operativo, è necessario introdurre alcuni parametri dipendenti dalla geometria e dalle condizioni fluidodinamiche. Il primo di questi è stato già discusso nello scorso capitolo e riveste un ruolo fondamentale nell'analisi del rumore prodotto da una valvola: si tratta del coefficiente di forma F_d che, pur essendo un parametro sperimentale, può essere calcolato come il rapporto fra il diametro idraulico di un singolo foro di passaggio D_h e il diametro equivalente della sezione di passaggio D_o ; è dunque un parametro strettamente correlato al design costruttivo della valvola e, affinché si possano ottenere benefici acustici, è opportuno

realizzare geometrie caratterizzate da bassi coefficienti di forma F_d . Direttamente legato al coefficiente di forma è il diametro del getto che si sviluppa a valle della valvola D_j :

$$D_j = 4,6 * 10^{-3} F_d \sqrt{C_V F_L}$$

Tale parametro riveste una grande importanza nel calcolo del livello di rumorosità di una valvola dato che influisce, come si vedrà, per la presenza del coefficiente F_d nella sua formulazione, sulla frequenza di picco del rumore f_p . Nel caso di trim speciali a bassa rumorosità di tipo multipath a singolo stadio, come ad esempio quelli che saranno oggetto delle prove sperimentali, il calcolo del parametro D_j varia leggermente:

$$D_j = 4,6 * 10^{-3} F_d \sqrt{C_V [0,9 - 0,06 \frac{l}{d}]}$$

In cui il l e d sono grandezze correlate alla geometria della gabbia.

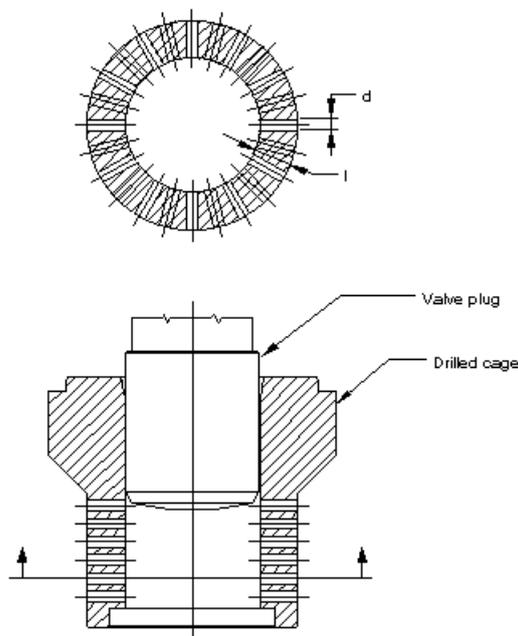


Figura 3.5 – Parametri per il calcolo di D_j per trim speciali

Infine è utile determinare le proprietà termodinamiche a valle del dispositivo di regolazione; immaginando che la temperatura resti costante durante il processo, ipotesi solitamente ammissibile, si calcolano i valori di densità del fluido e della velocità di propagazione del suono utilizzando le relazioni del modello di gas perfetto:

$$\rho_2 = \rho_1 \frac{p_2}{p_1}$$

$$c_2 = \sqrt{\gamma R T_2}$$

Definiti e ricavati tali parametri che descrivono il processo dal punto di vista fluidodinamico e ne evidenziano le caratteristiche geometriche, è possibile introdurre il set di equazioni relativo a ciascun regime operativo in modo da impiegare la procedura di calcolo corretta. L'obiettivo di questa parte della normativa è ricavare la potenza acustica originata dal fluido W_a a valle della valvola di regolazione e a tale scopo si utilizza la definizione di efficienza acustica η presentata ad inizio paragrafo, valida per ognuno dei cinque regimi operativi:

$$W_a = \eta * W_m$$

Tuttavia entrambi i parametri che costituiscono tale relazione dipendono dal regime di appartenenza del flusso e sono ricavabili tramite le equazioni della tabella della pagina seguente; queste sono state implementate nel software di calcolo in modo tale da restituire i valori corretti di efficienza acustica e di potenza acustica W_a in funzione delle condizioni di esercizio e quindi del regime di flusso.

Dando un rapido sguardo alle relazioni si nota che il rapporto di pressione x non ha unicamente il compito di discernere il regime di flusso ma è per di più presente, direttamente o indirettamente, nelle equazioni di calcolo di tutti i parametri necessari per ricavare la potenza acustica W_a ; ciò sottolinea l'importanza di tale grandezza nel calcolo del rumore generato e a grandi linee si può affermare che ad elevati valori del rapporto di pressione x sono associati considerevoli livelli di pressione acustica.

Regime	Mach number M_{vcc} , M_j , M_{j5}	η	f_p	T_{vcc} , T_{vcc}	C_{vcc} , C_{vcc}	W_m
I subsonic $X \leq X_C$	$M_{vcc} = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1}\right) \left[\left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{(1-\gamma)/\gamma} - 1 \right]}$	$\eta = (1 \times 10^4) F_L^2 M_{vcc}^3$	$f_p = \frac{St_p \cdot M_{vcc} \cdot C_{vcc}}{D_j}$	$T_{vcc} = T_1 \left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$	$C_{vcc} = \sqrt{\gamma \frac{P_1}{\rho_1} \left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}}$	$W_m = \frac{\dot{m}(M_{vcc} C_{vcc})^2}{2}$
II $X_C < X \leq X_{vcc}$	$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\frac{1}{\alpha(1-x)} \right]^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}$	$\eta = (1 \times 10^4) \cdot \frac{x}{X_{vcc}} M_j^{6.6E2}$	$f_p = \frac{St_p \cdot M_j \cdot C_{vcc}}{D_j}$			
III $X_{vcc} < X \leq X_B$	$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\frac{1}{\alpha(1-x)} \right]^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}$	$\eta = (1 \times 10^4) \cdot M_j^{6.6E2}$	$f_p = \frac{St_p \cdot M_j \cdot C_{vcc}}{D_j}$			
IV $X_B < X \leq X_{CE}$	$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\frac{1}{\alpha(1-x)} \right]^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}$	$\eta = (1 \times 10^4) \left(\frac{M_j^2}{2}\right) (\sqrt{2})^{6.6E2}$	$f_p = \frac{1.4 \cdot St_p \cdot C_{vcc}}{D_j \sqrt{M_j^2 - 1}}$	$T_{vcc} = \frac{2 T_1}{\gamma + 1}$	$C_{vcc} = \sqrt{\frac{2\gamma P_1}{\gamma + 1 \rho_1}}$	$W_m = \frac{\dot{m} C_{vcc}^2}{2}$
V $X_{CE} \leq X$	$M_{j5} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$	$\eta = (1 \times 10^4) \left(\frac{M_{j5}^2}{2}\right) (\sqrt{2})^{6.6E2}$	$f_p = \frac{1.4 \cdot St_p \cdot C_{vcc}}{D_j \sqrt{M_{j5}^2 - 1}}$			

Equazioni relative ai cinque regimi

CASE 1						
Regime of noise generation						
		I	II	III	IV	V
T_{ve}/T_{vcc} [K]	244,7	244,7	244,3	244,3	244,3	244,3
C_{ve}/C_{vcc} [m/s]	313,5	313,5	313,3	313,3	313,3	313,3
W_m/W_{ms} [W]	52471	52471	52892	52892	52892	52892
f_p [Hz]	25974	25974	25984	25984	16456	14791
M_{ve}/M_j	0,9952	0,9952	0,9964	0,9964	0,9964	2,6632
η	1,3E-04	1,3E-04	1,3E-04	1,6E-04	5,5E-04	4,0E-03
W_a [W]	6,99	6,99	6,97	8,21	29,30	209,32

M_2	0,01	< 0,3
v_2	5	[m/s]
T_1	293,15	[K]
T_2	293,15	[K]
m	1,08	[Kg/s]
ρ_1	11,89	[kg/m ³]
D	0,078	[m]
D_i	0,203	[m]
t	0,0055	[m]
L_{wi}	128,4	[dB]
A_η	-3,8	
St_p	0,2	

Figura 3.6 - Implementazione dei set di equazioni della normativa

In questa parte della normativa emergono le prime sostanziali differenze tra le due edizioni della normativa IEC prese in esame; sono infatti stati introdotti nell'ultima versione due parametri aventi la finalità di ridurre lo scarto tra dati analitici e livelli di rumore ricavati da prove sperimentali.

Il primo è denominato fattore correttivo di efficienza acustica A_η e tiene conto nel calcolo del rendimento acustico del tipo di valvola (a globo, a disco, a farfalla etc.) e delle sue caratteristiche costruttive (dimensioni, tipo di otturatore, dimensioni della sede, posizione della valvola). La precedente edizione, diversamente, fissava tale esponente al valore costante di -4 poiché riferiva il rendimento acustico η esclusivamente alla potenza acustica generata internamente alla valvola di controllo; in seguito tale valore, al fine di ricavare la potenza acustica W_a a valle del dispositivo di regolazione, veniva corretto utilizzando il parametro r_w , fissato solitamente a 0,25 per le tipologie più comuni di valvole a globo, che esprimeva la frazione di potenza acustica trasmessa a valle del dispositivo.

L'altro parametro introdotto nella nuova versione della normativa è il numero di Strouhal St_p relativo alla frequenza di picco, utilizzato proprio per calcolo di fp , e come A_η dipende dalla tipologia e dalle caratteristiche della valvola; se nella precedente versione della normativa questo fattore era assunto pari a 0,2 indipendentemente dal design costruttivo della valvola, nell'edizione più recente St_p assume valori compreso tra 0,1 e 0,3 in funzione del tipo di valvola utilizzato.

Non è sempre facile avere una stima precisa di A_η e St_p e l'incertezza nei confronti di questi due parametri può portare a risultati poco attendibili per quanto riguarda la previsione della rumorosità delle valvole di controllo (già una variazione di un paio di decimi può comportare variazioni di qualche decibel dei livelli di pressione acustica); per ottenere tali coefficienti è necessario infatti svolgere appositi test sperimentali e non sempre ciò risulta agevole. Fortunatamente, grazie all'esperienza accumulata negli anni dai costruttori, la normativa suggerisce una stima discretamente attendibile circa questi parametri per quanto riguarda le tipologie di valvole più comuni da trovare in commercio.

Valve or fitting	Flow direction	A_η	St_p
Globe, parabolic plug	Either	-4,2	0,19
Globe, V-port plug	Either	-4,2	0,19
Globe, ported cage design	Either	-3,8	0,2
Globe, multihole drilled plug or cage	To open	-4,8	0,2
Globe, multihole drilled plug or cage	To close	-4,4	0,2
Butterfly, eccentric	Either	-4,2	0,3
Butterfly, swing-through (centered shaft), to 70°	Either	-4,2	0,3
Butterfly, fluted vane, to 70°	Either	-4,2	0,3
Butterfly, 60° flat disk	Either	-4,2	0,3
Eccentric rotary plug	Either	-3,6	0,3
Segmented ball 90°	Either	-3,6	0,3
Drilled hole plate fixed resistance	Either	-4,8	0,2
Expander	Either	-3,0	0,2

Figura 3.7 - Valori tipici dei parametri A_η e St_p

3.2.3 Livello di pressione sonora interno

Una volta ricavato il valore della potenza acustica originata W_a , è possibile calcolare il livello di pressione sonora all'interno del tubo di valle L_{pi} mediante la seguente relazione:

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 * 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] + L_g$$

Si esprime in decibel ed è determinato in riferimento alla pressione sonora standard p_0 di 0,0002 bar che viene utilizzata come valore di riferimento perché costituisce il più piccolo valore di pressione udibile dall'orecchio umano. Dall'equazione si osserva che la pressione sonora interna L_{pi} è funzione, oltre che del fattore W_a , del diametro della tubazione e dei parametri che definiscono lo stato fluidodinamico di valle; tra questi vi è il fattore correttivo L_g che esprime quanto le velocità del fluido a valle della valvola possano interferire con il livello di pressione sonora interno:

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right)$$

dove M_2 rappresenta il numero di Mach all'uscita della valvola:

$$M_2 = \frac{u_2}{c_2} = \frac{4 \text{ m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2}$$

La procedura esaminata finora ha validità per valori di M_2 inferiori a 0,3, nel caso questo non accada è prevista una formulazione diversa per il calcolo della pressione sonora interna che tuttavia è stata omessa in questa trattazione dato che tale situazione non si è mai verificata nell'analisi delle valvole di controllo del presente lavoro di tesi.

Il rumore si propaga lungo la tubazione sotto forma di onde acustiche in tutte le direzioni, ognuna caratterizzata da una propria frequenza il cui contributo deve essere scisso da quello delle altre e valutato per il calcolo della potenza sonora; ciò è fondamentale sia per quanto riguarda la conversione dei decibel in dB(A), ovvero quelli realmente avvertiti

dall'orecchio umano, sia per stimare l'attenuazione acustica della tubazione. Di conseguenza la normativa prevede il calcolo del livello di pressione sonora interna in funzione delle varie frequenze di centro banda f_i :

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} - 8 - 10 \log_{10} \left\{ \left[1 + \left(\frac{f_i}{2 f_p} \right)^{2,5} \right] * \left[1 + \left(\frac{f_i}{2 f_p} \right)^{1,7} \right] \right\}$$

in cui il valore della frequenza di picco f_p è dipendente dai regimi operativi definiti in precedenza. Questa equazione è valida nel caso in cui le bande di frequenza su cui è calcolato il livello di pressione sonora sono in terzi d'ottava cui corrisponde la costante -8 presente nella formulazione.

Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Frequency [Hz]	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125
Index	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Frequency [Hz]	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
Index	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
Frequency [Hz]	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000

Figura 3.8 – Bande di frequenza in terzi d'ottava

Tale approccio si discosta notevolmente da quello della precedente edizione della normativa che considerava in un primo momento come se la potenza acustica fosse interamente concentrata nella banda di frequenza di f_p per poi valutare l'effetto della distribuzione delle frequenze soltanto nel calcolo finale del livello di pressione sonora esterna attraverso il fattore correttivo di spettro Δsp ; tale parametro è funzione del design della valvola ed in assenza di informazioni relative al campo di frequenze veniva ipotizzato un valore conservativo medio pari a 5. Si vedrà nei prossimi paragrafi che questo modo differente di approcciare il problema della rumorosità dei dispositivi di regolazione influenzerà sia le equazioni relative al calcolo dell'attenuazione acustica delle pareti sia il livello sonoro esterno ponderato in rete A, obiettivo finale della sezione 8-3 della normativa IEC 60534.

3.2.4 Calcolo dell'attenuazione acustica della tubazione

Il livello di pressione interno si trasmette in minima parte attraverso le pareti delle tubazioni, la maggior parte delle onde sonore viaggia verso valle all'interno della condotta; è fondamentale quindi valutare le perdite dovute all'attraversamento delle pareti dato che l'intento della normativa è quello di calcolare il rumore esterno all'impianto. Nel precedente capitolo l'analisi delle soluzioni *path treatment* finalizzate a ridurre la rumorosità delle valvole di regolazione ha evidenziato come i principali fattori che influenzano l'attenuazione acustica delle pareti siano la geometria della tubazione e le frequenze di propagazione del rumore.

Riguardo le caratteristiche del condotto, i due parametri che incidono direttamente sulle perdite dovute alla presenza delle pareti sono lo spessore t_s ed il diametro D di valle della tubazione e in che modo influenzano l'attenuazione acustica dell'impianto è stato discusso nel paragrafo 2.5.1.

Per quanto concerne invece la frequenza dell'onda sonora incidente, al variare di questa la parete del condotto è caratterizzata da una diversa permeabilità che influisce chiaramente sulla trasmissibilità del rumore. Per basse frequenze non vi è in pratica alcuna trasmissione di rumore attraverso le pareti poiché in tal caso la lunghezza d'onda della pressione sonora è uguale o maggiore del diametro della tubazione ed il rumore viaggia longitudinalmente lungo il condotto senza interagire con le pareti: a tale lunghezza d'onda è associata la frequenza di taglio o *cut-off frequency* f_c per la quale le perdite dovute all'attraversamento delle pareti sono elevate e al di sotto della quale non vi è alcuna trasmissione del rumore. A frequenze superiori di f_c le onde sonore si discostano dalla traiettoria assiale del condotto, iniziando ad impattare le pareti della tubazione. Nel momento in cui la frequenza dell'onda di pressione "coincide" con la frequenza propria della tubazione, funzione della sua geometria e del materiale, diminuiscono in modo perentorio le perdite dovute alla parete, che raggiungono il valore minimo, e si generano elevati livelli di pressione sonora esterna; tale frequenza

prende il nome di frequenza di coincidenza f_o ed è calcolata mediante la seguente relazione:

$$f_o = \frac{f_r c_2}{4 c_a}$$

in cui il termine c_a rappresenta la velocità di propagazione del suono nell'aria, pari a 343 m/s. Incrementando ulteriormente la frequenza delle onde sonore, aumentano anche gli urti fra queste e le pareti della tubazione; nell'istante in cui la lunghezza d'onda è pari alla circonferenza della tubazione, si genera un ulteriore meccanismo di risonanza che tende ad amplificare l'energia trasmessa attraverso le pareti e quindi il rumore generato: la frequenza caratterizzata da tale comportamento prende il nome di frequenza di risonanza circonferenziale f_r la cui formulazione è stata già introdotta nello scorso capitolo. Infine vi è la *external coincidence frequency* f_g ovvero la frequenza dell'onda sonora esterna in fase alla vibrazione prodotta da una piastra ideale avente spessore uguale a quella della tubazione:

$$f_g = \frac{\sqrt{3} c_a}{5000 \pi t_s}$$

Queste analizzate sono le frequenze caratteristiche che discriminano il comportamento della tubazione nell'intero spettro di frequenza.

