

CAPITOLO II

GLI STRUMENTI DI MISURA

2.1. Classificazione dei misuratori di portata	22
2.2. Misuratori – Contatori volumetrici	25
2.3. Misuratori a pressione differenziale	42
2.4. Misuratori a turbina	53
2.5. Misuratori ad ultrasuoni	59
2.6. Misuratori fluidodinamici	65
2.7. Misuratori elettromagnetici	71
2.8. Misuratori Coriolis	78

2.1. Classificazione dei misuratori di portata

L'esigenza di operare una classificazione dei misuratori di portata di fluido nasce dalla constatazione che questi sensori sono, senza alcun dubbio, una delle più numerose e diversificate categorie di strumenti presenti sul mercato.

Basti pensare che operando una suddivisione sulla base del principio fisico di funzionamento è possibile raggruppare i misuratori di portata in condotti chiusi ed in pressione in ben otto differenti famiglie per un totale di oltre trenta diverse tipologie costruttive, così come riportato sinteticamente in Tabella 2.1.

Và subito evidenziato che la suddivisione più significativa è quella che distingue i misuratori di portata in volume da quelli di portata in massa. In particolare è opportuno sottolineare che la misura della portata in massa sarebbe certamente più corretta in tutte quelle applicazioni collegate alle commercializzazioni di fluidi ad elevato contenuto energetico (ad esempio i combustibili, i fluidi termovettori, etc.) alla contabilizzazione dei consumi, o ai dosaggi. Tali applicazioni certamente rappresentano la maggioranza delle possibili utilizzazioni di misuratori di portata, ma una tale affermazione non trova pratico riscontro nell'attuale panorama di mercato. La maggiore diffusione dei misuratori di portata in volume è dovuta fondamentalmente alla consolidata esperienza e tradizione d'uso, nonché alla vigente standardizzazione nazionale od internazionale, che molti misuratori volumetrici possiedono, a differenza di quelli massicci, da poco apparsi sul mercato.

Un'ulteriore utile suddivisione dei misuratori di portata tipicamente utile per classificare i misuratori di portata in volume è quella basata sulle modalità di scambio energetico tra il sensore ed il fluido di misura, che dà luogo alle due seguenti categorie:

- quella dei cosiddetti sensori "Energy Extractive" (E.E.), nei quali la misura della portata (volumetrica) avviene a spese dell'energia del fluido, che nel suo moto nella condotta di misura interagisce con un organo primario, fisso o mobile, ed immerso nella corrente fluida generando il segnale di misura;
- quella dei sensori definiti "Energy Additive" (E.A.), nei quali è il sensore a cedere energia, talvolta in forme particolari (onde elettromagnetiche, ultrasuono, etc.), al fluido di misura determinando poi il segnale di misura.

E' opportuno sottolineare che strettamente correlata a quest'ultima classificazione è quella relativa al maggiore o minore grado di "invasività" della misura. Un sensore di portata, infatti, si definisce "intrusivo" (I) se determina una forte modifica del campo di moto del fluido di misura, o meglio, se l'interazione tra sensore e fluido comporta una considerevole deviazione dei filetti fluidi "estesa" a tutto il volume di controllo.

I misuratori E.E. normalmente sono dei misuratori intrusivi (I), e come conseguenza della loro interazione con il fluido di misura sono caratterizzati da non trascurabili perdite di carico.

I sensori definiti "non intrusivi" (N.I.) sono invece quelli nei quali la misura avviene senza un'alterazione del campo di moto, se non, in alcuni casi, "limitata" a zone molto ristrette del volume di misura. Essi normalmente sono dei misuratori E.A., in quanto le particolari forme di energia scambiate tra sensore e fluido non vanno ad alterare il campo fluidodinamico, e quindi non determinano perdite di carico apprezzabili.

Le classificazioni dei misuratori di portata su riportate possono a prima vista apparire delle esercitazioni di valore puramente accademico. Esse, invece, risultano di valido aiuto agli

specialisti in strumentazione nell'effettuare una scelta oculata del misuratore di portata più adatto alle esigenze. E' possibile, infatti, affermare che:

- strumenti delle differenti categorie, funzionanti sulla base di uno stesso principio fisico, presentano prestazioni metrologiche tra loro paragonabili ed uguali limitazioni applicative. Entrambe queste ultime caratteristiche sono conseguenza infatti della realizzabilità operativa del principio fisico di funzionamento e cioè della migliore aderenza dello strumento al modello teorico. Ad esempio, l'esigenza di lunghi tratti rettilinei di tubazione a monte ed a valle dell'elemento primario è caratteristica comune a tutti i misuratori a pressione differenziale, nei quali l'unidimensionalità del moto del fluido di misura è ipotesi necessaria per l'applicabilità del teorema di Bernoulli che determina la proporzionalità tra portata volumetrica e Area di passaggio;
- nell'ambito della stessa categoria, le diverse tipologie costruttive dei sensori rappresentano, di solito, un tentativo di adattare il principio fisico alle differenti condizioni operative, al fine di far coincidere modello teorico e modello sperimentale. Ad esempio, sempre nei misuratori classificati a pressione differenziale l'utilizzazione di elementi primari come i bersagli rispetto ai classici organi di strozzamento (diaframmi), è dovuta al tentativo di applicare i misuratori a pressione differenziale in fluidi non perfettamente compatibili (fluidi sporchi, erosivi, etc.) con le prescrizioni d'uso relative ai suddetti organi di strozzamento (nel caso dei diaframmi l'azione erosiva del fluido può modificare la sezione di efflusso in maniera significativa per quanto attiene non solo le dimensioni geometriche, ma anche i relativi coefficienti di efflusso).

Con ragionamenti del tutto simili è possibile dedurre che, esigenze di misura di fluidi particolarmente aggressivi possono essere soddisfatte solo tramite l'impiego di misuratori non intrusivi, quali ad esempio gli "energy additive" E.A. Così è evidente che, solo per questi ultimi è possibile realizzare tipologie costruttive con sensori esterni alla tubazione (configurazione esterna o "clamp on"), ottimali per quelle esigenze di misura nelle quali è preferibile non interrompere il flusso di misura, quali ad esempio alcune applicazioni acquedottistiche.

Analogamente l'impiego di strumenti basati su principi di misura massicci, certamente comporta l'adozione di sensori le cui prestazioni risultano completamente indipendenti dallo stato del fluido di misura, dal campo fluidodinamico, e di conseguenza dalle proprietà reologiche del fluido stesso. Le prestazioni dei sensori massicci risultano di conseguenza sempre migliori delle complesse catene di misura (flow computers) necessarie alla misura della portata in massa tramite l'impiego di sensori di portata in volume e di densimetri in linea e/o di sensori di pressione e temperatura del fluido questi ultimi necessari a determinare lo stato e cioè la densità del fluido.

Nel seguito verranno analizzate le differenti categorie di misuratori di portata definite in base al principio fisico di funzionamento. Di ciascuna categoria saranno esaminate le principali realizzazioni costruttive, evidenziandone vantaggi e limiti.

Tabella 2.1 – Classificazione dei principali misuratori di portata di fluido

Categoria	Intrusività	Tipo di misuratore	Classificazione Energetica
A pressione differenziale <i>tipologie comuni</i>	I.	Diaframma	E. E.
	I.	Boccaglio	E. E.
	I.	Venturimetro	E. E.
A pressione differenziale <i>altre tipologie</i>	N. I.	Gomito	E. E.
	N. I.	Pitot	E. E.
	N. I.	Pitot multiplo (Annubar)	E. E.
	I.	Bersaglio	E. E.
	I.	Rotametro	E. E.
	I.	V – Cone	E. E.
	I.	A strizione conica	E. E.
Volumetrici <i>Positive Displacement</i>	I.	Ad apertura variabile a molla	E. E.
	I.	A multi rotore	E. E.
	I.	A pistoni rotanti	E. E.
	I.	A disco nutante	E. E.
	I.	A lamelle striscianti	E. E.
	I.	A pistoni contrapposti	E. E.
A turbina	I.	A ruote ovali (lobi)	E. E.
	I.	Turbina assiale	E. E.
	I.	Turbina tangenziali	E. E.
Fluidodinamici	N. I.	Turbina ad inserzione	E. E.
	I.	A generazione di vortici	E. E.
	I. / (N.I.)	Ad effetto Coanda	E. E.
	I.	A precessione di vortici	E. E.
Elettromagnetici	N. I.	Vortex ad inserzione	E. E.
	N. I.	Ad elettrodi interni	E. A.
	N. I.	Ad elettrodi esterni	E. A.
Ad ultrasuoni	N. I.	Elettromagnetici ad inserzione	E. A.
	N. I.	A tempo di transito (TOF)	E. A.
A forza e momento	N. I.	Ad effetto Doppler	E. A.
	I.	A momento della quantità di moto	E. E.
	N. I.	Ad effetto Coriolis	E. A.
Termici	I.	A doppio rotore gemello (indiretto)	E. E.
	I.(N.I.)	A griglia termica (calorimetrici)	E. A.
Altri	N. I.	Termici massici	E. A.
	I.	A ponte di Wheatstone fluidica	E. E.
	I.	Anemometri a filo caldo	E.A.
	I.	Anemometri a laser	E.A.
	I.	A risonanza magnetica	E.A.
	I.	Ad tracciante di fluido	E.E.

Legenda

I. = misuratore intrusivo
 N.I. = misuratore non intrusivo

E.E. = misuratore “Energy Extractive”
 E.A. = misuratore “Energy Additive”

2.2. Misuratori – Contatori volumetrici

I misuratori di portata volumetrici più esattamente definiti contatori di volume, sono nella letteratura tecnica denominati *Positive Displacement*, PD termine inglese che evidenzia in sintesi il loro principio di funzionamento basato sulla contabilizzazione di volumi finiti e noti che si riempiono e si svuotano ciclicamente dal fluido di misura. La misura della portata volumetrica è cioè realizzata “parcellizzando” il fluido di misura e contabilizzando le volte in cui il fluido nel suo moto riempie i volumi creati dal movimento dell’organo mobile nella cassa del misuratore. Essi sono storicamente i misuratori più usati nelle misure fiscali di liquidi, essendo utilizzati da oltre un secolo nel campo acquedottistico e dalla fine degli anni sessanta anche nel campo petrolifero. Nel corso degli ultimi anni, sebbene questi misuratori siano rimasti inalterati dal punto di vista costruttivo, numerosi miglioramenti sono stati apportati, modificando ad esempio il metodo di trasmissione del segnale di misura (che passa da una trasmissione meccanica ad ingranaggi dal moto del rotore, alla utilizzazione di una dinamo tachimetrica o ad effetto Hall che contabilizza i volumi riempiti), o variando il metodo di compensazione e conteggio (passando dalle testate meccaniche usate per il condizionamento ed il trattamento del segnale fornito dall’elemento primario, alle testate elettroniche a microprocessore, le quali consentono sia il miglioramento delle prestazioni metrologiche, attraverso la correzione dei principali fattori di influenza, che la connessione e trasmissione dei dati a dispositivi di memorizzazione e/o post-elaborazione di tipo elettronico). In tal modo l’uso e l’importanza dei PD si è consolidato soprattutto nelle applicazioni connesse a transazioni commerciali, con particolare riferimento ai settori:

- trasferimento fiscale di prodotti petroliferi, petrolchimici, chimici;
- caricamento di autobotti, autocisterne, o vagoni cisterna;
- rifornimento di aerei;
- bunkeraggio di navi;
- taratura di serbatoi e autocisterne;
- determinazione dei consumi di motori;
- calibrazione di contatori già installati;
- denaturazione in linea;
- additivazioni e/o miscele in linea di più prodotti.

La maggior parte dei misuratori di portata per liquidi ammessi alla verifica metrica e normalmente utilizzati per transazioni legali e fiscali, sono oggi del tipo contatore volumetrico.

I misuratori – contatori volumetrici sono particolarmente indicati quando è richiesta un’elevata precisione. Essi infatti, possono garantire prestazioni tipiche generalmente migliori dello 0,5 %V.L., con rangeability anche superiori a 20:1 ed una affidabilità d’uso in fluidi puliti che li rende concorrenziali alle turbine nella misura fiscale di fluidi a media/alta viscosità. L’incertezza di misura di questi è fortemente legata alle tolleranze meccaniche che si riesce a realizzare tra le parti fisse e quelle mobili, tolleranze che possono causare indesiderati trafileamenti e conseguenti errori sistematici nella misura; per questo motivo per la loro produzione sono richieste lavorazioni meccaniche molto precise. Per lo stesso motivo, questi misuratori sono molto sensibili alle cadute di pressione tra monte e valle dello strumento, in quanto al variare della caduta di pressione può variare la quantità di prodotto che “by-passa” la camera di misurazione. Teoricamente, nel caso di trafileamento costante (in tutte le condizioni operative), l’errore di misura potrebbe essere opportunamente corretto; nella realtà l’entità del trafileamento è connesso oltre che alla caduta di pressione anche alla temperatura, alla viscosità ed alle dimensioni del misuratore stesso.

I misuratori tipo PD o volumetrici misurano direttamente il volume del liquido in erogazione senza sfruttare leggi fluidodinamiche che correlano la velocità o la portata del fluido ad altre grandezze fisiche (quali ad esempio la pressione differenziale, il tempo di transito di un impulso sonoro, l'accelerazione di Coriolis). Le difficoltà più comuni che si incontrano nel loro impegno sono legate al fatto che la massa volumica dei liquidi (e quindi il volume misurato) varia con la temperatura. Difficoltà parzialmente risolta, almeno nell'ambito petrolifero, grazie alla norma API/ASTM IP [17], in base alla quale è possibile compensare la variazione dei volumi del fluido in misura in funzione della temperatura, riferendosi a condizioni di riferimento "standard".

Il principio di funzionamento

Come già accennato in precedenza un misuratore – contatore volumetrico è essenzialmente costituito da due elementi rispettivamente definiti "primario" e "secondario". L'elemento primario è quella parte dello strumento che con il suo moto converte la quantità da misurare in una variabile ed aziona l'elemento secondario (detto anche testata totalizzatrice), che a sua volta converte tale variabile in unità di misura.

Il principio di funzionamento è determinato dal fatto che il flusso misurato defluisce nel misuratore, e viene diviso da questo con continuità in volumi noti (volumi base) che si "riempiono e svuotano". Il fluido viene isolato continuamente dal flusso in ingresso, canalizzato nella cosiddetta camera di misura (insieme dei volumi base) e successivamente restituito al flusso in uscita. La tenuta del fluido nei volumi racchiusi tra l'elemento primario mobile e quello fisso (cassa), può essere realizzata in diversi modi: ad esempio, essa è garantita dallo stesso fluido di misura che occupa il meato capillare esistente tra rotore e camera di misura. Attraverso un sistema di trasmissione, il movimento traslatorio o rotatorio degli elementi meccanici mobili viene trasmesso alla testata totalizzatrice (elemento secondario) per il conteggio del numero totale dei "volumi elementari" effluiti attraverso le camere del misuratore. La quantità totale di fluido V_{TE} che passa attraverso il misuratore in un dato tempo è data quindi dal prodotto di questi volumi per il numero di passaggi totalizzati

$$V_{TE} = n \cdot V_C \quad (2.1)$$

avendo indicato con n il numero di giri compiuto dal rotore, e con V_C il "volume ciclico", ovvero il volume di liquido che passa attraverso il contatore durante una rotazione completa del rotore: Il volume ciclico è costituito da un numero intero di "volumi base" ovvero di volumi elementari in cui viene continuamente suddiviso il flusso. Attraverso un dispositivo di regolazione, definito "calibratore", è possibile tarare il misuratore in modo tale che la differenza tra la quantità di fluido indicata dalla testata totalizzatrice e la quantità realmente passata, rientri nella precisione di misura dello strumento.

Il volume totalizzato V_{TE} può essere direttamente visualizzato o, eventualmente, trasmesso ad una stazione di monitoraggio remota.

Il movimento del rotore è sempre ottenuto dalla differenza di pressione del liquido tra la sezione di ingresso e quella di uscita del misuratore. Quest'ultimo, da un punto di vista energetico, può essere assimilato ad un motore idraulico ad elevato rendimento volumetrico, che assorbe solo un piccolo quantitativo di energia dal flusso che l'attraversa per il suo stesso funzionamento. L'energia assorbita, infatti, è necessaria a superare gli attriti interni dell'elemento di misura e la resistenza viscosa delle parti accessorie in movimento nel fluido di misura. L'energia assorbita risulta, ovviamente, direttamente proporzionale alla caduta di pressione tra la sezione di ingresso ed uscita del misuratore stesso. Tale differenza di

pressione, tra monte e valle del misuratore, è, come già accennato in precedenza, la causa principale del trafilamento di liquido attraverso il meato esistente tra rotore e camera di misura, senza che lo stesso fluido venga contabilizzato. Questo effetto varia in modo non lineare al variare della portata e ciò spiega perché esso, pur potendo essere in parte compensato, mediante una valvola di taratura (il calibratore), è la principale causa di inaccuratezza del misuratore. Altre cause di trafilamento del liquido nel contatore sono dovute a: i) la larghezza e la lunghezza del meato; ii) la viscosità del fluido di misura; iii) la geometria del misuratore.

La temperatura è ovviamente un altro fattore determinante, in quanto sia la viscosità del fluido che le dimensioni geometriche del misuratore possono variare sensibilmente in funzione di quest'ultima. Al fine di correggere la dilatazione del volume di liquido misurato al variare della temperatura, è consuetudine usare le norme ASTM 53B e ASTM 54B le quali raggruppano gli idrocarburi in differenti classi, usando la stessa densità nelle condizioni di riferimento (vedi tabella 2.2). Se il fluido da misurare non è tra quelli noti e normati nel caso di misura legale saranno necessari opportuni accordi tra compratore e venditore.

L'utilizzo delle tabelle riportate nelle norme suddette, consente di convertire il volume effluito (e misurato per mezzo di normali contatori volumetrici), dalle condizioni di esercizio a quelle di riferimento (15 °C per gli idrocarburi). Tale conversione è effettuata moltiplicando il volume effluito per uno specifico fattore di correzione per la temperatura F_T :

$$V_{M,t_{RIF}} = V_{LM} \cdot \frac{\rho(t_M)}{\rho(t_{RIF})} = V_{LM} \cdot F_T \quad (2.2)$$

dove:

$V_{M,t_{RIF}}$ volume effluito corretto alle condizioni di riferimento

V_{LM} volume effluito misurato nelle condizioni di esercizio

$\rho(t_{RIF})$ densità del liquido nelle condizioni di riferimento

$\rho(t_M)$ densità del liquido nelle condizioni di esercizio

F_T fattore di correzione.

Generalmente questa correzione viene effettuata in maniera automatica mediante un sensore di temperatura del liquido, ed una testata di compensazione che, sulla base di un valore preimpostato della densità del fluido nelle condizioni di riferimento (cosiddetto *standard*, corrispondente alla temperatura di 15 °C), compensa automaticamente le variazioni della densità in esercizio. Sul quadrante della stessa testata si avrà, dunque, la lettura del volume erogato nelle condizioni di esercizio, nonché la misura del volume nelle condizioni di riferimento. Le moderne testate elettroniche effettuano tale compensazione mediante appositi algoritmi implementati nella eeprom del proprio circuito elettronico.

Esempio

In un impianto di distribuzione del carburante sono state acquisite le seguenti misure:

densità del carburante in prova alla temperatura di 15 °C	$\rho = 738,0 \text{ kg/m}^3$
coefficiente di espansione volumica del liquido α ⁽¹⁾	non fornito
lettura del volume sulla testata in prova	$V_M = 50,1 \text{ litri}$
lettura della temperatura nella testata in prova	$t_M = 28,0 \text{ °C}$

Entrando in tabella ASTM 54B (vedi tabella 2.2) in corrispondenza del valore (colonna) di densità (tipo di fluido) di 738,0 kg/m³, si ricava:

- alla temperatura di 28°C, il fattore di correzione del volume letto sulla testata in prova

$$F(t_M) = 0,9839$$

- alla temperatura di 15°C, il fattore di correzione del volume letto è ovviamente pari ad 1

$$F(t_R) = 1,0000$$

Il coefficiente di espansione volumica α del liquido in prova risulta:

$$\alpha = \frac{1 - 0,9839}{0,9839 \cdot (28,1 - 15)} = 0,00125 \text{ °C}^{-1}$$

Il volume effluito nella testata in prova compensato (riportato alla temperatura di 15 °C), risulterà:

$$V_{M,15} = F_P \cdot V_M = 0,9839 \cdot 50,1 = 49,29 \text{ L} \quad \text{utilizzando il fattore } F$$

$$V_{M,15} = V_M \cdot [1 + \alpha(15 - 28,1)] = 49,28 \text{ L} \quad \text{utilizzando il coefficiente } \alpha$$

Il fluido erogato, ad una temperatura minore di quella di prova, ovviamente, occuperà un volume minore.

⁽¹⁾ In una prova di verifica metrico legale esso è generalmente fornito dal distributore. In mancanza di tale informazione, o in caso di dubbio, il coefficiente α può essere facilmente calcolato tramite la:

$$\alpha = \frac{F(t_R) - F(t_M)}{F(t_M) \cdot (t_M - t_R)} \quad \text{dove } F(t_M) \text{ e } F(t_R) \text{ sono i fattori di correzioni del liquido considerato alle temperature, rispettivamente di } t_M \text{ e } t_R.$$

Tabella 2.2 - Esempio di tabella ASTM 54B (prodotti in genere) per la correzione dei volumi

Correzione dei volume a 15° C											
T [C]	Densità a 15°C										
	730,0	732,0	734,0	736,0	738,0	740,0	742,0	744,0	746,0	748,0	750,0
-5,00	1,0248	1,0247	1,0246	1,0245	1,0244	1,0243	1,0242	1,0241	1,0240	1,0239	1,0238
...
14,00	1,0013	1,0012	1,0012	1,0012	1,0012	1,0012	1,0012	1,0012	1,0012	1,0012	1,0012
14,25	1,0009	1,0009	1,0009	1,0009	1,0009	1,0009	1,0009	1,0009	1,0009	1,0009	1,0009
14,50	1,0006	1,0006	1,0006	1,0006	1,0006	1,0006	1,0006	1,0006	1,0006	1,0006	1,0006
14,75	1,0003	1,0003	1,0003	1,0003	1,0003	1,0003	1,0003	1,0003	1,0003	1,0003	1,0003
15,00	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
15,25	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997
15,50	0,9994	0,9994	0,9994	0,9994	0,9994	0,9994	0,9994	0,9994	0,9994	0,9994	0,9994
15,75	0,9991	0,9991	0,9991	0,9991	0,9991	0,9991	0,9991	0,9991	0,9991	0,9991	0,9991
16,00	0,9987	0,9988	0,9988	0,9988	0,9988	0,9988	0,9988	0,9988	0,9988	0,9988	0,9988
...
27,50	0,9843	0,9844	0,9844	0,9845	0,9845	0,9846	0,9847	0,9847	0,9848	0,9849	0,9849
27,75	0,9840	0,9840	0,9841	0,9842	0,9842	0,9843	0,9844	0,9844	0,9845	0,9846	0,9846
28,00	0,9837	0,9837	0,9838	0,9839	0,9839	0,9840	0,9841	0,9841	0,9842	0,9843	0,9843
28,25	0,9833	0,9834	0,9835	0,9835	0,9836	0,9837	0,9838	0,9838	0,9839	0,9839	0,9840
28,50	0,9830	0,9831	0,9832	0,9832	0,9833	0,9834	0,9834	0,9835	0,9836	0,9836	0,9837
...
55,00	0,9493	0,9495	0,9497	0,9499	0,9501	0,9503	0,9505	0,9507	0,9509	0,9511	0,9513

Tecnologie costruttive

E' possibile distinguere due grandi categorie di misuratori, in funzione degli orientamenti e delle esigenze dei mercati che ne hanno condizionato lo sviluppo tecnologico: una basata su elementi "a palette" e l'altra su elementi "a rotore". In termini pratici, la prima tipologia di misuratori rispecchia il mercato anglo-americano, il quale ha portato allo sviluppo di misuratori destinati essenzialmente alla misurazione di liquidi petroliferi di largo consumo, quali benzine e gasoli, costruttivamente più delicati, e progettati per una produzione in serie, con caratteristiche di elevata precisione. La seconda tipologia di misuratori, invece, rispecchia il mercato giapponese tendenzialmente indirizzata verso misuratori destinati alla misurazione di liquidi di varia natura, utilizzati prevalentemente nell'industria, generalmente di notevole robustezza e progettati per una produzione su commessa, con caratteristiche di buona precisione, ridotta manutenzione e lunga durata. Ovviamente sono proprio i misuratori volumetrici appartenenti a quest'ultima categoria che meglio si prestano ad applicazioni in condizioni particolarmente gravose di esercizio.

Tutti i misuratori volumetrici possono essere suddivisi in quattro componenti essenziali:

- 1) un involucro (o cassa) esterno, munito di raccordi flangiati per l'allacciamento alla rete di distribuzione;
- 2) un elemento di misura (il cuore dello strumento stesso);
- 3) un sistema di trasmissione del conteggio (rotismi meccanici o accoppiamenti elettromagnetici);

4) una testata di conteggio (meccanica o elettronica).

