

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

---

**SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA**

*DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA ENERGETICA E NUCLEARE LM*

**TESI DI LAUREA**

in  
Tecnologie Oil & Gas

**SVILUPPO DI UN SEPARATORE COMPATTO PER  
APPLICAZIONI OIL & GAS**

**CANDIDATO**

Alessandro Tucci

**RELATORE:**

Chiar.mo Prof.  
Alessandro Paglianti

**CORRELATORE:**

Chiar.ma Prof.ssa  
Giuseppina Montante

Anno Accademico 2018/2019

Sessione I



*alla mia famiglia ...*



# Introduzione

L'aumento mondiale della domanda di energia e l'esaurimento delle risorse di gas naturale economicamente accessibili hanno spinto l'industria *Oil & Gas* a esplorare nuovi bacini di idrocarburi in ambienti sempre più remoti e ostili. Affinché la produzione continui ad essere economicamente sostenibile, è inevitabilmente richiesto lo sviluppo di un nuovo *portfolio tecnologico* che consente di utilizzare apparecchiature sempre più compatte e che riescano a garantire elevate prestazioni e affidabilità con requisiti minimi di manutenzione.

Nel settore *Up-Stream*, il processo di separazione gas-liquido del fluido di giacimento è in genere eseguito utilizzando dei vessel separatori, il cui *design* è stato notevolmente migliorato negli ultimi decenni. Tuttavia, i costi di investimento relativamente elevati di questi separatori e le limitazioni spaziali legate all'estrazione *off-shore* hanno portato allo sviluppo di nuovi metodi di separazione. In particolare, nel caso di acque profonde oltre i 1000 m che prevedono campi di produzione *subsea*, i separatori compatti gas-liquido detti ILS (*In-Line Separator*) rappresentano la scelta ideale [1].

Il principio di funzionamento degli ILS si basa sull'idea di separare una corrente di gas da una miscela bifase gas-liquido sfruttando il principio della forza centrifuga. Come mostrato in Figura 1, un dispositivo con palettamento fisso (*swirler*) posto all'interno della tubazione imprime un moto prevalentemente tangenziale (*swirlato*) al fluido bifase in ingresso, la differenza di densità tra il gas ed il liquido permette di concentrare la fase gassosa al centro e allontanare quella liquida sulle pareti. Una volta separate le fasi, una tuba-

zione coassiale forata posta a valle dello swirler può permettere l'evacuazione del gas. Tale tecnologia, benché con bassi valori di efficienza rispetto ad altri separatori *vessel-type*, permette comunque di preseparatorare la fase acquosa riuscendo così a ridurre i costi di pompaggio e allontanare il *decommissioning* economico dei pozzi di produzione e aumentandone la produttività [2].

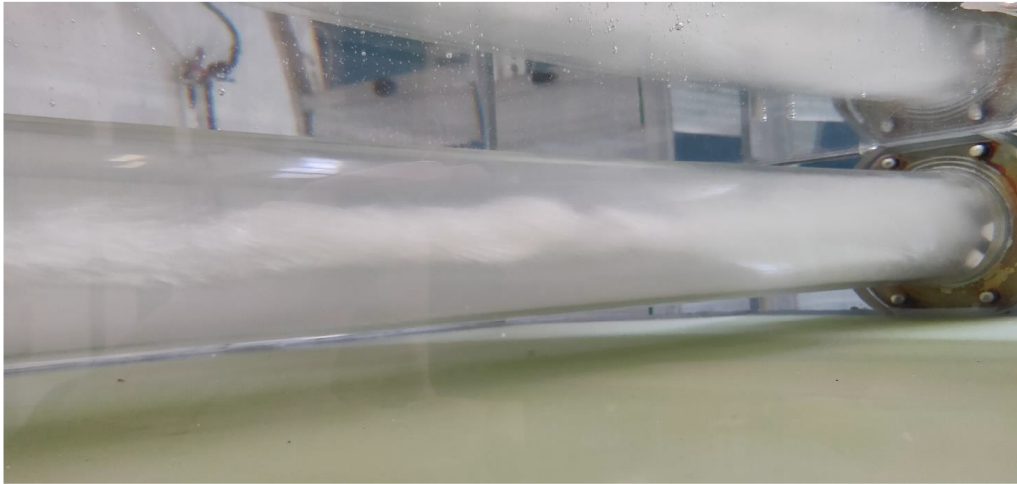


Figura 1: *In-Line Separator*, principio di funzionamento.

Lo scopo di questo elaborato è quello di illustrare l'analisi fluidodinamica che segue la progettazione di un ILS. L'attività di tesi è stata svolta analizzando i flussi bifase sia con tecniche sperimentali che numeriche, con l'ausilio di un circuito di test e del software commerciale *Ansys Fluent*.

Lo studio ha avuto come punto di partenza la mappatura della regione di funzionamento del dispositivo. Successivamente con un sistema PIV (*Particle Image Velocimetry*) sono state effettuate campagne di acquisizione dati monofase e bifase, gas-liquido. I dati sperimentali così ottenuti sono stati utilizzati come benchmark per valutare i modelli e i metodi di soluzione numerica utilizzati per le simulazioni CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

# Indice

<b>1</b>	<b>Generalità sui flussi bifase</b>	<b>1</b>
1.1	Introduzione . . . . .	1
1.2	Regimi di flusso . . . . .	2
1.2.1	Regimi di flusso bifase in tubazione orizzontale e mappa di Mandhane . . . . .	3
<b>2</b>	<b>Analisi Fluidodinamica Sperimentale</b>	<b>9</b>
2.1	Descrizione del circuito sperimentale e condizioni di funzionamento del separatore . . . . .	10
2.2	Campionamenti e analisi dei campi di moto monofase . . . . .	15
2.2.1	Generalità sulla tecnica PIV e principi di funzionamento	15
2.2.2	Strumenti di misura . . . . .	18
2.2.3	Acquisizione ed elaborazione delle immagini . . . . .	20
2.2.4	Algoritmo di Cross-Correlazione . . . . .	24
2.2.5	Dewarping . . . . .	26
2.3	Campionamenti e analisi delle bolle di gas per flussi bifasici . .	32
2.3.1	Strumenti e metodo di misura . . . . .	33
2.3.2	Distribuzione dimensionale delle bolle di gas (BSD) . .	35
2.3.3	Studio della zona di accumulo di gas . . . . .	36
2.3.4	Hold-Up di gas . . . . .	38
2.4	Perdite di carico . . . . .	44
2.4.1	Strumenti di misura . . . . .	45
2.4.2	Elaborazione dei dati . . . . .	46

---

<b>3</b>	<b>Analisi Fluidodinamica Computazionale</b>	<b>49</b>
3.1	Introduzione . . . . .	49
3.2	Cenni sui metodi di simulazione CFD . . . . .	51
3.3	Teoria dei modelli fluidodinamici . . . . .	53
3.3.1	Sistemi monofase . . . . .	53
3.3.2	Sistemi bifase gas-liquido . . . . .	60
3.4	Geometria del separatore e generazione della griglia . . . . .	62
3.5	Condizioni al contorno . . . . .	63
3.6	Metodi di soluzione numerica . . . . .	64
3.7	Criteri di convergenza . . . . .	65
<b>4</b>	<b>Risultati</b>	<b>67</b>
4.1	Risultati sperimentali . . . . .	67
4.1.1	Campi di moto monofase . . . . .	67
4.1.2	Distribuzione dimensionale delle bolle di gas (BSD) . . . . .	74
4.1.3	Zona di accumulo del gas . . . . .	79
4.1.4	Hold-Up di gas . . . . .	81
4.1.5	Perdite di carico . . . . .	83
4.2	Risultati numerici e confronto con i dati sperimentali . . . . .	84
4.2.1	Simulazioni monofase . . . . .	84
4.2.2	Simulazioni bifase . . . . .	91
	<b>Conclusioni</b>	<b>97</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>99</b>



# Elenco delle figure

1	<i>In-Line Separator</i> , principio di funzionamento. . . . .	ii
1.1	Regimi di flusso bifase in tubazioni orizzontali . . . . .	4
1.2	Regimi di flusso bifase in tubazioni verticali . . . . .	5
1.3	Mappa di Mandhane (1976) . . . . .	6
2.1	Schema del circuito sperimentale . . . . .	10
2.2	Geometria dello <i>swirler</i> . . . . .	12
2.3	Mappatura della zona di funzionamento del separatore . . . . .	14
2.4	Confronto tra condizioni di <i>design</i> a) e <i>off-design</i> b) per fissata portata di liquido $Q_L = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ . . . . .	16
2.5	Schema base di funzionamento della tecnica PIV. . . . .	17
2.6	Schema dei <i>set-up</i> utilizzati per le indagini di sezioni verticali a) e orizzontali b) della tubazione. . . . .	21
2.7	Panoramica di funzionamento e acquisizione dati PIV . . . . .	25
2.8	Modello di correlazione a segnale lineare. . . . .	26
2.9	Sezione della tubazione con punti per Dewarping. . . . .	28
2.10	Applicazione <i>Dewarping</i> in tubazione: a) vista reale; b) vista dopo correzione ottica. Campione $Q_L = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ , $z = 0,18$ m, $\theta = 45^\circ$ . . . . .	30
2.11	Differenze tra Image Dewarping (sopra) e Vector Map Dewar- ping (sotto). Campione $Q_L = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ , $z = 0,18$ m, 400 immagini. . . . .	31

2.12	Schema del <i>set-up</i> utilizzato per le acquisizioni con metodo a retroilluminazione. . . . .	34
2.13	Algoritmo di rilevamento delle bolle di gas per $Q_L = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ e $Q_G = 7,5 \text{ Nlitri}/\text{min}$ . . . . .	37
2.14	Andamento del tono di grigio all'interno della tubazione per fissato $z$ . $D_e, D_i$ indicano rispettivamente il diametro esterno e interno della tubo . . . . .	39
2.15	Esempio di mappatura della zona di accumulo del gas. . . . .	39
2.16	Schema del modello di calcolo di <i>hold-up</i> di gas per una generica sezione verticale della tubazione. . . . .	42
2.17	Manometro tubi a U: principio di funzionamento . . . . .	46
3.1	Segnale di velocità in flusso turbolento; la linea tratteggiata mostra l'andamento della componente $x$ di velocità $\langle u \rangle$ nel tempo. . . . .	55
3.2	Geometria simulata sul software <i>Fluent</i> . . . . .	63
3.3	Andamento dei residui scalati dell'equazione di continuità, delle componenti della velocità, di $k$ e di $\varepsilon$ con il numero di iterazioni, nel caso di soluzione stazionaria. . . . .	66
4.1	Mappe vettoriali di campo di moto per sezioni ortogonali all'asse $z$ della tubazione. . . . .	69
4.2	Mappe vettoriali di campo di moto per sezioni orizzontali poste sull'asse $z$ della tubazione. . . . .	70
4.3	Andamento della velocità tangenziale (sopra) e radiale (sotto) al variare della portata di liquido; $z = 0,27 \text{ m}$ . . . . .	72
4.4	Andamento della velocità assiale al variare della posizione sull'asse $z$ . Campione $Q_L = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ . . . . .	73
4.5	Andamento della velocità tangenziale al variare della posizione sull'asse $z$ . Campione $Q_L = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ . . . . .	73
4.6	Andamento del numero di vettori correlati al variare della portata di liquido; $z = 0,27 \text{ m}$ . . . . .	74

---

4.7	Esempio di BSD. Campione $Q_L = 25 \text{ m}^3 / Q_G = 7,5 \text{ Nlitri/min}$ .	75
4.8	BSD: riproducibilità della misura sperimentale. . . . .	78
4.9	Zona di accumulo del gas. Visualizzazione al variare delle portate; $z = [33,5 - 44,5] \text{ cm}$ a valle dello <i>swirler</i> . . . . .	80
4.10	Caratteristica delle perdite di carico . . . . .	84
4.11	Confronto di velocità tangenziale e radiale tra i modelli RANS. Caso monofase; $z = 0,27 \text{ m}$ . . . . .	86
4.12	Confronto di velocità assiale tra i modelli RANS. Caso monofase; $z = 0,10 \text{ m}$ . . . . .	86
4.13	Mappa vettoriale del campo di moto simulato per sezioni orizzontali poste sull'asse $z$ della tubazione. . . . .	88
4.14	Dettaglio della mappa vettoriale del campo di moto simulato per sezioni orizzontali poste sull'asse $z$ della tubazione. . . . .	88
4.15	Confronto di velocità assiale tra i dati numerici e sperimentali a diversa distanza $z$ a valle dello <i>swirler</i> . . . . .	90
4.16	Confronto di velocità tangenziale e radiale tra i dati numerici e sperimentali; $z = 0,27 \text{ m}$ . . . . .	90
4.17	Andamento della frazione volumetrica di gas per. Confronto tra simulazioni numeriche e caso sperimentale. . . . .	93
4.18	Andamento della frazione volumetrica di gas per sezione ortogonale all'asse $z$ della tubazione; $z = 0,36 \text{ m}$ . . . . .	94
4.19	Confronto tra i valori di <i>hold-up</i> di gas ottenuti per via sperimentale e numerica sulla sezione verticale di tubazione posta a $z = 0,36 \text{ m}$ a valle dello <i>swirler</i> . . . . .	95



# Elenco delle tabelle

2.1	Parametri costruttivi e geometrici dello <i>swirler</i> . . . . .	11
2.2	Condizioni di funzionamento del separatore. . . . .	14
2.3	Strumentazione PIV utilizzata. . . . .	19
2.4	Parametri di <i>set-up</i> della strumentazione PIV. . . . .	20
3.1	Comparazione tra Modelli di turbolenza . . . . .	57
3.2	Valore delle costanti del modello <i>STD k - ε</i> . . . . .	58
4.1	Casi di studio in regime monofase. . . . .	68
4.2	BSD: settaggio della strumentazione sperimentale al variare della portata di liquido. . . . .	75
4.3	Andamento dei diametri medi equivalenti di bolla . . . . .	76
4.4	BSD: riproducibilità della misura sperimentale. . . . .	78
4.5	Spessore della zona di accumulo di gas. . . . .	81
4.6	Coefficienti e valori di <i>hold-up</i> calcolati tramite il modello matematico. Con $r_e$ e $r_i$ raggio esterno/interno dell'anello <i>i-esimo</i> . Campione $Q_L = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ $Q_G = 7,5 \text{ Nlitri}/\text{min}$ ; $z = 0,36 \text{ m}$ . . . . .	82
4.7	Proprietà fisiche e operative dell'acqua. . . . .	85
4.8	Proprietà fisiche dell'aria e dell'acqua . . . . .	91
4.9	Condizioni operative di miscela . . . . .	91
4.10	Valori di <i>hold-up</i> di gas estratti dalla simulazione. Con $r_e$ e $r_i$ raggio esterno/interno dell'anello <i>i-esimo</i> ; $z = 0,36 \text{ m}$ . . . . .	94



# Capitolo 1

## Generalità sui flussi bifase

Nel seguente capitolo si fornirà il contesto scientifico in cui gli argomenti di questa tesi si collocano. Descrivendo dapprima i diversi flussi multifase verranno introdotte le criticità e le problematiche che si riscontrano nell'affrontare lo studio di tali sistemi. Successivamente verranno presentate le ipotesi semplificative utilizzate per la caratterizzazione dei flussi bifase in tubazioni studiati da Mandhane [3].

