

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Civile



Tesi di Laurea Magistrale

## **Analisi sperimentale degli effetti indotti dalla cavitazione idrodinamica sul campo di moto a valle di un restringimento ad orifizio**

### **Relatori**

Prof. Costantino Manes

Prof. Luca Ridolfi

Ing. Edoardo Burzio

Dr. Giuseppe Carlo Alp Caridi

Ing. Riccardo Vesipa

### **Candidato**

Khalid Hammi

Luglio 2019



« An experimental investigation on the effects induced by hydrodynamic cavitation on the flow field downstream orifice plates »

### **Keywords**

Cavitazione idrodinamica, getti, turbolenza, PIV, piastre ad orifizio

Hydrodynamic cavitation, jets, turbulence, PIV, orifice plates



*A mia madre Fatima, a mio padre  
Said e a mio fratello Omar*

# Ringraziamenti

Desidero innanzitutto ringraziare il Professor Luca Ridolfi ed il Professor Costantino Manes per avermi dato la grande opportunità di lavorare a questa Tesi sperimentale.

Un ringraziamento speciale va al Dr. Giuseppe Carlo Alp Caridi che in questo lavoro ha avuto un ruolo fondamentale: mi ha accompagnato passo a passo in questo percorso, insegnandomi e chiarendomi dubbi e incertezze ogni qualvolta che ne ho avuto bisogno. La Sua passione e dedizione per la Ricerca mi ha coinvolto positivamente, permettendomi di dare il massimo per la buona riuscita di questa Tesi.

Ringrazio sentitamente, inoltre, l'Ing. Edoardo Burzio per avermi seguito nelle prime e dure attività di laboratorio con suggerimenti, pareri ed osservazioni. Un grazie anche all'Ing. Riccardo Vesipa che mi ha offerto l'occasione di progettare il nuovo impianto di laboratorio per lo studio della cavitazione idrodinamica.

Un ringraziamento immenso va ai miei genitori, che sono sempre stati il mio punto di riferimento e che mi hanno permesso di percorrere e concludere questo cammino.

Ringrazio, infine, tutti gli amici e le fantastiche persone incontrate in questi anni di Università. Grazie a voi ho potuto girare il mondo intero semplicemente restando a Torino.

Grazie a voi tutti,

Khalid

# Abstract

Le piastre forate nei circuiti idraulici sono attualmente studiate nell'ambito del trattamento dell'acqua, in particolare per la disinfezione microbiologica. Questa tipologia di restringimento risulta interessata dal fenomeno della cavitazione idrodinamica quando vengono raggiunte condizioni critiche di portata alle quali è associata una caduta di pressione tale da raggiungere valori locali inferiori alla tensione di vapore del fluido. Gli effetti della cavitazione possono favorire determinati processi fisici e chimici in modo da intensificare la disinfezione. Nonostante questo sia stato ampiamente discusso e dimostrato in letteratura, la conoscenza della fisica riguardante la idrodinamica del flusso all'interno e a valle degli orifizi è ancora limitata, specialmente quando interviene il fenomeno della cavitazione idrodinamica. Questo lavoro di tesi ha come obiettivo quello di valutare le principali differenze che si hanno nelle caratteristiche del moto quando interviene il fenomeno cavitativo.

Le prove sperimentali sono condotte impiegando un circuito idraulico di laboratorio con misure standard di pressione e portata oltre ad un sistema ottico-laser di velocità puntuale chiamato *Particle Image Velocimetry* (PIV). Quest'ultima tecnica è vantaggiosa perché offre una visualizzazione bidimensionale ad alta risoluzione spaziale della velocità istantanea del fluido.

Per la costrizione del flusso viene utilizzata una piastra a singolo orifizio posizionata in corrispondenza della sezione di prova. Lo studio ha riguardato piastre con fori di diverso diametro, definiti come *thin* o *thick* in funzione dei parametri geometrici e delle condizioni idrodinamiche del flusso che li attraversa. In particolare, nel caso si verifichi il riattacco della vena fluida internamente all'orifizio la piastra risulta considerata come elemento *thick*, mentre nel caso contrario viene assunta come elemento *thin*. Le indagini sono state condotte facendo misurazioni sia in presenza che in assenza di cavitazione, variando o mantenendo costante il numero di Reynolds, in maniera tale da esaminare gli effetti indotti dal fenomeno cavitativo sulle dissipazioni di energia e sul campo di moto.

L'adozione di un modello teorico, associato all'orifizio *thick*, ha dimostrato che, all'aumentare del regime cavitativo, le perdite di carico aumentano e che la tipologia di flusso nell'orifizio risulta variare, modificandone il comportamento fluidodinamico da *thick* a *thin*. Si è utilizzato un modello teorico per valutare l'andamento del flusso internamente all'orifizio in quanto non è stato possibile visualizzarlo sperimentalmente a causa dell'opacità delle piastre forate adottate. Dai risultati ottenuti mediante le misure PIV si evince come la cavitazione determini, a parità di numero di Reynolds, un'espansione più rapida del getto ed un incremento delle fluttuazioni di velocità.

Molteplici studi presenti in letteratura hanno dimostrato che la cavitazione promuove la disinfezione microbiologica dell'acqua, ipotizzando diverse possibili cause tra cui gli stress fluidodinamici e la produzione di radicali liberi fortemente reattivi. I risultati di questo lavoro di tesi dimostrano che gli sforzi fluidodinamici sono più intensi quando interviene la cavitazione, e pertanto l'abbattimento della carica batterica può effettivamente essere legata all'entità di questi sforzi.

In hydraulic systems, orifice plates are currently studied for the development of water treatment reactors, in particular for microbiological disinfection. The flow constriction, generated by such devices, is often affected by hydrodynamic cavitation when critical flow conditions are reached. The fluid approaching the orifice plate is forced to accelerate through the orifice, as result, the pressure locally drops. When the local static pressure descends below the vapor tension, vapor cavities are generated. These cavities are then carried downstream until the pressure begins to rise, leading the vapor bubbles to collapse. The dynamics of the vapor bubbles and effects of the bubble collapse can develop physical and chemical processes which may increase water disinfection intensity. Despite several studies have been done regarding this phenomenon, the understanding of the flow physics in orifice plates and in the related exiting jet is still limited, especially in cavitation regime. The present work aims to evaluate the main differences in the flow characteristics when cavitation occurs.

Experiments are carried out using a closed water loop circuit with standard pressure and flow rate measurements, as well as an optical-laser system based on local velocity measurements called Particle Image Velocimetry (PIV). The latter technique generates a two-dimensional and high spatial resolution flow field in terms of instantaneous and time-average velocity field.

A single orifice plate installed inside the test section of the experimental arrangement is used for flow constriction. Plates with holes of different diameters are adopted in the present work, which are defined as thin or thick according to their geometrical parameters and hydrodynamic flow conditions. In particular, when the flow reattaches inside the orifice, the plate is considered thick, otherwise it is assumed to be thin.

In order to discuss the effects induced by cavitation phenomenon on energy dissipations and flow field pattern, measurements have been taken in presence and absence of cavitation, with varying or constant Reynolds number.

The use of a thick plate theoretical model has shown that head losses increases when cavitation regime rises. Furthermore, flow topology seems to change from thick to thin model increasing cavitation intensity. In addition, maintaining

Reynolds number constant, PIV results reveal a faster expansion of the jet and an increment of velocity fluctuations promoted by cavitation phenomenon.

Several works in scientific literature have shown that cavitation has some benefits on microbiological water disinfection, suggesting different possible causes which include fluid stresses and production of free radicals. The experimental results obtained in this thesis show more intense turbulent stresses when cavitation occurs, and therefore bacteria disruption may be linked to this fluid stresses.



# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione .....</b>	<b>1</b>
1.1	Analisi del contesto .....	1
1.2	Quesito di ricerca e metodo di indagine.....	4
1.3	Struttura della tesi .....	5
<b>2</b>	<b>Moto in un restringimento ad orifizio non cavitante .....</b>	<b>9</b>
2.1	Formulazione integrale delle leggi di conservazione .....	10
2.1.1	Approccio alla descrizione del moto.....	10
2.1.2	Conservazione della massa.....	11
2.1.3	Conservazione della quantità di moto.....	12
2.1.4	Teorema di Bernoulli.....	13
2.2	Formulazione differenziale del campo di moto.....	14
2.2.1	Equazione di Navier-Stokes .....	14
2.2.2	Caratteristiche del regime turbolento .....	15
2.2.3	Decomposizione di Reynolds.....	17
2.2.4	Equazioni di N-S mediate: RANS.....	18
2.2.4.1	Tensore degli sforzi di Reynolds.....	19
2.3	Formulazioni integrali applicate alla perdita di carico nell'orifizio.....	22
2.3.1	Modelli di orifizio per il calcolo del coefficiente di perdita .....	23
2.3.1.1	Piastra senza riattacco (thin model) .....	25
2.3.1.2	Piastra con riattacco (thick model).....	26
2.3.2	Osservazioni sperimentali in letteratura .....	27
2.3.2.1	Andamento della perdita di carico nei due modelli geometrici ...	28
2.3.2.2	Influenza delle condizioni fluidodinamiche .....	31
2.4	Campo di moto a valle dell'orifizio.....	33
2.4.1	Getto sviluppato dalla piastra forata.....	34
2.4.2	Osservazioni sperimentali del campo di moto .....	36
<b>3</b>	<b>Cavitazione idrodinamica .....</b>	<b>41</b>

3.1	Descrizione del fenomeno.....	41
3.1.1	Formazione e sviluppo.....	43
3.1.2	Potenzialità ed effetti indotti.....	45
3.1.2.1	Applicazione alla disinfezione dell'acqua.....	48
3.1.3	Numero di cavitazione.....	50
<b>4</b>	<b>Particle Image Velocimetry.....</b>	<b>55</b>
4.1	Tracciamento del flusso.....	57
4.1.1	Comportamento dinamico del tracciante.....	58
4.1.2	Diffusione della radiazione.....	62
4.2	Illuminazione.....	64
4.2.1	Ottiche laser.....	66
4.3	Produzione dell'immagine: parametri ottici.....	68
4.4	Valutazione del campo di moto.....	71
<b>5</b>	<b>Impianto sperimentale.....</b>	<b>75</b>
5.1	Circuito idraulico.....	75
5.1.1	Funzionamento generale.....	77
5.1.2	Caratteristiche dei componenti.....	79
5.1.2.1	Serbatoio in acciaio.....	79
5.1.2.2	Pompa idraulica.....	80
5.1.2.3	Misuratore elettromagnetico di portata.....	84
5.1.2.4	Specola in vetro.....	86
5.1.2.5	Manometri.....	87
5.1.2.6	Sezione di prova.....	88
5.1.2.7	Piastra forata.....	89
5.1.2.8	Valvola a sfera.....	90
5.1.2.9	Tubazioni ed elementi di raccordo.....	92
5.1.2.10	Tubo flessibile.....	92
5.1.2.11	Scarichi per lo svuotamento.....	93
5.1.2.12	Impianto di raffreddamento.....	93
5.1.2.13	Scambiatori di calore.....	95

5.1.2.14	Serpentina di scambio termico.....	96
5.1.2.15	Pompa elettrica.....	96
5.1.2.16	Tanica di accumulo.....	97
5.2	Strumentazione PIV.....	97
5.2.1	Particelle traccianti.....	98
5.2.2	Generatore laser.....	99
5.2.3	Braccio ottico.....	100
5.2.4	Dispositivo a moduli ottici.....	100
5.2.5	Telecamera di acquisizione.....	101
5.2.6	Sincronizzatore.....	101
<b>6</b>	<b>Metodo di analisi dei risultati.....</b>	<b>104</b>
6.1	Dominio di misura.....	104
6.2	Post-processing.....	105
6.2.1	Determinazione del campo di velocità.....	105
6.2.2	Valutazione del moto medio.....	106
6.2.3	Componenti di agitazione turbolenta.....	109
<b>7</b>	<b>Risultati delle prove sperimentali.....</b>	<b>111</b>
7.1	Perdite di carico indotte dalla piastra forata.....	112
7.1.1	Valutazione del coefficiente di contrazione.....	114
7.1.2	Effetto della cavitazione sul modello di orifizio.....	117
7.2	Campo di velocità.....	121
7.2.1	Moto medio.....	122
7.2.1.1	Caso non cavitativo.....	122
7.2.1.2	Caso cavitativo.....	125
7.2.1.3	Confronto.....	128
7.2.2	Fluttuazioni di velocità.....	129
7.2.2.1	Caso non cavitativo.....	130
7.2.2.2	Caso cavitativo.....	132
7.2.2.3	Confronto.....	134
7.2.3	Tensioni di Reynolds.....	135

7.2.3.1	Caso non cavitativo .....	136
7.2.3.2	Caso cavitativo .....	137
7.2.3.3	Confronto .....	138
7.3	Considerazioni in merito ai risultati ottenuti.....	142
<b>8</b>	<b>Conclusioni .....</b>	<b>144</b>
<b>9</b>	<b>Bibliografia .....</b>	<b>147</b>

# 1 Introduzione

## 1.1 Analisi del contesto

Le piastre forate vengono impiegate in una grande varietà di applicazioni industriali, le quali differiscono in base alle condizioni idrodinamiche ricercate e agli effetti fisico-chimici che si vogliono ottenere nel fluido trattato. È il caso ad esempio dei sistemi di condotte presenti nei reattori ad acqua pressurizzata delle centrali nucleari, dei compressori volumetrici utilizzati negli impianti di climatizzazione, dei sistemi di propulsione aerospaziale oppure dei trattamenti di disinfezione delle acque. Il flusso che viene sviluppato a seguito di questa tipologia di restringimento risulta caratterizzato da una forte turbolenza e dalla comparsa della cavitazione idrodinamica quando vengono raggiunte particolari condizioni di velocità e di pressione. In aggiunta, a seconda della geometria della piastra forata e delle condizioni al contorno a valle di essa, il campo di moto varia la sua topologia e, pertanto, anche i conseguenti effetti idrodinamici sul fluido.

I dispositivi ad orifizio consentono di rendere omogeneo e stabile un flusso disturbato dai bruschi cambiamenti di direzione e geometria della condotta, o semplicemente dalla presenza di installazioni nel suo percorso. Infatti, a monte dei misuratori di portata, utilizzati solitamente negli impianti idraulici, sono spesso installate queste piastre multiforate (*flow conditioners*) per attenuare le instabilità dovute alla forte turbolenza, in modo da evitare la registrazione di valori di portata non corretti. La costrizione del flusso operata da un orifizio consente la dissipazione dell'energia associata al moto del fluido, sottoforma di caduta di pressione, nelle

tubazioni in cui viene introdotta. Il restringimento di sezione determina una resistenza al moto, la cui entità è funzione delle sue dimensioni geometriche, nonché delle condizioni idrodinamiche del flusso. Le dissipazioni di energia si rendono necessarie, ad esempio, per bilanciare il carico energetico nei differenti tratti di un sistema di condotte in parallelo, oppure per ridurre l'eccessiva pressione in tubazioni in cui sono installati dispositivi a bassa tenuta idraulica. Come si può osservare dalla Figura 1.1 l'orifizio genera una caduta di pressione localizzata che viene recuperata solo parzialmente a valle della piastra forata. Quando il fluido raggiunge il restringimento di sezione subisce un'accelerazione per soddisfare la conservazione della massa, ed un contemporaneo abbassamento della pressione per la conservazione dell'energia (legge di Bernoulli).

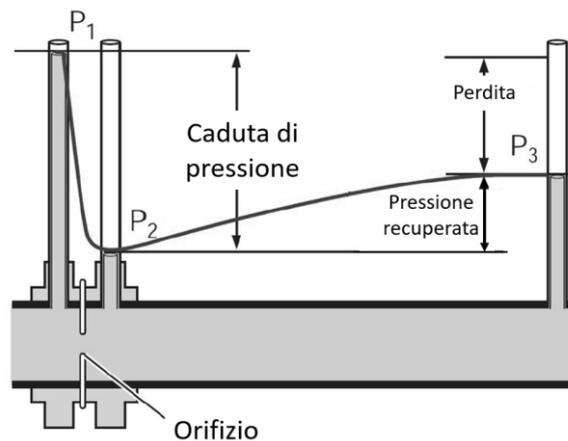


Figura 1.1: Illustrazione della perdita di pressione permanente provocata dall'orifizio [4].

La geometria dell'orifizio può modificare notevolmente i meccanismi di trasporto di massa e quantità di moto che si verificano nel fluido a valle del restringimento. L'entità di questo miscelamento turbolento varia in funzione di molte variabili, tra cui anche la presenza o meno di confinamento a valle della piastra forata. In questo lavoro di tesi verrà esaminato il caso di getto confinato.

Quando vengono raggiunte elevate velocità, e conseguenti forti cadute di pressione, il fluido che attraversa l'orifizio risulta soggetto alla cavitazione idrodinamica. Questo fenomeno è noto principalmente per i suoi intensi effetti negativi, quali rumore acustico, vibrazioni ed erosione delle superfici solide. Tuttavia, esistono casi in cui viene appositamente ricercato per sfruttarne in modo favorevole altri effetti quali onde d'urto, stress termici e stress fluidodinamici. Tali fenomeni fisici sono stati sperimentati ed analizzati per cercare di comprenderne gli aspetti positivi in riferimento a processi quali, ad esempio, la sintesi dei composti chimici e la disgregazione cellulare di microorganismi. La cavitazione idrodinamica rappresenta un metodo efficiente da un punto di vista energetico in confronto ad altre tecniche solitamente utilizzate per questo tipo di processi, e per tale motivo viene largamente studiata. La flessibilità offerta dalle piastre forate in termini di dimensioni, di numerosità e disposizione degli orifizi, consente di gestire in maniera semplice l'intensità della cavitazione e permette di ottimizzare il dispendio energetico necessario per raggiungere determinati effetti fisico-chimici nel fluido.

Le piastre forate sono attualmente oggetto di sperimentazione per la loro applicazione nel campo del trattamento delle acque, in particolare per la disinfezione microbiologica dell'acqua. A livello industriale si stanno studiando nuove metodologie di disinfezione alternative alle tradizionali tecniche basate sull'utilizzo di agenti chimici (ad es. clorazione) per l'inattivazione dei microorganismi patogeni. Questa esigenza nasce dalla necessità di diversificare le tecnologie disponibili per realizzare il medesimo processo di disinfezione, ed in particolare per ridurre la concentrazione di sottoprodotti nocivi, che si creano a seguito delle reazioni chimiche nelle tecniche tradizionali. In quest'ottica la cavitazione idrodinamica assume un ruolo importante grazie al suo potenziale come processo innovativo di disinfezione dell'acqua. La produzione di radicali liberi e gli stress idrodinamici provocati nel fluido possono indurre l'inattivazione microbica degli agenti patogeni presenti nell'acqua (ad es. batteri quali *Escherichia Coli*) e come risultato ridurre al massimo la concentrazione.

## 1.2 Quesito di ricerca e metodo di indagine

Nonostante il grande interesse ingegneristico che si ha nello studio dei flussi ad orifizio, sono pochi i lavori presenti nella letteratura scientifica per la caratterizzazione delle grandezze idrodinamiche in presenza di cavitazione, specialmente per ciò che riguarda la sua influenza sul campo di moto. Questo lavoro di tesi è volto a comprendere in che modo il fenomeno cavitativo modifichi il campo di velocità medio e l'entità della turbolenza a valle della piastra forata. È noto che le fluttuazioni di velocità in un fluido aumentano al crescere del regime di moto, il quale viene contraddistinto facendo riferimento al numero di Reynolds. Se tale parametro adimensionale viene tenuto costante, mentre viene variato il livello della cavitazione, è possibile osservare in che modo la cavitazione agisce sulle grandezze turbolente del flusso. È noto, inoltre, che i profili di velocità media di un getto in uscita da un orifizio hanno un andamento che dipende dal numero di  $Re$  fino a valori dello stesso pari a circa  $10^4$ . Superato questo limite il campo di velocità non varia più in funzione di questo parametro adimensionale. A  $Re$  costante, dunque, anche per il campo di moto medio si potranno discutere le eventuali variazioni dovute alla cavitazione idrodinamica.

L'indagine prevede anche lo studio delle perdite di carico indotte dal fenomeno ed il confronto con i dati sperimentali presenti in letteratura per piastre forate aventi diversi parametri geometrici. Vengono presi in considerazione due tipologie di orifizio (*thick* e *thin*) per il calcolo dei coefficienti di perdita e che si distinguono in funzione del comportamento idrodinamico all'interno dell'orifizio. L'entità della sezione contratta viene valutata mediante il coefficiente di contrazione, il quale viene calcolato utilizzando un modello teorico. L'adozione di un modello si rende necessaria in quanto non risulta possibile visualizzare sperimentalmente il flusso, internamente al foro, a causa dell'opacità delle piastre forate utilizzate. In aggiunta, l'adozione di un modello empirico disponibile in letteratura permetterà di valutare a quale tipologia di orifizio corrispondono le piastre forate adoperate nella sperimentazione di questo lavoro di tesi. Portando il flusso in regime cavitativo si

cercherà di valutare, mediante i coefficienti di perdita di carico ottenuti, il comportamento idrodinamico del flusso internamente alla piastra forata.

Le prove sperimentali sono condotte in un circuito idraulico di laboratorio in cui sono installati misuratori necessari per conoscere la portata nel circuito e per valutare la caduta di pressione localizzata indotta dalla piastra forata. L'impianto prevede, inoltre, un sistema di acquisizione ottico-laser (PIV) per la misura puntuale del campo di velocità nella regione immediatamente a valle dell'orifizio.

Nel seguito viene riportato uno schema concettuale che riassume lo sviluppo del quesito di ricerca e le principali conclusioni dedotte dal presente lavoro di Tesi.

### **1.3 Struttura della tesi**

Il Capitolo 1 descrive il moto di un fluido che attraversa un restringimento ad orifizio in regime non cavitante, al variare dei parametri geometrici del foro e delle condizioni idrodinamiche del flusso. Vengono inizialmente introdotte le principali nozioni teoriche riguardanti le formulazioni integrali e differenziali delle leggi di conservazione, utilizzate nella trattazione di questa tipologia di flusso. Viene poi mostrata la loro applicazione alla determinazione dei coefficienti di perdita di carico e alla descrizione del campo di moto a valle della piastra forata. Sempre in questo capitolo vengono riportati e discussi alcuni risultati disponibili in letteratura su questa tipologia di flusso.

Il Capitolo 1 approfondisce il fenomeno della cavitazione idrodinamica, con particolare riguardo alla sua dinamica di sviluppo, agli effetti indotti ed alla sua applicazione alla disinfezione dell'acqua. Viene inoltre fatta una discussione sulle definizioni del numero di cavitazione, ovvero il parametro adimensionale con cui viene quantificata l'intensità del fenomeno.



Il capitolo 1 introduce la tecnologia di misurazione PIV con l'approfondimento dei principi di funzionamento, quali il tracciamento del flusso e le modalità di acquisizione. Sono inoltre approfonditi i vari aspetti legati alla strumentazione necessaria al suo utilizzo e la procedura per la valutazione del campo di velocità.

Nel capitolo 1 viene riportata in maniera dettagliata la configurazione sperimentale di laboratorio adottata nel presente lavoro di tesi, e che ha permesso di esaminare le caratteristiche idrodinamiche del flusso in uscita dalla piastra forata. I componenti dell'impianto vengono descritti secondo le loro specifiche tecniche e secondo la loro funzione all'interno dell'assetto sperimentale.

Il capitolo 1 spiega la metodologia seguita per determinare il campo di moto medio e le fluttuazioni di velocità a partire dai risultati delle misure PIV. Viene inoltre indicata l'ampiezza del dominio di acquisizione ed il sistema di riferimento adottato per definire i punti del campo misurato.

Nel capitolo 7 vengono riportati e discussi i risultati della sperimentazione per ciò che riguarda l'andamento delle perdite di carico al variare del regime cavitativo per i differenti diametri dell'orifizio esaminati. Sempre in questo ultimo capitolo vengono riportati i risultati delle misure PIV confrontando i campi di velocità in presenza ed in assenza di cavitazione.



## **2 Moto in un restringimento ad orifizio non cavitante**

Questo capitolo descrive il comportamento del flusso in un restringimento ad orifizio al variare dei parametri geometrici e delle condizioni idrodinamiche. Lo studio si focalizza sulle perdite di carico generate da questo tipo di costrizione e sul campo di moto del getto da essa determinato.

Si è deciso di sviluppare la trattazione seguendo due approcci: il primo considera le formulazioni integrali delle leggi di conservazione (massa, quantità di moto ed energia) per la stima delle cadute di carico provocate dal restringimento, mentre il secondo, di natura sperimentale, analizza il comportamento locale del flusso in modo simile alle formulazioni differenziali del bilancio della quantità di moto per descrivere il campo di velocità in presenza della turbolenza. La parte iniziale del capitolo fornisce, dunque, le principali considerazioni teoriche e le formulazioni adoperate nella trattazione.

Successivamente, vengono ripresi alcuni studi, presenti in letteratura, sulla valutazione delle perdite di energia in funzione di due differenti modelli di orifizio, individuati a partire dai parametri geometrici e dalle condizioni fluidodinamiche (ad es. la separazione ed il riattacco della vena fluida). Verrà fatto, inoltre, un confronto fra le dissipazioni ottenute nelle piastre multiforate e in quelle a singolo orifizio.

L'ultima parte del capitolo riguarda, invece, il campo di moto a valle dell'orifizio, con l'analisi delle osservazioni sperimentali disponibili in letteratura per getti caratterizzati dalla presenza e dall'assenza di confinamento.

## **2.1 Formulazione integrale delle leggi di conservazione**

### **2.1.1 Approccio alla descrizione del moto**

La dinamica di un fluido può essere descritta in termini temporali sotto due punti di vista: l'approccio lagrangiano e l'approccio euleriano. Il primo utilizza una descrizione basata sulla traiettoria della particella di fluido, la cui posizione viene individuata a partire dalle sue coordinate iniziali (solidali alla particella) e le cui proprietà fisiche vengono analizzate lungo il percorso da essa tracciato. Si tratta dunque di un approccio in cui le variabili sia spaziali che temporali risultano essere dipendenti dalle condizioni iniziali. L'approccio euleriano, invece, adotta una descrizione basata sulla valutazione dell'atto di moto in una specifica sezione, senza dunque seguire la particella lungo la sua traiettoria. Il sistema di riferimento in questo secondo caso è fisso nello spazio, quindi solidale con un osservatore esterno e/o con la camera di prova in cui scorre il flusso. Nell'approccio euleriano, dunque, le variabili risultano indipendenti dalle condizioni iniziali del moto e la variazione delle proprietà fisiche del fluido viene valutata in una ben precisa sezione.

Le equazioni di conservazione possono essere sviluppate adoperando entrambi gli approcci, ma si preferisce seguire la descrizione euleriana del moto per ovvie questioni dettate dalla difficoltà di analizzare la traiettoria delle particelle di fluido. Inoltre, le tecniche di misura adottate forniscono dati coerenti con le formulazioni euleriane del campo di moto.

### 2.1.2 Conservazione della massa

La legge di conservazione della massa, o equazione di continuità, esprime il principio secondo cui la variazione della massa contenuta in un volume finito  $W$  fluido eguaglia la differenza tra i flussi di massa entranti e quelli uscenti dal volume considerato attraverso la sua superficie di contorno  $\Omega$ . Tale principio vale per qualunque massa fluida in movimento e comporta un legame tra i caratteri cinematici del processo di moto (velocità  $\mathbf{V}$ ) e la densità  $\rho$  del fluido. La (2.1) rappresenta la forma integrale dell'equazione di continuità.

$$\int_{\Omega} \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} d\Omega = \int_W \frac{\partial \rho}{\partial t} dW \quad (2.1)$$

Come accade solitamente nella pratica, il fluido può essere considerato incomprimibile ( $\rho = \text{cost}$ ) e pertanto l'equazione si può scrivere in maniera più semplice secondo la (2.2).

$$\int_{\Omega} \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} d\Omega = \int_{\Omega} V_n d\Omega = 0 \quad (2.2)$$

La (2.2) indica che risulta nullo il flusso della velocità attraverso una qualunque superficie chiusa. Detta  $dQ = V_n d\Omega$  la portata elementare attraverso l'area elementare  $d\Omega$ , e suddividendo l'intera superficie di contorno  $\Omega$  secondo le sezioni alle quali la velocità risulta ortogonale, la (2.2) si modifica nella (2.3).

$$\int_{\Omega} V_n d\Omega = \int_{\Omega_e} V_n d\Omega + \int_{\Omega_u} V_n d\Omega = Q_e - Q_u = 0 \quad (2.3)$$

La (2.3) indica che, per un fluido incomprimibile, e per una qualsiasi superficie chiusa, la portata che transita nel volume  $W$  rimane costante.

### 2.1.3 Conservazione della quantità di moto

Ricorrendo ad una trattazione globale delle condizioni di moto di un volume finito di fluido, è possibile ricavare una legge che permette di ricondurne il problema dinamico ad un problema di equilibrio statico. Si tratta dell'equazione di conservazione della quantità di moto, anche definita come *equazione globale dell'equilibrio dinamico*, che risulta espressa dalla formulazione (2.4).

$$\int_W \rho \mathbf{F} dW + \int_{\Omega} \Phi_{\mathbf{n}} d\Omega + \int_{\Omega} \rho V_n \mathbf{V} d\Omega - \int_W \frac{\partial(\rho \mathbf{V})}{\partial t} dW = 0 \quad (2.4)$$

Questa equazione deve essere soddisfatta per ogni volume del campo del fluido in moto e presuppone già verificata in essa l'equazione di continuità. In termini più sintetici è possibile riscriverla nella (2.5).

$$\mathbf{G} + \mathbf{\Pi} + \mathbf{M}_1 - \mathbf{M}_2 + \mathbf{I} = 0 \quad (2.5)$$

L'equazione indica che la quantità di moto di un sistema isolato rimane costante nel tempo e che per un qualunque volume finito di fluido in moto è nulla la risultante delle seguenti forze: forza di massa  $\mathbf{G}$ , risultante  $\mathbf{I}$  delle inerzie locali, spinta  $\mathbf{\Pi}$  esercitata dall'esterno sulla superficie di contorno, quantità di moto  $\mathbf{M}_1$  posseduta dalla massa entrante nel volume nell'unità di tempo, e quantità di moto  $\mathbf{M}_2$  posseduta dalla massa uscente. Considerando il fluido incomprimibile ( $\rho = \text{cost}$ ) ed ammettendo il moto permanente ( $\mathbf{I} = 0$ ) si ottiene la relazione (2.6), di particolare interesse per la soluzione di numerosi problemi pratici.

$$\mathbf{G} + \mathbf{\Pi} + \mathbf{M}_1 - \mathbf{M}_2 = 0 \quad (2.6)$$

È importante sottolineare che tale formulazione, dato il modo in cui è stata dedotta, non ha limiti di impiego e vale per moti sia in regime laminare che turbolento.

#### **2.1.4 Teorema di Bernoulli**

Un fluido che intercetta un brusco cambiamento di sezione risulta soggetto ad un aumento di velocità e ad una diminuzione di pressione. Tale dinamica risulta ben chiara se si osserva l'equazione di Bernoulli (2.7), in cui il moto medio del fluido viene descritto dalla costanza della somma di tre termini legati alla sua energia potenziale, a quella cinetica e a quella di pressione. L'entità complessiva di questo trinomio risulta invariata lungo una linea di flusso ed unicamente nel caso di fluido ideale incomprimibile, in moto stazionario e in un sistema in cui non si verificano scambi di massa con l'esterno. Dato che la portata viene definita come il prodotto tra la velocità del flusso e l'area della sezione attraversata, è chiaro che in un moto permanente una variazione di sezione determina un cambiamento nella velocità del fluido (Figura 2.1). Pertanto, considerando invariato il termine potenziale dell'equazione, se si aumenta ad esempio il termine legato alla velocità si avrà come effetto indotto una riduzione del contributo fornito dalla pressione.

$$H = \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + h = \text{cost} \quad (2.7)$$

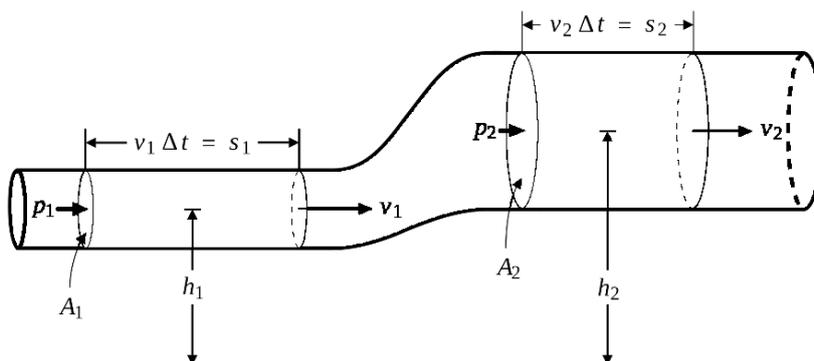


Figura 2.1: Illustrazione della legge di Bernoulli per un fluido perfetto.

Prendendo in esame un fluido reale, invece, occorre considerare gli attriti interni al fluido legati alla sua viscosità, e gli effetti turbolenti generati dalla presenza nel sistema di cambiamenti di sezione e di variazioni di traiettoria. Scrivendo la (2.7) in due punti interni al campo di moto, il carico energetico tra essi non si mantiene più costante e si evidenzia una differenza (2.8) dovuta alle perdite di energia operata dai fattori prima citati (viscosità e turbolenza).

$$H_1 - H_2 = \Delta H \quad (2.8)$$

## 2.2 Formulazione differenziale del campo di moto

### 2.2.1 Equazione di Navier-Stokes

Il moto di un fluido reale, o viscoso, è descritto dall'equazione indefinita di equilibrio nota comunemente sotto il nome di equazione di Navier-Stokes (2.9).

$$\rho \left( \mathbf{F} - \frac{D\mathbf{V}}{Dt} \right) = \nabla p - \mu \nabla^2 \mathbf{V} - \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot \mathbf{V}) \quad (2.9)$$

Questa relazione si basa sull'ipotesi della linearità fra sforzi e velocità di deformazione di un volume unitario di fluido, e risulta essere la formalizzazione matematica di tre principi fisici che dominano il comportamento dinamico di un fluido continuo e deformabile, ovvero: la conservazione della massa, la conservazione della quantità di moto e la conservazione dell'energia interna. La forma complicata di questa equazione alle derivate parziali non lineari ne rende molto difficile la soluzione, nel caso si debba tenere in conto tutti i termini in essa contenuti, ovvero quelli legati all'inerzia e alle resistenze viscosse. La complicazione aumenta quando si studia un moto turbolento, in cui la velocità presenta componenti diverse nell'intorno di qualsiasi punto, anche se il moto medio risulta essere stazionario. La natura aleatoria delle variabili che entrano in gioco nella (2.9) suggerisce la possibilità di tentare la via dell'indagine statistica per la sua risoluzione.

L'equazione di N-S (2.9) permette di descrivere il flusso in maniera locale, ovvero punto per punto, e per tale motivo si associa bene alle interpretazioni dei risultati PIV (Capitolo 1, Paragrafo 7.2).

### **2.2.2 Caratteristiche del regime turbolento**

Un flusso turbolento, in generale, è caratterizzato per definizione da fluttuazioni di velocità rispetto al suo valore medio nel tempo, e tali da avere una frequenza crescente all'aumentare del numero di Reynolds. La quantificazione e la previsione di tali oscillazioni risulta complicata a causa della forte natura caotica che caratterizza tale regime di moto (Figura 2.2), sia nel tempo che nello spazio, e a causa della contemporanea presenza di differenti scale spaziali che compongono il moto turbolento nel suo complesso.

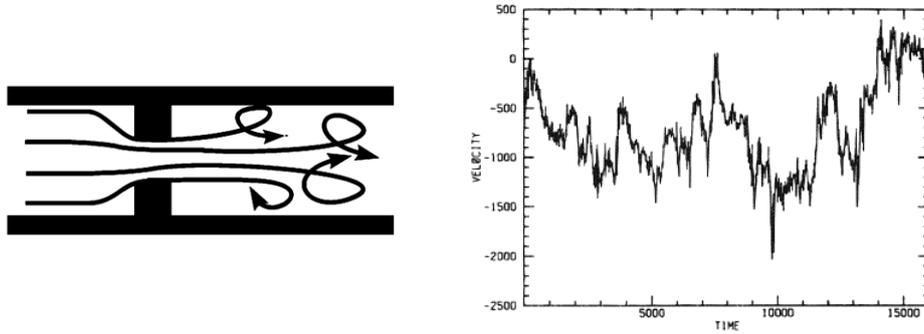


Figura 2.2: Andamento della velocità in un moto turbolento ed illustrazione delle traiettorie turbolente seguite a valle di una costrizione del flusso.

All'aumentare di  $Re$  la turbolenza si sviluppa con la creazione di scale di moto sempre più piccole a partire da quelle maggiori, le quali risultano avere una dimensione dettata dalle condizioni al contorno del sistema in cui il fluido si muove. Le fluttuazioni diventano di conseguenza sempre più elevate quanto più piccole risultano essere le entità turbolente che interessano il flusso. Tali strutture vorticosi operano dunque su differenti scale e danno un carattere fortemente diffusivo al moto turbolento, causando il notevole trasporto di quantità di moto rispetto a quanto avviene nel moto laminare, in cui tali entità non si sviluppano.

La turbolenza è un fenomeno continuo fortemente dissipativo in cui l'energia associata al moto medio del fluido subisce un trasporto che segue un modello che può essere definito *a cascata* (Kolmogorov, 1941): a seguito di alcune instabilità presenti nel flusso l'energia cinetica propria della corrente viene assorbita dalle scale grandi e successivamente ceduta in maniera graduale a quelle minori (Figura 2.3), fino a che non viene dissipata sottoforma di calore dalle azioni viscosi che dominano le scale minime, definite appunto scale dissipative o *scale di Kolmogorov*.

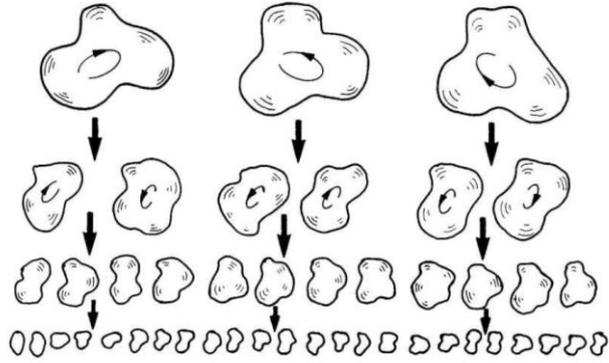


Figura 2.3: Illustrazione della cascata di energia operata dai vortici presenti alle differenti scale spaziali.

Le fluttuazioni di velocità in un moto turbolento sono intrinsecamente tridimensionali in quanto la natura delle entità vorticosi che si generano in tale regime risulta essere anch'essa di tipo spaziale. Si può immaginare la turbolenza in campo bidimensionale solamente adottando un approccio di tipo statistico all'analisi del fenomeno. È importante sottolineare il fatto che il valor medio nel tempo delle componenti di agitazione turbolenta risulta essere nullo se si ragiona in termini statistici. Ciò risulta interpretabile dal punto di vista fisico con il fatto che queste fluttuazioni di velocità, nel complesso, non forniscono alcun contributo al trasporto di massa operato dal moto, ovvero che la turbolenza non ha alcun effetto sull'equazione di continuità.

### 2.2.3 Decomposizione di Reynolds

Come detto in precedenza (Paragrafo 2.2.2), in un flusso turbolento, al moto medio viene a sovrapporsi un moto disordinato di agitazione che modifica istante per istante le traiettorie delle particelle di fluido. Risulta dunque spontaneo, ragionando in senso statistico, considerare la velocità istantanea  $\mathbf{V}$  come somma del termine medio  $\mathbf{V}_m$  e di uno scostamento  $\mathbf{v}'$  da esso (Figura 2.4), secondo la (2.10).

$$\mathbf{v} = \mathbf{V}_m + \mathbf{v}' = \begin{bmatrix} U_m + u' \\ V_m + v' \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

In questa relazione  $\mathbf{v}'(u'(x,y,t); v'(x,y,t))$  è definita come la *componente di agitazione* della velocità e risulta essere, oltre che una funzione del campo, anche funzione del tempo e quindi variabile tra due istanti successivi. La relazione (2.10) appena vista è nota sotto il nome di *decomposizione di Reynolds* e può essere applicata a qualsiasi altra grandezza fisica, scalare o vettoriale, che sia funzione dei punti del campo e del tempo (ad es. la pressione).