Relativamente all'involucro esterno, i misuratori tipo PD possono essere costruiti a cassa singola o doppia. Nella versione a cassa singola, generalmente usata per basse pressioni di linea, l'involucro serve sia da recipiente in pressione che da parete esterna della camera di misura. Nella versione a cassa doppia, generalmente usata per pressioni operative maggiori (la pressione di linea sollecita solo le pareti esterne dell'alloggiamento), il recipiente è un vero e proprio recipiente in pressione e la camera di misura è un'unità indipendente.

Relativamente alla camera di misura, la costruzione a doppia cassa presenta, almeno da un punto di vista teorico, diversi vantaggi:

- può essere facilmente rimossa per la manutenzione e il lavaggio della linea in fase di start-up;
- funziona a pressione bilanciata (essendo completamente circondata dal fluido di misura) e, pertanto, viene eliminata ogni possibile variazione dimensionale dovuta ad eventuali variazioni di pressione della linea;
- essendo la stessa camera svincolata dalla cassa esterna, essa non è soggetta a sollecitazioni dovute alle tubazioni di collegamento.
- le ridotte sollecitazioni cui sono soggette le pareti rendono possibili realizzazioni di elevata precisione dimensionale, con evidenti vantaggi anche nell'accuratezza del misuratore.

L'elemento di misura vero e proprio consiste di un parete di contenimento (detta camera di misura) e di uno o più elementi mobili, il cui movimento continuo o ciclico consente, come detto, di dividere il flusso in volumi noti e costanti. L'accoppiamento tra l'elemento mobile e la camera di misura che lo contiene deve naturalmente essere molto preciso per evitare trafiletti di fluido e richiede tolleranze di lavorazione molto spinte.

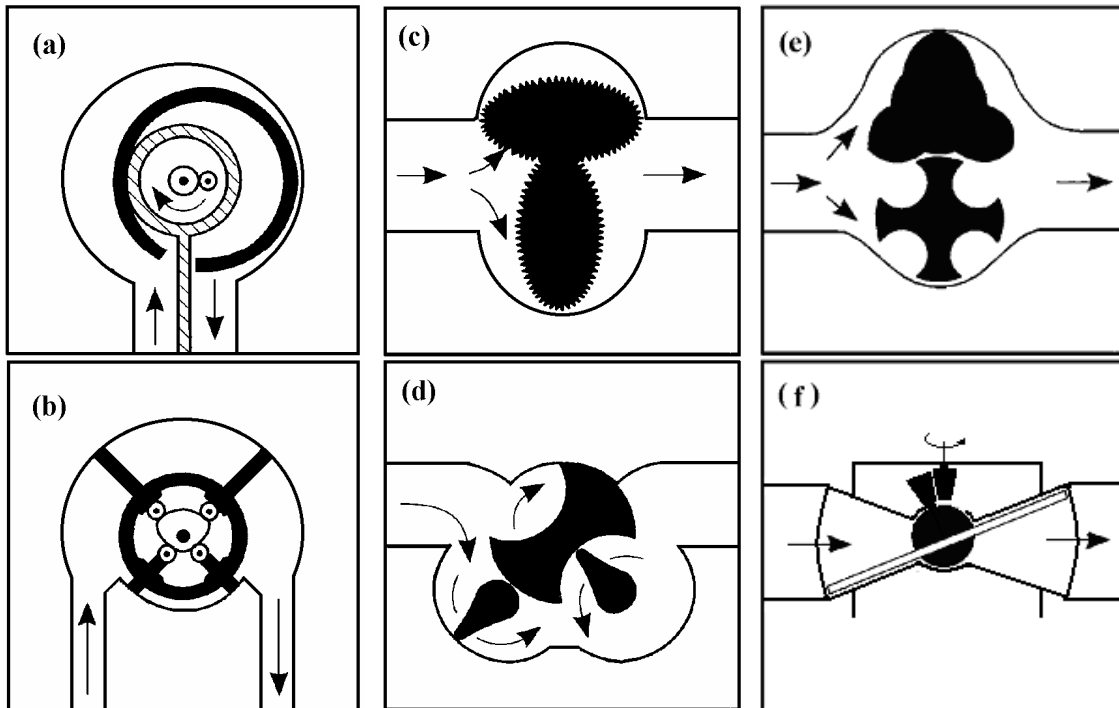


Figura 2.1 – Elementi di misura più diffusi per contatori di liquidi diversi dall'acqua: a) ad anello rotante, b) a lamelle striscianti, c) a lobi (ruote ovali), d) a tri-rotore, e) a bi-rotore, f) a disco nutante.

I principali tipi di elementi primari oggi presenti in commercio sono:

a) *misuratore ad “anello rotante” (oscillating piston) (SIEMENS)*

Il misuratore (figura 2.1a) è composto da una camera di misura cilindrica e da un anello (cilindro) che suddivide la camera in due settori (uno interno all’anello, l’altro esterno), ed il cui asse penetra all’interno di un terzo cilindro, coassiale al primo. Per effetto della pressione del liquido l’anello è costretto a ruotare tenendosi sempre aderente alla parete del terzo cilindro assumendo, quindi, un moto rotatorio eccentrico rispetto all’asse principale che determina il riempimento e lo svuotamento alternato delle due camere variabili. Il volume ciclico è determinato dalla somma del volume base esterno (compreso tra anello e cassa esterna) e del volume base interno (compreso tra anello e cassa interna). Questo misuratore è per lo più utilizzato per acqua e per fluidi a bassa o media viscosità.

b) *misuratore a “palette scorrevoli” (sliding-vane) (ISOIL o SMITH)*

Il misuratore volumetrico a palette è costituito (figura 2.1b) da pale retrattili montate su un rotore. Le palette garantiscono la tenuta del misuratore grazie a un eccentrico interno (camma) che spinge la singola paletta contro la cassa durante la rotazione, o, in alternativa, mediante l’accoppiamento delle palette contrapposte guidate dal profilo della camera di misura (il rientrare di una paletta provoca la fuoriuscita dell’altra). Il volume base è, in tal caso, determinato dal settore delimitato da due palette contigue, la camera esterna e il rotore stesso. Il volume ciclico è invece pari a quattro volte il volume base. Questo misuratore è particolarmente utilizzato per fluidi a bassa viscosità.

c) *misuratore ad “ingranaggi” o a “lobi” (oval gear) (PETROL o BOPP&REUTHER)*

Il misuratore è costituito (figura 2.1c) da una cassa cilindrica a sezione ovoidale e due ruote ovali (o due lobi) che ruotano in senso contrario circoscrivendo tra esse stesse e la cassa un volume prefissato di liquido (volume base). La posizione reciproca tra le ruote nella rotazione è garantita dagli ingranaggi praticati o sulle ruote stesse, o su due ruote dentate a cui i lobi sono calettati. Il movimento delle ruote è garantito dalla differenza di pressione esistente tra monte e valle del misuratore. Durante una rotazione completa dei lobi sono trasferiti all’esterno quattro volumi base (due per ciascun lobo) equivalenti al volume ciclico. La rotazione degli ingranaggi è trasferita all’albero esterno mediante sistemi meccanici o magnetici. Questo misuratore è in grado di misurare liquidi con un’ampia gamma di viscosità.

d) *misuratore a “tri-Rotore” (tri-rotor) (LIQUID CONTROLS, SAMPI)*

È caratterizzato (figura 2.1d) dall’aver tre parti mobili interne che intrappolano il fluido tra i rotori (di cui uno a doppia cavità e gli altri due a paletta) e la cassa esterna. Il ciclo di lavoro di questo tipo di misuratore è tale che, ad ogni rotazione del rotore cavo, corrispondono due rotazioni degli altri due rotori in fase tra loro e in controfase rispetto al rotore cavo. Il sincronismo nella rotazione relativa di ciascun rotore è garantito da un meccanismo guida ad ingranaggi. Il volume ciclico è dato dal volume spazzato in una rotazione completa del rotore cavo ed è costituito dalla somma dei volumi elementari spazzati dalle palette durante la loro doppia rotazione e di quelli spazzati dal rotore cavo. Questo modello è particolarmente indicato per la misura dei liquidi a media viscosità.

e) *misuratore a “birotore” (bi-rotor)*

È costituito (figura 2.1e) da due rotori di forma complementare mantenuti nella rotazione in controfase ed in perfetto sincronismo tra loro grazie ad un set di ingranaggi di precisione. Il flusso può entrare sia parallelamente che ortogonalmente all’asse di rotazione dello strumento. Il modello standard è quello assiale ed è indicato nel caso di applicazioni a grosse portate e a basse pressioni.

f) *misuratore a “disco Nutante” (nutating disc)*

Il misuratore è caratterizzato (figura 2.1f) da un disco nutante solidale ad una sfera e contenuto in una camera di misura con una sede sferica e pareti troncoconiche contrapposte. Il movimento del disco e della sfera è guidato da un perno cilindrico ad essa solidale che ruota intorno ad una camma troncoconica. Il liquido entra dall'apposita apertura e riempie gli spazi sopra e sotto il disco stesso. Tale volume, ad ogni movimento completo del disco (corrispondente ad un ciclo), viene spostato nella parte troncoconica opposta e rilasciato, mentre il volume di fluido spostato è misurato con un registratore connesso al disco stesso. Il moto del disco è armonioso e continuo e non genera pulsazioni del flusso in uscita. Il trafileamento del liquido tra disco e camera di misura è purtroppo causa di inaccuratezze dello strumento anche a basse portate.. Questi misuratori sono, tipicamente, molto affidabili e relativamente insensibili ai cambiamenti di viscosità del fluido. Sono inoltre molto leggeri, economici, di facile installazione in campo, ma non molto accurati: per tale motivo è per lo più utilizzato in campo acquedottistico.

 g) *misuratore “a pistoni contrapposti” (reciprocating-piston)(MAX, COM-HAS)*

Il modello più diffuso è quello a quattro pistoni contrapposti (figura 2.2). La rotazione dell'asse genera il movimento reciproco dei quattro pistoni dello strumento. Il movimento reciproco dei pistoni è controllato nel tempo in modo tale che la scarica da uno dei cilindri, per effetto della spinta esercitata dal relativo pistone, corrisponde alla semidscarica dell'intero strumento. La distribuzione avviene per mezzo di una valvola solidale all'asse che trasmette il moto al contatore, la quale nel suo moto di rotazione ed attraverso le sue luci, comanda l'entrata e l'uscita del liquido dai cilindri. Detto V_C il volume spazzato da un singolo pistone nella sua corsa utile, D il diametro del cilindro, N_C il numero dei cilindri del misuratore e κ_v il coefficiente di riempimento (²), la capacità utile per ogni rotazione dell'asse è data dalla:

$$V_U = \kappa_v V_C N_C = \kappa_v \frac{\pi D^2}{4} N_C \quad (2.3)$$

Questo modello può resistere ad alti differenze di pressione ed è, quindi, particolarmente indicato per la misura di fluidi viscosi garantendo una elevata precisione.

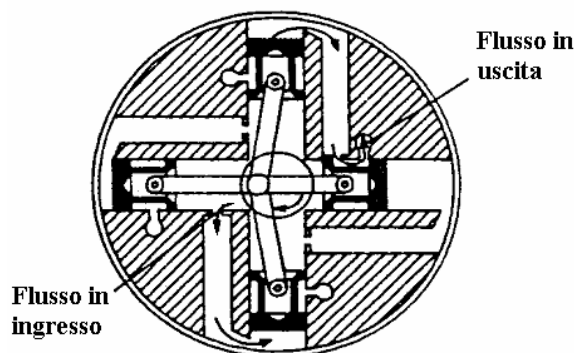


Figura 2.2 – Elemento di misura in un contatore volumetrico a pistoni contrapposti.

(²) Il coefficiente di riempimento rappresenta il rapporto tra la quantità di liquido che attraversa la camera di misura e la sua cilindrata.

Il diverso tipo di elemento di misura, oltre a condizionare le prestazioni metrologiche dello strumento, ne limita sostanzialmente il campo di impiego soprattutto rispetto alla viscosità del fluido.

Relativamente al materiale impiegato va precisato che: il bronzo è, generalmente, usato nel caso di misura di liquidi non corrosivi, quali acqua dolce, acqua salata, zucchero liquido, glicole; l'acciaio è adatto alla misura di acqua, grassi animali, oli combustibili, oli vegetali, melasse, benzene, benzina, carbone, impecia, distillati; l'acciaio inossidabile viene destinato, infine, alla misura di liquidi quali acido nitrico, succhi di frutta, fenolo in acqua deionizzata, formaldeide ed oleum.

I rotismi utilizzati per trasmettere il movimento rotatorio dell'elemento mobile alla testata di conteggio possono essere di tipo meccanico, con tenute del tipo "o" ring, premistoppa o altro, o di tipo elettromagnetico.

Nel caso di contatori meccanici il sistema di trasmissione ha, in realtà, oltre alla funzione di trasmissione del segnale di misura quello di calibrare il misuratore stesso per mezzo di apposite viti. Il giunto magnetico è tipico dei misuratori volumetrici a rotore (tendenza giapponese) ed è caratterizzato da una tenuta statica che garantisce totalmente da perdite e/o da fuoriuscite del liquido in erogazione. I meccanismi ad ingranaggi richiedono, invece, una maggiore potenza in quanto occorre superare la resistenza delle parti in movimento e delle tenute che sono motivo di ulteriore caduta di pressione.

In molti misuratori volumetrici di portata, la trasmissione dal meccanismo interno al contatore attraverso impulsi di tipo elettromeccanico, magnetico, o come in misuratori di recente generazione, di tipo ottico o con tecniche elettroniche, consente, rispetto ad i tradizionali sistemi meccanici:

- una minore caduta di pressione;
- trasmissione a display remoto, previa alimentazione da rete o, eventualmente, da pannelli solari;
- il monitoraggio della pressione e della temperatura del fluido, permettendo, quindi, la correzione delle misurazioni, per i cambiamenti di volume del fluido dovuti alle variazioni di temperatura e della pressione di linea;
- l'accesso alla "banca dati" dello strumento da una stazione centrale di monitoraggio, via radio, o via satellite.

Per contro tutti i contatori a guida meccanica, attraverso un'opportuna selezione del meccanismo, possono mostrare il volume di fluido misurato o parte di questo senza bisogno di alimentazione esterna, permettendo, sempre, l'installazione in posizione remota.

Associato al sistema di trasmissione del segnale è possibile riscontrare in molti misuratori il cosiddetto calibratore. Esso è un dispositivo di regolazione che consente di "calibrare" il misuratore in modo tale che la differenza tra la quantità di liquido indicata dalla testata totalizzatrice e la quantità realmente misurata risulti inferiore all'errore massimo tollerato. Esso è costituito, normalmente, da una coppia di ingranaggi il cui rapporto di trasmissione è calcolato in modo da compensare le piccole differenze del volume ciclico effettivo rispetto a quello di progetto. Questo dispositivo consente inoltre di compensare anche il fenomeno di "trafilamento" che si verifica durante la misura. Il calibratore può essere di tipo a frizione o del tipo a "sostituzione di ingranaggi". Il tipo a "sostituzione di ingranaggi" è tipico di misuratori volumetrici a rotore ed ha il vantaggio che un suo eventuale fuori servizio e/o mal funzionamento viene immediatamente segnalato dalla fermata della testina contatrice. Nel calibratore "a frizione" un eventuale mal funzionamento viene invece evidenziato soltanto sottoponendo il misuratore ad una prova di taratura.

Oltre ai dispositivi accessori, generalmente presenti in un misuratore di portata volumetrico, (evidenti dallo schema generale di figura 1.5) e dettagliatamente descritti al §1.4, vanno ricordati anche:

- ✓ il *convertitore volume/peso*, utilizzato in abbinamento al compensatore di temperatura al fine di leggere sulla testata del misuratore l'unità di misura espressa in kg;
- ✓ l'*additivatore*, utilizzato per iniettare nel liquido primario un altro liquido di natura diversa ed in percentuale definita. Esso può essere di tipo meccanico, elettrico, o pneumatico con pompe dosatrici.

Caratteristiche metrologiche

La causa di errore tipica per questi misuratori è legata all'inevitabile gioco esistente tra le parti mobili e le fisse e, quindi, alle tolleranze delle lavorazioni meccaniche. Ad ogni predefinita tolleranza meccanica corrisponde un determinato intervallo di viscosità.

Come detto in precedenza, infatti, è lo stesso fluido che, occupando il meato capillare esistente tra rotore e camera di misura, garantisce la tenuta idraulica tra le due parti in moto relativo. Un incremento della viscosità, teoricamente migliora le prestazioni del misuratore e spesso estende il limite metrologico dello stesso. Sfortunatamente, un incremento della viscosità è accompagnato anche da un incremento delle perdite di carico (le parti mobili spendono più energia nel muovere un fluido più pesante), dei consumi e del logorio meccanico. Questo è il motivo per cui i costruttori forniscono come dati di targa del misuratore la massima caduta di pressione a cavallo del misuratore ed un coefficiente correttivo della portata massima, decrescente con la viscosità (figura 2.3). Allo scopo di estendere le capacità metrologiche del misuratore, è possibile aumentare il meato capillare suddetto tramite l'utilizzo di rotori aventi tolleranze maggiori. Ciò, effettivamente comporterà una diminuzione degli sforzi di taglio fluido-rotore e, quindi, delle perdite di carico, permettendo l'utilizzo, con prestazioni analoghe, dello stesso misuratore (con la semplice sostituzione del rotore!) con prodotti aventi differenti viscosità. In figura 2.3 questo effetto si traduce nello spostamento verso destra del coefficiente correttivo del misuratore.

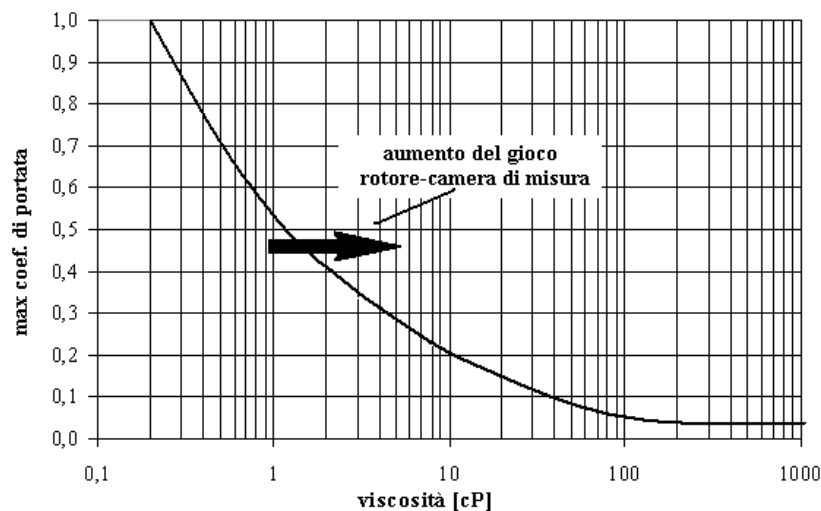


Figura 2.3 – Coefficiente correttivo di massima portata per un tipico misuratore volumetrico

In figura 2.4, a titolo di esempio, si riporta la fascia di inaccuratezza relativa ad una tipologia di misuratore volumetrico, inizialmente tarato per operare con fluido avente viscosità pari a 1 cP e poi utilizzato con un fluido avente viscosità pari a 100 cP. Si può notare come, pur se l'accuratezza peggiora per il non corretto utilizzo del misuratore, l'errore risulti comunque inferiore al 1,2% e nessun ulteriore peggioramento sia apprezzabile oltre i 100 cP, a testimonianza di come tutti i misuratori del tipo positive displacement perdano ogni sensibilità alle variazioni di viscosità oltre tale valore.

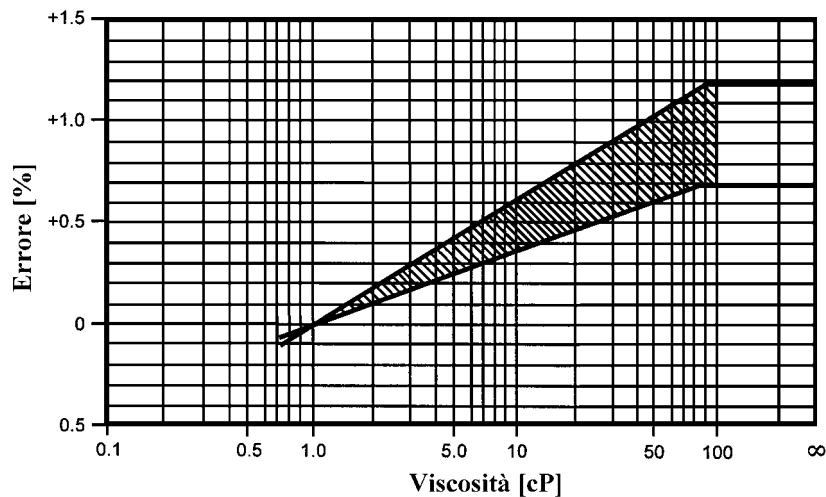


Figura 2.4 – Fascia di inaccuratezza per un misuratore volumetrico utilizzato a viscosità del fluido diverse da quelle di progetto.

Curve di prestazioni tipiche per un misuratore di portata volumetrico con differenti fluidi, sono riportate in figura 2.5. In essa l'accuratezza è riportata in termini di scostamento dalla regolazione iniziale effettuata sul calibratore: essa fitta bene per portate prossime al 25%, ma al crescere (diminuire) della stessa cresce (diminuisce) il salto di pressione a cavallo del misuratore, il che fa aumentare l'effetto di trafileamento attraverso il gioco rotore-camera di misura (diminuire l'energia disponibile per il moto del rotore e di tutti i dispositivi connessi, il che fa aumentare percentualmente l'importanza della quota parte di fluido che trafile).

A riguardo, si definiscono portata limite inferiore (o minima) e portata limite superiore (o massima), i valori di portata del fluido oltre i quali l'errore di registrazione risulta contenuto entro i limiti di tolleranza predefiniti.

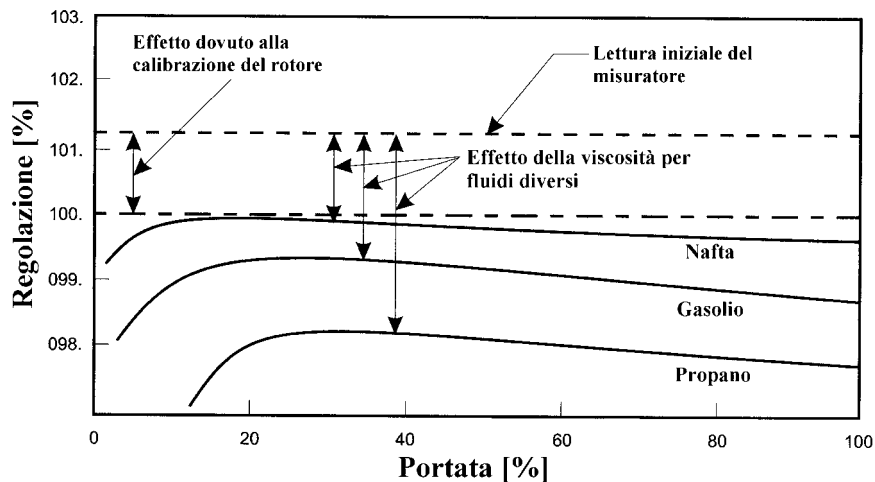


Figura 2.5 – Effetti sulla regolazione iniziale di un misuratore volumetrico utilizzato a viscosità differenti.

I parametri termodinamici, quali temperatura e pressione, giocano, ovviamente, un ruolo chiave per l'accuratezza dello strumento e non solo per le variazioni indotte nelle proprietà del fluido densità (si può compensare) e viscosità (può essere corretta intervenendo sulle tolleranze), ma anche per l'effetto indotto sulle dimensioni della camera di misura e del gioco. In genere, se necessario, è possibile correggere l'effetto indotto sulla camera di misura semplicemente variando il rapporto di trasmissione alla testata totalizzatrice. Per quanto riguarda le tolleranze delle superfici meccaniche a contatto (spesso costituite da materiali con diversi coefficienti di espansione termica) devono essere ben contenute e rispettate al fine di evitare possibili errori di misura (ad esempio con misuratori costruiti per operare a temperature inferiori a quelle effettive di esercizio, quindi con tolleranze più larghe), o anche il possibile bloccaggio/grippatura del rotore (ad esempio con misuratori costruiti per operare a temperature superiori a quelle effettive di esercizio, quindi con tolleranze più strette). In genere, è buona norma nella progettazione di un contatore volumetrico ridurre al minimo gli effetti di attrito tra le parti mobili del misuratore e, dunque, il dispendio di energia richiesto dalle stesse durante il funzionamento. Esso avviene, come detto, a spese dell'energia di pressione posseduta dal liquido ed un brusco abbassamento di pressione potrebbe provocare una parziale separazione dei gas in esso disciolti, con conseguente diminuzione della capacità della di misura.

Relativamente all'influenza della pressione, oltre alle problematiche su esposte, molto importante da tenere in considerazione è il valore massimo di pressione di linea cui il misuratore è stato progettato per funzionare. Il corpo, la camera di misura ed il rotore devono essere adeguatamente calcolati e dimensionati per sopportare variazioni della pressione di linea anche in condizioni anomale, quali, ad esempio, la chiusura istantanea di una valvola posta a valle del misuratore, ma un brusco aumento di pressione potrebbe danneggiare la struttura meccanica dell'accoppiamento di misura.