### 1.1 Introduzione

La termodinamica classica definisce una fase come uno stato macroscopico della materia omogeneo per composizione chimica e struttura fisica. I flussi bifase sono caratterizzati dalla presenza di due fasi e rappresentano il caso più semplice di flussi multifase. Per la precisione si dovrebbe anche utilizzare il termine multicomponente per indicare i flussi composti da fasi appartenenti ad elementi chimicamente diversi. Per esempio un flusso di acqua e vapore risulta essere bifase monocomponente, mentre un flusso di acqua e aria è bifase bicomponente. In determinate applicazioni si possono anche avere flussi monofase bicomponente non miscibili tra loro come acqua ed olio.

I flussi multifase vengono suddivisi in 4 categorie:

- gas-liquido
- gas-solido
- liquido-solido
- flusso trifase

Nei flussi gas-liquido si possono ottenere diverse distribuzioni come bollicine di gas disperse nella fase liquida, goccioline di liquido trasportate da un fluido gassoso, flusso continuo del liquido nella parte inferiore della tubazione e del gas nella parte superiore oltre a tutte le possibili varianti di queste configurazioni. Generalmente per i primi due casi si parla di flusso disperso, mentre per il terzo di flusso stratificato.

Si vuole sottolineare che nell'industria Oil & Gas si fa sempre riferimento a flussi trifase poiché i fluidi di giacimento sono miscele molto complesse costituite da componenti gassose (idrocarburi gassosi, vapor d'acqua,  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2S$ , etc), liquide (idrocarburi liquidi, acqua) e solide (sabbia, fango, etc). Nel caso in esame verrà studiato il caso semplificato di flusso bifase aria-acqua atto a simulare un ben più complesso sistema. L'idea generale è quella di voler separare il gas disperso nella fase liquida continua.

## 1.2 Regimi di flusso

Il regime di flusso viene generalmente caratterizzato tramite la velocità superficiale della fase liquida ( $v_{SL}$ ) e gassosa ( $v_{SG}$ ). Tali grandezze vengono calcolate considerando la velocità che la medesima fase avrebbe se occupasse l'intera sezione del tubo, ossia:

$$v_{SL} = \frac{Q_L}{A} \quad (1.1)$$

$$v_{SG} = \frac{Q_G}{A} \quad (1.2)$$



dove  $Q$  è la portata volumetrica,  $A$  è l'area della sezione della tubazione mentre i pedici  $L$  e  $G$  sono rispettivamente gli indici di liquido e gas. Considerando che il comportamento fluidodinamico del flusso, le perdite di carico nella tubazione, la frazione di vuoto ed i profili di velocità variano sistematicamente a seconda del regime in cui si opera, è evidente che bisogna prestare molta attenzione alle diverse situazioni che si verificano. Difatti, quando liquido e gas fluiscono contemporaneamente in una tubazione, questi possono distribuirsi in uno qualsiasi dei modelli di flusso in base alle rispettive portate, proprietà fisiche, dimensioni della tubazione e inclinazione. La Figura 1.1 e 1.2 mostrano i principali schemi di flusso, o regimi di flusso, che rispettivamente si verificano in condotte orizzontali o verticali.

Come si può notare dalle suddette figure, l'inclinazione della tubazione incide in maniera considerevole sulla formazione dei vari regimi di flusso bifase. Nei condotti verticali, infatti, agisce oltre alla forza inerziale anche quella gravitazionale che rende impossibile il verificarsi di alcuni regimi presenti nei condotti orizzontali. Ad esempio, il flusso stratificato identificabile dallo scorrere separati dei 2 fluidi all'interno del condotto orizzontale non si può verificare in una tubazione verticale in quanto la geometria della tubazione ne impedisce la stratificazione. Si può anche vedere che la forza di gravità, agendo lungo l'asse delle tubazioni verticali, rende il flusso molto vicino alle condizioni di perfetta simmetria. Nelle tubazioni orizzontali invece la forza di gravità agisce perpendicolarmente all'asse e questo tende a far depositare il liquido nella parte inferiore del condotto ed il gas nella parte superiore rendendo impossibile le condizioni di simmetria rispetto all'asse.

### 1.2.1 Regimi di flusso bifase in tubazione orizzontale e mappa di Mandhane

Per comprendere a pieno il lavoro svolto e presentato in questo elaborato, è doveroso focalizzare l'attenzione sui regimi di flusso aria-acqua che si possono sviluppare in una tubazione orizzontale.

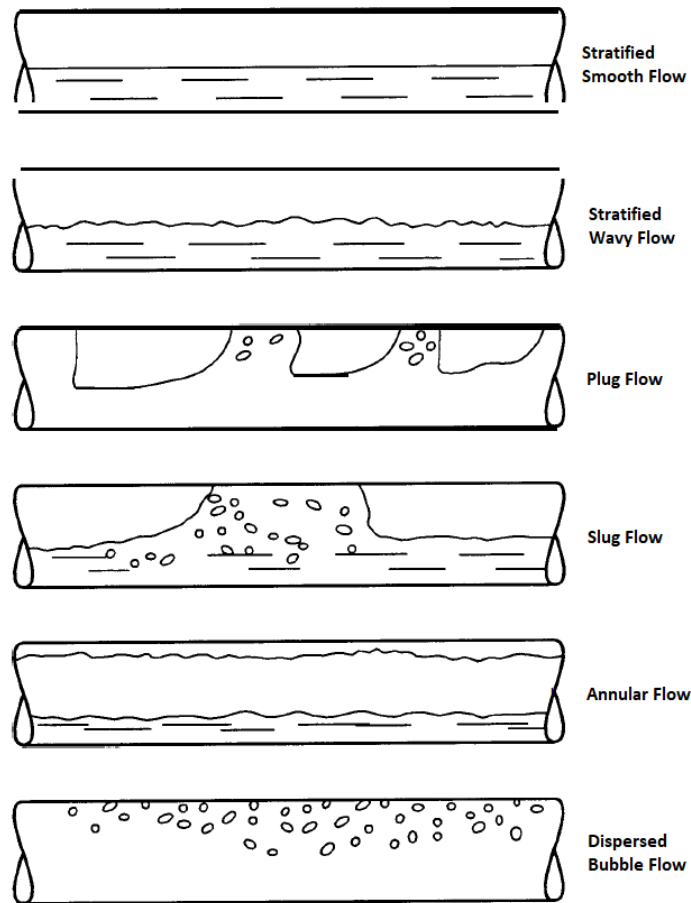


Figura 1.1: Regimi di flusso bifase in tubazioni orizzontali

Come precedentemente esplicito, è possibile identificare i seguenti regimi di flusso:

- stratificato
- intermittente (*plug* o *slug*)
- anulare
- a bolle disperse

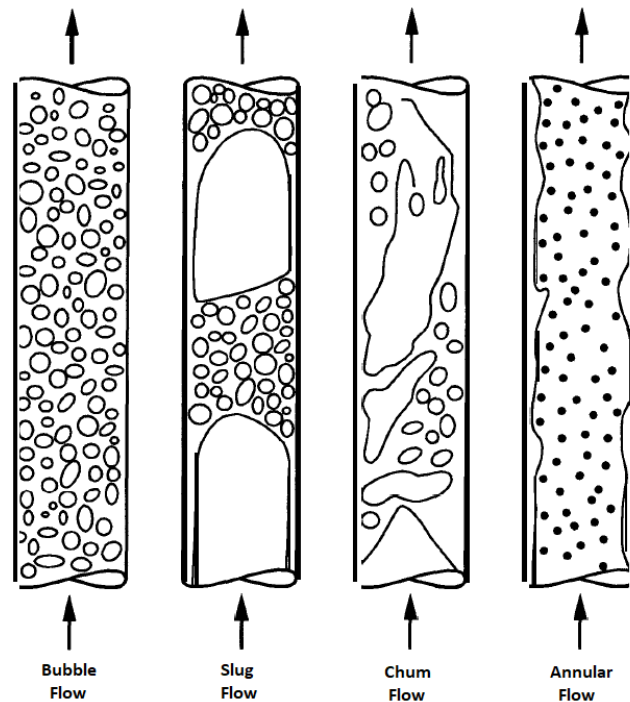


Figura 1.2: Regimi di flusso bifase in tubazioni verticali

Per la determinazione dei diversi regimi di flusso bifase aria-acqua risulta di fondamentale importanza la mappa proposta da Mandhane rappresentata in Figura 1.3.

Analizzando la mappa, si può notare che caratterizza i diversi regimi di flusso bifase ponendo in ascissa la velocità superficiale dell'aria ed in ordinata la velocità superficiale dell'acqua. Le linee rappresentano la transizione tra i diversi tipi di regime.

Tale mappa è stata sviluppata per flussi aria-acqua ma ciò non esclude di poterla adottare anche per flussi con diverse caratteristiche chimico-fisiche; inoltre non risulta essere influenzata dal diametro delle tubazioni ma esclusivamente dalle velocità superficiali delle singole fasi.

Si può notare che a basse velocità superficiali della fase liquida si verificano flussi stratificati (*stratified flow* e *wave flow*) e flussi anulari (*annular flow*) a seconda della velocità superficiale della fase gassosa. Questi regimi posso-

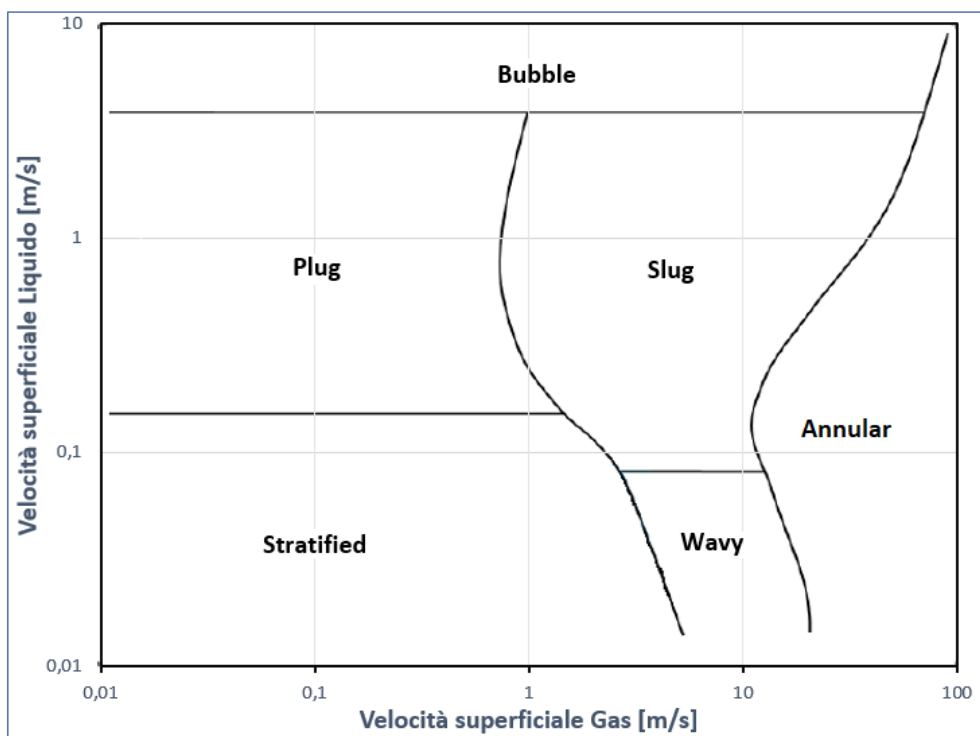


Figura 1.3: Mappa di Mandhane (1976)

no essere raggruppati nella categoria dei flussi separati; infatti in entrambi, le due fasi appaiono come se fossero due flussi continui che scorrono separatamente in un condotto. La differenza tra questi due regimi è la diversa posizione delle fasi nella sezione del condotto. Nel flusso stratificato la fase liquida scorre nella parte inferiore del tubo mentre la fase gassosa in quella superiore; l'interfaccia tra le due fasi può essere liscia (*stratified smooth*) o caratterizzata dalla presenza di onde (*stratified wavy*). Tale differenza è dovuta dalla più elevata velocità superficiale del gas che imprimendo un maggiore sforzo di taglio sulla superficie del liquido ne comporta l'increspamento e l'eventuale distacco di goccioline. Nel flusso anulare invece la fase liquida scorre come un film sottile lungo l'intera superficie interna della tubazione mentre la fase gassosa occupa la parte centrale. All'aumentare della velocità superficiale della fase liquida si osserva un sempre maggiore miscelamento delle due fasi e si passa dal flusso stratificato al flusso distribuito che può essere intermittente o a bolle. Nella mappa di Mandhane si osserva che i flussi intermittenti occupano una regione piuttosto estesa e possono essere, a loro volta, suddivisi in flusso a plug e a slug (*plug flow* e *slug flow*). Questi regimi hanno caratteristiche piuttosto simili, ma si differenziano dal fatto che all'interno della fase liquida nel flusso a slug sono disperse numerosissime bollicine d'aria che sono invece assenti nel flusso a plug. Il flusso a slug è probabilmente il flusso più studiato in quanto caratterizzato dal movimento intermittente ad alta velocità di grosse bolle allungate e porzioni di liquido. Queste sono un ostacolo serio nel trasporto dei fluidi in tubazioni, basti pensare alle industrie petrolifere che devono trasportare per tratti molto lunghi grosse quantità di liquidi miscelati a gas. Per concludere, ad alte velocità superficiali della fase liquida si verifica il flusso a bolle caratterizzato dalla presenza di piccole bolle d'aria disperse nella fase liquida.



## Capitolo 2

# Analisi Fluidodinamica Sperimentale

In questo capitolo vengono introdotte le tecniche e la strumentazione di misura impiegate nel lavoro di tesi, per la caratterizzazione fluidodinamica del sistema in esame. Partendo dalla descrizione del circuito sperimentale e della geometria del separatore, successivamente vengono studiate le condizioni di funzionamento dello stesso tramite analisi di tipo sia qualitative che quantitative. In particolare, sono state utilizzate:

- la tecnica PIV (*Particle Image Velocimetry*) e l'analisi delle immagini con metodo a retroilluminazione per la determinazione del campo di moto e la distribuzione di bolle di gas nella fase liquida;
- la lettura diretta dei valori su scala graduata di un manometro a tubi a U per la valutazione delle perdite di carico.

Infine i dati raccolti sono stati successivamente elaborati tramite i software commerciali *Excel* e *Matlab* con licenza studenti.