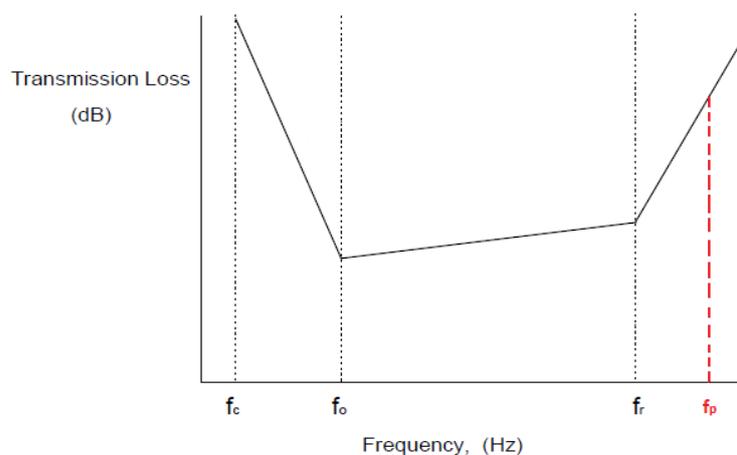


Figura 3.9 – Principali frequenze caratteristiche

Fatte queste premesse, si può calcolare l'attenuazione acustica della tubazione ovvero le perdite dovute all'attraversamento delle pareti della tubazione, grandezza che prende il nome di *Transmission Loss TL*:

$$TL(f_i) = 10 \log_{10} \left[(8,25 * 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_s f_i} \right)^2 \frac{G_x(f_i)}{\left(\frac{\rho_2 c_2 + 2 \pi t_s f_i \rho_s \eta_s(f_i)}{415 G_y(f_i)} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] - \Delta TL$$

in cui ΔTL prende il nome di *damping factor* e dipende unicamente dalle dimensioni del piping:

$$\Delta TL = \begin{cases} 0 & D > 0,15 \\ -16600 D^3 + 6370 D^2 - 813 D + 35,8 & 0,05 \leq D \leq 0,15 \\ 9 & D < 0,05 \end{cases}$$

ed in cui i termini G_x e G_y sono chiamati fattori di frequenza poiché rappresentano l'interazione tra ciascuna frequenza di banda e le frequenze caratteristiche discriminanti il comportamento della tubazione.

$f_i < f_o$	$f_i \geq f_o$
$G_x(f_i) = \left(\frac{f_o}{f_r} \right)^{2/3} \left(\frac{f_i}{f_o} \right)^4$	$G_x(f_i) = \left(\frac{f_i}{f_r} \right)^{1/2}$ for $f_i < f_r$ $G_x(f_i) = 1$ for $f_i \geq f_r$
$G_y(f_i) = \left(\frac{f_o}{f_g} \right)$ for $f_o < f_g$ $G_y(f_i) = 1$ for $f_o \geq f_g$	$G_y(f_i) = \left(\frac{f_i}{f_g} \right)$ for $f_i < f_g$ $G_y(f_i) = 1$ for $f_i \geq f_g$

Figura 3.10 - Fattori di frequenza G_x e G_y

Per quanto riguarda il calcolo dell'attenuazione acustica della tubazione la precedente edizione della normativa utilizza un approccio completamente differente da quello fin qui descritto; difatti il Transmission Loss TL , ovvero il parametro che valuta le perdite dovute all'attraversamento delle pareti del condotto, non viene calcolato in riferimento a ciascuna delle frequenze caratteristiche della banda in terzi d'ottava ma, invece, relativamente alla sola frequenza di picco f_p del rumore e per questo motivo nella sua formulazione non è presente la frequenza indicizzata f_i :

$$TL_{f_p} = 10 \log_{10} \left[3 * 10^{-3} \left(\frac{c_2 D_i}{t_s} \right)^2 \frac{1}{\frac{\rho_2 c_2}{415} + 1} \right] - 20 \log \frac{f_p}{f_r}$$

L'equazione è costituita da due termini, il primo dei quali rappresenta la Transmission Loss relativa alla frequenza di risonanza circonferenziale f_r ed il secondo la correzione per la frequenza di picco f_p . Si noti l'assenza del dumping factor ΔTL il cui valore in questa edizione è posto pari a zero.

3.2.5 Calcolo della pressione sonora esterna

La sezione 8-3 della normativa 60534 IEC si conclude con il calcolo del livello di pressione sonora esterno mediante una formulazione in cui sono presenti il livello di rumore interno L_{pi} e l'attenuazione acustica della tubazione TL precedentemente ricavati:

$$L_{pe,1m}(f_i) = L_{pi}(f_i) + TL(f_i) - 10 \log_{10} \left(\frac{D_i + 2 t_s + 2}{D_i + 2 t_s} \right)$$

Si utilizza la notazione $L_{pe,1m}$ per indicare il livello di pressione sonora misurato ad un metro di distanza dalla parete della tubazione priva di rivestimento e ad un metro a valle rispetto al dispositivo di regolazione testato; il terzo termine dell'equazione sopra riportata analizza proprio il decadimento acustico misurato ad un metro di distanza dalla superficie della parete, come previsto dalla normativa. Ponendo il microfono in tale posizione, il rumore registrato può essere considerato quello diretto, trascurando dunque l'effetto di un eventuale riverbero ambientale.

L'ultimo step previsto dalla normativa è quello di trasformare il livello di pressione sonora appena ricavato, espresso in dB, in quello pesato sulla curva di ponderazione A al fine di ottenere un valore in decibel tarato sull'effettiva sensazione dell'orecchio umano; infatti la risposta uditiva non è lineare nel range delle frequenze udibili e, come mostrato dalle curve isofoniche, per ottenere la medesima sensazione acustica a diverse frequenze occorrono livelli differenti di pressione. È quindi necessario compensare i livelli sonori ottenuti alle diverse frequenze attraverso dei fattori correttivi che saranno sommati per ogni frequenza indicizzata al livello di rumore precedentemente calcolato.

La relazione da utilizzare per ricavare il livello di pressione sonora esterno complessivo ad un metro di distanza dalla valvola, espresso in dB(A), è la seguente:

$$L_{pAe,1m} = 10 \log_{10} \left(\sum_{i=1}^{N=33} 10^{\frac{L_{pe,1m}(f_i) + \Delta L_A(f_i)}{10}} \right)$$

f_i [Hz]	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125
$\Delta L_A(f_i)$	-63,4	-56,7	-50,5	-44,7	-39,4	-34,6	-30,2	-26,2	-22,5	-19,1	-16,1
f_i [Hz]	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
$\Delta L_A(f_i)$	-13,4	-10,9	-8,6	-6,6	-4,8	-3,2	-1,9	-0,8	0	0,6	1,0
f_i [Hz]	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000
$\Delta L_A(f_i)$	1,2	1,3	1,2	1,0	0,5	-0,1	-1,1	-2,5	-4,3	-6,6	-9,3

Figura 3.11 – Fattore correttivo ΔL_A

in cui il parametro ΔL_A indica il fattore correttivo da attribuire a ciascuna frequenza indicizzata di centro banda ed i cui valori sono elencati nella tabella posta in alto. Il livello di pressione sonora esterno $L_{pAe,1m}$ è quindi espresso in dB(A) il che significa che si riferisce alla curva di ponderazione A, quella che meglio descrive il comportamento dell'orecchio umano.

Le due figure che seguono mostrano in che modo è stata implementata nei fogli di calcolo la procedura predittiva appena discussa, distinguendo ed analizzando in un primo momento il contributo di ciascuna frequenza indicizzata per poi “pesarlo” adeguatamente nel calcolo del livello di pressione sonora esterno ad un metro dal dispositivo di regolazione.

IEC 2010										
Flow coefficient	25,31	25,63	21,31	21,31	21,31	17,01	17,01	17,01	15,29	[gpm]
Speed of sound in pipe wall	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	[m/s]
Pressure ratio, x	0,40	0,89	0,89	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,80	-
Expansion coefficient, Y	0,814	0,587	0,589	0,640	0,640	0,642	0,642	0,642	0,652	-
Insulation (reduction of 7 dB(A))	No	-								
Vena contracta jet diameter, D_j	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	[m]
Noise regime	I	IV	-							
Downstream mass density, ρ_2	7,13	1,19	1,19	2,38	2,38	2,38	2,38	2,38	2,38	[kg/m ³]
Downstream sonic velocity, c_2	343,2	343,2	343,2	343,2	343,2	343,2	343,2	343,2	343,2	[m/s]
Ring frequency, f_r	7852	7852	7852	7852	7852	7852	7852	7852	7852	[Hz]
First peak frequency, f_0	1964	1964	1964	1964	1964	1964	1964	1964	1964	[Hz]
External pipe coincidence freq f_c	1582	1582	1582	1582	1582	1582	1582	1582	1582	[Hz]
Peak frequency, f_p	25974	18978	19345	26606	26606	27857	27857	27857	26358	[Hz]
Downstr. pipe vel. correction, L_q	0,10	0,59	0,49	0,24	0,24	0,19	0,19	0,19	0,19	[dB]
Internal sound pressure level, L_{p1}	151,3	157,0	156,2	156,9	156,9	155,9	155,9	155,9	156,3	[dB]
Damping factor, ΔTL	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	[dB]
Sound pressure level, $L_{pAe,1m}$	75,3	78,2	77,2	79,7	79,7	78,4	78,4	78,4	78,6	[dB(A)]

Figura 3.12 - Calcolo del livello di rumore esterno

151,3 Lp ₁ 25974 f _g		1582 f _g				1964 f _g				7852 f _g			
Index	Frequency	Lp(f) [dB]	G ₁ (f)	G ₂ (f)	G ₃ (f)	η ₁ (f)	ΔTL [dB]	TL(f) [dB]	L _{stat,sm} (f) [dB]	ΔL _{stat} (f) [dB]	Lp _{stat,sm} (f)	Lp _{stat,sm} [dB(A)]	
1	12,5	92	6,5E-10	1	0,0283	-94,0	3,2	-94,0	-12	-63,4	2,86E-08	75,30	
2	16	94	1,7E-09	1	0,0250	-91,9		-91,9	-8	-56,7	3,32E-07		
3	20	96	4,3E-09	1	0,0224	-90,0		-90,0	-5	-50,5	3,14E-06		
4	25	97	1,0E-08	1	0,0200	-88,1		-88,1	-1	-44,7	2,70E-05		
5	31,5	99	2,6E-08	1	0,0178	-86,1		-86,1	3	-39,4	2,14E-04		
6	40	101	6,8E-08	1	0,0158	-84,1		-84,1	6	-34,6	1,55E-03		
7	50	102	1,7E-07	1	0,0141	-82,2		-82,2	10	-30,2	9,64E-03		
8	63	104	4,2E-07	1	0,0126	-80,2		-80,2	14	-26,2	5,63E-02		
9	80	106	1,1E-06	1	0,0112	-78,2		-78,2	17	-22,5	3,15E-01		
10	100	107	2,7E-06	1	0,0100	-76,3		-76,3	21	-19,1	1,55E+00		
11	125	109	6,5E-06	1	0,0089	-74,5		-74,5	25	-16,1	6,97E+00		
12	160	111	1,7E-05	1	0,0079	-72,4		-72,4	28	-13,4	3,18E+01		
13	200	113	4,3E-05	1	0,0071	-70,5		-70,5	32	-10,9	1,27E+02		
14	250	114	1,0E-04	1	0,0063	-68,7		-68,7	35	-8,6	4,82E+02		
15	315	116	2,6E-04	1	0,0056	-66,8		-66,8	39	-6,6	1,75E+03		
16	400	118	6,8E-04	1	0,0050	-64,8		-64,8	43	-4,8	6,26E+03		
17	500	119	1,7E-03	1	0,0045	-63,0		-63,0	46	-3,2	2,01E+04		
18	630	121	4,2E-03	1	0,0040	-61,1		-61,1	50	-1,9	6,18E+04		
19	800	123	1,1E-02	1	0,0035	-59,2		-59,2	53	-0,8	1,86E+05		
20	1000	124	2,7E-02	1	0,0032	-57,4		-57,4	57	0	4,91E+05		
21	1250	126	6,5E-02	1	0,0028	-55,6		-55,6	60	0,6	1,23E+06		
22	1600	128	1,7E-01	1	0,0025	-53,7		-53,7	64	1	3,20E+06		
23	2000	129	5,0E-01	1	0,0022	-51,2		-51,2	68	1,2	8,56E+06		
24	2500	131	5,6E-01	1	0,0020	-52,8		-52,8	68	1,3	8,60E+06		
25	3150	133	6,3E-01	1	0,0018	-54,5		-54,5	68	1,2	8,14E+06		
26	4000	134	7,1E-01	1	0,0016	-56,3		-56,3	68	1	7,41E+06		
27	5000	136	8,0E-01	1	0,0014	-58,0		-58,0	67	0,5	6,19E+06		
28	6300	137	9,0E-01	1	0,0013	-59,8		-59,8	67	-0,1	4,91E+06		
29	8000	138	1,0E+00	1	0,0011	-61,7		-61,7	66	-1,1	3,40E+06		
30	10000	139	1,0E+00	1	0,0010	-63,9		-63,9	65	-2,5	1,88E+06		
31	12500	140	1,0E+00	1	0,0009	-66,1		-66,1	64	-4,3	9,09E+05		
32	16000	141	1,0E+00	1	0,0008	-68,6		-68,6	62	-6,6	3,59E+05		
33	20000	141	1,0E+00	1	0,0007	-70,9		-70,9	60	-9,3	1,27E+05		

Analisi del livello di rumore in funzione delle frequenze indicizzate

3.3 Condizioni di validità della normativa

La procedura predittiva della normativa è applicabile, come detto, alla maggior parte delle tipologie di valvole disponibili in commercio e si ricorda che essa può predire unicamente il rumore di tipo aerodinamico. Per quanto riguarda la propagazione del rumore intervengono alcuni fattori da tenere in considerazione come la distanza dalla sorgente, la sua direttività e le riflessioni delle superfici circostanti. Si è detto che il livello di pressione sonora esterno $L_{pAe,1m}$ consiste in quello misurabile ad un metro a valle della valvola e posizionando il microfono ad un metro dalla parete della tubazione in modo, data la sua vicinanza alla sorgente il livello misurato coincide praticamente con quello diretto. Le equazioni introdotte dalla normativa infatti sono valide nell'ipotesi di sorgente isotropa ideale, ovvero in grado di emettere onde acustiche in modo uguale in tutte le direzioni. Nell'analisi delle valvole di controllo, la sorgente può essere schematizzata come un elemento lineare (la tubazione) e sarà caratterizzata, sotto l'ipotesi di isotropia, da un decremento del rumore per raddoppio della distanza di 3 dB; tale decremento non è generato dall'assorbimento di energia nell'aria ma dalla forma delle onde sonore che determina un disperdimento su una superficie maggiore all'aumentare della distanza della sorgente. Tuttavia, nella pratica, la presenza di pareti o altri ostacoli riflettenti nelle vicinanze della valvola e del condotto di valle altera la condizione ideale di isotropia, rendendo poco attendibili le equazioni della normativa; il disperdimento delle onde sonore diviene asimmetrico ed a causa del suono riflesso dalle superfici in prossimità della valvola ne consegue un livello di rumore maggiore rispetto a quello calcolato dalla normativa (per esempio un pavimento riflettente nei pressi della valvola genera un aumento del livello sonoro di circa 2-3 dB): è importante quindi operare nelle condizioni più vicine possibili a quelle ideali di sorgente isotropa.

Si sottolinea inoltre che la procedura descritta in questo capitolo è valida nell'ipotesi che il rumore di fondo possa essere considerato trascurabile; ciò avviene nel caso in cui tale disturbo sia di almeno 10 dB inferiore al rumore generato dalla sorgente principale, in caso

contrario è necessario modificare i calcoli effettuati mediante opportuni fattori correttivi.

Infine è giusto evidenziare in questa trattazione quanto importante sia eseguire una corretta installazione della valvola di controllo dato che ciò influenza l'esito della previsione del livello di rumore della linea. Data la complessità del problema non è possibile definire dei fattori correttivi che tengano conto della presenza di riduzioni, curve, diramazioni e di tutte le altre possibili cause che contribuiscono a generare turbolenza e quindi rumore lungo la linea ma può essere utile fornire qualche indicazione circa l'effetto della configurazione del piping sul livello di rumorosità:

- l'installazione ideale sarebbe quella avente tratti rettilinei dello stesso diametro della valvola a monte e a valle; deviazioni da questo standard sono tuttavia applicate molto frequentemente dai progettisti degli impianti, la più comune consiste nell'utilizzare un diametro della tubazione superiore rispetto a quello della valvola tramite l'aggiunta di tronchetti di raccordo chiamati riduzioni: è importante che esse siano caratterizzate da una graduale variazione di sezione in modo tale da prevenire elevati livelli di rumore.
- è opportuno tuttavia mantenere uno sviluppo minimo dei tratti rettilinei in prossimità della valvola; i valori consigliati affinché non vi sia il rischio di influenzare il livello di pressione sonora calcolato dalla normativa sono di 6 diametri valvola a monte e di 3 diametri valvola a valle di questa;
- è consigliato non impiegare valvole di intercettazione nei pressi del dispositivo di regolazione; nel caso sia necessario sono preferibili i modelli a sfera o a saracinesca;

- tenere sotto controllo l'entità delle velocità nelle tubazioni può essere decisivo dato che, nel caso si raggiungano valori molto elevati, il fluido che scorre nelle tubazioni può addirittura dare origine al rumore predominante;
- nel caso in cui sia presente una brusca deviazione del fluido o una variazione della sezione di passaggio, possono nascere problematiche dal punto di vista acustico; alcune indicazioni circa le soluzioni costruttive consigliate e quelle invece da evitare per quanto riguarda curve, diramazioni e altri tipi di raccordi sono fornite nella figura in basso.