Altri accorgimenti da utilizzare in fase di installazione sono l'impiego di una valvola limitatrice di portata e di un adeguato degasatore. La prima evita che un aumento della portata rispetto al valore massimo di progetto, possa imprimere al rotore velocità eccessive creando dei logorii meccanici. Il secondo dispositivo è indispensabile qualora ci siano dubbi sulla presenza/formazione di gas nel liquido, che infici la precisione dello strumento.

I misuratori volumetrici, inoltre, per la loro intrinseca tipologia di funzionamento, sono caratterizzati da elevate perdite di carico. Specificando la taglia del misuratore, viene automaticamente fornita anche la caduta di pressione attraverso il misuratore, compatibilmente con le condizioni di flusso richiesto. Il normogramma che ci consente di valutare la caduta di pressione attraverso un misuratore, in funzione della portata è, generalmente ricavato utilizzando acqua come liquido di prova. Esso è, quindi, utile per una stima grossolana della perdita di carico indotta dal misuratore: nel caso di fluidi diversi le curve andranno corrette in funzione della differente viscosità.

Da non trascurare, infine, è il limite fisiologico connesso all'utilizzo e, quindi all'usura, di organi in movimento, nonché della camera di misura, per cui questi strumenti non sono indicati per la misura di fluidi con apprezzabile quantità di particelle in sospensione o per fluidi poco viscosi. In ogni caso, la normativa impone l'installazione di un apposito filtro a monte del misuratore, con rete filtrante funzione del fluido di misura.

Le caratteristiche metrologiche dei contatori volumetrici tradizionali sono sinteticamente riassunte in tabella 2.3.

Tabella 2.3 – Caratteristiche metrologiche inerenti i contatori di liquidi diversi dall'acqua

Vantaggi	Limiti
✓ ampio campo di misura	✓ trafilemento differente per diverse viscosità del fluido (differenti curve di taratura per diversi fluidi)
✓ elevata affidabilità e precisione	✓ principio di misura volumetrico (necessità di correzione della densità del fluido)
✓ effetti di installazione trascurabili	✓ sensibilità ad impurità del fluido e a bolle di gas (necessità di un filtro e di un degasatore)
✓ garanzia contro frodi	✓ perdite di carico elevate
✓ resistenza alla corrosione	✓ stabilità tipica di ciascun sistema di misura a seconda degli organi in movimento
✓ bassa sensibilità alla temperatura ed alla pressione di esercizio	✓ caratteristica non lineare al variare della portata (linearizzabile con testate elettroniche)

Specifiche metrico legali e norme collegate

Come detto in precedenza, i misuratori volumetrici sono storicamente i misuratori più usati nelle misure fiscali di liquidi e, per questo motivo, oggetto di una diffusa standardizzazione internazionale. In particolare, i complessi di misurazione per liquidi diversi dall'acqua, muniti di contatori volumetrici, sono regolati dal D.P.R. 856/82 [2] di attuazione della direttiva CEE n° 77/313. Ai complessi di misurazione indicati, ove sottoposti al controllo CEE, si estende la disciplina stabilita dal decreto che attua la direttiva del Consiglio delle Comunità europee n° 71/316, per quanto applicabile.

Il controllo CEE dei predetti complessi di misurazione comprende l'approvazione CEE del modello, nei casi contemplati dal presente decreto, e la verifica prima CEE da attuare secondo le modalità e alle condizioni fissate dal decreto citato precedentemente. E' la verifica più importante, poiché finalizzata ad impedire l'immissione in commercio e quindi l'utilizzo di strumenti difettosi, o non idonei. Di norma si svolge presso il fabbricante/costruttore di strumenti, ma a richiesta può anche essere eseguita presso l'utente utilizzatore (per gli strumenti fissi). Con il DM 179/00 [5] viene inoltre data la possibilità anche ai fabbricanti (purché accreditati in base alla norma UNI CEI EN 45012) di effettuare la verifica prima, conseguendo il rilascio della concessione di conformità metrologica.

Il decreto introduce inoltre il principio di mutuo riconoscimento delle verifiche effettuate tra i Paesi membri dello Spazio economico Europeo.

In tabella 2.4 vengono riportati gli errori massimi tollerati, previsti dalla Direttiva 2004/22/CE, per la verifica dei misuratori di liquidi diversi dall'acqua per volumi non inferiori a due litri. Gli errori massimi tollerati (EMT) in Italia e nell'Unione Europea per gli strumenti di misura dei carburanti sono dello 0.3% V.L. per quanto riguarda il misuratore, e dello 0.5% V.L. per quanto riguarda l'intero sistema di misura.

Tabella 2.4 – Errori massimi tollerati (‰) nella verifica dei misuratori di liquidi diversi dall'acqua per volumi non inferiori a due litri

<i>Classi di precisione ⁽³⁾</i>					
0.3	0.5	1.0	1.5	2.5	
3 ‰	5 ‰	10 ‰	15 ‰	25 ‰	A
2 ‰	3 ‰	5 ‰	10 ‰	15 ‰	B

La verifica periodica è rivolta all'accertamento nel tempo delle caratteristiche iniziali ed è testimoniata da ulteriori bolli. Gli strumenti possono essere ammessi alla verifica periodica solo se muniti dei bolli relativi alla verifica prima. Gli errori massimi tollerati sono in genere il doppio di quelli previsti per la verifica prima e le operazioni di verifica sono quasi sempre analoghe. La normativa nazionale per la fabbricazione degli strumenti metrici, così come quella comunitaria, tratta i requisiti essenziali che gli strumenti debbono soddisfare finché possono essere immessi in commercio e posti in servizio, mentre lascia agli Stati membri la facoltà di provvedere a controlli successivi finalizzati ad accertare i criteri e periodicità degli interventi per l'esecuzione delle verifiche successive. Il periodo di verifica varia con la categoria (4 anni per misuratori di volumi di liquidi diversi da carburante e dall'acqua) e la destinazione degli strumenti nei singoli Stati. In Italia la verifica periodica, già prevista dal Testo Unico delle leggi sui pesi e misure approvato con Regio Decreto del 23 agosto 1890, n. 7088 e dal Regolamento sul Servizio Metrico approvato con Regio Decreto del 31 gennaio 1909, n. 242, è stata modificata ed integrata con il DM n. 182/00 [6].

Un ulteriore elemento fortemente innovativo riguarda la possibilità di delegare, alle condizioni ed alle modalità stabilite con decreto del Ministero dell'Industria, Commercio e artigianato, sentito il Comitato Centrale Metrico, la verifica periodica a laboratori accreditati dalle Camere di Commercio.

Relativamente al principio di misura utilizzato ed ai requisiti di installazione e misura per tali dispositivi, è stato già abbondantemente detto nei paragrafi precedenti ed al capitolo 1. Merita ancora attenzione quanto la normativa nazionale e internazionale richiede, relativamente agli apparecchi compensatori di temperatura.

Tali dispositivi sono attualmente regolamentati dal DM n. 330606/77 [4], relativo ai soli misuratori di liquidi diversi dall'acqua, ed indirettamente, come sistemi di misura dalla Direttiva 2004/22/CE.

⁽³⁾ Gli errori in tabella si applicano nel seguente modo:

Riga A: Sistemi di misurazione completi in sede di approvazione del modello, verifica iniziale e verificazioni susseguenti a tutte le portate e per tutte le quantità erogate nell'ambito delle condizioni operative specificate dal costruttore.

Riga B: Insieme misuratore ed organo di visualizzazione (contatore) in sede di approvazione di modello e verifica iniziale, a tutte le portate e per tutte le quantità erogate nell'ambito delle condizioni operative specificate dal costruttore.

Come già riportato al §1.4, essi determinano automaticamente ed indicano il volume compensato ⁽⁴⁾ del liquido misurato, in funzione: del volume non compensato, della temperatura di misurazione, del coefficiente di dilatazione cubica preselezionato e/o di eventuali altri parametri.



Figura 2.6 – Testata elettronica di compensazione VEGA 1 (concessione ISOIL)

Gli apparecchi per la compensazione della temperatura devono essere muniti di una targhetta recante le indicazioni seguenti:

- a) la marca di fabbrica del costruttore e la sua ragione sociale;
- b) la denominazione, il numero e l'anno di fabbricazione;
- c) il o i coefficienti di dilatazione cubica (espressi con cinque cifre decimali) per i quali l'apparecchio è predisposto;
- d) la temperatura massima e quella minima autorizzate, del liquido misurato;
- e) la temperatura di riferimento;
- f) l'erogazione parziale minima del misuratore cui sono associati.

I provvedimenti specifici di approvazione potranno prescrivere, ove necessario, l'apposizione sulla targhetta di indicazioni sostitutive o a completamento delle precedenti.

Al fine di ridurre l'incertezza associata alla misura della temperatura del liquido, le sonde termometriche devono essere totalmente immerse nel liquido, nelle prossimità immediate del misuratore, oppure, ove le condizioni di sicurezza non lo consentano, collocate in pozzetti termometrici con modalità tali (utilizzo di un opportuno liquido di riempimento) da favorire al massimo gli scambi termici.

Gli apparecchi per la compensazione della temperatura nuovi o ridotti a nuovo sono sottoposti a verifica prima nell'officina del fabbricante o del riparatore. Le prove richiedono in primo luogo l'accertamento della conformità dell'apparecchio al modello approvato, successivamente la verifica dell'errore dello strumento mediante l'ausilio di bagni termostatici la cui temperatura è stabilizzata a $\pm 0,1$ °C per temperature ≤ 50 °C, a $\pm 0,2$ °C per temperature $50 \div 120$ °C, e a $\pm 0,5$ °C per temperature > 120 °C.

La verifica dovrà essere condotta, almeno, a tre temperature diverse: di riferimento, la massima e la minima autorizzata.

⁽⁴⁾ Si intende per "volume non compensato", il volume occupato, alla temperatura di misurazione, dal liquido erogato, quale rilevato dal misuratore; si intende per "volume compensato" il volume che occuperebbe la quantità di liquido corrispondente, al "volume non compensato", qualora lo stesso liquido fosse portato ad una prefissata temperatura.

Le prove di esattezza condotte “in situ”, nel caso di collaudo in opera o verifica periodica, devono essere precedute dall’accertamento che il coefficiente di dilatazione cubica riportato sulla targa delle iscrizioni o quello preselezionato sull’apposito congegno corrisponda al liquido misurato.

La temperatura deve essere misurata per mezzo di un termometro tarato, la cui divisione abbia un valore non superiore a 2/10 °C. L’utilizzatore è tenuto a fornire, per il controllo, il o i termometri necessari per coprire tutta l’ampiezza dell’intervallo termico del liquido nell’installazione.

Le prove sono realizzate nelle condizioni di utilizzazione. In ciascuna di esse deve essere erogato un volume di prova almeno uguale all’erogazione minima fissata per il complesso di misura.

Detto V_{MC} il volume compensato dallo strumento e V_{RIF} il volume calcolato sulla base del volume non compensato indicato dal misuratore, del coefficiente riportato sulla targa delle iscrizioni e:

- a) della temperatura del bagno nel caso di verifica prima;
- b) della temperatura media rilevata nel pozzetto termometrico di controllo e del coefficiente di dilatazione cubica del prodotto misurato, nel caso di collaudo di posa in opera e di verifica periodica sul luogo di funzionamento;

l’errore espresso in percentuale è definito dalla:

$$E_{\%} = \frac{V_i - V_c}{V_c} \cdot 1000 \quad (2.4)$$

Gli errori tollerati, in più o in meno, sono riportati in tabella seguente:

Tabella 2.5 – Errori massimi tollerati nella verifica degli apparecchi compensatori di temperatura

Tipo Verifica	Temperatura di prova	Liquidi in generale	Gas di petrolio liquefatti
<i>Verifica prima</i>	15 °C	0,5 ‰	1,0 ‰
	$T \neq 15$ °C	1,0 ‰	2,0 ‰
<i>Collaudo in opera e/o verifica periodica</i>	15 ± 5 °C	1,0 ‰	2,0 ‰
	$T \neq 15 \pm 5$ °C	2,0 ‰	4,0 ‰

Qualora i compensatori vengano considerati parte integrante del sistema di misura (comprensivo del misuratore e del degasatore), gli errori massi tollerati sono, ovviamente, gli stessi (ad es. 5 ‰V.L per sistemi di misura di carburanti) previsti dalla Direttiva 2004/22/CE e riportati in tabella 2.4.

A titolo di esempio si riporta la verifica del volume contabilizzato e corretto mediante un apparecchio compensatore di temperatura.

Fluido di prova Carburante ($\rho = 750 \text{ kg/m}^3$)

Capacità campione 1000 L @ 15 °C ($\beta = 0,000036 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$)

Condizioni di prova: Lettura sulla capacità campione del volume effluito pari a 1000 litri. La temperatura media rilevata nella capacità campione risulta di 20,0 °C.

Le letture sulla testata riportano i seguenti dati:

- volume effluito 999,6 litri
- temperatura media di prova $T_p = 23,2 \text{ }^\circ\text{C}$ (misurata sulla linea, in prossimità del contatore)
- volume compensato $V_T = 995,4$ litri

Il volume effettivo della capacità campione a 20,0 °C risulta:

$$V_{C,(20)} = V_{C,(15)}[1 + \beta(20-15)] = 1000,180 \text{ litri} \quad (2.5)$$

Il fattore di conversione dei volumi a 15 °C per il carburante in uso ed alla temperatura di 20,0 °C risulta (ASTM tabella 54B) $F = 0,9940$. Il volume su calcolato (effettivamente contenuto nella capacità campione a 19,9 °C) se “compensato” a 15 °C risulta:

$$V_{CC,(15)} = F \cdot V_{C,(20)} = 994,18 \text{ litri} \quad (2.6)$$

L'errore della testata compensatrice risulta, dunque:

$$E = \frac{V_T - V_{CC}}{V_{CC}} \cdot 1000 = \frac{995,4 - 994,18}{994,18} \cdot 1000 = 1,2\% \quad (2.7)$$

Poiché $T_p > 15 + 5 \text{ }^\circ\text{C}$, l'errore risulta inferiore all'EMT di cui alla Direttiva 2004/22/CE.

2.3. Misuratori a pressione differenziale

Il principio di funzionamento

I misuratori di portata a pressione differenziale, anche denominati ΔP meters o *head meters*, sono molto probabilmente gli strumenti più diffusi nelle misure industriali di portata dei fluidi, grazie ad una ormai diffusa normalizzazione internazionale, ed all'affidabilità mostrata nei più svariati settori di applicazione.

Il loro funzionamento è basato essenzialmente sull'applicazione del Principio di Bernoulli ad un tratto di tubazione chiusa. Questo principio, nelle ipotesi di moto unidimensionale e stazionario di un fluido omogeneo in un condotto, permette di uguagliare il contenuto energetico totale in corrispondenza di due generiche sezioni (1 e 2 in figura 2.7), aventi diametro d_1 e d_2 e quote z_1 e z_2 differenti:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{u_1}{g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_2 g} + \frac{w_2^2}{2g} + \frac{u_2}{g} \quad (2.8)$$

avendo indicato con g , ρ , p ed u , rispettivamente: l'accelerazione di gravità, la densità, la pressione e l'energia interna specifica del fluido.

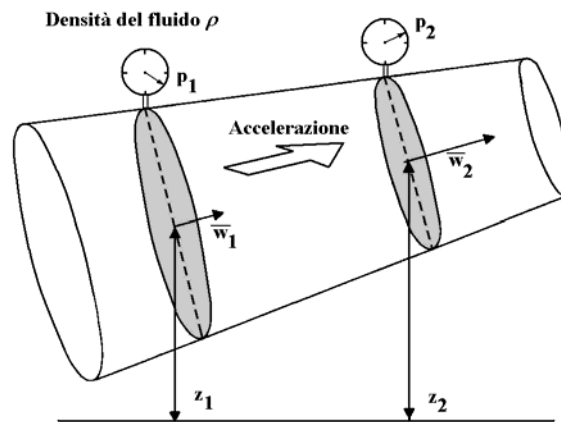


Figura 2.7 – Flusso monodimensionale e stazionario in un condotto chiuso

Nelle ulteriori ipotesi di tubazione orizzontale ($z_1 = z_2$), assenza di scambi termici con l'esterno ($u_1 = u_2$) e fluido incomprimibile ($\rho_1 = \rho_2 = \rho$), la (2.8) diviene:

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} \quad (2.9)$$

da cui:

$$\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = 2 \frac{p_1 - p_2}{\rho} = 2 \frac{\Delta p}{\rho} \quad (2.10)$$

Sfruttando l'equazione di continuità della massa, che nelle ipotesi suddette è esprimibile come:

$$A_1 \bar{w}_1 = A_2 \bar{w}_2 \quad (2.11)$$

e sostituendo il valore di \bar{w}_2 nella (2.9) si ha:

$$\bar{w}_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (2.12)$$

da cui la portata volumetrica sarà pari a:

$$\dot{V} = A_2 \bar{w}_2 = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (2.13)$$

In sostanza, il restringimento delle linee di corrente provocato da un generico dispositivo di strozzamento (ad es. il diaframma di figura 2.8) provoca una corrispondente diminuzione della pressione statica (eq. 2.8), tanto più grande quanto maggiore è la portata volumetrica. L'equazione (2.13), in assenza di moti rotatori trasversali e/o locali tali da compromettere l'uniforme distribuzione della velocità nelle sezioni di misura e, quindi, la perfetta trasformazione adiabatica tra monte e valle ipotizzata, esprime la portata ideale che passerebbe attraverso tale strozzamento qualora l'area di efflusso fosse realmente l'area A_2 . Pertanto, nelle ipotesi suddette, una misura della differenza di pressione statica tra le sezioni a monte e a valle dello strozzamento consentirebbe di determinare il valore della portata volumetrica.

La (2.13) presuppone condizioni di moto unidimensionali nelle sezioni 1 e 2 del dispositivo. In realtà, i filetti fluidi sono tutti paralleli tra loro in una sezione abbastanza a monte del restringimento (moto indisturbato), e a valle del restringimento stesso nella sezione di massima contrazione della vena fluida. Le prese di pressione statica andrebbero, perciò, posizionate come indicato nella figura 2.8. Purtroppo la posizione della sezione contratta non è mai definibile a priori ⁽⁵⁾, in quanto si sposta progressivamente verso valle al crescere della portata (a parità di configurazione geometrica) ed al ridursi del diametro del foro di efflusso (a parità di portata e di diametro della tubazione).

Per tener conto di questo effetto e della non perfetta adiabaticità della trasformazione, la norma UNI EN ISO 5167-1 [29] prevede l'uso di prese di pressione adiacenti alle facce anteriore e posteriore del dispositivo ed introduce un coefficiente C correttivo (detto "coefficiente di efflusso") che va a moltiplicare il secondo membro della (2.13) la quale viene definitivamente scritta come:

⁽⁵⁾ Ciò è tanto più vero nel caso dei diaframmi, perché tali dispositivi non offrono alcuna guida alla corrente, né a monte né a valle dell'organo di laminazione. Per i diaframmi occorre, quindi, innanzi tutto definire la forma della vena fluida, cioè della zona di moto pressoché a potenziale, alla quale si può applicare la relazione teorica 2.8.

$$\dot{V} = \alpha \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \frac{\Delta p^*}{\rho}} \quad (2.14)$$

dove il “coefficiente di portata” α , definito dalla:

$$\alpha = \frac{C}{\sqrt{1 - (\beta)^4}} \quad (2.15)$$

è funzione oltre che del rapporto β , tra il diametro d della strizione e il diametro D del condotto, del tipo di dispositivo di misura, della locazione delle prese di pressione e del numero di Reynolds del fluido nella tubazione.

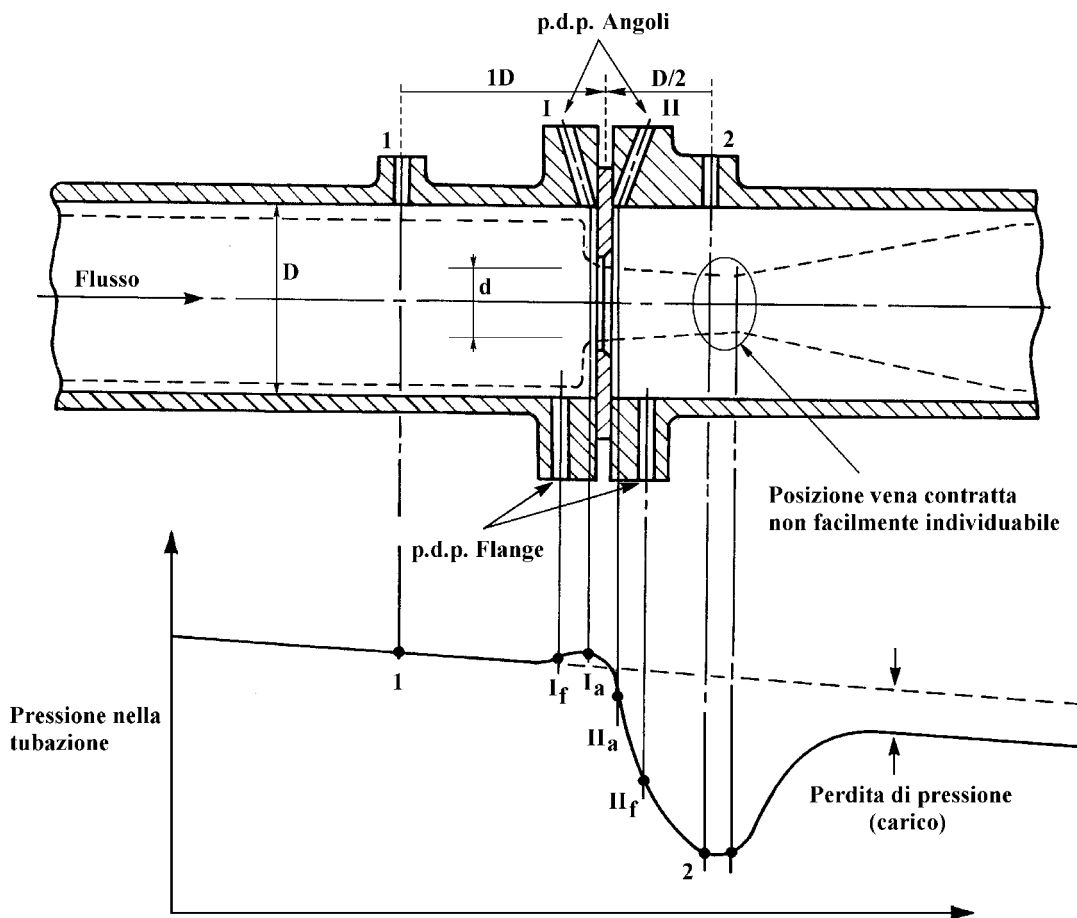


Figura 2.8 – Flusso monodimensionale e stazionario attraverso un diaframma

Volendo, infine, tener conto anche della possibile variazione di densità del fluido (assenza dell'ipotesi di incomprimibilità), viene introdotto l'ulteriore coefficiente di comprimibilità ε :

$$\dot{V} = \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \frac{\Delta p^*}{\rho_1}} \quad (2.16)$$

a sua volta funzione del tipo di dispositivo, del rapporto dei diametri β , del rapporto delle pressioni p_2/p_1 e delle proprietà del fluido (k esponente isoentropico del fluido).

Il valore dei coefficienti α ed ε , è stato determinato sperimentalmente e formulato ⁽⁶⁾ in espressioni e/o riportato in apposite tabelle della UNI EN ISO 5167-1, in funzione del tipo di dispositivo ⁽⁷⁾.

La scelta di prese di pressione adiacenti alle facce del dispositivo presenta dei vantaggi costruttivi notevoli dal punto di vista della compattezza dell'insieme e della semplicità di realizzazione, accentuando, quindi, quelle che sono caratteristiche proprie delle misure di portata con diaframma. Per contro, tale scelta presenta l'inconveniente che la differenza di pressione misurata $\Delta p^* = p_I - p_{II}$ è inferiore a quella $\Delta p = p_I - p_2$ posta alla base dell'analisi teorica e risulta ad essa legata da relazioni determinabili solo empiricamente.

Tecnologie costruttive

I misuratori di portata a pressione differenziale sono disponibili sul mercato in differenti tipologie costruttive (diaframmi, boccagli, tubi Dall, gomiti, venturimetri, ecc.), il cui elemento primario, pur se con differenti soluzioni progettuali, effettua un restringimento della sezione retta del condotto incrementando l'energia cinetica del fluido a spese della sua energia di pressione (formula 2.4). I più diffusi dispositivi di strozzamento normalizzati sono:

- ✓ Diaframma: costituito da un tratto di tubazione dritta di diametro D in cui è inserita ortogonalmente (preferibilmente entro un portadiaframma) una piastra sottile (diaframma propriamente detto) che reca al centro un foro circolare (luce od orifizio) di diametro d rispondente a precisi requisiti di forma e dimensione (figura 2.9).
- ✓ Boccaglio: costituito da una parte di imbocco convergente raccordata con una parte cilindrica comunemente detta "gola" o "strozzatura" (figura 2.10.a).
- ✓ Venturimetro classico: costituito da una parte di imbocco convergente raccordata con una parte cilindrica comunemente detta "gola" o "strozzatura" e da una parte a tronco di cono a sezione crescente detta "divergente" (figura 2.10.b).