## 2.1 Descrizione del circuito sperimentale e condizioni di funzionamento del separatore

Le campagne di misura sono state effettuate sul circuito sperimentale in dotazione del DICAM presso il *Laboratorio di fluidodinamica applicata e miscelazione*. Una rappresentazione del circuito in forma schematica è riportata in Figura 2.1. Una pompa centrifuga da 40 m<sup>3</sup>/h nominali mette in moto

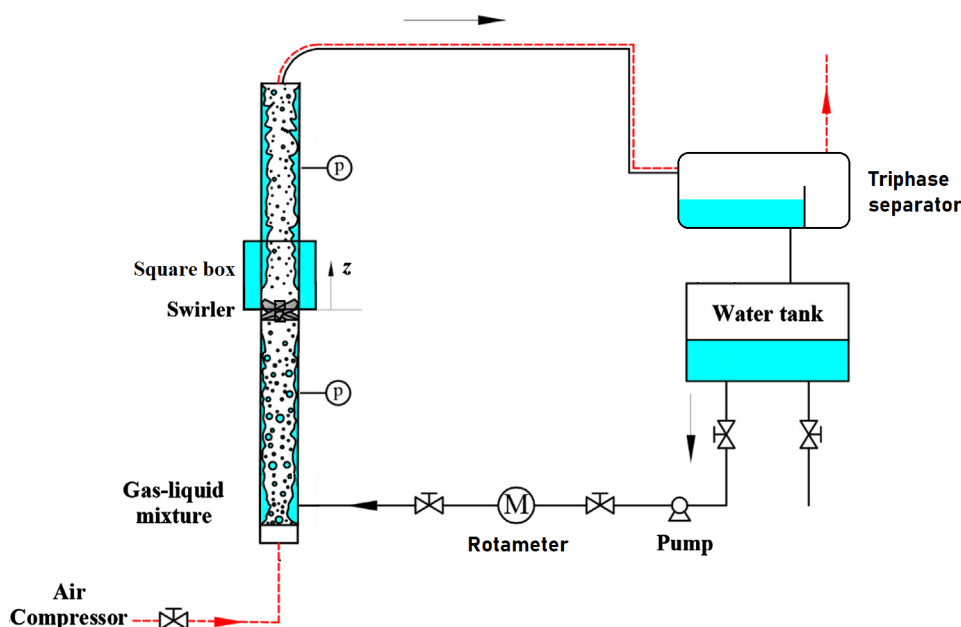


Figura 2.1: Schema del circuito sperimentale

l'acqua nel circuito che viene fatta scorrere in una tubazione in plexiglas dal diametro interno  $D = 0,09$  m. In testa alla tubazione è collegata la presa di aria compressa utile a ricreare i regimi di moto bifase turbolenti. La tubazione di analisi è sufficientemente lunga per operare con regimi di moto completamente sviluppati secondo i regimi di moto categorizzati da Mandhane. La miscela viene poi separata in un separatore trifase, dove l'aria viene espulsa in ambiente e l'acqua raccolta in un serbatoio di alimentazione alla pompa. Il controllo delle portate di aria e di acqua avvengono rispettivamente



te tramite elettrovalvola, e valvola di regolazione con lettura da rotometro. Lo *swirler* è inserito in una flangia di collegamento, dove a monte e a valle di esso vi sono le prese di pressione utili per misurare le perdite di carico concentrate prodotte dal dispositivo. All'uscita dello *swirler*, una parte della tubazione è completamente immersa in una *square box*, ovvero una scatola di diagnostica trasparente riempita di acqua. La sua funzione è di permettere di effettuare misurazione eliminando la distorsione ottica prodotta dalla tubazione di forma circolare e la rifrazione causata dalla sovrapposizione di diversi materiali.

Il dispositivo testato nel circuito appena descritto è rappresentato in Figura 2.2. Come si può notare è di semplice *design*: costruito in acciaio inossidabile AISI 304, è costituito da una schiera di 6 pale fisse calettate su di un mozzo, con angolo di inclinazione  $\beta = 45^\circ$ . I dettagli sono riassunti nella Tabella 2.1.

Tabella 2.1: Parametri costruttivi e geometrici dello *swirler*

<b>Mat.</b>	AISI 304	$D_e$	90 mm
<b>n. pale</b>	6	$D_i$	25 mm
$\gamma$	$60^\circ$	$s_p$	2 mm
$\beta$	$45^\circ$	$s_m$	13 mm

Dove con  $s_p$  e  $s_m$  sono indicati lo spessore rispettivamente di pala e mozzo,  $\gamma$  l'angolo di calettamento delle pale rispetto l'asse dello *swirler*,  $D_i$  e  $D_e$  il diametro minimo e massimo di pala (corrispondenti ai diametri di mozzo e interno della tubazione).

Inoltre, per caratterizzare il dispositivo si utilizzano i seguenti parametri spesso riportati in letteratura:

- il rapporto  $W$  tra il diametro minimo e massimo di pala:

$$W = \frac{D_i}{D_e} \quad (2.1)$$

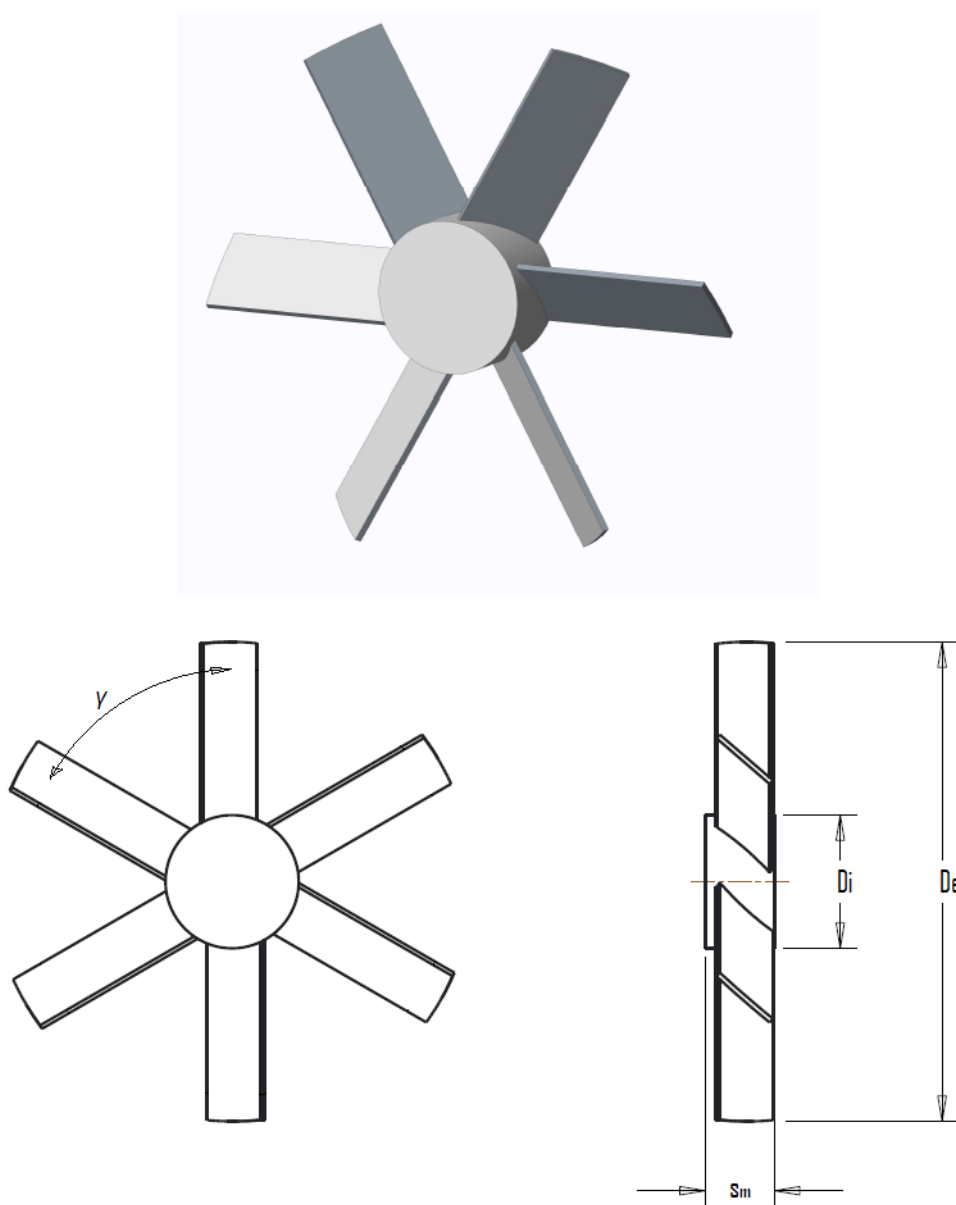


Figura 2.2: Geometria dello *swirler*.

- il numero di *Swirl*:

$$S = \frac{G_t}{r G_a} \quad (2.2)$$

In particolare, quest'ultimo parametro quantifica l'intensità dello *swirl* tramite il rapporto tra il flusso di quantità di moto tangenziale  $G_t$  e il flusso di quantità di moto assiale  $G_a$  per il raggio medio  $r$  dello *swirler*. Sostanzialmente pesa l'entità delle componenti di moto tangenziali rispetto a quelle assiali. Si può dimostrare che per uno *swirler* anulare con angolo di inclinazione delle pale costante e pari a  $\beta$  il numero di *Swirl* diventa:

$$S = \frac{2}{3} \frac{(R_e^3 - R_i^3)}{R_e (R_e^2 - R_i^2)} \tan \beta \quad (2.3)$$

Nel caso in esame risultano  $W = 0,278$  e  $S = 0,71$ .

Il primo studio effettuato in questo lavoro di tesi è stato quello di tracciare il regime di funzionamento del separatore sulla mappa di Mandhane che, come ormai sappiamo, classifica i regimi di flusso bifase tramite le velocità superficiali di ogni fase. La mappatura è stata effettuata tramite un approccio qualitativo, ossia osservando dalla *square box* il comportamento della miscela bifase variandone le portate di gas e di liquido all'interno di un range consono alle estrazioni petrolifere. In particolare sono stati monitorati la formazione, l'andamento e la lunghezza della zona di accumulo di gas all'interno della tubazione ad opera del moto *swirlato*. Tale zona di accumulo assume inizialmente le sembianze di un cono di gas che man mano evolve in un cilindro con l'allontanarsi dallo *swirler*. D'ora in avanti verranno utilizzate le definizioni di cilindro/cono di gas ogni qual volta se ne vuole indicare la zona di accumulo.

In Figura 2.3 è riportata la mappatura qualitativa dei regimi di funzionamento analizzati del separatore in oggetto. Si può notare come la zona di funzionamento espressa dai pallini blu ricade interamente nel regime di flusso intermittente detto *plug*, tipo di regime che risulta essere molto frequente nel campo dell'*Oil & Gas*. In giallo sono indicate le condizioni di funzionamento limite, in grigio le condizioni di *off-design*. In Tabella 2.2 vengono raccolte

le condizioni analizzate.

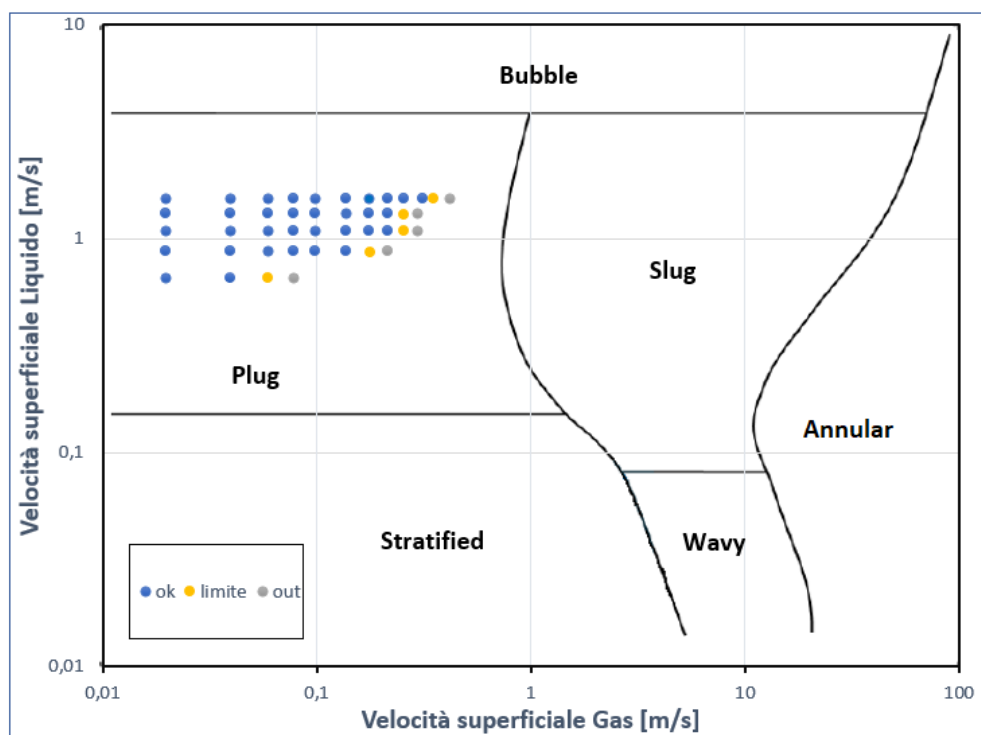


Figura 2.3: Mappatura della zona di funzionamento del separatore

Tabella 2.2: Condizioni di funzionamento del separatore.

$Q_L$	$v_{SL}$	$Q_{G,lim}$	$v_{SG,lim}$
m <sup>3</sup> /h	m/s	Nlitri/min	m/s
15	0,65	22,5	0,06
20	0,87	67,5	0,18
25	1,09	97,5	0,25
30	1,31	97,5	0,25
35	1,53	135,0	0,35

A titolo di esempio, nella Figura 2.4 sono messe a confronto per  $Q_L = 15$  m<sup>3</sup>/h le situazioni di buon funzionamento  $Q_G = 7,5$  Nlitri/min (a) e di *off-design*  $Q_G = 30$  Nlitri/min (b). Si può notare come nel caso mostrato dalla Figura 2.4 b), la zona di accumulo del gas, di forma cilindrica, venga schiacciata nella zona bassa della tubazione, mentre nella zona alta è presente una stratificazione turbolenta gassosa che tende al rimescolamento a valle della tubazione. È evidente come nelle condizioni di *off-design* l'estrazione di gas ad opera di una tubazione coassiale non risulta possibile.

## 2.2 Campionamenti e analisi dei campi di moto monofase

In questa sezione saranno presentati gli strumenti e le tecniche utilizzate per effettuare lo studio dei campi di moto monofase prodotti dallo swirler nel circuito sperimentale.