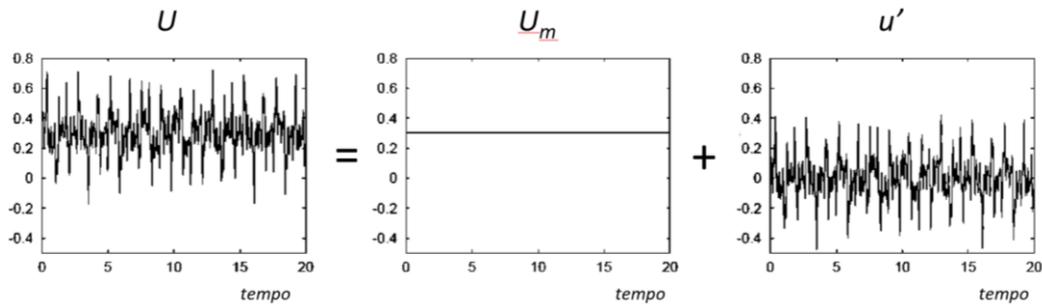


Figura 2.4: Illustrazione della decomposizione di Reynolds.

A partire dal campo di velocità istantaneo ottenuto grazie alle misure PIV (Capitolo 1), e mediante la (2.10), sarà possibile determinare le caratteristiche turbolente e medie del moto.

### 2.2.4 Equazioni di N-S mediate: RANS

L'equazione di Navier-Stokes (2.9) scritta per un fluido incomprimibile si trasforma nella (2.11) qui riportata.

$$\rho \left( \mathbf{F} - \frac{D\mathbf{V}}{Dt} \right) = \nabla p - \mu \nabla^2 \mathbf{V} \quad (2.11)$$

Riscrivendo la (2.11) adottando la notazione di Einstein si ottiene la (2.12).

$$\frac{\partial V_j}{\partial t} + v_i \frac{\partial V_j}{\partial x_i} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 V_j}{\partial x_i^2} + F \quad (2.12)$$

Sviluppando questa relazione semplificata (2.12) seguendo l'approccio basato sulla sostituzione delle grandezze interessate (velocità e pressione) secondo la loro decomposizione di Reynolds (2.10), e mediando successivamente nel tempo i vari termini differenziali, si ottiene l'equazione (2.13).

$$\frac{\partial \bar{V}_j}{\partial t} + \bar{V}_i \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \nu \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} - \overline{v_i v_j} \right) + F \quad (2.13)$$

La (2.13) è nota come l'equazione di N-S mediata alla Reynolds (RANS) e considera solamente i valori medi temporali delle grandezze fisiche del fluido in movimento.

#### **2.2.4.1 Tensore degli sforzi di Reynolds**

Osservando la (2.13) si nota un termine aggiuntivo rispetto alla legge di bilancio della quantità di moto iniziale (2.12). Al secondo membro, infatti, oltre agli sforzi normali e tangenziali viscosi, si ha un termine non lineare in più che rappresenta le tensioni turbolente, definite dal prodotto delle componenti di fluttuazione della velocità. Questo prodotto identifica un tensore simmetrico degli sforzi (2.14) le cui componenti sono chiamate *tensioni di Reynolds*.

$$\tau_{ij,turb} = -\rho \overline{v'_i v'_j} \quad (2.14)$$

L'agitazione turbolenta, favorendo un rapido e continuo mescolamento delle particelle di fluido, tende a provocare una certa resistenza al moto a causa del trasporto della quantità di moto. Vicino alla parete di una condotta in cui si ha un gradiente di velocità positivo lungo la direzione del flusso ( $\partial U_m / \partial y > 0$ ), la tensione tangenziale risulta essere generalmente negativa, per soddisfare la condizione di aderenza alla parete, e pertanto sottrae energia cinetica al moto medio. Ciò deriva dal fatto che il prodotto tra le componenti di fluttuazione della velocità individua una certa cross-correlazione dei dati sperimentali (Figura 2.5) in cui si osservano con maggiore probabilità valori positivi della componente lungo la direzione del flusso ( $u' > 0$ ) per valori negativi della componente nella direzione ad essa normale ( $v' < 0$ ), oppure nel modo contrario ( $u' < 0$  per  $v' > 0$ ).

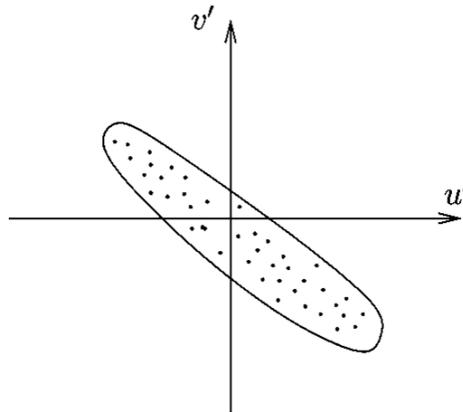


Figura 2.5: Diagramma a punti che indica la cross-correlazione delle componenti di fluttuazione della velocità.

Questa cross-correlazione si comprende meglio se si prende in considerazione un profilo di velocità media  $U_m$  nella direzione del moto (Figura 2.6) avente  $\partial U_m / \partial y > 0$ :

una particella A di fluido con una fluttuazione verticale  $v' > 0$  sale portandosi dietro una velocità  $U_m$  minore rispetto alla velocità media dello strato dove arriva e pertanto ne risulta una fluttuazione negativa  $u' < 0$ . Al contrario, una particella B con  $v' < 0$  si sposta in basso portandosi una velocità  $U_m$  maggiore di quella che si ha nello strato di arrivo e di conseguenza ne risulta  $u' > 0$ .

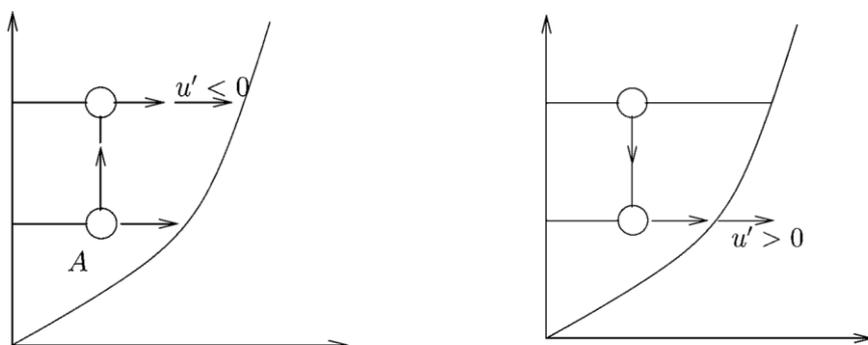


Figura 2.6: Significato fisico della cross-correlazione, illustrato su un profilo medio di velocità lungo la direzione del flusso.

Questo continuo scambio di quantità di moto determina in generale un appiattimento del profilo di velocità (Figura 2.7), e dunque, la tensione tangenziale di Reynolds rappresenta una resistenza aggiuntiva al flusso, determinata appunto agli scambi di quantità di moto caratteristici del fenomeno turbolento.

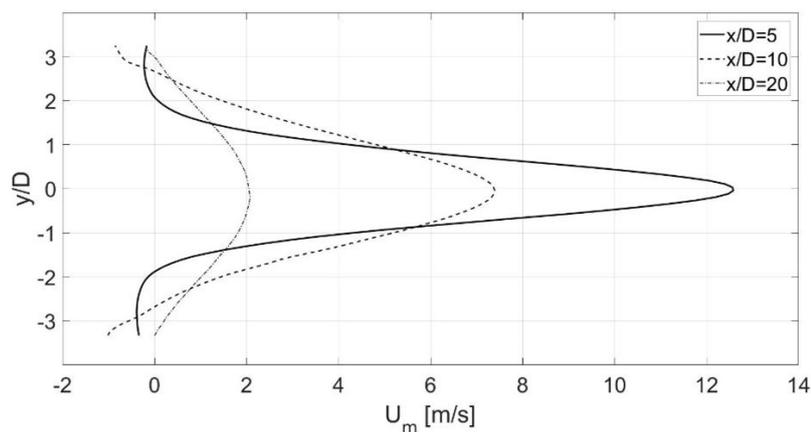


Figura 2.7: Appiattimento del profilo di velocità in un getto per il continuo scambio di quantità di moto operato dalla turbolenza.

Nel caso del presente lavoro di tesi, avendo a disposizione un campo di velocità bidimensionale ottenuto dalle misure PIV (Capitolo 1), solamente tre delle componenti del tensore (2.14) possono essere scritte. Queste tensioni sono calcolate mediante la (2.15), la quale utilizza una formulazione discreta avendo a disposizione un numero finito  $N$  di campi di velocità.

$$\begin{aligned}\tau_{xx} &= \rho \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left( u'_i(x, y) \cdot u'_i(x, y) \right) \\ \tau_{yy} &= \rho \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left( v'_i(x, y) \cdot v'_i(x, y) \right) \\ \tau_{xy} &= \rho \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left( u'_i(x, y) \cdot v'_i(x, y) \right)\end{aligned}\tag{2.15}$$

Le prime due componenti  $\tau_{xx}$  e  $\tau_{yy}$  sono, rispettivamente, le tensioni normali nella direzione del flusso e nella direzione ad essa ortogonale, mentre l'ultima componente  $\tau_{xy}$  rappresenta la tensione tangenziale.

## 2.3 Formulazioni integrali applicate alla perdita di carico nell'orifizio

Le considerazioni in merito alle dissipazioni di energia causate dalla costrizione della corrente vengono fatte sulla base del coefficiente di perdita di carico, ricavato a partire dalle equazioni integrali delle leggi di conservazione introdotte al Paragrafo 2.1 e definito dalle relazioni (2.16) e (2.17), rispettivamente per la condotta ( $K_{Lp}$ ) e per l'orifizio ( $K_{Lh}$ ).

$$K_{Lp} = \frac{P_1 - P_2}{1/2\rho V_p^2} \quad (2.16)$$

$$K_{Lh} = K_{Lp} \left( \frac{A_h}{A_p} \right)^2 \quad (2.17)$$

L'andamento di tale parametro di analisi viene valutato in funzione di variabili sia di tipo geometrico che di tipo idraulico. I parametri geometrici significativi presi in considerazione sono la porosità, ovvero il rapporto fra l'area forata e l'area totale della piastra  $A_h/A_p$ , ed il rapporto tra lo spessore della piastra ed il diametro dell'orifizio  $t/d$ . Le variabili di tipo idraulico di riferimento risultano essere la caduta di pressione  $(P_1-P_2)$  ed il numero di Reynolds relativo alla corrente nella condotta  $Re_p$ , al quale viene in aggiunta introdotto, per questo particolare tipo di flusso, quello riferito al foro  $Re_h$  che risulta calcolato con la velocità raggiunta al suo interno.

### 2.3.1 Modelli di orifizio per il calcolo del coefficiente di perdita

I parametri geometrici di una piastra forata possono modificare in parte i valori del coefficiente di perdita, in quanto il campo di moto del getto che si sviluppa da questa tipologia di restringimento si modifica in relazione al comportamento della vena fluida internamente all'orifizio. Infatti, un liquido che nel suo scorrimento intercetta un restringimento circolare subisce una contrazione graduale della sua sezione fino a raggiungere un punto in cui questa contrazione si arresta ed in cui la vena fluida viene ad assumere un'area inferiore a quella del foro attraversato (*sezione contratta*). Oltre questa sezione, il getto inizia ad espandersi e, a seconda dello spessore della piastra forata, si ha la possibilità che la vena fluida assuma un'area di flusso coincidente con quella dell'orifizio.

Pertanto, si possono sviluppare due differenti modelli per la valutazione del coefficiente di dissipazione in funzione del verificarsi o meno del riattacco della vena fluida alle pareti del foro attraversato. Questa condizione risulta dettata dal

rapporto  $t/d$  dell'orifizio: più grande è tale rapporto e maggiore risulta essere la possibilità che il riattacco del flusso si verifichi. In Figura 2.8 ed in Figura 2.9 sono riportati i due casi particolari.

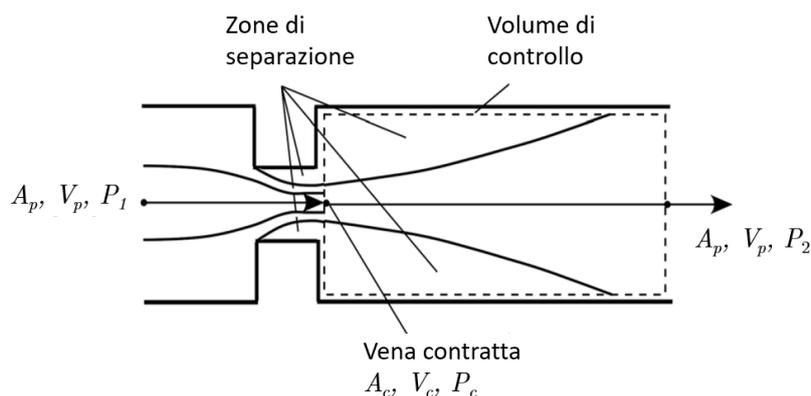


Figura 2.8: Modello senza riattacco (piastra sottile) [15].

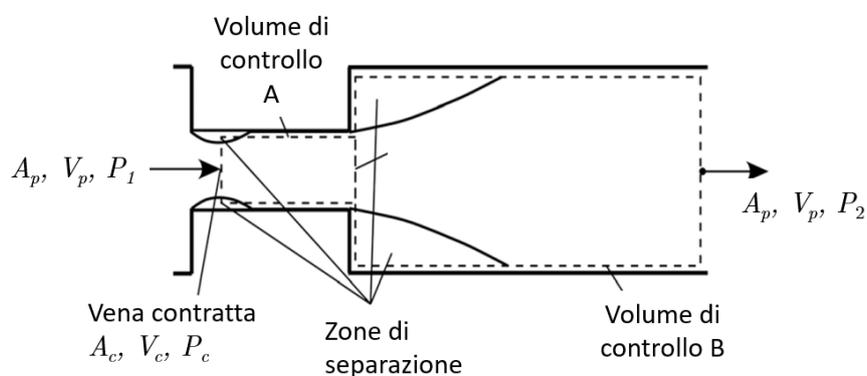


Figura 2.9: Modello con riattacco (piastra spessa) [15].

In assenza di cavitazione, utilizzando l'equazione di continuità, la legge di Bernoulli e l'equazione globale, per un certo volume di controllo nei due modelli di riattacco della vena fluida, è possibile determinare il coefficiente di perdita nei due casi. In

questo modo si ottiene la dipendenza di questo coefficiente dalle condizioni geometriche del restringimento.

Considerando un flusso incomprimibile attraverso un orifizio, la legge di conservazione della massa impone l'uguaglianza (2.18).

$$V_p A_p = V_c A_c = V_h A_h \quad (2.18)$$

In questa relazione,  $V_p$  è la velocità media<sup>1</sup> nella condotta,  $V_c$  la velocità media nella sezione contratta e  $V_h$  quella nell'orifizio. Occorre notare che  $V_c$  risulta essere maggiore di  $V_h$  per via del volume d'acqua stagnante nelle zone di ricircolo attorno alla vena contratta.

A questo punto, l'analisi che porta alla determinazione del coefficiente di perdita avviene in maniera differente per i due modelli di riattacco.

### **2.3.1.1 Piastra senza riattacco (thin model)**

Nel caso in cui la vena fluida si mantenga ridotta rispetto alla sezione del foro lungo tutto il suo spessore (Figura 2.8), ovvero quando si tratta di una piastra sufficientemente sottile, la conservazione dell'energia tra un punto preso sulla sezione della condotta ed uno sulla sezione contratta si scrive nel modo seguente:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_p^2 = P_c + \frac{1}{2}\rho V_c^2 \quad (2.19)$$

Dove  $P_1$  rappresenta la pressione a monte dell'orifizio e  $P_c$  quella in corrispondenza della sezione contratta.

---

<sup>1</sup> Si intende la media sulla sezione della distribuzione di velocità.

Scrivendo poi l'equazione di conservazione della quantità di moto nella sola direzione di espansione del getto, assumendo come volume di controllo quello individuato in Figura 2.8 e trascurando le forze di campo, si ottiene la

(2.20).

$$P_c A_p - P_2 A_p = \rho (V_p^2 A_p - V_c^2 A_c) \quad (2.20)$$

Combinando le relazioni appena viste, si ricava la (2.21) che fornisce il coefficiente di perdita  $K_{LD}$  per il caso di orifizio senza riattacco.

$$K_{LD} = \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho V_h^2} = \left( \frac{1}{\alpha} - \frac{A_h}{A_p} \right)^2 \quad (2.21)$$

In cui  $\alpha$  risulta essere il coefficiente di contrazione calcolato come rapporto fra l'area trasversale della vena contratta e l'area del foro ( $A_c/A_h$ ). È possibile stimare  $\alpha$  mediante la seguente relazione (2.22) [2].

$$\frac{1}{\alpha} = 1 - \frac{2}{\pi} \left( \frac{1}{\alpha} \frac{A_p}{A_h} \right) \left( 1 - \left( \alpha \frac{A_p}{A_h} \right)^2 \right) \tan^{-1} \left( \alpha \frac{A_p}{A_h} \right) \quad (2.22)$$

### 2.3.1.2 Piastra con riattacco (thick model)

Se si considera, invece, una piastra sufficientemente spessa, avviene il riattacco internamente al foro ed il getto a valle si modifica rispetto al caso visto in precedenza. Occorre tenere conto della resistenza dovuta all'attrito tra il fluido e le pareti dell'orifizio, e pertanto, la conservazione della quantità di moto viene scritta in due regioni distinte: la prima viene individuata nel volume di controllo delimitato dalla sezione contratta e dalla sezione terminale del foro; la seconda

risulta essere la zona di espansione del getto a partire dalla sezione terminale dell'orifizio. Applicando dunque l'equazione globale si ottengono le due relazioni (2.23) e (2.24) di seguito riportate.

$$P_c A_h - P_h A_h = \rho(V_h^2 A_h - V_c^2 A_c) \quad (2.23)$$

$$P_h A_p - P_2 A_p = \rho(V_p^2 A_p - V_h^2 A_h) \quad (2.24)$$

Combinando l'equazione di continuità (2.18), la legge di Bernoulli (2.19) e le due appena viste, si ottiene il coefficiente di perdita  $K_{LA}$  nella configurazione in cui si verifica il riattacco della vena fluida, definito dalla (2.25) in funzione della porosità della piastra e del coefficiente di contrazione.

$$K_{LA} = \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho V_h^2} = 2 \left( 1 - \frac{1}{\alpha} - \frac{A_h}{A_p} \right) + \frac{1}{\alpha^2} + \left( \frac{A_h}{A_p} \right)^2 \quad (2.25)$$

### 2.3.2 Osservazioni sperimentali in letteratura

Alcuni dati sperimentali presenti in letteratura ([29] [30] [15] [11]), ottenuti su piastre multiforate e a singolo foro, mostrano l'andamento delle perdite di carico nell'orifizio adottando il coefficiente  $K_{Lh}$  definito dalla (2.17).

Per un fissato rapporto  $A_h/A_p$ , il coefficiente  $K_{Lh}$  risulta diminuire rapidamente con l'aumento del rapporto spessore/diametro del foro nel range compreso tra  $0 < t/d < 1.5$ , come si evince dal grafico in Figura 2.10. Per valori di  $t/d$  superiori si nota un leggero aumento del coefficiente a causa delle perdite per attrito che si verificano a seguito all'interazione tra fluido e pareti del foro quando avviene il riattacco. È importante sottolineare il fatto che il punto di riattacco non rimane fisso, ma risulta oscillare internamente al foro per via della forte instabilità che caratterizza l'idrodinamica della vena fluida, nonostante venga mantenuto costante il regime di moto.

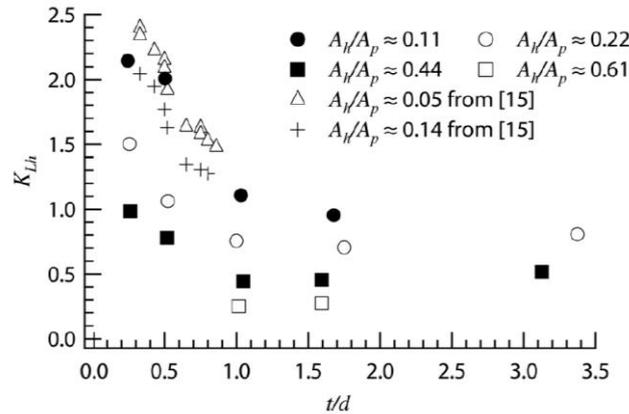


Figura 2.10: Andamento del coefficiente di perdita in funzione sia del rapporto tra spessore/diametro del foro e sia della porosità della piastra. I punti indicano sia valori per piastra a singolo foro che multiforata [15].

### 2.3.2.1 Andamento della perdita di carico nei due modelli geometrici

I modelli teorici di piastra sottile  $K_{LD}$  e di piastra spessa  $K_{LA}$ , rappresentano i limiti superiore ed inferiore del campo di valori che il coefficiente di perdita effettivo  $K_{Lh}$  può assumere per tutte le altre configurazioni geometriche della piastra forata. All'aumentare di  $A_h/A_p$ , e mantenendo costante il rapporto  $t/d$ , il coefficiente si riduce in maniera pressoché lineare, come è possibile osservare nel grafico in Figura 2.11.

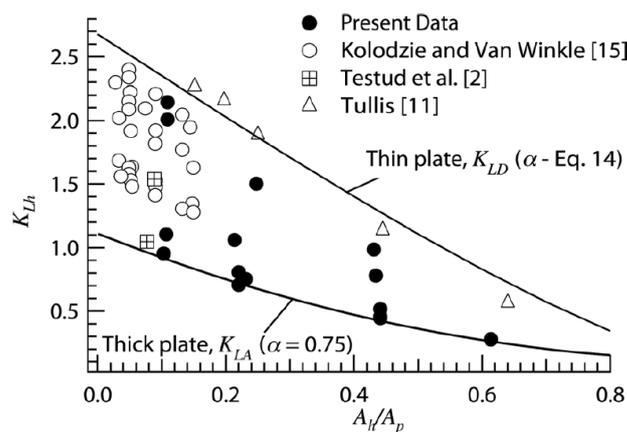


Figura 2.11: Coefficiente di perdita in funzione della porosità della piastra sia in presenza che in assenza di riattacco [15].

Basandosi sui dati sperimentali ottenuti nel loro studio sulle perdite di carico in piastre multiforate, *Maynes et al.* [15] hanno proposto un modello empirico, definito dalla (2.27), per valutare l'andamento del coefficiente di perdita effettivo nell'orifizio rispetto a quello teorico ricavato per le due tipologie di piastra (*thin* e *thick*) discusse in precedenza (Paragrafo 2.3.1).

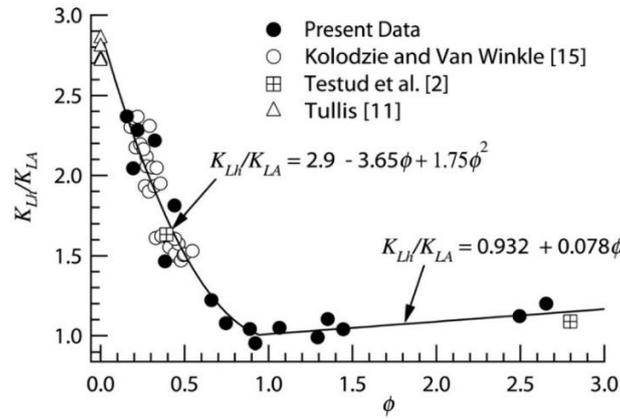


Figura 2.12: Modello empirico per il calcolo del rapporto fra il coefficiente di perdita effettivo e quello teorico, in funzione del parametro geometrico  $\Phi$  [15].

Le formulazioni proposte considerano un parametro geometrico  $\Phi$  definito mediante la (2.26), il quale risulta assumere valori  $\Phi \leq 0.95$  per il modello di piastra *thin*, e  $\Phi > 0.95$  per il modello *thick*.

$$\Phi = \frac{t}{d} \left( \frac{A_h}{A_p} \right)^{1/5} \quad (2.26)$$

$$\frac{K_{Lh}}{K_{LA}} = F(\Phi) = \begin{cases} 2.9 - 3.65\Phi + 1.75\Phi^2 & \text{per } \Phi \leq 0.95 \\ 0.932 + 0.078\Phi & \text{per } \Phi > 0.95 \end{cases} \quad (2.27)$$

Figura 2.12 mostra come tale modello operi una buona approssimazione dei dati presenti in letteratura ([29] [15] [11] [31]) sia per piastre a singolo orifizio che per quelle multiforate. Si osserva una forte riduzione del rapporto  $K_{Lh}/K_{LA}$  per valori crescenti di  $\Phi$  nel dominio relativo al modello *thin*, mentre per piastre *thick* il rapporto mostra un leggero incremento all'aumentare di  $\Phi$ .

La numerosità e la disposizione dei fori in una piastra modificano l'entità delle perdite di carico generate. Il coefficiente di perdita diminuisce all'aumentare del numero di orifizi in quanto le zone di ricircolo che si creano attorno al getto, in uscita dal foro, risultano diminuire di dimensione al crescere del numero di fori. La disposizione delle aperture di una piastra ha un certo effetto sul coefficiente di perdita ma resta comunque di minore entità rispetto alla numerosità degli orifizi [14].

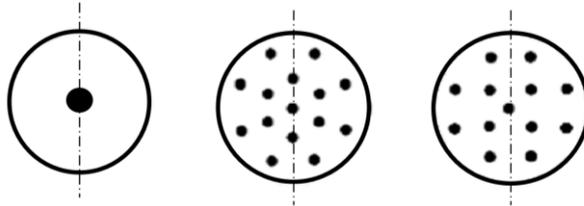


Figure 2.1 Esempio di disposizione dei fori in un dispositivo ad orifizio.

Ai fini del presente lavoro di tesi viene dunque giustificata la scelta di operare la sperimentazione per la caratterizzazione del campo di moto del getto, in presenza ed in assenza della cavitazione idrodinamica, per la sola piastra a singolo orifizio, in quanto, appunto, la caduta di pressione generata e le zone di ricircolo risultano di maggior entità rispetto alla piastra multiforata. Tale scelta è stata fatta anche in relazione alla difficoltà di misurare, mediante la tecnica PIV (Capitolo 1), il campo di moto a valle di piastre multiforate. In aggiunta, le piastre multiforate non consentono di avere un flusso 2D medio, in quanto non è presente in esse un piano di simmetria necessario alle misure con PIV planare.

### 2.3.2.2 Influenza delle condizioni fluidodinamiche

Le cadute di pressione dovute alle costrizioni ad orifizio dipendono, oltre che dai fattori geometrici visti nel paragrafo precedente, anche dall'entità della portata che transita in tali geometrie. Occorre dunque analizzare l'andamento del coefficiente di perdita per tale tipologia di restringimento in base alla velocità che il flusso raggiunge nel foro, e dunque in funzione del numero di Reynolds. A tal proposito vengono riportati in questo paragrafo alcuni grafici, presenti in letteratura ed ottenuti per via sperimentale, sull'andamento del coefficiente di perdita in relazione al regime di flusso per diverse geometrie della piastra forata.

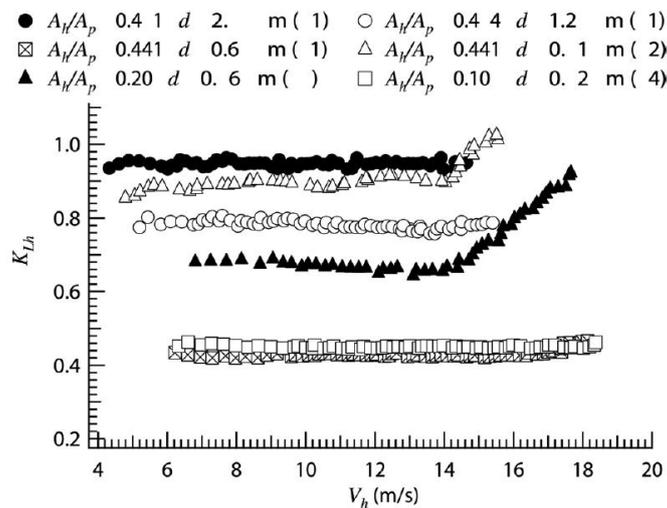


Figura 2.13: Andamento del coefficiente di perdita in funzione della velocità nell'orifizio per differenti valori di porosità della piastra [15].

Il valore del coefficiente di dissipazione si mantiene costante ed indipendente dal numero di Reynolds per valori superiori a 3000, dipendendo così unicamente dai parametri geometrici della piastra. Tuttavia, è possibile che si osservino variazioni quando vengono raggiunte velocità elevate nell'orifizio ( $\approx 16$  m/s). Un riscontro a quanto appena detto si trova nei dati sperimentali diagrammati in Figura 2.13 e Figura 2.14.

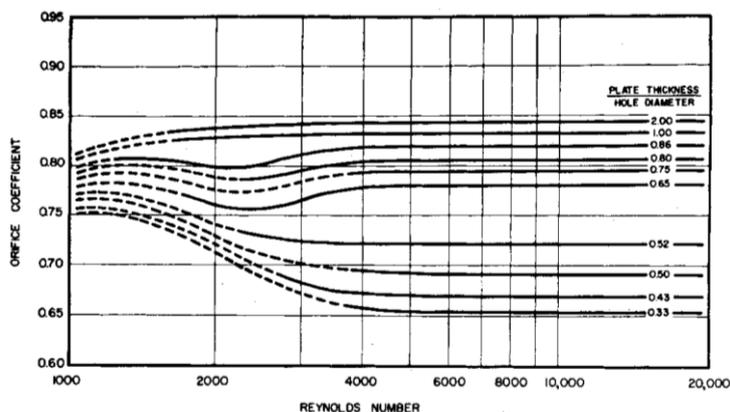


Figura 2.14: Andamento del coefficiente di perdita in funzione del numero di Reynolds per differenti valori del rapporto spessore/diametro del foro [11].

Misurando la differenza di pressione esistente tra la sezione a monte e quella a valle della piastra forata, si osserva che, al crescere di  $Re$ , la caduta di pressione aumenta con un andamento più o meno attenuato in relazione alle dimensioni ed alla numerosità degli orifizi.

Considerando una piastra a singolo foro ed una multiforata con lo stesso rapporto tra l'area forata e l'area della condotta  $A_h/A_p$ , la differenza di pressione misurata risulta differire largamente tra le due geometrie per bassi valori del rapporto  $A_h/A_p$ , mentre tale scarto viene ridotto, fino ad annullarsi, quando si aumenta l'area forata disponibile al transito della portata (Figura 2.15) [31].

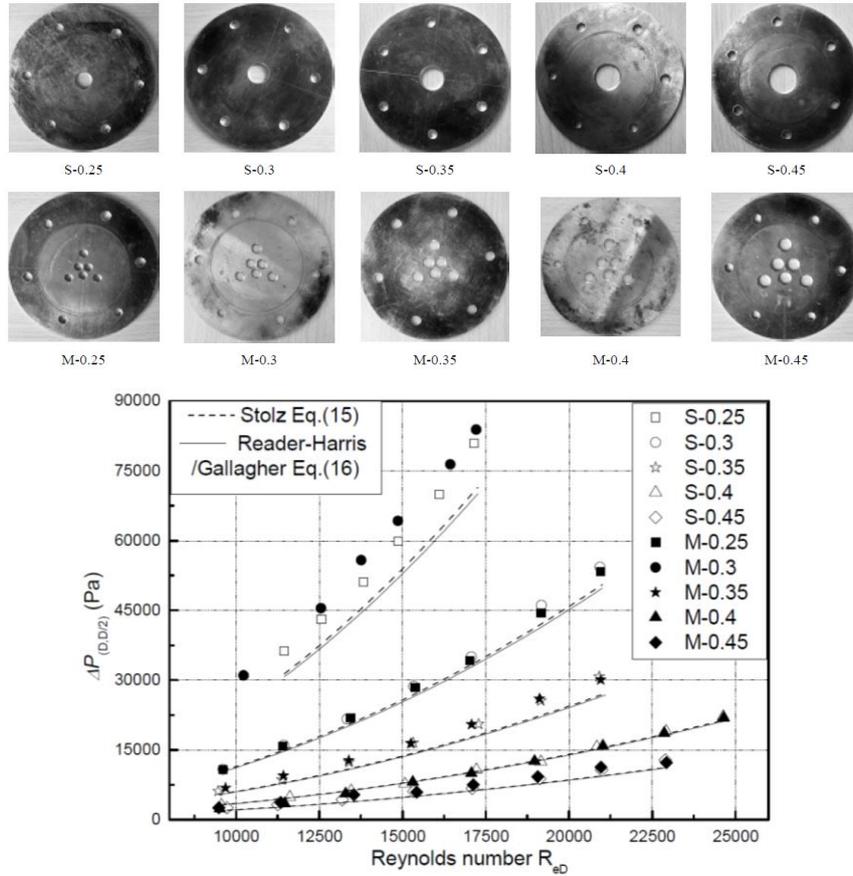


Figura 2.15: Andamento della caduta di pressione in funzione di  $Re$  per differenti geometrie di piastra forata. La differenza di pressione è valutata tra due misuratori inseriti ad una distanza  $D$  a monte della piastra e  $D/2$  a valle [31].

## 2.4 Campo di moto a valle dell'orifizio

Un flusso che incontra nel suo moto un restringimento ad orifizio subisce una forte variazione di traiettoria modificando il suo campo di velocità. La curvatura del flusso all'ingresso della restrizione circolare è tale da creare la separazione della vena fluida internamente al foro, determinando lo sviluppo di uno strato di taglio che si protrae fino a valle. Oltre la sezione terminale dell'orifizio, si distingue il getto delimitato dallo strato di taglio e le zone di ricircolo attorno ad esso dovute al confinamento. Ad una certa distanza dalla piastra forata avviene il riattacco del flusso alle pareti della condotta (circolare), e successivamente a questa sezione, il

fluido torna ad avere una distribuzione di velocità caratteristica del moto turbolento completamente sviluppato di una condotta.

È possibile fare simulazioni numeriche, mediante modelli turbolenti, per caratterizzare il getto in determinate condizioni idrodinamiche del flusso e geometriche del restringimento. Tali modelli turbolenti, però, non permettono di descrivere in maniera accurata il campo di moto, soprattutto per quanto riguarda la separazione del getto e le zone di ricircolo. Per questa tipologia di flusso, dunque, la via che permette di ottenere risultati ottimali è l'indagine sperimentale, grazie allo sviluppo della recente tecnica di misurazione PIV (Capitolo 1).

#### **2.4.1 Getto sviluppato dalla piastra forata**

La dinamica del getto in uscita da un restringimento ad orifizio risulta dipendere da molti fattori che coinvolgono sia il regime di moto che i parametri geometrici della restrizione. Il getto sviluppato risulta fortemente dominato dalla turbolenza quando si raggiungono regimi di moto particolarmente sostenuti ( $Re > 10^4$ ). A valle della costrizione, infatti, si crea una zona di separazione nell'intorno del getto caratterizzata da un forte gradiente di velocità, il quale determina la creazione di vorticità lungo tutto lo strato di taglio che si viene a creare (Figura 2.16).

Come si può notare, il carico totale subisce una progressiva diminuzione proseguendo verso valle, come risultato della dissipazione di energia operata dall'attività dei vortici.

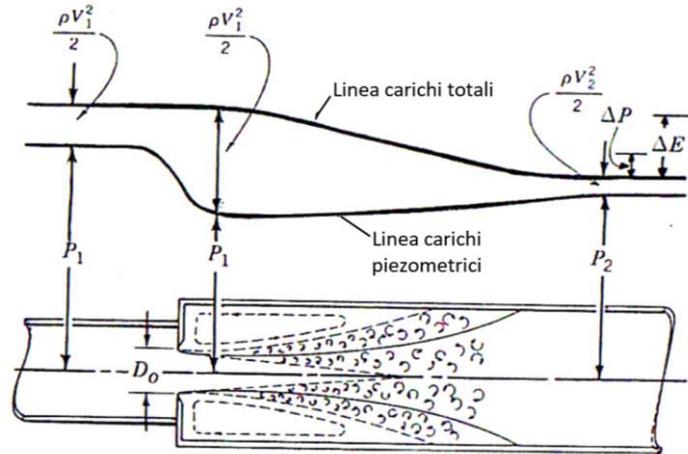


Figura 2.16: Linee dei carichi e sviluppo del getto in uscita da una costrizione ad orifizio [30].

Il getto può essere suddiviso in tre principali regioni di velocità: il *potential core*, la zona di transizione e la regione di similarità (Figura 2.17). Il potential core risulta essere la zona del getto caratterizzata da valori di velocità prossimi alla velocità di efflusso (almeno il 90%). Tale regione è solitamente rappresentata dal cuore iniziale del getto e si estende fino a pochi diametri dall'orifizio (circa  $x/d = 4$ ). La successiva zona di transizione individua, invece, la parte di getto in cui si verifica una forte e progressiva riduzione di velocità, mentre l'ultima zona, ovvero quella di similarità, risulta caratterizzata da una distribuzione di velocità che si mantiene indipendente dalla distanza assiale dall'orifizio.

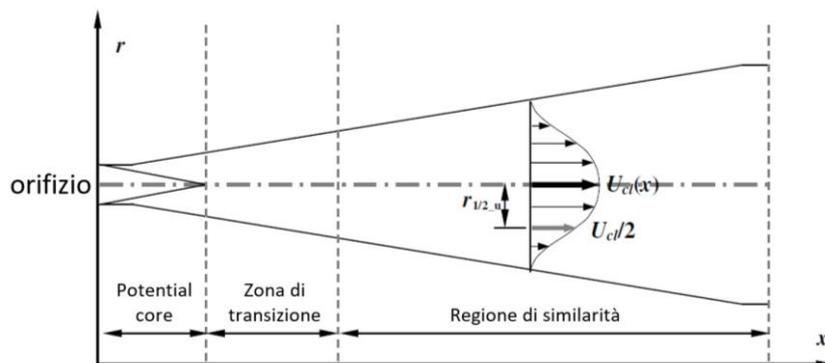


Figura 2.17: Suddivisione del getto a valle della costrizione ad orifizio in regioni a differenti intervalli di velocità [28].

## 2.4.2 Osservazioni sperimentali del campo di moto

I principali studi sperimentali presenti in letteratura ([10] [17] [27]) riguardo la definizione del campo di moto di un fluido a valle di un restringimento ad orifizio sono stati fatti adoperando metodi di misura a laser, tra i quali risulta maggiormente utilizzata la tecnica di acquisizione PIV (Capitolo 1). L'obiettivo di tali ricerche è stato quello di studiare, in termini quantitativi, il campo di moto medio e le grandezze turbolente (fluttuazioni di velocità e sforzi di Reynolds) per la determinazione delle strutture turbolente generate a valle della restrizione del flusso. *Mi et al.* [17] hanno condotto un'indagine sperimentale, mediante PIV bidimensionale, per valutare le caratteristiche turbolente di un getto aeriforme non confinato in uscita da un orifizio *thin* (Figura 2.18). La piastra sperimentata ha un diametro del foro pari a 12 mm ed uno spessore pari a 1 mm, e risulta installata in una condotta di diametro 25.4 mm. Le prove sono state eseguite ad un regime di moto caratterizzato da un valore di  $Re$  nel foro pari 72'000, mentre il dominio di misura scelto è tale da riprendere unicamente il *potential core* e la zona di transizione del getto.

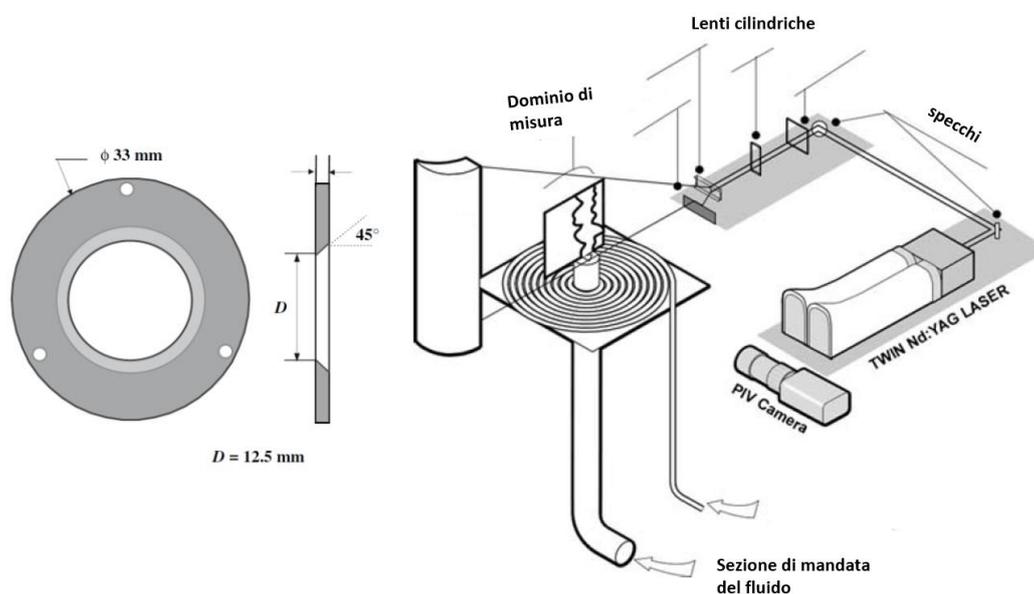


Figura 2.18: Piastra forata ed assetto sperimentale utilizzato per le misurazioni PIV nella caratterizzazione del campo di moto di un flusso aeriforme [17].