⁽⁶⁾ La struttura della formula di calcolo del coefficiente ε è tale da contemplare tutti gli effetti della comprimibilità. Ciò ha come conseguenza importante il fatto che per fluidi comprimibili si possano usare gli stessi valori del coefficiente di efflusso α determinati sperimentalmente per fluidi incomprimibili.

⁽⁷⁾ Le espressioni per i coefficienti di efflusso e di comprimibilità sono analoghe per tutti e tre i dispositivi; i valori sono ovviamente diversi, perché diversi sono la geometria e le condizioni fluidodinamiche.

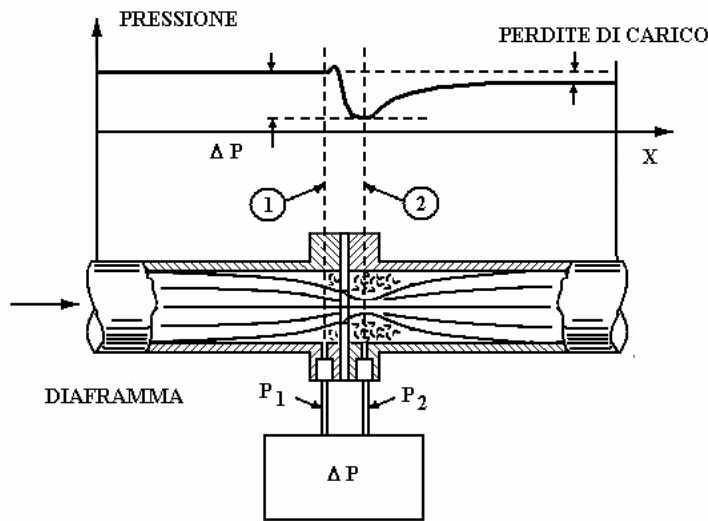
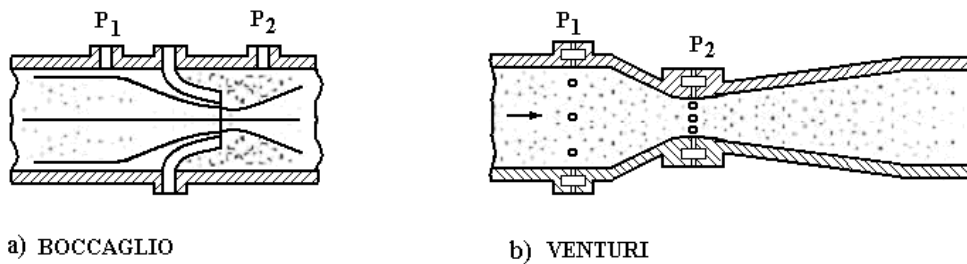


Figura 2.9 – Misuratore di portata a diaframma



a) BOCCAGLIO

b) VENTURI

Figura 2.10 – Misuratori di portata a bocaglio e venturi

In tutti i su citati dispositivi, in presenza di passaggio di fluidi, si verifica una differenza di pressione (pressione differenziale) fra monte e valle della sezione ristretta, rilevata per mezzo di opportune prese di pressione; in figura 2.8 sono riportate a titolo di esempio, sia prese di pressione sulle flange che agli angoli per un misuratore a diaframma.

La pressione differenziale Δp suddetta costituisce il segnale di misura che, note le caratteristiche del misuratore (β) e le proprietà del fluido (k), sostituito nella 2.13 (per fluidi a comportamento ideale) o nella 2.14 (per fluidi a comportamento reale), consente di calcolare la portata volumetrica.

L'accuratezza tipica degli elementi sensibili suddetti è dell'ordine del 1÷2 % costante per tutti, per cui l'impiego dell'uno o dell'altro è suggerito di volta in volta, da considerazioni di carattere pratico: difficoltà costruttive ed ingombro longitudinale aumentano passando dai diaframmi ai bocchigli e da questi ai venturimetri, d'altra parte, migliorando la profilatura del convergente e, soprattutto, del divergente, aumenta il recupero di pressione ⁽⁸⁾ a valle del restringimento e, quindi, diminuiscono le perdite di carico totali a parità di depressione massima utile per le misure.

⁽⁸⁾ Il distacco della vena fluida è inevitabile in dispositivi quali diaframmi e bocchigli semplici; può, invece, non verificarsi, o interessare una zona trascurabile della condotta, con Venturi ben profilati.

Da ciò è intuibile come ci si orienti verso i diaframmi quando interessa la semplicità costruttiva, verso i Venturimetri quando è indispensabile ridurre le perdite di carico. I boccali rappresentano una soluzione di compromesso, ma più vicina, funzionalmente e costruttivamente, ai diaframmi.

Caratteristiche metrologiche

La principale limitazione applicativa per i misuratori a pressione differenziale deriva dalla non linearità della relazione 2.13 (o 2.16 per fluidi comprimibili), il che, specie in passato con l'utilizzo di estrattori di radice di tipo analogico, ha ristretto il loro campo di misura a valori caratteristici di 3:1. Tale campo, con l'avvento dell'elettronica è stato ampliato fino a valori di circa 6:1, sempre che in tali estremi vengano rispettate le ipotesi limitative sui numeri di Reynolds minimi imposti dalle norme, di cui al paragrafo seguente.

Gli altri fattori che influiscono sull'affidabilità delle misure di portata con tali dispositivi sono:

- effetti di installazione;
- presenza di pulsazioni;
- tolleranze dimensionali;
- temperatura e pressione di rete.

a) Effetti di installazione

Il fattore che nella maggior parte dei casi assume il peso relativo maggiore è certamente il "profilo di velocità". Difficilmente, infatti, le condizioni di moto completamente sviluppato sono realizzate nella prevista sezione di misura: l'inevitabile presenza di componenti di disturbo e le ridotte dimensioni del "piping" determinano flussi secondari la cui analisi risulta difficilmente riconducibile ad un modello esaustivo, sia per la varietà delle soluzioni impiantistiche, sia per la complessità del problema. Inoltre, in molti casi il misuratore stesso altera il profilo di velocità rendendo dubbia un'analisi disgiunta dei modelli di moto del fluido e del misuratore. La più comune causa di distorsione del profilo di velocità è data dalla presenza di elementi di disturbo fluidodinamico, quali curve, gomiti, riduttori, diffusori, valvole, filtri, che provocano la deviazione del vettore assiale della velocità dalla direzione assiale primitiva originando i seguenti effetti:

- ✓ fenomeni di "swirl": consistono in una rotazione, generalmente di tipo assialsimmetrica, nel piano ortogonale alla direzione principale del flusso (tali fenomeni si verificano in particolare in presenza di una doppia curva su piani differenti o innesti a T);
- ✓ fenomeni di "cross flow": consistono in due o più vortici contro-rotanti disposti in un piano ortogonale all'asse del condotto (questi fenomeni si verificano, in particolare, in seguito alla presenza di una curva);
- ✓ asimmetria del profilo di velocità: consiste in uno spostamento verso la parete del condotto del punto di massima velocità (può essere causata, ad esempio, da una curva che altera il profilo di velocità in un piano contenente la curva stessa);
- ✓ alterazioni simmetriche del profilo di velocità: consistono in un appiattimento o allungamento del profilo di velocità (per esempio in un allargamento o restringimento della sezione di efflusso).

Gli effetti citati provocano la presenza di componenti secondarie di velocità radiali, tangenziali e/o assiali che, sommandosi al flusso principale, influenzano in modo diverso le prestazioni metrologiche dei misuratori, in maniera tanto più rilevante quanto maggiore è il rapporto β . In ogni caso, è possibile tenere in considerazione la distorsione del profilo di velocità interponendo tra la sezione di sbocco dell'elemento di disturbo e la sezione di misura

un tratto rettilineo di condotto di lunghezza adeguata oppure ricorrendo all'utilizzo di opportuni "raddrizzatori" di flusso. In particolare, la UNI EN ISO 5167 riporta i tratti rettilinei minimi di condotto a monte e a valle da installare tra diversi accessori e l'elemento primario, in funzione del tipo di disturbo e del rapporto β . Qualora le indicazioni suddette non possano essere rispettate, la stessa norma indica sia le incertezze aggiuntive da considerare sul coefficiente di efflusso, sia i principali dispositivi (condizionatori di flusso) che è possibile utilizzare per attenuare la presenza di flussi secondari.

b) Presenza di pulsazioni

I misuratori di portata sono spesso utilizzati in condizioni diverse da quelle relative al regime stazionario, sia per fenomeni transitori (dovuti ad esempio all'apertura/chiusura di valvole e alla variazione dei consumi), sia per variazioni, a valore medio costante, di tipo periodico o random (dovuti a componenti attivi come pompe, compressori alternativi e a componenti passivi come valvole, bypass, ecc.). Tutti questi fenomeni possono dar luogo ad errori di rilevante entità nella misura della portata, anche se, nella maggioranza dei casi pratici, i flussi in regime transitorio, proprio per effetto della loro occasionalità, possono essere trascurati.

Un misuratore ideale dovrebbe quindi rilevare istantaneamente le variazioni nel tempo del misurando e, inoltre, non dovrebbe risentire delle variazioni del profilo di velocità. Nella realtà, a causa della non linearità della caratteristica, dell'inerzia dello strumento, della sovrapposizione della pulsazione caratteristica del flusso con quella del misuratore e della dipendenza della misura dal campionamento e dal profilo di velocità, gli errori di misura possono essere significativi. In particolare nei misuratori a pressione differenziale le cause di incertezza per la presenza di pulsazioni sono principalmente imputabili a:

- ✓ la distorsione del profilo di velocità;
- ✓ la variazione della densità, del coefficiente di efflusso C e di comprimibilità ε ;
- ✓ la non linearità del misuratore, che implica una media quadratica della componente fluttuante e quindi, una distorsione nel valore di uscita;
- ✓ la velocità di propagazione del segnale di pressione tra le prese di pressione ed il dispositivo secondario;
- ✓ l'inerzia del dispositivo secondario.

L'errore sulla portata può comunque essere trascurato, secondo la ISO TR 3313 [21], se la componente fluttuante della pressione differenziale è inferiore al 10% del valore medio.

c) Tolleranze dimensionali

Le incertezze derivanti dalle tolleranze dimensionali sono solo in parte analizzabili a priori e derivano da:

- tolleranze di lavorazione del diaframma;
- tolleranze di lavorazione del portadiaframma e delle relative prese di pressione;
- tolleranze derivanti dal montaggio del diaframma e del portadiaframma.

d) Temperatura e pressione di rete

La temperatura e la pressione di rete incidono sia direttamente sia indirettamente nella relazione di misura. Mentre gli effetti diretti sono sempre tenuti in debito conto (nelle stazioni di misura in oggetto) mediante la misura e la corrispondente correzione della densità, gli effetti indiretti sono difficilmente valutabili a priori e possono dar luogo a piccole derive stagionali in funzione delle condizioni climatiche e di esercizio della rete.

A fronte di tali limitazioni applicative, non sono da trascurare grossi vantaggi quali la grande semplicità d'uso e manutenzione (soprattutto per i diaframmi), il basso costo iniziale,

l'assenza di parti in movimento e la capacità di lavorare in fluidi puliti (non corrosivi né erosivi) per lungo tempo senza richiedere particolari interventi manutentivi e di calibrazione.

Specifiche metrico legali e norme collegate

Il maggiore vantaggio dei sensori a pressione differenziale risiede nella loro elevata standardizzazione internazionale. La norma italiana UNI EN ISO 5167-1, in particolare, specifica la forma, le dimensioni ed il metodo di utilizzo (condizioni di installazione e di impiego) di diaframmi, boccagli e venturimetri inseriti in un condotto chiuso al fine di determinare la portata del fluido e l'incertezza associata. La norma è applicabile esclusivamente in condizioni di regime subsonico e stazionario (o comunque di portata variabile lentamente nel tempo) per tutta la sezione di misura, per fluidi monofasici e per condotti con diametro non inferiore a 50 mm e non superiore a 1200 mm, oppure per condotti con numero di Reynolds non inferiore a 3150.

Relativamente al principio di misura utilizzato ed ai requisiti di installazione e misura per tali dispositivi, è stato già abbondantemente detto nei paragrafi precedenti. Meritano ancora attenzione le modalità di calcolo dei coefficienti di efflusso C e di comprimibilità ε presenti nelle relazioni di misura 2.13 e 2.16 riportate nei paragrafi precedenti.

Il coefficiente di efflusso C mette in relazione la portata reale e quella ideale che fluiscono attraverso un dato dispositivo, per mezzo della:

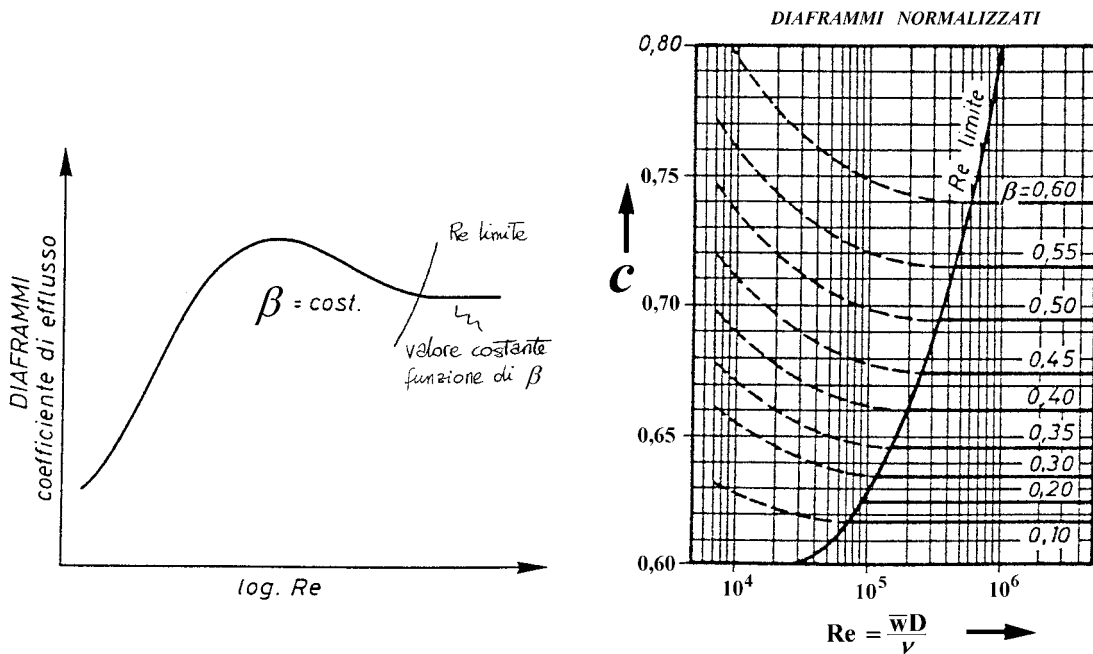
$$C = \frac{\dot{V} \cdot \sqrt{1 - \beta^4}}{\frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \frac{\Delta p^*}{\rho_1}}} \quad (2.17)$$

Come è stato già evidenziato in precedenza, la taratura degli elementi primari normalizzati dimostra che la quantità a secondo membro della 2.17:

- per fluidi incomprimibili (liquidi) dipende soltanto dal numero di Reynolds, per un dato elemento primario in un dato impianto o, in impianti diversi ma geometricamente simili e con flussi aventi lo stesso numero di Reynolds;
- per fluidi comprimibili (gas) dipende sia dal numero di Reynolds che dai valori del rapporto delle pressioni $\tau = p_2/p_1$ e dalle proprietà del fluido (k esponente isoentropico del gas).

Essendo ε praticamente indipendente dal numero di Reynolds e, per un dato rapporto β dei diametri funzione solo del rapporto τ e dell'esponente isoentropico k , è possibile tener conto delle variazioni suddette per fluidi comprimibili moltiplicando il coefficiente di efflusso C dell'elemento primario considerato (determinato per taratura diretta con liquidi ma a parità del numero di Reynolds) per lo stesso coefficiente di comprimibilità ε .

Se in prima approssimazione si trascurano gli effetti della finitura superficiale si può dire che l'andamento del coefficiente di efflusso C sia per i diaframma (vedi figura 2.11) crescente con il numero di Reynolds fino ad un massimo, per diminuire dapprima lentamente poi rapidamente sino ad un valore costante che è funzione crescente di β . Per i boccagli ed i Venturimetri, gli andamenti sono analoghi: pur non presentando un massimo anche per questi dispositivi C resta costante oltre un determinato Reynolds limite, funzione di β .


 Figura 2.11 – Andamento del coefficiente di efflusso C per diaframmi normalizzati

Le misure di portata si eseguiranno, quando possibile, con valori di Reynolds maggiori di quello limite: in tal caso, infatti, basterà conoscere la geometria dello strozzamento (β) per determinare il valore del coefficiente correttivo C da tabelle normalizzate, per ogni dispositivo in funzione del numero di Reynolds e di β ⁽⁹⁾.

Qualora il numero di Reynolds sia inferiore al valore limite per un dato dispositivo, la procedura impone:

- un cambio dell'organo di strozzamento, arrivando se necessario al più piccolo valore di β compatibile con la massima perdita di carico tollerabile;
- se non è possibile quanto al punto precedente, una procedura iterativa, assumendo un valore iniziale di C , calcolando la portata e, quindi, Reynolds e correggendo iterativamente C sulla base delle stesse tabelle normalizzate o dei diagrammi tipo quello riportato in figura 2.11b.

La norma [29] riporta anche, per ogni tipo di dispositivo, i valori di ε in funzione del rapporto delle pressioni $\tau = p_2/p_1$ e dalle proprietà del fluido (k esponente isoentropico del gas). A riguardo va osservato che, in base alla teoria, i valori delle pressioni p_1 e p_2 andrebbero misurati in una sezione indisturbata a monte e nella sezione contratta. Si è già rilevato come ciò provochi delle difficoltà pratiche e, quindi, come di solito si preferisca misurare p_1 e p_2 nelle sezioni immediatamente a monte ed a valle del dispositivo di strozzamento. Se nel valutare ε si assume $p_I = p_1$ e $p_{II} = p_2$, si commette comunque un errore che, generalmente, è del tutto tollerabile (un errore del 10% nella valutazione di tale differenza equivale a circa il 2% di errore nella valutazione di τ). E' giusto rilevare come le considerazioni precedenti interessino nella realtà soltanto le misure effettuate con boccagli: i valori di ε per i diaframma vengono, infatti, determinati sperimentalmente, operando in condizioni simili a quelle

⁽⁹⁾ E' possibile altresì usare grafici quali quello di figura 2.11, ricavati direttamente dalle tabelle suddette e pertanto suscettibili di una maggiore incertezza di interpolazione, oppure relazioni empiriche normalizzate quali quella di Stolz.

successivamente usate nelle prove; mentre nei Venturimetri l'ipotesi $p_1 = p_I$ e $p_2 = p_{II}$ è verificata, di solito, con ottima approssimazione.

In tabella 2.6 sono riassunti: le formule empiriche utilizzabili per il calcolo dei coefficienti di efflusso C e di comprimibilità ε , i rispettivi campi di applicabilità e le incertezze associate.

Tabella 2.6 – Formule empiriche di calcolo dei coefficienti C e ε ed incertezze associate

Dispositivi	Coefficienti di efflusso e di comprimibilità	Riferimenti in [ISO]	Incertezze
Diaframmi	$C = 0,5959 + 0,0312\beta^{2,1} - 0,1840\beta^8 +$ $+ 0,0029\beta^{2,5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,75} + 0,09L_1\beta^4 (1 - \beta^4)^{-1} - 0,0337L_2\beta^3$	8.2.1 8.2.2 8.3.1	0,6% ÷ 0,75%
	$\varepsilon_1 = 1 - (0,41 + 0,35\beta^4) \frac{\Delta p}{kp_1}$ $\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \sqrt{1 + \frac{\Delta p}{p_2}}$	8.3.1	$\left(4 \frac{\Delta p}{p_1} \right) \% \varepsilon_1$
Boccali	boccali ISA 1932 $C = 0,990 - 0,2262\beta^{4,1} -$ $-(0,00175\beta^2 - -0,0033\beta^{4,15}) \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{1,15}$	9.1.6.1	0,8% ÷ 1,2%
	boccali a grande raggio $C = 0,9965 - 0,00653\beta^{0,5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,5}$	9.2.6.2	2%
Venturimetri	$\varepsilon_1 = \left[\left(\frac{k\tau^{2/k}}{k-1} \right) \left(\frac{1-\beta^4}{1-\beta^4\tau^{2/k}} \right) \left(\frac{1-\tau^{k-1/k}}{1-\tau} \right) \right]^{1/2}$ $\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \sqrt{1 + \frac{\Delta p}{p_2}}$	9.1.6.1	$\left(2 \frac{\Delta p}{p_1} \right) \% \varepsilon_1$
	$C = 0,984 \div 0,995$ (funzione del tipo di lavorazione)	10.1.5	0,7% ÷ 1,5%
Venturimetri	$\varepsilon_1 = \left[\left(\frac{k\tau^{2/k}}{k-1} \right) \left(\frac{1-\beta^4}{1-\beta^4\tau^{2/k}} \right) \left(\frac{1-\tau^{k-1/k}}{1-\tau} \right) \right]^{1/2}$ $\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \sqrt{1 + \frac{\Delta p}{p_2}}$	10.1.5	$\left[(4 + 100\beta^4) \frac{\Delta p}{p_1} \right] \% \varepsilon_1$

Nelle relazioni su riportate, L_1 e L_2 rappresentano, rispettivamente, il rapporto tra distanza l_1 della presa di pressione a monte ed il diametro D del condotto, ed il rapporto tra la distanza l_2 della presa di pressione a valle ed il diametro D del condotto. Essi saranno pari a:

- ✓ $L_1 = L_2 = 0$ per prese di pressione agli angoli;
- ✓ $L_1 = 0,4333$; $L_2 = 0,47$ per prese di pressione a D e $D/2$;
- ✓ $L_1 = L_2 = 25,4/D$ per prese di pressione sulle flange.

Per i boccali a grande raggio, la formula riportata è riferita al numero di Reynolds Re_D del condotto a monte; qualora ci si riferisca al Re_d di gola, il coefficiente C è indipendente dal rapporto dei diametri β (nella formula si porrà $\beta=1$).

2.4. Misuratori a turbina

Il principio di funzionamento

Un misuratore a turbina è essenzialmente composto (fig. 2.12) da una girante a pale sottili opportunamente sospesa nella corrente fluida, con il suo asse di rotazione coassiale o perpendicolare alla direzione del flusso, rispettivamente, per portate elevate o medio/piccole.

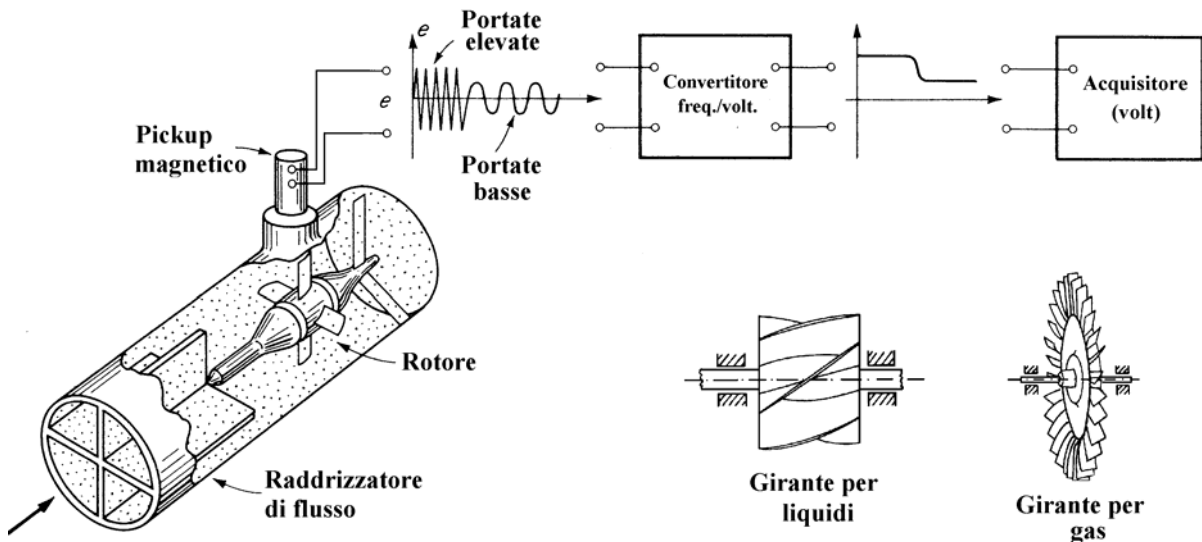


Figura 2.12 – Elementi costruttivi di un misuratore a turbina

Il vettore velocità media \bar{v} del fluido che passa attraverso la cassa del misuratore, ha solo componenti lungo l'asse (figura 2.13) e forma un angolo α con la tangente alla pala nel punto di contatto, detto angolo di incidenza.