### 2.2.1 Generalità sulla tecnica PIV e principi di funzionamento

A partire dal XX secolo, il rapido sviluppo e consolidamento della tecnologia digitale, i miglioramenti nei campi dell'elettronica e dell'ottica, hanno reso possibile l'affermazione e l'uso della tecnica PIV (*Particle Image Velocimetry*).

A differenza di altre tecniche (come ad es. la velocimetria laser Doppler, l'anemometria a filo a caldo, tubo di Pitot, ecc.), particolarmente intrusive, la tecnica PIV, essendo basata su sistemi ottici, è una tecnica non invasiva che riproduce campi vettoriali bidimensionali o addirittura tridimensionali, mentre le altre tecniche misurano la velocità in un determinato punto dell'intero dominio. Essa sostanzialmente viene utilizzata per ottenere misurazioni della velocità istantanea e altre proprietà correlate nei fluidi, come ad esempio l'individuazione di zone vorticosi anche in moti non stazionari. Il fluido

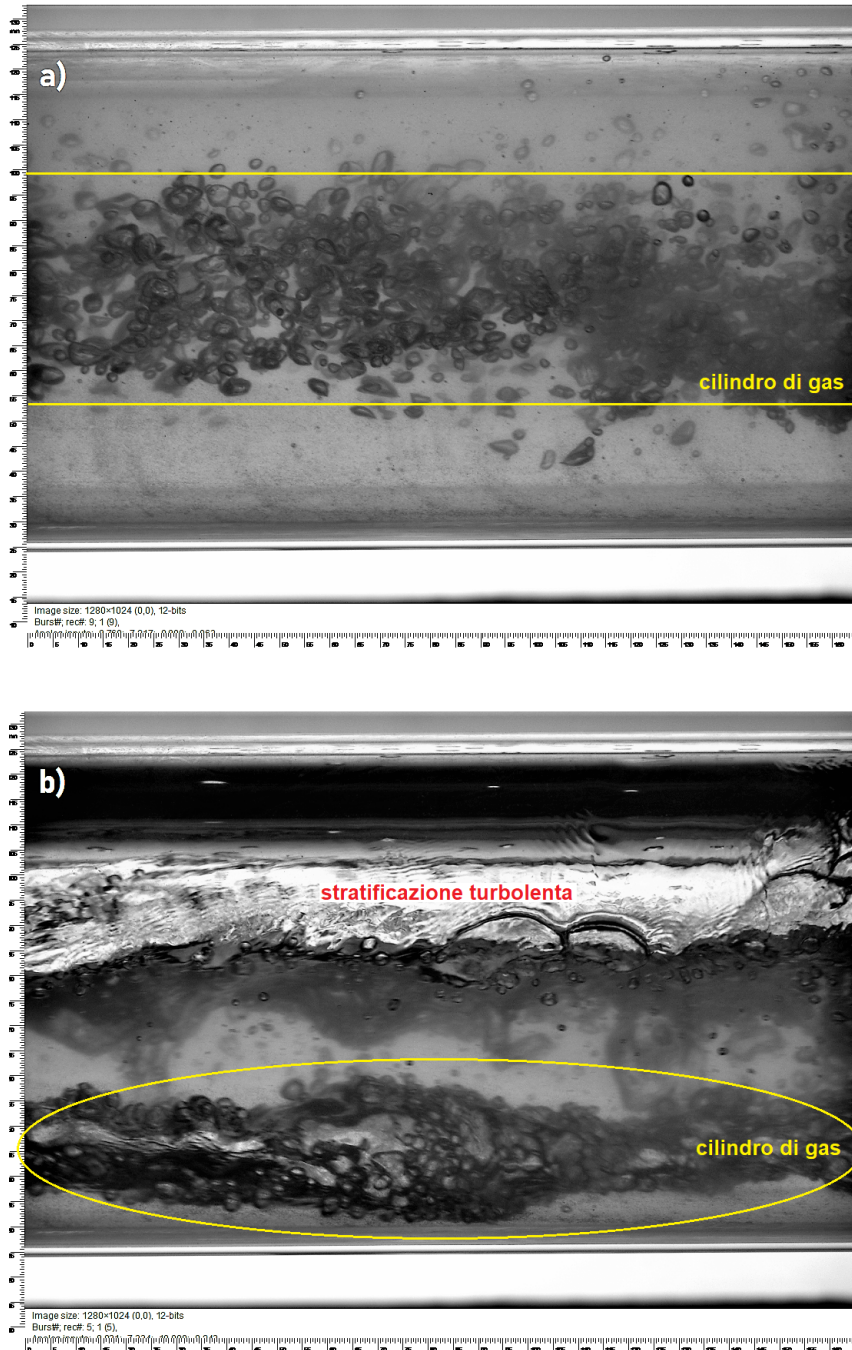


Figura 2.4: Confronto tra condizioni di *design* a) e *off-design* b) per fissata portata di liquido  $Q_L = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ .

oggetto di studio viene insemminato con particelle traccianti che, per particelle sufficientemente piccole, si presume seguano fedelmente la dinamica del flusso. Monitorando il decorso di tali particelle si riesce a risalire alla mappa del campo di velocità del fluido.

Dati gli enormi vantaggi, l'impiego di questa tecnica si è ben presto estesa in molti settori soprattutto in quelli in cui è necessaria un'analisi qualitativa e/o quantitativa della fluidodinamica del sistema.

### Principi di funzionamento

Come già accennato, il principio di funzionamento della PIV si basa sul rilevamento e l'analisi degli spostamenti delle particelle di tracciante in sospensione nella regione fluida che si vuole studiare.

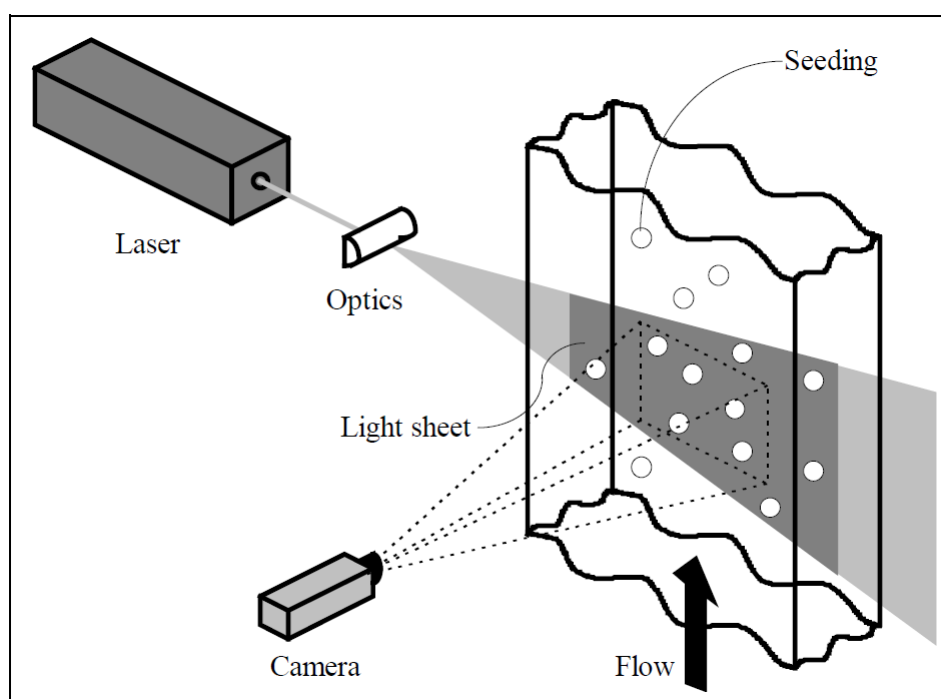


Figura 2.5: Schema base di funzionamento della tecnica PIV.

Osservando la Figura 2.5, un fascio laser colpisce in due istanti succes-

sivi,  $t$  e  $t'$ , le particelle di tracciante presenti nella sezione di interesse, con una frequenza nota (l'intervallo è breve, dell'ordine di centesimi di secondo, e variabile a seconda delle velocità caratteristiche del sistema). Sincronizzata al laser, una telecamera ad alta velocità acquisisce in rapida successione due immagini in cui sono visibili le particelle di tracciante. Monitorando lo spostamento percorso da ogni particella nei due istanti di tempo, si riesce a calcolare la velocità del fluido in ogni punto all'interno del sistema facendo il rapporto incrementale tra la variazione dello spazio percorso dalla particella e il tempo intercorso ( $\Delta t = t' - t$ ). Assumendo che non ci sia moto relativo tra le particelle di tracciante e il fluido, si può difatti far corrispondere la velocità delle particella alla velocità del fluido in ogni punto (o in un intorno di dimensioni predefinite).

### 2.2.2 Strumenti di misura

La tecnica PIV, dunque, prevede l'impiego simultaneo di una serie di dispositivi che concorrono insieme al fine di caratterizzare il campo di moto su di un piano.

La strumentazione in dotazione dei laboratori del DICAM di cui la PIV è composta, è descritta nella Tabella 2.3.

Inoltre, essendo la PIV una tecnica di diagnostica basata sulle immagini, risulta evidente come la bontà delle misurazioni effettuate risentono notevolmente della qualità delle ultime. A tal proposito sono stati utilizzati degli accorgimenti e dispositivi aggiuntivi che concorrono a migliorare la qualità delle immagini:

- Le misurazioni sono state realizzate in un ambiente oscurato, in modo da limitare il disturbo dovuto alla luce esterna e di ottimizzare il rapporto segnale/rumore. Tale condizione è stata realizzata schermando la tubazione in cui è inserito il separatore con dei pannelli e teli neri, in modo da impedire il più possibile l'accesso di luce esterna.



Tabella 2.3: Strumentazione PIV utilizzata.

Tipologia	Modello	Descrizione
<b>Laser</b>	New Wave Solo	laser caratterizzato da una sorgente luminosa pulsata ad alta frequenza, possiede un complesso sistema interno di lenti cilindriche che trasforma il raggio laser in un fascio.
<b>Camera</b>	PCO SensiCam	telecamera digitale ad alta risoluzione e velocità con sensore CCD ( <i>Charge Couplet Device</i> ) da $1280 \times 1024$ pixel a doppio stadio e con un obiettivo Nikon da 50 mm.
<b>Sistema Hub</b>	Dantec Hub	sistema hardware in grado di acquisire le immagini e sincronizzare laser e telecamera.
<b>Software</b>	FlowManager	software adatto alla elaborazione delle immagini acquisite.

- Particolarmente importante, è il corretto sistema di filtraggio della luce. L'utilizzo di un filtro verde polarizzato ha garantito la raccolta solo dei segnali luminosi con lunghezza d'onda appropriata e preservato la telecamera da eventuali picchi di eccessiva luminosità che la danneggerebbero.
- Utilizzare un tracciante con buone caratteristiche è fondamentale per ottenere dei dati affidabili. Esso deve possedere la qualità di seguire il moto del fluido senza perturbarlo (il tracciante deve essere inerte col sistema) e di riflettere la luce. In questo lavoro si sono sfruttati i residui fissi e calcarei presenti nell'acqua di servizio nel circuito chiuso sperimentale.

### 2.2.3 Acquisizione ed elaborazione delle immagini

Tramite queste misurazioni si è voluto determinare le componenti assiali, radiali e tangenziali del campo di velocità; per effettuare tali misurazioni si è fatto ricorso a due diversi tipi di *set-up* illustrati in Figura 2.6 e Tabella 2.4.

Tabella 2.4: Parametri di *set-up* della strumentazione PIV.

	set-up 1	set-up 2
<b>a</b> [m]	1	1
<b>b</b> [m]	1	1
<b><math>\theta</math></b> [°]	45	0
<b><math>z_c</math></b> [m]	-0,25	0,05
<b><math>z_\ell</math></b> [m]	0,18 ÷ 0,27	-

La Figura 2.6 a) mostra in maniera schematica il settaggio utilizzato che permette di acquisire il campo di moto radiale e tangenziale in diverse sezioni verticali della tubazione. Le misure sono state effettuate in due distinte posizioni  $z$  puntando il fascio laser in direzione ortogonale all'asse della tubazione alle distanze  $z_\ell = 0,18$  m e  $z_\ell = 0,27$  m, mentre la telecamera acquisisce le immagini con un *off-set* di  $\theta = 45^\circ$  rispetto il medesimo asse di riferimento. Con  $z_\ell$  è indicata la posizione del laser sull'asse  $z$  rispetto ad una terna cartesiana con origine sullo *swirler*.

Per quanto riguarda i campionamenti di velocità assiale, questi sono stati effettuati analizzando il campo di moto sul piano orizzontale  $xz$  passante per l'origine. Come illustrato in Figura 2.6 b), il fascio laser "affetta" la tubazione in corrispondenza dell'asse mentre la telecamera acquisisce le immagini dall'alto, posizionandosi in direzione ortogonale alla sezione illuminata. In questo caso è stata scelta un'unica posizione del laser e della telecamera ( $z_\ell$ ,  $z_c$ ) a distanza fissata dall'uscita dello *swirler* e diretta come in Figura 2.6. Il settaggio aggiuntivo di apertura dell'obiettivo è stato mantenuto lo stesso per tutte le prove effettuate e pari a 4 mentre, la messa a fuoco della tele-