	Consigliabile	Da evitare
Riduzioni		
Curve		
Confluenze		
Diramazioni		
Collettori		

Figura 3.13 - Indicazioni riguardo la configurazione del piping

3.4 Campo di tolleranza

Il grado di tolleranza ammesso sulla valutazione del livello di rumore dipende dalla tipologia del dispositivo cui si applica la procedura predittiva della normativa 60534-8-3: ad esempio per le valvole caratterizzate da passaggi non ben definiti e non indipendenti o per quelle di tipo rotativo con disegno particolare può risultare più complicato riuscire a predire in modo accurato la rumorosità generata.

Tuttavia, escludendo i dispositivi con un design costruttivo complesso, il campo di tolleranza previsto dalla normativa è di ± 5 dB; per quelle valvole di geometria facilmente identificabile, per le quali sono disponibili valide verifiche sperimentali, è comunque possibile adottare tolleranze più strette senza correre il rischio di prendere in considerazione risultati poco attendibili.

Sono state condotte negli ultimi anni da parte dei ricercatori Kiesbauer e Vnucec numerose prove di rumore e oltre 3000 misurazioni in laboratorio, utilizzando valvole standard di geometria abbastanza semplice impiegate per applicazioni normali, al fine di ricavare informazioni circa il grado di accuratezza delle ultime due edizioni della normativa IEC 60534-8-3; è interessante riportare ed analizzare adesso alcuni dei risultati ottenuti nelle loro pubblicazioni.

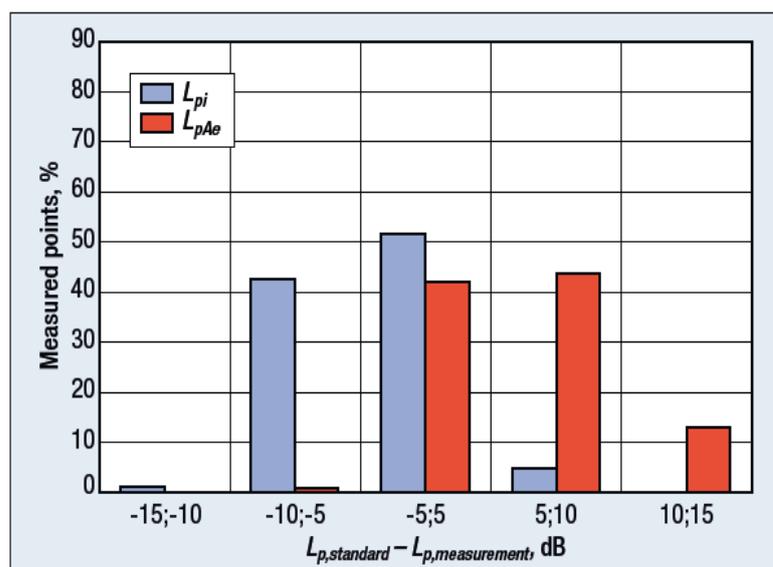


Figura 3.14 - Accuratezza della precedente edizione della normativa IEC

Per quanto concerne la precedente edizione della normativa si nota che soltanto il 42% dei valori del livello di pressione sonora esterno $L_{pAe,1m}$ misurati, confrontati con quelli calcolati dalla normativa, rientra nel range dei ± 5 dB di tolleranza; sembra infatti che la normativa tenda spesso a sovrastimare il valore di $L_{pAe,1m}$ di una quantità che va dai 5 ai 15 dB. Analizzando invece il livello di rumore all'interno della tubazione L_{pi} emerge che il 51% dei valori misurati ricade nel range di tolleranza previsto dalla normativa che al contrario sottostima oltre il 42% dei valori di L_{pi} . Tale situazione, confermata da numerosi costruttori ed utilizzatori di valvole, non era affatto soddisfacente e necessitava di essere perfezionata.

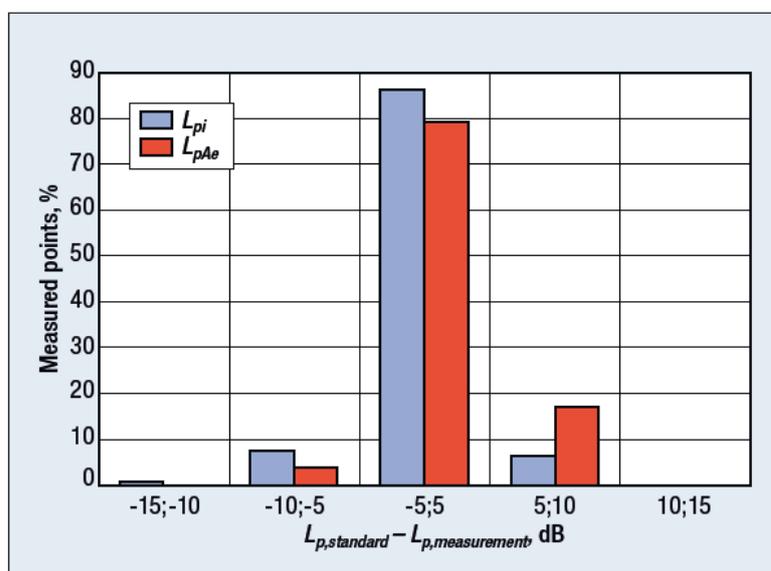


Figura 3.15 - Accuratezza dell'edizione aggiornata della normativa IEC

Esaminando adesso l'edizione aggiornata della normativa, ci si accorge immediatamente di un notevole miglioramento per quanto riguarda il grado di accuratezza della normativa IEC: difatti ben il 79% dei valori del livello di pressione sonora esterno $L_{pAe,1m}$ misurati, confrontati con quelli calcolati, rientra nel range dei ± 5 dB di tolleranza mentre addirittura l'86% dei valori misurati di L_{pi} ricade nel range di tolleranza previsto dalla normativa.

In definitiva sembrerebbe che l'edizione aggiornata della normativa 60534-8-3 riesca a prevedere in maniera più accurata il livello di rumore di una valvola di controllo in ogni situazione; tuttavia ciò non garantisce il medesimo risultato per quanto riguarda le prove di rumore che saranno condotte nel corso del successivo capitolo dato che il grado di accuratezza sulla valutazione del rumore dipende oltre che dal tipo di valvola anche dalle condizioni di esercizio in cui questa lavora.

Tenuto conto che anche una tolleranza di 5 dB, nonostante sia accettata dalla normativa, può notevolmente pesare sull'effetto acustico finale, è interesse del costruttore effettuare in ogni caso un'analisi approfondita del problema con il supporto della ricerca sperimentale al fine di ottenere un livello di previsione il più accurato possibile e prevenire qualsivoglia tipo di problema legato alla rumorosità della valvola di controllo.

Capitolo 4

Prove sperimentali e risultati

4.1 Introduzione

Nel progetto e realizzazione di una valvola di controllo riuscire a prevedere l'entità delle emissioni acustiche prodotte è di primaria importanza sia perché un livello di pressione sonora inatteso può essere sinonimo di errori e imperfezioni in sede di progettazione o di montaggio sia perché un'elevata rumorosità può essere la causa dell'insorgere di danni, anche permanenti, all'apparato uditivo umano negli ambienti di lavoro. La possibilità di conoscere preventivamente se il livello di inquinamento acustico che caratterizza la valvola supera o meno i valori consentiti dalla normativa, permette di poter intervenire già a livello progettuale, con un notevole risparmio anche dal punto di vista economico; è quindi interesse del costruttore realizzare un'analisi approfondita per quanto concerne l'aspetto acustico di questi dispositivi attraverso prove sperimentali con l'intento di ottenere un livello di previsione il più accurato possibile.

Al termine del secondo capitolo sono state presentate le valvole di controllo a bassa rumorosità ed in particolare le tre gabbie che saranno adesso analizzate in questa sezione della trattazione: per ognuna di esse sono stati svolti test sperimentali in cui è stato rilevato e registrato direttamente, al variare dei parametri di tipo fluidodinamico, il livello di rumore generato; questi valori sono stati successivamente confrontati con i livelli di pressione sonora calcolati dalle due edizioni della normativa IEC 60534-8-3, attraverso la procedura discussa nello scorso capitolo, nelle medesime condizioni operative in modo tale da stabilire quale delle due versioni riuscisse a prevedere meglio il rumore prodotto dalle valvole di controllo qui esaminate.

4.2 Struttura dell'impianto di prova

L'impianto utilizzato per lo svolgimento delle prove sperimentali del presente lavoro di tesi è situato presso lo stabilimento Valvitalia di Due Carrare, in provincia di Padova.



Figura 4.1 - Sede Valvitalia di Due Carrare (PD)

La linea impiegata è stata predisposta appositamente per testare il comportamento acustico dei trim a bassa rumorosità, discussi alla fine del secondo capitolo, attraversati da un fluido comprimibile (aria compressa nelle prove effettuate), al variare delle condizioni di prova; la normativa IEC fornisce delle direttive anche per quanto riguarda la disposizione della strumentazione che compone la linea dell'impianto, in particolar modo, come si vedrà, per quanto concerne la posizione e la configurazione della camera anecoica necessaria per le misurazioni.

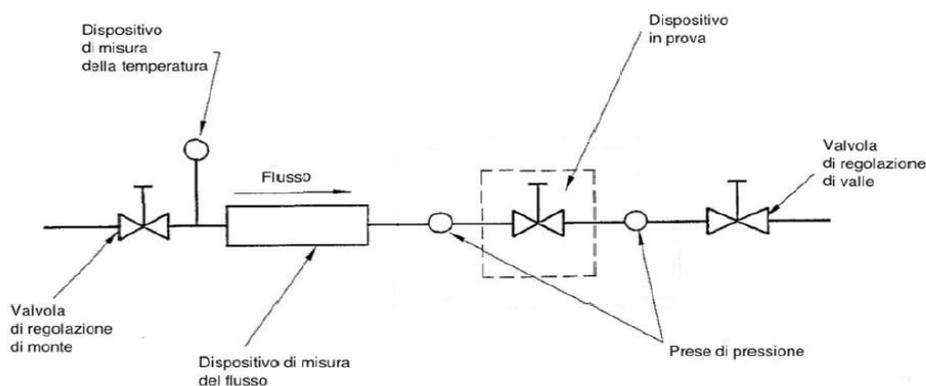


Figura 4.2 – Direttive IEC circa l'assetto della linea

La disposizione indicata dalla normativa si riferisce non soltanto agli impianti destinati all'analisi del livello di rumore generato dai dispositivi di regolazione ma comprende anche tutti quei test di carattere fluidodinamico che consentono di ricavare i parametri caratteristici della valvola di controllo, come ad esempio il coefficiente di portata C_V .



Figura 4.3 – Allestimento dell'impianto di prova

L'impianto di prova disposto per i test di rumore è costituito, in conformità alla normativa di riferimento, sostanzialmente da una linea in acciaio di circa otto metri lungo la quale sono installati oltre alla valvola di regolazione da testare anche i dispositivi necessari per la corretta rilevazione del livello acustico tra i quali spiccano in particolar modo i seguenti:

- Trasduttori di pressione
- Termocoppia
- Dispositivo di misura del flusso
- Valvola di apertura e chiusura impianto
- Fonometro

La linea è collegata alla rete ad aria compressa aziendale e tramite un dispositivo di intercettazione manuale a volantino è possibile aprire e chiudere quando richiesto il passaggio del fluido comprimibile nell'impianto, prestando attenzione a non generare pericolosi fenomeni vibratorii sulle varie componenti della linea che rischiano di poter danneggiare irrimediabilmente le valvole; a tale scopo è importante evitare un'improvvisa apertura e chiusura della valvola, prolungando eventualmente il tempo caratteristico di tali azioni.

Il compressore che alimenta la linea riesce ad assicurare una pressione massima assoluta nominale di 10 bar ed è provvisto di essiccatore avente la funzione di impedire che nell'aria prelevata dall'atmosfera vi sia formazione di condensa; dato che tale compressore sarebbe impiegato in condivisione con le altre attività aziendali, si è preferito svolgere le prove al di fuori dell'orario di lavoro del resto della filiera produttiva in modo da sfruttare la massima pressione disponibile. È presente un sistema di filtraggio dell'aria, essendo l'impianto connesso alla rete aziendale, che consente al fluido di essere ripulito da polveri o residui di vario genere affinché venga impedito a tali impurità di deteriorare od ostruire i dispositivi dell'impianto ed inoltre allo scopo di ottenere risultati maggiormente accurati.



Figura 4.4 – Indicatori di pressione del compressore

I sensori di pressione hanno il compito di misurare le perdite di carico lungo la linea e sono stati inseriti nell'impianto secondo le direttive della normativa IEC, ovvero a due diametri a monte della valvola ed a sei diametri dalla valvola nel tratto di tubazione a valle di esso; sono stati utilizzati principalmente due tipologie di misuratori di pressione, mostrati nella figura in basso, in particolare un manometro con trasduttore di pressione ed un trasmettitore di pressione differenziale a membrana digitale; sono stati inseriti inoltre nell'impianto i misuratori di temperatura a monte e a valle del dispositivo di regolazione analizzato allo scopo di validare l'ipotesi di temperatura pressoché invariata all'ingresso e all'uscita della valvola.



Figura 4.5 – Tipi di misuratori di pressione utilizzati

Il tratto di tubazione di monte ha un diametro nominale di 3", il medesimo di quello della valvola di controllo testata, questa è infatti la configurazione ideale per prevenire valori elevati di rumorosità. Il diametro nominale della condotta a valle del dispositivo di regolazione invece è di 8" in modo da realizzare un'installazione più compatta; la variazione di sezione è realizzata in modo graduale per impedire la generazione di turbolenza e quindi di rumore lungo la linea. Si è verificato inoltre che lo spessore della tubazione coincidesse con quello normalizzato di schedula standard attraverso l'utilizzo di un misuratore ad ultrasuoni che mediante una sonda consente di valutare sperimentalmente lo spessore della condotta.



Figura 4.6 - Verifica dello spessore della tubazione

Le valvola di controllo è stata installata in modo che l'azione del fluido operativo tenda ad aprire la valvola; la procedura di montaggio è stata preceduta da ispezioni preliminari, in particolare sono state rimosse le protezioni dalle flange della condotta e dalla valvola in modo da pulirle ed è stato applicato uno strato di lubrificante sulle superfici maggiormente a rischio usura al fine di garantire una tenuta perfetta, ridurre gli attriti e facilitare lo smontaggio e la sostituzione dei trim della valvola. Il montaggio della valvola è stato eseguito nella configurazione più comune, ovvero optando per un orientamento verticale disponendo l'attuatore ed il cappello sopra il dispositivo; questa soluzione consente di ridurre al minimo le sollecitazioni dovute alle vibrazioni e l'usura delle guide è in tal caso uniforme in ogni punto.



Figura 4.7 – Dettaglio del corpo valvola

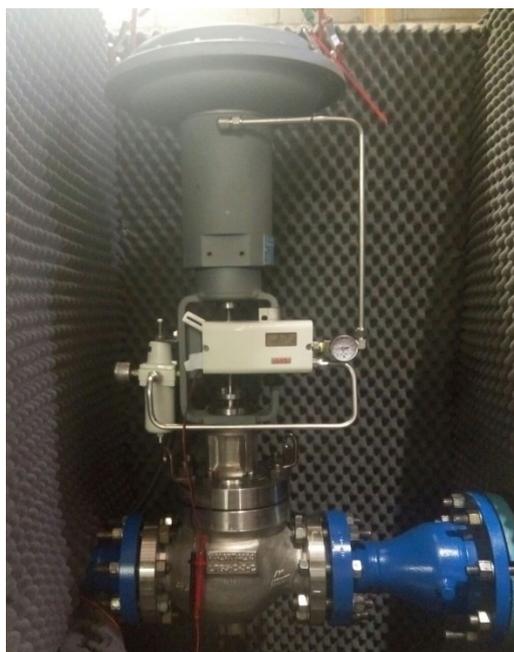


Figura 4.8 - Montaggio della valvola nella camera anecoica

Affinché le prove di rumore restituiscano risultati attendibili è necessario isolare acusticamente non soltanto la valvola di regolazione ma anche la zona lungo la linea in cui sarà rilevato il livello di rumore generato: è stata quindi allestita una piccola camera anecoica internamente rivestita di un materassino composto da materiale altamente fonoassorbente con conformazione acuminata che permette di assorbire l'onda acustica incidente. In questa tipologia di prove di rumore è fondamentale la presenza di un ambiente isolato acusticamente come quello appena descritto in buona sostanza per due ragioni:

- il livello di pressione sonora misurato generato dalla valvola non sia contaminato dai rumori ambientali nei pressi dell'impianto di prova;
- i valori di rumore ricavati dai test non siano influenzati dalle caratteristiche di riflessione acustica delle superfici in prossimità della valvola (pavimento, pareti della stanza, ecc.) che potrebbero quindi alterare le misurazioni eseguite.