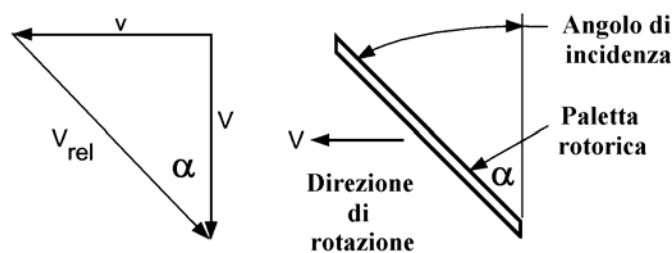


Figura 2.13 – Vettori velocità sulla pala del rotore

L'impatto del fluido sulla pala provoca la deviazione degli stessi filetti fluidi, che lasceranno il rotore secondo un moto vorticoso di swirl, mentre quest'ultimo, per effetto della spinta esercitata, ruoterà ad una velocità angolare ω proporzionale alla velocità media \bar{w} del fluido e, quindi, alla portata volumetrica \dot{V} (m³/s) secondo la relazione

$$\dot{V} = K \cdot \omega \quad (2.18)$$

dove K è una costante caratteristica di ciascun misuratore, in prima approssimazione indipendente dalle proprietà del fluido.

I misuratori a turbina trovano ampia diffusione in campo industriale nella misura di portata di fluidi puliti (liquidi, gas e talvolta vapori). A causa delle notevoli differenze di densità nonché delle diverse velocità caratteristiche di efflusso tra liquidi e gas, i disegni delle giranti nei misuratori a turbina sono completamente diversi nei due casi suddetti (figura 2.12).

Tecnologie costruttive

Pur se la palettatura di un misuratore a turbina è sostanzialmente equivalente a quella di una turbina convenzionale per la produzione di potenza, c'è una differenza importantissima. Una turbina convenzionale è sempre calettata su di un albero, ed è progettata al fine di trasmettere la massima potenza possibile estratta dal fluido, ruotando ad una velocità di rotazione in un ristretto intervallo del valore di progetto. Il rotore di un misuratore a turbina non è mai direttamente connesso ad un albero ed è sempre libero di ruotare alla velocità trasmessa dal moto del fluido in un ampio range di portata. Il parametro di progetto più importante per una turbina di potenza è l'efficienza di conversione, per un misuratore a turbina è la stabilità: un buon misuratore a turbina deve trasformare una velocità assiale in velocità di rotazione nella maniera più accurata e ripetibile, senza per questo produrre la più alta velocità di rotazione, ma fornendo la più stabile rappresentazione della velocità assiale del fluido, il meno affetta da effetti secondari.

Per quanto detto, la palettatura di un misuratore a turbina è progettata, in modo che, detta R la distanza radiale di un generico punto della pala dall'asse di rotazione e ϕ l'angolo tra la tangente alla pala nel punto considerato e l'asse di rotazione, il rapporto tra $\tan\phi$ ed R rimane costante lungo tutta la pala, e per ciascuna di esse. Il rispetto di questa condizione (spinta di ciascun filetto fluido uniforme su tutte le pale) fa sì che la velocità angolare di rotazione ω (rad/s) della girante risulti proporzionale alla velocità media del fluido, e quindi alla portata volumetrica \dot{V} (m³/s) secondo la (2.18).

Il rotore, calettato su di un apposito albero mediante cuscinetti a sfera o cilindrici, riceve il moto direttamente dal fluido e lo trasmette attraverso la cassa del misuratore mediante accoppiamenti meccanici (attraverso lo stesso albero ed ingranaggi con opportuni rapporti di riduzione, fino ad un indice che si muove su di una scala graduata) o mediante accoppiamenti magnetici, utilizzando una bobina (pick-up) montata esternamente al corpo del misuratore e di magneti permanenti montati o in prossimità del pick-up stesso o su ogni paletta rotorica. Nel secondo caso, la rotazione della girante nel fluido e la conseguente interruzione del flusso magnetico genera come segnale in uscita un impulso di tipo induttivo (se i magneti sono montati direttamente sul pick-up) o riluttivo (se montati sul rotore). La frequenza f dell'impulso generato, sarà ovviamente, proporzionale alla portata volumetrica del fluido:

$$\dot{V} = K \cdot f \quad (2.19)$$

Per un assegnato periodo di campionamento, è possibile aumentare la risoluzione del segnale di uscita aumentando la frequenza f , ad esempio ricorrendo a pick-up multipli sullo stesso misuratore.

Altri fattori importanti da considerare nella progettazione di un efficiente rotore per misuratori a turbina, è la realizzazione di una palettatura che sia il più possibile insensibile, da un lato, a variazioni della portata, del profilo di velocità, della temperatura e della densità del fluido, o in altre parole del numero di Reynolds, dall'altro, agli effetti delle componenti di swirl nel fluido in moto. Il secondo obiettivo è, decisamente, il più difficile da realizzare causa la

tecnologia costruttiva del misuratore stesso (una girante sospesa nel fluido in moto) e gli inevitabili effetti di installazione presenti nella condotta di misura causati da valvole, filtri, gomiti e ostruzioni varie. A riguardo si vedano le specifiche normative richieste per minimizzare tali effetti.

Altri contributi importanti all'inaccuratezza di un misuratore a turbina sono attribuibili al sistema di trasmissione meccanico o elettronico del segnale (per gli effetti indesiderati di trascinamento del rotore), nonché all'eventuale presenza di aria o gas nel fluido di misura, che passando attraverso il misuratore hanno il duplice effetto negativo di falsare la misura e far girare la turbina a velocità superiori a quella consentita, danneggiandola. L'ultimo aspetto viene generalmente evitato installando a monte della turbina un degasatore, spesso inglobato nello stesso corpo filtrante.

Caratteristiche metrologiche

La norma ISA-RP31.1 [12] definisce la linearità di un misuratore a turbina come la massima deviazione percentuale del fattore K dal suo valor medio in un determinato campo di misura.

$$\text{linearità (\%)} = 100 \cdot \frac{(K_{\max} - K_{\text{med}})}{K_{\text{med}}} \quad (2.20)$$

Generalmente la linearità di tali misuratori è variabile tra $\pm(0.25 \div 0.5)\%$ VL in un campo di misura non superiore a 10:1 e per temperatura e viscosità del fluido costante.

Il contributo di quest'ultima proprietà fluidodinamica, dipendente dalle variazioni di temperatura nel fluido di esercizio, è quantificabile in $0.01 \div 0.3\%/cSt$. Il miglior modo per descrivere, comunque, l'influenza della temperatura sul fattore K di un misuratore a turbina è sicuramente attraverso la relazione tra i due parametri adimensionali: il numero di Strouhal ed il numero di Reynolds, definiti dalle:

$$St = \frac{f \cdot D}{\bar{w}}; \quad Re = \frac{D \cdot \bar{w} \cdot \rho}{\mu} = \frac{D \cdot \bar{w}}{\nu} \quad (2.21)$$

dove:

f = frequenza del segnale in uscita dal misuratore;

D = diametro (taglia) del misuratore;

\bar{w} = velocità media del fluido nella sezione di misura;

ρ = densità del fluido;

μ = viscosità dinamica (assoluta) del fluido;

ν = viscosità cinematica del fluido.

Dalle (2.21) e (1.9), e tenendo presente l'influenza della temperatura sul diametro D del misuratore, è possibile ricavare:

$$St = \frac{f \cdot D^3}{\bar{w} \cdot D^2} \propto \frac{f \cdot D^3}{\dot{V}} = K \cdot D^3 \cong K \cdot D_0^3 \cdot [1 + 3\alpha(T - T_0)] \quad (2.22)$$

o, ancora, dalla (2.21):

$$St \cdot Re = \frac{f \cdot D^2}{\nu} \cong \frac{f \cdot D_0^2}{\nu} \cdot [1 + 2\alpha(T - T_0)] \quad (2.23)$$

avendo indicato con α il coefficiente di espansione lineare del misuratore e con il pedice 0 le proprietà nelle condizioni di riferimento. Poiché non è possibile calcolare le prestazioni di una turbina in termini di linearità e ripetibilità, con metodo idrodinamico, ciascuna turbina viene fornita dal costruttore completa di curva di calibrazione alla viscosità prevista di esercizio (temperatura T_0 e diametro D_0) con fattore K esattamente definito. Le relazioni (2.22 e 2.23), permetteranno, quindi, di stimare il corretto valore del fattore K per un misuratore a turbine nelle effettive condizioni di esercizio.

La costanza del fattore K e, quindi, implicitamente la linearità delle equazioni (2.18 e 2.19), è garantita, comunque, per la maggior parte dei misuratori a turbina, solo per particolari condizioni di utilizzo e cioè di flusso in regime turbolento e non elevato numero di Reynolds.

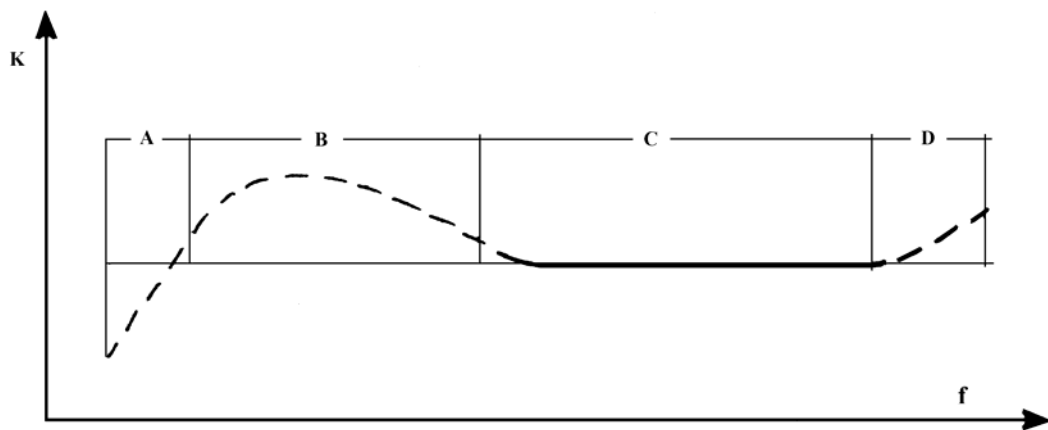


Figura 2.14 – Andamento del coefficiente K in funzione della frequenza del segnale di uscita f (\propto numero di Reynolds)

In regime laminare (zona A in figura 2.14) ed ancora in regime di transizione (zona B in figura 2.14) l'effetto della viscosità e degli attriti degradano considerevolmente le caratteristiche di linearità dei misuratori a turbina. Un aumento della portata e, quindi, un aumento della velocità, determina come risultante un aumento alla seconda potenza della forza dinamica ($\propto \rho \bar{w}^2 / 2$) ed alla prima potenza della forza resistente ($\propto \mu \bar{w} / l^3$, avendo indicato con l la lunghezza della paletta della turbina). Il risultato finale che si ricava dal rapporto delle due forze è che, aumentando la velocità del fluido, diminuisce sempre di più, fino a diventare trascurabile l'apporto della forza resistente viscosa rispetto a quello dovuto alla forza inerziale-dinamica, il che evidenzia una migliore applicabilità dei misuratori a turbina ad elevata velocità, ovvero in regime turbolento, almeno fino ad un nuovo limite fisico caratterizzato da un elevato numero di Reynolds (zona D in figura 2.14) condizioni comunque difficilmente raggiungibili nelle applicazioni pratiche.

A seconda delle tipologie costruttive e dei contenuti tecnologici adottati, è possibile trovare in commercio trasduttori:

- relativamente economici ma con modeste prestazioni metrologiche (ripetibilità $\pm 0.1\%$, accuratezza non migliore dello $0.5\% \text{ VL}$) quali quelli di solito adottati per il rilievo dei consumi domestici di acqua potabile;

- che, per l'estrema leggerezza del rotore, per i particolari materiali impiegati, e per i sofisticati sistemi di sospensione della girante (cuscinetti o sistemi a levitazione magnetica) unitamente ai costosi sistemi di rilevazione del moto rotatorio, presentano elevati costi di acquisto seppur bilanciati da ottime prestazioni metrologiche, con ripetibilità fino allo $\pm 0,02\%$, ed accuratezza non minore dello $0.2\% \text{ VL}$.

In ogni caso, si ribadisce che una taratura eseguita a non appropriati valori del numero di Re può comportare un decadimento dell'accuratezza su dichiarata anche di diversi punti percentuali.

I misuratori a turbina mostrano un' elevata sensibilità;

- alla presenza di vortici assiali (swirl) nelle tubazioni: per tale motivo i trasduttori più sofisticati presentano al loro ingresso dei raddrizzatori di flusso;
- ad eventuali dissimmetrie del profilo di velocità;
- alla presenza di particelle in sospensione che, possano provocare da un lato usura ed erosione delle parti mobili del misuratore, dall'altro formazione, specie nel caso di flussi liquidi, di depositi e/o sedimenti sulle pale del rotore che, squilibrandolo, determinano effetti dinamici indesiderati e dannosi per i delicati sistemi di sospensione delle giranti. Per questa ragione, e per evitare danneggiamenti dei cuscinetti. nel montaggio dello strumento di misura è buona norma prevedere un elemento filtrante a monte del misuratore stesso.

La presenza di cuscinetti di rotazione causa anche limitazioni sulla temperatura del fluido di misura ($T_{\text{max}} = 150^\circ\text{C}$).

Requisiti normativi

Per ovviare agli effetti indesiderati indotti dall'asimmetria del profilo di velocità, o dalla presenza di componenti di swirl nel fluido in moto, la norma API 2534 [16] consiglia (figura 2.15) l'installazione della turbina a valle di un tratto di tubo rettilineo della lunghezza di almeno $10 D^*$ (diametro della turbina), e di un tratto di tubo rettilineo della lunghezza di almeno $5 D^*$ a valle della turbina stessa, oppure, l'installazione di un raddrizzatore di flusso immediatamente a monte della turbina seguito a valle da un tratto rettilineo della lunghezza pari ad almeno 5 volte il diametro D della tubazione. La stessa norma raccomanda che il raddrizzatore sia realizzato con un insieme di tubi convogliatori di lunghezza pari a 2 o 3 volte il diametro della tubazione.

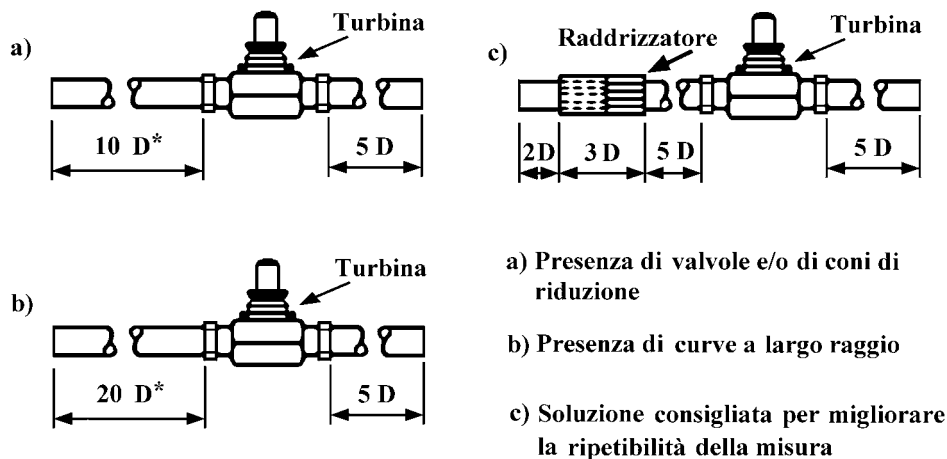


Figura 2.15 – Schemi di installazione di un misuratore a turbina

Tale raccomandazione, pur riducendoli significativamente, non riesce comunque ad annullare completamente gli eventuali effetti indotti sulla girante dai disturbi fluidodinamici: essi diventano significativi alle più basse portate e per applicazioni gassose, mentre possono essere considerati trascurabili per misuratori di grande taglia, per i quali gli effetti indesiderati pesano di meno proporzionalmente alla maggiore spinta indotta sulle pale di area più grande. I misuratori a turbina possono lavorare solo in fluidi puliti; a riguardo la norma API 2534 consiglia, pertanto, prima di installare in linea un misuratore a turbina, di inserire al suo posto un tronchetto di tubo ed effettuare un adeguato flussaggio della tubazione così da rimuovere eventuali materiali estranei. In ogni caso è buona pratica installare sempre a monte della turbina un filtro di protezione che assicuri un grado di filtraggio tale da evitare che particelle solide, materiali fibrosi ed altro possano danneggiare il rotore o ridurre l'area di passaggio aumentando quindi la velocità del fluido. Il tipo di filtro e la sua capacità di filtraggio vanno scelti principalmente in funzione delle caratteristiche del fluido da misurare.

2.5. Misuratori ad ultrasuoni

Il principio di funzionamento

I misuratori ad ultrasuoni utilizzano per la rilevazione del flusso alcune particolari fenomenologie connesse alla propagazione di onde ultrasonore attraverso un fluido in moto. Essi, sulla base del principio fisico utilizzato, possono essere suddivisi in due categorie:

- i misuratori a tempo di transito (“Time-of-flight flowmeters”, TOF);
- i misuratori ad effetto Doppler (“Doppler ultrasonic flowmeters”)

In entrambe le categorie si sfrutta la propagazione di onde di pressione sinusoidali, a frequenze superiori (di solito ~10 MHz) a quelle udibili dall’orecchio umano (generalmente 0.020÷20 kHz) che si propagano all’interno della corrente fluida con velocità pari alla velocità relativa del suono nel mezzo.

La vibrazione indotta nel cristallo trasmettitore dall’applicazione di una d.d.p. su di esso, si propaga attraverso il fluido raggiungendo il cristallo ricevente che “eccitato” produrrà un segnale elettrico proporzionale. Il semiangolo α di propagazione dell’onda conica è proporzionale alla lunghezza d’onda λ di propagazione del segnale ed inversamente al diametro d_C del cristallo, secondo la:

$$\text{sen}\alpha = 1.2 \frac{\lambda}{d_C} = 1.2 \frac{c_0}{d_C \cdot f} \quad (2.24)$$

La lunghezza d’onda del segnale λ è il compromesso tra due opposte esigenze: aumentare l’efficienza del trasmettitore (diminuendo il rapporto λ/d_C e dunque aumentando il diametro del cristallo) e garantire la maggiore compattezza possibile al sistema di misura (diminuendo il diametro del cristallo). Valori tipici oggi utilizzati in commercio prevedono un diametro di circa 1 cm, cui corrisponde una lunghezza d’onda di circa 1 mm. Se, allora, si considera che la velocità di propagazione del suono in acqua ferma è 1498 m/s, è evidente il perché sia necessario lo sfruttamento di frequenze dell’ordine del MHz.

Sono attualmente utilizzate due differenti metodologie realizzative, a seconda che vengano misurati i tempi di transito o lo sfasamento dei due treni d’onda utilizzati nella misura.

Nei misuratori a tempo di transito, l’informazione sulla velocità media del fluido \bar{w} , e quindi sulla portata in volume, si ottiene dalla misura del tempo di propagazione t delle onde ultrasonore dal trasmettitore al ricevitore che, nella classica configurazione, sono posizionati su opposte pareti a distanza L (figura 2.16) e direzione obliqua e prefissata rispetto alla direzione del moto (cioè all’asse del condotto) individuata dall’angolo ϕ ($\cos\phi = D/L$).

Il tempo di propagazione è quindi espresso dalla relazione:

$$t = \frac{L}{c_0 + \bar{w} \cdot \cos\phi} \quad (2.25)$$

per cui la velocità media \bar{w} risulta essere espressa dalla:

$$\bar{w} = \frac{1}{\cos\phi} \left(\frac{L}{t} - c_0 \right) \quad (2.26)$$

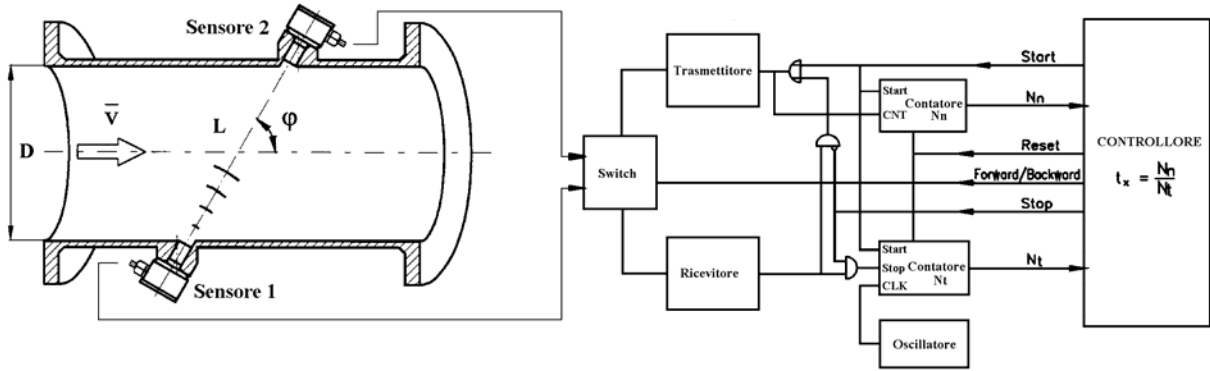


Figura 2.16 – Schema di funzionamento di un misuratore ad ultrasuoni

Poiché però il valore di c_0 nelle (2.25 e 2.26) è di fatto incognito, dipendendo dallo stato termodinamico del fluido, la misura della velocità nei dispositivi oggi disponibili commercialmente è effettuata per mezzo di due differenti treni d’onda, con uguali direzioni ma opposti versi di propagazione, in modo che ciascuno risulti, rispetto al fluido di misura, in equicorrente od in controcorrente. Ciò dà luogo a differenti tempi di transito

$$\bar{w} = \frac{L}{2 \cos \phi} \cdot \left(\frac{1}{t_1} - \frac{1}{t_2} \right) = \frac{L^2}{2D} \cdot \frac{\Delta t}{t_1 \cdot t_2} \quad (2.27)$$

e, quindi, a differenti frequenze

$$\bar{w} = \frac{L}{2 \cos \phi} \cdot \left(\frac{1}{t_1} - \frac{1}{t_2} \right) = \frac{L^2}{2D} \cdot \Delta f \quad (2.28)$$

dalla cui misura è possibile risalire direttamente alla determinazione della portata volumetrica \dot{V} , che risulterà, pertanto, proporzionale alla differenza dei tempi di transito (metodologia *a tempo di transito*) o alla frequenza tra i due treni d’onda (metodologia *sing around*), ed indipendente dallo stato termodinamico del fluido:

$$\dot{V} = K_t \cdot \Delta t = K_f \cdot \Delta f \quad (2.29)$$

dove $K_{t,f}$ è una costante di proporzionalità caratteristica dello strumento.

Invece di misurare il tempo che l’onda di pressione sonora impiega ad attraversare il condotto, è possibile inviare due differenti impulsi con frequenza f (pulsazione $\omega=2\pi f$) costante, ma sfasati tra loro nel tempo di:

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= 2\pi \cdot f \cdot t_1 \\ \gamma_2 &= 2\pi \cdot f \cdot t_2 \end{aligned} \quad (2.30)$$

Dalle (2.24 e 2.28) è possibile, dunque, ricavare la:

$$\bar{w} = \frac{L^2 \pi f}{D} \cdot \frac{\Delta \gamma}{\gamma_1 \cdot \gamma_2} \quad (2.31)$$

relazione caratteristica dei misuratori a *differenza di fase*.

I due treni d'onda possono, infine, essere inviati anche con frequenze (pulsazioni) differenti ma con la stessa lunghezza d'onda $\gamma_1 = \gamma_2 = 2\pi m$ (con m scelto pari ad un intero). In questo caso i tempi di transito diverranno:

$$t_1 = \frac{m}{f_1} \quad (2.32)$$

$$t_2 = \frac{m}{f_2}$$

e la relazione caratteristica sarà:

$$\bar{w} = \frac{L^2}{2mD} \cdot (f_2 - f_1) \quad (2.33)$$

relazione caratteristica dei misuratori a *controllo di fase*.

La seconda categoria di misuratori ad ultrasuoni è quella basata sull'effetto Doppler che caratterizza l'aliquota di energia diffusa (scattered energy) dalle soluzioni di continuità presenti in un fluido in moto quando quest'ultimo viene attraversato da un fascio d'onde di qualsiasi natura. Infatti la composizione della velocità del fluido, supposta coincidente con quella delle particelle sospese, con la velocità di propagazione delle onde, determina nell'onda riflessa (figura 2.17) una variazione di frequenza Δf (Doppler frequency shift). Tale fenomeno, a seconda della natura dell'onda propagantesi nel fluido, viene utilizzato sia per la valutazione della velocità locale impiegando fasci laser (Anemometria Laser Doppler, LDA), sia per la valutazione della velocità media e quindi della portata in volume \dot{V} nei misuratori di portata ad ultrasuoni ad effetto Doppler:

$$\dot{V} = C \cdot \Delta f \quad (2.34)$$

dove C è una costante caratteristica dello strumento.