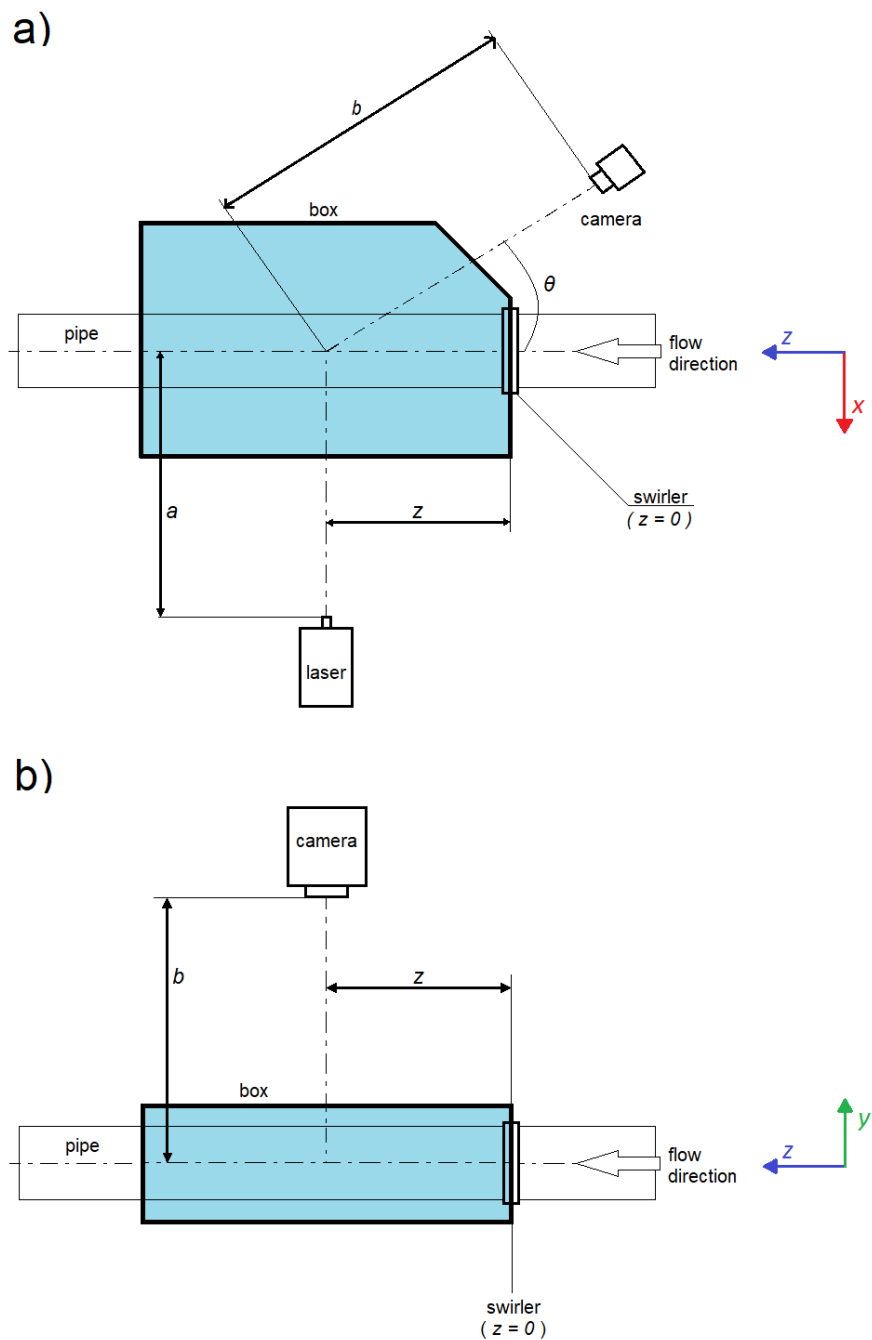


Figura 2.6: Schema dei *set-up* utilizzati per le indagini di sezioni verticali a) e orizzontali b) della tubazione.

camera è stata variata in base alle esigenze dei *set-up*. Solamente nel caso di acquisizioni di velocità tangenziale e radiale ad elevate portate di liquido (set-up della Figura 2.6 a)), si è optato per l'utilizzo di un fascio laser più spesso. Tale accortezza permette di incrementare il tempo di permanenza delle particelle all'interno della zona illuminata, a parità di intervallo temporale  $\Delta t$  che intercorre tra i *frame* del laser. Tuttavia, bisogna tener presente che la tecnica di ispessimento del fascio laser presenta un limite superiore di utilizzo. Di fatto, l'aumento dello spessore del fascio laser comporta una riduzione di intensità dello stesso e di conseguenza una riduzione del numero di particelle individuate dal software, dunque bisogna procedere con una soluzione di compromesso.

Tutt'altro approccio, invece, riguarda la determinazione dell'intervallo temporale da impostare tra i due fotogrammi. La difficoltà risiede nell'individuare il giusto valore  $\Delta t$  che permette alla particella di essere individuata dal software. In questo lavoro di tesi, utilizzando un approccio di ottimizzazione di tipo "*try and fail*", è stato impostato un intervallo di 50  $\mu s$ .

L'acquisizione delle immagini e la successiva elaborazione possono essere svolte solamente dopo la definizione del fattore di scala, ovvero il rapporto fra le dimensioni reali dell'oggetto e le dimensioni in pixel dell'immagine impressa nel CCD della fotocamera. Tale determinazione viene realizzata, prima di ogni misurazione, mediante il software *FlowManager* che consente, tramite dei puntatori, di definire nell'immagine acquisita sul PC gli estremi di un oggetto di riferimento all'interno della tubazione. Imponendo all'immagine di riferimento le sue dimensioni reali, si ottiene il calcolo automatico di tale fattore di scala, fondamentale per la determinazione delle velocità sul piano di misura.

Una volta acquisite le immagini, queste vengono successivamente analizzate suddividendo ciascuna di esse in piccole aree di interrogazione della grandezza di alcuni millimetri per lato, nelle quali si assume che lo spostamento delle particelle di tracciante sia costante. Lo spostamento subito dalle singole

particelle viene successivamente determinato con il software di elaborazione che provvede, attraverso l'applicazione di un algoritmo di cross-correlazione, a quantificarlo tramite l'analisi della coppia di immagini prodotte.

Nel presente studio, è stato utilizzato il diametro della tubazione come lunghezza di riferimento e, in accordo con dati presenti in letteratura, si è ritenuto soddisfacente acquisire campioni di 1000 immagini (2000 frame) per ogni caso analizzato.

### Elaborazione delle immagini con *FlowManager*

Di seguito viene descritta la procedura impiegata per l'elaborazione delle immagini acquisite attraverso l'uso del software *FlowManager* della *Dantec*. Ai campioni di 1000 immagini sono state applicate in successione la seguente lista di funzioni e comandi:

- *Image Dewarping*: viene utilizzato esclusivamente per elaborare le immagini acquisite con il set-up a) (Figura 2.6), permette la correzione ottica causata dall'angolo  $\theta$  di off-set della telecamera.
- *Mean Pixel Value*: permette la generazione di un'immagine media comune a tutti i frame acquisiti, comprende disturbi esterni come riflessi ecc.
- *Subtract Image*: sottrae l'immagine media a tutte le immagini acquisite, in tal modo si ottengono delle immagini prive dei disturbi esterni.
- *Cross-Correlation*: tramite un algoritmo di correlazione tra le immagini, genera un vettore di velocità medio associato ad ogni area di interrogazione. I parametri fissati per questa funzione sono: la dimensione delle aree di interrogazione adoperata è di  $32 \times 32$  pixel, sovrapposizione delle aree del 50%.
- *Peak Haight Validation*: applica un fattore di validazione  $k$  al segnale luminoso che raggiunge la telecamera. Tale segnale viene riprodotto

graficamente da una sequenza di picchi la cui altezza è proporzionale all'intensità luminosa. Nel caso in esame  $k = 1, 2$ .

- *Velocity Range Validation*: funzione che permette di eliminare i vettori che si trovano fuori da un certo range di valori. In questo lavoro sono stati scartati tutti i vettori con modulo maggiore 2,5 volte la velocità superficiale del liquido ( $v_{SL}$ ).
- *Vector Statistic*: con questa funzione si ottiene la mappa vettoriale media di tutte le mappe vettoriali istantanee ottenute applicando la *Velocity Range Validation*.

Come risultato si ottiene: una mappa vettoriale di valori "grezzi" riassunti in una tabella in cui sono riportati posizione (in mm e in pixel) rispetto al sistema di riferimento, le componenti della velocità e le rispettive fluttuazioni, lo status (che può assumere valore 0 per vettori ritenuti validi o 1 per segnalare qui vettori generati da disturbo, pertanto rifiutati) e  $N$  ovvero il numero di vettori validi su cui è stata fatta la media. Per ottenere una mappa vettoriale "pulita" e analizzare le componenti di velocità in un sistema di coordinate cilindriche ( $r, \theta, z$ ) centrato con l'asse della tubazione, è stato necessario elaborare i dati ottenuti su un foglio di calcolo tipo *Excel*.

La Figura 2.7 ben riassume il principio di funzionamento e di acquisizione dei dati tramite la tecnica PIV.

### 2.2.4 Algoritmo di Cross-Correlazione

Focalizzando l'attenzione sull'algoritmo di correlazione, di seguito ne viene illustrato il principio di funzionamento.

Contrariamente a quanto sommariamente spiegato nei precedenti paragrafi, con la tecnica PIV c'è il vantaggio di poter determinare il moto delle particelle senza seguirne direttamente il percorso. Difatti, ogni area di interrogazione del primo fotogramma si mette in relazione alla corrispondente area del secondo fotogramma in modo tale da stimare un vettore medio di spostamento

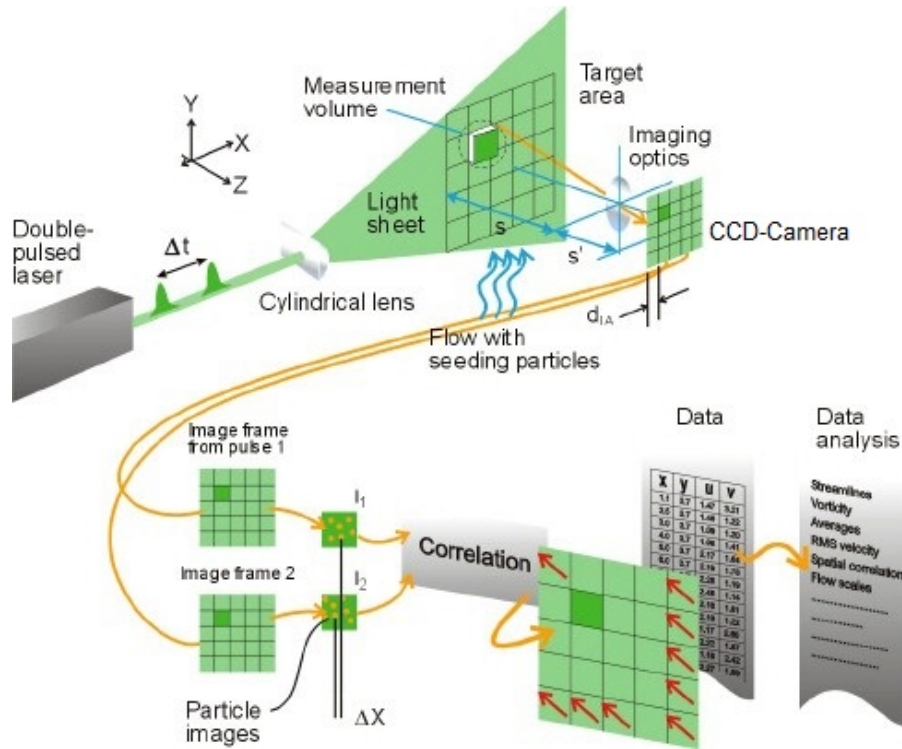


Figura 2.7: Panoramica di funzionamento e acquisizione dati PIV

delle particelle.

Il processo che conduce dalle suddette aree di interrogazione allo spostamento medio delle particelle è riprodotto tramite un modello lineare che sfrutta il metodo analitico delle funzioni di trasferimento. Tale modello è rappresentato in Figura 2.8.

La funzione  $f(m,n)$  rappresenta l'intensità di luce all'interno dell'area di interrogazione registrata al tempo  $t$ , in cui  $m$  e  $n$  sono le coordinate del sistema di riferimento, mentre  $g(m,n)$  rappresenta l'intensità di luce registrata al tempo  $t + \Delta t$ . Quest'ultima può essere pensata inoltre, come l'output della funzione di trasferimento  $s(m,n)$  a cui viene aggiunto un disturbo  $d(m,n)$  e  $f(m,n)$  rappresenta l'input.

La funzione di trasferimento  $s(m,n)$  è direttamente legata all'intensità di luce e al tempo che intercorre tra i due fotogrammi, mentre la funzione  $d(m,n)$  rappresenta il disturbo relativo all'ingresso e all'uscita delle particelle dall'a-

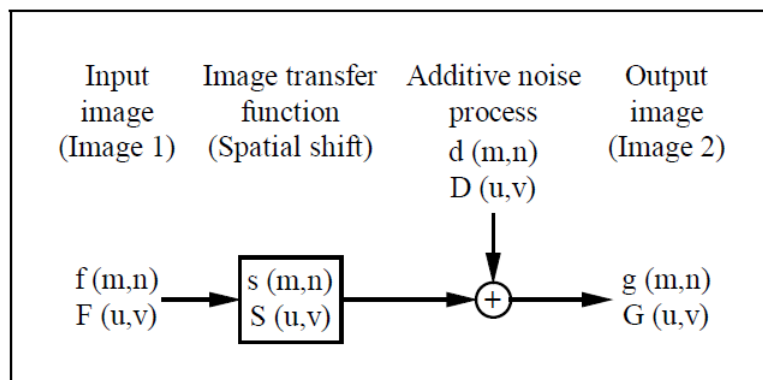


Figura 2.8: Modello di correlazione a segnale lineare.

rea di interrogazione analizzata. Il ruolo dell'algoritmo di cross-correlazione è quello di stimare la funzione  $s(m,n)$  sulla base dei valori misurati di  $f(m,n)$  e  $s(m,n)$  secondo la seguente relazione:

$$\phi_{fg}(m, n) = \sum_{k \rightarrow -\infty}^{k \rightarrow +\infty} \sum_{l \rightarrow -\infty}^{l \rightarrow +\infty} f(k, l) \cdot g(k + m, l + n) \quad (2.4)$$

Tale relazione può assumere valori più o meno elevati, a seconda del numero di particelle che trova riscontro con le corrispondenti particelle mosse spazialmente nel secondo fotogramma. L'eventuale perdita di coppie, si verifica principalmente ai margini dell'area di interrogazione, tale evento può essere limitato considerando una parziale sovrapposizione tra le aree adiacenti: infatti, se una particella è uscita dall'area è probabile che si ritrovi in quella adiacente, motivo per cui in questo lavoro di tesi è stato utilizzato il 50% come valore di sovrapposizione tra aree.

### 2.2.5 Dewarping

Nella PIV e in genere nelle tecniche di misura basate su sistemi di illuminazione pulsata e telecamere, è normalmente richiesto che la telecamera sia orientata con asse normale alla sezione illuminata dal fascio laser. In molti esperimenti ciò non risulta essere possibile, a causa del limitato accesso ottico all'impianto sperimentale o perché la telecamera potrebbe disturbare il



campo di indagine in esame.

Per quanto riguarda i campionamenti effettuati in questo lavoro, in occasione dell'acquisizione dei campi di moto di velocità radiale e tangenziale sulla sezione verticale della tubazione, le misure sono state eseguite con una telecamera fuori asse, riprendendo la sezione illuminata da un angolo  $\theta \simeq 45^\circ$  rispetto a quello normale (Figura 2.6 a)).

In generale le immagini registrate con la telecamera fuori asse risentono della distorsione prospettica, ciò significa che il fattore di scala non è costante, ma varia attraverso il campo visivo della telecamera. Tale effetto renderebbe incoerenti le misure di campo di moto. Tuttavia, con i modelli numerici che descrivono la distorsione prospettica ("*warping*") è possibile compensare e correggere ("*dewarp*") le immagini stesse o (nel caso di PIV) correggere le mappe vettoriali derivate dalle immagini deformate. Un modello matematico sviluppato in questa tesi è di seguito presentato.