La normativa IEC 60534-8-1 definisce due possibili configurazioni della camera anecoica in funzione della posizione della valvola di controllo e alcune distanze da rispettare per quanto concerne la collocazione del fonometro e dei sensori di pressioni e temperatura.

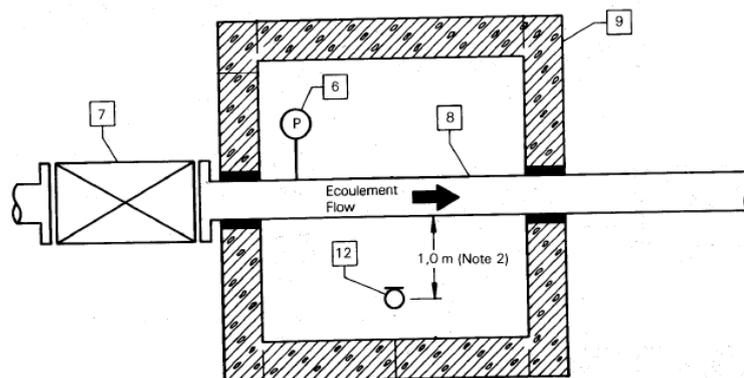


Figura 4.9 – Prima configurazione prevista dalla normativa

Nella prima configurazione il dispositivo testato si colloca all'esterno della camera anecoica che diversamente include al suo interno il tratto di tubazione subito a valle.

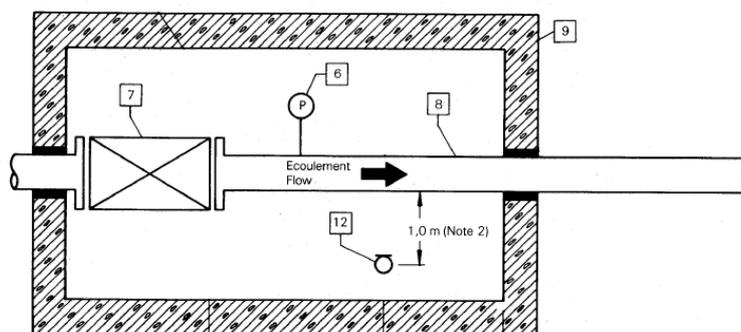


Figura 4.10 – Seconda configurazione prevista dalla normativa

Si è optato, per i test realizzati in questa tesi, per la seconda configurazione che invece racchiude all'interno della camera anche la valvola esaminata in modo da acquisire unicamente il rumore di tipo aerodinamico, ovvero quello legato alla turbolenza del fluido, trascurando quindi quello generato da possibili vibrazioni che si potrebbero propagare all'interno della camera. Il livello di rumore

dovrà essere valutato, come discusso nel capitolo precedente, ad un metro di distanza dalla parete della tubazione, come d'altronde emerge anche dalle due schematizzazioni, fornite dalla normativa, appena riportate; di conseguenza è stato realizzato opportunamente un foro nella camera anecoica per consentire al fonometro di poter registrare il livello di rumore generato ad un metro di distanza come previsto dalla normativa. È stato impiegato un fonometro integratore di precisione in classe 1 DeltaOhm modello HD 9020, dotato di un filtro con risposta piatta in frequenza nell'intervallo di frequenze sensibili all'orecchio umano; esso incorpora inoltre alcuni filtri di pesatura in frequenza, tra cui uno in terzi d'ottava con frequenze centrali da 12,5 Hz a 20 kHz e un filtro secondo la curva di ponderazione A che consente di ottenere il livello di pressione sonora in dB(A).



Figura 4.11 - Procedura di calibrazione del fonometro

Prima dell'utilizzo il fonometro è stato calibrato in modo che restituisse valori di misura corretti mediante il calibratore elettronico HD 9101 fornito in dotazione insieme al fonometro: la calibrazione del dispositivo deve restituire alla frequenza di riferimento di 1000 Hz un livello acustico di 94 dB, valore che caratterizza il calibratore elettronico. Una volta descritta la struttura dell'impianto di prova ed elencati i componenti principali che la compongono, si procede adesso con l'esposizione dei risultati ottenuti mediante le prove di rumore realizzate in questo lavoro di tesi.

4.3 Risultati sperimentali

4.3.1 Introduzione

In questo paragrafo verranno riportati i livelli di rumore ottenuti sperimentalmente attraverso il fonometro DeltaOhm HD 9020 delle tre diverse gabbie testate, presentate nel secondo capitolo; successivamente tali valori verranno confrontati con quelli calcolati tramite il software secondo le due diverse edizioni della normativa IEC 60534-8-3 che sono state discusse nel corso del terzo capitolo: l'obiettivo è quello di analizzare in che modo la normativa riesca a prevedere il livello di pressione sonora prodotto da valvole a bassa rumorosità caratterizzate da una geometria man mano più complessa e, nel caso in cui la precisione nella stima del rumore si riveli tollerabile, quale delle due versioni si avvicini maggiormente ai risultati misurati attraverso i test sperimentali.

Le prove sono state condotte modificando il grado di apertura della valvola di controllo e di conseguenza al variare della portata che attraversa il dispositivo; in questo modo è stato interessante confrontare il livello di rumore generato al variare della velocità del fluido e quindi per differenti valori del numero di Mach M_2 a valle della valvola. È stato possibile modificare il grado di apertura della valvola durante le prove



Figura 4.12 – Multimetro Seneca Test3

grazie al multimetro Seneca Test3, uno strumento che fornisce un valido supporto per sessioni di calibrazione e prove in laboratorio e consente di regolare dispositivi industriali tramite il settaggio di grandezze analogiche; il multimetro funge infatti da regolatore all'interno dell'anello di controllo del processo ed è connesso al posizionatore, il componente più importante dell'attuatore di una valvola, dato che da questo dipende una corretta regolazione della posizione dell'otturatore. Le funzioni che svolge il posizionatore sono le seguenti:

1. riceve il segnale proveniente dal regolatore, in questo caso il multimetro;
2. confronta il segnale con la posizione dell'otturatore della valvola;
3. nel caso in cui l'otturatore non si trovi nella posizione desiderata, il posizionatore provvede alla sua regolazione.

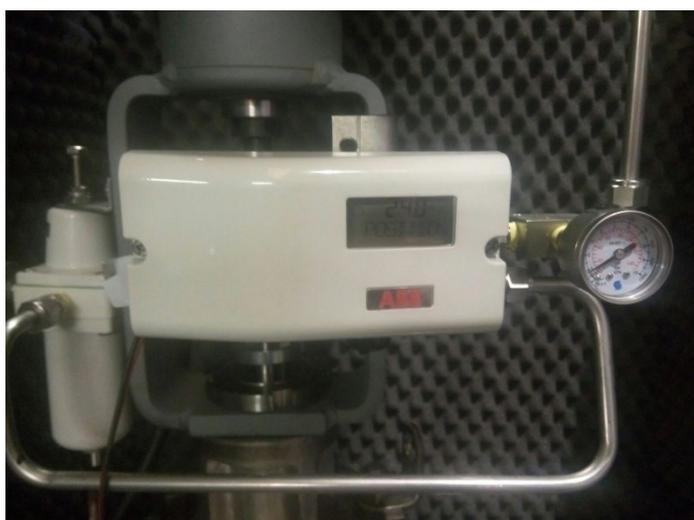


Figura 4.13 - Posizionatore elettropneumatico della valvola

Il posizionatore utilizzato nelle prove di rumore è di tipo elettropneumatico analogico poiché riceve un segnale elettrico dal multimetro espresso in mA ed invia all'attuatore un segnale correttivo pneumatico. In questo modo è stato possibile quindi controllare il grado di apertura della valvola di controllo, ovvero impostando tramite il multimetro Seneca Test3 un valore del segnale elettrico compreso tra 4 e 20 mA, cui corrisponde una determinata posizione dell'otturatore

della valvola, come indicato nella tabella in basso che mostra come varia il grado di apertura in funzione del segnale di corrente.

mA	% Apertura rilevata	% Apertura calcolata
4,5	3,2%	3,1%
5,0	6,2%	6,3%
5,5	9,4%	9,4%
6,0	12,4%	12,5%
6,5	15,5%	15,6%
7,0	18,7%	18,8%
7,5	21,8%	21,9%
8,0	24,8%	25,0%
8,5	28,2%	28,1%
9,0	31,1%	31,3%
9,5	34,3%	34,4%
10,0	37,4%	37,5%
10,5	40,6%	40,6%
11,0	43,6%	43,8%
11,5	46,8%	46,9%
12,0	49,9%	50,0%
12,5	53,0%	53,1%
13,0	56,1%	56,3%
13,5	59,3%	59,4%
14,0	62,4%	62,5%
14,5	65,6%	65,6%
15,0	68,7%	68,8%
15,5	71,8%	71,9%
16,0	74,9%	75,0%
16,5	77,9%	78,1%
17,0	81,2%	81,3%
17,5	84,3%	84,4%
18,0	87,3%	87,5%
18,5	90,6%	90,6%
19,0	93,7%	93,8%
19,5	96,6%	96,9%
20,0	99,7%	100,0%

Figura 4.14 - Variazione del grado di apertura in funzione del segnale di corrente

Per ciascuno dei trim esaminati nelle prove sono stati così analizzati i gradi di apertura della valvola più comunemente utilizzati nella pratica. Modificando il grado di apertura della valvola, varia di conseguenza anche la portata che attraversa la linea che è stata misurata mediante l'utilizzo di orifizi calibrati: sono sostanzialmente dei dischi realizzati in acciaio in cui è stato praticato al centro un foro circolare di dimensioni variabili in funzione dei parametri di processo; questi dischi vengono montati all'interno della tubazione mediante flangiatura in modo che il centro del foro coincida con l'asse della condotta. Viene quindi realizzato un restringimento della sezione nella quale passa il fluido che provoca una perdita di carico localizzata nella zona della strozzatura; in pratica la misura della portata si traduce in una misura del salto di pressione esistente tra monte e valle del disco calibrato,

rilevato attraverso un manometro differenziale, dato che tale valore è proporzionale al quadrato della velocità nella strozzatura. Questo sistema di misura della portata è oggi il più diffuso innanzitutto per il basso costo e la facilità di installazione che caratterizza questi dischi ma anche per le sue prestazioni di misura affidabili e perché applicabile ad un ampio range di portate (fino a migliaia di m³/h).



Figura 4.15 - Vari modelli di dischi calibrati

Inoltre è stato utile testare le valvole al variare della pressione di monte, una volta fissata l'apertura dell'otturatore, così da valutare l'incidenza della pressione differenziale nel livello sonoro misurato sperimentalmente. Si è cercato comunque di mantenere la pressione a monte della valvola il più elevata possibile, compatibilmente con le possibilità del compressore a disposizione, dunque con valori prossimi ai 10 bar assoluti (leggermente inferiori in realtà a causa delle perdite di carico) mentre invece la pressione a valle della valvola è stata posta pari o comunque vicina a quella atmosferica: tutto ciò ha una ragione ben precisa, ovvero quella di ottenere per le prove di rumore una pressione differenziale Δp la più alta realizzabile così da raggiungere condizioni di esercizio più difficili per la valvola di controllo che possano quindi impegnarla maggiormente dal punto di vista acustico; tuttavia, come detto, per analizzare l'influenza sul rumore generato di una pressione differenziale differente, sono stati eseguiti test caratterizzati anche da una pressione di monte inferiore rispetto ai 10 bar in precedenza indicati.

I parametri ricavati dalla strumentazione presente lungo la linea vengono trasferiti al sistema di acquisizione dati che mediante un software restituisce il grado di apertura della valvola di regolazione testata e il valore della portata d'aria che sta attraversando l'impianto. L'interfaccia del software, in aggiunta, mostra sia il valore della pressione all'uscita della valvola sia quello della pressione di monte; per quanto riguarda quest'ultimo parametro sono state osservate perdite di carico significative nel tratto di tubazione compreso tra il compressore e la valvola di controllo esaminata di cui si deve tenere conto nella valutazione dei risultati sperimentali ottenuti. Il sistema di acquisizione dati permette infine di visualizzare l'andamento dei parametri acquisiti sia durante la prova che in un secondo momento, salvando una copia dei dati in memoria.

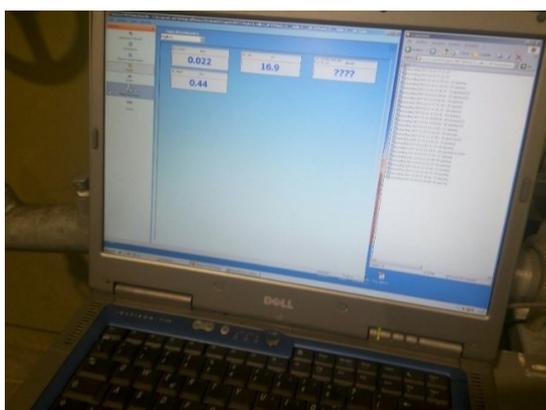


Figura 4.16 - Software di acquisizione dati

Si sottolinea infine che il livello di pressione sonora misurato dal fonometro durante le prove tende ad oscillare attorno ad un determinato valore, rendendo dunque complicata la raccolta dei risultati sperimentali; ad ogni modo si è deciso di indicare nelle tabelle in cui saranno riassunti i dati raccolti il valore di picco registrato dal fonometro. Oltre a ciò è necessario considerare il grado di tolleranza che caratterizza i dati registrati dal fonometro, inteso come differenza tra il valore massimo ed il valore minimo da attribuire alla misura: nel manuale d'utilizzo del fonometro DeltaOhm HD 9020 è consigliato considerare una tolleranza di 0,5 dB(A); per tale motivo i risultati sperimentali presentati saranno approssimati in modo opportuno alla cifra decimale più vicina.

4.3.2 LTG3

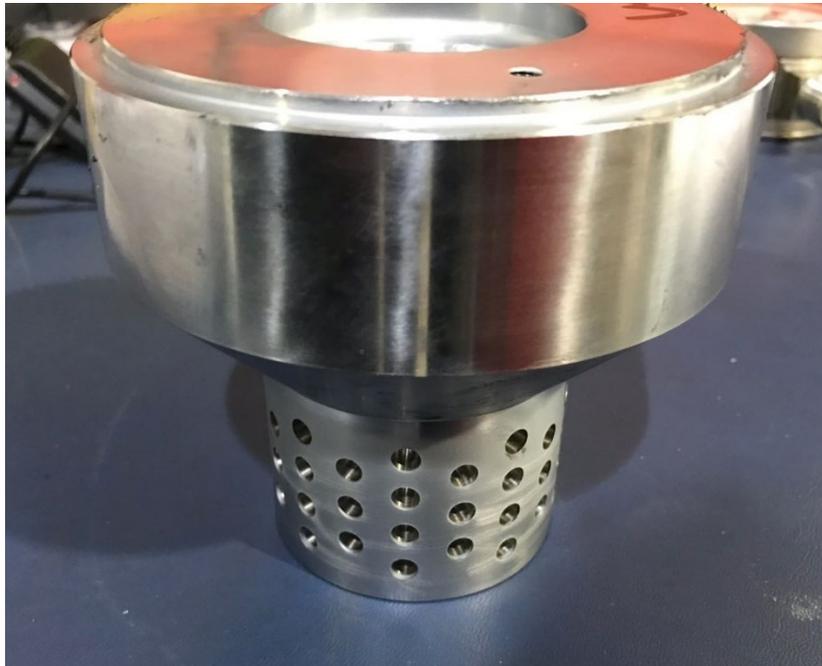
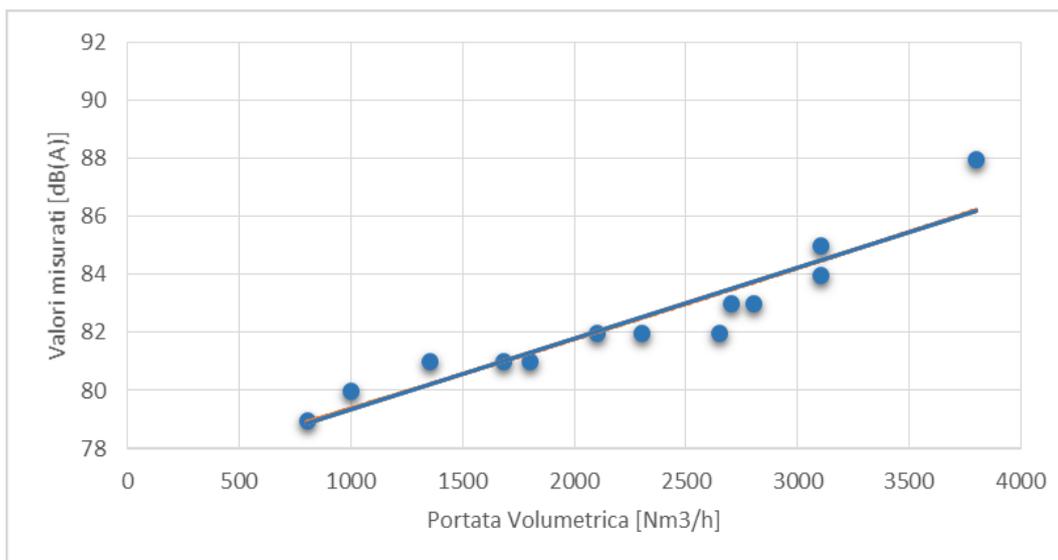
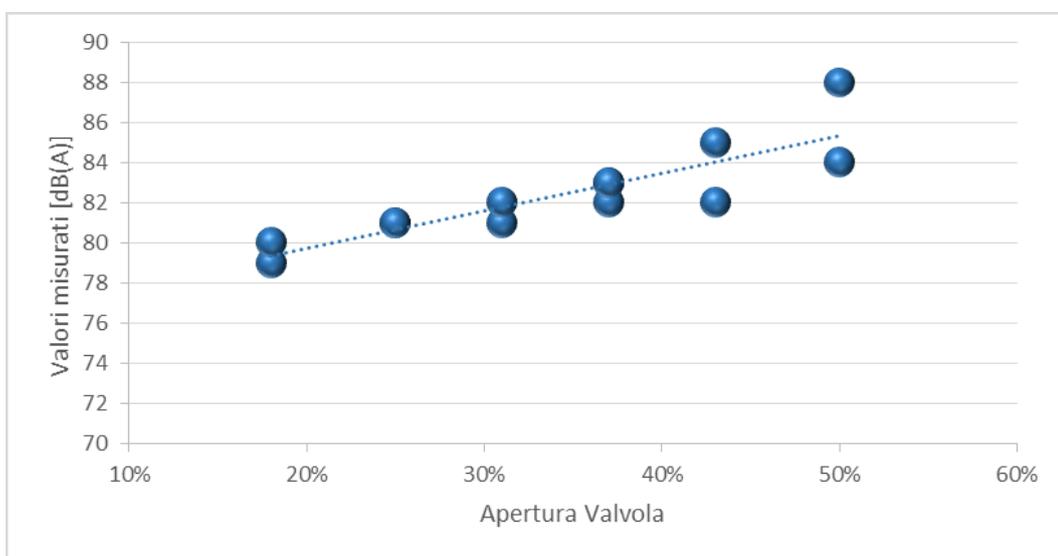