I risultati dello studio sono stati confrontati con quelli ottenuti per un orifizio a pareti smussate [10]<sup>2</sup>, al cui interno non si verifica la separazione del flusso. Il campo di moto istantaneo mostra come le prime strutture vorticosi appaiano nella regione iniziale del getto con uno sviluppo assial-simmetrico in entrambi le tipologie di restrizione. Nell'orifizio *thin*, però, la frequenza di apparizione di tali entità turbolente risulta essere maggiore e lo strato di taglio generato appare più stretto rispetto al caso di foro smussato. Gli andamenti dei profili di velocità media e delle grandezze turbolente ottenuti risultano essere gli stessi riportati in Figura 2.19 per il foro smussato.

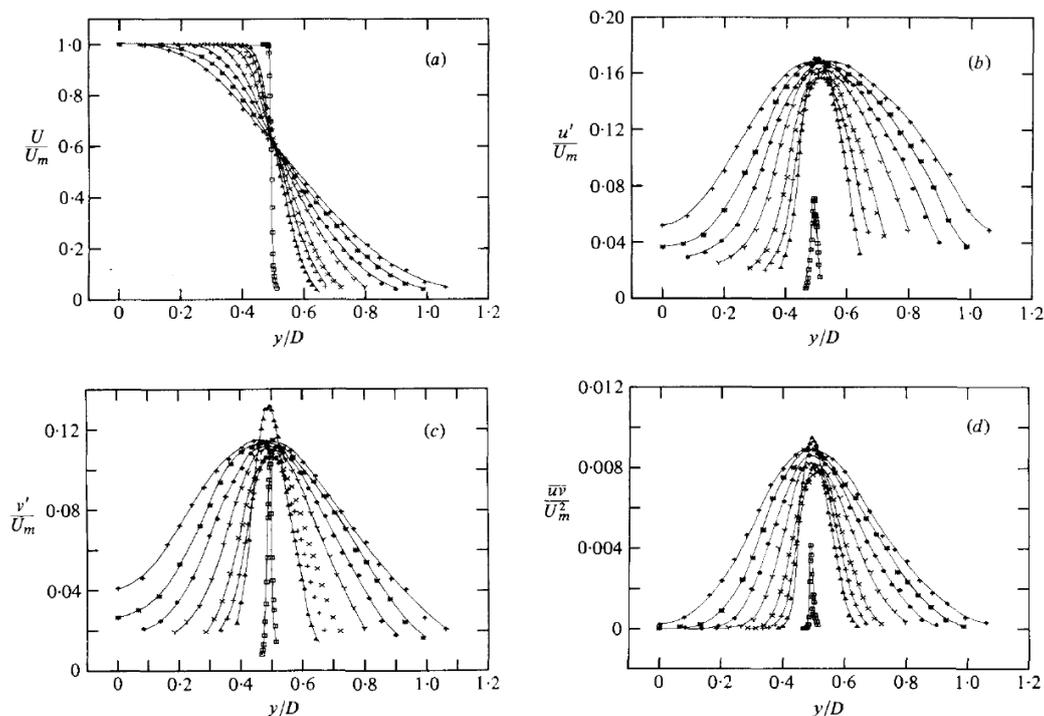


Figura 2.19: Profili della velocità media e delle fluttuazioni per sezioni a distanza  $x/d < 5$  dall'orifizio ottenuti per via sperimentale [10].

<sup>2</sup> Le misure di questo lavoro non sono ricavate mediante la tecnica PIV, ma con una metodologia di acquisizione simile.

Uno studio su getti liquidi ad orifizio in presenza di confinamento è stato svolto da *Shan et al.* [27] utilizzando la tecnologia PIV per l'indagine sperimentale. Il piatto forato adoperato risulta avere uno spessore pari a 5 mm ed un foro di diametro  $d$  28.5 mm. Gli esperimenti sono stati fatti a differenti numeri di  $Re$ , riferiti alla condotta, variabili nel range 25'000-55'000. Il diametro  $D$  della condotta è di 46 mm ed il dominio di misura PIV si estende a valle dell'orifizio fino a  $x/D=3$ . L'illuminazione del flusso avviene mediante laser Nd:YAG ed il tracciamento viene operato attraverso l'utilizzo di particelle fluorescenti di diametro medio pari a 15  $\mu\text{m}$  e densità pari a circa 1.1  $\text{g}/\text{cm}^3$ . Questo studio mette a confronto e discute le principali differenze fra i risultati del getto sviluppato dall'orifizio ed i risultati ottenuti in altre tipologie di flusso a separazione (*separated flows*). Le grandezze del moto medio e quelle turbolente, ricavate dalla PIV, vengono inoltre comparate con quelle ottenute da simulazioni numeriche basate sul modello turbolento RSM (*Reynolds Stress Model*).

In Figura 2.20 sono riportate le mappe 2D delle componenti del campo di moto medio, mentre in Figura 2.21 sono mostrati gli andamenti delle fluttuazioni di velocità e della tensione tangenziale turbolenta.

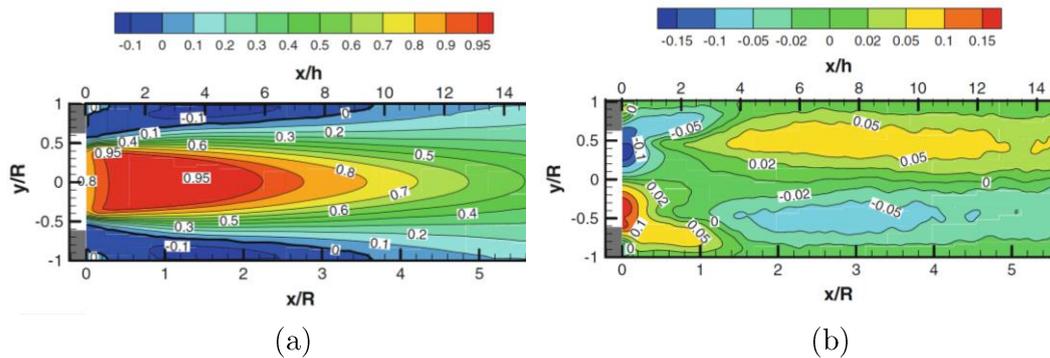


Figura 2.20: Andamento della componente orizzontale (a) e verticale (b) del campo medio di velocità a valle del restringimento ad orifizio [27].

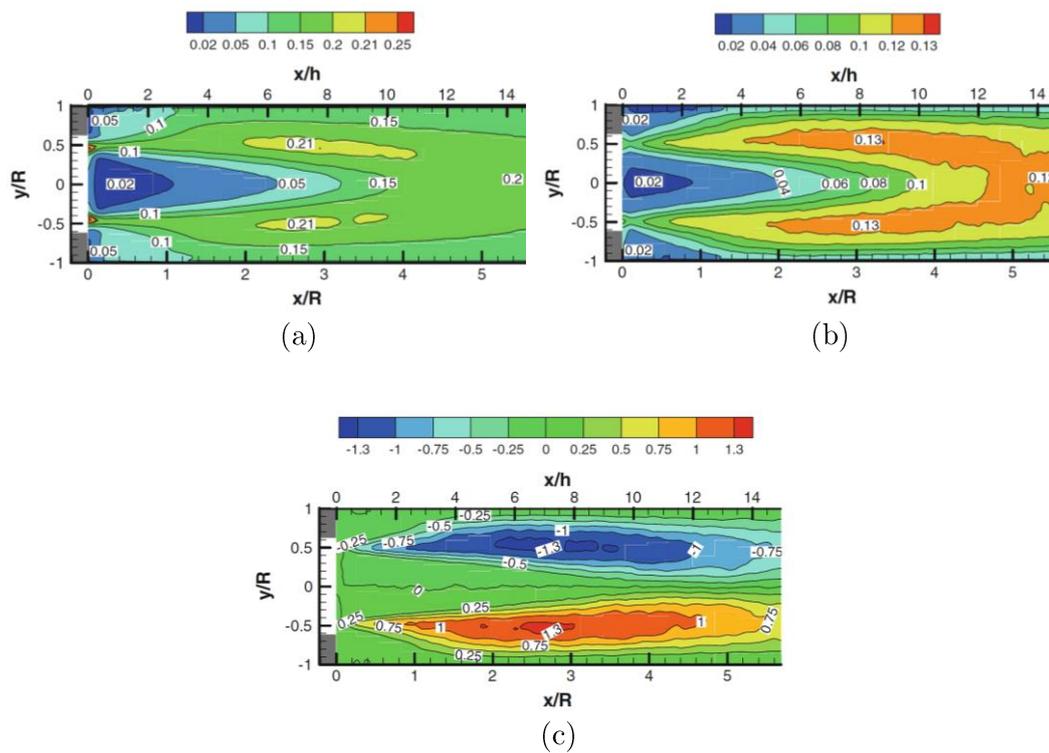


Figura 2.21: Andamento della componente orizzontale (a) e verticale (b) della fluttuazione di velocità, ed evoluzione dello sforzo tangenziale di Reynolds (c) a valle della piastra forata [27].



## **3 Cavitazione idrodinamica**

Un fluido che attraversa un restringimento ad orifizio può essere interessato dal particolare fenomeno della cavitazione idrodinamica quando vengono raggiunte certe condizioni idrodinamiche del flusso. Il presente capitolo introduce questo fenomeno fornendone le principali cause di innesco e le modalità di sviluppo, in relazione alle variabili fisico-chimiche che possono intervenire a variarne l'entità e gli effetti indotti.

La trattazione prevede un'analisi degli effetti di danneggiamento che la cavitazione può indurre in alcuni dispositivi idraulici, ed una discussione delle potenzialità che può avere in ambito applicativo per ottimizzare alcuni processi chimici a livello industriale.

Il capitolo termina con un approfondimento sul parametro adimensionale, ovvero il numero di cavitazione, con cui viene analizzata e quantificata l'ampiezza di tale fenomeno.

### **3.1 Descrizione del fenomeno**

Si tratta di un fenomeno fisico-chimico che si sviluppa all'interno di un fluido quando sono raggiunte particolari condizioni del regime di moto. La cavitazione si esplica con la formazione di microbolle di vapore, o cavità, all'interno del fluido nel momento in cui si verifica una caduta di pressione localizzata, che porta il fluido ad avere una pressione inferiore alla sua tensione di vapore  $P_v$ . Questa caduta di

pressione viene raggiunta mediante un restringimento brusco del flusso, che causa un'accelerazione delle particelle del fluido ed il conseguente abbassamento della pressione (Figura 3.1). Le strutture di microbolle di vapore così generate avanzano seguendo il flusso fino ad implodere una volta raggiunta una sezione, a valle del restringimento, in cui la pressione diviene superiore a  $P_v$ . Questo recupero si verifica in quanto il getto in uscita dalla riduzione di sezione subisce un'espansione verso valle accompagnata da un rallentamento del fluido. L'implosione è accompagnata da un forte rilascio di energia molto localizzata e dalla generazione di onde d'urto e di radicali liberi che vanno ad alterare le caratteristiche fisico-chimiche del fluido, e a danneggiare le superfici a contatto con esso.

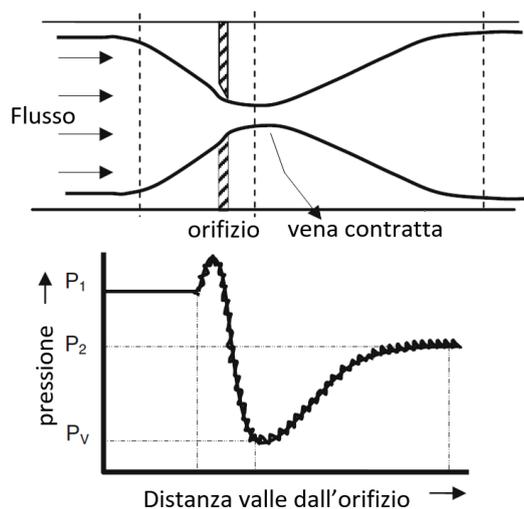


Figura 3.1: Caduta di pressione in una costrizione ad orifizio e successivo recupero della stessa a valle [8].

Per la generazione della cavitazione sono solitamente adottati elementi quali piastre forate, venturi e valvole, installati in una particolare sezione del flusso per determinarne la riduzione e permettere la caduta di pressione necessaria [8].

### **3.1.1 Formazione e sviluppo**

Per attivare il fenomeno cavitativo è necessario che siano presenti all'interno del fluido i cosiddetti nuclei di cavitazione, ovvero microcavità d'aria che possono essere presenti direttamente nel fluido oppure accumulate ed in seguito rilasciate, ad esempio, tra le fessure dei corpi solidi trascinati dalla corrente o tra le asperità delle superfici delle condotte. Normalmente, questa condizione risulta soddisfatta in quanto l'acqua contiene sempre una certa quantità di impurità al suo interno, a seguito dei numerosi processi fisico-chimici che subisce durante i soliti trattamenti a cui è sottoposta. Se invece il liquido fosse completamente deaerato e non ci fossero contaminanti di nessun genere la cavitazione potrebbe venire impedita anche se sono raggiunte le condizioni di pressione per il suo innesco. Se si ha, invece, un notevole contenuto di bolle d'aria di medio-grandi dimensioni all'interno del flusso è molto probabile che la formazione di cavità di vapore venga inibita quando si raggiungono i presupposti di innesco del fenomeno cavitativo. Infatti, un metodo per attenuare gli effetti della cavitazione è proprio quello di aerare la regione a monte dei punti dell'impianto in cui si dovrebbe sviluppare il fenomeno [30].

La cavitazione ha luogo nel caso in cui le microbolle di vapore raggiungono un diametro critico tale da permetterne l'implosione, una volta che la pressione si riporti al di sopra di quella critica. È opportuno, a tale scopo, che il tempo di permanenza delle microbolle nella zona di bassa pressione sia sufficiente per agevolarne la crescita e favorire il raggiungimento delle dimensioni necessarie ai fini dello sviluppo del fenomeno cavitativo [30].

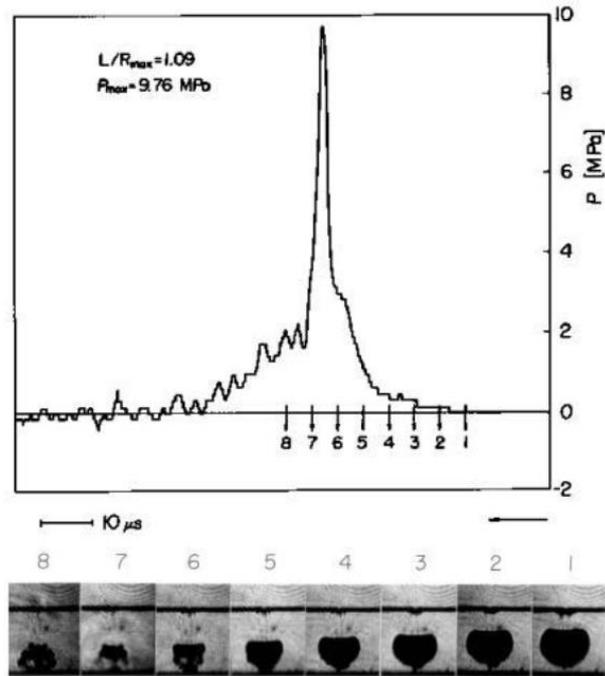


Figure 3.1 Traccia di pressione durante le fasi di implosione di una bolla di vapore [30].

La bolla di cavitazione risulta essere stabile ed in equilibrio fino a che non si raggiunge una condizione in cui la pressione interna ad essa non risulta più in grado di sostenere quella esterna del fluido, e pertanto si verifica l'implosione della bolla. Il collasso avviene in tempi molto rapidi (dell'ordine di pochi millisecondi) con un forte rilascio di energia che determina un aumento locale e considerevole di temperatura (1000-10000 K) e pressione (100-5000 bar) [9]. In alcuni casi non tutte le bolle di cavitazione subiscono l'implosione e ciò avviene quando non raggiungono una dimensione sufficiente per poter collassare. Esse infatti possono subire un'implosione incompleta andando a frammentarsi in numerose bolle di dimensioni più piccole oppure essere soggette a coalescenza.

La modalità di implosione delle bolle di cavitazione risulta essere un elemento chiave per quanto riguarda l'alterazione delle proprietà fisiche e chimiche del fluido in esame. Il collasso può essere distinto a seconda che avvenga in maniera

simmetrica o antisimmetrica, in funzione della forma assunta dalla cavità di vapore all'istante antecedente l'implosione [9]. Il collasso simmetrico favorisce quelle che sono le trasformazioni di tipo chimico, operate principalmente dallo sviluppo di radicali liberi fortemente reattivi. Le trasformazioni di tipo fisico, invece, vengono innescate soprattutto da un'intensa attività turbolenta locale che si crea nel caso in cui il collasso avvenga in maniera antisimmetrica.

Occorre tenere però conto dell'oscillazione di forma che hanno queste bolle dovuta alle continue variazioni di pressione e velocità a cui risultano soggette durante il loro sviluppo. Pertanto, la determinazione precisa del tipo di collasso subito dalla cavità risulta di grande difficoltà e le trasformazioni fisico-chimiche che ne derivano possono variare molto lungo lo strato di taglio interessato dalle implosioni.

### **3.1.2 Potenzialità ed effetti indotti**

Il fenomeno della cavitazione è noto da parecchi decenni ed è stato ampiamente oggetto di studi scientifici in merito alle problematiche riguardanti l'erosione delle parti a contatto con il fluido in circolo in macchine e componenti idraulici, quali ad esempio pompe, turbine e valvole. Queste ultime sono i dispositivi di controllo del flusso maggiormente colpiti da questo fenomeno in quanto sono pensati appositamente per creare forti cadute di pressione. Anche i dispositivi ad orifizio installati negli impianti idraulici per effettuare misure di portata, oppure per ottenere dissipazioni di energia, risultano interessati da intensi effetti cavitativi.

Per quanto riguarda le giranti, o eliche, delle macchine sopra citate, si sviluppano forti velocità e basse pressioni nei punti più periferici delle loro superfici. Quando questi organi meccanici raggiungono una velocità di rotazione critica si verifica, in tali zone periferiche, una trasformazione di fase delle particelle liquide, in quanto la pressione scende al di sotto della pressione di vapore del fluido. Il successivo collasso delle cavità di vapore create provoca una forte accelerazione locale delle particelle di fluido che vanno ad urtare le pareti solide del componente meccanico determinandone il danneggiamento. Il fenomeno determina così una riduzione della

prevalenza sviluppata nei sistemi di pompaggio, una diminuzione della potenza con cui operano le turbine ed una variazione della portata fluente in una valvola rispetto a quella in essa prevista. L'entità degli effetti della cavitazione risulta ben visibile in questo tipo di macchine, come si evince dalla Figura 3.2 qui riportata, in cui l'erosione localizzata di materiale è chiaramente evidente.



**Figura 3.2:** Illustrazione del danno provocato alle superfici di alcune macchine idrauliche [7].

L'abrasione delle pareti delle condotte nelle zone immediatamente a valle di una piastra forata risulta localizzata ad una ben determinata distanza dalla costrizione in funzione dell'intensità della cavitazione e dal rapporto tra diametro del foro e diametro della condotta.

Come si può notare dal grafico in Figura 3.3, al diminuire del rapporto  $d_o/D$  e del numero di cavitazione il danno massimo indotto dalla cavitazione avviene allontanandosi dall'orifizio. Il grafico mostra inoltre come varia il range entro cui si verificano gli effetti erosivi a valle della piastra forata: i limiti di questo intervallo sono rappresentati dalle due linee tratteggiate, mentre la linea continua indica l'andamento del picco di erosione.

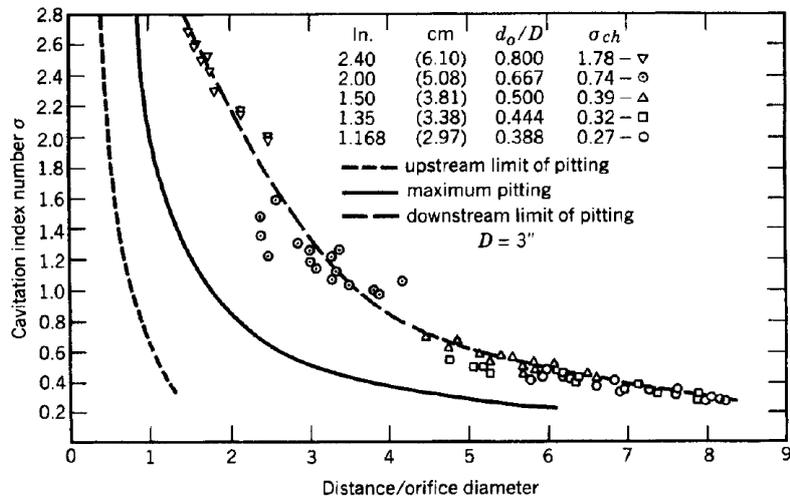


Figura 3.3: Andamento del picco di erosione dovuta alla cavitazione idrodinamica a valle dell'orifizio [30].

Oltre agli effetti dannosi dovuti a questo fenomeno, negli ultimi decenni, sono apparsi nel campo della ricerca scientifica anche i possibili vantaggi legati al suo sfruttamento in molti settori dell'industria. L'energia liberata dall'implosione delle bolle di cavitazione ed i conseguenti effetti quali onde d'urto, stress termici e fluttuazioni di velocità e di pressione, sono stati sperimentati ed analizzati per cercare di comprenderne gli aspetti positivi con particolare riferimento ad alcuni processi, tra i quali si possono citare ad esempio la sintesi dei composti chimici e la disgregazione cellulare di microorganismi. La cavitazione idrodinamica rappresenta un metodo molto efficiente dal punto di vista energetico, in confronto ad altre tecniche solitamente utilizzate per questo tipo di processi, e per tale motivo viene largamente studiata.

Rispetto alla cavitazione acustica, ad esempio, i volumi che si possono gestire e trattare sono ben superiori in quanto le cavità generate risultano essere in maggior numero nel caso idrodinamico. L'efficienza si verifica essere più elevata in questa modalità di cavitazione anche se l'intensità del collasso risulta minore rispetto al caso acustico.

Gli effetti della cavitazione idrodinamica dipendono principalmente dalle proprietà del fluido e dalle particolari condizioni di flusso in cui si trova ad operare. La tipologia e l'efficacia delle trasformazioni che si manifestano, nel fluido trattato con questa tecnica, risultano dipendere dalle condizioni di temperatura e pressione che si verificano localmente e che dipendono dalle modalità di implosione dei nuclei di cavitazione.

La configurazione sperimentale in cui si studiano questi effetti riveste un ruolo fondamentale per riuscire ad individuarne l'entità e la tipologia. Considerando uno stesso regime di moto, gli effetti del fenomeno sono ben diversi a seconda della geometria e del tipo di reattore utilizzato per il restringimento della corrente. Sulla base degli studi presenti in letteratura [8], è possibile fare un confronto, ad esempio, tra gli effetti ottenuti adoperando nella sperimentazione un tubo di Venturi ed una piastra ad orifizio. Nel caso del piatto forato la caduta di pressione generata risulta ben più grande di quella ottenuta inserendo un elemento venturi per la costrizione del flusso, e di conseguenza gli effetti indotti dalla cavitazione sono molto più intensi. Tuttavia, si riesce comunque ad aumentare l'attività cavitativa di un tubo di venturi nella maniera più economica possibile semplicemente andando a ridurre la lunghezza, anche se questo può creare problemi al flusso quando si trattano portate elevate, perché si rischia di generare la super-cavitazione, ovvero il fenomeno nel quale le bolle di vapore create sono tali da non collassare. La costrizione della corrente mediante venturi viene preferita quando si vuole ottenere ad esempio, come effetto della cavitazione, una trasformazione legata principalmente ad aspetti più fisici che chimici, e quando si vuole operare un processo meno dispendioso dal punto di vista energetico [9].

### **3.1.2.1 Applicazione alla disinfezione dell'acqua**

La disinfezione è il trattamento che ha come scopo la completa eliminazione dei microrganismi patogeni, quali batteri e virus, che possono contaminare l'acqua destinata al consumo umano. Questo trattamento risulta indispensabile nei processi

di potabilizzazione di tutte le acque superficiali e risulta presente anche negli impianti di depurazione delle acque reflue. In quest'ultimo caso la disinfezione viene operata per ridurre la carica microbiologica entro determinati limiti necessari per mantenere gli standard di qualità dell'acqua nel corpo idrico ricettore oppure per il riutilizzo della risorsa idrica in altre applicazioni.

Le tradizionali tecniche, come ad esempio la clorazione o l'ozonizzazione, che utilizzano agenti chimici per abbattere la carica batterica, determinano come risultato della reazione di disinfezione dei sottoprodotti che possono essere nocivi per la salute. La normativa impone un limite, che sta diventando via via più stringente, alla concentrazione di questi sottoprodotti e dunque, occorre ricercare una tecnica innovativa da affiancare a quelle tradizionali per ridurre le quantità degli agenti chimici utilizzati. Gli effetti di tipo fisico (ad es. onde d'urto, sforzi termici e fluidodinamici, forti gradienti di pressione) e di tipo chimico (ad es. radicali liberi fortemente reattivi) indotti dalla cavitazione idrodinamica possono determinare l'inattivazione dei microrganismi patogeni presenti nell'acqua senza sottoprodotti di reazione. La cavitazione risulta essere, dunque, un nuovo metodo di disinfezione dell'acqua più semplice da un punto vista tecnico ed applicativo, e per tale motivo risulta largamente studiata. Occorre specificare che i metodi chimici tradizionali hanno un'efficacia maggiore nella riduzione della carica batterica, oltre che ad avere costi inferiori rispetto alla disinfezione mediante cavitazione [9].

I primi studi riguardo l'applicazione della cavitazione idrodinamica per l'inattivazione di microrganismi risalgono agli anni Settanta. In particolare, furono fatti tentativi di distruzione cellulare prendendo in esame un particolare tipo di lievito (*Saccharomyces cerevisiae*) tra i più complicati da inattivare, in modo da testare la tecnica per un caso estremo. Altri microrganismi patogeni quali *Alcaligenes Eutrophus*, *Escherichia Coli* e *Legionella Pneumophila* sono stati efficacemente inattivati dalla cavitazione idrodinamica, come mostrato negli studi di letteratura [7][1] [16] [23] [6] [24] [12]. In questi lavori sono stati utilizzati diversi

reattori per generare la cavitazione, tra cui i più comuni risultano essere le piastre forate e gli elementi Venturi.

Sia gli effetti causati dall'implosione delle micro-bolle di cavitazione e sia quelli legati alla forte turbolenza del flusso in regime cavitativo possono provocare l'inattivazione dei microrganismi patogeni. Ad oggi non è ancora ben chiaro quali di questi fattori siano la causa principale dell'azione di disinfezione ed in quale percentuale operino. La spiegazione che viene quasi sempre fornita dagli studi presenti in letteratura è relativa all'implosione delle micro-bolle di cavitazione con i conseguenti effetti generati quali onde d'urto, variazioni locali di pressione e temperatura. È stato dimostrato, però, che le componenti normali degli sforzi turbolenti dell'ordine di  $10^8$ - $10^9$  Pa permettono di ottenere un buon abbattimento della carica batterica per la sterilizzazione degli alimenti [19]. Altri studi indicano, inoltre, che valori degli sforzi turbolenti tangenziali dell'ordine di  $10^3$  siano efficaci per la rottura della membrana cellulare dei microrganismi patogeni e dunque determinarne la distruzione [13].

### **3.1.3 Numero di cavitazione**

Il livello di intensità raggiunto dal fenomeno cavitativo viene solitamente correlato ad un numero adimensionale. Esistono diverse definizioni di tale parametro, che corrispondono a differenti configurazioni di cavitazione, e che vengono scelte sulla base della definizione più conveniente per caratterizzarne l'entità in funzione delle informazioni sul flusso che si hanno a disposizione. Per flussi soggetti a debole cavitazione, come ad esempio quella che avviene in corrispondenza di un corpo immerso, il numero di cavitazione viene definito dalla (3.1) in funzione delle condizioni di flusso a monte dell'ostacolo [29].

$$\sigma = \frac{P_0 - P_v}{1/2\rho V_p^2} \quad (3.1)$$

In tale relazione  $P_0$  è la pressione statica a monte del corpo,  $P_v$  è la tensione di vapore del liquido,  $\rho$  è la densità del liquido ed  $V_p$  la velocità media della corrente nella condotta. Nel caso di intensa cavitazione, che si sviluppa principalmente nei flussi che interessano restringimenti quali dispositivi a valvola e ad orifizio, la definizione (3.2) di tale parametro è simile alla precedente tranne che per la differenza di pressione a numeratore, dove viene adottata una pressione di riferimento che solitamente corrisponde alla pressione  $P_2$  a valle della costrizione.

$$\sigma = \frac{P_{ref} - P_v}{1/2\rho V_p^2} \quad (3.2)$$

Alcuni autori preferiscono utilizzare, in alternativa alle precedenti, la definizione (3.3), che prende in conto la caduta di pressione che si verifica tra la sezione a monte e quella a valle del dispositivo di cavitazione.

$$\sigma_p = \frac{P_2 - P_v}{P_1 - P_2} \quad (3.3)$$

In cui  $P_1$  è la pressione di monte e  $P_2$  la pressione di valle.

Le relazioni viste in precedenza conducono tutte ad una simile classificazione dei regimi di cavitazione, in quanto tengono conto di una differenza di pressione e delle proprietà del fluido. Le definizioni (3.3) e (3.4) risultano legate fra loro dal coefficiente di perdita di carico  $K_{Lp}$  (2.16).

$$\sigma = \frac{P_2 - P_v}{1/2\rho V_p^2} \quad (3.4)$$

$$\sigma_p = \frac{\sigma}{K_{Lp}} \quad (3.5)$$

Un metodo per valutare l'intensità della cavitazione è quello di analizzare le vibrazioni indotte sulle pareti della condotta immediatamente a valle della sezione in cui viene generata. Posizionando degli accelerometri attorno alla tubazione è possibile tracciare un grafico in cui il numero di cavitazione viene correlato all'accelerazione subita dalle pareti. Le onde di pressione generate, infatti, causano una sollecitazione dinamica di intensità variabile in relazione al tipo di materiale con cui è realizzata la condotta e alla configurazione dell'impianto [15].

I dati sperimentali rappresentati in Figura 3.4 mostrano la presenza di quattro regimi di cavitazione ben distinti. Nel primo regime la cavitazione non risulta ancora generata e l'accelerazione misurata dai sensori è dovuta interamente alla turbolenza del getto in uscita dalla piastra forata e alle interazioni che avvengono nel volume liquido. Questo andamento del flusso viene dunque indicato come regime turbolento ed il numero di cavitazione associato assume valori superiori a 5. Il secondo regime risulta individuato per valori del numero di cavitazione nell'intervallo  $4 < \sigma < 5$  e l'accelerazione misurata in tale campo subisce un notevole incremento a seguito di piccole riduzioni del numero di cavitazione. L'innescò del fenomeno cavitativo si verifica in tale regime e viene pertanto definito come regime di incipiente cavitazione. Il completo sviluppo del fenomeno avviene nel successivo intervallo ( $2 < \sigma < 4$ ), ovvero quello individuato dai valori massimi di vibrazione delle pareti della condotta. Diminuendo ulteriormente  $\sigma$  si raggiunge una condizione in cui i valori di accelerazione si abbassano per via dell'ostacolo alla propagazione delle onde di pressione causato dalla natura bifasica del fluido che caratterizza quest'ultimo regime, definito *choked regime*.

Come si evince dal grafico in Figura 3.4, questi regimi risultano confinati da particolari valori del numero di cavitazione:  $\sigma_i$  rappresenta il punto in cui viene a manifestarsi la cavitazione, con la formazione delle prime cavità di vapore e lo sviluppo di un fischio monotono che ne caratterizza l'innescò;  $\sigma_c$  individua il punto in cui la cavitazione raggiunge un'intensità sufficientemente elevata ed in cui la generazione di bolle di vapore avviene con costanza;  $\sigma_{ch}$  indica l'inizio del livello

cavitativo dove la portata non subisce aumenti in relazione all'abbassamento della pressione di valle.

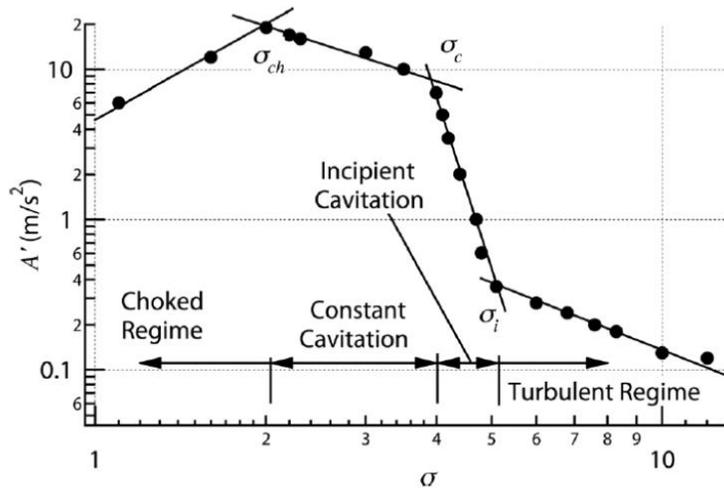


Figura 3.4: Accelerazione delle pareti della condotta a valle del restringimento in funzione del numero di cavitazione  $\sigma_p$  [15].

Nel numero di cavitazione rientrano solo alcuni dei fattori fisici coinvolti nel fenomeno cavitativo, quali la tensione critica<sup>3</sup> da raggiungere per la formazione delle cavità di vapore, la caduta di pressione, la velocità del flusso e le condizioni geometriche al contorno. Risultano dunque trascurati, in tale parametro, altri elementi fondamentali nella descrizione della cavitazione, ad esempio le variabili che influenzano la vaporizzazione del liquido, ovvero la tensione superficiale, il contenuto d'aria e la qualità dell'acqua, ma anche le variabili che influenzano la crescita ed il collasso dei nuclei, come ad esempio la turbolenza ed il tempo di permanenza di una cavità di vapore all'interno della zona di bassa pressione. Il numero di cavitazione, pertanto, non permette di descrivere in maniera completa il fenomeno fisico studiato.

---

<sup>3</sup> Solitamente assunta pari alla tensione di vapore del fluido.



## 4 Particle Image Velocimetry

In questo capitolo viene discusso il principio di funzionamento del sistema di misura PIV adoperato per lo studio dell'idrodinamica del getto in uscita dal reattore cavitativo. La descrizione del setup sperimentale e le caratteristiche tecniche di questo sistema di acquisizione sono approfondite nel capitolo 5.

Questa tecnica di misura non invasiva permette di determinare i valori di velocità istantanea in una griglia di punti equidistanti posti in un piano bidimensionale a partire dalla misura dello spostamento di particelle di tracciante inserite nel fluido in moto. La sua introduzione risale agli anni Trenta del secolo scorso quando furono dedotte le prime informazioni sul moto a valle di un ostacolo cilindrico tramite l'analisi delle scie formate dalle particelle solide immerse nella corrente. Alla fine degli anni Settanta fu introdotta una nuova tecnica ottica (*Young's fringe technique*) per lo studio del moto delle particelle utilizzando l'esposizione multipla di una serie di immagini del flusso. Successivamente, negli anni Novanta, l'avvento della tecnologia di acquisizione digitale ha migliorato le strumentazioni utilizzate per la cattura dei fotogrammi ed ha ridotto i tempi di computazione per la restituzione del campo di moto di un fluido in un certo dominio. Negli ultimi decenni, questo metodo ha avuto un notevole successo in fluidodinamica ed è stato applicato con ottimi risultati sia alle piccole scale spaziali che a quelle grandi, fornendo un contributo essenziale anche alla quantificazione di numerosi casi di natura complessa.

La possibilità di effettuare misurazioni simultanee in punti diversi del campo di misura ha reso tale tecnica così ampiamente adoperata nei diversi campi della ricerca scientifica. Inoltre, lo sviluppo tecnologico dei componenti elettronici ed il raffinamento degli algoritmi di calcolo hanno permesso l'applicazione della visione stereoscopica a questo sistema per ottenere informazioni sul flusso nelle tre dimensioni [21]. La configurazione sperimentale adottata per le misurazioni relative a questo lavoro di tesi prevede, invece, un assetto ottico che fornisce un campo di moto bidimensionale.

Il sistema PIV prevede l'impiego di particelle fluorescenti distribuite in modo omogeneo nel flusso per seguire lo spostamento locale del fluido. Mediante un sistema di illuminazione ad impulsi laser, le camere di acquisizione predisposte nella configurazione sperimentale riprendono il flusso in transito, catturando la luce diffusa dal tracciante ed acquisendo le immagini a due istanti di tempo successivi, come indicato in Figura 4.1. Le coppie di fotogrammi così ottenute sono poi processate tramite un software di calcolo che permette la definizione dello spostamento  $\Delta_{pixel}$  delle particelle di tracciante utilizzando algoritmi di image matching (ad es. autocorrelazione o cross-correlazione). La velocità  $\vec{V}$  è successivamente calcolata andando a dividere  $\Delta_{pixel}$  per l'intervallo di tempo  $\Delta t$  tra le due istantanee registrate, moltiplicando poi per la dimensione del singolo pixel  $\delta_{pixel}$  e dividendo infine per il fattore di ingrandimento ottico (magnificazione)  $M$  (4.3) delle immagini ottenuto attraverso la calibrazione:

$$\vec{V} = \frac{\Delta_{pixel}}{\Delta t} \frac{\delta_{pixel}}{M} \quad (4.1)$$

Ogni singolo vettore di velocità è mediato all'interno di una finestra di interrogazione che contiene comunemente da 5 a 10 particelle [22]. In letteratura si riporta che un sistema PIV può ottenere decine di migliaia di vettori di velocità per ciascun fotogramma acquisito.

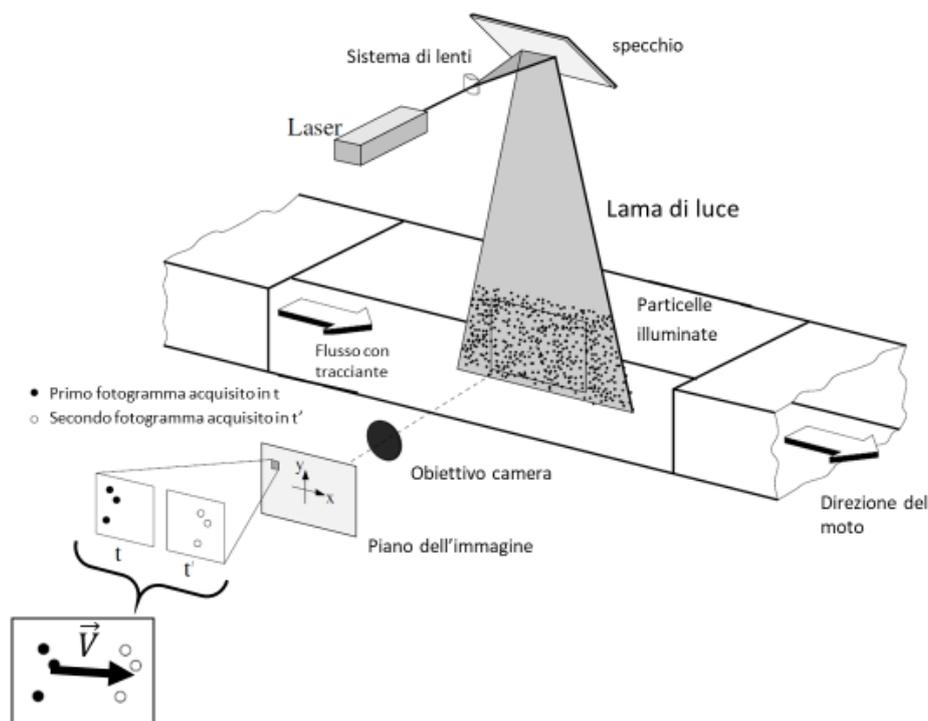


Figura 4.1: Schema di funzionamento del sistema di misura PIV [22].