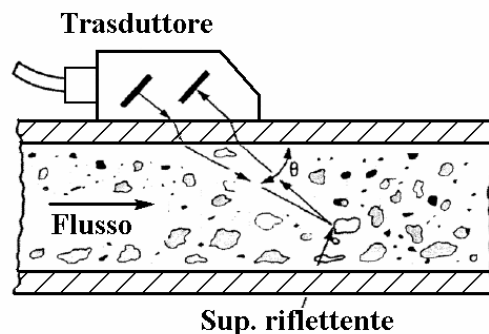


Figura 2.17 – Schema di funzionamento di un misuratore ad ultrasuoni ad effetto Doppler

Si noti che, non essendo noto a priori il punto esatto di riflessione del segnale di misura non essendo possibile avere una esatta correlazione della misura di velocità puntuale con quella media del fluido nel condotto, per cui, per un' esatta valutazione della velocità media, poiché i trasduttori ultrasonici esplorano una sezione del condotto di misura, è necessario che tutte le particelle che attraversano tale sezione contribuiscano alla generazione del segnale Doppler, per cui:

- le particelle devono essere uniformemente distribuite nel fluido di misura;
- le onde ultrasonore generate e diffuse devono attraversare tutta la sezione.

I misuratori ad effetto Doppler possono essere, quindi, utilizzati solo in fluidi "sporchi", o meglio ricchi di disomogeneità acustiche presentando però grosse limitazioni d'uso al variare della concentrazione e della natura delle particelle sospese. In particolare la portata di un fluido molto ricco di particelle viene di solito sottostimata perché l'onda ultrasonora è riflessa dalle particelle periferiche più lente, mentre il contrario vale per un fluido poco "inseminato".

Tecnologie costruttive

Esiste una grande varietà di realizzazioni costruttive di misuratori ad ultrasuoni a tempo di transito, essenzialmente legate all'impiego di uno o più coppie di treni d'onda su diametri o corde della tubazione differenti. All'aumentare di questi migliora l'affidabilità della misura, la cui precisione viene a dipendere sempre meno dal profilo di velocità, cioè dal numero di Reynolds.

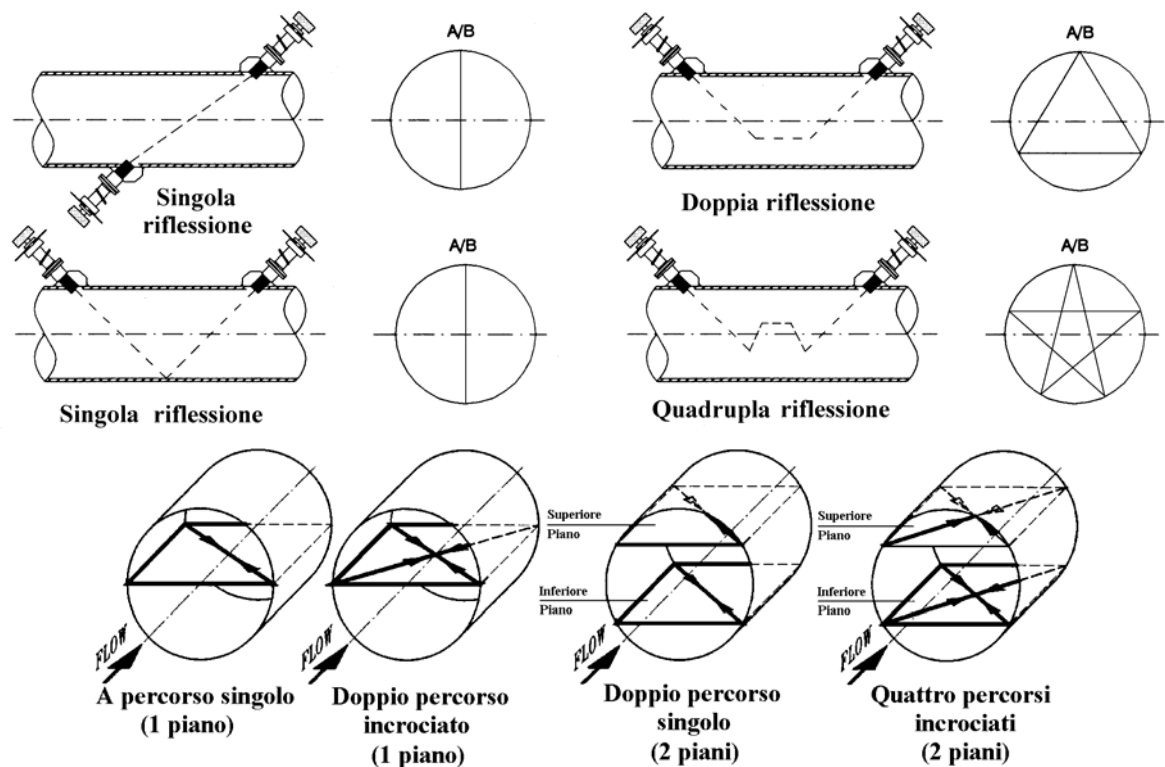


Figura 2.18 - Schema di funzionamento di un misuratore ad ultrasuoni

Al fine di ottenere le migliori caratteristiche metrologiche, rendendo il più possibile la misura indipendente dal regime di moto, alcuni costruttori ricorrono, infatti, alle tecnologie *multi-path* (a più percorsi ultrasonori), di cui alcuni esempi sono riportati in figura 2.18. Nel caso della doppia riflessione, i percorsi sono orientati in senso orario ed antiorario, rendendo possibile non solo la misura della velocità media e, dunque, della portata del flusso, ma anche la stima degli eventuali effetti di swirl presenti nella corrente, e la valutazione dell'effettivo profilo di velocità.

Le versioni “clamp-on”, dei misuratori a tempo di transito, richiedono, nell'impiego, particolare attenzione all'esatto posizionamento dei trasduttori, nonché, un'attenta valutazione (misura) degli spessori effettivi delle tubazioni di misura. Tali spessori sono spesso incogniti a causa delle inevitabili incrostazioni interne, variabili da punto a punto e nel tempo.

Come trasmettitori e ricevitori di tali onde acustiche vengono utilizzati cristalli piezoelettrici (figura 2.18) che possono o meno essere in contatto con il fluido di misura, dando luogo rispettivamente alle versioni “wetted” (talvolta detti anche “inserted”, e cioè con trasduttori montati in contatto col fluido ed in posizione fissa) o “clamp-on” (trasduttori mobili montati opportunamente all'esterno della tubazione). I cristalli piezoelettrici utilizzati come trasmettitori e ricevitori di tali onde acustiche, sono attualmente progettati per emettere brevi ed amplificati impulsi sonori al fine di generare una elevata frequenza di emissione e sfruttare al massimo i vantaggi offerti dalle riflessioni multiple, per campi di utilizzo fino a 400 bar.

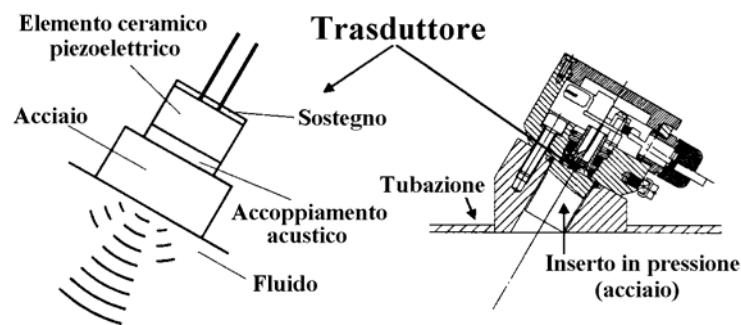


Figura 2.19 – Trasduttori piezoelettrici e dispositivi per il montaggio in linea

Caratteristiche metrologiche

La gran diffusione dei misuratori ad ultrasuoni, indipendentemente dal principio di funzionamento, è essenzialmente legata alla possibilità di essere impiegati con facilità nelle versioni “clamp-on”, con l'evidente vantaggio di fornire una misura, non intrusiva (senza perdite di carico), della portata in impianti in esercizio senza sostanziali interventi sulla tubazione.

Esistono ovviamente anche soluzioni “wetted” con sensori a contatto diretto con il fluido; in tal caso, a fronte di un'accuratezza della misura decisamente non influenzata dalle caratteristiche della tubazione, va tenuto in debito conto l'eventuale azione corrosiva esercitata dallo stesso fluido di misura.

I misuratori ad ultrasuoni a tempo di transito vengono impiegati solo nella misura di liquidi puliti per evitare le frequenti interruzioni di segnale dovute alla presenza nel fluido di soluzioni di continuità quali particelle sospese, bolle d'aria o di gas, ecc. il campo di misura è

non inferiore a 20:1, mentre l'incertezza di tali misuratori, a seconda delle tipologie adottate, varia tra $\pm 1\%$ e $\pm 4\%$, con ripetibilità di $\pm 0,1\%$.

I misuratori ad ultrasuoni ad effetto Doppler, seppur caratterizzati da un'estrema facilità di installazione e d'uso e da un costo virtualmente indipendente dal diametro della tubazione di misura, non presentano però elevate prestazioni metrologiche.

Essi sono, in definitiva, per lo più utilizzati come indicatori di portata del fluido, previa definizione delle caratteristiche della tubazione, con incertezze, per quanto sopra riportato, nel migliore dei casi non inferiori a $\pm 3\%$ con una ripetibilità di $\pm 0,1\%$ FS, richiedendo, in ogni caso, periodiche tarature.

Anche per i misuratori ad ultrasuoni l'attendibilità della misura è sostanzialmente legata alle effettive condizioni di flusso e, dunque alle problematiche dovute agli effetti di installazione. I valori più comunemente richiesti per una corretta installazione suggeriscono l'utilizzo di un tratto di tubazione rettilinea a monte variabile tra 10 e 50 D in funzione del tipo di disturbo e, sempre di un tratto rettilineo a valle di 5 D.

La delicata apparecchiatura utilizzata è infine inadatta alla misura di fluidi ad elevate temperature ($T_{max} < 150\text{ }^{\circ}\text{C}$).

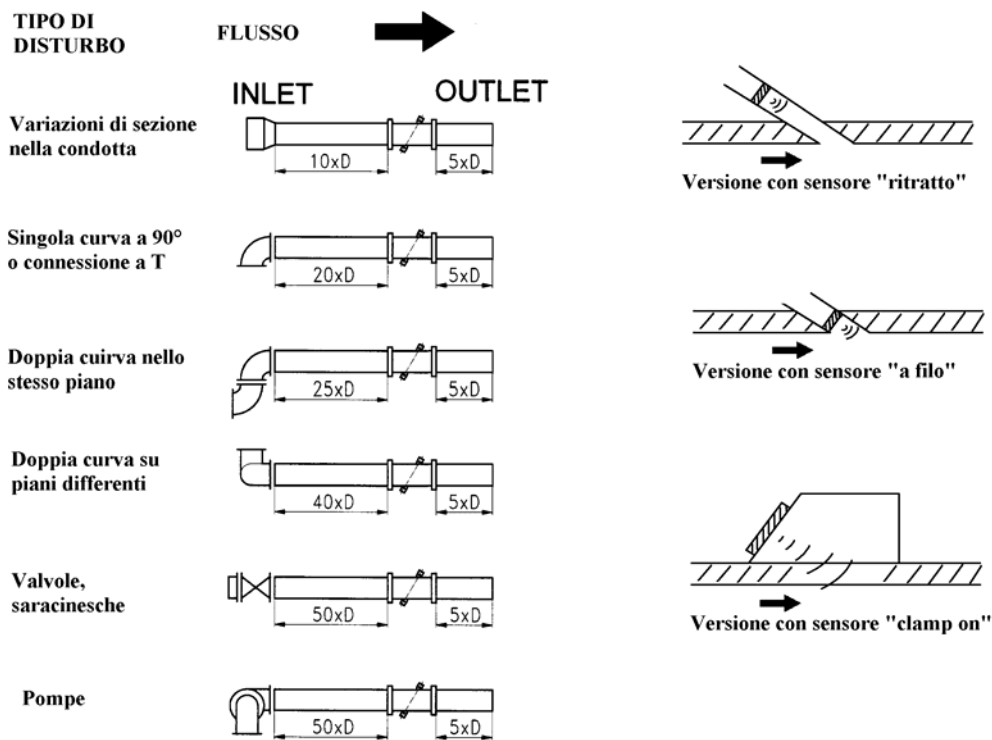


Figura 2.20 – Possibili installazioni di misuratori ad ultrasuoni in funzione della tipologia di disturbo fluidodinamico e tipologie di montaggio del sensore

2.6. Misuratori fluidodinamici

Il principio di funzionamento

Quando un ostacolo viene immerso in un flusso (una roccia immersa nel flusso d'acqua di un torrente, una bandiera fissata ad un'asta ed esposta al vento), immediatamente a valle dell'ostacolo si nota un'inversione della direzione di scorrimento del fluido e la formazione di un vortice.

È comunemente accettato che la generazione dei vortici avvenga a causa delle forze di attrito superficiali agenti sullo strato limite del fluido in prossimità del corpo immerso: una particella di fluido dello strato limite perde energia a causa dell'attrito sulla superficie del corpo, fino ad essere impossibilitata a penetrare in profondità nella zona a più alta pressione appena a valle del corpo generatore. La particella viene, quindi, decelerata fino ad arrestarsi e, successivamente inverte il proprio senso di marcia, generando così un vortice che aumenta di dimensione, si stacca dalla superficie del corpo generatore e si muove nel senso del fluido. Il fenomeno è regolare e alla formazione di un vortice su un lato dell'ostacolo segue la formazione di un nuovo vortice sull'altro lato (con movimento rotatorio contrario al precedente), e così via, creando così, rapidamente, una condizione stabile ed alternata di generazione di vortici (due file sfasate di vortici), comunemente detta “configurazione di vortici di Karman” (figura 2.21).

Ciascun vortice è un'area a relativamente bassa pressione provocata dall'aumento in velocità del liquido turbinante nel vortice.

Le variazioni di velocità del fluido in prossimità del generatore di vortici, danno, ovviamente, origine sulle superfici opposte del corpo stesso a forze positive e negative con direzione ortogonale a quella del fluido; il senso di queste forze si inverte ad intervalli regolari.

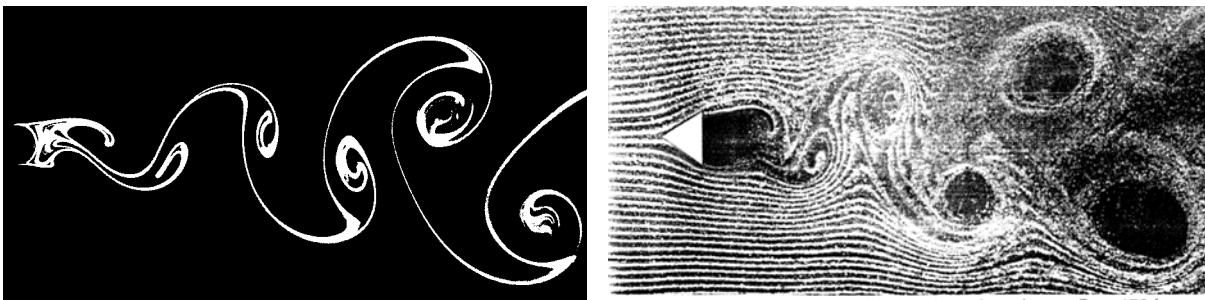


Figura 2.21 – Formazione di vortici a valle di un corpo cilindrico e triangolare

I primi studi sui fenomeni vorticosi risalgono al XV secolo con Leonardo da Vinci, che per primo osservò come tali vortici fossero più intensi dove la corrente era più elevata. Nel 1878 Strouhal elabora le prime analisi quantitative sul fenomeno, determinando la relazione tra la frequenza f e la velocità media \bar{w} del fluido:

$$f = \frac{\bar{w} \cdot St}{d} \quad (2.35)$$

avendo indicato con d il diametro del corpo (cilindrico) generatore e con St il numero adimensionale di Strouhal.

Nel 1912 Von Karman pubblica una tesi analitica sulla formazione di vortici, osservando che, i treni di vortici risultano stabili quando il rapporto h/a tra la distanza dei treni h e la distanza dei vortici a è costante e pari a 0,28.

Come si può osservare in figura 2.22, per una barra cilindrica avente diametro d , il numero di Strouhal rimane costante in un campo abbastanza ampio di portate ($Re=2 \times 10^4 \div 7 \times 10^6$), caratteristico della maggior parte dei fluidi utilizzati nell'industria. Ciò implica che, in tale campo, la frequenza di formazione dei vortici f è funzione “unicamente” della velocità media \bar{w} del fluido, per cui misurando la frequenza f dalla (2.35) è possibile calcolare la portata volumetrica nella condotta.

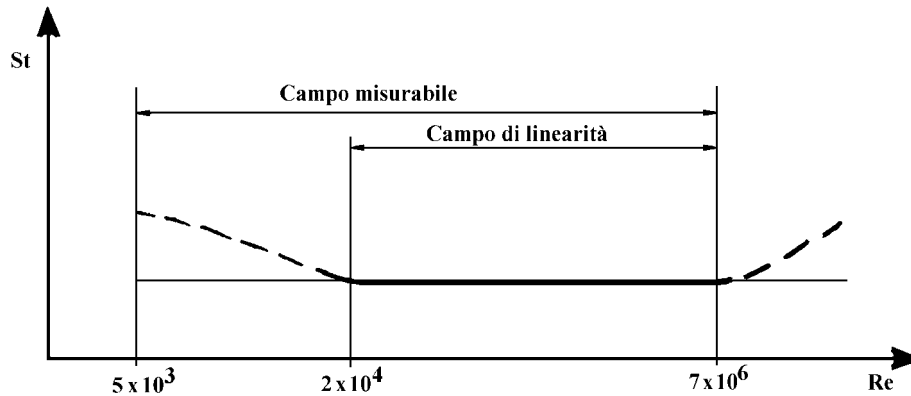


Figura 2.22 – Andamento del numero di Strouhal in funzione del numero di Reynolds

Tecnologie costruttive

Nella pratica, quando un cilindro di questo tipo viene posto in una condotta chiusa è difficile ottenere una configurazione dei vortici uniforme come quella illustrata in figura 2.21. Le forze dovute alla pressione trasversale della scia, che regolano il passo alternato di vortici, sono deboli ed in condizione tridimensionale possono non essere sufficienti a garantire un'oscillazione bidimensionale ben definita. Si può verificare una variazione della dimensione del vortice tale da provocare una diminuzione dell'ampiezza del segnale a livelli inaccettabili per quelli che sono i normali sistemi di rilevazione del segnale; tale fenomeno viene definito dissolvenza. La tendenza attuale è quella di realizzare una forma del corpo del generatore di vortici che abbia la minima tendenza alla dissolvenza, in un'ampia gamma di condizioni a monte a valle del misuratore. Per comparare la tendenza alla dissolvenza delle varie forme di corpi usati si adotta, comunemente, il rapporto R tra la massima e la minima ampiezza del segnale, misurato a frequenza costante all'uscita della sezione preamplificatrice, in un ampio campo di condizioni. Dal confronto sistematico di numerosi test effettuati con barre di forma diversa, quella che ha fornito i migliori risultati in termini di minore perdita di carico e di stabilità del segnale (minima generazione di vortici secondari e, quindi, maggiore rapporto segnale-disturbo) è, sicuramente, la barra a sezione trapezoidale.

L'azione di formazione dei vortici può essere poi aumentata ponendo un secondo corpo immediatamente a valle del corpo generatore, nella regione in cui, cioè, si vengono a formare i vortici creati dal primo corpo. Se correttamente posizionato, questo secondo corpo deflette una porzione dell'energia dell'vortici nello spazio posto tra i due corpi, rinforzando e stabilizzando così il fenomeno. In figura 2.23 è mostrato un esempio di doppio corpo

generatore, con minima tendenza alla dissolvenza (R prossimo all'unità), praticamente a tutte le frequenze di utilizzo.

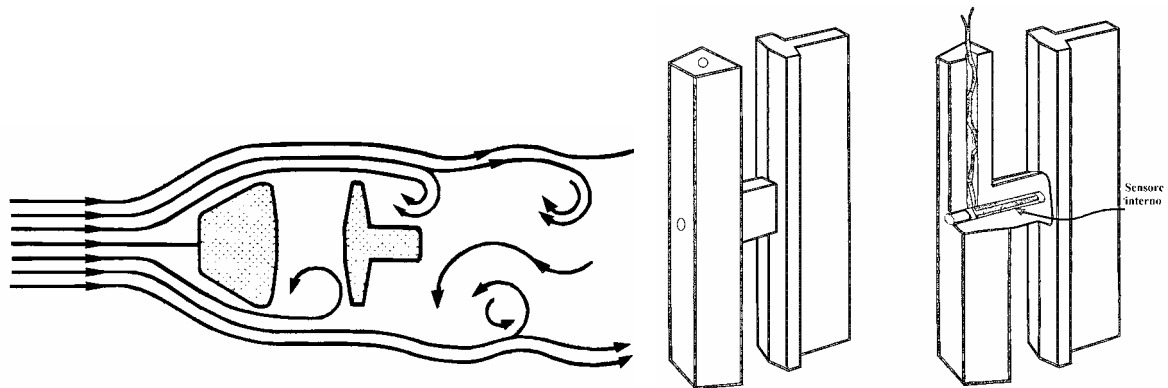


Figura 2.23 – Elemento generatore di vortici a doppio corpo

Sfortunatamente la forma del corpo generatore di vortici non può di per sé stessa garantire una risposta completa al problema della dissolvenza: il fenomeno della generazione sfasata di due treni di vortici è basicamente bidimensionale e non si verifica nel modo ideale se il profilo del fluido in ingresso è sensibilmente distorto. Ciò significa che le caratteristiche del corpo generatore e del corpo del misuratore devono essere analizzate e provate in un'ampia gamma di condizioni operative e non solo nelle condizioni ideali di calibrazione con lunghi tratti di tubazione rettilinea a monte e a valle, perfettamente allineata. Una distorsione apprezzabile del profilo del fluido potrebbe, infatti, essere causata anche dal non perfetto allineamento, in fase di installazione, della tubazione a monte del foro di passaggio del corpo del misuratore. Non solo tale distorsione provocherebbe un aumento dell'effetto di dissolvenza, creando così problemi al sistema di rilevazione del segnale, ma potrebbe anche modificare l'ampiezza effettiva della coda e quindi la frequenza dei vortici e la calibrazione del misuratore. Nelle ultime versioni, tale problema viene risolto per mezzo di un anello adattatore che garantisca il perfetto centraggio del misuratore alle flange di connessione.

Per quanto riguarda i sistemi di rilevamento della frequenza di vortici distinguiamo i sistemi a variazione di velocità del fluido e a variazione di pressione. In tabella 2.7 sono riassunti i principali sistemi di rilevamento del segnale e le diverse tipologie di sensori associate, oggi disponibili in commercio.

Tabella 2.7 – Principali sistemi di rilevamento della frequenza di vortici e tipologie di sensori associate

Grandezza rilevata	Sistema di rilevamento	Sensore
Variazione di velocità del fluido	Raffreddamento dell'elemento	- Filo caldo - Termistore
	Variazione della velocità del suono	- Onde ultrasoniche
	Pressione differenziale	- Membrana + elemento piezoelettrico - Membrana + elemento capacitivo - Membrana + elemento induttivo
Variazione di pressione	Rilevamento di movimento	- Bandiera + estensimetro - Sfera + elemento induttivo
	Deformazione del generatore di vortici	- Estensimetro
	Sollecitazioni del generatore di vortici	- Elementi piezoelettrici

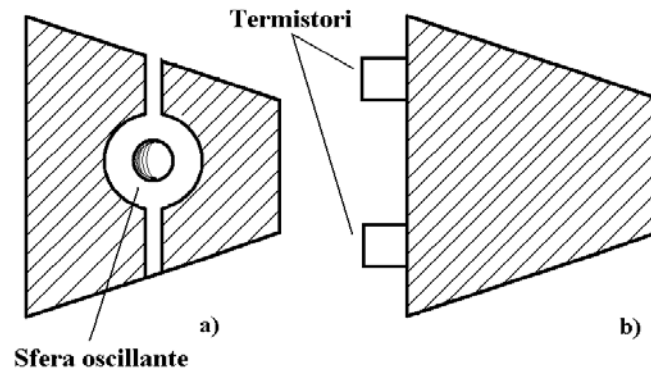


Figura 2.24 – Esempi di sistemi di rilevazione della frequenza dei vortici: a) a rilevamento di movimento; b) a raffreddamento dell'elemento

Lo studio comparato dei vari criteri di rilevamento ha evidenziato che:

- i sistemi che utilizzano la distinzione di movimento (figura 2.24a) sono estremamente vulnerabili, soggetti a rottura e richiedono frequenti tarature (oggi non sono praticamente più usati);
- i sistemi che rilevano le variazioni di velocità del fluido (figura 2.24b) offrono una ripetibilità inferiore ai sistemi basati sulla rilevazione della variazione di pressione;
- i sistemi che utilizzano sensori accoppiati ad una membrana di separazione sono particolarmente sensibili ad elevati sovraccarichi di portata e di pressione, nonché alla eventuale collisione di particelle solide sospese nel fluido da misurare;
- i sistemi che utilizzano elementi elastici (membrane, linguette oscillanti, barre vibranti) non garantiscono una buona ripetibilità per lunghi periodi di funzionamento se costretti a funzionare a temperature estreme all'intervallo $-100 \div 250$ °C;
- l'utilizzo di tubetti o fori nel generatore di vortici per trasferire le variazioni di pressione all'elemento sensibile comporta il rischio di una loro eventuale ostruzione da particelle in sospensione;
- i sistemi con sensore a diretto contatto con il fluido sono più vulnerabili.