Figura 4.17 - Gabbia LTG3

Principali caratteristiche costruttive

- Diametro Nominale Valvola: 3"
Diametro Valvola Interno: 78 mm
- Diametro Nominale Sede: 1"½
Diametro Sede: 40 mm
- Diametro fori: 6 mm
- Numero anelli: 7
- Numero fori per anello: 9
- Numero totale fori: 63
- Area Totale Fori: 1781 mm²
- Area Utile: 1654 mm²
- Corsa: 35 mm

	p_{1MAX} [bar]	p_{1min} [bar]	Δp_{media} [bar]	Q_{MAX} [Nm ³ /h]	Apertura Valvola	Valori Misurati [dB(A)]
#8	7,4	7,2	6,28	800	18%	79
#1	9,3	9,1	8,18	1000	18%	80
#9	7,4	7,1	6,23	1800	31%	81
#10	7,4	7,2	6,28	1350	25%	81
#2	9,3	9	8,13	1680	25%	81
#11	7,4	7,1	6,23	2300	37%	82
#12	7,4	7	6,18	2650	43%	82
#3	9,2	8,7	7,93	2100	31%	82
#4	9,4	8,5	7,93	2700	37%	83
#7	9,8	8,8	8,28	2800	37%	83
#13	7,4	6,9	6,13	3100	50%	84
#5	9,4	8,3	7,83	3100	43%	85
#6	9,5	8,5	7,98	3800	50%	88



4.3.3 LTG3-LN

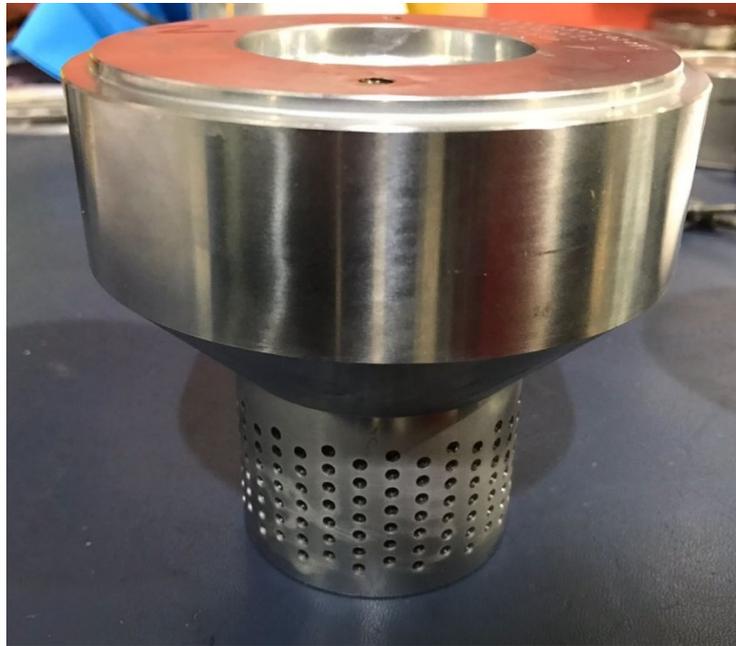
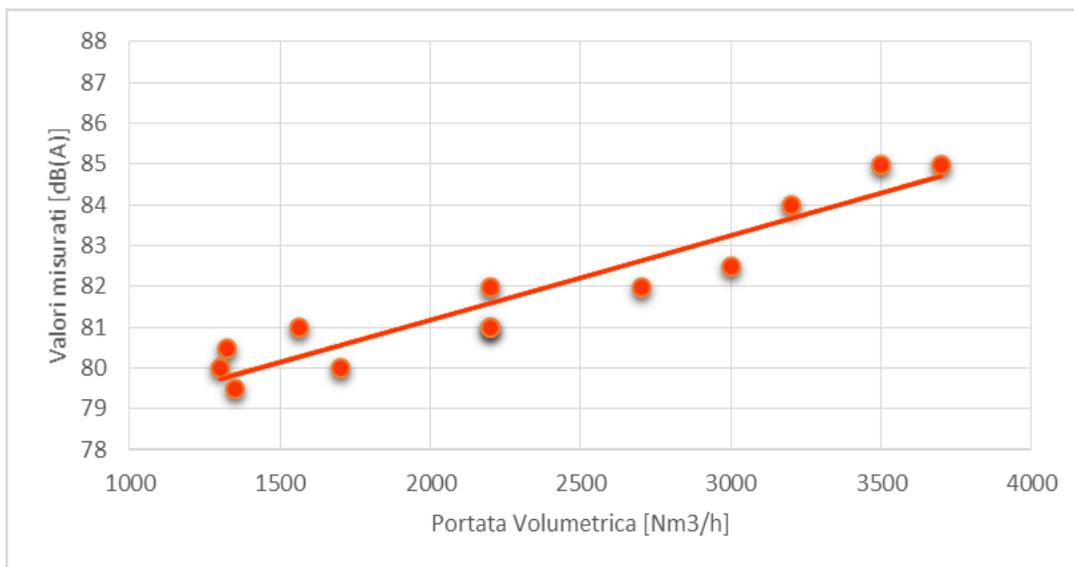
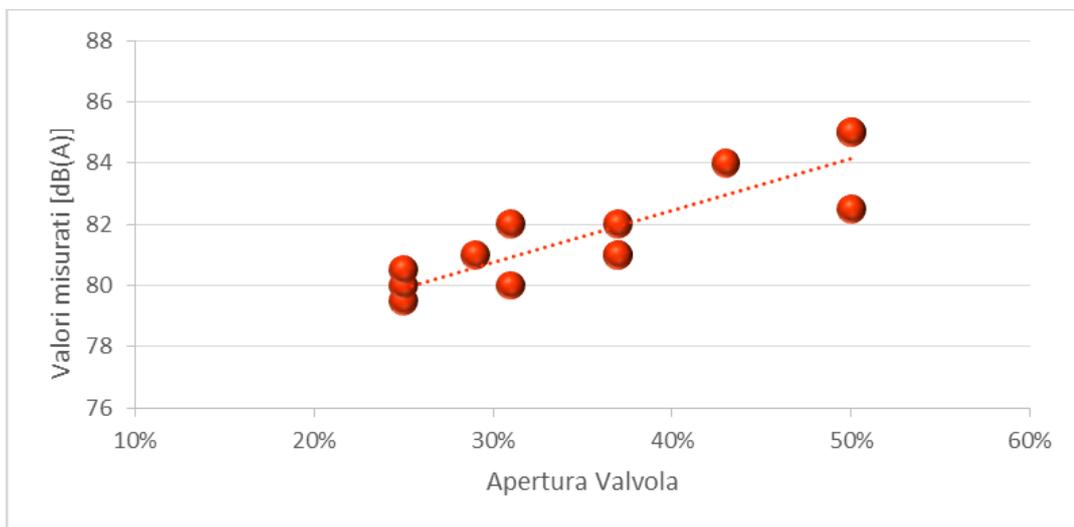


Figura 4.18 - Gabbia LTG3-LN

Principali caratteristiche costruttive

- Diametro Nominale Valvola: 3"
Diametro Valvola Interno: 78 mm
- Diametro Nominale Sede: 1"½
Diametro Sede: 40 mm
- Diametro fori: 3 mm
- Numero anelli: 14
- Numero fori per anello: 16
- Numero totale fori: 224
- Area Totale Fori: 1583 mm²
- Area Utile: 1527 mm²
- Corsa: 35 mm

	P_{1MAX} [bar]	P_{1min} [bar]	Δp_{media} [bar]	Q_{MAX} [Nm ³ /h]	Apertura Valvola	Valori Misurati [dB(A)]
#13	7,3	7,1	6,2	1350	25%	79,5
#1	7,3	7	6,1	1700	31%	80
#3	7,3	7	6,1	1300	25%	80
#2	7,3	7	6,1	1320	25%	80,5
#11	7,4	7,1	6,2	1560	29%	81
#10	7,3	7	6,1	2200	37%	81
#12	7,3	7	6,1	2200	37%	81
#4	9,6	8,85	8,2	2200	31%	82
#7	9,6	8,7	8,1	2700	37%	82
#9	7,4	7	6,2	3000	50%	82,5
#6	9,5	8,8	8,1	3200	43%	84
#5	9,5	8,3	7,9	3500	50%	85
#8	9,6	8,7	8,1	3700	50%	85



4.3.4 LTG3-ELN

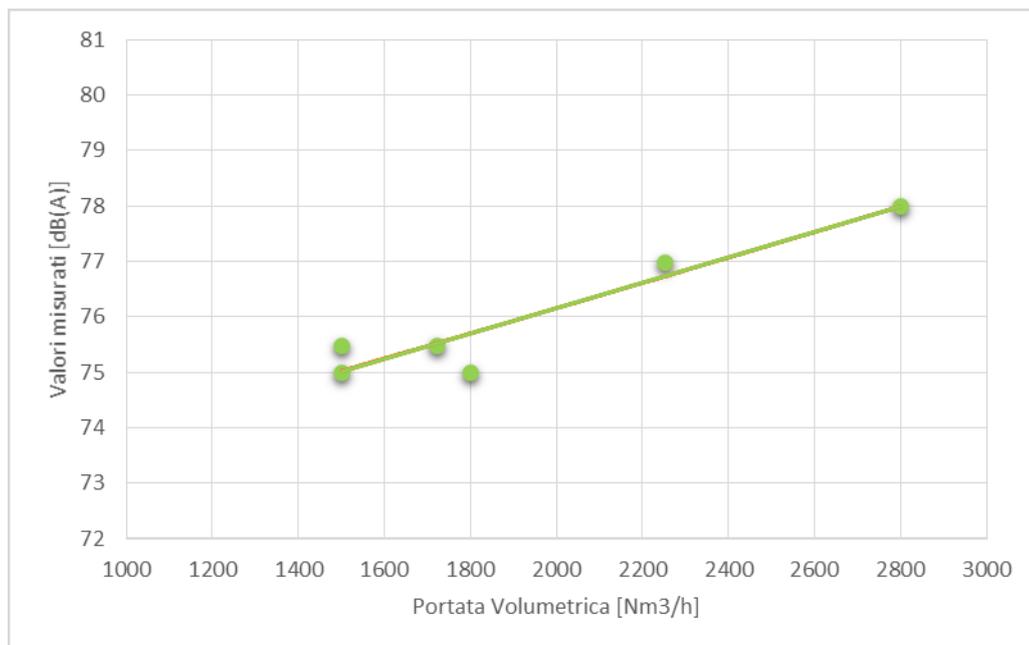
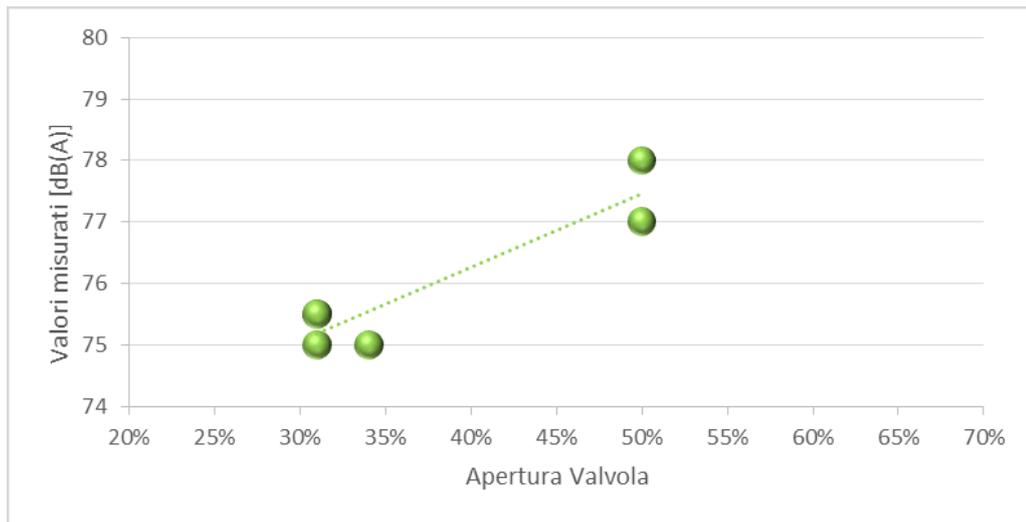


Figura 4.19 - Gabbia LTG3-ELN

Principali caratteristiche costruttive

- Diametro Nominale Valvola: 3"
Diametro Valvola Interno: 78 mm
- Diametro Nominale Sede: 1"½
Diametro Sede: 40 mm
- Diametro fori: 3 mm
- Numero anelli: 14
- Numero fori per anello: 8
- Numero totale fori: 112
- Area Totale Fori: 792 mm²
- Area Utile: 764 mm²
- Corsa: 35 mm

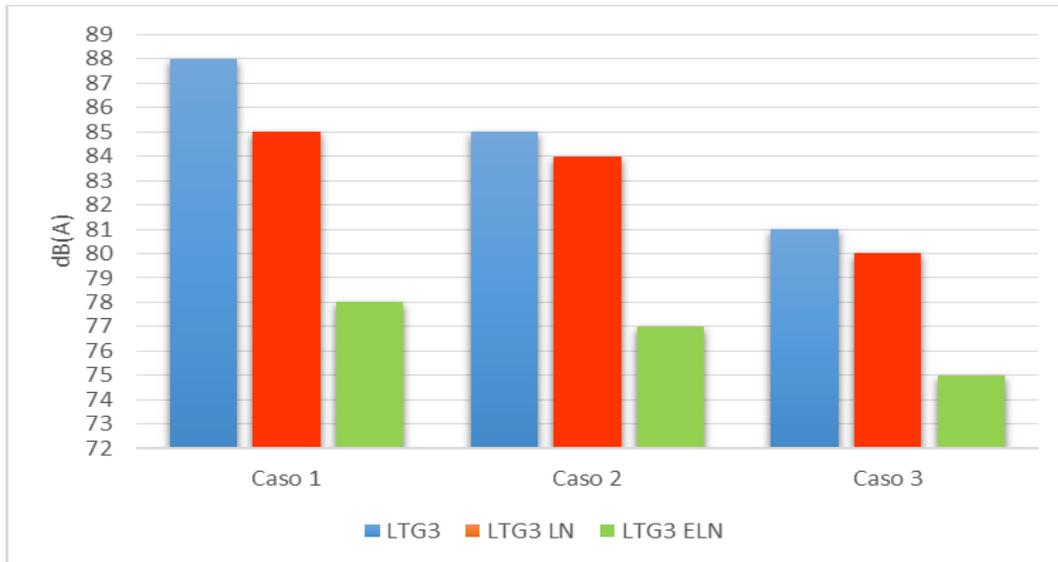
	P_{1MAX} [bar]	P_{1min} [bar]	Δp_{media} [bar]	Q_{MAX} [Nm ³ /h]	Apertura Valvola	Valori Misurati [dB(A)]
#3	6,9	6,9	5,9	1500	34%	75
#6	8,4	8	7,2	1800	31%	75
#1	8,4	7,9	7,1	1500	31%	75,5
#2	9	8	7,5	1720	31%	75,5
#4	7,3	7	6,1	2250	50%	77
#5	9,5	8	7,7	2800	50%	78



4.3.5 Discussione dei risultati

Le valvole di controllo sono state sottoposte al salto di pressione Δp tra monte e valle più alto realizzabile dal compressore, ovvero di 9 bar, ma a causa delle perdite di carico nel tratto di tubazione a monte della valvola non è stato possibile mantenere tale valore fino al dispositivo; tuttavia sono stati raggiunti rapporti p_1/p_2 comunque superiori ad 8 per ciascuno dei trim esaminati, nelle tabelle sono stati inseriti inoltre i valori massimi e minimi di pressione di monte rilevati dal sistema di acquisizione.