I successivi paragrafi all'interno di questo capitolo introducono i principi di funzionamento di questa tecnica di misura e forniscono una descrizione degli aspetti operativi da considerare prima di iniziare una campagna di misurazione.

## 4.1 Tracciamento del flusso

È importante tenere a mente che questa tecnica di misura fornisce la velocità delle particelle di tracciante e non direttamente quella del fluido. È dunque fondamentale, per ottenere buoni risultati, che le particelle seguano in maniera accurata il percorso tracciato dal fluido e che non alterino le sue proprietà intrinseche, quali densità e viscosità. Alla stessa maniera, è importante che le telecamere di acquisizione siano in grado di visualizzare le singole particelle in moto.

L'accuratezza della misurazione è fortemente dipendente dalle caratteristiche del tracciante sia in termini di dimensioni che in termini di proprietà di rifrazione della luce da esso possedute. È necessario che il tracciante sia abbastanza fine per poter essere trascinato dal fluido seguendo le sue linee di flusso, e che sia sufficientemente grande da poter diffondere abbastanza radiazione laser tale da essere rilevata dal sensore della camera. Occorre dunque ricercare un compromesso per soddisfare entrambe le esigenze di natura ottica e meccanica, che risultano, peraltro, apparire in conflitto.

Il vantaggio di utilizzare particelle, a differenza di altri traccianti quali ad esempio i coloranti, sta nel fatto che esse non subiscono alcuna diffusione molecolare turbolenta e pertanto mantengono invariate le loro proprietà ottiche e meccaniche all'interno del flusso.

#### **4.1.1 Comportamento dinamico del tracciante**

Una particella di tracciante, assunta di forma sferica e di piccole dimensioni, immersa in un fluido subisce l'azione di varie forze, tra le quali la più dominante risulta essere la resistenza idrodinamica dovuta alle forze viscosi [22]. Considerando solo questa azione, una forma semplificata dell'equazione dinamica della particella può essere espressa con la seguente:

$$\vec{V} - \vec{U} = \frac{d_p^2}{18\mu} (\rho_p - \rho_f) \frac{d\vec{V}}{dt} \quad (4.2)$$

In cui:

- $d_p$  è il diametro medio del tracciante
- $\rho_p$  è la densità del tracciante
- $\vec{V}$  è la velocità della particella nel fluido
- $\rho_f$  è la densità del fluido

- $\mu$  è la viscosità dinamica del fluido
- $\vec{U}$  è la velocità media del fluido

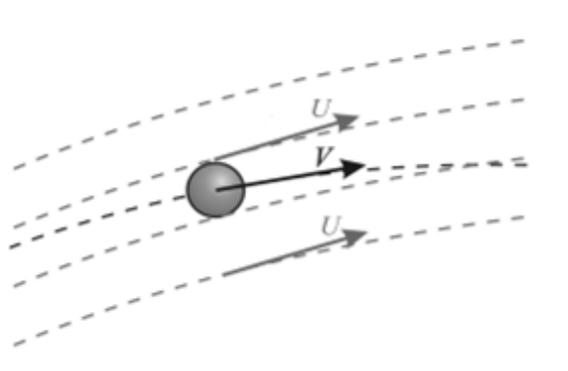


Figura 4.2: Discrepanza fra i vettori velocità del tracciante e delle particelle di fluido.

L'equazione (4.2) fornisce la differenza di velocità (*slip velocity*) che risulta avere il tracciante rispetto al fluido circostante e mostra come una buona tracciabilità ( $\vec{V} - \vec{U} \simeq 0$ ) venga raggiunta per piccole dimensioni e valori di densità del tracciante prossimi a quelle del fluido. Quest'ultima condizione viene facilmente soddisfatta quando si tratta di un flusso liquido, mentre per misurazioni in flussi aeriformi la differenza di densità tra particella e fluido risulta essere troppo elevata, e si rende pertanto necessario ricorrere a traccianti di diametro compreso fra 0.5 e 5 micron [22].

L'equazione del moto sopra riportata è un'equazione differenziale del primo ordine (ODE) e presenta come soluzione un decadimento esponenziale della velocità della particella di tracciante secondo un tempo caratteristico di risposta  $\tau_p$  definito nel seguente modo:

$$\tau_p = d_p^2 \frac{\rho_p}{18\mu} \quad (4.3)$$

Per riuscire ad avere una stima della fedeltà con cui la particella segue il moto del fluido, si considera un profilo di velocità della corrente caratterizzato da una brusca variazione (step function) con  $\Delta U = (U_1 - U_2)$ . Il tempo di risposta sopra introdotto risulta definito come il tempo oltre il quale la velocità della particella subisce una variazione pari al 63% della variazione  $\Delta U$  subita dal flusso (Figura 4.3). La velocità del tracciante vale dunque:

$$V = U_2 + \Delta U \cdot e^{-t/\tau_p} \quad (4.4)$$

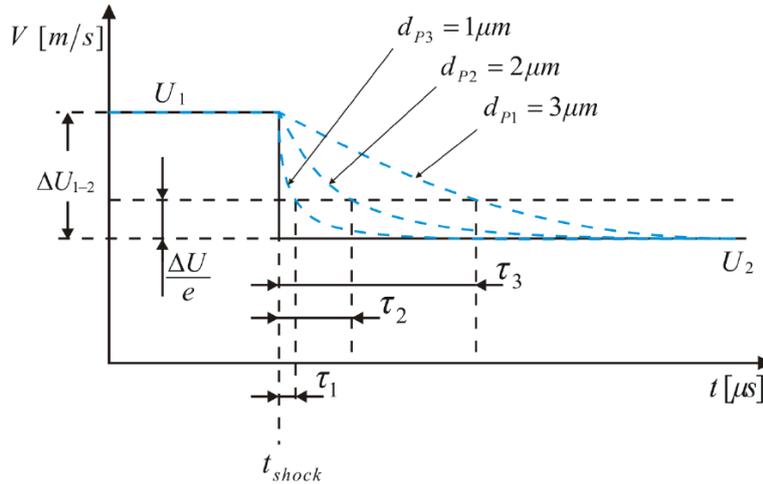


Figura 4.3: Tempo di risposta del tracciante in seguito ad un brusco cambiamento della velocità del fluido [25].

In altre parole,  $\tau_p$  può essere inteso come l'intervallo di tempo necessario alla particella per riportarsi a velocità prossime a quelle del fluido circostante. Di conseguenza, il tracciante segue in maniera accurata il moto del fluido se questo tempo di risposta risulta essere inferiore alla più piccola scala temporale del flusso  $\tau_f$  in condizioni turbolente. Quest'ultimo viene valutato a partire dal numero di Strouhal, così definito dalla (4.5)(4.3).

$$St = \frac{f d}{v_o} \quad (4.5)$$

In cui  $f$  rappresenta la frequenza di distacco dei vortici sulla superficie di separazione del getto,  $d$  il diametro dell'orifizio e  $v_o$  la velocità del flusso al suo interno. Per la verifica, si introduce il numero di Stokes, un numero adimensionale utilizzato per caratterizzare la reattività di una particella trascinata dal flusso. Esso è definito come il rapporto:

$$S_k = \frac{\tau_p}{\tau_f} \quad (4.6)$$

Un valore basso del numero di Stokes ( $S_k \ll 1$ ) evidenzia una perfetta avvezione e le particelle seguono strettamente le linee di flusso del fluido. Alti valori di questo rapporto ( $S_k \gg 1$ ), denotano invece un comportamento dinamico del tracciante dominato dalla propria inerzia che ne differenzia la traiettoria da quella del fluido in cui è sospeso. Negli esperimenti PIV, si può considerare un'accuratezza accettabile del tracciamento quando il numero di Stokes assume valori inferiori a 0.1 [22]. In tabella 4.1 sono riportati alcuni traccianti tra i più utilizzati nelle misure PIV.

<b>Fluido</b>	<b>Materiale</b>	<b>Diametro medio (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>Densità (<math>\text{kg}/\text{m}^3</math>)</b>
Aria	DEHS	0.5 - 1.5	$10^3$
Aria	TiO <sub>2</sub>	0.1 - 5	$1 - 4 \times 10^3$
Aria	Olio vegetale	1 - 3	$10^3$
Acqua	Sphericell®	10 - 100	$0.95 - 1.05 \times 10^3$
Acqua	Sfere cave in vetro ricoperte d'argento	10 - 100	$>10^3$

tabella 4.1: Proprietà di alcuni traccianti più comuni per esperimenti PIV [22].

La principale difficoltà che si incontra nella pianificazione di una misurazione PIV è costituita dalla scelta del tracciante e dalla sua corretta introduzione nel processo. Occorre dosare al meglio le quantità da utilizzare per avere le concentrazioni ottimali con le quali operare la sperimentazione. Se la concentrazione è troppo bassa, l'individuazione ed il tracciamento delle particelle nel flusso sono di facile determinazione, ma la restituzione del campo di moto si verifica essere non esaustiva in quanto la velocità risulta nota solo in pochi punti. Nel caso contrario in cui la concentrazione di tracciante diventa troppo alta, si rende difficile seguire lo spostamento esatto della singola particella rispetto a quelle ad essa adiacenti, ma in generale si riesce ad avere un campo di velocità significativo. Solitamente, la concentrazione adottata nelle misurazioni varia nel range 1-5 particelle/mm<sup>3</sup> [3].

La distribuzione delle particelle nel fluido deve essere la più uniforme ed omogenea possibile, per permettere un'acquisizione dei fotogrammi in grado di fornire informazioni sulla dinamica di tutti i punti interni al campo di misura. In un'immagine PIV la distribuzione del tracciante viene spesso espressa mediante il numero di particelle per unità di area per pixel (*ppp*). Il range di valori con cui si effettua tipicamente un'acquisizione varia da 0.02 a 0.2 *ppp* [25]. Per ottenere il valore di concentrazione volumica necessaria  $C$  [#particelle/mm<sup>3</sup>], il valore *ppp* [#particelle/#pixel], richiesto dal processamento delle immagini, viene diviso per lo spessore della lama laser  $\delta_z$  [mm] e per la dimensione del pixel  $\delta_p$  [#pixel/mm] al quadrato:

$$C = \frac{ppp}{\delta_z \delta_p^2} \quad (4.7)$$

#### 4.1.2 Diffusione della radiazione

Le particelle di tracciante devono essere in grado di riflettere sufficiente luce per poter essere visibili durante l'acquisizione con la telecamera. La loro efficienza, in

termini di diffusione della radiazione luminosa, è funzione del diametro della particella  $d_p$ , del rapporto tra l'indice di rifrazione del tracciante e quello del fluido  $n_p/n_f$ , della lunghezza d'onda  $\lambda$  e dall'angolo di incidenza  $\theta$  del fascio laser.

Per traccianti di forma sferica aventi un diametro superiore rispetto alla lunghezza d'onda  $\lambda$  della luce che li investe (tipicamente 532 nm), la teoria di Mie [18] fornisce una completa descrizione del fenomeno della rifrazione che avviene su di essi. Secondo questa teoria è possibile caratterizzare la capacità di diffusione della luce in funzione del diametro della particella normalizzato nel seguente modo:

$$q = \frac{\pi d_p}{\lambda} \quad (4.8)$$

Per valori di  $q$  superiori all'unità, l'intensità della radiazione rifratta è proporzionale al quadrato del diametro  $d_p$  della particella, mentre per valori inferiori risulta essere proporzionale al quadruplo del diametro. Il campo di interesse nella misurazione PIV prevede valori di  $q > 1$ , prendendo in conto particelle di larghezza superiore a 1 micron ed una radiazione laser di lunghezza d'onda pari a 532 nm.

L'angolo sotteso tra il fascio laser incidente e l'asse dell'obbiettivo (vedi Figura 4.4a) influisce in maniera non trascurabile sull'intensità della rifrazione, come mostrato in Figura 4.4b. Una ripresa ideale del flusso richiederebbe il posizionamento della telecamera di acquisizione nella stessa direzione della radiazione ma con l'obbiettivo disposto nel verso contrario ( $\theta = 180^\circ$ , configurazione in "*forward scattering*"). In questa maniera si sfrutterebbe la massima intensità della luce emessa dalle particelle. Questo, però, non è possibile per le misure PIV bidimensionale dove  $\theta \approx 90^\circ$ . Si rende pertanto obbligatorio acquisire la radiazione nella direzione ortogonale alla lama di luce, in cui però l'intensità risulta essere la minima disponibile.

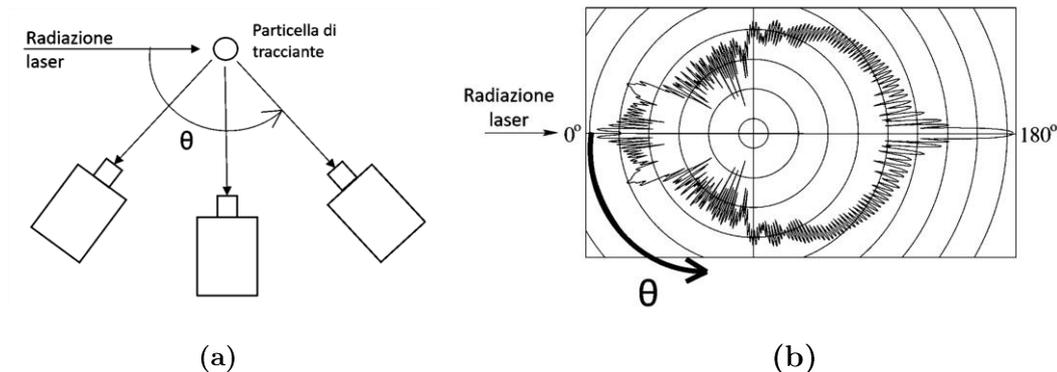


Figura 4.4: Intensità di diffusione del tracciante in funzione dell'angolo sotteso tra il fascio incidente e l'asse della camera di acquisizione.

Per una migliore acquisizione si preferisce scegliere dei traccianti che siano composti da materiali che abbiano un alto indice di rifrazione, tenendo sempre in conto i requisiti meccanici legati al tracciamento del flusso. Inoltre, si possono adoperare delle particelle contenenti una tinta fluorescente che ha il vantaggio di assorbire la radiazione luminosa e di emetterla ad una lunghezza d'onda maggiore. Ciò permette di distinguere le particelle dagli altri elementi illuminati presenti nel campo visivo della telecamera come ad esempio le riflessioni delle pareti o le bolle di vapore.

In aggiunta ai criteri di selezione del tracciante prima descritti, è importante sottolineare gli aspetti legati ai problemi di salute e di sicurezza che questo tipo di particelle possono rappresentare. Il materiale con cui sono realizzate non deve essere nocivo in caso di inalazione e non deve risultare corrosivo oppure reagente quando si trova a contatto con le parti meccaniche dell'impianto sperimentale e delle eventuali strumentazioni in esso installate.

## 4.2 Illuminazione

L'illuminazione del campo di misurazione viene solitamente effettuata tramite un laser per poter ottenere la cosiddetta "lama di luce" attraverso l'ausilio di

componenti ottici che ne gestiscono la direzione e l'estensione, e per poter irradiare in maniera pulsata e monocromatica. Altre sorgenti di luce come lampadine a incandescenza o LED non permettono un controllo adeguato della geometria del fascio di luce.

La tecnologia di illuminazione più comunemente adoperata nelle indagini PIV è quella basata sui laser Nd:YAG, ovvero laser a stato solido, pompate otticamente con una lampada stroboscopica, che sfruttano un cristallo di ittrio ed alluminio (YAG) drogato al neodimio ( $\text{Nd}=\text{Y}_3\text{Al}_5\text{O}_{12}$ ) e che emettono radiazione nel campo della luce verde ( $\lambda=528\text{-}532$  nm) ad una frequenza tipica di 10 Hz e ad elevata energia (50-500 mJ). Esistono altri tipi di laser utilizzati per PIV (tabella 4.2) che forniscono un intervallo di frequenza degli impulsi ben maggiore del precedente, all'incirca da 1 a 10 kHz. Si tratta dei laser Nd:YLF, sempre a stato solido e costituiti da fluoruro di ittrio e litio (YLF) drogato al neodimio, che vengono pompate mediante diodi e che emettono la radiazione a buoni livelli di energia (10-50 mJ).

<b>Tipologia</b>	<b>Lunghezza d'onda [nm]</b>	<b>Potenza/Energia</b>	<b>Frequenza [Hz]</b>
Ioni di Argon	514, 488	10 – 30 W	CW
Nd:YAG	532	20 – 500 mJ	10 – 30
Nd:YLF	526	10 – 30 mJ	$10^3 - 10^4$

tabella 4.2: Specifiche di alcune tipologie di laser adoperate nella PIV.

La tecnica di misura PIV prevede una ripresa del flusso in un intervallo di tempo  $\Delta t$  all'interno del quale le particelle devono essere illuminate con due impulsi laser successivi. È fondamentale che la durata  $\delta_t$  di questi impulsi sia molto breve, in maniera tale che le particelle appaiano nei fotogrammi come punti ben definiti e non come strisce. Normalmente, il  $\delta_t$  è dell'ordine di decine di nanosecondi.

Il laser può funzionare, a seconda della sua tecnologia, secondo un'onda pulsata a frequenza costante (single-frame) oppure a frequenza variabile (dual-frame). La

configurazione dual-frame (usata nelle nostre misurazioni) prevede che il sistema di sincronizzazione inneschi la cattura di due fotogrammi, separati da un intervallo  $\Delta t$  di tempo, tramite la camera di acquisizione. In contemporanea, due impulsi laser vengono generati in modo tale che il primo si verifichi durante la presa del primo fotogramma ed il secondo si verifichi durante la cattura del successivo fotogramma. La durata di acquisizione della seconda immagine (circa 33 ms) è solitamente più lunga rispetto a quella della prima istantanea, come mostrato in Figura 4.5, per motivi legati alla particolare architettura elettronica del sensore della camera.

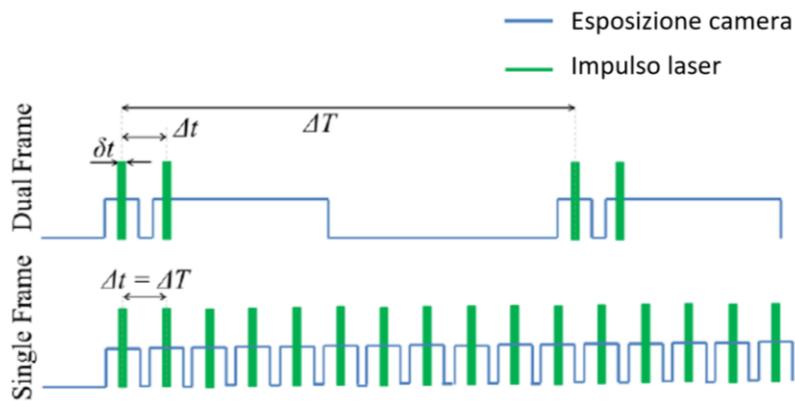


Figura 4.5: Andamento temporale degli impulsi laser nelle due configurazioni a diversa frequenza e andamento del tempo di esposizione della camera [3].

### 4.2.1 Ottiche laser

Il fascio luminoso in uscita dal generatore laser viene convertito in una lama di luce tramite una serie di lenti cilindriche e sferiche. È necessario modulare l'ampiezza e lo spessore della lama laser per poter riprendere il moto delle particelle su di un piano, e quindi ottimizzare l'acquisizione.

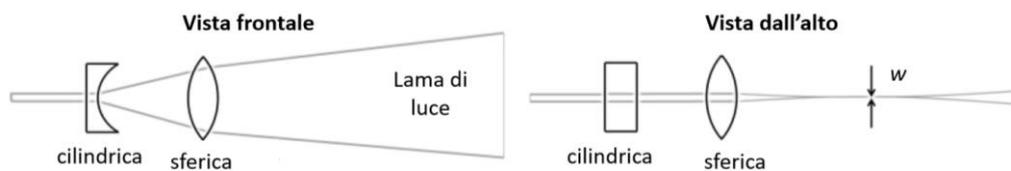


Figura 4.6: Generazione della lama laser utilizzando lenti cilindriche e sferiche.

Il laser in uscita da questa configurazione di lenti risulta avere uno spessore che raggiunge un valore minimo ad una certa distanza e può essere calcolato con la seguente formula:

$$w = 2 \frac{2.44 \lambda \pi f_2}{d} \quad (4.9)$$

Questo spessore minimo risulta essere direttamente proporzionale alla distanza focale  $f_2$  dell'ultima lente della serie ed inversamente proporzionale al diametro iniziale  $d$  del fascio laser. È bene che questo punto di strizione ricada esternamente al dominio di misura in quanto la densità di energia nel suo intorno risulta molto alta e dunque potrebbe danneggiare la sezione di prova, specialmente se realizzata con materiali tipo il plexiglass.

Nel caso si lavori con un generatore a doppia testa, occorre verificare che vi sia una buona sovrapposizione dei due fasci laser che vengono generati al suo interno, in maniera tale da aumentare la qualità dell'illuminazione. Un ottimo livello di allineamento si viene ad avere per percentuali di sovrapposizione pari a circa l'80%.

### 4.3 Produzione dell'immagine: parametri ottici

La cattura dei fotogrammi risulta essere descritta da una serie di parametri che vengono riportati nel seguito di questo paragrafo. Si lavora con due sistemi di riferimento relativi al piano dell'immagine (sensore della camera) ed al piano dell'oggetto (piano di misura nel flusso) e che si trovano ai lati opposti della lente del sistema ottico a due distanze caratteristiche ( $z_o$  e  $Z_o$ ) da essa, come mostrato in Figura 4.7.

Nella valutazione della modalità di acquisizione occorre tenere in conto la lunghezza focale  $f$  dell'obiettivo, che risulta in relazione alle precedenti distanze dei piani mediante la seguente:

$$\frac{1}{f} = \frac{1}{z_o} + \frac{1}{Z_o} \quad (4.10)$$

Un secondo parametro da tenere in considerazione è la magnificazione (o ingrandimento), definita come il rapporto tra la distanza caratteristica  $z_o$  del piano immagine rispetto alla distanza caratteristica  $Z_o$  del piano oggetto.

$$M = \frac{z_o}{Z_o} \quad (4.11)$$

È possibile definire la magnificazione anche come il rapporto tra la dimensione dell'immagine di un oggetto e la sua dimensione reale.

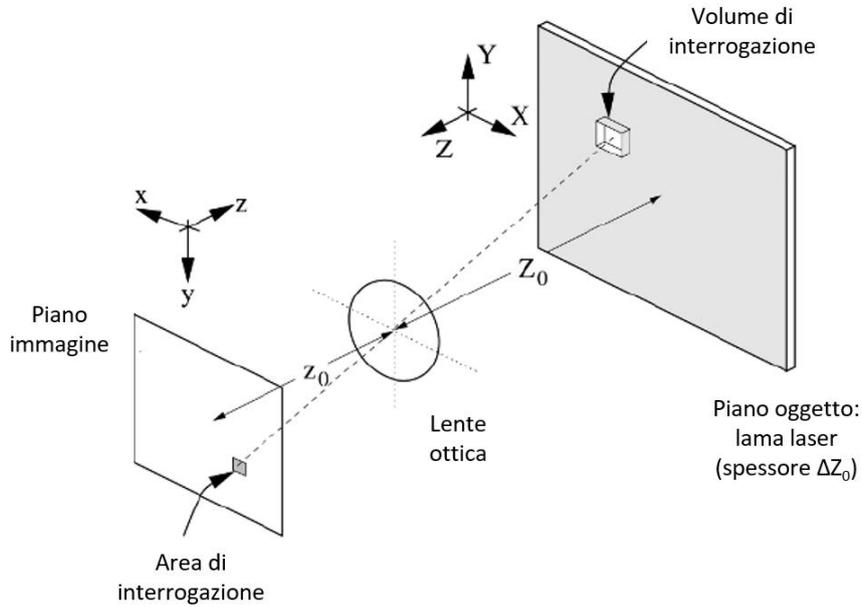


Figura 4.7: Rappresentazione schematica della formazione ottica dell'immagine [22].

Nel caso delle particelle di tracciante è dunque possibile avere una stima del diametro che esse risultano avere nei fotogrammi a partire dalla magnificazione e dal loro diametro reale, se hanno un diametro  $d_p \gg \lambda$  (o  $q \gg 1$ ).

$$d_{geom} = M d_p \tag{4.12}$$

Per particelle  $d_p \simeq \lambda$  (o  $q \simeq 1$ ) l'equazione (4.12) non è propriamente corretta, in quanto entrano in gioco altri effetti tra i quali la diffrazione che interessa la radiazione riflessa dalle particelle, e che ne aumenta in questa maniera il diametro della particella nell'immagine generata nel sensore. A causa della sua natura ondulatoria, la luce che passa in maniera uniforme attraverso l'apertura circolare sottile del diaframma della camera viene diffratta, e tende a formare una struttura anellare caratterizzata da regioni con intensità luminosa alternata (Figura 4.8).

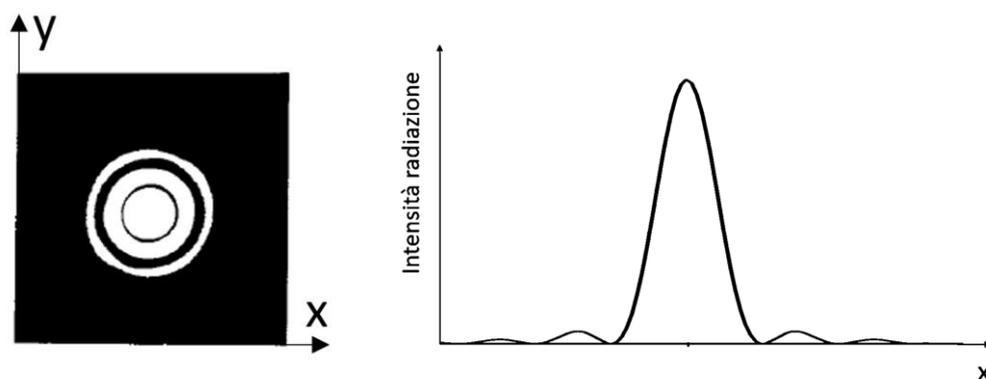


Figura 4.8: Disco di Airy (a sinistra) e relativo andamento dell'intensità luminosa (a destra).

Questo modello di diffrazione è importante perché, a causa di questo fenomeno, il punto più piccolo nel quale si può mettere a fuoco una particella è delle dimensioni del *disco di Airy*, ovvero la parte centrale di questa struttura ad anelli, caratterizzata da un'intensità luminosa superiore rispetto alle regioni ad essa concentriche. La dimensione della particella nell'immagine è data dal diametro di questo disco e risulta dunque funzione della lunghezza d'onda  $\lambda$ , della magnificazione  $M$  e del parametro f-stop (o f-number)  $f_{\#}$ , secondo la seguente relazione:

$$d_{diff} = 2.44\lambda(1+M) f_{\#} \quad (4.13)$$

Il parametro  $f_{\#}$  è definito come il rapporto tra la lunghezza focale ed il diametro di apertura del diaframma interno alla camera. Tenuto conto delle precedenti, è possibile fornire una buona approssimazione del diametro della particella nel fotogramma facendo una somma euclidea:

$$d_{\tau} = \sqrt{(Md_p)^2 + (d_{diff})^2} \quad (4.14)$$

Questa relazione è valida unicamente nell'ipotesi di particella a fuoco, ovvero quando lo spessore della lama di luce risulta essere inferiore alla profondità di fuoco del sistema ottico. L'effetto della diffrazione domina quando vengono acquisite istantanee di particelle di diametro molto piccolo ad una magnificazione ragionevolmente bassa. Per grandi diametri e/o per valori di magnificazione elevati si ha invece un'immagine della particella la cui dimensione risulta dominata dalla ricostruzione geometrica operata dalla lente. Sempre secondo la (4.13) si evidenzia che per diametri della particella superiori alla lunghezza d'onda della radiazione riflessa ( $d_p \gg \lambda$ ), il termine di diffrazione diventa meno importante ed il diametro che si ottiene nell'immagine cresce in maniera lineare con il diametro reale della particella.

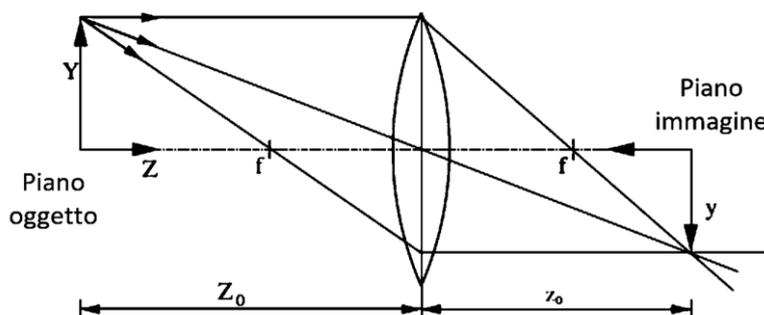


Figura 4.9: Schema della ricostruzione geometrica dell'immagine operata dalla lente [22].

## 4.4 Valutazione del campo di moto

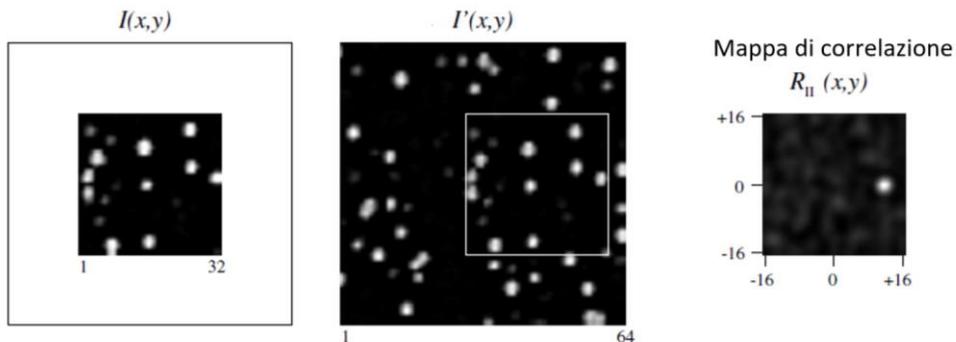
Si hanno a disposizione due immagini acquisite a due istanti di tempo successivi e contenenti la posizione di un certo numero di particelle all'interno del campo di misura. Queste particelle appaiono puntiformi in entrambe le catture ma risultano spostate di posizione, da un fotogramma all'altro, in quanto seguono le linee di flusso percorse dal fluido.

La procedura consiste inizialmente nella definizione di una finestra di ricerca sul primo fotogramma avente una dimensione tale da garantire una buona densità di particelle. La forma tipica che si adotta è una matrice quadrata avente una lunghezza che può variare da 16 a 128 pixels. Il metodo prevede il confronto di tale finestra con quelle omologhe del secondo fotogramma per determinare lo spostamento  $\Delta x$  che subiscono le particelle.

Segue successivamente un'analisi di tipo statistico sulla congruenza delle due istantanee acquisite dal sistema di misurazione. Ciò viene eseguito tramite una funzione discreta di cross-correlazione che viene calcolata per ogni posizionamento della finestra di ricerca sulla seconda immagine. Considerando due matrici di interrogazione  $I(x,y,t)$  e  $I'(x,y,t+\Delta t)$  definite agli istanti  $t$  e  $t+\Delta t$ , rispettivamente, la funzione è ottenuta mediante il seguente prodotto:

$$R_{II}(x,y) = \sum_{i=-K}^K \sum_{j=-L}^L I(i,j) I'(i+x, j+y) \quad (4.15)$$

Viene generata a seguito di questa analisi una mappa di correlazione in cui appaiono dei picchi indicativi della corretta corrispondenza tra le due finestre interne ai due fotogrammi.



**Figura 4.10:** Individuazione della finestra di interrogazione sul secondo fotogramma e generazione della mappa di cross-correlazione [22].

Siccome lo spostamento del tracciante all'interno del dominio di misura non può essere definito con un numero intero, occorre effettuare un'interpolazione nell'intorno del picco di correlazione per avere una precisione sub-pixel e quindi calcolare lo spostamento effettivo della particella. Esistono diverse tecniche di interpolazione tra le quali quella più adatta ai risultati ricercati risulta essere l'interpolazione gaussiana di seguito riportata:

$$f(x) = \Phi_0 e^{-\frac{(x-x_0)^2}{\sigma^2}}$$

$$x_0 = i + \frac{\ln \Phi(i-1, j) - \ln \Phi(i+1, j)}{2 \ln \Phi(i-1, j) - 4 \ln \Phi(i, j) + 2 \ln \Phi(i+1, j)} \quad (4.16)$$

$$y_0 = j + \frac{\ln \Phi(i, j-1) - \ln \Phi(i, j+1)}{2 \ln \Phi(i, j-1) - 4 \ln \Phi(i, j) + 2 \ln \Phi(i, j+1)}$$

Una volta nota la traslazione in termini di pixel tra i due fotogrammi si calcola la velocità a partire dallo spostamento andando a dividere per l'intervallo di tempo tra gli impulsi laser, moltiplicando per la dimensione del pixel e dividendo per la magnificazione. Ciascun vettore velocità risulta definito all'interno della corrispondente finestra di interrogazione e si ottiene un campo di moto che fornisce informazioni sull'idrodinamica del flusso all'interno del dominio di misura.

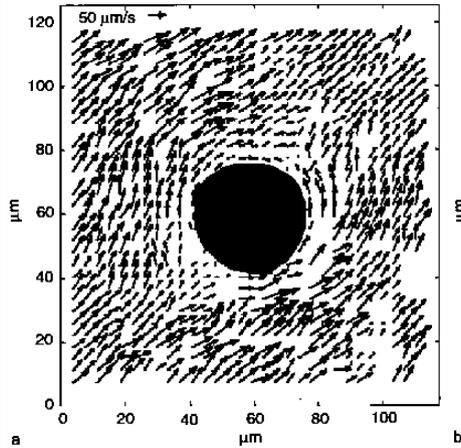


Figura 4.11: Esempio di campo di moto mediante PIV attorno ad un corpo cilindrico [22].



## **5 Impianto sperimentale**

Nel presente capitolo viene descritta la configurazione sperimentale e l'attrezzatura di laboratorio adottata per l'individuazione e la successiva interpretazione dei fenomeni fisici, e in particolare fluidodinamici, che interessano un reattore cavitativo. L'impianto sperimentale è suddiviso in due parti: il circuito idraulico che, con i suoi componenti, muove il flusso attraverso il reattore controllandone pressione, portata e temperatura, e la strumentazione di misura ottica PIV. Per le campagne di misurazione viene utilizzato l'impianto di cavitazione installato nel laboratorio di idraulica del Politecnico di Torino, precedentemente utilizzato per esperimenti di disinfezione dell'acqua [7]. L'impianto è stato modificato con l'aggiunta di una camera di prova trasparente per le misure ottiche.

In questo capitolo viene fatta una descrizione dettagliata di tutti gli elementi che compongono l'assetto sperimentale.

### **5.1 Circuito idraulico**

Il presente circuito permette la circolazione continua di un volume definito di acqua e comprende tutti gli elementi ad essa inerenti. La configurazione presenta tratti di tubazione rettilinei e raccordi assemblati tra loro mediante attacchi flangiati o attacchi maschio-femmina conformi alla normativa DIN-11851. La disposizione del circuito e l'installazione di tutti i suoi componenti è conforme agli standard di

sicurezza per l'uso di batteri e dispositivi laser. Inoltre, sono stati mantenuti gli spazi di manovra per tutte le attività di manutenzione e controllo necessarie.

In Figura 5.1 è riportata una planimetria generale dell'impianto mentre i componenti sono descritti nei successivi paragrafi.

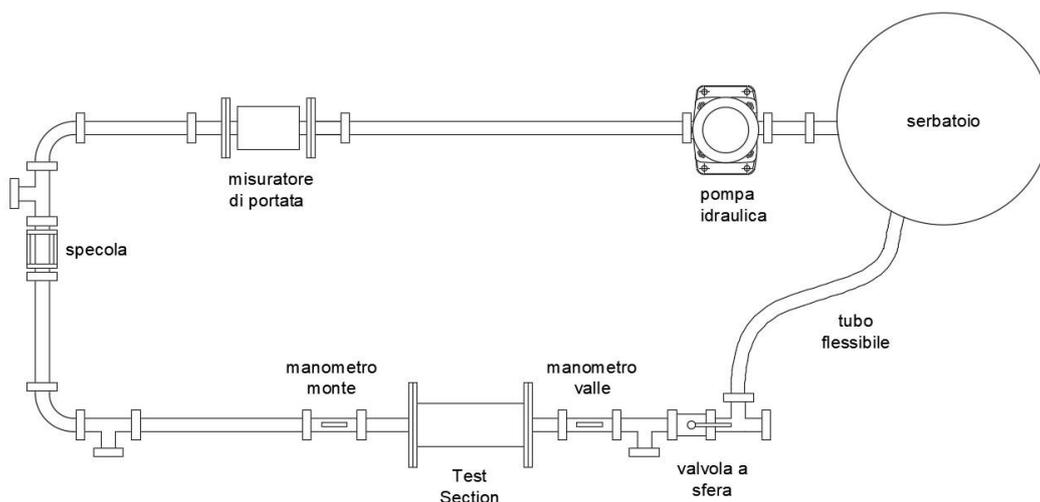


Figura 5.1: Planimetria impianto.

L'impianto viene riempito con l'ausilio di una tubazione in gomma, allacciata alla rete idrica, che carica l'impianto per mezzo di un serbatoio di accumulo ad esso collegato. Lo svuotamento invece viene eseguito grazie ai rubinetti di cui è dotato il circuito e, l'acqua così scaricata, viene mandata, attraverso un tubo in gomma, ad un lavello disposto internamente al locale del laboratorio. Quest'ultimo permette l'accumulo e lo scarico nelle condotte dell'edificio che portano alla rete fognaria.

Occorre tenere presente che l'acqua contenente le particelle traccianti per le misure PIV viene conservata per poter essere riutilizzata nei successivi esperimenti per ragioni di reperibilità e di costo.

### **5.1.1 Funzionamento generale**

Il circuito idraulico è dotato di una pompa centrifuga verticale con inverter, grazie alla quale è possibile impostare la velocità del flusso e quindi permettere lo studio dell'idrodinamica del reattore cavitativo secondo un ampio range di valori di portata e di pressione mantenuti costanti durante i singoli esperimenti. Il carico energetico alla bocca di aspirazione è dettato dal livello nel serbatoio a cui la pompa è collegata. Il livello del pelo libero è circa 1 m ( $\pm 3$  cm) al di sopra dell'ultima (superiore) girante della pompa. La posizione sopraelevata del serbatoio rispetto la sezione di aspirazione garantisce che le giranti “peschino a secco” per un corretto funzionamento. Inoltre, sono essenziali le operazioni di eliminazione dell'aria presente all'interno del circuito durante la fase di caricamento, specialmente dalla valvola di sfiato della pompa. Il processo di caricamento adottato prevede anche lo sfiato dei raccordi a T in cui l'aria viene intrappolata.

Il flusso accelerato dalla pompa percorre il circuito fino a raggiungere la sezione di prova<sup>4</sup> all'inizio della quale è installata la piastra forata. In questo punto si verifica il restringimento della corrente con conseguente diminuzione della pressione e aumento della velocità media<sup>5</sup> per la conservazione della massa. Il flusso uscente dal foro si espande fino a lambire nuovamente le pareti del tubo. Infine, il flusso segue un percorso rettilineo fino a risalire al serbatoio per mezzo di un tubo flessibile.

A monte ed a valle della sezione di prova sono disposti due manometri per la misura della caduta di pressione dovuta al restringimento, che permetterà la caratterizzazione dei regimi di flusso in uscita dall'orifizio. Per poter studiare diverse configurazioni sperimentali, la pressione di valle può essere impostata andando ad operare sull'apertura/chiusura, parziale o totale, di una valvola a sfera installata dopo circa sette diametri rispetto al manometro di valle.

---

<sup>4</sup> È la sezione di impianto in cui avviene il fenomeno fisico di interesse e nel quale i dispositivi di misura (in questo caso: PIV) hanno accesso.

<sup>5</sup> Intesa come media sulla sezione della tubazione.

Sia l'azione della pompa idraulica e sia il passaggio attraverso la piastra forata determinano un surriscaldamento dell'acqua in circolazione all'interno dell'impianto. Volendo mantenere costante la temperatura, è stato predisposto un sistema di raffreddamento costituito da due scambiatori di calore, una tanica di accumulo, una pompa idraulica da 50 W di potenza ed infine una serpentina a spirale in acciaio inox e le relative raccorderie.

Lo scambio termico avviene all'interno del serbatoio dove è installata la serpentina. Prima di ogni esperimento si riempie la tanica di accumulo del sistema refrigerante con acqua e si mettono in funzione i due scambiatori di calore in modo che venga raggiunta una temperatura di riferimento.