### Modello matematico

Benché il *FlowManager Software User's Guide* [4] consigli di utilizzare la griglia calibrata per effettuare l'operazione di *Dewarping*, a causa dell'impossibilità di sfruttare tale risorsa per via di limiti spaziali, si è reso necessario sviluppare un modello matematico che permettesse di effettuare il *Dewarping* direttamente alla sezione della tubazione. Tale modello sfrutta una trasformazione lineare diretta (*DLT Model*) derivante dall'ottica geometrica (2.5).

$$\begin{bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$\bar{x} = \frac{k_x}{k_0} \quad \bar{y} = \frac{k_y}{k_0}$$

Dove i simboli  $(X, Y, Z)$  rappresentano le coordinate oggetto (mm),  $(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$  sono le corrispondenti coordinate immagine (pixel),  $(k_x, k_y, k_0)$  i fattori di

scala planari,  $(A)_{i,j}$  è la matrice di trasformazione.

Per applicare il *Dewarping* alla tubazione utilizzata negli esperimenti, si fa di seguito riferimento alla Figura 2.9. Per  $i = 0, 1, 2, 3$ , siano:

- $(x, y)_i$  le coordinate in pixel dei punti ricavate dall'immagine reale rispetto al sistema di riferimento del software
- $(\bar{x}, \bar{y})_i$  le coordinate in pixel dei punti del sistema di riferimento con origine nel punto 0
- $(X, Y)_i$  le coordinate metriche dei punti rispetto al sistema di riferimento con origine nel punto 0

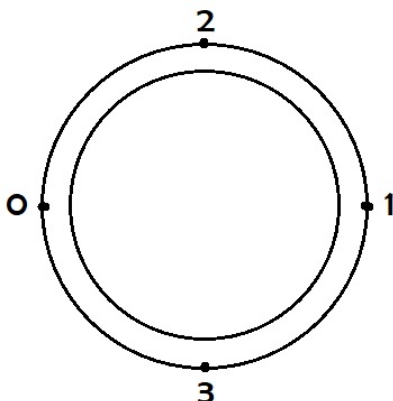


Figura 2.9: Sezione della tubazione con punti per Dewarping.

Bisogna innanzitutto traslare il sistema di riferimento impostato dal software in modo tale da far coincidere l'origine con il punto 0 (vedi Figura 2.9). Successivamente viene risolto il sistema (2.5) utilizzando 3 dei 4 punti che identificano la sezione della tubazione. La matrice di trasformazione  $(A)_{i,j}$  si riduce come segue:

$$\begin{bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_0 \frac{\bar{x}_1}{X_1} & \frac{k_0}{Y_2} \left( \bar{x}_2 - \bar{x}_1 \frac{X_2}{X_1} \right) & 0 & 0 \\ k_0 \frac{\bar{y}_1}{X_1} & \frac{k_0}{Y_2} \left( \bar{y}_2 - \bar{y}_1 \frac{X_2}{X_1} \right) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Essendo in  $2D$ , i componenti  $A_{13} = A_{23} = A_{33} = 0$  e il fattore di scala  $k_0$  viene posto pari a 1 poiché risulta essere ininfluenza nei confronti della trasformazione.

Infine per identificare con precisione i valori di  $A_{11}$ ,  $A_{12}$ ,  $A_{21}$ ,  $A_{22}$  viene impostato un problema di ottimizzazione numerica. Tramite il componente *Risolutore* del software commerciale *Excel*, partendo dalla soluzione di primo tentativo fornita dalla (2.6) è possibile ottimizzare la soluzione cercando di minimizzare l'errore complessivo  $\sum_i E_i$ . Gli errori vengono calcolati come segue, utilizzando tutti i 4 punti che identificano la sezione della tubazione:

$$E_1 = \left| A_{11} - k_0 \frac{\bar{x}_1}{X_1} \right| \quad (2.7)$$

$$E_2 = \left| A_{21} - k_0 \frac{\bar{y}_1}{X_1} \right| \quad (2.8)$$

$$E_3 = \left| A_{12} - \frac{k_0}{Y_2} \left( \bar{x}_2 - \bar{x}_1 \frac{X_2}{X_1} \right) \right| \quad (2.9)$$

$$E_4 = \left| A_{22} - \frac{k_0}{Y_2} \left( \bar{y}_2 - \bar{y}_1 \frac{X_2}{X_1} \right) \right| \quad (2.10)$$

$$E_5 = |k_0 \bar{x}_3 - A_{11} X_3 - A_{12} Y_3| \quad (2.11)$$

$$E_6 = |k_0 \bar{y}_3 - A_{21} X_3 - A_{22} Y_3| \quad (2.12)$$

Nello specifico caso in esame, la matrice di trasformazione (2.6) risulta essere come segue:

$$A_{i,j} = \begin{bmatrix} 21,18 & 8,07 & 0 & 0 \\ 0,04 & 2,88 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

Una volta inserita  $(A)_{i,j}$  nell'apposita *DLT window* del *FlowManager*, questa permette di effettuare il *Dewarping* dell'immagine o della mappa vettoriale. In Figura 2.10 viene mostrato un esempio di applicazione del modello nel caso di fluido monofase con portata di liquido  $Q_L = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ .

### Dewarping dell'immagine o della mappa vettoriale?

Alla fine del precedente paragrafo si è accennato alla possibilità di applicare il *Dewarping* alle immagini o alla mappa vettoriale. Cerchiamo di capire

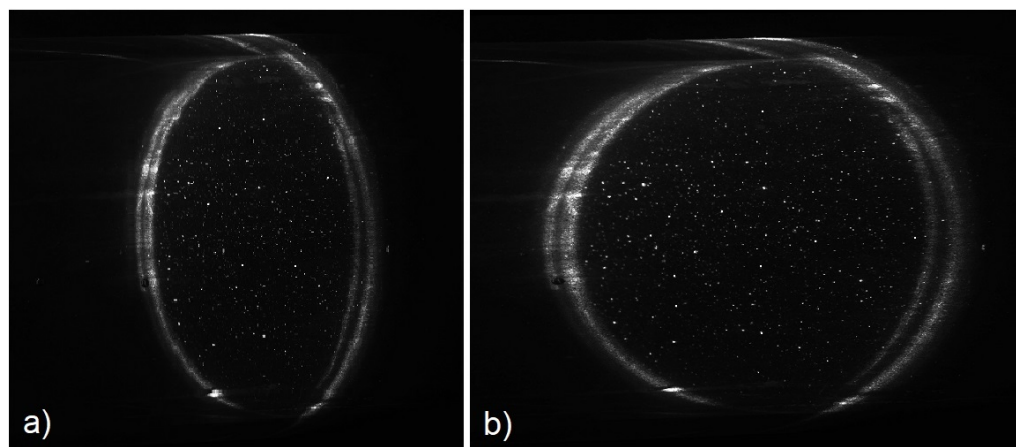


Figura 2.10: Applicazione *Dewarping* in tubazione: a) vista reale; b) vista dopo correzione ottica. Campione  $Q_L = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $z = 0,18 \text{ m}$ ,  $\theta = 45^\circ$ .

cosa significa. Premesso che l'obiettivo della tecnica PIV è quello di calcolare i campi di moto delle particelle traccianti e tradurli in una mappa vettoriale di velocità, il *FlowManager Software User's Guide* lascia la scelta all'utilizzatore di applicare il *Dewarping* direttamente sulle immagini acquisite o sulle mappe vettoriali risultanti, ma suggerisce quest'ultima soluzione. Infatti essendoci una corrispondenza uno a uno per ogni vettore di ciascuna delle due mappe vettoriali risultanti, significa che le informazioni riguardanti i vettori vengono mantenute sia se il *Dewarping* viene fatto sull'immagine che sulla mappa. La sostanziale differenza risulta sui tempi: trasformare immagini reali risulta essere molto più lento e laborioso rispetto alla trasformazione di mappe vettoriali.

Facendo un confronto tra le due metodologie proposte, la Figura 2.11 mette in evidenza come nonostante il *Dewarping* della mappa vettoriale fosse consigliato, il *Dewarping* dell'immagine risulti essere la soluzione che meglio descrive le caratteristiche del moto turbolento *swirlato* osservato. Infatti:

- dall'immagine a) si nota come la componente di velocità tangenziale media cresce all'aumentare del raggio della tubazione, mentre la componente radiale fluttua intorno ad un valore pressoché costante, sinto-

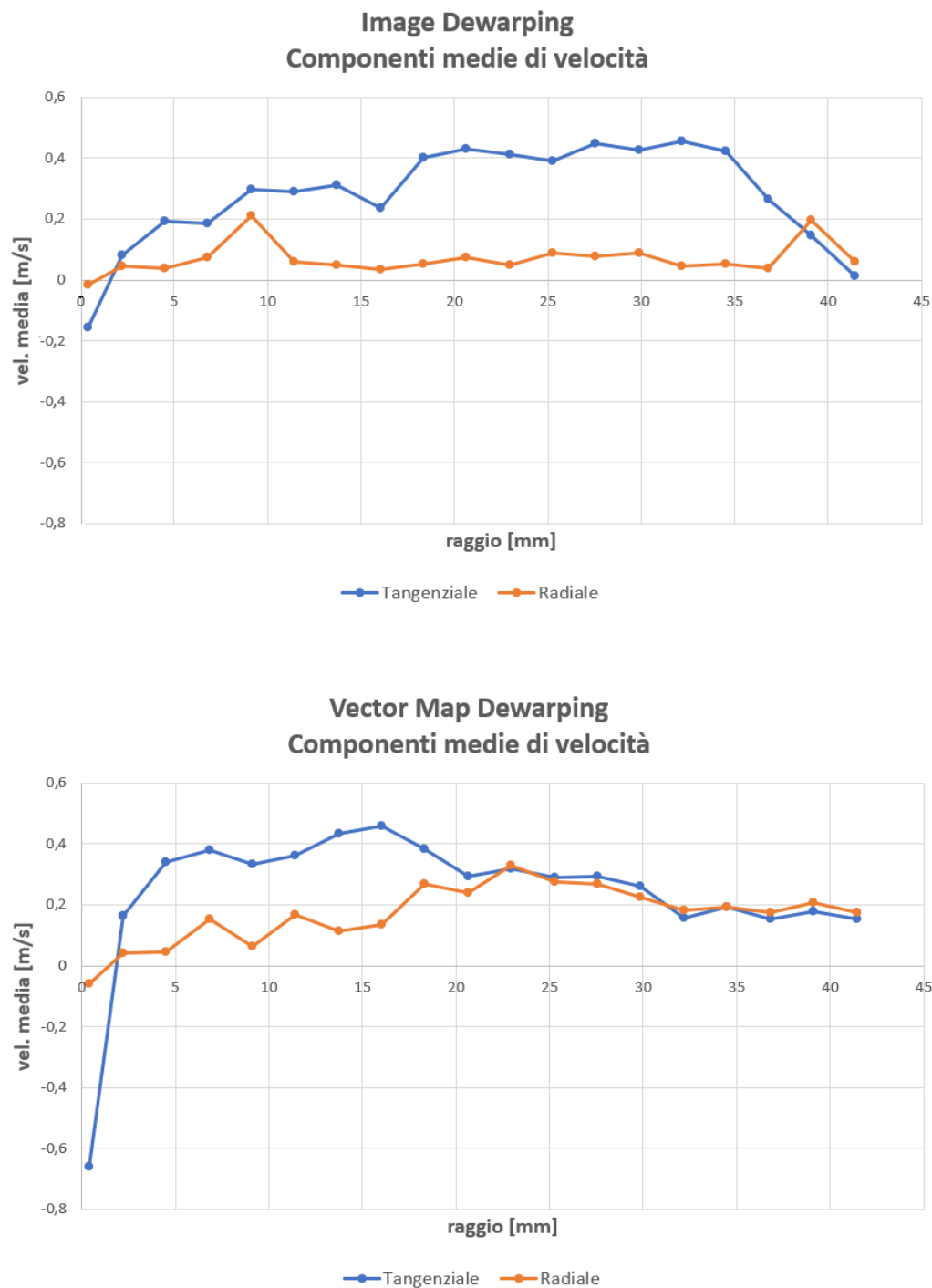


Figura 2.11: Differenze tra Image Dewarping (sopra) e Vector Map Dewarping (sotto). Campione  $Q_L = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $z = 0,18 \text{ m}$ , 400 immagini.

mo di un moto turbolento ad elevata componente tangenziale dunque *swirlato*;

- inoltre, le velocità vanno quasi ad annullarsi in prossimità dell'asse della tubazione e del bordo, sinonimo di una buona simmetria e rispetto della condizione al contorno di attaccamento alla parete.
- Viceversa, l'immagine b) presenta una componente tangenziale pronunciata nella zona centrale della tubazione con seguente smorzamento con l'avvicinarsi della parete, fino a raggiungere la l'uguaglianza con la componente radiale. Tale andamento sembrerebbe predire una sorta di moto *swirlato* "inverso" che risulterebbe errato rispetto al moto osservato qualitativamente.

### 2.3 Campionamenti e analisi delle bolle di gas per flussi bifasici

Per quanto riguarda lo studio del sistema bifase, è risultato impossibile il campionamento e l'acquisizione del campo di moto poiché la tecnica PIV tradizionale risulta essere inefficiente a causa della consistente presenza di bolle di gas. Queste riflettono il fascio laser in maniera anisotropa e con intensità maggiore rispetto al tracciante, rendendo inefficace la misura del campo di moto all'interno della sezione illuminata. Inoltre, data l'elevata dimensione e sovrapposizione tra di esse, non è consentito utilizzarle come tracciante stesso.

A causa degli evidenti limiti appena menzionati, in questo lavoro di tesi si sono studiati i diversi flussi bifase andando ad analizzare il comportamento del gas all'interno della tubazione immediatamente a valle dello *swirler*. Al variare delle portate di gas e liquido, sono stati monitorati i seguenti parametri e proprietà del gas:

- distribuzione dimensionale delle bolle o *BSD* (*Bubble Size Distribution*);

- formazione e dimensione della zona di accumulo del gas, di forma cilindrica, sull'asse della tubazione, causata dal moto tangenziale imposto dallo *swirler*;
- *hold-up* di gas o grado di vuoto all'interno della tubazione.

Nei seguenti paragrafi verranno presentati gli strumenti e le tecniche utilizzate per effettuare l'analisi di tali parametri.

### 2.3.1 Strumenti e metodo di misura

Le misure sono state effettuate utilizzando la medesima strumentazione di diagnostica in dotazione della PIV, ma con una differente fonte di illuminazione e settaggio della telecamera. In relazione alla Figura 2.12, una sorgente di illuminazione a tubi di neon illumina la *square box* ad una distanza di 0,3 m dall'asse della tubazione, mentre la telecamera ad alta velocità, posizionata in opposizione alla sorgente, acquisisce le immagini delle bolle di gas in modalità *single frame* ad una distanza  $a = 1,1$  m. Successivamente, tramite il software *FlowManager* vengono elaborate le immagini e studiate le caratteristiche delle bolle di gas.