Le tre gabbie sono stati quindi testate con rapporti di pressione p_1/p_2 massimi di circa 9 e, per osservare come cambia il livello di pressione sonora esterno misurato al variare della pressione di monte, anche con rapporti di pressione inferiori a quello massimo. Mettendo a confronto i trim esaminati al variare della pressione di monte e del grado di apertura è possibile ottenere il seguente grafico, utile per l'analisi dei valori registrati.



I risultati ottenuti dalle prove sperimentali sono stati abbastanza coerenti con quanto esposto sino adesso, in particolare nella presentazione dei trim alla fine del secondo capitolo: innanzitutto la gabbia ELN si è confermata quella più efficace acusticamente visto che a parità di condizioni genera i livelli di pressione sonora esterna inferiori. Il caso 1 mostra i livelli di rumore massimi registrati,

corrispondenti ad una pressione assoluta di monte superiore ai 9 bar ed un grado di apertura della valvola del 50%: in queste condizioni mediante il trim ELN si ottiene una riduzione del rumore generato di 10 dB(A) rispetto al design costruttivo standard, come previsto dalle valutazioni empiriche discusse nel secondo capitolo. Il caso 2 invece si differenzia dal primo poiché espone i livelli di pressione sonora misurati ad una apertura inferiore della valvola, mantenendo costante la pressione di monte mentre il caso 3 mostra i livelli di rumore riducendo sia il valore della pressione di monte p_1 sia il grado di apertura dell'otturatore; da questi risultati emerge come non vi siano benefici acustici rilevanti in queste condizioni nell'utilizzo del design low noise rispetto a quello standard che ne giustifichino la maggiore complessità costruttiva, probabilmente a causa delle interazioni fluidodinamiche di getti adiacenti a valle della gabbia che producono turbolenza e quindi rumore supplementare. Sarebbe interessante analizzare se l'andamento dei risultati resti costante anche per pressioni di monte p_1 notevolmente superiori, sfortunatamente non è stato possibile scoprirlo a causa dei limiti strutturali del compressore dell'impianto.

Le prove di rumore sono state, come detto, condotte al variare del grado di apertura dell'otturatore e quindi della portata che attraversa la linea ed i dati ricavati evidenziano che il rumore acquisito tende ad aumentare con tali al crescere di questi due fattori, come mostrato dai grafici ottenuti; è stato possibile dunque verificare l'ipotesi di caratteristica lineare di queste valvole e gli esiti sono stati ampiamente soddisfacenti.

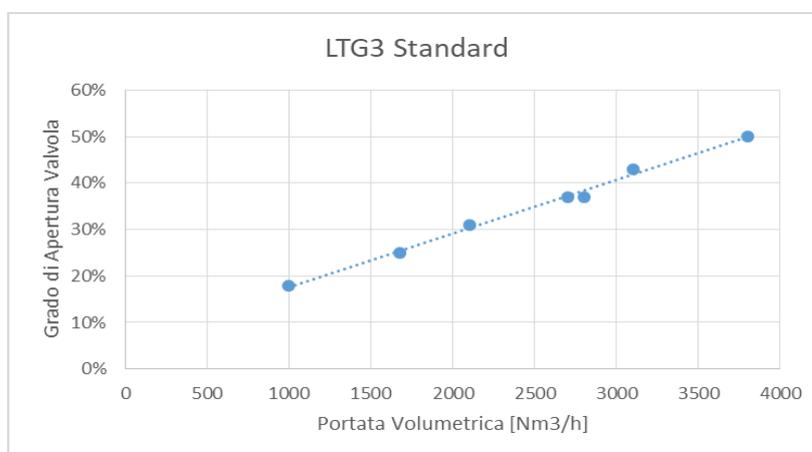


Figura 4.20 – Caratteristica lineare di portata del trim standard

4.4 Confronto fra risultati sperimentali e calcolati

4.4.1 Introduzione

Una volta realizzate le prove di rumore, si può valutare la capacità di predizione della normativa IEC 60534-8-3 per quanto concerne le valvole a bassa rumorosità fin qui discusse, confrontando i valori sperimentali ricavati con quelli invece calcolati analiticamente nelle medesime condizioni operative; tale comparazione ha l'obiettivo di ravvisare quale delle due ultime edizioni della normativa, affrontate nel terzo capitolo, riesca a prevedere in maniera più accurata il livello di rumore, al variare delle condizioni d'esercizio e delle caratteristiche costruttive del dispositivo.

In un primo momento è necessario definire in modo accurato i principali parametri dell'impianto test che è stato in precedenza introdotto in questo capitolo e della valvola testata: le caratteristiche geometriche della tubazione a monte e a valle del dispositivo di regolazione, le proprietà del fluido che attraversa la linea e il design costruttivo della valvola di controllo low noise, indicando i valori del diametro del dispositivo e della sua sede; inoltre, avendo verificato la relazione lineare tra portata di fluido e grado di apertura della valvola, è stata selezionata tale tipologia di caratteristica inerente di portata.

Piping		Line class no.	
Pipe/line no.	-	Line class no.	-
Material	-	Insulation	No
Upstream		Downstream	
Piping size	3" [inches]	Piping size	8" [inches]
Piping sch.	Sch.Std ---	Piping sch.	Sch.Std ---
External pipe diam.	88,9 [mm] ●	External pipe diam.	219,1 [mm] ●
Pipe wall thickness	5,5 [mm] ●	Pipe wall thickness	8,2 [mm] ●
Internal pipe diam.	77,9 [mm]	Internal pipe diam.	202,7 [mm]
Units & Fluid		Valve	
Fluid type	Compressible	Type	STD Globe NON STD
Fluid	Air	Model	LTG3
Molecular mass	28,97 [g/mol] ●	Size	LTG3
Specific heat ratio	1,40 ●	Rating	LTG3-LN LTG3-ELN
Flow rate	[Nm ³ /h]	Characteristic	Linear
Pressure	[bar a]	Port	1"1/2
Temperature	[°C]	CV	55,0 [gpm] ●
Density	-	Vlv int. diam.	78,0 [mm] ●
Normative Edition IEC 2010		Port	40,0 [mm] ●
		Travel	35,0 [mm] ●
		No. of holes	63 ●

Figura 4.21 - Immissione parametri dell'impianto test

Successivamente vengono immessi nel software i parametri fluidodinamici che definiscono le condizioni operative delle singole prove di rumore realizzate, ovvero la portata volumetrica e la pressione a monte e a valle del dispositivo registrata. Sono stati ipotizzati valori costanti di temperatura pari a 20 °C nelle vicinanze della valvola, coerentemente con quanto emerso tramite i relativi misuratori nelle prove di rumore; inoltre il fattore di comprimibilità è stato posto pari ad uno nella nostra analisi dato che la procedura prevista dalla normativa si poggia sull'ipotesi di comportamento ideale del fluido operativo.

Definiti questi parametri, viene quindi individuato il set di equazioni capace di descrivere nel modo maggiormente accurato le condizioni d'esercizio in esame che consentirà di ricavare in un primo momento il rumore interno al dispositivo; tale grandezza, ridotta della componente dissipata a causa dell'interazione con le pareti, restituirà infine il livello di pressione sonora L_{pe} misurato ad un metro a valle della valvola. A tale scopo è necessario definire opportunamente alcuni parametri di tipo acustico affinché si possano ottenere risultati il più possibile attendibili. Il primo di questi parametri è il coefficiente di forma F_d che descrive in che modo il flusso si distribuisce attraverso la valvola; per i trim a bassa rumorosità studiati in questo lavoro di tesi, questo coefficiente è, come già anticipato, funzione soltanto del numero di fori praticato nella gabbia e del grado di apertura della valvola e sarà fondamentale valutarne l'entità dato che a bassi F_d corrispondono elevati valori della frequenza di picco del rumore f_p , condizione vantaggiosa per il processo di riduzione del rumore. Gli altri due parametri di tipo acustico da tenere in considerazione sono il numero di Strouhal St_p ed il fattore correttivo A_η : questi rappresentano la principale fonte di incertezza nella nostra analisi, essendo fattori introdotti per la prima volta dalla nuova edizione della normativa IEC; sarebbe preferibile ricavarli sperimentalmente ma ciò non è stato possibile a causa di limitazioni impiantistiche, tuttavia è possibile per questi parametri affidarsi ai valori suggeriti dalla normativa dato che essi, a differenza del coefficiente di forma F_d , non variano con il grado di apertura dell'otturatore ma si mantengono in pratica costanti una volta fissato il design costruttivo della valvola.

4.4.2 LTG3

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	
Calculation - input										
Flow rate, Q	1000	1680	2100	2700	2800	3100	3800			[Nm ³ /h]
Inlet pressure, p ₁	9,3	9,3	9,2	9,4	9,8	9,4	9,5			[bar a]
Outlet pressure, p ₂	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02			[bar a]
Pressure drop, Δp	8,3	8,3	8,2	8,4	8,8	8,4	8,5			[bar]
Inlet temperature, T ₁	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0			[°C]
Outlet temperature, T ₂	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0			[°C]
Molecular mass, M	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97			[kg/kmol]
Inlet fluid volumic mass, ρ ₁	11,05	11,05	10,94	11,17	11,65	11,17	11,29			[kg/m ³]
Specific heat ratio, γ	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40			-
Compressibility factor, z	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00			-
CV Calculation										
Calculation - output										
Cv Calculated	8,2	13,7	17,4	22,0	21,8	25,2	31			[gpm]
Travel%	14,8%	25,0%	31,7%	39,9%	39,7%	45,9%	55,8%			%
Valve style modifier, Fd	0,352	0,264	0,221	0,189	0,189	0,176	0,166			-
Sound pres. level 1m, L _{pAe,1m}	81,8	84,0	84,7	85,8	86,1	86,4	87,7			dB(A)
Mach no. at valve outlet, M ₂	0,027	0,045	0,056	0,072	0,075	0,083	0,102			-

Figura 4.22 - Principali parametri restituiti dal software: LTG3

	p _{MAX} [bar]	Q _{MAX} [Nm ³ /h]	C _v [gpm]	Corsa	Valori Misurati [dB(A)]	Rumore IEC 2010 [dB(A)]	Rumore IEC 2000 [dB(A)]
#1	9,3	1000	8,2	14,8%	80	81,8	86,8
#2	9,3	1680	13,7	25%	81	84	88,9
#3	9,2	2100	17,4	31,7%	82	84,7	89,4
#4	9,4	2700	22	39,9%	83	85,8	90,3
#7	9,8	2800	21,8	39,7%	83	86,1	90,7
#5	9,4	3100	25,2	45,9%	85	86,4	91
#6	9,5	3800	31	55,8%	88	87,7	92,4

Figura 4.23 - Risultati sperimentali e calcolati dalla normativa: LTG3

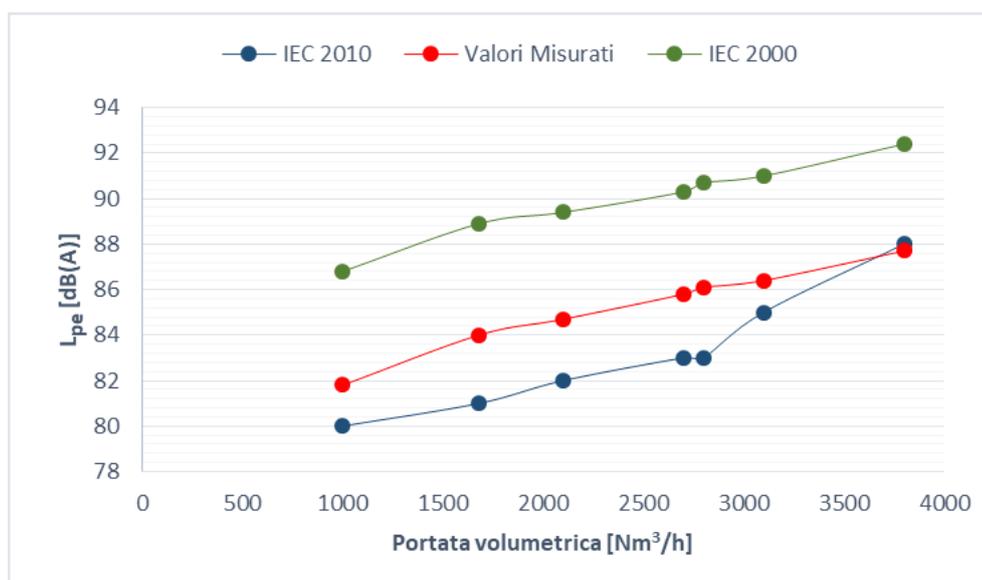


Figura 4.24 - Confronto fra livello misurato e ricavato dalla normativa: LTG3

Calculation - input		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	
Flow rate, Q		800	1350	1800	2300	2650	3100				[Nm ³ /h]
Inlet pressure, p ₁		7,4	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4				[bar a]
Outlet pressure, p ₂		1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02				[bar a]
Pressure drop, Δp		6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4				[bar]
Inlet temperature, T ₁		20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0				[°C]
Outlet temperature, T ₂		20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0				[°C]
Molecular mass, M		28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97				[kg/kmol]
Inlet fluid volumic mass, ρ ₁		8,80	8,80	8,80	8,80	8,80	8,80				[kg/m ³]
Specific heat ratio, γ		1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40				-
Compressibility factor, z		1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00				-
CV Calculation											
CV Calculated		8,2	13,9	18,6	23,8	27,4	32,1				[gpm]
Travel%		14,9%	25,2%	33,7%	43,2%	49,9%	58,4%				%
Valve style modifier, Fd		0,351	0,262	0,211	0,181	0,171	0,164				-
Sound pres. level 1m, L _{pAe,1m}		79,8	81,9	82,8	83,8	84,6	85,5				dB(A)
Mach no. at valve outlet, M ₂		0,021	0,036	0,048	0,062	0,071	0,083				-

Figura 4.25 - Principali parametri restituiti dal software: LTG3

	P _{MAX} [bar]	Q _{MAX} [Nm ³ /h]	C _v [gpm]	Corsa	Valori Misurati [dB(A)]	Rumore IEC 2010 [dB(A)]	Rumore IEC 2000 [dB(A)]
#8	7,4	800	8,2	14,9%	79	79,8	84,4
#10	7,4	1350	13,9	25,2%	81	81,9	86,5
#9	7,4	1800	18,6	33,7%	81	82,8	87,2
#11	7,4	2300	23,8	43,2%	82	83,8	88,1
#12	7,4	2650	27,4	49,9%	82	84,6	88,9
#13	7,4	3100	32,1	58,4%	84	85,5	89,9

Figura 4.26 – Risultati sperimentali e calcolati dalla normativa: LTG3

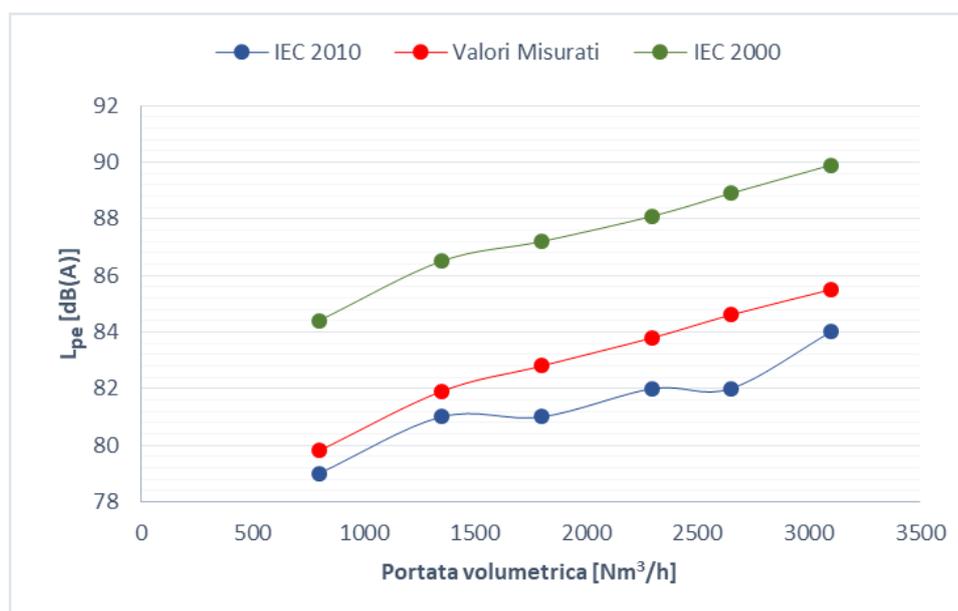


Figura 4.27 - Confronto fra livello misurato e ricavato dalla normativa: LTG3

4.4.3 LTG3-LN

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	
Calculation - input										
Flow rate, Q	2200	2700	3200	3500	3700					[Nm ³ /h]
Inlet pressure, p ₁	9,6	9,6	9,5	9,5	9,6					[bar a]
Outlet pressure, p ₂	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02					[bar a]
Pressure drop, Δp	8,6	8,6	8,5	8,5	8,6					[bar]
Inlet temperature, T ₁	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0					[°C]
Outlet temperature, T ₂	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0					[°C]
Molecular mass, M	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97					[kg/kmol]
Inlet fluid volumic mass, ρ ₁	11,41	11,41	11,29	11,29	11,41					[kg/m ³]
Specific heat ratio, γ	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40					-
Compressibility factor, z	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00					-
CV Calculation										
Calculation - output										
Cv Calculated	17,5	21,5	25,8	28,2	29,6					[gpm]
Travel%	33,6%	41,4%	49,6%	54,3%	56,9%					%
Valve style modifier, Fd	0,112	0,098	0,091	0,089	0,088					-
Sound pres. level 1m, L _{pe,1m}	81,2	82,0	82,8	83,4	83,8					[dB(A)]
Mach no. at valve outlet, M ₂	0,059	0,072	0,086	0,094	0,099					-