Riepilogando, l'impianto idraulico nel suo complesso è costituito dai seguenti elementi:

- Serbatoio in acciaio
- Pompa idraulica
- Misuratore elettromagnetico di portata
- Specola di vetro
- Piastra forata e sezione di prova in plexiglass
- Manometri
- Valvola a sfera
- Tubazioni, attacchi flangiati e raccordi con attacchi DIN.
- Tubo flessibile
- Rubinetti per lo scarico
- Sistema di raffreddamento

Di seguito è riportata una descrizione più approfondita dei singoli componenti con le relative specifiche tecniche.

## **5.1.2 Caratteristiche dei componenti**

### **5.1.2.1 Serbatoio in acciaio**

Si tratta di un recipiente cilindrico realizzato in acciaio inox AISI304 di diametro pari a 35 cm, alto 50 cm e avete una capacità di 50 litri. Il serbatoio è posizionato ad un'altezza dalla pompa di circa 1 m mediante un'impalcatura realizzata con elementi in acciaio come mostrato in Figura 5.2.



**Figura 5.2:** Posizione del serbatoio sull'impalcatura di supporto.

Il serbatoio è dotato, all'estremità superiore, di una piastra di chiusura in acciaio AISI304 di spessore 2 mm, ad esso bullonata. Questa risulta avere due attacchi DIN-11851 di tipo femmina con lo scopo di ospitare l'ingresso e l'uscita della serpentina di raffreddamento, ed un ulteriore attacco femmina per mezzo del quale avviene il caricamento del serbatoio. Questi tre fori sono disposti nella parte centrale della piastra di chiusura. Il fondo del serbatoio prevede anch'esso tre

attacchi femmina, sempre conformi alla normativa DIN-11851, disposti nella parte centrale. La connessione al circuito è fatta grazie a due di questi allacci. Il primo risulta collegato ad un tratto rettilineo di condotta e rappresenta l'uscita del flusso verso la pompa idraulica. Il secondo, invece, rappresenta l'ingresso al serbatoio, e risulta in comunicazione con l'estremità finale dell'impianto per mezzo del tubo flessibile. Infine, lo scarico viene eseguito mediante una valvola a sfera installata sul terzo foro presente nel fondo del recipiente cilindrico.

Essendo le superfici del serbatoio opache, viene predisposto un piezometro in grado di fornire il livello interno al recipiente. Viene utilizzato a questo scopo un tubo di gomma che viene allacciato all'impianto grazie ad un rubinetto posto nella parte di circuito sottostante il serbatoio. Conoscere il livello risulta necessario per misurare il volume totale di acqua usato nell'esperimento.

#### **5.1.2.2 Pompa idraulica**

Per uno studio completo dell'idrodinamica che caratterizza il flusso uscente da un orifizio, è necessario effettuare misurazioni su un ampio intervallo di valori di portata. Il circuito idraulico è pertanto dotato di una pompa centrifuga, con inverter. La pompa è di tipo multistadio orientata verticalmente (modello *Lowara 3SV11 versione F*) in grado di fornire una portata massima di 4,4 m<sup>3</sup>/h ed una prevalenza massima di 82,3 metri di colonna d'acqua.

Le misurazioni di questo lavoro di tesi sono state fatte facendo lavorare la pompa a frequenze pari a 35Hz e 40Hz. La curva caratteristiche della pompa, il rendimento e la potenza dissipata per tali frequenze sono riportate in Figura 5.3, Figura 5.4 e Figura 5.5.

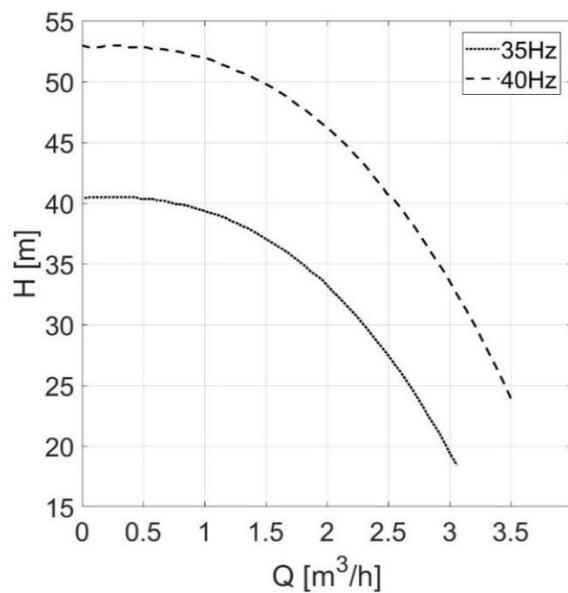


Figura 5.3: Prevalenza della pompa per frequenze pari a 35Hz e 40Hz.

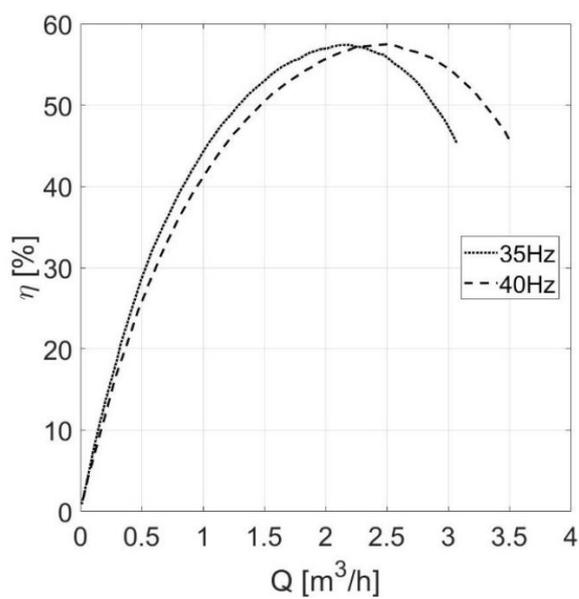


Figura 5.4: Rendimento della pompa per frequenze pari a 35Hz e 40Hz.

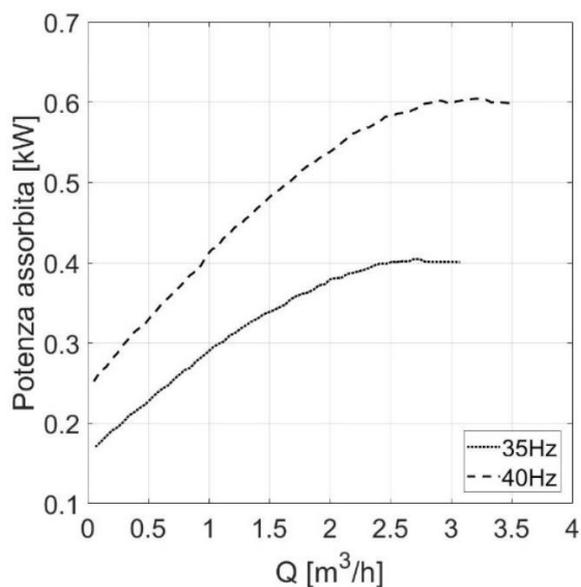


Figura 5.5: Potenza assorbita dalla pompa per frequenze pari a 35Hz e 40Hz.

Il motore della pompa ha una potenza nominale pari 1,1 kW ed è costituito da due poli, mentre il corpo pompa conta un numero di giranti pari a 11.

I componenti principali a contatto con il liquido, tra i quali le giranti, i diffusori, l'albero ed il corpo pompa, sono realizzati in acciaio inossidabile AISI304 e sono assemblati fra loro in maniera da garantire una tenuta idraulica fino a 40 bar di pressione.

Per dare un'idea dell'ingombro della pompa vengono riportate in Figura 5.6 ed in tabella 5.1 alcune dimensioni caratteristiche.

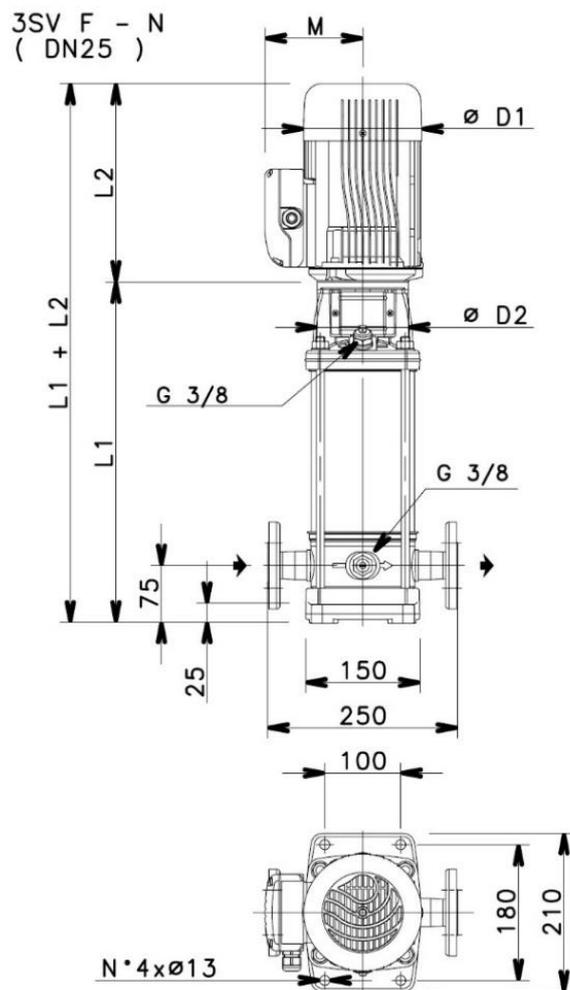


Figura 5.6: Pompa idraulica multistadio verticale Lowara 3SV11-F.

L1	L2	L3	L4	L5	L6	M	D1	D2	Peso [kg]
448	263	448	287	423	423	137	155	120	23,9

tabella 5.1: Dimensioni geometriche [mm] della pompa.

La pompa è collegata al circuito per mezzo di flange di diametro DN25 in acciaio AISI304 che raccordano le bocche di aspirazione e di mandata alle tubazioni dell'impianto.

Per controllare la portata si usa l'inverter. Quest'ultimo è in grado di variare e mantenere costante la frequenza di rotazione del motore della pompa. Di conseguenza, l'inverter è in grado di controllare con precisione la velocità di rotazione delle giranti e quindi la portata. Per attenuare gli effetti turbolenti che la pompa genera sulla corrente, la bocca di mandata viene posizionata ad una distanza di circa novanta diametri dalla sezione di prova, in modo tale da garantire un sufficiente percorso per dissipare.

### **5.1.2.3 Misuratore elettromagnetico di portata**

L'impianto sperimentale è dotato di uno strumento per l'individuazione della portata d'acqua che fluisce nel circuito. Si tratta di un misuratore elettromagnetico di portata (modello *PROline Promag 10*) caratterizzato da un campo di misura variabile tra 4 dm<sup>3</sup>/min e 9600 m<sup>3</sup>/h, ed un errore massimo di misura pari a  $\pm 0,5\%$ . L'attacco al processo avviene per mezzo di flange di diametro DN25 ed il dispositivo viene posizionato in una sezione intermedia tra la pompa idraulica e la sezione di prova. Per poter funzionare correttamente è necessario che il liquido abbia una conducibilità non inferiore a 50  $\mu\text{S}/\text{cm}$ .



Figura 5.7: Misuratore elettromagnetico di portata (destra) e relativo display (sinistra) [7].

Lo strumento sfrutta la legge sull'induzione elettromagnetica di Faraday per la misurazione della portata volumetrica. Essa afferma che un conduttore, in questo caso il flusso d'acqua, muovendosi in un campo magnetico genera una tensione elettrica. Grazie a due bobine posizionate internamente al misuratore, viene generato un campo magnetico omogeneo che attraversa la sezione del tubo di misura. Due elettrodi disposti sulle pareti opposte della condotta, ed in direzione ortogonale alle bobine, rilevano la tensione elettrica indotta dal campo magnetico. Per evitare il corto circuito tra la tubazione metallica ed il liquido conducibile, è applicato un rivestimento isolante sulla parete interna del tubo di misura.

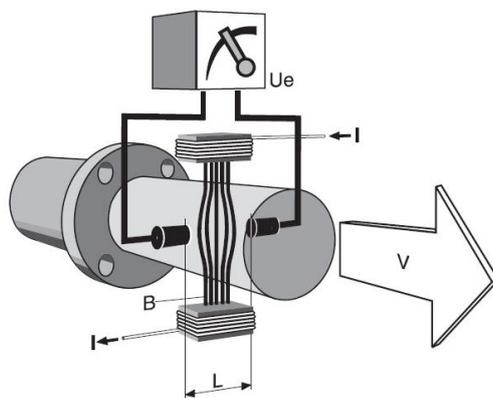


Figura 5.8: Principio di funzionamento del misuratore elettromagnetico di portata

Quando il fluido è in moto, il campo magnetico applica una forza alle particelle del fluido aventi carica elettrica. Come risultato, le particelle caricate positivamente e quelle caricate negativamente si separano e si concentrano sui lati opposti delle pareti del tubo. A questo punto si genera una tensione elettrica che viene misurata dai due elettrodi (Figura 5.8) e che risulta essere direttamente proporzionale alla velocità di deflusso nella condotta secondo la relazione (5.1).

$$U_e = B \cdot L \cdot v \quad (5.1)$$

In cui le grandezze che compaiono rappresentano:

- $U_e$ , la tensione elettrica indotta.
- $B$ , il campo magnetico.
- $L$ , la distanza tra gli elettrodi.
- $v$ , la velocità di deflusso.

Lo strumento calcola dunque la portata volumetrica a partire dal diametro della tubazione e dalla velocità di deflusso. All'aumentare di quest'ultima, la separazione delle particelle caricate elettricamente diventa maggiore, e di conseguenza diventa più alta la tensione tra i due elettrodi.

Il segnale di misura è quasi sempre accompagnato da un rumore elettrico, determinato dai campi magnetici esterni e dagli effetti elettro-chimici che avvengono nel fluido. Per eliminare questo rumore, le bobine dello strumento sono alimentate in corrente continua pulsata e la polarità del campo magnetico, da esse generato, viene invertita in maniera alternata.

#### **5.1.2.4 Specola in vetro**

Questo elemento è installato nel circuito per poter monitorare visivamente la corrente in circolazione. Essendo posizionata in una sezione a valle della pompa idraulica, ed a monte della sezione di prova, permette di individuare l'eventuale presenza di bolle d'aria nel flusso e quindi la necessità di sfiatare l'impianto.

La specola è realizzata in acciaio inossidabile e presenta un cilindro di vetro borosilicato dello stesso diametro delle condotte del circuito, ovvero 32 mm. È dotata, alle due estremità, di attacchi (tipo femmina DIN-11851) con i quali viene inserita nel processo.

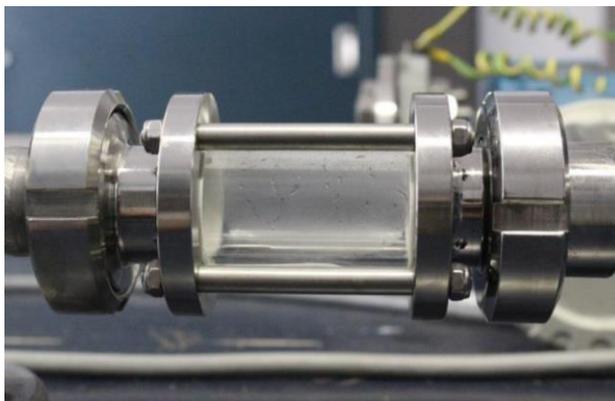


Figura 5.9: Specola con attacchi DIN-11851 [7].

#### **5.1.2.5 Manometri**

La loro introduzione nell'impianto sperimentale è resa necessaria dall'esigenza di monitorare la caduta di pressione indotta dal reattore cavitativo. A monte ed a valle della *Test Section*, sono dunque installati due misuratori di pressione a molla tubolare. La lettura della pressione avviene pertanto in maniera analogica secondo un funzionamento di tipo meccanico.

Lo strumento è costituito da una molla elastica realizzata con un tubo piegato, a forma di "C", vincolato ad una estremità ed avente una sezione trasversale ellittica. La forma di questo tubo è tale che si verifichi un aumento del raggio di curvatura al crescere della pressione del liquido al suo interno. Il risultato è che la parte terminale libera del tubo subisce un certo spostamento che viene amplificato e convertito nel movimento circolare di una lancetta, che fornisce la misura di pressione mediante un'apposita scala graduata.

I manometri installati nel circuito sono realizzati prevalentemente in ottone e permettono la misura di pressioni fino a 10 bar, con un errore pari a circa l'1,6% della portata dello strumento.

L'attacco al processo dei manometri avviene per mezzo di un perno filettato che viene avvitato su un tappo maschio DIN-11851 con il quale viene chiusa l'estremità femmina di un raccordo a T. Al fine di garantire la corretta tenuta idraulica

dell'installazione, viene adoperato un nastro di teflon con cui si avvolge la parte filettata del perno.

#### **5.1.2.6 Sezione di prova**

È la parte più importante dell'impianto sperimentale in quanto ospita il dispositivo ad orifizio che determina il restringimento del flusso. Essa prevede, oltre alla piastra forata, un tratto trasparente, a valle di essa, grazie al quale è possibile riprendere le particelle traccianti mediante un sistema di acquisizione costituito da camere e laser. La sezione di prova (Figura 5.10) è composta da due blocchi aventi geometrie e materiali differenti, assemblati fra loro attraverso flange di diametro 22 cm. Il primo blocco è realizzato in acciaio inox e prevede, ad un estremo, una flangia circolare a cui è saldato un elemento cilindrico dentro il quale viene alloggiata la piastra forata, e nell'altro estremo, un raccordo maschio DIN-11851 per l'attacco al circuito. La geometria di questo primo blocco è tale che l'elemento cilindrico si incastra nel secondo blocco della sezione di prova. Quest'ultimo è realizzato completamente in plexiglass e prevede alle estremità due flange circolari. Il corpo di questo secondo blocco ha uno sviluppo prismatico a sezione cava avente le pareti spesse 2,5 cm. La scelta della geometria e del materiale, di questo secondo componente, è legata ad un'esigenza di accesso ottico richiesta dal sistema di acquisizione PIV installato esternamente al circuito idraulico.



Figura 5.10: Sezione di prova.

### 5.1.2.7 Piastra forata

L'orifizio viene realizzato, mediante fresatura, su una piastra in acciaio inox avente uno spessore di 1 cm ed un diametro di 5,2 cm. Risulta dunque possibile creare un dispositivo di cavitazione con differenti geometrie e dimensioni del restringimento. In questo modo si riesce a studiare l'idrodinamica di un'ampia gamma di getti in uscita dal reattore cavitativo. In questo lavoro di tesi viene utilizzata una piastra a singolo orifizio con diametro  $d$  del foro pari a 3, 4,5 e 6 mm. In tabella 5.2 sono indicati alcuni parametri geometrici, quali lo spessore  $t$  della piastra, la sezione dell'orifizio  $A_h$  e della tubazione  $A_p$ , utilizzati nella valutazione del modello teorico di piastra e nel calcolo dei relativi coefficienti di perdita di carico (Paragrafo 7.1).

$d$ [mm]	$t$ [mm]	$A_h$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_p$ [mm <sup>2</sup> ]	$t/d$	$A_h/A_p$
3	10	7,07	804,23	3,33	0,009
4,5	10	15,90	804,23	2,22	0,020
6	10	28,27	804,23	1,67	0,035

tabella 5.2: Parametri geometrici delle piastre forate adottate nelle misure.

### 5.1.2.8 Valvola a sfera

Come detto in precedenza, risulta utile, ai fini della sperimentazione, variare la pressione a valle della piastra forata per poter studiare gli effetti che questa ha sul getto in uscita dall'orifizio. Operando sulla chiusura, totale o parziale, mediante la maniglia di tale valvola, è possibile regolare la caduta di pressione che avviene nel reattore cavitativo.

La valvola è realizzata in acciaio inox AISI304 ed è dotata alle due estremità di attacchi maschio-femmina conformi alla normativa DIN-11851. Viene posizionata lungo il circuito nella sezione successiva a quella dove risulta installato il manometro per la misura della pressione di valle.

Nel presente lavoro di tesi è stata ricavata la curva caratteristica di tale valvola per poter valutare la sezione disponibile al flusso quando essa viene aperta/chiusa parzialmente. È stato necessario ricavarla in quanto non fornita dal produttore ed in quanto non ricavata nei precedenti lavori di tesi sul medesimo impianto. Ottenuta la caratteristica risulta dunque possibile individuare l'area di apertura/chiusura in funzione dell'angolo  $\alpha$  che individua la posizione della maniglia rispetto all'asse della valvola (Figura 5.12). Come si evince dal grafico in Figura 5.11, la caratteristica ha un andamento pressoché lineare secondo la (5.2).

$$\frac{A_i}{A_{tot}} = - 0.0136\alpha + 1 \quad (5.2)$$

In cui  $A_{tot}$  è l'apertura totale pari a 804.2 mm<sup>2</sup> e  $A_i$  l'apertura parziale individuata dall'angolo  $\alpha$ . Quest'ultimo risulta variabile tra 0 e 90 gradi.

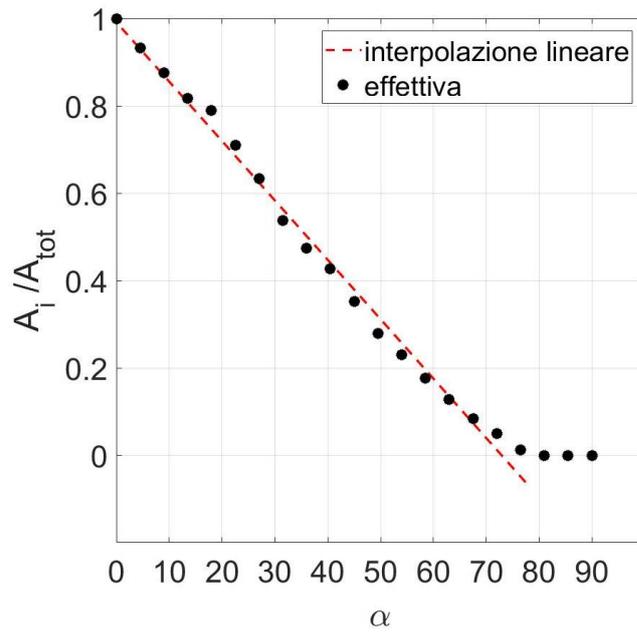


Figura 5.11: Curva caratteristica della valvola a sfera.

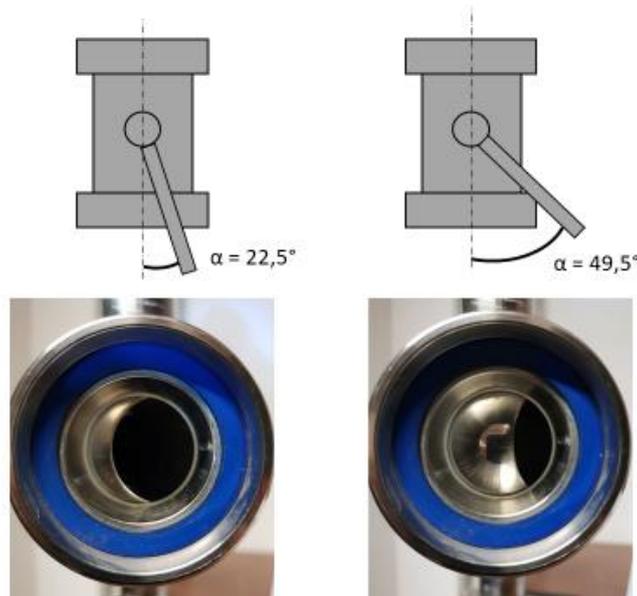


Figura 5.12: Chiusura della valvola all'aumentare dell'angolo  $\alpha$ .

#### **5.1.2.9 Tubazioni ed elementi di raccordo**

Il circuito è costituito da tratti di tubazione ed elementi di raccordo assemblati agli altri pezzi dell'impianto per mezzo di attacchi DIN-11851 oppure per mezzo di flange circolari. Tutti questi componenti hanno un diametro nominale di 32 mm, una tenuta idraulica PN16 e sono realizzati in acciaio inox AISI304 per resistere alle azioni termiche e meccaniche causate dall'azione della pompa idraulica e dai processi cavitativi che si sviluppano nel dispositivo ad orifizio.

I tratti rettilinei di tubazione sono dotati alle estremità di elementi di raccordo (maschio o femmina) che vengono resi solidali tramite saldatura.

Sono presenti nel circuito raccordi curvi che consentono una deviazione angolare del percorso della corrente pari a 90 gradi, andando a definire in questo modo la geometria dell'assetto sperimentale e a facilitare l'assemblaggio delle varie parti dell'impianto.

Sono previsti anche due raccordi di riduzione installati alle due estremità del tubo flessibile per poterlo inserire nel circuito. Questo infatti possiede un diametro superiore a quello degli altri componenti dell'impianto.

I raccordi a T permettono di integrare nel circuito i rubinetti utilizzati per lo scarico ed i manometri per la misura della pressione. Alcuni di questi, non alloggiando alcuno strumento, sono chiusi mediante tappi in acciaio inox e sono utilizzati per l'ispezione del circuito. Durante la fase di caricamento dell'impianto, nei raccordi a T si accumula aria e pertanto occorre procedere alle operazioni di sfiato andando ad aprire leggermente i tappi di chiusura.

#### **5.1.2.10 Tubo flessibile**

Come precedentemente esposto, il serbatoio di accumulo ed il circuito idraulico sono posti su piani ad altezze differenti. La connessione tra i due elementi dell'impianto è fatta mediante un tubo flessibile in acciaio inox di lunghezza 1 m e di diametro DN40, che necessita perciò di due raccordi di riduzione (attacchi DIN-

11851) alle due estremità per poter essere allacciato agli elementi dell'impianto aventi diametro DN32. Il fondo del serbatoio viene dunque collegato, tramite il flessibile, ad una curva a 90 che si allaccia ad un raccordo a T posto nella parte terminale del circuito.

#### **5.1.2.11 Scarichi per lo svuotamento**

All'interno dell'impianto sono previste in totale quattro vie per garantire un completo svuotamento del circuito. L'espulsione dell'acqua avviene per mezzo di valvole a sfera opportunamente posizionate lungo l'assetto sperimentale. Questi scarichi presentano un piego gomma di 90 gradi aventi un diametro pari a 3/8 di pollice e sono installati sui tappi maschio di chiusura di alcuni raccordi a T presenti nel circuito. In Figura 5.13 è riportata la disposizione degli elementi di scarico:

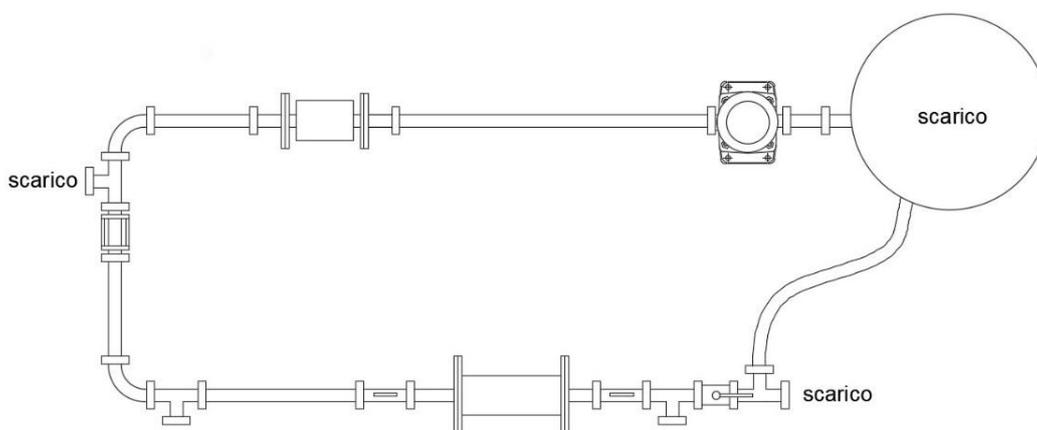


Figura 5.13: Disposizione degli scarichi all'interno del circuito.

#### **5.1.2.12 Impianto di raffreddamento**

Il sistema di scambio termico necessario per contrastare l'aumento di temperatura dell'acqua in circolazione nell'impianto idraulico, dovuto all'attività cavitazionale ed all'azione della pompa idraulica, risulta costituito dai seguenti elementi:

- Scambiatori di calore.
- Serpentina a spirale in acciaio.
- Pompa elettrica.
- Tanica di accumulo in plastica.

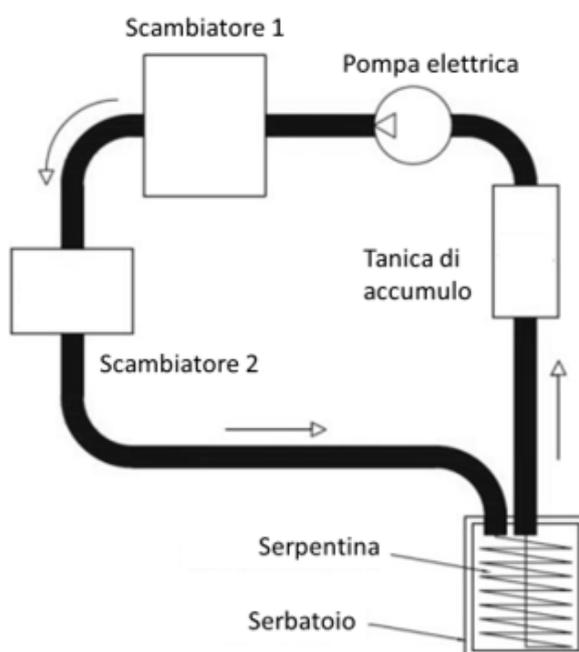


Figura 5.14: Schema di funzionamento del sistema di raffreddamento [7].

Prima di mettere in avviamento i due scambiatori occorre riempire a sufficienza la tanica con acqua prelevata dalla rete idrica del laboratorio. Durante il funzionamento del sistema di raffreddamento, l'acqua subisce un percorso ciclico secondo lo schema in Figura 5.14: l'acqua nella tanica viene pompata verso il sistema di scambiatori in serie dove viene raffreddata prima di raggiungere la serpentina posta nel serbatoio cilindrico del circuito. Arrivata qui, si verifica lo scambio termico con l'acqua di alimentazione dell'impianto sperimentale, e una volta percorsa l'intera serpentina, si dirige verso la tanica di accumulo per poi essere rimessa in circolazione.

### 5.1.2.13 Scambiatori di calore

Si tratta di due macchine termiche (Figura 5.15), installate in serie, in grado di raffreddare l'acqua circolante nella serpentina posta all'interno del serbatoio del circuito principale. I modelli di scambiatore utilizzati sono i seguenti:

- Scambiatore di calore RESUN CL 610 (temperatura minima ottenibile pari a 2°C).
- Scambiatore di calore HAQUOSS ARTIKA 2000 (temperatura minima ottenibile pari a 3°C).

Queste due macchine funzionano secondo un ciclo termodinamico in cui un gas frigorifero (ammoniaca o freon) viene sottoposto ad un ciclo di compressioni ed espansioni. Nella prima fase il gas subisce una condensazione mentre nella seconda avviene un'evaporazione. È in questo secondo passaggio di stato che viene sottratto calore all'acqua, determinando così l'effetto refrigerante. La macchina presenta dunque un condensatore ed un evaporatore per operare il ciclo di raffreddamento [7].



Figura 5.15: Scambiatori di calore in serie adottati nel sistema di raffreddamento dell'impianto sperimentale [7].

#### **5.1.2.14 Serpentina di scambio termico**

È costituita da un tubo in acciaio inox AISI 316L avente una forma a spirale (Figura 5.16) e diametro pari a 18mm. L'ingresso e l'uscita dell'acqua refrigerata che circola in essa sono poste a due estremità indipendenti ed allacciate rispettivamente alla pompa idraulica ed alla tanica di accumulo. La serpentina conta un numero di spire pari a 9 con diametro esterno di 268 mm. L'altezza totale occupata internamente al serbatoio è di circa 500 mm e le spire risultano concentrate nei primi 300 mm di altezza. La superficie di scambio fornita da questa serpentina è all'incirca pari a 0,45 mq.



**Figura 5.16:** Serpentina metallica per lo scambio termico.

#### **5.1.2.15 Pompa elettrica**

L'acqua refrigerata in uscita dai due scambiatori di calore viene spinta nella serpentina metallica per mezzo di una pompa elettrica (modello WILTEC 50966) che può fornire una prevalenza fino a 4,6 metri. La bocca di aspirazione e quella di

mandata sono collegate al circuito di raffreddamento mediante tubi di gomma di diametro pari a 3/8 di pollice. La pompa sviluppa una potenza di 50W e fornisce una portata massima di 7000 l/h e risulta alimentata da una tensione elettrica di 220-240 V.

#### **5.1.2.16 Tanica di accumulo**

Si tratta di un recipiente in materiale plastico dal quale attingono i due scambiatori di calore e grazie al quale viene raccolta l'acqua in uscita dalla serpentina. Per questo motivo la tanica viene dotata di un porta gomma inserito nel tappo superiore e nel fondo. Viene così creato un circuito mediante collegamenti in gomma in cui l'acqua in circolazione viene presa e raccolta dalla tanica. Questa risulta posizionata ad una certa altezza dal piano di calpestio e sostenuta dall'impalcato che sorregge il serbatoio in acciaio del circuito principale.

## **5.2 Strumentazione PIV**

La descrizione del principio di funzionamento del sistema PIV è riportata nel Capitolo 4. In questa sezione vengono descritte le specifiche tecniche dei componenti.

Le particelle traccianti vengono introdotte direttamente nel serbatoio cilindrico del circuito idraulico. La strumentazione viene disposta in modo da permettere la misurazione in corrispondenza della sezione di prova (Figura 5.17): il generatore laser risulta posizionato al di sopra di un bancone, a fianco di quello che sorregge il circuito idraulico, ad una distanza tale da garantire un sufficiente spazio di manovra. Sulla sezione terminale del generatore, in cui si ha l'uscita del fascio luminoso, viene installato il braccio ottico snodato, il quale risulta avere l'estremità libera posizionata in prossimità della sezione di prova. A questa sezione terminale del braccio viene collegato il dispositivo a moduli ottici, che viene orientato in modo tale che la lama di luce creata passi esattamente per l'asse dell'orifizio. Il

sincronizzatore e l'elaboratore sono entrambi disposti al di sopra del medesimo supporto del generatore laser.

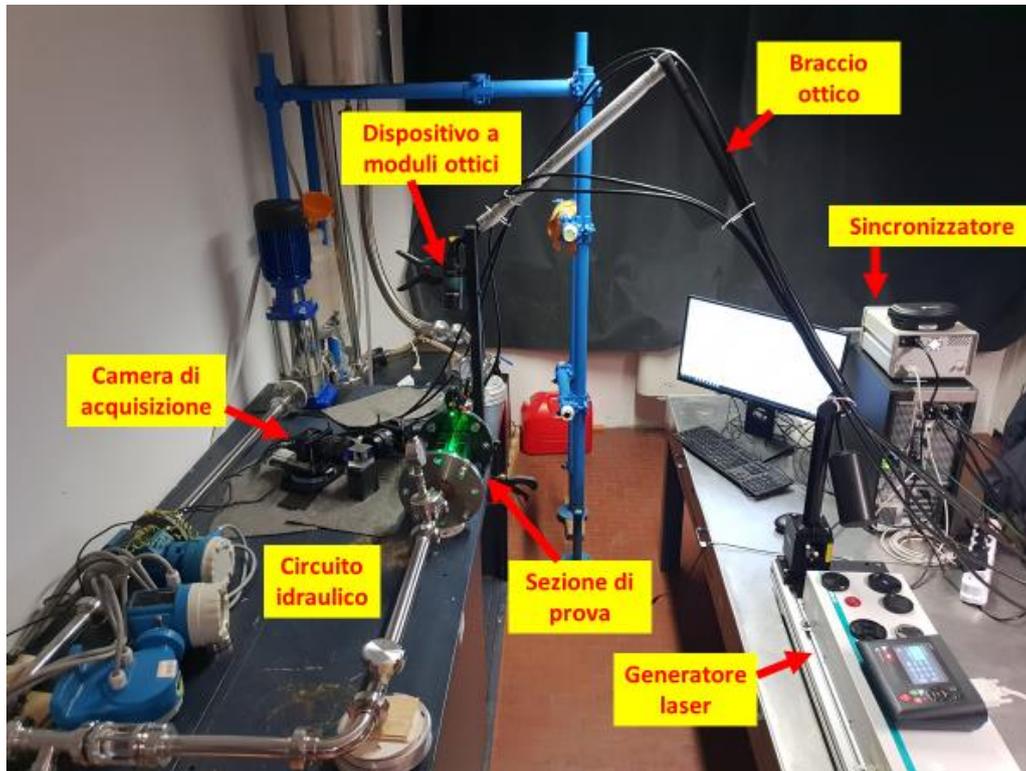


Figura 5.17: Disposizione della strumentazione PIV rispetto al circuito idraulico della configurazione sperimentali utilizzata.

### 5.2.1 Particelle traccianti

Vengono utilizzate per il tracciamento del flusso particelle fluorescenti in polimetilmetacrilato (in forma abbreviata PMMA) prodotte da *LaVision*. Queste risultano avere una dimensione  $d_p$  variabile nel range 1-20  $\mu\text{m}$  ed una densità  $\rho_p$  pari a 1.19  $\text{g}/\text{cm}^3$ . La fluorescenza delle particelle è data dalla presenza di *rodamina B* distribuita in maniera omogenea internamente al loro volume.

Come discusso al Paragrafo 4.1.1, per valutare l'efficacia del tracciamento si calcola il numero di Stokes (4.6). Il tempo caratteristico del flusso  $\tau_f$  viene valutato a partire dalla frequenza<sup>6</sup>  $f$  ottenuta invertendo la (4.5) e adottando un numero di Strouhal pari a 0.2 (valore determinato in letteratura per getti in piastre a singolo orifizio [29]). In tabella 4.1 sono riportati i valori ottenuti.

St	d [mm]	$v_0$ [m/s]	f [Hz]	$\tau_f$ [ $\mu$ s]
0,2	4.5	26.7	1188	842

tabella 5.3: Valori ottenuti per il calcolo del tempo caratteristico del getto.

Il tempo di risposta  $\tau_p$  del tracciante viene invece calcolato tramite la (4.3) adottando i dati in tabella 5.4.

$d_p$ [ $\mu$ m]	$\rho_p$ [g/cm <sup>3</sup> ]	$\mu$ [Pa·s]	$\tau_p$ [ $\mu$ s]
20	1.19	$10^{-3}$	26

tabella 5.4: Tempo di risposta delle particelle traccianti.

Si ottiene dunque un numero di Stokes pari a 0.03, ed essendo questo valore inferiore al valore critico 0.1 [22], si può in definitiva ammettere che le particelle traccianti adottate per le misurazioni PIV seguono in maniera ottimale il moto del fluido.

### 5.2.2 Generatore laser

Viene utilizzato un Laser DualPower 200-15 (prodotto da Dantec Dynamics) a doppia cavità e a doppio impulso, che genera una radiazione luminosa monocromatica (lunghezza d'onda pari a 532nm) ad alta densità di energia (200mJ). Il dispositivo è costituito da una testa laser, in cui avviene il pompaggio

---

<sup>6</sup> Frequenza di distacco dei vortici sulla superficie di separazione del getto in uscita dalla piastra forata.

del fascio, e da un sistema di controllo, in cui viene attenuata l'energia dell'impulso luminoso. La testa laser è costituita da un monoblocco in alluminio avente una larghezza di 179 mm, una lunghezza di 485 mm, un'altezza di 81 mm ed un peso di 15 kg.

### **5.2.3 Braccio ottico**

L'esigenza di dover operare in tutta sicurezza sul circuito idraulico ha reso necessaria l'introduzione di un elemento per il trasposto della radiazione laser verso la zona di misura. Questo braccio ha una lunghezza di 2 metri e risulta snodabile in 3 punti, in corrispondenza dei quali sono installati degli specchi che deviano il fascio luminoso. Alla base, il braccio viene reso solidale al piano in cui è posizionato il generatore, mentre alla sua estremità viene assemblato il dispositivo ad ottiche che genera la lama laser.

### **5.2.4 Dispositivo a moduli ottici**

È costituito da un set di lenti in grado di modulare e convertire il fascio laser in una sottile lama di luce. Il dispositivo è costruito combinando una serie di lenti cilindriche e sferiche aventi la funzione, rispettivamente, di espandere il fascio su un piano e di ridurre lo spessore. Prevede un modulo ottico di ingresso che determina la perfetta centratura della radiazione con le ottiche successive, ottimizzando in tal modo la qualità della lama laser. A questo, si aggiunge un modulo di messa a fuoco in grado di operare su una profondità di campo compresa fra 0,2 e 4 metri. Le ottiche successivamente installate controllano l'angolo di divergenza del fascio in uscita dal dispositivo.