I vortex, sono misuratori di portata a vortici che non utilizzano parti elastiche o soggetti a vibrazione. Essi rilevano le variazioni di forze mediante sensori piezoelettrici, montati su una barra massiccia di acciaio (al carbonio, in AISI 316, o in Hastelloy C), talmente robusta che le modeste forze dei vortici possono al massimo provocare spostamenti di qualche millesimo di micron; da qui scaturisce la loro denominazione di "vortex statici" (figura 2.25) La parte superiore della barra è saldamente bloccata al corpo, mentre l'estremità inferiore è solo guidata ed è assialmente svincolata per consentire libere dilatazioni dovute alle variazioni di temperatura.

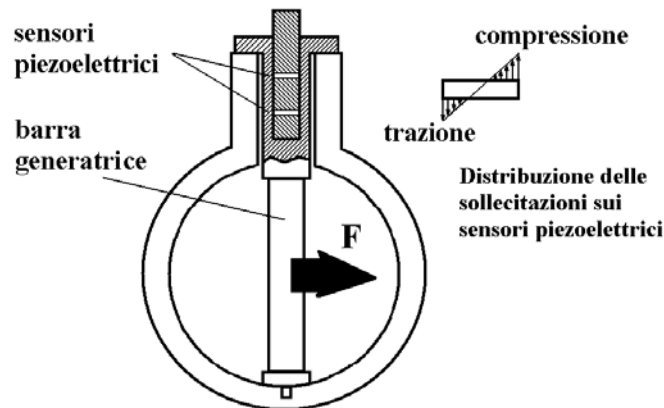


Figura 2.25 – Schema costruttivo di un misuratore “vortex statico” e relative sollecitazioni indotte dai vortici

Le forze dei vortici sono ortogonali alla direzione del fluido ed hanno una intensità proporzionale alla densità ed al quadrato della velocità del fluido. Il valore di picco di queste forze è dato da:

$$F = \pm \frac{1}{2} C \rho \bar{w}^2 d D \quad (2.36)$$

avendo indicato con: C il coefficiente di efflusso, d la larghezza della barra generatrice, D il diametro della tubazione, ρ la densità del fluido e \bar{w} la velocità media del fluido nella sezione.

Quando il fluido si muove incontrando la barra a sezione trapezoidale, si ha la formazione dei vortici, i quali provocano sulla barra medesima delle forze alternate con la stessa frequenza di formazione dei vortici. In un determinato istante, si avrà una forza (nell'esempio in figura verso destra) che tende a sollecitare metà sezione della barra a trazione e l'altra metà a compressione. Queste sollecitazioni interessano anche la parte superiore della barra, dove, appunto, sono sistemati, ermeticamente sigillati, i sensori piezoelettrici. La frequenza degli impulsi forniti dai piezoelettrici risulta, pertanto, proporzionale alla portata volumetrica.

Caratteristiche metrologiche

I vantaggi dei vortex, rispetto ad altri misuratori di portata, possono essere raggruppati in due categorie: quelli derivanti dal principio di misura e quelli derivanti dai criteri costruttivi.

Per quanto riguarda il principio di misura, l'accuratezza tipica di questi misuratori può variare da 0,75% VL a 1,5% VL, con una ripetibilità non inferiore allo 0,2% VL, ed una rangeability di 15:1, potendo in alcuni casi anche superare 40:1. Il segnale di uscita può essere 4÷20 mA e/o ad impulsi ed è direttamente lineare con la portata, il che svincola la misura dal calcolo della radice quadrata richiesta nei misuratori con dispositivo di spostamento. La portata dipende solo dalla frequenza degli impulsi elettrici forniti dai sensori; per cui l'accuratezza della misura non è influenzata da eventuali fluttuazioni dello zero, dall'ampiezza degli impulsi o dalla sensibilità dei sensori. Utilizzando una semplice barra generatrice di vortici, la perdita di carico risulta comparativamente bassa.

Per quanto riguarda i criteri costruttivi, va osservato che i sensori non sono esposti direttamente al fluido da misurare, per cui possono operare in condizioni più gravose rispetto ad altri. Non ci sono parti in movimento o fori che possano ostruirsi, permettendo così una

elevata ripetibilità anche per lunghissimi periodi di tempo (presentano un basso costo complessivo, data la semplicità dell'installazione e la minima manutenzione richiesta). Possono, infine, funzionare da $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $400\text{ }^{\circ}\text{C}$, permettendo così la misura di liquidi criogenici o del vapore surriscaldato, con pressioni fino a 200-300 bar, tramite l'impiego di opportuni attacchi di processo a wafer o flangiati.

Per quanto riguarda i limiti di applicabilità dei vortex, va osservato che: come qualsiasi misuratore di portata anch'essi non possono misurare con precisione portate in prossimità dello zero (non si formano vortici nello strumento quando la velocità del fluido è molto bassa); al contrario quando la velocità del fluido è molto elevata si formano vortici nella tubazione ancor prima che il fluido incontri la barra generatrice di vortici provocando in tal modo misure errate.

Fluidi viscosi tendono ad impedire la formazione di vortici e quindi la loro misurabilità, soprattutto alle basse portate; l'applicabilità dei vortex con questa tipologia di fluido deve essere valutata caso per caso ed è favorita quando è maggiore la velocità e la temperatura del fluido; in genere, le variazioni di viscosità e/o di peso specifico del fluido, non influiscono sulla correttezza della misura quando si opera con numeri di Reynolds compresi tra 20000 e 7000000.

Le vibrazioni della tubazione rappresentano il vero punto debole dei vortex, soprattutto di quelli realizzati con parti elastiche, membrane, ecc. Può infatti accadere che, a causa delle vibrazioni, lo strumento fornisca in uscita un segnale di portata anche a flusso nullo. In generale i rimedi in questi casi consiste nell'ancorare la tubazione alla struttura e/o intervenire sul trigger del circuito elettronico.

Da non trascurare sono, infine, le specifiche di installazione fornite generalmente dai costruttori, che possono essere riassunte in:

- evitare l'applicazione su fluidi bifasi o multifasi;
- prevedere un tratto rettilineo a monte e a valle dello strumento (solitamente 10D e 5D);
- il diametro interno della tubazione adiacente ai vortex deve essere uguale o leggermente superiore al diametro interno del vortex, avendo cura che i due assi siano perfettamente allineati;
- bloccare le vibrazioni della tubazione;
- utilizzare versioni con circuito elettronico separato, quando la temperatura del fluido è inferiore a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, o superiore a $300\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2.7. Misuratori elettromagnetici

Il principio di funzionamento

Il principio di misura sul quale si basa il funzionamento dei misuratori di portata elettromagnetici è sostanzialmente quello di Faraday, e cioè: un conduttore che si muove in un campo magnetico (figura 2.26.a) genera una forza elettromotrice e direttamente proporzionale all'intensità B del campo magnetico, alla lunghezza del conduttore L ed alla velocità di spostamento v .

$$e = B \times L \times v \quad (2.37)$$

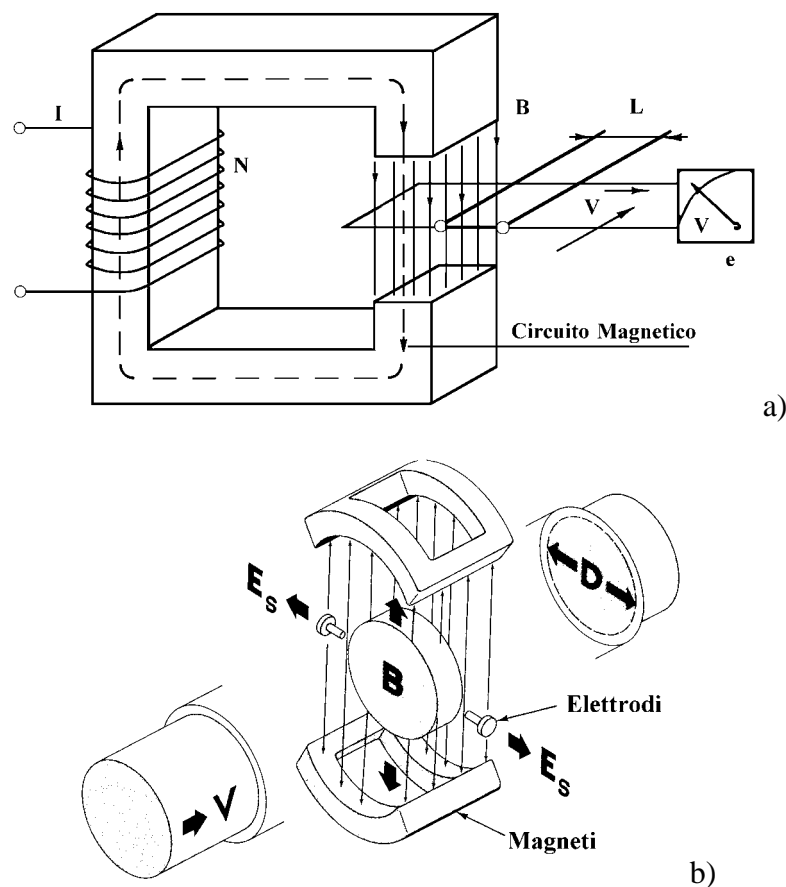


Figura 2.26 – Principio di Faraday applicato ad un generico conduttore a) e ad un fluido in movimento b)

Nei misuratori magnetici induttivi (figura 2.26.b) il conduttore in movimento, immerso nel campo magnetico, è rappresentato dal liquido che scorre attraverso il misuratore. Esso induce, pertanto, verticalmente rispetto al campo magnetico B ed alla direzione del flusso, una tensione (forza elettromotrice indotta) proporzionale alla velocità media \bar{w} del flusso. Questa tensione viene misurata da due elettrodi, posti diametralmente opposti a distanza L , isolati dalla carcassa ma a contatto con il liquido. Se il campo magnetico B resta costante, la tensione indotta e varia proporzionalmente alla sola velocità media \bar{w} del flusso:

$$e = B \cdot L \cdot \bar{w} \quad (2.38)$$

Essendo L un parametro costruttivo e B un dato di progetto, ne consegue che la tensione e generata è funzione dell'unica variabile \bar{w} , ed indipendente dalle altre costanti del fluido quale viscosità, peso specifico, temperatura, pressione, ecc. (i misuratori magnetici sono, dunque dei misuratori di velocità). Dalla velocità del fluido, nota la sezione del tubo di misura, può essere calcolata la portata volumetrica.

Il valore di tensione e misurato deve, ovviamente, rappresentare la media reale della velocità del fluido e/o comunque, dovrebbe essere indipendente dal profilo di velocità nella sezione di misura. Poiché, in pratica, la rilevazione del segnale deriva dalla somma dei contributi di f.e.m. derivanti da tutte le infinite particelle conduttive di fluido che occupano la sezione di misura in un dato istante, è facile intuire che l'apporto di f.e.m. agli elettrodi non è uniforme, ma avrà un valore minimo nel punto in periferia più distante e crescerà gradualmente per le aree più prossime agli elettrodi. In figura 2.27 tutti i punti sulla curva (isocinetica) B, pur essendo caratterizzati dalla stessa velocità puntuale, non determinano negli elettrodi la stessa f.e.m., i punti sulla curva C a loro volta, forniscono un contributo diverso dai precedenti, sia per la differente distanza dagli elettrodi, sia per il diverso valore di velocità cui sono caratterizzati. Per tener conto di questo effetto, si utilizza un "coefficiente di peso" W (una sorta di coefficiente generativo del segnale), variabile radialmente ed assialmente rispetto agli elettrodi di misura (figura 2.27):

$$E = \frac{1}{A} \int_A e W dx \cdot dy = \frac{1}{A} \int_A w_{x,y} B W dx \cdot dy \quad (2.39)$$

dove si è tenuto conto che il generico punto P di coordinate x,y fornisce un contributo pari a $e_P \cdot W_P = w_P \cdot B \cdot W_P$.

Tecnologie costruttive

Come è intuibile dal principio di funzionamento, premessa indispensabile per un corretto utilizzo dei misuratori elettromagnetici, è l'utilizzo degli stessi con fluidi conduttivi. Valori comunemente accettati sono dell'ordine di $5 \mu\text{S/cm}$; al di sotto di tali valori e fino a circa $0,05 \mu\text{S/cm}$ sono necessari particolari accorgimenti nella progettazione del misuratore, tra cui l'utilizzo di appositi cavi schermati intorno gli elettrodi di misura, al fine di proteggere il segnale di misura dal "rumore elettrico". Quest'ultimo è direttamente proporzionale alla velocità del flusso ed inversamente alla conducibilità ed alla viscosità del fluido. Per questo motivo, i costruttori sconsigliano l'utilizzo di misuratori magnetici con fluidi a bassa conducibilità ($< 5 \mu\text{S/cm}$) e velocità superiori ai $0,9 \text{ m/s}$.

Il voltaggio generato ai capi degli elettrodi, anche in corrispondenza del massimo valore di velocità media misurabile con un elettromagnetico (indicato dalla maggior parte dei costruttori pari a circa 10 m/s) è inferiore ad una decina di millivolt (150 volte inferiore alla tensione di una comune ministilo!). Al fine di poter comunque utilizzare un valore di tensione così basso, il misuratore elettromagnetico necessita sempre di un amplificatore/convertitore di segnale in grado di fornire in uscita un segnale in corrente ($4\div 20 \text{ mA}$) o, in alcuni casi, in frequenza ($0\div 1000 \text{ Hz}$).

Altro aspetto da non trascurare, soprattutto nel caso in cui la condotta sia di acciaio inossidabile, è la necessità di una opportuna coibentazione con materiale non conduttivo

(teflon, PVC, ceramica, ecc), interna al misuratore, in prossimità degli elettrodi, al fine di evitare dispersioni della tensione generata lungo la condotta.

Relativamente al campo magnetico utilizzato per la generazione del segnale di portata, i primi costruttori di misuratori di portata elettromagnetici, ritenevano dovesse essere uniforme, almeno per tutta la lunghezza del profilo di flusso. Questa considerazione portò al fatto che i primi magnetici fossero molto lunghi e pesanti (l'uniformità del campo magnetico doveva essere garantita anche fino a 5 D a monte e valle del misuratore) e soprattutto, di costruzione complessa e assai costosa.

L'equazione (2.39) dimostra che, in presenza di campo magnetico uniforme e costante, ed a parità di velocità media del fluido, l'integrale sulla sezione dei fattori di peso W (valori medi di W) dovrebbe essere sempre costante (la f.e.m. dipende solo dalle variazioni di velocità).

Come si può osservare, in realtà, dagli esempi riportati in tabella 2.8, ciò accade solo per profilo di velocità assialsimmetrico e circolare (figura 2.27a). In presenza di profilo non assialsimmetrico (figura 2.27b), infatti, il prodotto $W \cdot B$ non è costante e ciò può influenzare il segnale sviluppato agli elettrodi, *indipendentemente* dalle variazioni di velocità del fluido, introducendo, dunque, un errore di misura non eliminabile da circuiti elettronici.

Una svolta notevole si ebbe negli anni '60 con la costruzione di misuratori con bobine caratterizzate, capaci, cioè, di generare un campo magnetico non omogeneo, ma di intensità B crescente con la distanza dagli elettrodi, in maniera inversamente proporzionale al relativo fattore di peso W . Con l'uso di tali bobine, in sostanza, è il prodotto $W \cdot B$ ad essere mantenuto costante:

$$E = \frac{W \cdot B}{A} \int_A w_{x,y} dx \cdot dy \quad (2.40)$$

per cui, la f.e.m. dipende solo dalle variazioni di velocità, anche in presenza di profili di flusso non omogenei e simmetrici.

Ciò ha permesso la costruzione di misuratori più semplici e compatti, ma soprattutto, più accurati dei precedenti, con la possibilità di montaggio dello stesso in prossimità di valvole, gomiti, ecc.

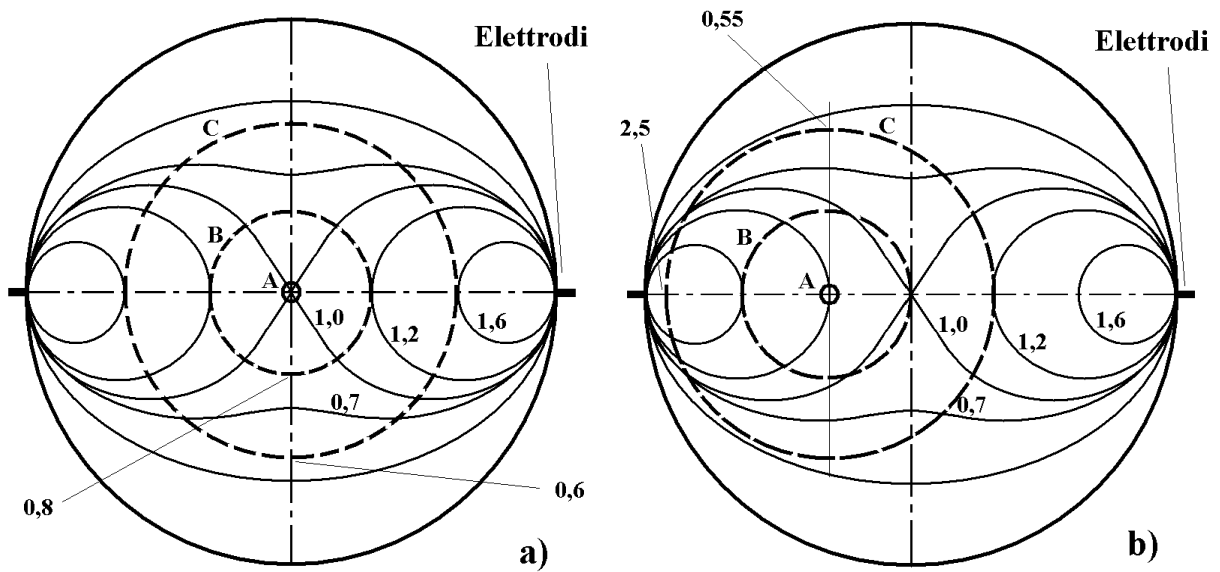


Figura 2.27 – Sezione trasversale del misuratore: coefficienti di peso W (linee continue) e profili di velocità (linee tratteggiate) rispettivamente assialsimmetrico a) e non simmetrico b).

Tabella 2.8 – Valori medi dei fattori di peso W su tre curve isocinetiche per due differenti profili di velocità

Figura 2.26 a

$$\text{Curva A: } W_A = \frac{1+1+1+1}{4} = 1$$

$$\text{Curva B: } W_B = \frac{0,8+1+1,2+1+0,8+1+1,2+1}{8} = 1$$

$$\text{Curva C: } W_C = \frac{0,6+0,7+1+1,2+1,6+1,2+1+0,7+0,6+0,7+1+1,2+1,6+1,2+1+0,7}{16} = 1$$

Figura 2.26 b

$$\text{Curva A: } W_A = \frac{1,2+1,2+1,2+1,2}{4} = 1,2$$

$$\text{Curva B: } W_B = \frac{1,05+1+1+1,05+1,2+1,6+1,2+1}{8} = 1,14$$

$$\text{Curva C: } W_C = \frac{0,55+0,7+1+1,2+1+0,7+0,55+0,7+1+1,2+1,6+2,5+1,6+1,2+1+0,7}{16} = 1,07$$

Un'altra svolta decisiva nella costruzione dei misuratori elettromagnetici risale agli anni '70, con l'introduzione del sistema di eccitazione delle bobine con tensione continua. Nei primi elettromagnetici, infatti, le bobine venivano eccitate con corrente alternata alla frequenza di rete, ma ciò provocava diversi problemi, tra cui:

- il fluido conduttore tra i due elettrodi si comporta come un secondario del trasformatore che ha per primario la bobina di eccitazione, producendo un segnale di disturbo ($E_q = E \cdot \sin\omega t$) in quadratura rispetto al segnale di portata ($E_q = E \cdot \sin\omega t$);
- nel circuito di alimentazione e nel cavo di trasmissione del segnale, si generano delle correnti di scarico (rispettivamente pari a $I_{CA} = C_A \cdot dE/dt$ per il circuito di alimentazione e $I_{CT} = C_T \cdot dE/dt$ per il cavo di trasmissione), le quali, a loro volta, generano tramite la resistenza del liquido R_L e la resistenza interna del cavo R_T un disturbo capacitivo (rispettivamente $E_{CA} = I_{CA} \cdot R_L$ e $E_{CT} = I_{CT} \cdot R_T$); è evidente che eventuali variazioni nel tempo della conducibilità del fluido, o della resistenza del cavo, si traducano in una conseguente deviazione dallo zero;
- in tutte le parti metalliche la penetrazione del flusso magnetico primario B , genera una corrente parassita J_E , la quale induce un campo magnetico secondario B_E di segno opposto (il campo magnetico risultante è, dunque, $B_R = B - B_E$); essendo la corrente J_E proporzionale alla conducibilità del metallo, una variazione di temperatura di quest'ultimo può provocare una deviazione dello zero;
- la mancanza di un'apposita schermatura nel cavo di trasmissione del segnale può causare l'influenza da correnti di terra, alla stessa frequenza di rete.

Nei nuovi sistemi di alimentazione delle bobine con tensione continua, l'eccitazione è realizzata in modo tale da annullare le derivate dB/dt e dE/dt , per cui tutti i disturbi provocati da rumore in quadratura E_q , rumori capacitivi E_C e correnti parassite J_E , risultano uguali a zero. In particolare, in questi sistemi la corrente di alimentazione delle bobine è di tipo continuo, impulsivo e bipolare (figura 2.28): inizialmente (fase 1) il circuito di alimentazione è aperto ed il segnale è dovuto unicamente alla presenza di disturbi galvanici E_G , che determinano una deriva di zero; successivamente (fase 2) il circuito viene chiuso e la forma d'onda sale rapidamente, con una rampa, fino al raggiungimento del massimo valore di tensione, somma del segnale di misura E_M e del disturbo galvanico E_G , che viene però compensata a zero; il procedimento si ripete, ma in senso inverso e con campo magnetico a polarità invertita (fasi 3 e 4) e con segnale corrispondente pari alla differenza $E_G - E_M$. Ne consegue che ogni valore elaborato è formato dalla somma di due valori (il segnale di misura e quello di disturbo) che si susseguono in una semifase; dalla sottrazione dei due valori successivi aventi segni opposti, si ottiene il segnale di misura: $(E_G + E_M) - (E_G - E_M) = 2E_M$. La compensazione continua della tensione di disturbo dà luogo, inoltre, ad uno zero stabile e ad un rapporto ottimale segnale/rumore.

Nei sistemi con frequenze di eccitazione programmabili, si deve, infine, tener conto che lavorando a frequenze più elevate si ha un minore tempo di risposta ma un maggiore consumo di energia

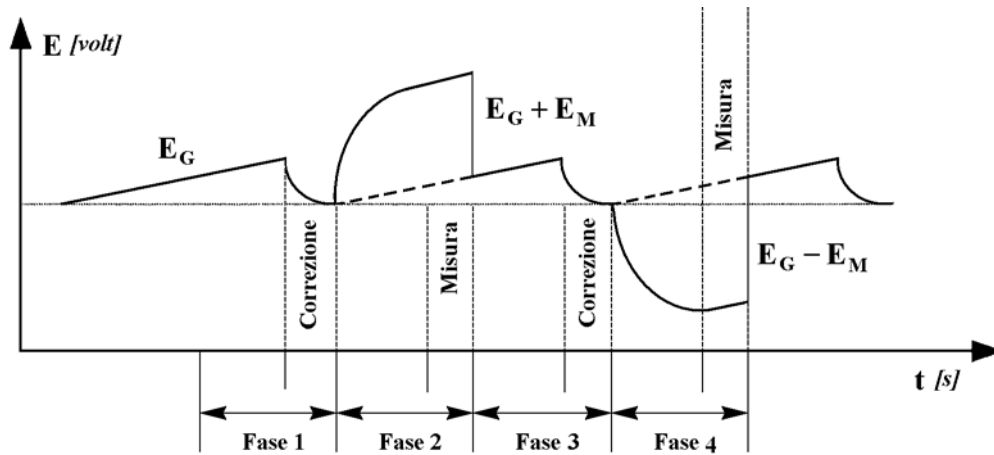


Figura 2.28 – Fasi di misura e di correzione dello zero durante l'eccitazione delle bobine di tipo continuo, impulsivo e bipolare

Caratteristiche metrologiche

La diffusione dei misuratori elettromagnetici è essenzialmente legata alla possibilità di essere impiegati con liquidi anche a bassissima conducibilità ($>0,05 \mu\text{S}$), nonché alla possibilità di misurare anche fluidi sporchi, con solidi in sospensione, grassi, depositi, contaminati purché non conduttivi.

Per applicazioni particolari, quali misura di liquidi con elevata percentuale di solidi (tipo pasta, carta) sono disponibili strumenti con frequenza di eccitazione più elevata. Dove sia indispensabile una regolazione rapida, o cicli molto brevi di misura (imbottigliamento, dosaggi), o, ancora, con elevate esigenze di sicurezza, vengono utilizzati strumenti con frequenza di eccitazione programmabile fino a 240 Hz (in funzione del diametro). La precisione tipica è dell'1% VL per arrivare anche allo 0,3% nei sistemi con elettronica separata. Le temperature massime di esercizio sono non superiori agli $80 \div 180 \text{ }^\circ\text{C}$ con i valori maggiori applicabili solo per sistemi con elettronica separata.