Figura 4.28 - Principali parametri restituiti dal software: LTG3-LN

	P _{MAX} [bar]	Q _{MAX} [Nm ³ /h]	C _v [gpm]	Corsa	Valori Misurati [dB(A)]	Rumore IEC 2010 [dB(A)]	Rumore IEC 2000 [dB(A)]
#4	9,6	2200	17,5	33,6%	82	81,2	84
#7	9,6	2700	21,5	41,4%	82	82	84,7
#6	9,5	3200	25,8	49,6%	84	82,8	85,5
#5	9,5	3500	28,2	54,3%	85	83,4	86,2
#8	9,6	3700	29,6	56,9%	85	83,8	86,6

Figura 4.29 – Risultati sperimentali e calcolati dalla normativa: LTG3-LN

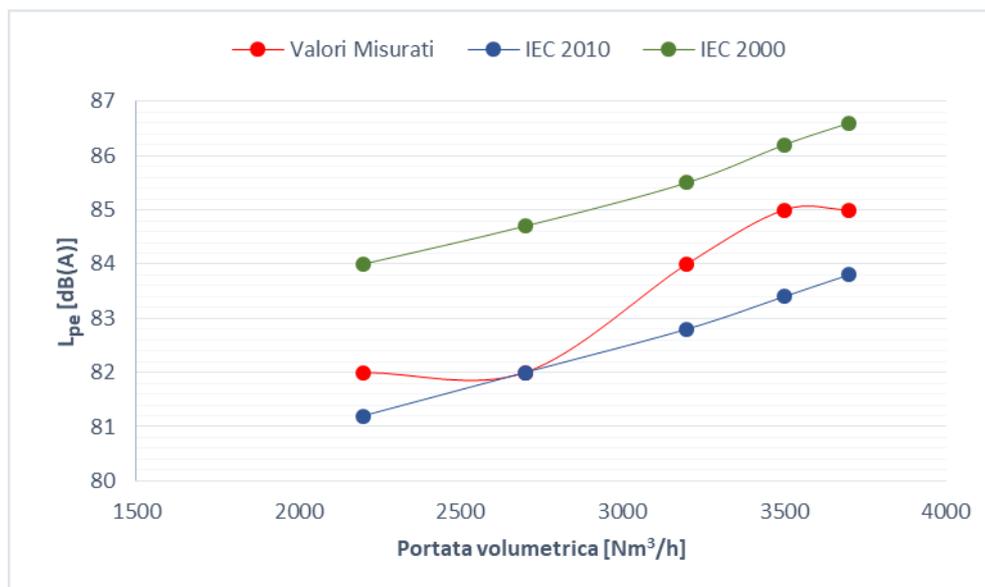


Figura 4.30 - Confronto fra livello misurato e ricavato dalla normativa: LTG3-LN

Calculation - input	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	
Flow rate, Q	1300	1320	1350	1560	1700	2200	2200	3000		[Nm ³ /h]
Inlet pressure, p ₁	7,3	7,3	7,3	7,3	7,4	7,3	7,3	7,4		[bar a]
Outlet pressure, p ₂	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02		[bar a]
Pressure drop, Δp	6,3	6,3	6,3	6,3	6,4	6,3	6,3	6,4		[bar]
Inlet temperature, T ₁	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0		[°C]
Outlet temperature, T ₂	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0		[°C]
Molecular mass, M	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97		[kg/kmol]
Inlet fluid volumic mass, ρ ₁	8,68	8,68	8,68	8,68	8,80	8,68	8,68	8,80		[kg/m ³]
Specific heat ratio, γ	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40		-
Compressibility factor, z	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00		-
CV Calculation										
Calculation - output										
Cv Calculated	13,6	13,8	14,1	16,3	17,5	23,1	23	31		[gpm]
Travel%	26,1%	26,5%	27,1%	31,3%	33,7%	44,3%	44,3%	59,8%		%
Valve style modifier, F _d	0,136	0,134	0,132	0,118	0,112	0,095	0,095	0,086		-
Sound pres. level 1m, L _{pAc,1m}	77,8	77,8	77,9	78,3	78,7	79,6	79,6	81,5		dB(A)
Mach no. at valve outlet, M ₂	0,035	0,035	0,036	0,042	0,045	0,059	0,059	0,080		-

Figura 4.31 - Principali parametri restituiti dal software: LTG3-LN

	P _{MAX} [bar]	Q _{MAX} [Nm ³ /h]	C _v [gpm]	Corsa	Valori Misurati [dB(A)]	Rumore IEC 2010 [dB(A)]	Rumore IEC 2000 [dB(A)]
#3	7,3	1300	13,6	26,1%	80	77,8	80,4
#2	7,3	1320	13,8	26,5%	80,5	77,8	80,5
#13	7,3	1350	14,1	27,1%	79,5	77,9	80,5
#11	7,4	1560	16,1	30,9%	81	78,4	81
#1	7,3	1700	17,8	34,2%	80	78,6	81
#10	7,3	2200	23,1	44,3%	81	79,6	82
#12	7,3	2200	23	44,3%	81	79,6	82
#9	7,4	3000	31	59,8%	82,5	81,5	84

Figura 4.32 – Risultati sperimentali e calcolati dalla normativa: LTG3-LN

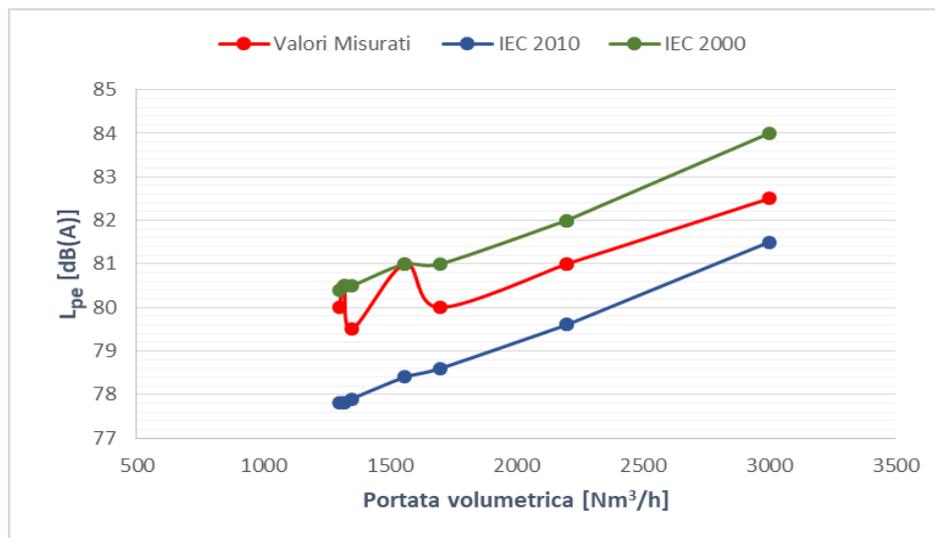


Figura 4.33 - Confronto fra livello misurato e ricavato dalla normativa: LTG3-LN

4.4.4 LTG3-ELN

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	
Calculation - input										
Flow rate, Q	1500	1800	1500	1620	2250	2800				[Nm ³ /h]
Inlet pressure, p_1	6,9	8,4	8,4	9,0	7,3	9,5				[bar a]
Outlet pressure, p_2	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02				[bar a]
Pressure drop, Δp	5,9	7,4	7,4	8,0	6,3	8,5				[bar]
Inlet temperature, T_1	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0				[°C]
Outlet temperature, T_2	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0				[°C]
Molecular mass, M	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97	28,97				[kg/kmol]
Inlet fluid volumic mass, ρ_1	8,20	9,98	9,98	10,70	8,68	11,29				[kg/m ³]
Specific heat ratio, γ	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40				-
Compressibility factor, z	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00				-
CV Calculation										
Calculation - output										
Cv Calculated	16,6	16,4	13,6	13,7	23,7	22,6				[gpm]
Travel%	45,0%	44,3%	36,9%	37,2%	64,0%	61,2%				%
Valve style modifier, F_d	0,125	0,125	0,139	0,138	0,111	0,113				-
Sound pres. level 1m, L_{pAc1m}	75,2	75,7	75,0	75,1	77,4	77,8				dB(A)
Mach no. at valve outlet, M_2	0,040	0,048	0,040	0,043	0,060	0,075				-

Figura 4.34 - Principali parametri restituiti dal software: LTG3-ELN

	p_{MAX} [bar]	Q_{MAX} [Nm ³ /h]	C_v [gpm]	Corsa	Valori Misurati [dB(A)]	IEC 2010 [dB(A)]	IEC 2000 [dB(A)]
#1	8,4	1500	13,6	36,9%	75,5	75	73,8
#3	6,9	1500	16,6	45,0%	75	75,2	73,8
#2	9	1620	13,7	37,2%	75,5	75,1	74
#6	8,4	1800	16,4	44,3%	75	75,7	75,4
#4	7,3	2250	23,7	64,0%	77	77,4	76,3
#5	9,5	2800	22,6	61,2%	78	77,8	76,8

Figura 4.35 – Risultati sperimentali e calcolati dalla normativa: LTG3-ELN

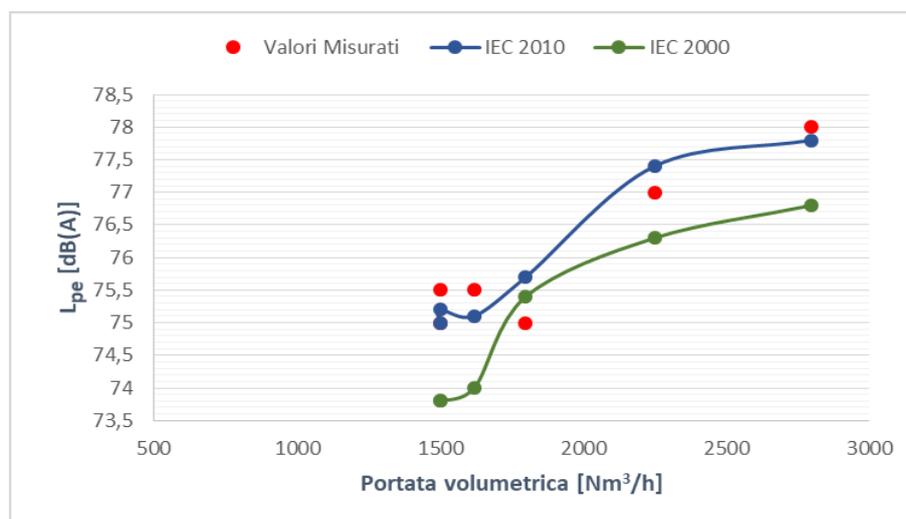


Figura 4.36 - Confronto fra livello misurato e ricavato dalla normativa: LTG3-ELN

4.4.5 Analisi dei risultati

Sono stati messi a confronto nei precedenti tre paragrafi i livelli di pressione sonora esterna ricavati tramite le due edizioni della normativa IEC 60534-8-3 discusse nel terzo capitolo con quelli registrati durante le prove sperimentali per ciascuna delle gabbie a bassa rumorosità testate. Si è deciso di analizzare i risultati suddividendoli in due parti in base al valore di pressione massima di monte (ciò non è stato possibile per il design *extra low noise* a causa dei pochi valori di rumore a disposizione) in modo da evidenziare l'influenza del valore di pressione differenziale tra monte e valle del dispositivo al variare del grado di apertura dell'otturatore e quindi della portata volumetrica che attraversa la valvola.

In generale si può subito affermare che il modello della normativa ben rappresenta l'andamento dei dati sperimentali per quanto riguarda questa tipologia di valvole, i risultati ottenuti infatti si discostano da quelli ricavati dalle prove in laboratorio di uno scarto quasi sempre inferiore a quello massimo tollerato, ovvero di ± 5 dB(A), in particolar modo considerando il nuovo approccio della versione aggiornata della normativa IEC. Si procede adesso con l'analisi delle singole soluzioni costruttive così da individuare quali dispositivi siano meglio rappresentati dalla procedura predittiva della normativa.

Il trim a bassa rumorosità LTG3 nella sua configurazione standard è quello caratterizzato dal minor grado di attenuazione del rumore generato ed è quindi consigliato per le applicazioni in cui le condizioni di esercizio non siano estremamente impegnative dal punto di vista acustico. La normativa suggerisce per una valvola a globo che monta questa tipologia di gabbia un numero di Strouhal St_p relativo alla frequenza di picco pari a 0,2 ed un fattore correttivo di efficienza acustica A_η pari a -4,2; come accennato, ci si affiderà ai valori forniti dalla normativa IEC vista l'impossibilità di svolgere delle prove sperimentali ad hoc per la stima di questi due parametri. Inoltre è importante valutare l'entità che il coefficiente di forma F_d raggiunge in ognuno dei trim esaminati poiché questo influenza il valore della

frequenza di picco f_p del rumore e di conseguenza il comportamento acustico della valvola; una volta fissate le caratteristiche geometriche della gabbia, F_d è unicamente funzione del grado di apertura dell'otturatore:

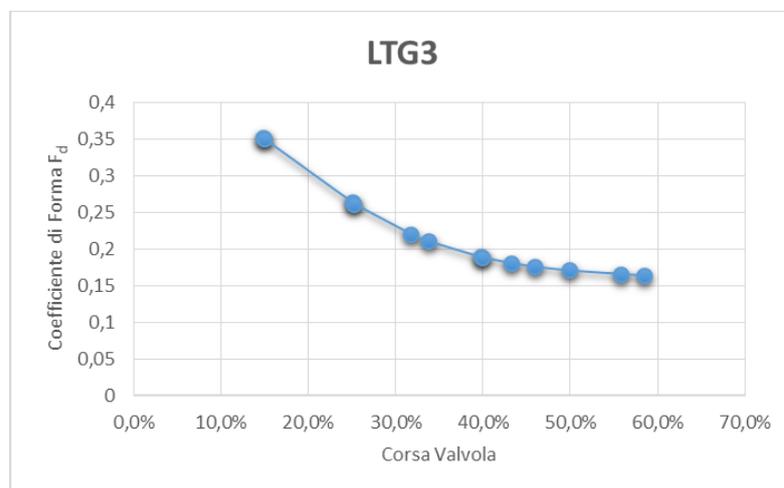


Figura 4.37 – Valori di F_d per il design standard LTG3

Per il design standard LTG3 ad una corsa valvola del 50% corrisponde un valore del coefficiente di forma F_d leggermente superiore a 0,15, già piuttosto basso per questa tipologia di trim.

Si nota immediatamente che la nuova edizione della normativa riesce a predire meglio il rumore generato utilizzando tale soluzione costruttiva: entrambe le edizioni sovrastimano il livello di pressione sonora emesso

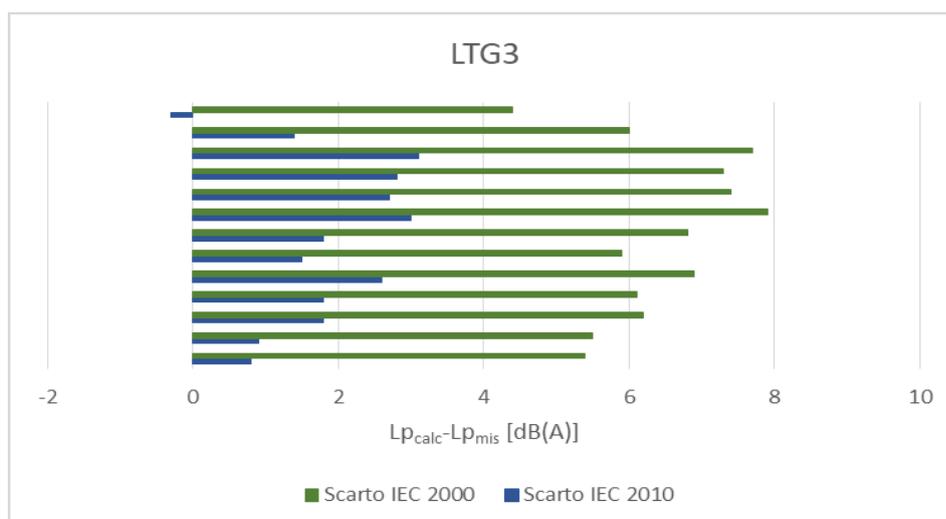


Figura 4.38 - Scarto tra L_p calcolato e misurato per il design LTG3

(tranne in un caso, nelle condizioni operative caratterizzate dalla pressione di monte massima, nelle quali la normativa aggiornata ha sottostimato il livello di rumore di pochi decimi di decibel), ma se la IEC 2010 lo fa con uno scarto massimo 3 dB(A), la IEC 2000 invece con un errore compreso tra i 4 e gli 8 dB(A).