Questo sistema risulta installato all'estremità del braccio ottico e viene posizionato in corrispondenza della sezione di prova, in maniera tale che la lama laser tagli centralmente l'orifizio del reattore cavitativo. Il dispositivo ha un diametro di 55 mm ed una lunghezza di circa 100 mm.

### **5.2.5 Telecamera di acquisizione**

Si tratta del modello FlowSense CM 12M-70 che lavora ad una frequenza di acquisizione di 67 Hz con una risoluzione di 12 Megapixel (4000x3000) disposti a 4.7  $\mu\text{m}$  l'uno dall'altro. La telecamera ha la possibilità di acquisire a diverse profondità di colore, in particolare a 8, a 10 e a 12 bit, in modo da avere una certa discriminazione dei grigi in funzione del tipo di applicazione a cui è destinata. Oltre all'obiettivo da 60 mm Macro (Zeiss), viene dotata di un filtro *step-edge* con lo scopo di bloccare la luce verde ( $\lambda > 532 \text{ nm}$ ) emessa dall'impulso laser e di far passare la luce rossa ( $\lambda < 532 \text{ nm}$ ) che le particelle fluorescenti emettono a seguito dell'interazione con la radiazione laser che le investe (fluorescenza).



Figura 5.18 Modello di camera di acquisizione utilizzata.

### **5.2.6 Sincronizzatore**

È il componente fondamentale di questo sistema di acquisizione. Questo dispositivo detta le tempistiche con cui lavorano il generatore laser, la telecamera di presa ed il software di calcolo. Siccome tutti questi componenti operano con intervalli di tempo dell'ordine dei nanosecondi risulta essenziale la loro sincronizzazione per riuscire ad avere una corretta acquisizione.

Viene utilizzato il sincronizzatore Timer Box 80N605 caratterizzato da una risoluzione di 250 picosecondi. Fornisce 8 canali di uscita con cui vengono mandati i segnali ai vari dispositivi connessi (camere e laser), e 2 canali d'ingresso, attraverso i quali il sincronizzatore riceve i comandi di trigger (o di innesco) per iniziare l'acquisizione.



## **6 Metodo di analisi dei risultati PIV**

La discussione dei risultati sperimentali, affrontata nel successivo Capitolo 7, viene svolta in riferimento alle nozioni teoriche ed alle grandezze introdotte nel presente capitolo. A partire dal campo di velocità, ottenuto dall'elaborazione dei fotogrammi acquisiti mediante la tecnica di misura PIV (Capitolo 4) e nella configurazione sperimentale descritta al Capitolo 5, vengono definite le principali grandezze di interesse per la valutazione del campo di moto in presenza ed in assenza di cavitazione idrodinamica.

In questo capitolo viene fatta inizialmente una descrizione del dominio che definisce l'estensione del campo di velocità, con l'indicazione del sistema di riferimento adottato. Successivamente, vengono illustrate le modalità con cui viene determinato il campo di moto e come vengono calcolate, a partire dalle misure sperimentali, le componenti medie ed istantanee dei vettori velocità, e le tensioni turbolente di Reynolds.

### **6.1 Dominio di misura**

Il campo di moto del getto viene determinato all'interno dell'area della sezione di prova (Paragrafo 5.1.2.6) in cui è consentito l'accesso ottico per la ripresa del flusso. Tale dominio permette di analizzare l'andamento del getto fino ad una distanza assiale dall'orifizio pari a circa  $x/d=30$ . Nella direzione trasversale a quella del flusso, invece, i limiti del dominio coincidono con le pareti della condotta e pertanto

le modalità di riattacco del getto e le zone di ricircolo attorno ad esso verranno visualizzate nella loro effettiva entità.

Il foro risulta centrato nella piastra ed il suo asse risulta coincidere con l'asse di simmetria della sezione di prova. In tal modo si cerca di evitare la comparsa di instabilità nel getto causate dal non equilibrio delle masse fluide presenti nelle zone di ricircolo attorno ad esso, e quindi di garantirne uno sviluppo il più simmetrico possibile all'interno del dominio di misura.

Il sistema di coordinate adottato per la rappresentazione dei risultati sperimentali ha origine al centro dell'orifizio e gli assi diretti come indicato in Figura 6.1. Le distanze vengono normalizzate, rispetto al diametro dell'orifizio, sia nella direzione radiale che in quella assiale.

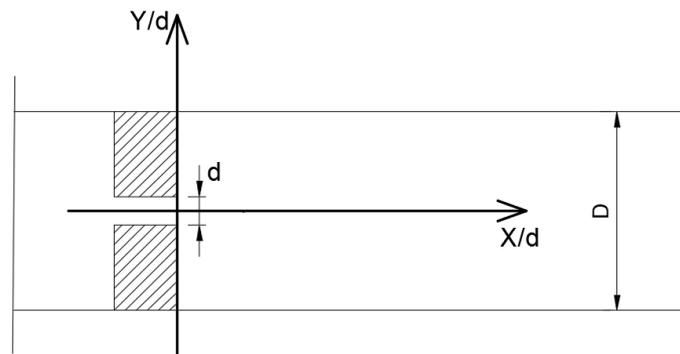


Figura 6.1 Sistema di coordinate utilizzato per l'individuazione dei punti del campo di moto a valle dell'orifizio.

## 6.2 Post-processing

### 6.2.1 Determinazione del campo di velocità

La funzione di correlazione utilizzata nel presente lavoro di tesi è denominata *Adaptive PIV Correlation* e risulta già implementata nel software di calcolo *DynamicStudio* adottato per la restituzione dei vettori di velocità. Tale funzione permette una migliore correlazione tra le coppie di fotogrammi acquisite in quanto

utilizza delle finestre di interrogazione in grado di variare la propria dimensione per individuare le particelle che, tra un'istantanea e la successiva, abbandonano la finestra di correlazione di partenza. Questa modalità di analisi permette di valutare con buona accuratezza il campo di moto principalmente nelle zone dove i gradienti di velocità sono molto forti ed in cui risulta non facile tracciare lo spostamento delle particelle. Quanto appena detto assume una certa importanza ai fini della discussione dell'andamento del getto in uscita dalla piastra forata: attorno ad esso si crea una superficie di separazione caratterizzata da un alto gradiente locale di velocità, e che risulta indispensabile visualizzare in maniera ben definita per poter fare certe considerazioni in merito alla fisica di questo particolare flusso, specialmente quando interviene il fenomeno della cavitazione idrodinamica.

La scelta della dimensione delle finestre di interrogazione è fondamentale per la risoluzione spaziale del campo di velocità e quindi per la corretta rappresentazione del moto a valle della piastra forata. Una volta impostata la dimensione di tali finestre e selezionando la regione in cui effettuare la correlazione all'interno del dominio di misura, il software fornisce come risultato, per ogni immagine, una lista di valori contenente le coordinate planari  $x$  e  $y$  della griglia che definisce il campo di misura ed il modulo delle due componenti, assiale e trasversale, del vettore velocità nei punti della griglia.

A partire da questi dati, ed implementando un codice *Matlab* per il loro processamento, è stato possibile definire le caratteristiche del moto a valle del restringimento ad orifizio nel regime di flusso con e senza cavitazione.

### **6.2.2 Valutazione del moto medio**

L'indagine sperimentale svolta in questo studio ha riguardato regimi di moto caratterizzati da un valore del numero di Reynolds abbastanza elevato ( $Re=90'000$ ). Pertanto, la turbolenza risulta dominare l'andamento del flusso a valle dell'orifizio e dunque occorre analizzarne la dinamica introducendo le

grandezze che ne permettono la quantificazione, così come definite nella decomposizione di Reynolds (Paragrafo 2.2.3).

Seguendo il metodo di indagine euleriano, basato sull'osservazione di ciò che avviene in un certo punto del campo di moto, è possibile valutare i cambiamenti del vettore velocità ad istanti successivi di tempo. Considerando un intervallo di tempo finito  $t_0$ , ovvero una sequenza finita di fotogrammi acquisiti mediante PIV, è possibile determinare il valor medio temporale del vettore velocità  $\mathbf{V}$  in  $t_0$ :

$$\mathbf{V}_m = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} \mathbf{V} dt \quad (6.1)$$

Partendo da bassi valori di  $t_0$ , ovvero da una breve sequenza di istantanee, se si aumenta l'estensione di tale intervallo di tempo e si fa nuovamente il calcolo del valore medio si trova una velocità media diversa da quella calcolata sulla base della sequenza precedente, appunto perché vengono aggiunti nuovi valori istantanei al calcolo. Continuando tale operazione di aggiunta di fotogrammi successivi, si nota che ad un certo punto, superato un preciso valore  $T$  dell'intervallo di integrazione, il valor medio temporale del vettore velocità converge ad un valore, divenendo in tal modo una funzione esclusivamente delle coordinate del campo. Si rende dunque lecito introdurre una velocità media della corrente per discutere il comportamento di un fluido in moto turbolento:

$$\mathbf{V}_m = \frac{1}{T} \int_0^T \mathbf{V} dt \quad (6.2)$$

L'intervallo di tempo  $T$  al quale viene raggiunta l'invariabilità del valor medio si può tradurre, in senso statistico, nel periodo di un fenomeno ciclico, e cioè che dopo una pari sequenza di fotogrammi il flusso si riproduce grosso modo e mediamente nella stessa maniera. L'estensione di tale intervallo  $T$  dipende dai caratteri

turbolenti che accompagnano il movimento della massa fluida e può variare entro limiti molto vasti a seconda delle scale di turbolenza che interessano il moto [5]. Nel nostro caso, non potendo definire con esattezza tale intervallo, si è scelto di acquisire un numero sufficientemente elevato di fotogrammi (>600) per ogni regime di moto sperimentato in modo da ottenere un moto medio il più rappresentativo possibile. Inoltre, per raggiungere la convergenza nel calcolo degli sforzi di Reynolds (Paragrafo 2.2.4.1) si è resa necessaria l'acquisizione di un numero di fotogrammi variabile nel range 10'000-20'000.

Nella sperimentazione svolta in questo lavoro di tesi possiamo dunque definire il valor medio nel tempo di ciascuna componente del vettore velocità  $\mathbf{V}_i(U_i(x,y,t); V_i(x,y,t))$  in ogni punto del campo. Essendo  $U_m(x,y)$  la componente lungo la direzione del flusso e  $V_m(x,y)$  quella in direzione normale, e avendo a disposizione dati misurati discreti, si adotta la formulazione (6.3) per il calcolo della velocità media.

$$\mathbf{V}_m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \mathbf{V}_i = \begin{bmatrix} U_m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N U_i \\ V_m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N V_i \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

Queste componenti del moto medio consentono di discutere alcune caratteristiche del getto sviluppato dalla piastra forata ed individuare le particolari regioni in cui l'andamento del getto risulta subire variazioni. Ad esempio, è possibile definire il *potential core*, ovvero la zona di getto caratterizzata da valori di velocità media della stessa entità (almeno il 90%) di quelli massimi di efflusso in corrispondenza dell'orifizio. Si può inoltre verificare la condizione di *assialsimmetria* del getto, oppure valutare l'entità dello strato di taglio creato e delle zone di ricircolo attorno al getto.

### 6.2.3 Componenti di agitazione turbolenta

Le fluttuazioni di velocità hanno una frequenza crescente con l'aumentare del numero di Re [20] e la loro quantificazione e previsione risulta complicata dal punto di vista analitico, a causa della forte natura caotica nel tempo e nello spazio, e a causa della contemporanea presenza di differenti scale spaziali e temporali che lo compongono. Grazie alle misure PIV, però, è possibile definirne l'entità, mediante la (6.4), conoscendo il campo di moto istantaneo, relativo al singolo fotogramma acquisito, ed il campo di moto medio calcolato con la (6.3).

$$\mathbf{v}'_i = \mathbf{V}_i - \mathbf{V}_m \quad (6.4)$$

Avendo a disposizione migliaia di campi di velocità ottenuti dalle misurazioni sperimentali, si rende necessario effettuare un'operazione di media per comprendere l'ampiezza di tali oscillazioni di velocità. È importante sottolineare il fatto che la media aritmetica nel tempo delle componenti di agitazione turbolenta risulta essere nulla per definizione, come si può notare dalla (6.5).

$$\mathbf{v}'_m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \mathbf{v}'_i = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\mathbf{V}_i - \mathbf{V}_m) = \mathbf{V}_m - \mathbf{V}_m = \mathbf{0} \quad (6.5)$$

Dunque, per poterne visualizzare l'ampiezza occorre adottare una *media quadratica* RMS (*Root Mean Square*) in modo da considerare positivi anche i termini negativi rispetto al valore medio delle fluttuazioni e di conseguenza escludere la media nulla. La media quadratica è calcolata con la seguente relazione (6.6).

$$\mathbf{v}'_{i\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\mathbf{V}_i - \mathbf{V}_m)^2} \quad (6.6)$$



## 7 Risultati delle prove sperimentali

La ricerca sperimentale è stata svolta seguendo due metodi: il primo volto alla valutazione delle perdite di carico, mediante la lettura della caduta di pressione e dei valori di portata, mentre il secondo alla determinazione del campo di moto a valle dell'orifizio grazie alle misure PIV.

Le perdite di carico nella piastra forata vengono studiate ricavando i coefficienti di perdita mediante le formulazioni introdotte al Paragrafo 2.3.1. Inizialmente viene calcolato il coefficiente di contrazione della vena fluida internamente all'orifizio utilizzando un modello teorico disponibile in letteratura [15]. L'entità della sezione contratta viene valutata in questo modo in quanto non è stato possibile visualizzare sperimentalmente il flusso all'interno del foro a causa dell'opacità della piastra forata utilizzata. Nell'indagine di laboratorio svolta sono stati esaminati tre diametri dell'orifizio e, per ciascuno di essi, sono state fatte misurazioni a diversi valori del numero di cavitazione, mantenendo costante o variando il numero di Reynolds. I coefficienti di perdita ottenuti vengono successivamente confrontati con quelli presenti in letteratura per differenti geometrie di piatti forati, valutando gli effetti dati dalla cavitazione idrodinamica. Il campo di velocità e le caratteristiche fluidodinamiche del getto vengono analizzate mediante i risultati delle acquisizioni PIV, ottenuti seguendo la metodologia descritta nel Paragrafo 6.2. La discussione di questi risultati è fatta sia in presenza che in assenza di cavitazione tenendo costante il numero di  $Re$  (pari a 90'000), in quanto si vuole osservare l'eventuale variazione delle caratteristiche turbolente indipendentemente dal regime di moto. In seguito, viene fornita una spiegazione delle principali differenze tra i due getti,

anche in relazione al modello di piastra assunto dal reattore cavitativo in esame. In entrambi i metodi si è cercato di fare misurazioni sia in regime cavitante che in quello senza cavitazione. Le misure sono state effettuate adottando la piastra forata descritta nel Paragrafo 5.1.2.7.

## 7.1 Perdite di carico indotte dalla piastra forata

A partire dalle letture nei due manometri disposti nel circuito idraulico, a monte e a valle del reattore cavitativo, e mediante la lettura del misuratore elettromagnetico di portata, è stato possibile valutare le perdite di carico causate dal restringimento ad orifizio. I parametri geometrici della piastra forata sono riportati in tabella 5.2, mentre le misure idrodinamiche<sup>7</sup> effettuate sono indicate in tabella 7.1. Come si può notare, la sperimentazione a  $Re$  costante è stata operata solamente nel caso di piastra con diametro del foro pari a 4.5 mm. Ciò è stato possibile gestendo l'apertura/chiusura della valvola a sfera (Paragrafo 5.1.2.8) e variando la frequenza della pompa (Paragrafo 5.1.2.2) in maniera tale da modificare il regime cavitativo mantenendo la stessa portata. Negli altri casi, invece, la valvola è stata tenuta completamente aperta e dunque si sono determinati valori differenti del numero di cavitazione semplicemente variando la frequenza della pompa.

In primo luogo è stato verificato che gli esperimenti effettuati rientrassero nel range di applicazione del modello empirico presente in letteratura per il calcolo del coefficiente di perdita (Paragrafo 2.3.2), andando a calcolare il parametro  $\Phi$  (2.26) per i dati geometrici indicati in tabella 5.2. Il modello (2.27) prevede due formulazioni differenti in relazione ad un valore critico  $\Phi_{cr}$  pari a 0,95. Per  $\Phi$  superiori a questo valore critico il modello fornisce le perdite di carico per la piastra *thick*, mentre per valori inferiori quelle per la piastra *thin*.

---

<sup>7</sup> Il numero di cavitazione è stato calcolato mediante la (3.4), utilizzando la velocità nel foro.

FORO d=4.5mm							
f [Hz]	Q [l/s]	$\Delta p$ [bar]	$V_p$ [m/s]	$V_h$ [m/s]	$\sigma$	Re	$\alpha_{valvola}$
40	0,321	2,7	0,40	20,18	1,76	90827	76.5°
35	0,321	3,4	0,40	20,18	0,78	90827	63°
35	0,321	3,9	0,40	20,18	0,54	90827	0°
47	0,361	3,5	0,45	22,70	1,82	102145	76.5°
40	0,361	4,6	0,45	22,70	0,73	102145	67.5°
40	0,361	5,1	0,45	22,70	0,54	102145	63°
40	0,361	5,4	0,45	22,70	0,42	102145	0°
17,5	0,180	1,20	0,22	11,32	1,55	50931	0°
27,5	0,255	2,60	0,32	16,03	0,77	72152	0°
45	0,387	6,60	0,48	24,33	0,33	109502	0°
FORO d=3mm							
f [Hz]	Q [l/s]	$\Delta p$ [bar]	$V_p$ [m/s]	$V_h$ [m/s]	$\sigma$	Re	$\alpha_{valvola}$
17,5	0,082	1,2	0,10	11,60	1,47	34803	0°
30	0,126	3,2	0,16	17,83	0,62	53478	0°
45	0,176	6,7	0,22	24,90	0,32	74699	0°
FORO d=6mm							
f [Hz]	Q [l/s]	$\Delta p$ [bar]	$V_p$ [m/s]	$V_h$ [m/s]	$\sigma$	Re	$\alpha_{valvola}$
17,5	0,290	1,00	0,36	10,26	1,88	61542	0°
30	0,440	2,70	0,55	15,56	0,82	93374	0°
55	0,720	8,40	0,90	25,47	0,31	152793	0°

tabella 7.1: Dati sperimentali misurati per differenti diametri dell'orifizio.

Per le dimensioni dell'orifizio testate negli esperimenti, i valori del parametro  $\Phi$  sono riportati in tabella 7.2.

$d$ [mm]	$\Phi$
3	1,293
4.5	1,014
6	0,853

tabella 7.2: Valori del parametro  $\Phi$  per i diversi diametri dell'orifizio presi in esame.

Si osserva dalla tabella 7.2 che questi valori rientrano nel dominio in cui è definito il modello empirico (2.27). Inoltre, considerando solo i parametri geometrici del reattore cavitativo, si possono considerare *thick* gli orifizi da 3 e 4.5 mm di diametro, e *thin* quello da 6 mm.

### 7.1.1 Valutazione del coefficiente di contrazione

Il coefficiente di contrazione  $\alpha$  della vena fluida interna all'orifizio è determinato mediante l'equazione (2.25) che viene per comodità qui riportata.

$$\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho V_h^2} = 2 \left( 1 - \frac{1}{\alpha} - \frac{A_h}{A_p} \right) + \frac{1}{\alpha^2} + \left( \frac{A_h}{A_p} \right)^2$$

Per ciascuna delle misure riportate in tabella 7.1, l'equazione viene risolta in maniera iterativa variando il valore di  $\alpha$  e mantenendo costante il primo membro. Distinguendo gli esperimenti condotti a  $Re$  costante e a  $Re$  variabile, si ottengono gli andamenti del coefficiente di contrazione in funzione del numero di cavitazione  $\sigma$  per i diametri di orifizio testati. È da tenere presente che i dati ottenuti a  $Re$  variabile hanno sempre la pressione di valle pari a 0, mentre quelli a  $Re$  costante hanno la pressione di valle che cresce all'aumentare di  $\sigma$ . In Figura 7.1 sono riportati gli andamenti di  $\alpha$  per le misure operate a  $Re$  variabile.

Figura 7.1 mostra che il coefficiente di contrazione si riduce al diminuire del numero di cavitazione  $\sigma$  (e al crescere del numero di  $Re$ ) per tutte le geometrie di piastra sperimentate, con andamento più forte in presenza di cavitazione ( $\sigma < 1$ ) e più debole in sua assenza ( $\sigma > 1$ ). Si osserva, inoltre, che al diminuire del diametro  $d$  del foro la contrazione della vena fluida si riduce.

Mantenendo  $Re$  costante e variando il livello cavitativo, mediante l'apertura/chiusura della valvola a sfera a valle della piastra forata, si ottiene

l'evoluzione della sezione contratta mostrata in Figura 7.2, riferita ad un solo diametro dell'orifizio (pari a 4.5 mm).

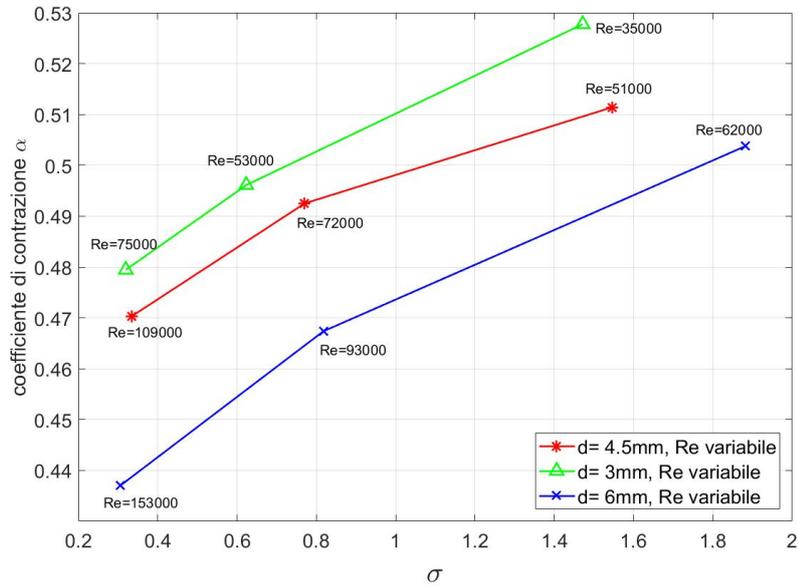


Figura 7.1: Evoluzione del coefficiente di contrazione in funzione del numero di cavitazione per le misure condotte variando il numero di  $Re$ .

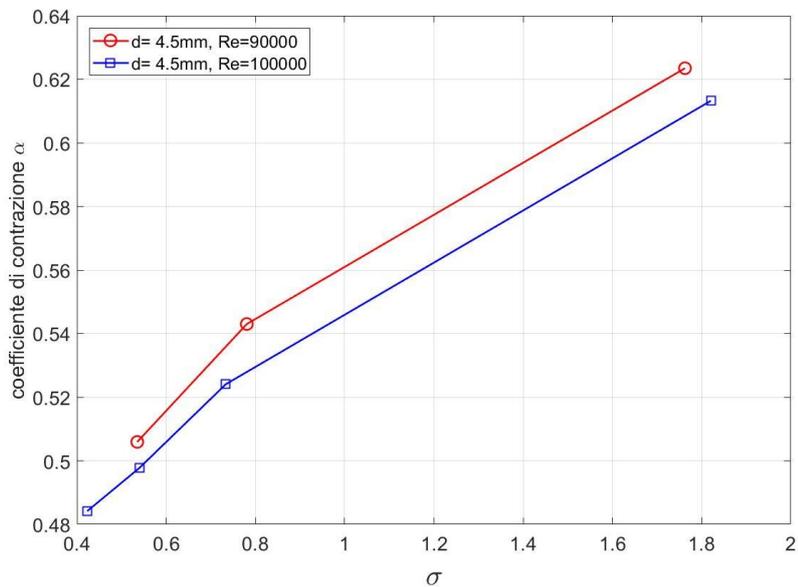


Figura 7.2: Evoluzione del coefficiente di contrazione in funzione del numero di cavitazione per le misure condotte mantenendo costante il numero di  $Re$ .

In questo caso, l'andamento del coefficiente di contrazione è simile a quello in cui  $Re$  risulta variabile, ed è caratterizzato da due trend lievemente diversi nei due regimi in presenza ed in assenza di cavitazione. Si nota, inoltre, che la sezione contratta risulta diminuire all'aumentare di  $Re$  a parità di  $\sigma$ .

Infine, volendo confrontare il valore di  $\alpha$  per le misure idrodinamiche effettuate sul medesimo foro, si ricava il grafico in Figura 7.3.

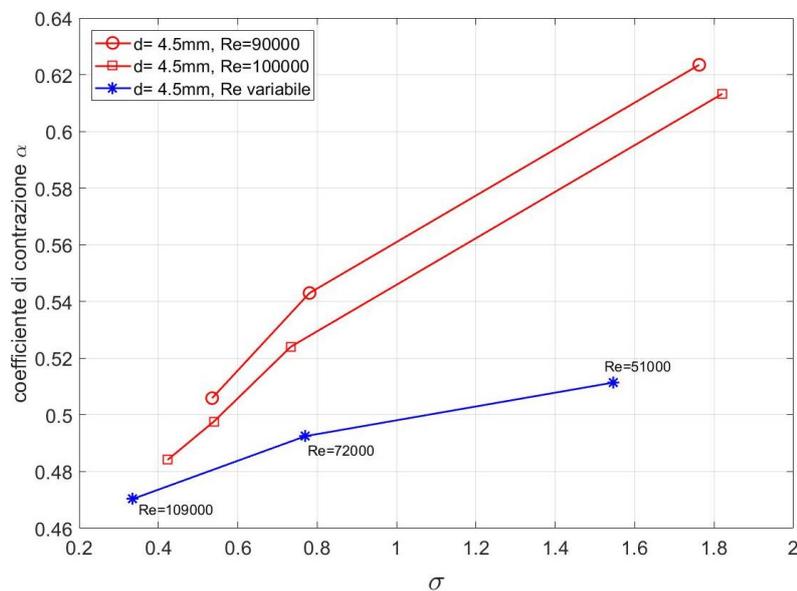


Figura 7.3: Andamento del coefficiente di contrazione  $\alpha$  della vena fluida in funzione del numero di cavitazione  $\sigma$  per la piastra a singolo orificio di diametro 4,5 mm.

Dalla comparazione riportata in Figura 7.3 è possibile notare che, all'aumentare di  $\sigma$ , il coefficiente di contrazione cresce in maniera più rapida quando  $Re$  viene mantenuto costante rispetto al caso in cui venga fatto variare. Osservando i punti che hanno all'incirca lo stesso numero di cavitazione ( $\sigma \approx 0.8$ ), si evince che la sezione contratta della vena fluida risulta essere più piccola per valori di portata più bassi solamente nel caso in cui si mantenga nulla la pressione di valle.

### 7.1.2 Effetto della cavitazione sul modello di orifizio

Si calcola il coefficiente di perdita teorico  $K_{LA}$  (2.25) adottando il valore della contrazione  $\alpha$  che si ha in assenza di cavitazione idrodinamica. Questo perché si vuole capire l'effetto della cavitazione sulle perdite di carico, confrontandole con quelle del modello empirico e dei dati sperimentali presenti in letteratura.

Per ciascuna geometria di orifizio sperimentata (tabella 7.1), si calcola il coefficiente di perdita effettivo  $K_{Lp}$  relativo alla condotta, definito dalla (2.16). Successivamente, mediante la (2.17), si prende in conto la perdita effettiva nell'orifizio  $K_{Lh}$  e si calcola il rapporto  $K_{Lh}/K_{LA}$ .

<b>FORO d=4.5mm</b>					
$\sigma$	Re	$K_{LA}$	$K_{Lp}$	$K_{Lh}$	$K_{Lh}/K_{LA}$
1,76	90827	1,33	3390	1,33	1,00
0,78	90827	1,33	4268	1,67	1,26
0,54	90827	1,33	4896	1,91	1,44
1,82	102145	1,36	3474	1,36	1,00
0,73	102145	1,36	4566	1,79	1,31
0,54	102145	1,36	5062	1,98	1,46
0,42	102145	1,36	5360	2,10	1,54
1,55	50931	1,87	4791	1,87	1,00
0,77	72152	1,87	5172	2,02	1,08
0,33	109502	1,87	5701	2,23	1,19
<b>FORO d=3mm</b>					
$\sigma$	Re	$K_{LA}$	$K_{Lp}$	$K_{Lh}$	$K_{Lh}/K_{LA}$
1,47	34803	1,78	23086	1,78	1,00
0,62	53478	1,78	26074	2,01	1,13
0,32	74699	1,78	27980	2,16	1,21
<b>FORO d=6mm</b>					
$\sigma$	Re	$K_{LA}$	$K_{Lp}$	$K_{Lh}$	$K_{Lh}/K_{LA}$
1,88	61542	1,90	1538	1,90	1,00
0,82	93374	1,90	1804	2,23	1,17
0,31	152793	1,90	2096	2,59	1,36

tabella 7.3: Valori dei coefficienti di perdita per i differenti diametri di orifizio testati.

Si osserva dai dati in tabella 7.3, e dalla Figura 7.4, che all'aumentare della cavitazione si hanno valori crescenti della perdita di carico effettiva  $K_{Lh}$  per tutte le dimensioni del foro sperimentate. Considerando la piastra con diametro dell'orifizio pari 4.5 mm, si nota che le perdite di carico maggiori si verificano quando la valvola a sfera rimane completamente aperta, nonostante si abbiano valori di  $Re$  più bassi rispetto agli esperimenti in cui la valvola viene chiusa parzialmente ( $Re$  pari a 90'000 e 100'000).

Confrontando gli andamenti relativi alle misure in cui  $Re$  è variabile, sempre in Figura 7.4, si osserva che a parità di  $\sigma$  si ha un coefficiente  $K_{Lh}$  che cresce all'aumentare del diametro  $d$  dell'orifizio.

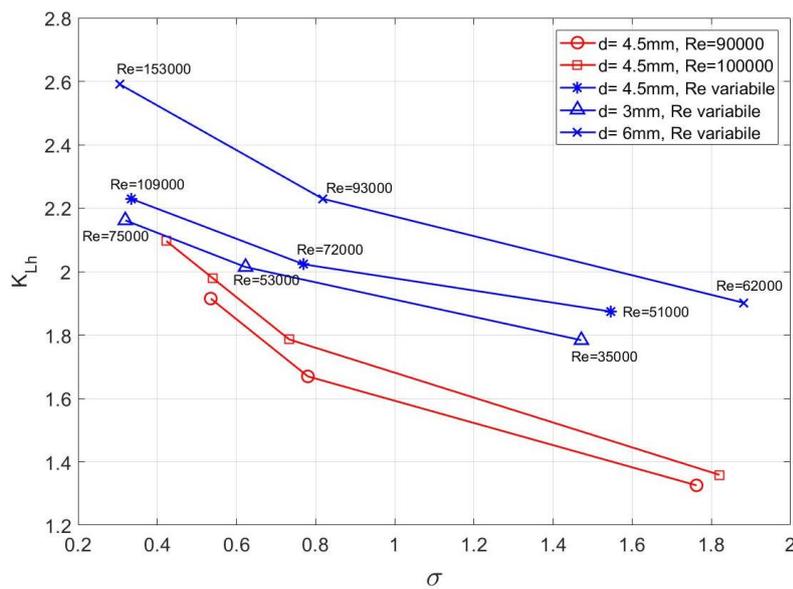


Figura 7.4: Andamento del coefficiente di perdita effettivo nell'orifizio in funzione del numero di cavitazione per le piastre a singolo orifizio esaminate.

Diagrammando il rapporto  $K_{Lh}/K_{LA}$  in funzione del parametro geometrico  $\Phi$  (Figura 7.5), se ne verifica l'entità rispetto ai due modelli di piastra che approssimano i dati sperimentali dei precedenti lavori presenti in letteratura.

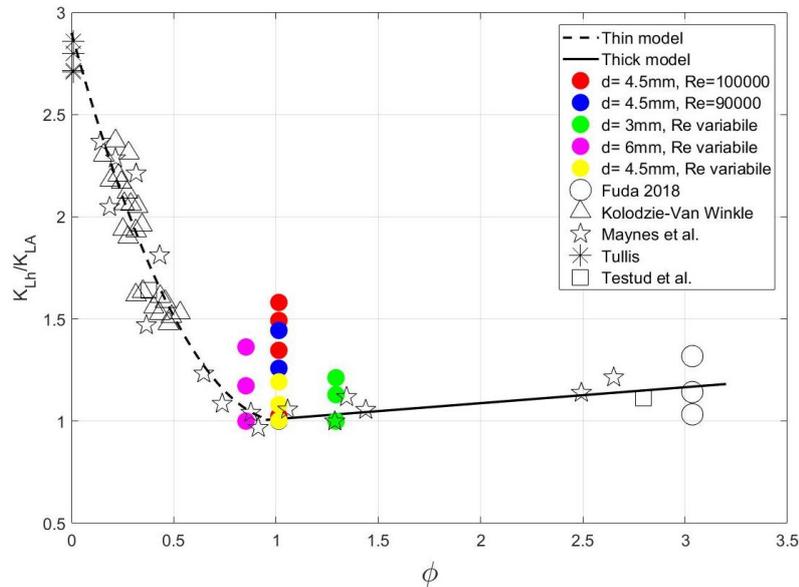


Figura 7.5: Andamento del rapporto fra il coefficiente di perdita effettivo e quello teorico in funzione del parametro  $\Phi$ . I punti colorati rappresentano i risultati del presente lavoro di tesi su piastre a singolo orifizio per differenti diametri del foro e numeri di cavitazione (tabella 7.3). Sono riportati, per un confronto, il modello empirico e i dati sperimentali presenti in letteratura.

Figura 7.5 mostra che per flussi in cui  $\sigma > 1$  i punti ricadono sul modello empirico (2.27), mentre portando il getto in regime cavitativo, il rapporto  $K_{Lh}/K_{LA}$  aumenta rispetto ai valori del modello. Ciò accade per tutte le geometrie di piastra sperimentate, sia nei regimi a  $Re$  costante che in quelli a  $Re$  variabile. Come detto in precedenza, anche in Figura 7.5, le piastre con diametro dell'orifizio pari a 3 mm e 4.5 mm, in assenza di cavitazione, risultano posizionarsi secondo il modello che prevede il riattacco della vena fluida (*thick*), mentre quella con foro pari a 6 mm secondo il modello senza riattacco (*thin*). Si ricorda che l'orifizio di questi reattori cavitativi risulta avere sempre lo stesso spessore (1 cm).

È importante sottolineare che i dati degli studi presenti letteratura ([29] [30] [15] [11]), diagrammati in Figura 7.5, non mostrano l'evoluzione del rapporto  $K_{Lh}/K_{LA}$  per un fissato parametro  $\Phi$ , quando si varia il regime di cavitazione. Per ciascuna geometria del piatto forato, infatti, è calcolato un unico valore del rapporto, e

pertanto, i dati ne forniscono semplicemente l'entità in riferimento alle configurazioni con e senza riattacco della vena fluida.

Volendo svincolarsi dal coefficiente di contrazione adottato, si diagramma il coefficiente di perdita effettivo nell'orifizio  $K_{Lh}$  in funzione della porosità  $A_h/A_p$  del piatto forato per i risultati delle campagne di misure effettuate (tabella 7.1). Si ottiene il grafico in Figura 7.6, nel quale i punti sperimentali ottenuti risultano confinati tra i due andamenti dei modelli thick ( $K_{LA}$ ) e thin ( $K_{LD}$ ).

L'andamento teorico di piastra thick è determinato dalla (2.25) mediante una contrazione  $\alpha$  pari a 0.75, mentre l'andamento del modello thin (2.21) è ottenuto per un valore di  $\alpha$  calcolato con la (2.22).

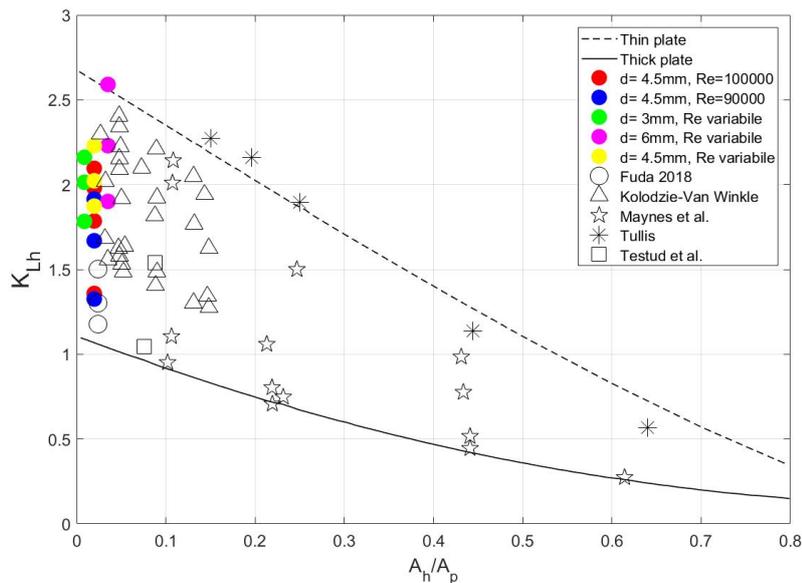


Figura 7.6: Andamento del coefficiente di perdita nell'orifizio in funzione della porosità  $A_h/A_p$  delle piastre adottate nelle prove sperimentali. I punti colorati sono relativi a diversi numeri di cavitazione e diametri del foro (tabella 7.3).

In Figura 7.6 è possibile osservare chiaramente l'effetto dato dalla cavitazione: al diminuire di  $\sigma$  le perdite di carico aumentano ed il comportamento della vena fluida

internamente all'orifizio si modifica, passando dalla configurazione con riattacco (thick plate) a quella senza riattacco (thin plate).

In conclusione, dunque, l'innescò e lo sviluppo della cavitazione provocano una variazione nel comportamento della piastra forata: l'orifizio (3 e 4.5 mm) che risultava definito dal modello empirico, in relazione al parametro geometrico  $\Phi$ , come foro *thick*, ora risulta seguire un comportamento *thin*. In particolare, questa variazione avviene in quanto la perdita di carico, causata dall'innalzamento del livello cavitativo, si avvicina a quella che si osserva nel modello *thin*. Tale fenomeno è chiaramente comprensibile se si osserva l'andamento di  $\alpha$  in Figura 7.1 ed in Figura 7.2, in cui è evidente il fatto che, al diminuire di  $\sigma$ , la sezione contratta subisce una riduzione tale da non permettere il riattacco della vena fluida internamente al foro.

## 7.2 Campo di velocità

La campagna di misurazioni PIV è stata focalizzata sul regime di moto con e senza cavitazione mantenendo lo stesso numero di  $Re$  (pari a 90'000), ed è stata utilizzata solamente la piastra con diametro del foro pari a 4.5 mm. Le condizioni idrodinamiche ed i parametri di acquisizione alle quali sono state fatte le misure sono indicati rispettivamente in tabella 7.4 ed in tabella 7.5.

L'estensione del campo misurato ed il sistema di riferimento adottato sono definiti al Paragrafo 6.1.

FORO d=4.5mm							
f [Hz]	Q [l/s]	$\Delta p$ [bar]	$V_p$ [m/s]	$V_h$ [m/s]	$\sigma$	Re	$\alpha_{valvola}$
40	0,321	2,7	0,40	20,18	1,76	90827	76.5°
35	0,321	3,4	0,40	20,18	0,78	90827	63°
35	0,321	3,9	0,40	20,18	0,54	90827	0°

tabella 7.4: Condizioni idrodinamiche relative alle acquisizioni PIV realizzate.

Magnificazione	Dimensione pixel [mm]	F-stop	$\Delta t$ [ $\mu s$ ]	Potenza laser [%]	Trigger rate [Hz]
0,15	0,005	2 - 2,8	35	95	7

tabella 7.5: Principali parametri di acquisizione PIV utilizzati.

### 7.2.1 Moto medio

Per determinare il campo di velocità medio a valle della piastra forata si elabora, seguendo le formulazioni introdotte al Paragrafo 6.2.2, una serie di acquisizioni PIV costituita da 10'000 istantanee. Tale numerosità è scelta in quanto sufficiente a raggiungere la convergenza nel calcolo dei valori fluttuanti.

Vengono analizzate entrambe le componenti del vettore velocità, parallela e normale alla direzione del moto, in ciascun punto del campo, andando a rappresentarne i valori su una mappa 2D definita dal sistema di riferimento adottato.

In questa sezione vengono mostrati i profili assiali della componente orizzontale  $U_m$  della velocità media per differenti sezioni a valle dell'orifizio, che permetteranno di notare più facilmente le differenze tra il getto in assenza ed in presenza di cavitazione.