L'utilizzo di questo metodo detto *Backlight imaging method* [5] (o più comunemente *metodo a retroilluminazione*), permette di effettuare indagini macroscopiche prive di correlazioni vettoriali tempo dipendenti. Infatti, dal momento che non bisogna misurare campi di moto di micro-particelle ma delle più semplici grandezze spaziali come la dimensione delle bolle di gas, l'utilizzo di una sorgente luminosa continua e l'acquisizione di singole immagini risulta essere sufficiente al fine dello studio.

Inoltre, si vuole sottolineare come tale metodo di misura, basato anch'esso sull'elaborazione di immagini, risulti essere strettamente vincolato alla qualità delle ultime. A tal proposito, sono state utilizzate delle impostazioni software, accorgimenti e dispositivi aggiuntivi che concorrono a migliorare la qualità delle immagini:

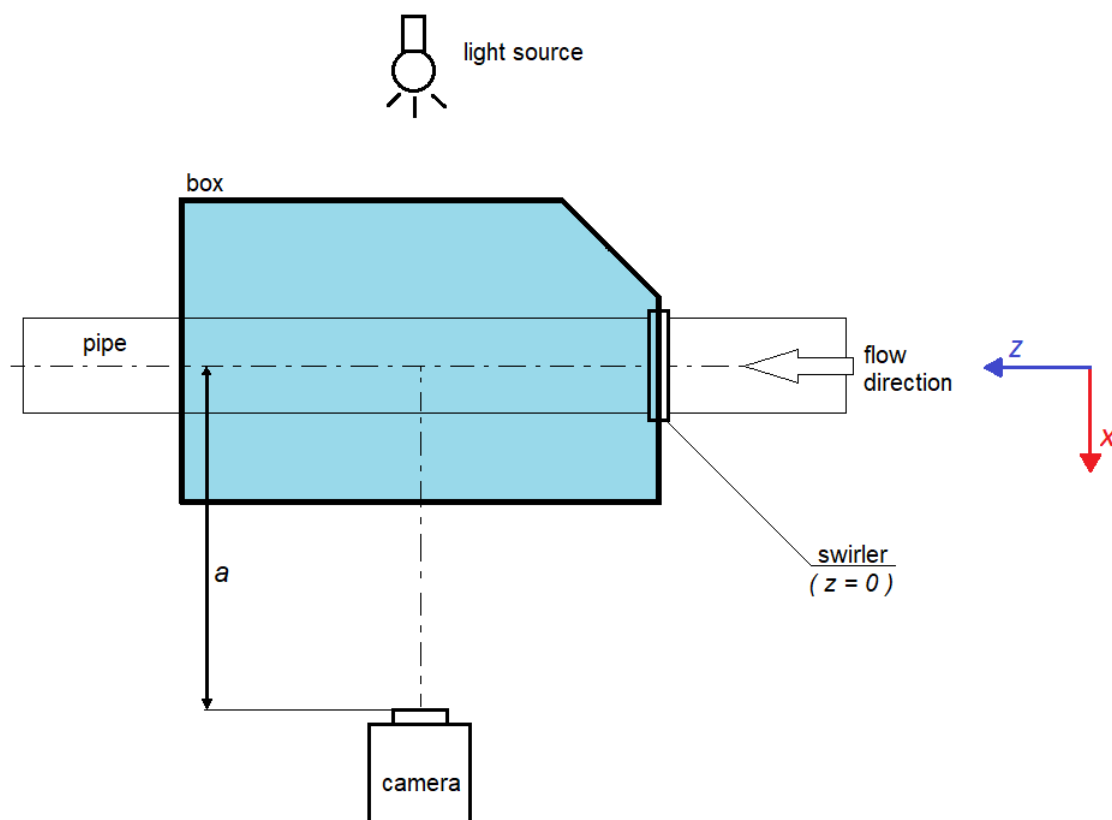


Figura 2.12: Schema del *set-up* utilizzato per le acquisizioni con metodo a retroilluminazione.

- Come nel caso monofase, le misurazioni sono state realizzate in un ambiente oscurato in modo da limitare il disturbo dovuto alla luce esterna e aumentare il contrasto chiaro/scuro ottenuto dall'utilizzo della retroilluminazione.
- Un pannello in poliestere opaco è stato utilizzato al fine di diffondere la luce in maniera omogenea all'interno della scatola di diagnostica.
- Tramite diverse prove, per ogni condizione operativa della miscela aria-acqua è stato impostato un valore ottimale di apertura del diaframma della telecamera [4 ÷ 5,6]. Ciò permette di determinare la giu-



sta quantità di luce e profondità di campo impiegata per acquisire le immagini.

- Per ogni condizione operativa è stato impostato un particolare tempo di esposizione dell'ordine dei decimi di millisecondo  $[0,75 \div 0,10 \text{ ms}]$ . In generale, tempi di esposizione elevati permettono alla telecamera di acquisire immagini le più nitide possibile. Ciò risulta essere vero se l'oggetto da fotografare fosse il più possibile fermo o quasi. Al contrario, nel caso di elevate velocità di miscela, le bolle di gas continuerebbero a muoversi durante l'acquisizione causando lo sfocamento dell'immagine.

Gli accorgimenti appena elencati risultano essere di fondamentale importanza al fine di permettere l'individuazione e la conseguente analisi delle bolle di gas da parte del *FlowManager*. Anche in questo caso è stato utilizzato il diametro della tubazione per determinare il fattore di scala, ovvero il rapporto tra le dimensioni reali dell'oggetto e le dimensioni in pixel dell'immagine impressa nel CCD della fotocamera.

### **2.3.2 Distribuzione dimensionale delle bolle di gas (BSD)**

Tramite il software di elaborazione delle immagini è dunque possibile individuare le bolle di gas all'interno della tubazione e misurarne il diametro equivalente. Di seguito viene descritta la procedura impiegata per effettuare tale misura. Ad ognuna delle immagini acquisite, attraverso il *FlowManager* è stata applicata in successione la seguente lista di funzioni e comandi:

- *Multiply Image*: moltiplica l'immagine per una costante che ne migliora la luminosità e contrasto.
- *Shadow Processing*: algoritmo di rilevamento dei bordi che permette di estrarre informazioni come dimensione, posizione, forma ecc. di particelle, gocce o bolle di interesse. Nel caso in esame sono stati estratti i diametri equivalenti delle bolle di gas. I valori utilizzati variano nel range  $[1,3 \div 7,5]$  a seconda delle condizioni operative di miscela.

- *Shadow Validation*: funzione che permette di eliminare le bolle che si trovano fuori un certo range di valori. In questo modo possono essere scartate le misure affette da errori.

In Figura 2.13 viene mostrato come per un corretto settaggio della strumentazione, la *Shadow Processing* identifica le bolle di gas in una determinata regione di rilevamento. Allo stesso tempo, risulta evidente come tale metodo presenta delle criticità dovute all'elevata presenza di bolle: la sovrapposizione di queste "confonde" il software poiché vengono identificate da quest'ultimo come un'unica bolla dalle dimensioni più grandi. Per ovviare a questo problema, le campagne di acquisizioni di immagini sono state effettuate in diverse posizioni della *square box*. Variando la posizione della telecamera lungo l'asse  $z$  è stato possibile acquisire immagini con la giusta concentrazione di bolle che ne permettesse la misura del diametro equivalente.

Per ogni condizione operativa e posizione della telecamera, sono stati acquisiti campioni da 100 immagini, sufficienti ad avere un elevato numero di bolle di gas da analizzare ( $15 \div 20 \times 10^3$  bolle). Successivamente, i dati acquisiti sono stati analizzati con *Excel* graficando curve di distribuzione normali del diametro equivalente (BSD - *Bubble Size Distribution* e infine, secondo letteratura, sono stati calcolati il diametro medio ( $d_{10}$ ), superficiale (o di *Sauter*) ( $d_{32}$ ) e volumetrico ( $d_{43}$ ), definiti rispettivamente come:

$$d_{10} = \frac{\sum_i d_i}{N} \quad d_{32} = \frac{\sum_i d_i^3}{\sum_i d_i^2} \quad d_{43} = \frac{\sum_i d_i^4}{\sum_i d_i^3} \quad (2.14)$$

### 2.3.3 Studio della zona di accumulo di gas

Le immagini precedentemente acquisite per la BSD, risultano essere utili per monitorare la formazione e la dimensione del "cilindro" di gas che si forma al centro della tubazione a valle dello *swirler*. Variando le condizioni operative della miscela, tale analisi permette di comparare gli effetti che subisce il cilindro di gas al variare delle portate di gas e di liquido, in modo da consentire la successiva progettazione della tubazione di estrazione del

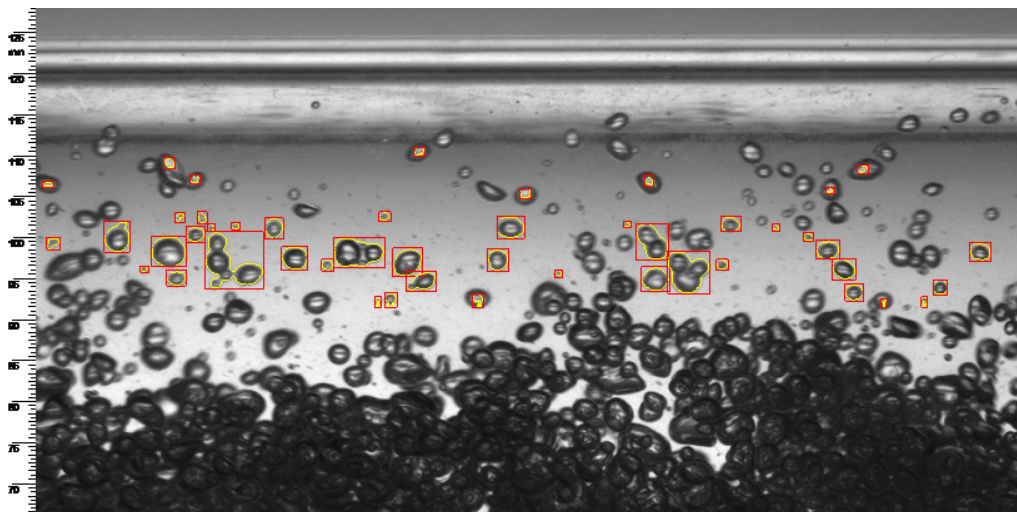


Figura 2.13: Algoritmo di rilevamento delle bolle di gas per  $Q_L = 15 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $Q_G = 7,5 \text{ Nlitri}/\text{min}$ .

gas.

Tramite il *FlowManager*, ad ogni campione di 100 immagini è stata applicata la seguente modellazione:

- *Multiply Image*: moltiplica l'immagine per una costante che ne migliora la luminosità e contrasto.
- *Mean Pixel Value*: permette la generazione di un'immagine media comune al campione che esprime in tonalità di grigio la traccia del cilindro di gas.

Le immagini medie risultanti sono state in seguito analizzate sul software *MatLab* che, tramite un modello matematico, consente di risalire alla dimensione del cilindro di gas dal tono di grigio dell'immagine. Tale modello sfrutta la differenza di tonalità che si riscontra tra la zona a più alta concentrazione di bolle di gas (zona scura) e le zone prive di bolle (zone chiare).

### Modello matematico

Entrando più nel dettaglio, tramite il *tool* di elaborazioni delle immagini presente in *MatLab* è stato possibile assegnare ad ogni pixel un valore di tono di grigio su una scala [0 - 255] dove il minimo valore identifica un pixel completamente nero e il massimo uno completamente bianco. Di conseguenza, impostando un valore di soglia ed un adeguato fattore di scala, si riesce a calcolare il diametro del cilindro di gas in ogni posizione  $z$  lungo l'asse della tubazione. In Figura 2.14 viene mostrato l'andamento del tono di grigio per una fissata stringa verticale di pixel. Si denota un graduale inscurimento nella zona in corrispondenza dell'asse della tubazione, indice di una maggiore concentrazione di bolle di gas. La Figura 2.15 è un esempio di mappatura del diametro del cilindro di gas che, ovviamente, risulta essere un cono nella zona prossima all'uscita dello *swirler*.

#### 2.3.4 Hold-Up di gas

Un parametro fondamentale utile a caratterizzare l'efficienza del separatore è l'*hold-up* di gas (o grado di vuoto) all'interno della tubazione. Definito come il rapporto tra la frazione volumetrica di gas e quella di miscela, identifica il grado di dispersione delle fasi. Come vedremo, benché il suo valore medio risulta essere costante per ogni sezione verticale della tubazione, altrettanto non si può dire del valore puntuale. Infatti, se in prossimità dell'uscita dello *swirler* la distribuzione delle bolle di gas sulla sezione verticale della tubazione può essere considerata omogenea e pari al grado di vuoto medio, spostandoci a valle dello *swirler* il moto tangenziale fa concentrare le bolle di gas lungo l'asse della tubazione, ciò ne comporta una modifica della distribuzione delle bolle lungo la sezione verticale. In altre parole, più ci si allontana dallo *swirler*, maggiormente l'*hold-up* di gas varia all'interno della sezione verticale della tubazione, con valori bassi in prossimità della parete e crescenti man mano che ci si avvicina al centro della sezione.

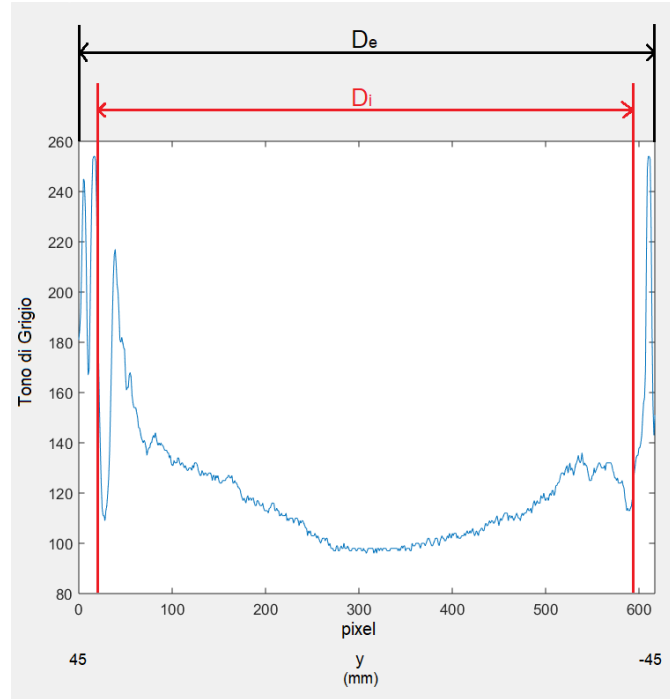
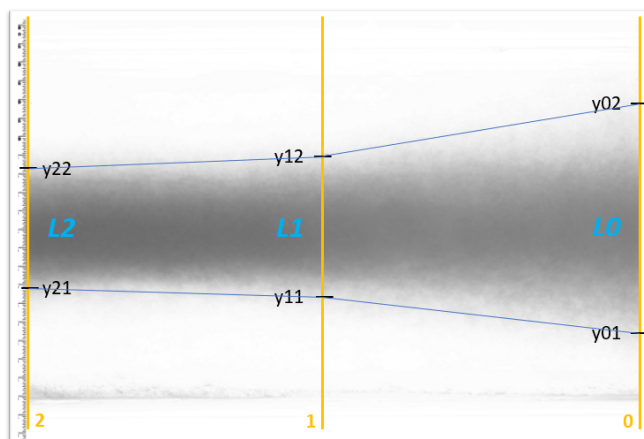


Figura 2.14: Andamento del tono di grigio all'interno della tubazione per fissato  $z$ .  $D_e$ ,  $D_i$  indicano rispettivamente il diametro esterno e interno della tubo



Esempio:

$Q_l = 25 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $Q_G = 15 \text{ Nlitri}/\text{min}$

$z$	$Y1$ [mm]	$Y2$ [mm]	$L$ [mm]
0	44	111,5	67,5
1	54	99	45
2	55,5	84,5	29

Figura 2.15: Esempio di mappatura della zona di accumulo del gas.