Per quanto riguarda il trim LTG3-LN invece le due edizioni della normativa hanno differente capacità predittiva nelle condizioni operative considerate: la IEC 2010 tende a sottostimare il livello di rumore della gabbia low noise, diversamente dalla IEC 2000 che propende viceversa ad incrementarne il valore previsto. Tuttavia l'errore di stima si mantiene in entrambi i casi inferiore ai 3 dB(A), mantenendosi quindi in ogni caso all'interno del campo di tolleranza previsto, come si può notare dal grafico in basso.

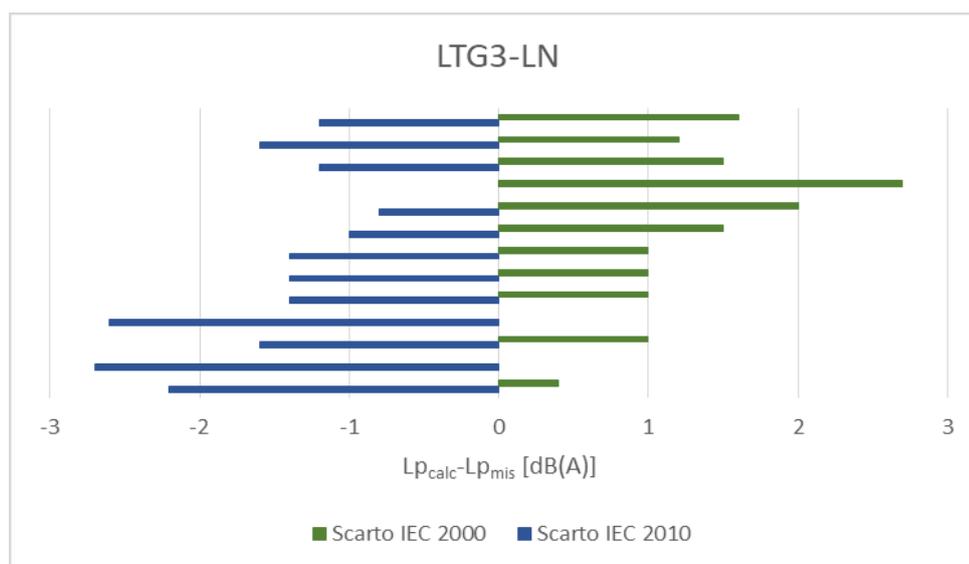


Figura 4.39 - Scarto tra L_p calcolato e misurato per il design LTG3-LN

Si può notare la leggera tendenza dell'edizione IEC 2010 a prevedere in maniera più accurata il rumore nel caso di pressioni di monte maggiori rispetto a quella dell'edizione IEC 2000 che al contrario è più precisa in condizioni di pressione meno impegnative (a tal proposito si sottolinea che nel grafico gli scarti del livello di rumore sono elencati in ordine di valori di p_1 decrescenti dall'alto verso il basso). Per tale design *low noise* la normativa suggerisce i medesimi valori di St_p ed A_η

già visti per il trim standard LTG3, i valori del coefficiente di forma F_d ricavati invece sono stati i seguenti:

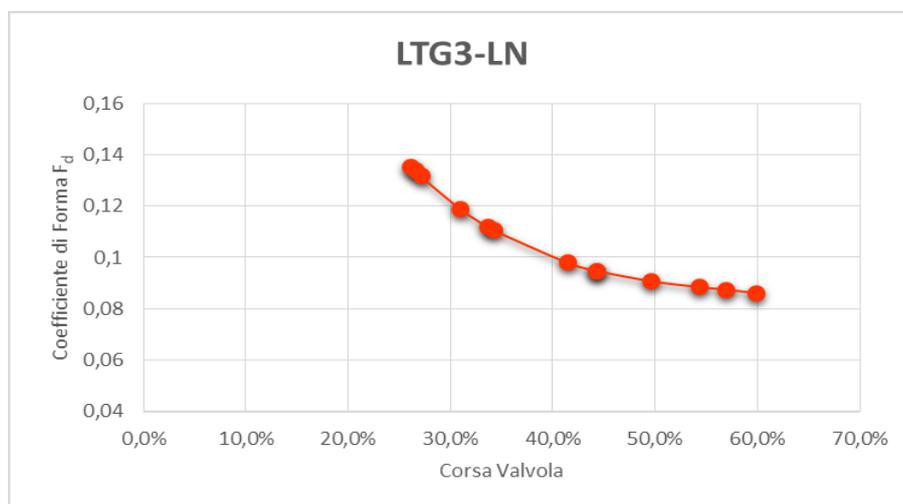


Figura 4.40 - Valori di F_d per il design LTG3-LN

Il trim *extra low noise* infine sfrutta la migliore spaziatura (spacing) possibile dei fori della gabbia in termini acustici essendo contraddistinto da un rapporto tra traferro e diametro di ciascun foro pressoché unitario; per tale motivo si è rivelato, confermando le previsioni, il design costruttivo con il minor livello di rumorosità e sarà perciò il trim indicato per le applicazioni più gravose acusticamente. Anche in tal caso la nuova edizione della normativa IEC riesce a prevedere più accuratamente il livello di pressione sonora esterno nelle

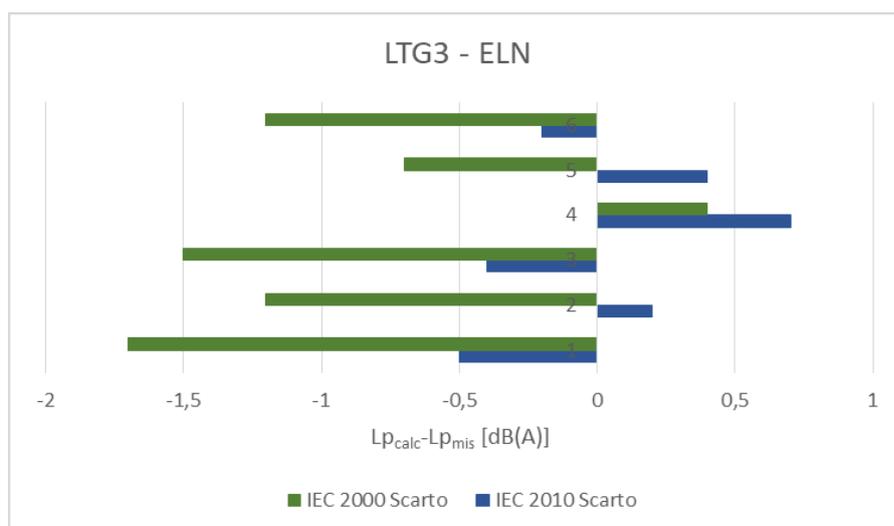


Figura 4.41 - Scarto tra L_p calcolato e misurato per il design LTG3-ELN

condizioni d'esercizio esaminate. La normativa, per una valvola a globo che monta una gabbia *extra low noise*, suggerisce un numero di Strouhal St_p relativo alla frequenza di picco pari a 0,2 ed un fattore correttivo di efficienza acustica A_η pari a -3,8; i valori del coefficiente di forma F_d ricavati tramite il software di calcolo sono stati i seguenti



Figura 4.42 - Valori di F_d per il design LTG3-ELN

cui corrispondono valori della frequenza di picco f_p del rumore superiori a 20 kHz; si noti che i valori del coefficiente di forma F_d ricavati per il design low noise sono inferiori a quelli calcolati per il trim ELN dato che quest'ultimo ha un numero inferiore di fori praticati.

In conclusione si andranno a confrontare i risultati ottenuti con quelli pubblicati dai ricercatori Kiesbauer e Vnucec nei loro studi, discussi alla fine del terzo capitolo della presente tesi; chiaramente il numero di misurazioni e prove di rumore realizzate non è comparabile tra loro, tuttavia è interessante valutare se le informazioni e i dati ricavati dalle indagini siano in accordo o in contrasto con quelli emersi dalle loro pubblicazioni.

Per quanto concerne la precedente edizione della normativa, i risultati ottenuti hanno mostrato che il 62,5% dei valori del livello di pressione sonora esterno calcolati, se confrontati con quelli registrati nei test di rumore alle medesime condizioni operative, rientra nel range di

tolleranza di ± 5 dB(A) previsto, un valore non troppo superiore a quello del 42% presentato dalle pubblicazioni citate.

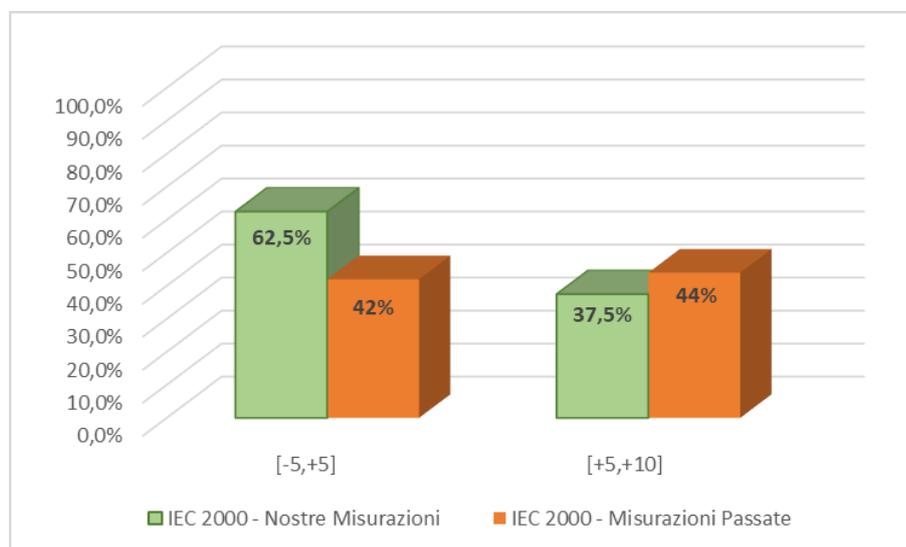


Figura 4.43 - Confronto fra i risultati ottenuti e quelli in letteratura: IEC 2000

La tendenza della IEC 2000 si conferma quindi quella di sovrastimare (approssimativamente 4 volte su 10) il valore di $L_{pAe,1m}$ di una quantità compresa tra i 5 e i 10 dB.

L'edizione aggiornata della IEC 60534-8-3 è riuscita invece a prevedere la totalità dei livelli di rumore misurati nelle prove sperimentali realizzate nel campo di tolleranza previsto dalla normativa, confermando

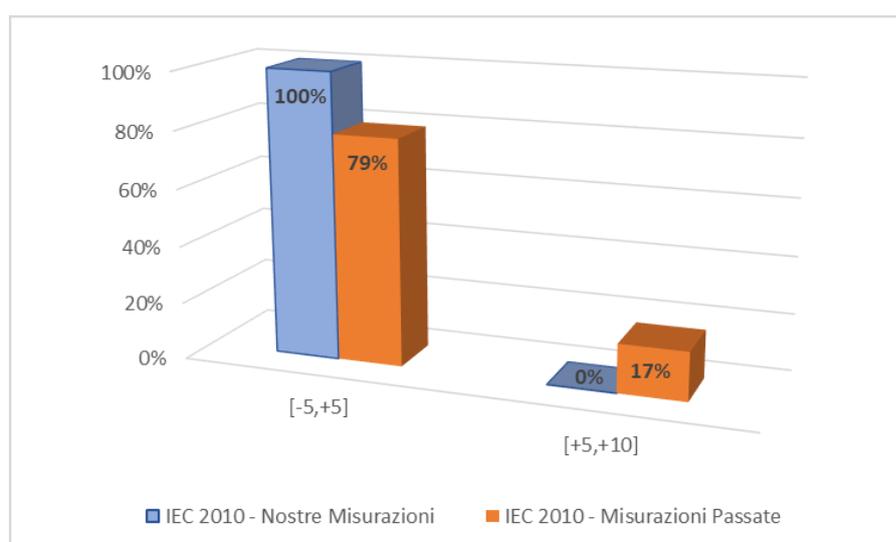


Figura 4.44 - Confronto fra i risultati ottenuti e quelli in letteratura: IEC 2010

i miglioramenti nel grado di accuratezza dei livelli di rumore calcolati mediante l'ultima edizione già evidenziati dagli studi di cui si è fatto menzione (circa 8 misurazioni su 10 rientravano nel range di ± 5 dB(A)).

In definitiva, sebbene le conclusioni cui si è giunti non possono avere la pretesa di validità universale, i risultati ottenuti forniscono indicazioni utili circa la capacità predittiva della normativa IEC, in determinate condizioni operative, del livello di pressione sonora generato da valvole di controllo caratterizzate da trim a bassa rumorosità.

Conclusioni

L'analisi sperimentale e numerica delle soluzioni costruttive low noise esaminate ha restituito risultati soddisfacenti che evidenziano l'importanza dello studio del fenomeno di generazione del rumore aerodinamico nelle valvole di controllo e la necessità di investigare ed approfondire maggiormente l'interazione tra fluido e struttura della gabbia forata.

Il design *extra low noise* si è dimostrato quello più efficace dal punto di vista acustico, confermando le valutazioni empiriche riguardo la migliore distribuzione dei fori nella gabbia: nel caso in cui il rapporto tra lo spazio minimo che intercorre tra due fori adiacenti ed il diametro del singolo passaggio abbia un valore all'incirca unitario, è possibile conseguire una riduzione del livello di rumore fino a 10 dB(A); oltre a ciò, i dati sperimentali hanno messo in evidenza, nelle condizioni operative in cui sono state svolte le prove di rumore, l'assenza di benefici acustici di rilievo (al più un paio di decibel) nell'utilizzo del design *low noise* rispetto a quello LTG3 standard che ne possano giustificare la maggiore complessità costruttiva.

Ulteriore obiettivo del presente lavoro di tesi è stato esaminare il recente aggiornamento dell'edizione della normativa IEC che descrive la procedura di previsione del rumore aerodinamico generato nei dispositivi di regolazione e valutare se il nuovo approccio riesca o meno a prevedere in maniera più accurata, rispetto all'edizione precedente, il livello di pressione sonora emesso impiegando le soluzioni costruttive a bassa rumorosità discusse in precedenza. Nonostante non siano state riscontrate enormi differenze nei valori calcolati dalle due versioni della normativa, è possibile affermare che l'edizione IEC 2010 riesce a predire tendenzialmente in maniera più precisa il rumore generato dalle valvole di controllo che montano le gabbie low noise progettate.

La principale fonte di incertezza all'interno dell'analisi svolta è rappresentata da alcuni parametri che sono stati introdotti con l'aggiornamento della normativa, in particolare il numero di Strouhal St_p e il fattore correttivo di efficienza acustica A_η : ci si è affidati ai valori

suggeriti dalla normativa, consapevoli che questi siano soltanto dei valori di riferimento e che sarebbe auspicabile invece individuare i parametri adatti a ciascuna soluzione costruttiva tramite prove di laboratorio in modo da ridurre così lo scarto esistente tra valori sperimentali e stimati dalla normativa, ma sfortunatamente ciò non è stato possibile a causa di limitazioni legate all'impianto a disposizione.

Sarebbe stato inoltre utile sottoporre le valvole di controllo a condizioni operative più impegnative per poterne analizzare il comportamento acustico e la capacità predittiva della normativa in tali situazioni, tuttavia i limiti strutturali del compressore dell'impianto non lo hanno consentito. Qualora fosse possibile, infatti, sarebbe interessante svolgere ulteriori prove di rumore a differenti condizioni d'esercizio in modo da aggiungere nuovi punti sperimentali a quelli già ricavati e validare inoltre i risultati ottenuti.

Tuttavia, nonostante i vincoli imposti dall'impianto, l'analisi sperimentale e numerica delle valvole di controllo a bassa rumorosità ha dato esiti nel complesso positivi e restituito indicazioni importanti per comprendere meglio il comportamento delle valvole low noise Valvitalia e renderle maggiormente efficienti dal punto di vista acustico.

Bibliografia

- [1] Spagnolo R. *Manuale di acustica applicata*. UTET, 2001.
- [2] Citrini D., Nosedà G. *Idraulica*. Ambrosiana, 1987.
- [3] Muroli P. *Valvole di regolazione per processi industriali*. GISI, 2001.
- [4] Muroli, P. *La rumorosità delle valvole di regolazione*, 1975.
- [5] Borden G., Friedmann P.G. *Control valves*. ISA, 1998.
- [6] Reethof G. *Turbulence-generated noise in pipe flow*, 1978.
- [7] Lighthill M.J. *On sound generated aerodynamically, Turbulence as a source of sound*, 1954.
- [8] Howe M.S. *Theory of vortex sound*, 2003.
- [9] Mazzaro G. *Rumore fluidodinamico in dispositivi di regolazione*, 2014.
- [10] Nelli F. *Analisi del rumore aerodinamico in dispositivi di regolazione*, 2013.
- [11] Herbert L. Miller *A brief history of control valve noise prediction*, 2017.
- [12] Floyd D. Jury *Understanding IEC Aerodynamic noise prediction for control valves*, 1998.
- [13] Bossi F. *Fluid-dynamic noise in control devices*, 2015.
- [14] Nesbitt B. *Handbook of valves and actuators: valves manual international*, 2007.
- [15] Kiesbauer J., Vnucec D. *Improvement of IEC 60534-8 standard for noise prediction in control valves*, 2008.
- [16] IEC 60534-2-1 *Sizing equations for fluids under installed conditions*, 2011.
- [17] IEC 60534-8-1 *Laboratory measurement of noise generated by aerodynamic flow through control valves*, 2005.
- [18] IEC 60534-8-3 *Control valve aerodynamic noise prediction method*, 2010-2000.