Infine, si verifica la condizione di similarità del getto andando a diagrammare i profili radiali di velocità media  $U_m$  rispetto al valore sull'asse dell'orifizio  $U_c$  che si ha nella stessa sezione. Questo rapporto viene valutato in funzione della distanza radiale normalizzata  $r/r_{1/2}$ . La coordinata radiale  $r_{1/2}$  è definita come la distanza alla quale si ha  $U_m=0.5U_c$ .

#### 7.2.1.1 Caso non cavitativo

I valori della componente assiale e radiale del moto medio sono rappresentati nelle mappe 2D in Figura 7.7. Le instabilità del getto, che caratterizzano il campo di moto istantaneo, vengono in questo caso perse a seguito del calcolo del valor medio. Appare ben evidente la natura assial-simmetrica e graduale del getto in uscita dalla

piastra forata, lungo l'intero dominio di misura e per entrambe le componenti di velocità illustrate.

Osservando la componente  $U_m$ , risultano netti i limiti delle differenti zone di velocità che costituiscono il getto: il *potential core*, definito come la regione in cui si hanno valori di velocità prossimi (almeno il 90%) a quelli di efflusso dall'orifizio, si estende fino ad una distanza dall'orifizio pari a circa  $x/d = 5$ , mentre la successiva zona di transizione, in cui la velocità decade rispetto a quella di efflusso, risulta estendersi fino a circa  $x/d = 10$ . Oltre questa sezione, il getto si trova nella regione in cui è verificata la condizione di similarità ed in cui avviene il riattacco alle pareti della tubazione di valle. Osservando la componente  $V_m$ , invece, si identificano le grandi zone di ricircolo attorno al getto, le quali si estendono fino a  $x/d = 15$  dalla piastra forata.

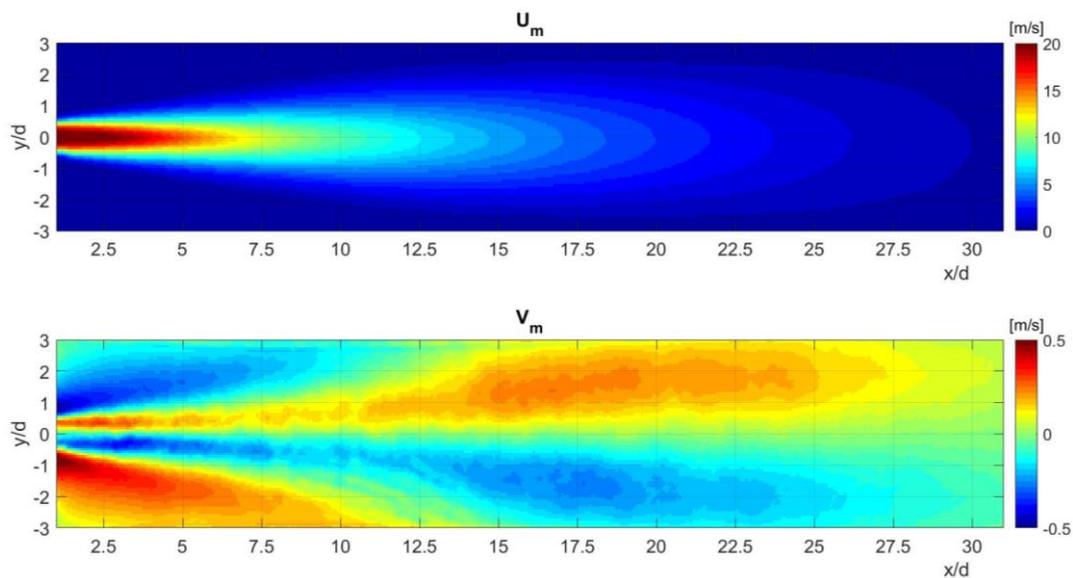


Figura 7.7: Componente orizzontale (in alto) e verticale (in basso) del campo di velocità medio all'interno del dominio di misura in assenza di cavitazione.

L'evoluzione della distribuzione di velocità media  $U_m$ , illustrata mediante i profili in Figura 7.8a, mostra un appiattimento della stessa per sezioni via via distanti dall'orifizio a seguito del decadimento e dell'espansione del getto.

Occorre tenere a mente che per distanze inferiori a  $x/d = 1$  possono essere presenti errori di misura nel campo di moto dovuti alle eventuali riflessioni in corrispondenza dell'orifizio.

Vengono prese in considerazione tre stazioni a distanza  $x$  pari a 5, 10 e 20 volte il diametro  $d$  del foro. Nella prima stazione il profilo risulta avere un valore massimo (circa 16 m/s) sull'asse dell'orifizio e valori decisamente più bassi a distanze radiali da esso via via crescenti. Il getto appare dunque più confinato, con uno sviluppo simmetrico e caratterizzato da un gradiente di velocità molto forte rispetto ai punti del campo che lo circondano. Questo gradiente si riduce procedendo verso le stazioni successive, in cui il picco massimo della distribuzione di velocità viene fortemente abbattuto.

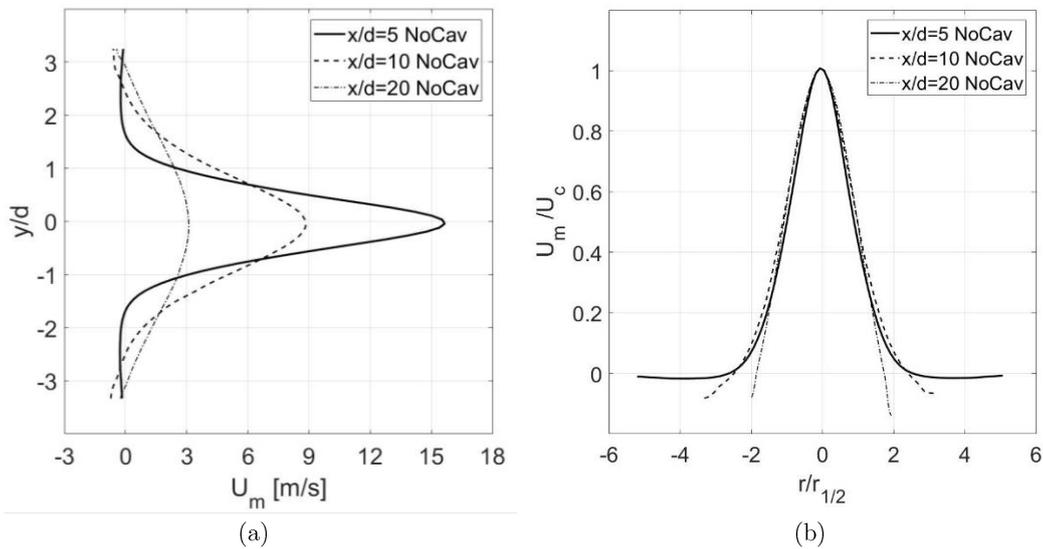


Figura 7.8: Profilo di velocità media  $U_m$  per diverse sezioni a distanza dall'orifizio (a) e profilo radiale normalizzato della velocità media rispetto al valore nell'asse dell'orifizio (b) in assenza di cavitazione.

In Figura 7.8b è mostrato il profilo radiale della componente  $U_m$  rispetto al valore  $U_c$  sull'asse dell'orifizio, per la medesima sezione  $x/d$ . La distanza radiale  $r$  viene normalizzata rispetto al valore  $r_{1/2}$ , ovvero la coordinata alla quale si ha  $U_m=0.5U_c$ . Si nota che i profili, ottenuti per le diverse stazioni, collassano tutti all'incirca sulla stessa curva. A partire dalla zona del getto successiva a quella di transizione ( $x/d \geq 10$ ), l'andamento del rapporto  $U_m/U_c$  risulta coincidere completamente, verificando così la condizione di similarità. Questi risultati, relativi al regime non cavitativo, risultano in linea con quelli presenti in letteratura [20] per getti non confinati, e dunque si può affermare che lo sviluppo del getto in uscita dalla piastra forata segue le stesse leggi sia in presenza che in assenza di confinamento.

#### 7.2.1.2 Caso cavitativo

Come visto in precedenza nella configurazione senza cavitazione (Paragrafo 7.2.1.1), anche in questo caso il campo di moto medio risulta assial-simmetrico. Il getto si sviluppa in maniera graduale nella direzione del moto, assumendo un primo tratto a velocità uniforme ed un successivo tratto caratterizzato da una progressiva riduzione della stessa (Figura 7.9 e Figura 7.11). I due numeri di cavitazione sperimentati (tabella 7.4) risultano abbastanza simili per quanto riguarda il campo di moto medio. Il *potential core* risulta avere un'estensione che, a partire dall'orifizio, prosegue fino ad una distanza pari a circa  $x/d = 3$ , mentre la zona di transizione successiva si protrae fino a  $x/d = 7$ . Lo strato di taglio generato possiede un'apertura tale da confinare le grandi zone di ricircolo nella regione individuata da  $x/d \leq 8$ , e tale da far riattaccare il getto alle pareti della condotta a  $x/d = 12$ .

Osservando i profili in Figura 7.10a e in Figura 7.12b si nota che, anche in presenza di cavitazione, la distribuzione di velocità subisce un appiattimento progressivo allontanandosi dalla piastra forata. In tutte le stazioni riportate la velocità massima si trova lungo l'asse dell'orifizio, con un valore uguale a circa 12 m/s nella sezione a  $x/d = 5$ , ed un valore inferiore a 3 m/s in  $x/d = 20$ . La condizione di similarità, che caratterizza il getto generato da un restringimento circolare [20], risulta

soddisfatta anche in regime cavitativo. I profili radiali normalizzati, riportati in Figura 7.10b e in Figura 7.12b, coincidono per tutte le sezioni a valle del reattore cavitativo considerate.

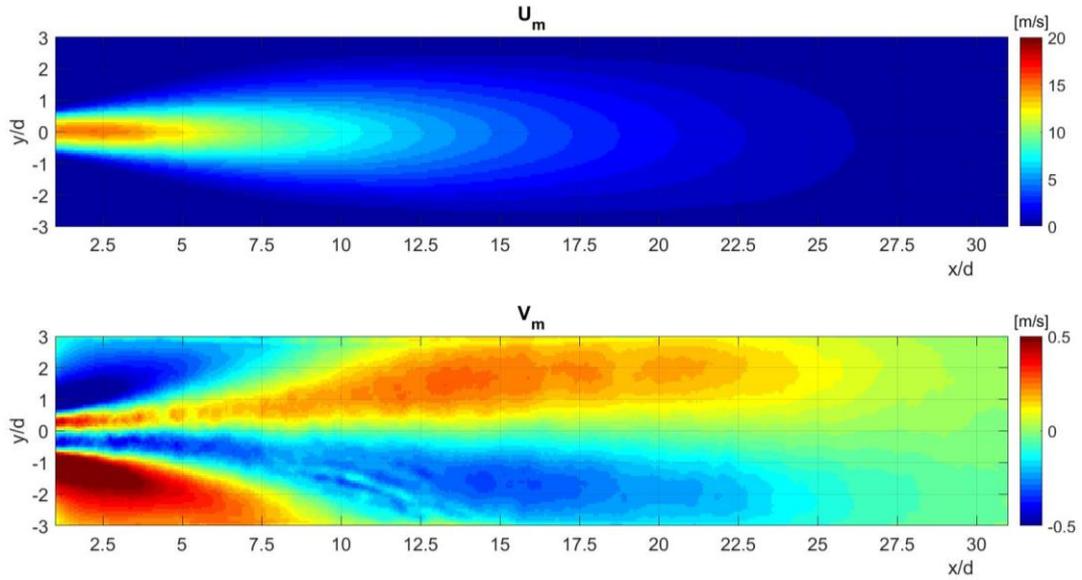


Figura 7.9: Componente orizzontale (in alto) e verticale (in basso) del campo di velocità medio in presenza di cavitazione idrodinamica ( $\sigma = 0.78$ ).

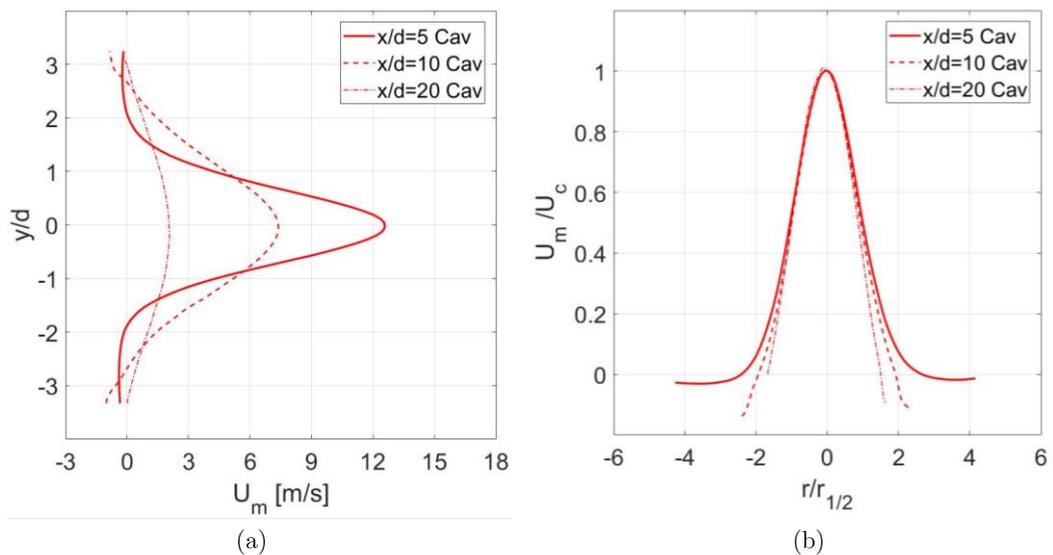


Figura 7.10: Profilo di velocità media  $U_m$  (a) e profilo radiale normalizzato (b) in presenza di cavitazione idrodinamica ( $\sigma = 0.78$ ).

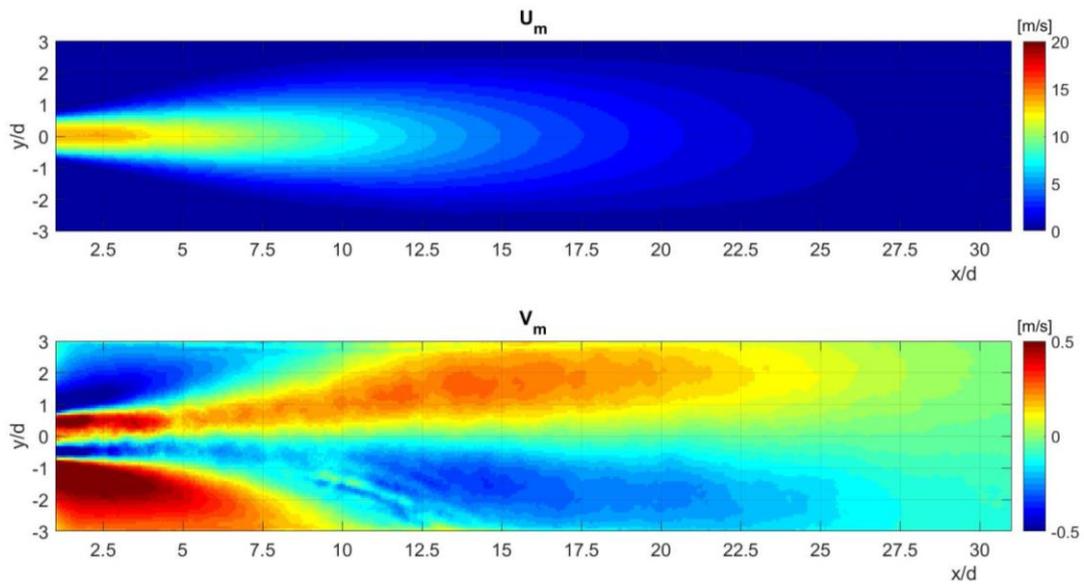


Figura 7.11: Componente orizzontale (in alto) e verticale (in basso) del campo di velocità medio in presenza di cavitazione idrodinamica ( $\sigma = 0.54$ ).

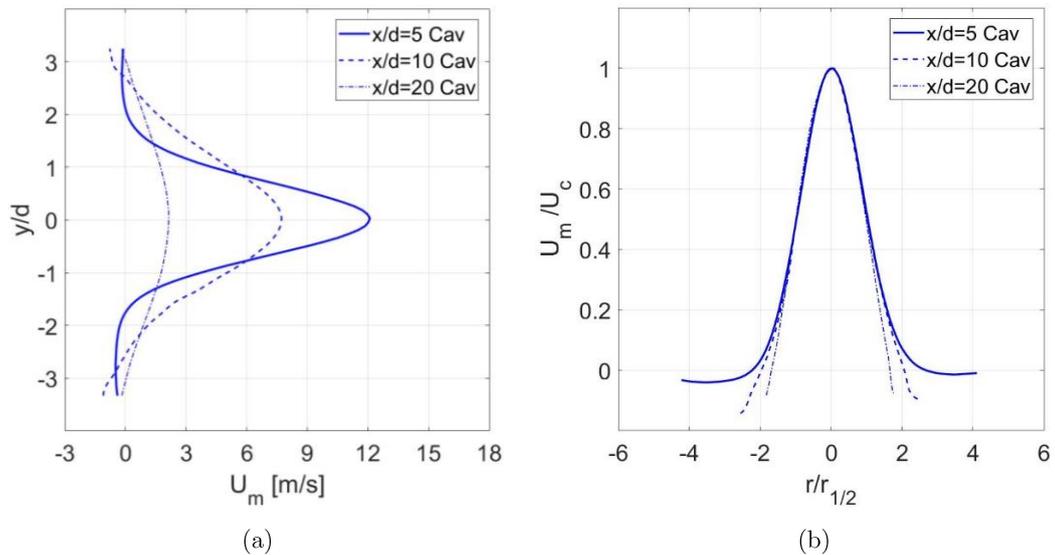


Figura 7.12: Profilo di velocità media  $U_m$  (a) e profilo radiale normalizzato (b) in presenza di cavitazione idrodinamica ( $\sigma = 0.54$ ).

### 7.2.1.3 Confronto

Lo scopo principale del presente lavoro di tesi è quello di comprendere in che modo la cavitazione modifichi il campo di moto a valle del reattore cavitativo. Pertanto, si discutono le differenze più significative tra i due regimi caratterizzati dalla presenza e dall'assenza di cavitazione.

Analizzando l'andamento della componente  $U_m$  nei due casi (Figura 7.7 e Figura 7.9/Figura 7.12), è chiaramente percepibile la differente estensione delle regioni di velocità: in regime cavitativo, il *potential core* risulta più ristretto e caratterizzato da valori inferiori di velocità rispetto al caso non cavitante. Inoltre, le regioni di getto successive appaiono anch'esse variate dalla cavitazione, secondo una contrazione dei loro limiti di estensione verso l'orifizio.

Osservando la componente  $V_m$ , si nota che le zone di ricircolo appaiono di dimensioni ridotte in presenza di cavitazione, ma con valori di velocità verticale più sostenute. Ciò avviene in quanto lo strato di taglio generato dal getto risulta avere un'apertura più rapida verso valle.

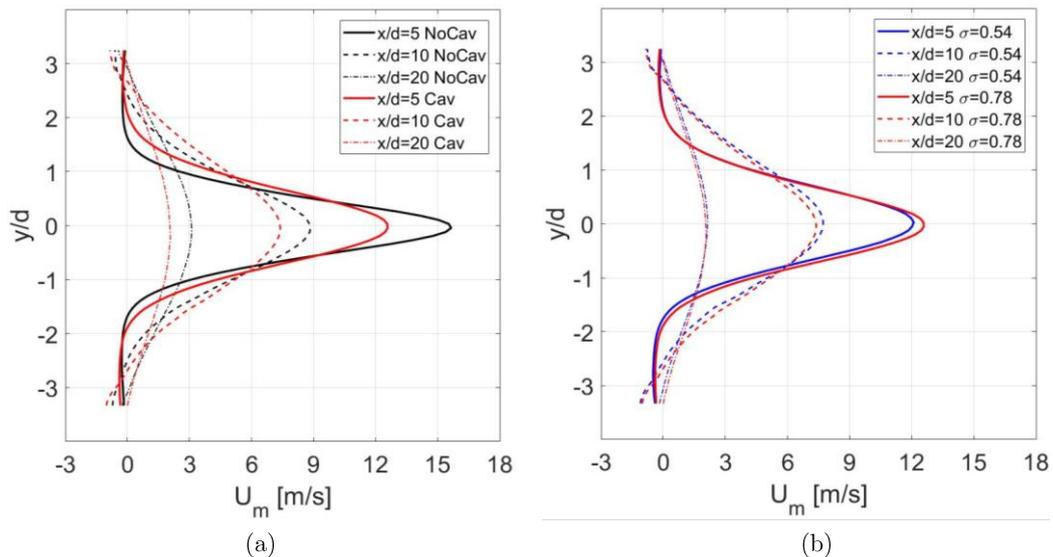


Figura 7.13: Confronto fra i profili di velocità media nella direzione del moto, per sezioni a differente distanza dall'orifizio, nel regime con e senza cavitazione (a) e nei due regimi cavitativi (b).

Figura 7.13a mostra la rapida espansione dei profili assiali causata dalla cavitazione. Per la medesima stazione, la distribuzione di velocità è caratterizzata da un picco più basso in regime cavitante ed un gradiente di velocità, sulla superficie di separazione del getto, che appare meno forte. In Figura 7.13b, invece, si osserva che variando il numero di cavitazione, da  $\sigma=0.78$  a  $\sigma=0.54$ , l'andamento dei profili non mostra significativi scostamenti.

Figura 7.14 evidenzia il fatto che la cavitazione non altera la condizione di similarità, in quanto i profili radiali collassano tutti sulla stessa curva, indipendentemente dal tipo di regime.

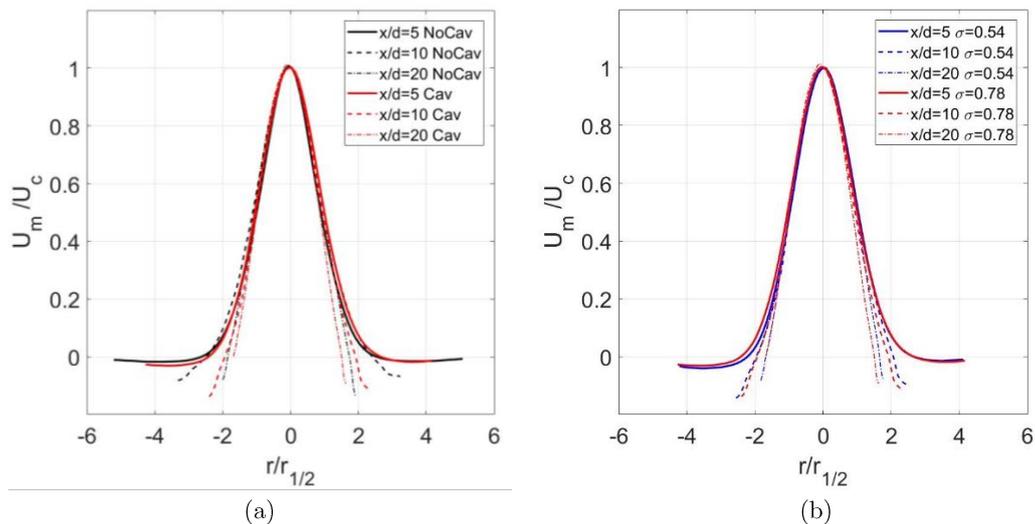


Figura 7.14: Confronto fra i profili radiali in presenza ed in assenza di cavitazione (a) e confronto dei profili radiali nei due casi cavitativi (b).

## 7.2.2 Fluttuazioni di velocità

Le componenti di agitazione turbolenta vengono calcolate secondo quanto indicato al Paragrafo 6.2.3. In questa sezione vengono illustrate le mappe 2D delle componenti orizzontale e verticale della fluttuazione per entrambi i regimi. Viene riportata, solamente per il caso di getto non cavitante, l'evoluzione dei profili assiali della componente orizzontale della fluttuazione (media quadratica RMS) per sezioni

prossime all'orifizio ( $x/d < 5$ ). In presenza di cavitazione i profili che si hanno nelle sezioni  $x/d < 5$  non vengono mostrati in quanto potrebbero risultare inattendibili a causa degli errori di misura PIV in prossimità della piastra forata. Questi errori sono dovuti principalmente alle grandi strutture di bolle di cavitazione in uscita dall'orifizio che creano riflessioni tali da oscurare le particelle utilizzate per il tracciamento del flusso. Nelle zone dove la riflessione è particolarmente intensa, la velocità misurata non è quella che si ha realmente, e pertanto, calcolando la media quadratica delle fluttuazioni, tale rumore viene amplificato in maniera considerevole.

Questa sezione termina, infine, con il confronto tra i valori delle fluttuazioni ottenute per valutare l'effetto della cavitazione sulla turbolenza del getto.

### 7.2.2.1 Caso non cavitativo

In Figura 7.15 si nota chiaramente l'andamento assial-simmetrico delle componenti di agitazione turbolenta nel regime di moto senza cavitazione.

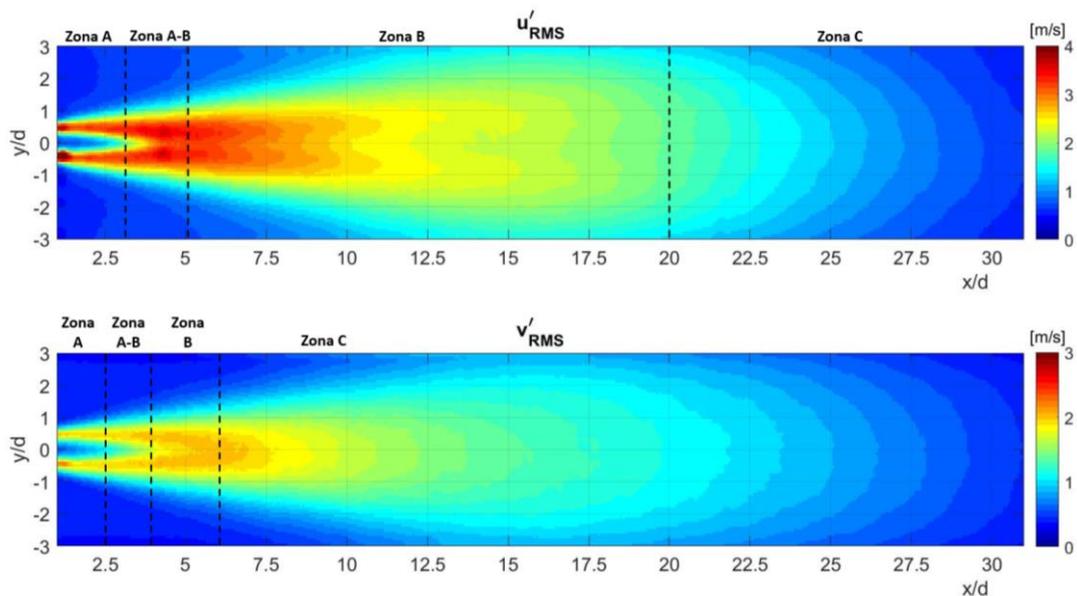


Figura 7.15: Mappe 2D delle componenti di agitazione turbolenta, orizzontale  $u'$  e verticale  $v'$ , che interessano il getto in assenza di cavitazione.

Si possono distinguere 4 regioni del campo di moto caratterizzate da differenti distribuzioni delle componenti di agitazione della velocità (Figura 7.15). La Zona A è contraddistinta da un profilo della fluttuazione, sia orizzontale  $u'$  che verticale  $v'$ , avente valori di picco ben distinti per distanze radiali pari a  $y/d = \pm 0.5$ , e valori molto bassi per distanze  $-0.5 < y/d < +0.5$ . La posizione dei picchi di fluttuazione individua lo strato di taglio del getto in uscita dalla piastra forata, mentre i punti del campo al centro della Zona A, caratterizzati da valori pressoché nulli della fluttuazione, costituiscono il *potential core* del getto. Nella successiva Zona A-B i profili subiscono un aumento dei valori di fluttuazione sull'asse dell'orifizio e le strutture vorticosi iniziano a rompersi. La Zona B, invece, rappresenta la cosiddetta zona di transizione, ovvero la regione del campo di moto in cui avviene una forte e progressiva riduzione delle componenti di agitazione. In questa zona, inoltre, i picchi di fluttuazione risultano via via meno intensi se confrontati coi valori assiali. L'ultima regione che si individua dalle mappe in Figura 7.15 risulta essere la Zona C, caratterizzata da una distribuzione più appiattita ed in cui i due picchi di fluttuazione scompaiono. Osservando le due mappe in Figura 2.15 si nota che le zone appena descritte risultano avere un'estensione differente per le due componenti di agitazione della velocità. La componente verticale  $v'$  mostra zone più ristrette, i cui limiti sono più prossimi alla sezione dell'orifizio rispetto a quelli della componente orizzontale  $u'$ . La turbolenza, dunque, si concentra maggiormente lungo lo strato di taglio e nelle sezioni comprese nel range  $(4 \div 7)x/d$ . In queste zone, le componenti di agitazione, sia orizzontale che verticale, presentano valori più alti ( $u' \simeq 4$  m/s,  $v' \simeq 2$  m/s) rispetto al cuore iniziale del getto.

I profili assiali in Figura 7.16 illustrano l'andamento della fluttuazione  $u'$  e  $v'$  per diverse sezioni a valle della piastra forata. In  $x/d=2$  e  $x/d=3$ , le componenti di agitazione mostrano un minimo sull'asse del foro e due massimi in corrispondenza delle pareti dell'orifizio. Questa distribuzione è molto simile a quella riportata in Figura 2.19, che riprende alcuni risultati sperimentali presenti in letteratura per getti non confinati [10]. Nelle sezioni più a valle, i profili subiscono un

appiattimento considerevole, assumendo in  $x/d=20$  una distribuzione in cui i due picchi centrali di fluttuazione risultano scomparire.

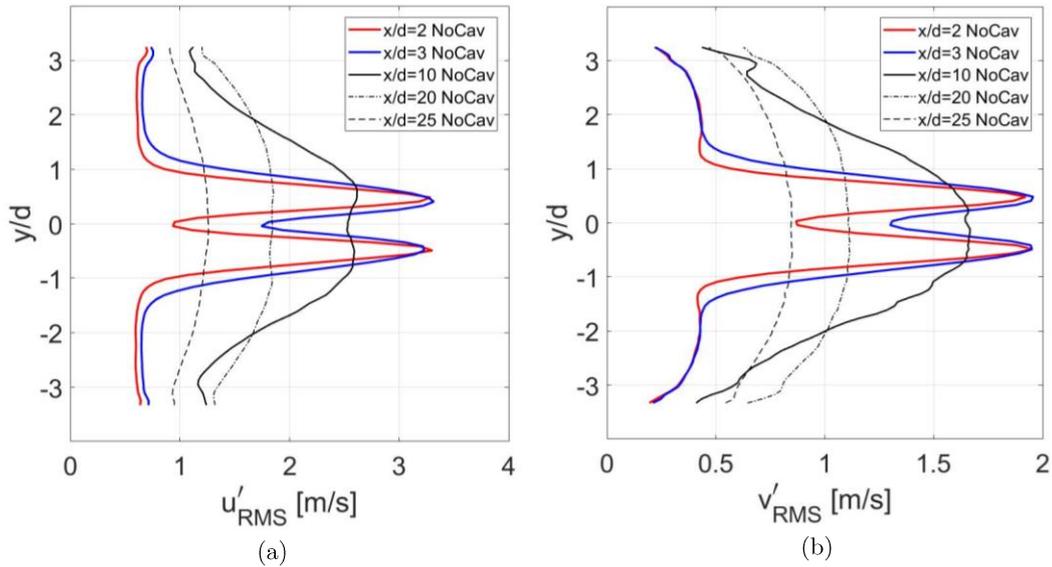


Figura 7.16: Profili RMS della componente orizzontale (a) e verticale (b) della fluttuazione di velocità in assenza di cavitazione idrodinamica.

### 7.2.2.2 Caso cavitativo

Portando il getto liquido in regime cavitante, l'andamento delle componenti di agitazione della velocità non perde l'assial-simmetria, come si può osservare dalle mappe in Figura 7.17 e Figura 7.18. Per sezioni successive a  $x/d=5$  si osserva una riduzione graduale della turbolenza, per entrambe le componenti. Il cuore iniziale del getto ( $x/d < 3$ ) mostra valori di fluttuazione superiori ( $u' \approx 6$  m/s,  $v' \approx 4$  m/s) in confronto alle altre regioni. Ciò avviene a causa del forte rumore determinato dalle macrostrutture di bolle di cavitazione e dunque a causa degli errori di misura mediante la tecnica PIV. Nelle grandi zone di ricircolo attorno al getto e nelle sezioni oltre  $x/d=27$  le fluttuazioni di velocità risultano essere praticamente nulle.

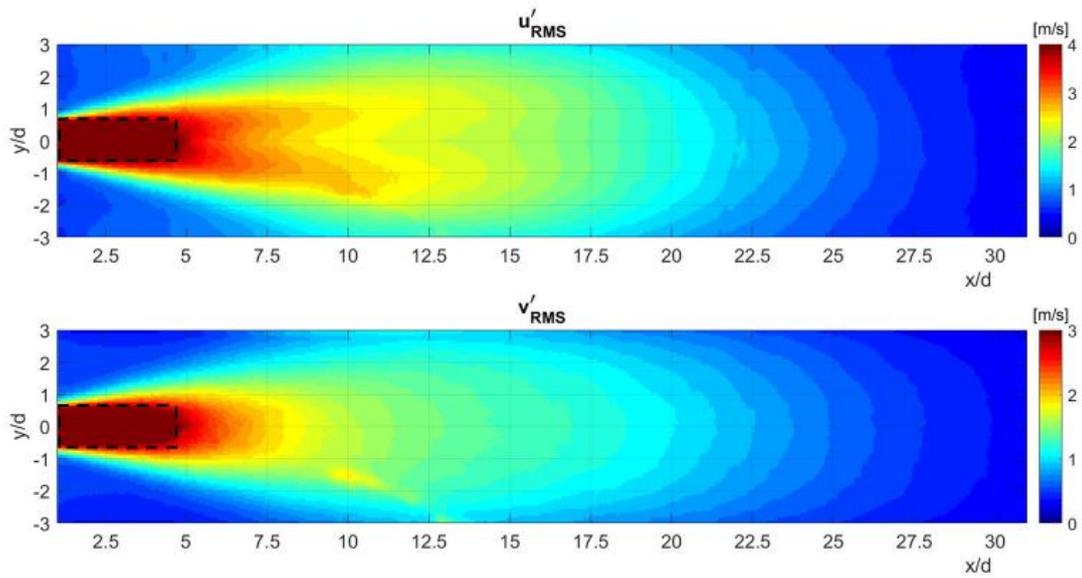


Figura 7.17: Mappe 2D delle componenti di agitazione turbolenta che interessano il getto in presenza di cavitazione ( $\sigma = 0.78$ ). Il riquadro tratteggiato indica la regione affetta da rumore.

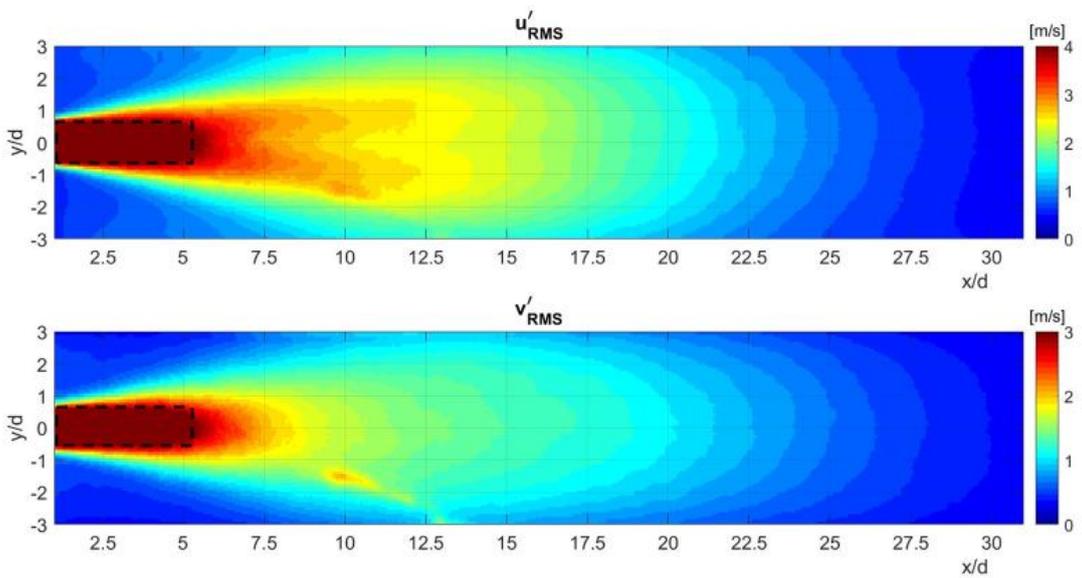


Figura 7.18: Mappe 2D delle componenti di agitazione turbolenta che interessano il getto in presenza di cavitazione ( $\sigma = 0.54$ ). Il riquadro tratteggiato indica la regione affetta da rumore.

### 7.2.2.3 Confronto

Analizzando i profili in Figura 7.19 e Figura 7.20 si osserva che le fluttuazioni subiscono gradualmente una riduzione ed un appiattimento della loro distribuzione all'aumentare della distanza dall'orifizio, sia in presenza che in assenza di cavitazione. Si nota, inoltre, che questa diminuzione avviene più rapidamente per il getto cavitante, i cui profili diventano inferiori a quelli del regime non cavitativo oltre la sezione a distanza  $x/d = 16$ . In entrambi i regimi di moto, le fluttuazioni di velocità tendono ad attenuarsi vicino alle sezioni terminali del dominio di misura. Nella regione immediatamente a valle della piastra forata (fino a  $x/d = 10$ ) si osserva l'aumento di turbolenza indotto dalla cavitazione. I valori di fluttuazione aumentano al crescere del livello cavitativo, come mostrato dal confronto dei profili riportati in Figura 7.19 e Figura 7.20.

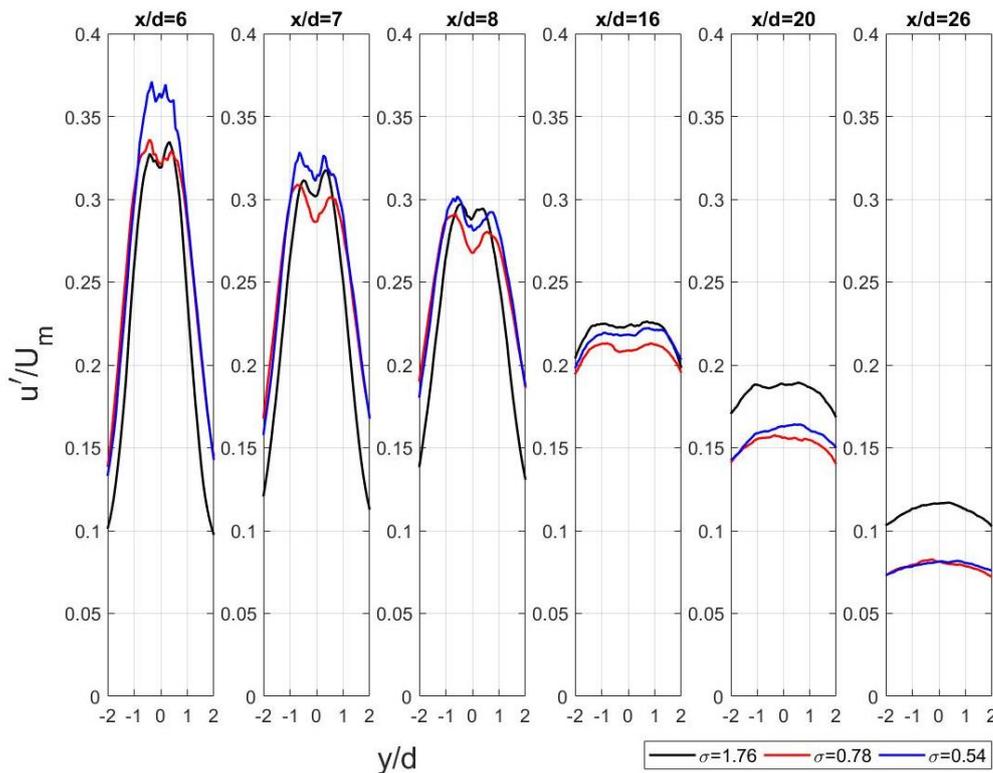


Figura 7.19: Confronto fra i profili normalizzati della componente di agitazione turbolenta orizzontale a diverse distanze dall'orifizio, in presenza ed in assenza di cavitazione.  $U_m$  è la velocità media assiale che si ha al centro della sezione di efflusso in regime non cavitante.