Nelle applicazioni normali vengono utilizzati strumenti con fondo scala corrispondente a velocità comprese tra $1 \div 3 \text{ m/s}$, senza mai oltrepassare i 2 m/s per fluidi abrasivi e/o che tendano a formare depositi (fanghi, ecc). Le migliori prestazioni si ottengono, comunque, con velocità comprese tra $1 \div 10 \text{ m/s}$.

Specifiche metrico legali e norme collegate

Lo strumento di misura può essere installato in qualsiasi posizione della tubazione, purché siano osservati le seguenti prescrizioni:

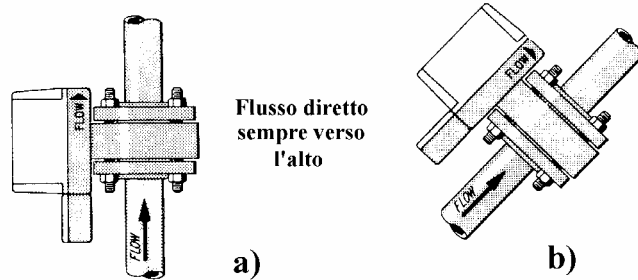
- evitare l'installazione ad una distanza inferiore ai $3 \div 5$ diametri da organi che causano turbolenze (valvole, curve, ecc);
- assicurarsi che non ci siano forti vibrazioni, in caso contrario l'elettronica dovrà essere separata dal sensore;
- controllare che la temperatura ambiente non sia superiore ai dati di specifica, la vita dello strumento può essere allungata se opportunamente protetto dai raggi diretti del sole;

- quando non è possibile utilizzare tubi di diametro equivalente al misuratore di portata è consigliato il montaggio di appositi coni di riduzione, con perdite di carico indotte ricavabili da appositi monogrammi.

Trattandosi della misura di una portata volumetrica, questa può essere garantita solo se la condotta è sempre piena. A riguardo, la norma raccomanda sempre una posizione verticale (figura 2.29a), o, comunque inclinata (figura 2.29b), con il fluido diretto verso l'alto. Quando ciò non sia possibile è obbligatoria la disposizione degli elettrodi di misura sul diametro orizzontale, mentre è auspicabile il montaggio di un terzo elettrodo sull'asse verticale (figura 2.29c), in grado di verificare la condizione di vuoto, forzare il segnale di misura e generare un allarme.

Per minimizzare gli effetti di installazione indotti nella sezione di misura da elementi perturbatori di flusso, la presenza di tratti di condotto rettilinei pari a 3D (per curve singole nel piano), 10 D (per la presenza di elementi di pompaggio o di valvole di controllo) a monte e 2 D a valle riescono, in genere, a garantire una accuratezza dell'1%, per elettromagnetici ben costruiti. Accuratezze maggiori possono essere ottenute raddoppiando le distanze suddette.

Montaggio raccomandato



Montaggio accettabile con limitazioni

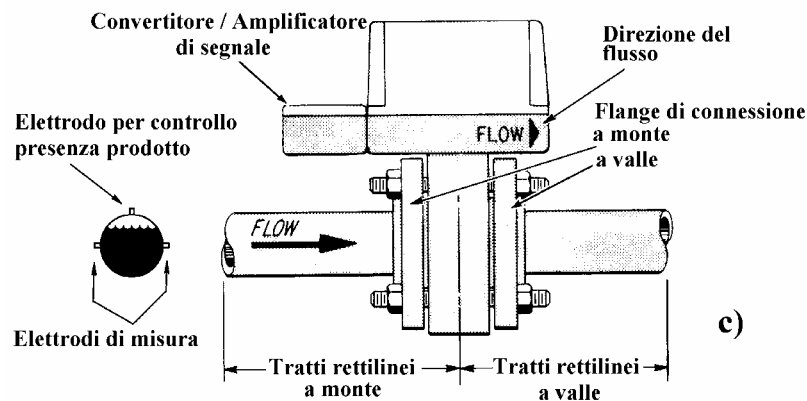


Figura 2.29 – Possibili installazioni per un misuratore elettromagnetico

2.8. Misuratori Coriolis

Il principio di funzionamento

Il principio fisico dei misuratori di portata massica ad effetto Coriolis, si basa sulla determinazione, in un generico tratto L di tubazione (figura 2.30) entro cui scorre il fluido di misura, di un moto rotatorio di trascinamento della terna mobile (x, y, z) solidale al tubo stesso, rispetto alla terna fissa (ξ, ψ, ζ) , in modo che sul concio elementare di massa di fluido dm agisca un'accelerazione complementare, detta di Coriolis, pari a:

$$\overline{a}_C = 2 \cdot \overline{\omega}_\zeta \cdot \overline{v}_r \quad (2.41)$$

dove $\overline{\omega}_\zeta$ è la velocità angolare (uniforme o pulsante) di detto moto di trascinamento e \overline{v}_r è la velocità relativa del fluido.

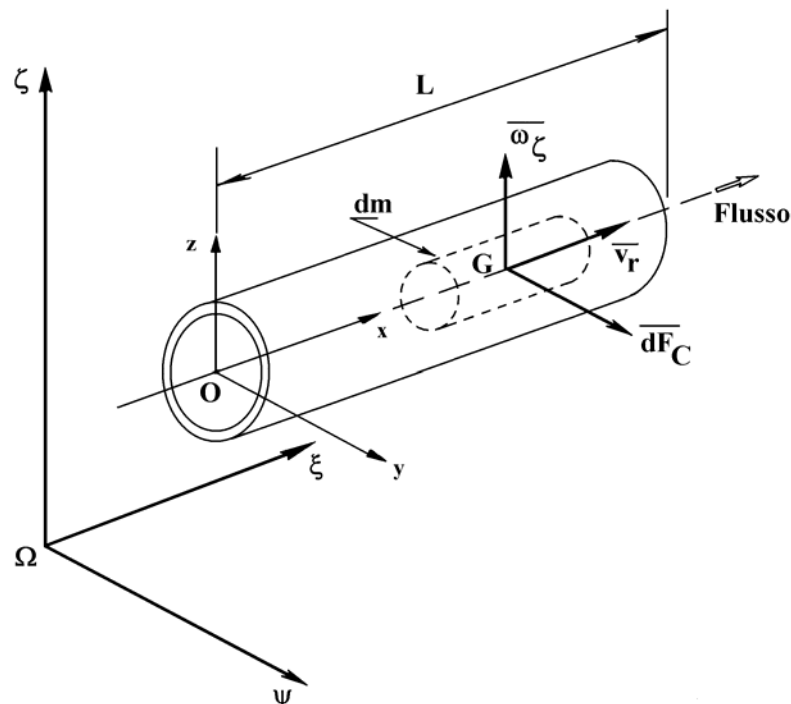


Figura 2.30 - Principio di funzionamento dei misuratori ad effetto Coriolis

Sul concio elementare di fluido verrà, quindi, ad agire una forza di inerzia elementare dF_C detta forza di Coriolis:

$$d\overline{F}_C = -2 \cdot dm \cdot \overline{\omega}_\zeta \cdot \overline{v}_r \quad (2.42)$$

avente modulo uguale a $2 \cdot dm \cdot |\omega_\zeta| \cdot |v_r| \cdot \text{sen}\vartheta$ (con ϑ pari all'angolo formato dai due vettori $\overline{\omega}_\zeta$ e \overline{v}_r), direzione ortogonale al piano individuato dai due vettori $\overline{\omega}_\zeta$ e \overline{v}_r e verso opposto a quello di \overline{a}_C . Assumendo per semplicità \overline{v}_r e $\overline{\omega}_\zeta$ paralleli, rispettivamente, all'asse x ed

all'asse z ($\sin \vartheta = 1$), ricordando le definizioni di velocità istantanea e di portata massica (1.3), la forza di Coriolis agente su tutto il tratto L di tubazione è data dalla:

$$d\bar{F}_C = \int_0^L 2 \cdot dm \cdot \omega_\zeta \cdot \frac{dx}{dt} = \int_0^L 2 \cdot \dot{m} \cdot \omega_\zeta \cdot dx = 2 \cdot \dot{m} \cdot \omega_\zeta \cdot L \quad (2.43)$$

Tale relazione rappresenta, in forma esplicita, il legame funzionale tra la portata massica \dot{m} e la forza di Coriolis. Una volta riprodotte nella tubazione le condizioni di moto relativo necessarie all'insorgere dell'effetto Coriolis, è possibile valutare la portata in massa \dot{m} effluente misurando gli effetti (spostamenti, deformazioni, ecc.) prodotti nella tubazione stessa da detta forza di Coriolis.

Nella generica configurazione di figura (figura 2.31), la tubazione di passaggio del fluido viene fatta oscillare intorno l'asse O-O per mezzo di un eccitatore elettromagnetico; i vettori delle velocità del fluido nei diversi tratti della tubazione risultano pertanto ortogonali (e di verso opposto) nei tratti A e C, e paralleli nella direzione di ω . La forza di Coriolis che si genera nei suddetti tratti risulta pertanto nulla nel tratto B ($\sin \vartheta = 0$) e massima ma di verso opposto nei tratti A e C ($\sin \vartheta = 1$). Ciò implica la generazione di un momento M sull'asse di simmetria R-R dato dalla:

$$M = F_{C1} \cdot r_A + F_{C2} \cdot r_B = 2 \cdot F \cdot r = 4 \cdot r \cdot \dot{m} \cdot \omega_\zeta \cdot L \quad (2.44)$$

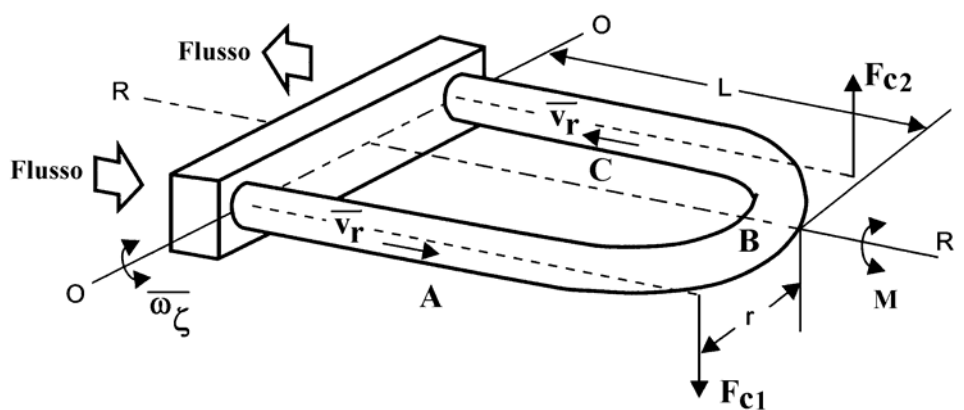


Figura 2.31 – Momento delle forze di Coriolis

Tale momento induce una torsione Θ sul condotto, che all'equilibrio sarà contrastata dal momento elastico del condotto $M_T = K\Theta$, con K pari al modulo elastico dello stesso:

$$\dot{m} = \frac{K \cdot \Theta}{4rL \cdot \omega} \quad (2.45)$$

Le deformazioni indotte nel tratto di misura sono mostrate in (figura 2.31).

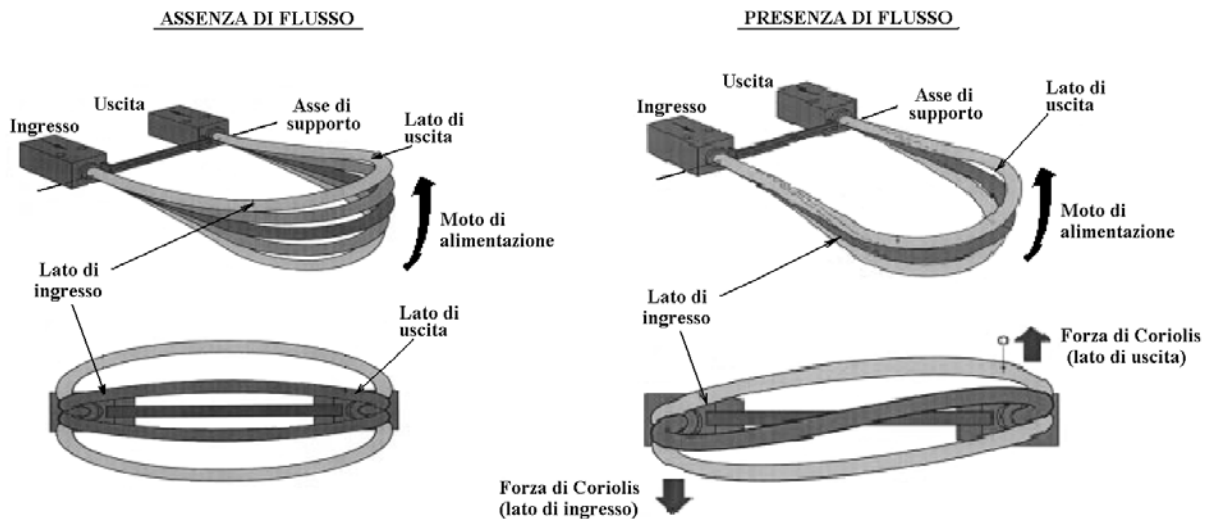


Figura 2.32 – Deformazioni indotte nella tubazione di misura

E' possibile dimostrare che per piccole velocità angolari (relative al moto di alimentazione) e per piccole deformazioni Θ (indotte dal moto di misura), lo spostamento Θ è proporzionale a:

$$\text{sen}\Theta \approx \Theta = \frac{\omega L \cdot \Delta t}{2r} \quad (2.46)$$

dove $v_t = \omega L$ è la velocità tangenziale del tubo nel suo punto medio e Δt è lo sfasamento temporale con cui i due rami del tubo attraversano il punto medio del proprio percorso. Combinando le (2.42) e (2.43) segue che la portata in massa \dot{m} è proporzionale al solo Δt ed a parametri noti da progetto (K ed r):

$$\dot{m} = \frac{K}{4rL \cdot \omega} \cdot \frac{\omega L \cdot \Delta t}{2r} = \frac{K \cdot \Delta t}{8r^2} \propto \Delta t \quad (2.47)$$

In verità bisogna osservare che, pur se non esplicitamente evidente nella (2.47), il modulo elastico K della tubazione è dipendente dalle proprietà elastiche della tubazione risonante, nonché dalle sue dimensioni e forme. La dipendenza delle proprietà elastiche dei tubi risonanti dalla temperatura del fluido di misura in essi effluente rende, perciò, necessaria in tutti i misuratori a tubi deformanti una termocompensazione di tali effetti, limitandone l'utilizzo a fluidi con temperature non superiori a 250 °C.

Tecnologie costruttive

I misuratori ad effetto Coriolis di ultima generazione sono, generalmente, costituiti (figura 2.33) da una coppia di tubi risonanti gemelli (1), posti in vibrazione flessionale (o torsionale in altre configurazioni) in controfase alla propria frequenza naturale tramite degli eccitatori elettromagnetici (2). La scelta di raddoppiare la tubazione di passaggio del fluido di misura, rispetto alle prime versioni prodotte commercialmente, è dovuto all'esigenza sia di bilanciare dinamicamente il sistema vibrante nella sua globalità, sia di ridurre le perdite di carico caratteristiche di detti tubi che, dovendosi deformare sotto l'azione delle forze di Coriolis, presentano necessariamente piccoli diametri e piccoli spessori. I materiali più comunemente

utilizzati sono altamente resistenti alla corrosione (acciaio inossidabile “seamless 316L”) ma esistono anche versioni realizzate in titanio, in lega di Hastelloy e, per alcune applicazioni chimiche, in tantalio.

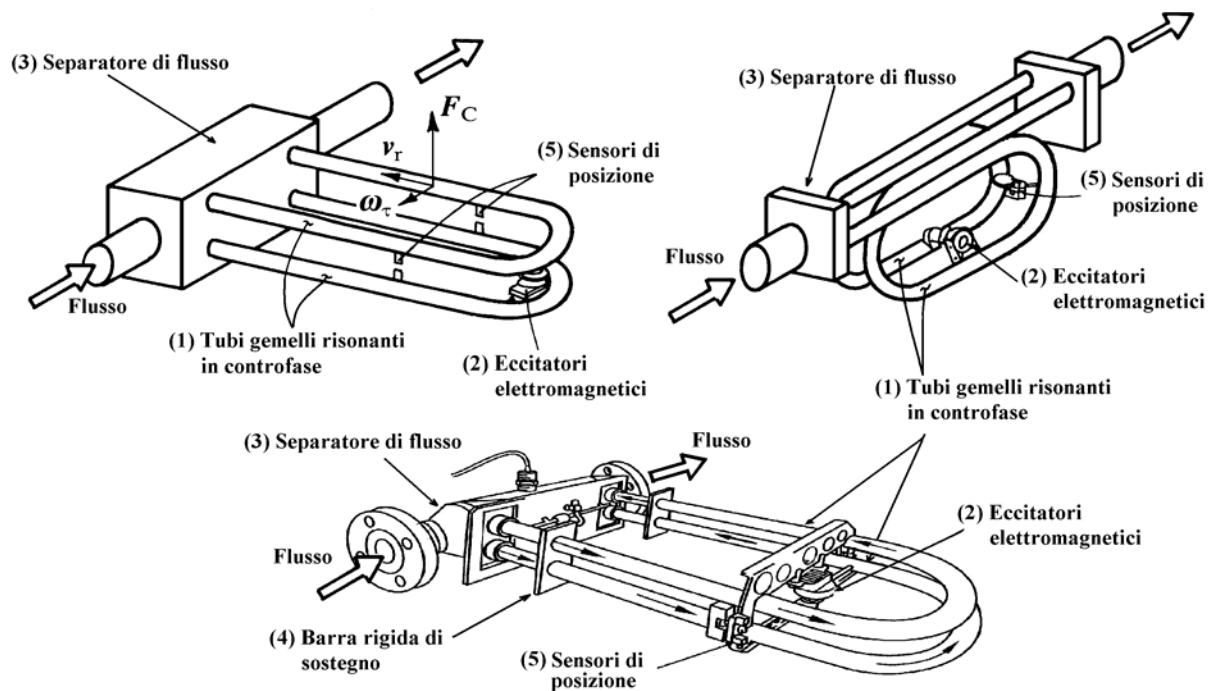


Figura 2.33 – Differenti tecnologie costruttive dei misuratori ad effetto Coriolis

I tubi gemelli sono rigidamente connessi ad un separatore di flusso (3), che suddivide approssimativamente il flusso in ingresso in parti uguali nelle due tubazioni, ma in molti esemplari, anche ad una barra rigida di sostegno (4), posta ad una certa distanza dal separatore al fine di disaccoppiare le stesse tubazioni (e dunque le vibrazioni di misura) dal piping su cui esse sono installate. Il moto di misura è, invece, determinato dall’insorgere nel fluido delle forze di Coriolis alternate che deformano angularmente i tubi, ed è rilevato da sensori di spostamento di tipo elettromagnetico (5): la differenza di fase dei segnali da essi inviati è elaborata da una centralina di controllo e regolazione finalizzata anche al mantenimento della vibrazione alla frequenza propria del misuratore.

Caratteristiche metrologiche

I parametri più importanti da tenere in considerazione nella scelta di un misuratore Coriolis sono la portata da misurare, il salto di pressione disponibile (la max perdita di carico), la viscosità e la densità del fluido nelle condizioni di esercizio.

Essi presentano ampi campi di misura, tipicamente 20:1 e sono adatti alla misura di liquidi anche particolari quali fanghi, impasti e fluidi a comportamento reologico non newtoniano, grazie alla completa indipendenza del principio di misura dal regime di moto. L’applicabilità agli aeriformi, pur se vantata da alcuni costruttori per elevate pressioni di linea, è di fatto limitata dall’esiguità delle forze di Coriolis generate da fluidi di bassa densità.

Le incertezze di misura dei misuratori ad effetto Coriolis sono variabili tra $(0.15 \div 0.25) \% VL$, ma ad esse va aggiunta la tipica *stabilità di zero* causata da piccole derive nei sensori di posizionamento e nell’elettronica integrata. Questo contributo diviene particolarmente rilevante alle basse portate (va contemplato un contributo aggiuntivo dello $0.01\% VL$ o

addirittura dell'1.0% VL per portate pari, rispettivamente, al 4%FS ed all'1%FS). Ciò implica che, per una data applicazione (portata di progetto) va sempre opportunamente vagliata la possibilità di scegliere misuratori di taglia più grande e, dunque con più piccole perdite di carico ma che operano a percentuali minori del proprio fondo scala. Per ovviare a tali problemi è opportuno, ad installazione avvenuta e una volta riempita completamente la tubazione di misura, eseguire sempre una *taratura di zero* (a portata nulla).

L'uso di tubi risonanti soggetti a deformazione elastica come sensori della portata massica comporta che la misura sia, inevitabilmente, influenzata dai cambiamenti della temperatura del fluido, della pressione e della densità. In particolare, la variazione della temperatura del fluido comporta dei cambiamenti delle caratteristiche elastiche e meccaniche dei tubi risonanti, mentre la variazione della densità fa cambiare la massa totale del fluido evolvente nel circuito, si alterano, di conseguenza, la frequenza di risonanza ed il coefficiente di smorzamento. La non simmetria dei tubi risonanti, nonché la possibilità che il fluido evolvente non sia omogeneo, sono le ragioni più probabili della sensibilità allo spostamento dallo zero. Al fine di limitare la dipendenza dalla temperatura della *stabilità di zero* molti costruttori suggeriscono l'effettuazione dell'operazione di taratura di zero entro ± 5 °C dalle condizioni operative, ricorrendo poi a sistemi di compensazione elettronica con un opportuno sensore di temperatura e con un sistema di bilanciamento dinamico in grado di riportare il sistema allo zero, nelle diverse condizioni operative di utilizzo.

Le incertezze di misura dei misuratori ad effetto Coriolis su menzionate sono particolarmente rilevanti se confrontate con quelle di altri misuratori che, essendo basati sulla misura della portata in volume, nella valutazione della massa richiedono ulteriori sensori (pressione e temperatura) per la determinazione della densità del fluido, a discapito dell'incertezza finale della misura. Tale peculiarità, tipica dei "veri" misuratori massici, è, inoltre, accentuata dalla minore interazione (non intrusività) tra fluido e sensore di misura (tubo vibrante), nonché dalla completa indipendenza della misura dal regime di moto del fluido, a differenza di quanto avviene nei misuratori di portata volumetrica non intrusivi (magnetici, ad ultrasuoni) nei quali, com'è noto, la precisione è fortemente influenzata dal profilo di velocità.

Le principali limitazioni in esercizio dei misuratori ad effetto Coriolis, sono riconducibili, in parte alla loro tecnologia costruttiva, in parte a problemi di carattere fluidodinamico nel condotto di misura ed in parte alle caratteristiche di resistenza a fatica dei materiali impiegati. Relativamente alla tecnologia costruttiva, è difficile ottenere un comportamento ideale dei vincoli, uno smorzamento uguale dei due condotti (ogni combinazione possibile misuratore-impianto possiede delle proprietà termofluidodinamiche che, a turno, possono caratterizzare il comportamento dinamico del sistema oscillante), la separazione della corrente di fluido in due parti uguali in tubi alimentati in parallelo (tale problema non è presente nei misuratori alimentati in serie).

Per quanto riguarda le problematiche di carattere fluidodinamico, va evidenziato che in presenza di aria o bolle di gas ben miscelate nel fluido di misura, i misuratori ad effetto Coriolis richiedono un leggero aumento di potenza (maggiori consumi) per il mantenimento della tubazione in vibrazione. L'eventuale rottura di bolle di gas in sospensione con conseguente formazione di sacche di vuoto nel liquido e sbattimento di questo sulle pareti della tubazione di misura, comporta sia un decadimento delle prestazioni del misuratore, causato dallo smorzamento viscoso della tubazione vibrante, sia un "rumore" di disturbo sul segnale di misura (per frazioni di vuoto fino al 5% in volume), fino ad arrivare (per frazioni di vuoto superiori al 5% in volume) al completo arresto del moto di misura (l'energia dissipata negli urti dal liquido sulle pareti supera quella fornita dal sistema di alimentazione). La presenza di vuoti nel fluido di misura, individuabile in un eccessivo consumo del dispositivo di alimentazione, o in una sensibile diminuzione nella densità misurata e/o dell'ampiezza del

segnale proveniente dai sensori di spostamento, pur se non comporta danni per il misuratore, è sempre auspicabile possa essere ridotta mediante l'utilizzo di opportuni degasatori a monte dello stesso misuratore.

Al fine di limitare i fenomeni di fatica e di frattura cui sono soggetti i tubi in vibrazione, particolare attenzione va, infine, posta, in fase di progettazione del misuratore, nella forma dei condotti, nella scelta dei materiali (rugosità superficiale, dimensioni del grano, durezza del materiale) e nelle lavorazioni necessarie ad eliminare le tensioni residue ed a garantirne la resistenza alla corrosione. È invece interessante notare che, alle frequenze relativamente alte raggiunte in tali misuratori, il limite di resistenza è indipendente dallo spessore del tubo.