Si osserva, in aggiunta, il maggiore confinamento verso l'asse dell'orifizio che si ha nella distribuzione delle fluttuazioni in assenza di cavitazione (per  $x/d < 10$ ). Quando interviene il fenomeno cavitativo, la turbolenza risulta interessare una zona più ampia del campo di moto. Le bolle di cavitazione provocano un'espansione più rapida del getto e ciò si evidenzia dal fatto che i profili della componente di agitazione verticale aumentano rispetto al caso non cavitante (Figura 7.20).

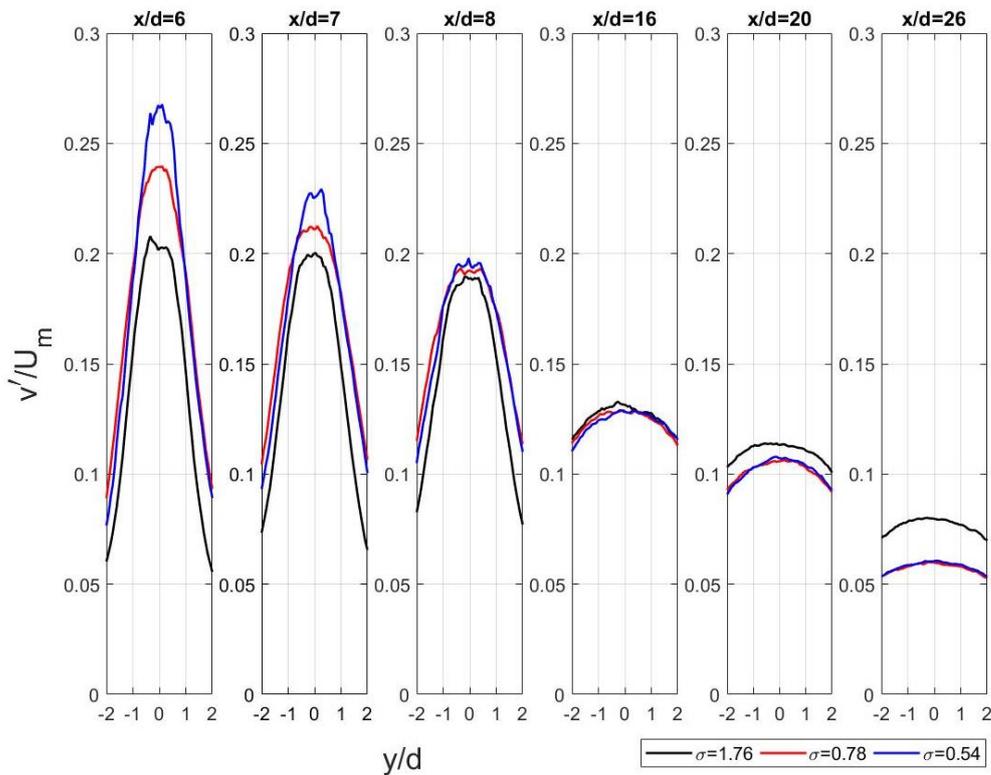


Figura 7.20: Confronto fra i profili normalizzati della componente di agitazione turbolenta verticale a diverse distanze dall'orifizio, in presenza ed in assenza di cavitazione.  $U_m$  è la velocità media assiale che si ha al centro della sezione di efflusso in regime non cavitante.

### 7.2.3 Tensioni di Reynolds

Il tensore degli sforzi di Reynolds è stato introdotto al Paragrafo 2.2.4.1 e i risultati che vengono illustrati e discussi in questa sezione utilizzano la definizione del tensore relativa al campo bidimensionale. Si valutano, dunque, per ciascun punto

del dominio di misura, i valori degli stress normali  $\tau_{xx}$  e  $\tau_{yy}$  e dello stress tangenziale  $\tau_{xy}$  a partire dalle componenti di fluttuazione di velocità ottenute al Paragrafo 7.2.2. Le tensioni vengono determinate per i regimi di moto in presenza ed in assenza di cavitazione e l'analisi dei due casi permetterà di comprendere in che modo il fenomeno cavitativo modifichi l'entità delle dissipazioni di energia che interessano il getto sviluppato dalla piastra forata.

### 7.2.3.1 Caso non cavitativo

In Figura 7.21 sono illustrate le mappe dei valori degli stress all'interno del dominio di acquisizione. L'andamento degli sforzi normali segue in maniera simile l'evoluzione delle fluttuazioni precedentemente discusse (Figura 7.15), mentre lo sforzo tangenziale mostra uno sviluppo antisimmetrico caratterizzato da valori nulli nel cuore iniziale del getto.

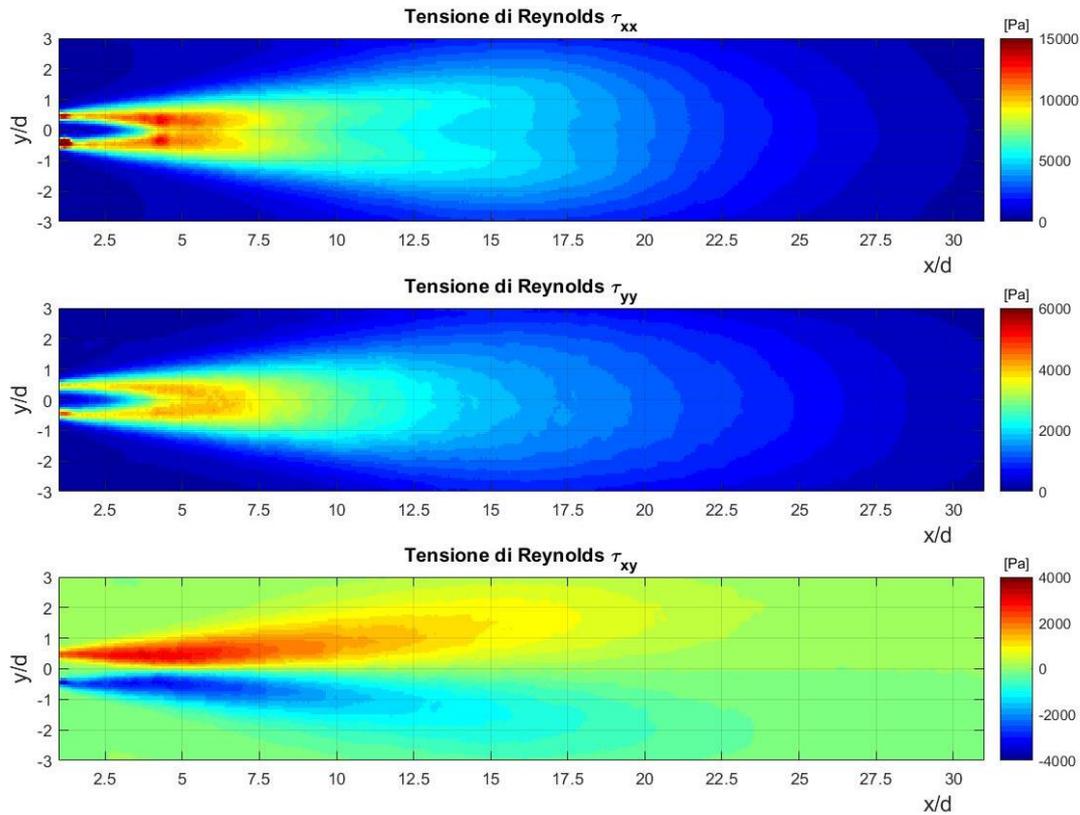


Figura 7.21: Sforzi di Reynolds all'interno del dominio di misura in assenza di cavitazione.

La tensione normale  $\tau_{xx}$  risulta essere circa un ordine di grandezza superiore rispetto alle altre componenti del tensore. La resistenza al moto, dovuta alla turbolenza del getto, risulta dunque massima in direzione assiale. Entrambe le tensioni normali raggiungono valori massimi nella regione compresa tra  $x/d = 4$  e  $x/d = 7$ , mentre  $\tau_{xy}$  risulta maggiore nei punti del getto interni allo strato di taglio. Tutti gli sforzi appaiono invece nulli nel cuore iniziale di efflusso.

### 7.2.3.2 Caso cavitativo

Si osserva dalla Figura 7.22 e Figura 7.23 che, in regime cavitativo, i valori degli stress nel cuore iniziale del getto risultano essere più forti rispetto alle altre regioni del campo di moto.

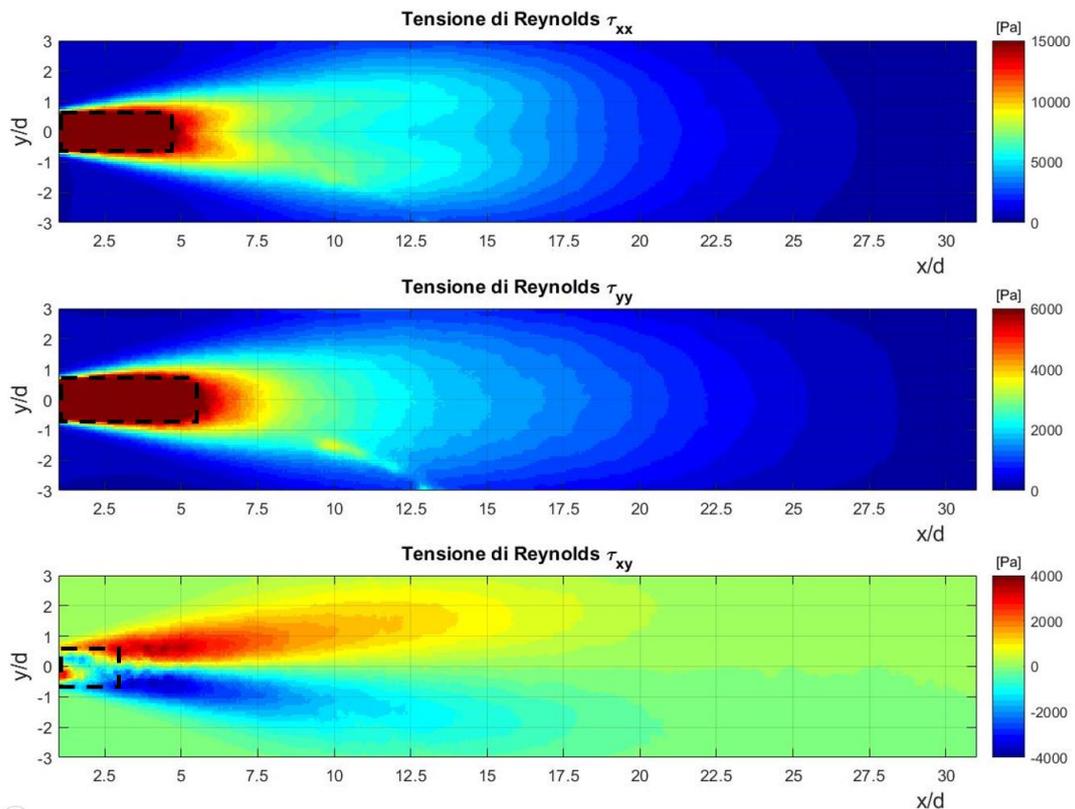


Figura 7.22: Sforzi di Reynolds all'interno del dominio di misura in presenza di cavitazione ( $\sigma = 0.78$ ). Il riquadro tratteggiato indica la regione affetta da rumore.

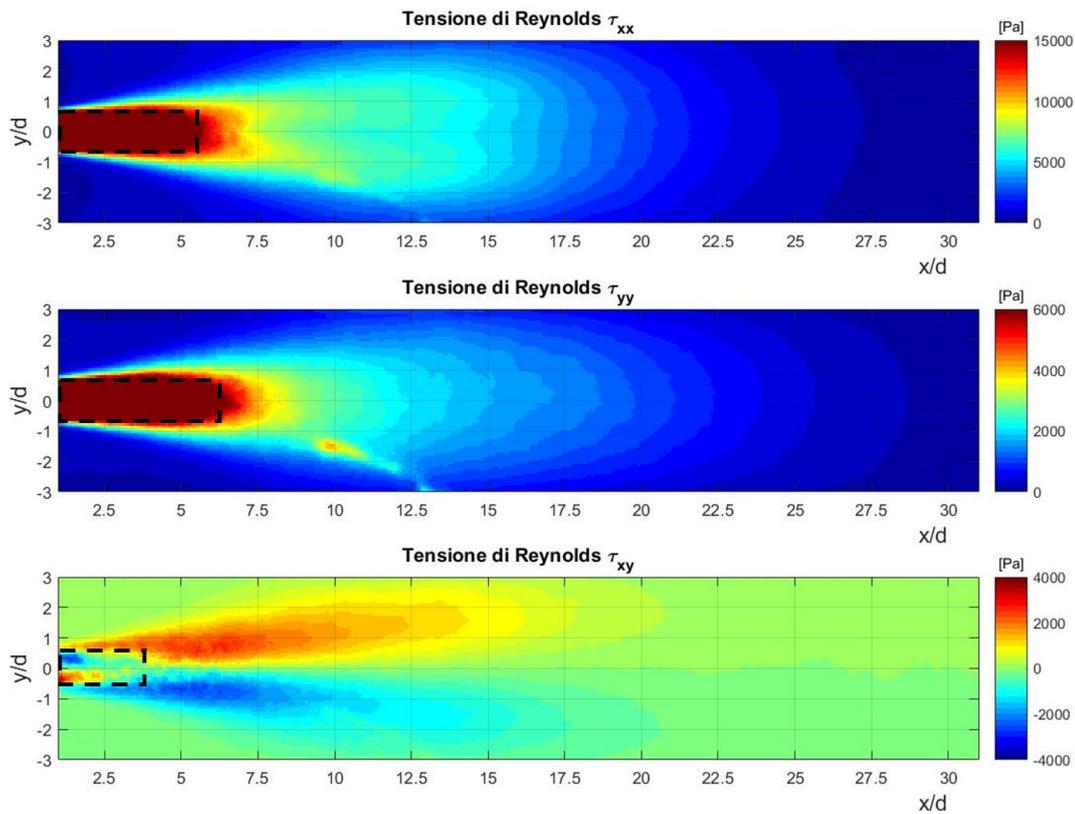


Figura 7.23: Sforzi di Reynolds all'interno del dominio di misura in presenza di cavitazione ( $\sigma = 0.54$ ). Il riquadro tratteggiato indica la regione affetta da rumore.

Per tutti gli sforzi illustrati è ben evidente il forte rumore causato dalle macrocavità di vapore in corrispondenza dell'orifizio. La regione interessata dal rumore si estende maggiormente verso valle all'aumentare della cavitazione. Si nota, inoltre, che gli stress normali  $\tau_{xx}$  e  $\tau_{yy}$  hanno un'entità ben maggiore in confronto ai valori assunti da  $\tau_{xy}$ .

### 7.2.3.3 Confronto

Osservando i profili in Figura 7.24, Figura 7.25 e Figura 7.26 si percepisce un generale aumento degli sforzi per le sezioni vicino all'orifizio ( $x/d < 10$ ) quando avviene la cavitazione. Al crescere di  $x/d$  le tensioni nel regime cavitante si riducono più velocemente se confrontate con quelle relative al caso non cavitante. In

entrambi i regimi, gli sforzi subiscono un appiattimento progressivo della loro distribuzione fino ad annullarsi per distanze dalla piastra forata superiori a  $x/d=26$ . Quando si ha  $\sigma > 1$ , l'andamento delle tensioni risulta più confinato verso l'asse del foro e dunque le conseguenti dissipazioni di energia risultano più concentrate nella parte centrale del dominio di misura. Quando invece avviene la cavitazione, i profili degli sforzi subiscono un'espansione verso le pareti della condotta e le dissipazioni di energia coinvolgono, dunque, una regione più ampia del campo di moto.

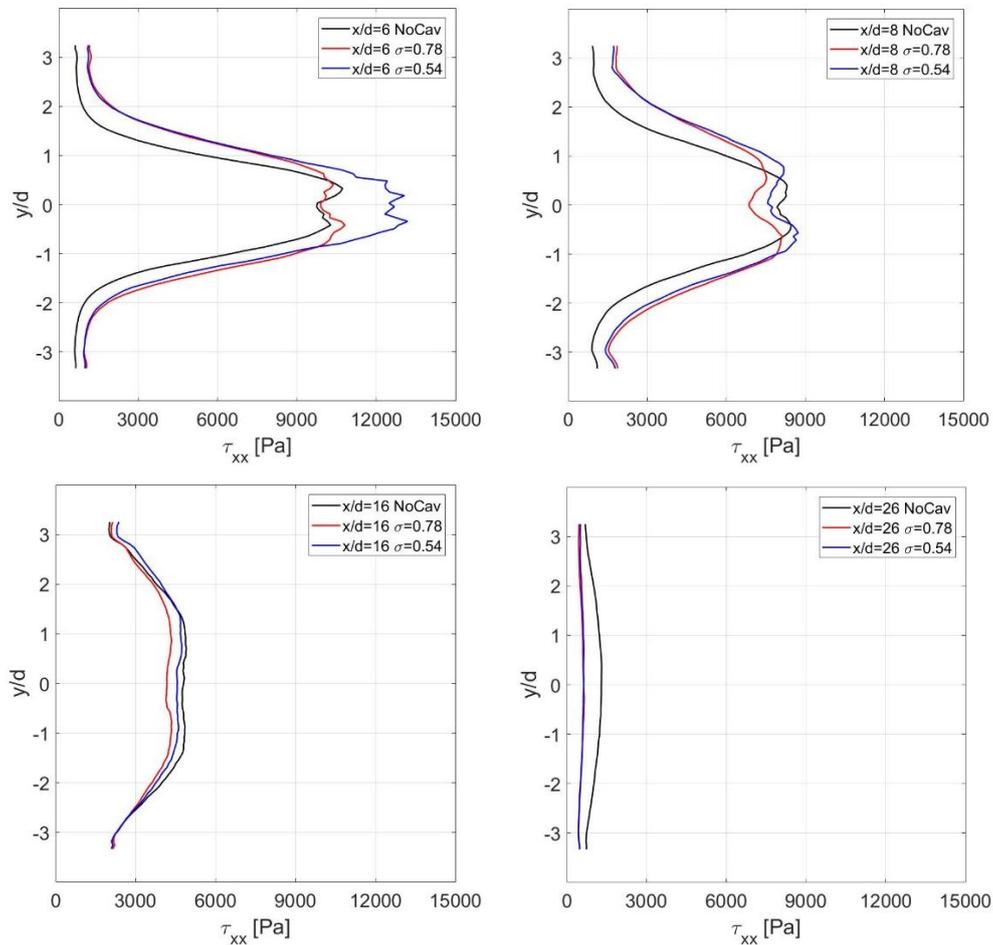


Figura 7.24: Confronto fra i profili dello sforzo normale nella direzione del moto a diverse distanze dall'orifizio, in presenza ed in assenza di cavitazione.

In  $x/d=6$  la tensione di Reynolds  $\tau_{xx}$  raggiunge valori massimi pari a circa  $13 \times 10^3$  Pa mentre  $\tau_{yy}$  pari a  $7 \times 10^3$  Pa, entrambi per  $\sigma=0,54$ . Il trend decrescente mostrato da queste tensioni, all'aumentare della distanza dall'orifizio, consente di dedurre che per sezioni precedenti a  $x/d=6$  i valori degli sforzi siano più elevati, specialmente nei regimi in presenza di cavitazione. In aggiunta, è bene far notare che le tensioni di Reynolds sono per definizione valori mediati, e pertanto, l'entità di questi sforzi risulta essere ben maggiore se si considerano i valori istantanei. Inoltre, essendo la risoluzione dei campi di velocità, ottenuti con la PIV, dell'ordine del mezzo millimetro, i valori istantanei e locali di questi sforzi potrebbero risultare ancora più elevati.

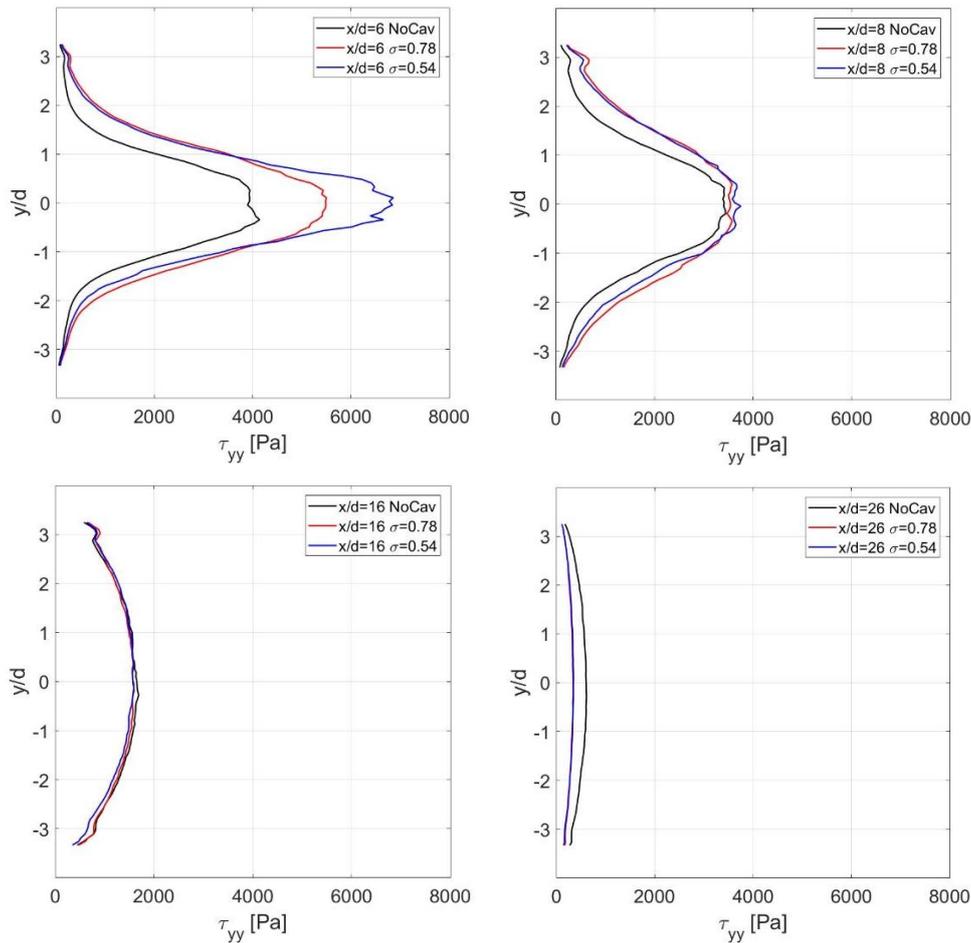


Figura 7.25: Confronto fra i profili dello sforzo normale nella direzione normale a quella del moto a diverse distanze dall'orifizio, in presenza ed in assenza di cavitazione.

Confrontando i profili dello sforzo tangenziale (Figura 7.26), per diverse distanze dall'orifizio, si osserva l'andamento antisimmetrico caratteristico di tale tensione. Procedendo verso valle si nota una progressiva riduzione dello sforzo, il quale si annulla definitivamente a  $x/d = 26$ . A distanze inferiori a  $x/d = 8$  il profilo della tensione in regime cavitativo risulta maggiore rispetto al caso senza cavitazione, specialmente per i punti del campo oltre  $y/d = \pm 1$ . In  $x/d = 6$  il valore massimo che viene raggiunto da  $\tau_{xy}$  è pari a circa  $2,5 \times 10^3 \text{ Pa}$ .

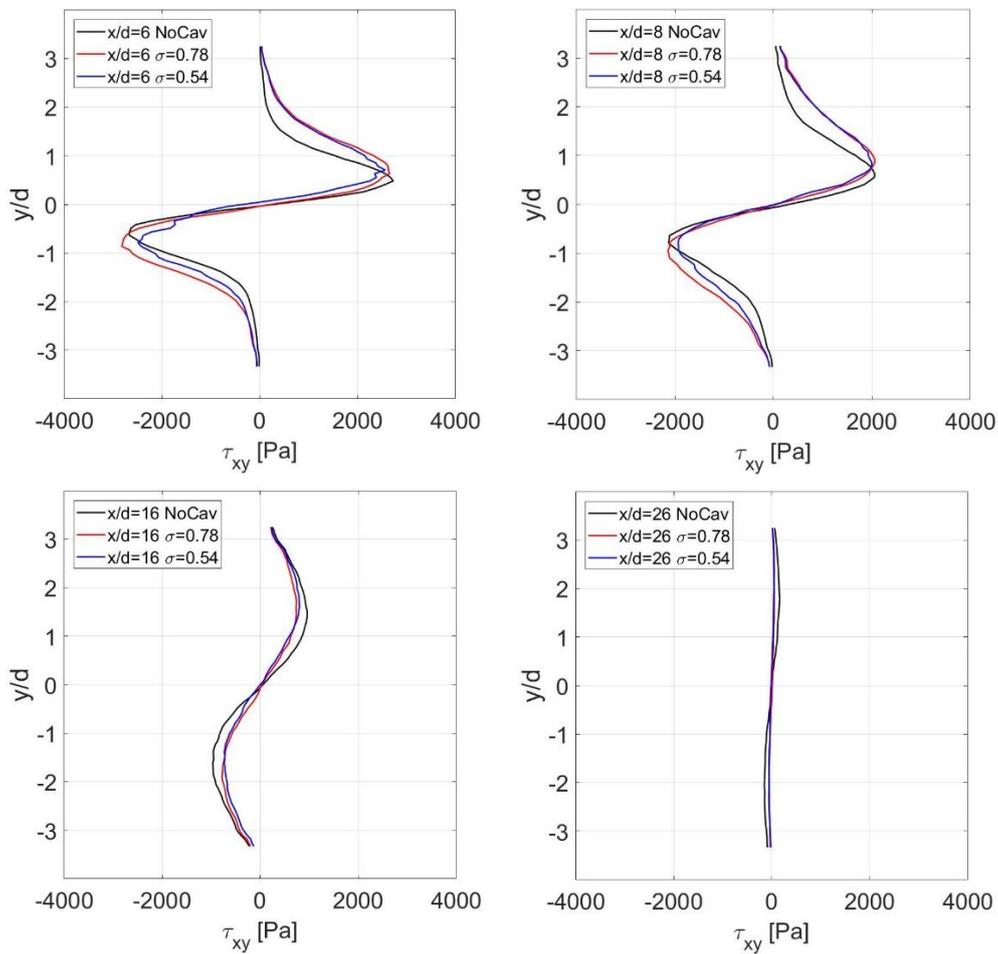


Figura 7.26: Confronto fra i profili dello sforzo tangenziale a diverse distanze dall'orifizio, in presenza ed in assenza di cavitazione.

### 7.3 Considerazioni in merito ai risultati ottenuti

Si è visto come la cavitazione determini un aumento delle perdite di carico ed una riduzione del coefficiente di contrazione della vena fluida internamente all'orifizio, con conseguente variazione di comportamento (da thick a thin) della piastra forata utilizzata (Paragrafi 7.1.1 e 7.1.2). Osservando i risultati delle misure PIV (Paragrafo 7.2) si è vista un'espansione più rapida del getto e valori degli stress di Reynolds maggiori in presenza di cavitazione.

La riduzione della sezione contratta si spiega con il fatto che le bolle di cavitazione, generate a seguito della vaporizzazione del fluido internamente all'orifizio, occupano volumi maggiori all'aumentare del livello cavitativo. Il mancato riattacco della vena fluida alle pareti del foro determina, come conseguenza, la comparsa della componente verticale della velocità nelle sezioni precedenti a quella di efflusso (Figura 7.27), causando la rapida espansione del getto osservata nei risultati PIV.

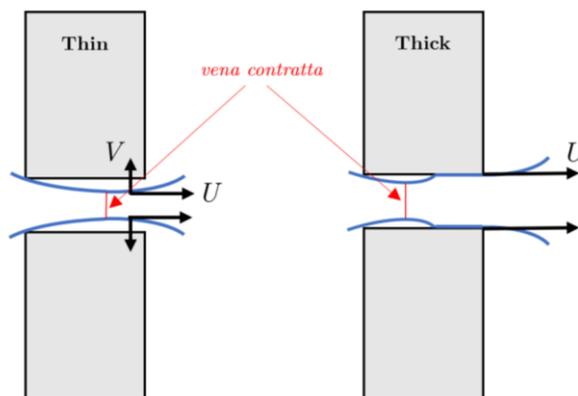


Figura 7.27: Evoluzione della vena fluida all'interno delle due tipologie di orifizio: thin e thick.

L'aumento delle perdite di carico al crescere della cavitazione (Figura 7.4) si spiega osservando i risultati PIV degli sforzi di Reynolds, i quali appaiono più forti in regime cavitativo.



## 8 Conclusioni

In questo Capitolo viene fatta una sintesi delle conclusioni che sono state tratte dalla discussione dei risultati dell'indagine sperimentale condotta. Vengono indicati, inoltre, alcuni suggerimenti utili per gli sviluppi futuri di questa ricerca.

Le osservazioni che vengono riportate nel seguito si basano sulle evidenze sperimentali discusse al Capitolo 1 e sui riferimenti teorici approfonditi nel Capitolo 1 e nel Capitolo 1.

- È stata usata una tecnica PIV non comune<sup>8</sup> che ha permesso di esplorare il campo di moto a valle dell'orifizio anche quando avviene la cavitazione. È stato dunque possibile per la prima volta confrontare il campo di velocità che si verifica in assenza ed in presenza del fenomeno cavitativo.
- Il coefficiente di contrazione della vena fluida internamente all'orifizio subisce una riduzione all'aumentare della cavitazione. Questo restringimento della sezione contratta viene osservato sia variando che mantenendo costante il numero di Reynolds per tutti i diametri di orifizio testati. Inoltre, a parità di  $\sigma$ , la contrazione della vena fluida aumenta al crescere di  $Re$  e all'aumentare del rapporto  $A_h/A_p$  della piastra forata<sup>9</sup>. Il coefficiente di contrazione è stato calcolato utilizzando un modello teorico in quanto l'opacità della piastra non ha consentito la visualizzazione diretta del flusso internamente all'orifizio.
- Il coefficiente di perdita di carico  $K_{Lh}$ , relativo all'orifizio, risulta avere un andamento crescente con l'aumentare della cavitazione. Questa evoluzione viene osservata per tutte le piastre forate esaminate, sia variando che mantenendo fisso  $Re$ . A parità di livello di cavitazione, le perdite di carico

---

<sup>8</sup> In letteratura sono rari i casi di misure PIV con fluorescenza, specialmente per  $Re$  elevati (90'000).

<sup>9</sup> Per il medesimo spessore  $t$  del piatto forato.

diventano maggiori quanto più è grande il diametro dell'orifizio e quanto più grande risulta essere  $Re$ .

- La cavitazione idrodinamica modifica la topologia del flusso che attraversa la piastra forata, variandone il comportamento idrodinamico dalla configurazione iniziale con riattacco della vena fluida alle pareti dell'orifizio (*thick plate*) a quella senza riattacco (*thin plate*). La classificazione di una piastra forata, come *thin* o *thick*, non può essere fatta adottando solamente i parametri geometrici ma occorre anche valutare le condizioni fluidodinamiche.
- La cavitazione modifica il campo di moto medio a valle dell'orifizio, nonostante il valore del numero di  $Re$  rimanga costante. Si è osservata un'espansione più rapida del getto in presenza del fenomeno cavitativo e tale che il riattacco alle pareti della tubazione di valle avvenga ad una distanza dalla piastra forata inferiore rispetto al caso non cavitativo. Le zone di ricircolo attorno al getto risultano essere, dunque, di dimensioni ridotte in presenza di cavitazione.
- Le fluttuazioni di velocità aumentano al crescere dell'intensità del fenomeno cavitativo, nonostante il regime di moto a  $Re$  costante. L'andamento delle componenti di agitazione subisce un'espansione verso le pareti della tubazione di valle e dunque il getto turbolento risulta interessare una regione più larga in prossimità della sezione di efflusso dell'orifizio. Il rumore<sup>10</sup> indotto dalle macrostrutture di bolle di cavitazione non permette di misurare l'andamento dei profili delle fluttuazioni nella parte iniziale del getto in uscita dal reattore cavitativo.
- Gli sforzi di Reynolds subiscono gli stessi effetti che sono stati osservati per le fluttuazioni, ovvero vengono incrementati dal fenomeno cavitativo. Si hanno valori dell'ordine di  $10^4$  per quelli normali e  $10^3$  per quelli tangenziali. Dato che queste tensioni risultano essere grandezze medie per definizione, è possibile che la loro entità sia ben maggiore se vengono considerati i valori istantanei.

---

<sup>10</sup> Errore di misura PIV.

- È riscontrabile dai risultati PIV la natura assial-simmetrica del getto in uscita dalla piastra forata. Inoltre, è ben visibile la progressiva riduzione di tutte le grandezze esaminate all'aumentare della distanza assiale dall'orifizio.

Per gli sviluppi futuri di tale ricerca, vengono qui indicati alcuni suggerimenti utili per ciò che riguarda le ulteriori (e necessarie) indagini sperimentali da svolgere per approfondire lo studio degli effetti della cavitazione sul campo di moto a valle di un restringimento ad orifizio. Occorre dunque:

- Ottenere campi di velocità mediante la tecnica di misura PIV che abbiano valori di  $Re$  più elevati ( $>90'000$ ) e livello di cavitazione più intenso ( $\sigma = 0.2-0.3$ ).
- Utilizzare piastre forate trasparenti per poter visualizzare l'idrodinamica del flusso al loro interno e dunque confermare le ipotesi sul coefficiente di contrazione che sono state discusse nel presente lavoro.
- Effettuare la medesima sperimentazione adoperando piastre forate caratterizzate da valori maggiori di  $A_h/A_p$  ed aventi spessore differenti rispetto a quelle utilizzate nel presente lavoro di tesi. Così facendo si potranno validare i modelli dei coefficienti di perdita di carico adoperati e di conseguenza confermare le conclusioni dedotte in questa trattazione.
- Accoppiare gli esperimenti di disinfezione con le misure PIV in modo da associare ad un abbattimento della carica batterica il corrispondente campo di moto. Tale metodologia permetterà di comprendere realmente i fattori fluidodinamici che determinano l'inattivazione dei microrganismi patogeni.

Come si è visto al Paragrafo 3.1.2.1, alcuni studi presenti in letteratura hanno dimostrato che la cavitazione idrodinamica promuove la disinfezione microbiologica dell'acqua, ipotizzando diverse possibili cause tra cui gli stress fluidodinamici e la produzione di radicali liberi fortemente reattivi. I risultati di questo lavoro di Tesi dimostrano che gli sforzi fluidodinamici sono più intensi quando interviene la cavitazione. La possibilità che queste tensioni turbolente agiscano nel processo di inattivazione dei microrganismi patogeni è dunque reale e possono assumere un ruolo chiave nella disinfezione dell'acqua.

## 9 Bibliografia

- [1] Arrojo S., Benito Y., Martínez Tarifa A. (2008), *A parametrical study of disinfection with hydrodynamic cavitation*, Ultrasonics Sonochemistry, 15: 903-908.
- [2] Busemann, A., 1937, *Hodographmethode der Gasdynamik*, ZAMM, 17(2), pp. 73–79.
- [3] Caridi G.C.A. (2018), *Development and application of helium-filled soap bubbles. For large-scale PIV experiments in aerodynamics*, Delft University of Technology.
- [4] Cengel Y., Cimbala J. (2006), *Fluid mechanics- fundamentals and applications*, McGraw-Hill.
- [5] Citrini D., Nosedà G. (1987), *Idraulica*, 2<sup>nd</sup> edizione, Casa Editrice Ambrosiana.
- [6] Dular M., Griessler-Bulc T., Gutiérrez-Aguirre I., Heath E., Kosjek T., Klemenčič A.K, Oder M., Petkovšek M., Rački N., Ravnikar M., Šarc A., Širok B., Zupanc M., Žitnik M., Kompare B. (2015), *Use of hydrodynamic cavitation in (waste) water treatment*, Ultrasonics Sonochemistry, 29, 577-588.
- [7] Fuda G. (2018), *Studio sperimentale della disinfezione dell'acqua mediante cavitazione idrodinamica*, Tesi di Laurea Magistrale, Politecnico di Torino.
- [8] Gogate P. R., Pandit, A. B. (2001), *Hydrodynamic cavitation reactors: A state of the art review*, Reviews in Chemical Engineering, 17, 1–85.
- [9] Gogate P.R. (2010), *Hydrodynamic Cavitation for Food and Water Processing*, Springer Science+Business Media.
- [10] Hussain F., Clark A.R. (1981), *On the coherent structure of the axisymmetric mixing layer: a flow-visualization study*, J Fluid Mech 104:263–294.
- [11] Kolodzie P.A., Van Winkle M. (1957), *Discharge Coefficients Through Perforated Plates*, AIChE J., 3, pp. 305–312.

- [12] Kosel J., Gutiérrez-Aguirre I., Rački N., Ravnikar M., Dular M. (2017), *Efficient inactivation of MS-2 virus in water by hydrodynamic cavitation*, Water Research, 124, 465-471.
- [13] Lange H., Taillandier P., Riba J.P. (2001), *Effect of high shear stress on microbial viability*, Journal of Chemical Technology and Biotechnology, 76(5), 501-505.
- [14] Malavasi S., Messa G., Fratino U., Pagano A. (2012). *On the pressure losses through perforated plates*, Flow Measurement and Instrumentation, 28, 57-66.
- [15] Maynes D., Holt G.J., Blotter J. (2013), *Cavitation inception and head loss due to liquid flow through perforated plates of varying thickness*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 135 / 031302-1.
- [16] Mezule L., Tsyfansky S., Yakushevich V., Juhna T. (2009), *A simple technique for water disinfection with hydrodynamic cavitation: Effect on survival of Escherichia coli*, Desalination, 248: 152-159.
- [17] Mi, J., Kalt, P., Nathan, G., & Wong, C. (2007), *PIV measurements of a turbulent jet issuing from round sharp-edged plate*, Experiments in Fluids, 42, 625-637.
- [18] Mie G. (1908), *Beiträge zur Optik trüber Medien, speziell kolloidaler Metallösungen*, Annu. Phys. 330: 377-445.
- [19] Mújica-Paz H., Valdez-Fragoso A., Samson C.T., Welti-Chanes J., Torres J.A. (2011), *High-pressure processing technologies for the pasteurization and sterilization of foods*, Food Bioprocess Technol, 4(6), 969.
- [20] Pope S. (2000), *Turbulent Flows*, Cambridge University Press.
- [21] Prasad A.K., Adrian R.J. (1993), *Stereoscopic particle image velocimetry applied to liquid flows*, Exp. Fluids, 15, pp. 49–60.
- [22] Raffel M., Willert C., Wereley S., Kompenhans J. (2007), *Particle image velocimetry. A practical guide*, 2<sup>nd</sup> edn. Springer, Berlin Heidelberg.

- [23] Šarc A., Oder M., Dular M. (2016), *Can rapid pressure decrease induced by supercavitation efficiently eradicate Legionella pneumophila bacteria?*, Desalination and Water Treatment, 57(5), 2184-2194.
- [24] Sawant S.S., Anil A.C., Krishnamurthy V., Gaonkar C., Kolwalkar J., Khandeparker L., Desai D., Mahulkar A.V., Ranade V.V., Pandit A.B. (2008), *Effect of hydrodynamic cavitation on zooplankton: A tool for disinfection*, Biochemical engineering journal, 42: 320-328.
- [25] Scarano F. (2013), *Experimental Aerodynamics*, Delft University of Technology Aerospace Engineering Department, Aerodynamics Section.
- [26] Scarano, F. (2013b), *Tomographic PIV: principles and practice*, Measurement Science and Technology, 24, 1-28.
- [27] Shan et al. (2013), *Particle image velocimetry measurements of flow field behind a circular square-edged orifice in a round pipe*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [28] Smith E., Mi J., Nathan G., Dally B. (2004), *The “round jet inflow-condition anomaly” for the  $k-\varepsilon$  turbulence model*, School of Mechanical Engineering, The University of Adelaide, SA, 5005 Australia.
- [29] Testud P., Moussou P., Hirshberg A., Aurégan Y. (2006), *Noise generated by cavitating single-hole and multi-hole orifices in a water pipe*, Journal of Fluids and Structures 23 (2007) 163–189.
- [30] Tullis, J. P. (1989), *Hydraulics of Pipelines: Pumps, Valves, Cavitation, Transients*, first ed. John Wiley & Sons, New York.
- [31] Zhao T., Zhang J., Ma L. (2011), *A general structural design methodology for multi-hole orifices and its experimental application*, Journal of Mechanical Science and Technology, 25, 2237-2246.