In questo lavoro di tesi è stato implementato un modello matematico diretto utile a calcolare i valori di *hold-up* all'interno della tubazione. Facendo riferimento alle immagini medie del cilindro/cono di gas mostrate nel paragrafo precedente, si può notare come il tono di grigio vari lungo una generica sezione verticale della tubazione, nelle diverse configurazioni di portate e posizione lungo l'asse  $z$ . In particolare, oltre al generale andamento già studiato precedentemente, il tono di grigio risulta essere di diversa intensità nei vari casi e sezioni, indice della sua dipendenza dalle differenti dimensioni e concentrazioni delle bolle di gas all'interno della tubazione.

Il modello sviluppato utilizza i dati sperimentali derivanti dal tono di grigio e ricostruisce l'andamento dell'*hold-up* in ogni sezione verticale della tubazione. Tale modello matematico, compreso di ipotesi semplificative, verrà illustrato in maniera esaustiva nel paragrafo seguente.

### Modello matematico

Si vuole trovare una relazione che leghi il tono di grigio all'*hold-up* di gas. Essendo le immagini acquisite bidimensionali, ma rappresentative di un dominio tridimensionale dove il cammino ottico ne rappresenta la profondità, si può assumere che il tono di grigio sia proporzionale al prodotto tra il numero di bolle presenti sul cammino ottico e l'area della proiezione sul piano frontale delle stesse:

$$TdG \propto n_b \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.15)$$

dove  $d$  è il diametro della bolla di gas.

Poiché l'obiettivo è quello di identificare una procedura per la valutazione dell'*hold-up* di gas locale, risulta necessario individuare la relazione che lega il numero di bolle alle condizioni di esercizio.

La concentrazione volumetrica di bolle nella tubazione è valutabile come:

$$\bar{n} = \frac{Q_G t}{\frac{\pi d^3}{6} A L} \quad (2.16)$$

dove rispettivamente  $A$  e  $L$  sono la sezione e la lunghezza della tubazione,  $t$  il tempo di permanenza della bolla all'interno del tubo. Nel caso di assenza di velocità di scorrimento tra le fasi (*no sleeve velocity*) è possibile assumere che:

$$t = \frac{AL}{Q_G + Q_L} \quad (2.17)$$

quindi combinando le precedenti equazioni si ottiene:

$$\bar{n} = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} \frac{6}{\pi d^3} \quad (2.18)$$

Con l'ipotesi di assenza di velocità relativa all'interfaccia tra le fasi, si può calcolare l'*hold-up* medio di gas  $\bar{\alpha}$  come segue:

$$\bar{\alpha} = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} \quad (2.19)$$

da cui si ricava che:

$$\bar{n} = \bar{\alpha} \frac{6}{\pi d^3} \quad (2.20)$$

La relazione fra  $\bar{n}$  e  $n_b$  risulta, dunque, influenzata dalla lunghezza del cammino ottico e dalla distribuzione delle bolle sulla sezione:

$$n_b = \bar{n} L_{c,o} dr d\ell \quad (2.21)$$

dove  $L_{c,o}$  è la lunghezza del cammino ottico,  $dr$  è la lunghezza infinitesima radiale di tubazione analizzata e  $d\ell$  la lunghezza assiale. Inserendo questa ultima equazione nella (2.15) e considerando le lunghezze infinitesime come costanti, si ricava:

$$TdG \propto \frac{3}{2} L_{c,o} \frac{\bar{\alpha}}{d} \quad (2.22)$$

che risulta essere la relazione fondamentale su cui si basa il modello matematico.

D'ora in avanti si assume che il moto della miscela sia assialsimmetrico all'interno della tubazione. In riferimento alla Figura 2.16 a), si vuole dunque calcolare la distribuzione di *hold-up* all'interno della tubazione sfruttando la relazione (2.22). In una generica posizione  $z$  della tubazione ne viene

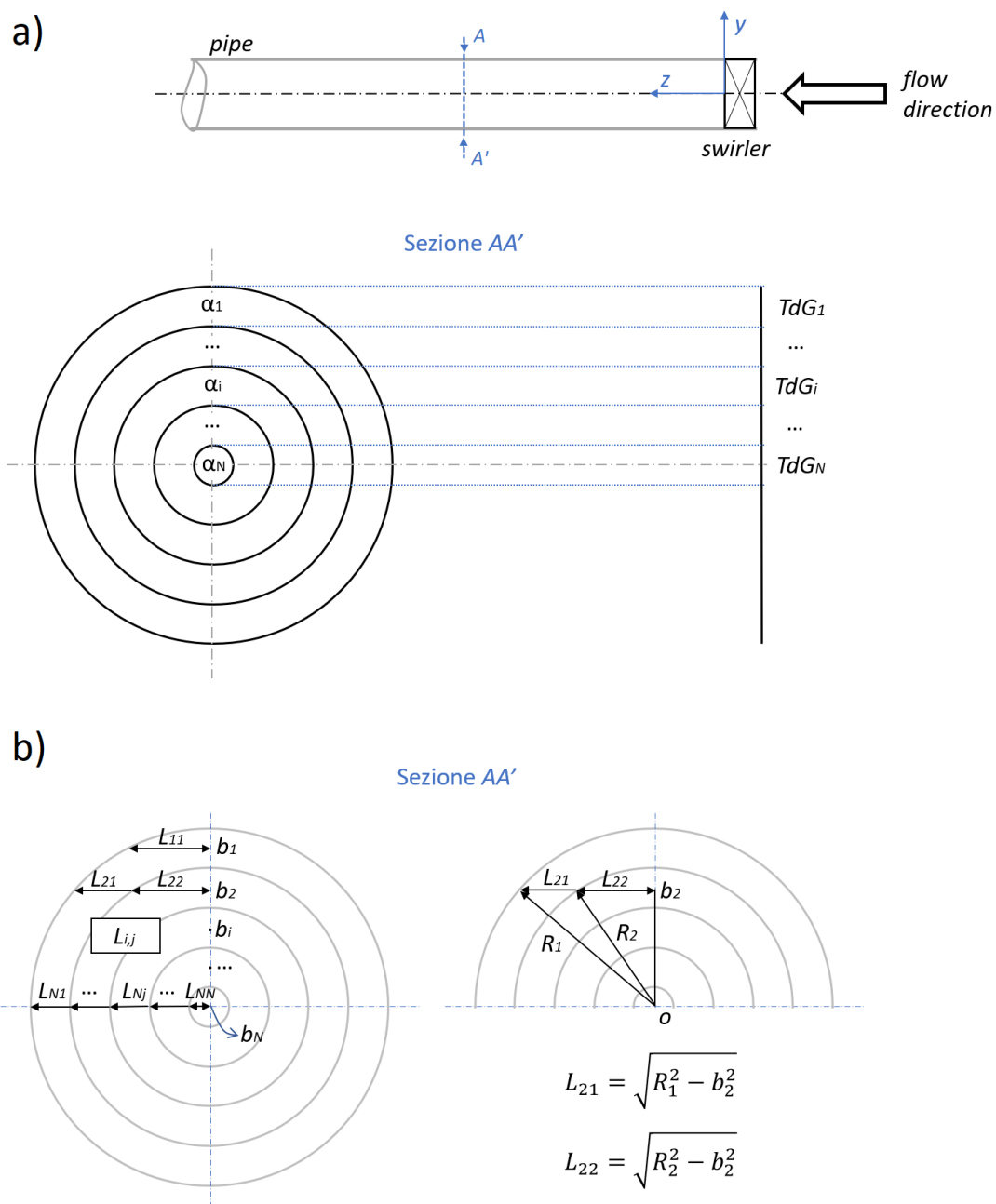


Figura 2.16: Schema del modello di calcolo di *hold-up* di gas per una generica sezione verticale della tubazione.



discretizzato il raggio lungo l'asse  $y$  in  $N$  intervalli e ad ognuno di essi viene associato un valore medio di tono di grigio  $TdG_i$  calcolato dall'immagine media. Allo stesso modo viene suddivisa la sezione verticale della tubazione in  $N$  corone circolari corrispondenti, aventi ognuna un *hold-up*  $\alpha_i$  da calcolare. Con il pedice  $i = 1$  si identifica l'intervallo/corona più esterna e  $i = N$  quella più interna. I valori  $\alpha_i$  vengono calcolati come segue:

$$TdG_1 = a_1 \frac{\alpha_1}{d} L_{11} \quad (2.23)$$

$$TdG_2 = a_2 \frac{\alpha_2}{d} L_{22} + a_1 \frac{\alpha_1}{d} (L_{21} - L_{22})$$

...

$$TdG_i = a_i \frac{\alpha_i}{d} L_{i,i} + \sum_{j=1}^{i-1} a_j \frac{\alpha_j}{d} (L_{i,j} - L_{i,j+1}) \quad (2.24)$$

con:

$a_i$  coefficiente di proporzionalità della relazione (2.22)

$L_{i,j}$  componente della matrice  $[N \times N]$  delle semi-corde. È usata come fattore peso delle aree delle corone circolari (cammini ottici) e risulta essere una matrice triangolare inferiore.

$$L = \begin{bmatrix} L_{11} & 0 & 0 & \cdots \\ L_{21} & L_{22} & 0 & \cdots \\ L_{31} & L_{32} & L_{33} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Le componenti  $L_{i,j}$  vengono calcolati secondo Pitagora, come segue:

$$L_{i,j} = \sqrt{R_j^2 - b_i^2} \quad (2.26)$$

dove  $R_j$  è il raggio della  $j$ -esima corona circolare,  $b_i$  è la distanza della  $i$ -esima semi-corda dall'asse orizzontale della sezione (Figura 2.16 b)).

Per quanto riguarda i coefficienti  $a_i$ , questi vengono determinati applicando il modello appena descritto ad una sezione in prossimità dello *swirler*,

zona in cui la distribuzione di *hold-up* risulterebbe essere pari a quella media:

$$\alpha_i = \bar{\alpha} \quad \forall i = 1, \dots, N \quad (2.27)$$

Difatti sostituendo  $\alpha_i$  con  $\bar{\alpha}$  nell'equazione (2.24), si ricavano i coefficienti  $a_i$ .

Ricapitolando, il modello descritto in questo paragrafo permette di calcolare i valori di *hold-up* di gas ( $\alpha_i$ ) associati ad ogni *i-esima* corona circolare e ricostruirne l'andamento all'interno di ogni sezione verticale della tubazione. In tal modo è stato reso possibile il monitoraggio del comportamento che ha il gas evolvendosi all'interno della tubazione.

## 2.4 Perdite di carico

La perdita di carico tra due punti di un circuito idraulico è la differenza di carico idraulico tra i due punti presi in considerazione. Esse sono perdite di pressione causate dalle resistenze che si oppongono al moto del fluido durante il suo cammino, il loro calcolo risulta essere importante per caratterizzare e di conseguenza progettare i circuiti idraulici.

Le perdite di carico vengono distinte in due categorie: possono essere distribuite oppure concentrate. Le prime sono dovute agli attriti che inevitabilmente si generano a causa dello scorrere del fluido nel tubo, perciò sono presenti (distribuite) ovunque nelle tubazioni; le perdite concentrate, al contrario, sono localizzate in un preciso punto del percorso, e sono dovute ad ostacoli quali organi meccanici e/o pezzi speciali che fanno variare la direzione o la sezione di passaggio del fluido (come, ad esempio: imbocchi, riduzioni, allargamenti, derivazioni, valvole, misuratori, ecc.).

Le perdite di carico per una tubazione circolare, vengono calcolate come segue:

$$(\Delta p)_d = f \rho \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \quad (2.28)$$

$$(\Delta p)_c = K \rho \frac{v^2}{2} \quad (2.29)$$

dove i simboli indicano:

$f$  coefficiente d'attrito, si ricava dal diagramma di *Moody*;

$\rho, v$  rispettivamente la densità e la velocità media del fluido;

$L, D$  rispettivamente la lunghezza e il diametro interno della tubazione;

$K$  coefficiente d'attrito per perdite concentrate;

$d, c$  pedici rispettivamente di perdite distribuite e concentrate.

In un qualsiasi circuito idraulico, le perdite di carico totali risultano essere la somma di entrambe le componenti (distribuite e concentrate) presenti in ogni tratto  $i$  –esimo di tubazione:

$$(\Delta p)_{tot} = \sum_{i=1}^N (\Delta p)_{d,i} + (\Delta p)_{c,i} \quad (2.30)$$

### 2.4.1 Strumenti di misura

Come già visto nel paragrafo 2.1, al fine di misurare le perdite di carico concentrate dovute allo *swirler*, il circuito sperimentale presenta due prese di pressione lungo la tubazione rispettivamente posizionate ad una distanza di 1 metro a monte e 2,16 metri a valle dallo *swirler* (Figura 2.1). Le perdite di carico sono state misurate utilizzando un *manometro differenziale a tubo a U* preventivamente tarato. In particolare, questo dispositivo si basa sul principio dei vasi comunicanti secondo cui un liquido in un tubo ad U, aperto alle estremità e in posizione verticale, si dispone allo stesso livello in entrambi i rami per effetto della pressione atmosferica (Figura 2.17). La differenza tra le due pressioni statiche è calcolata tramite la relazione che c'è tra pressione e altezza di colonna di liquido:

$$\Delta p = \rho g \Delta h \quad (2.31)$$

Tale relazione è valida a patto che la densità dei fluidi (o del fluido) di cui si misura la differenza di pressione  $\Delta p$ , sia marginale rispetto alla densità del fluido manometrico. La sensibilità di questo tipo di manometro è pari a:

$$\frac{\Delta h}{\Delta p} = \frac{1}{\rho g} \quad (2.32)$$

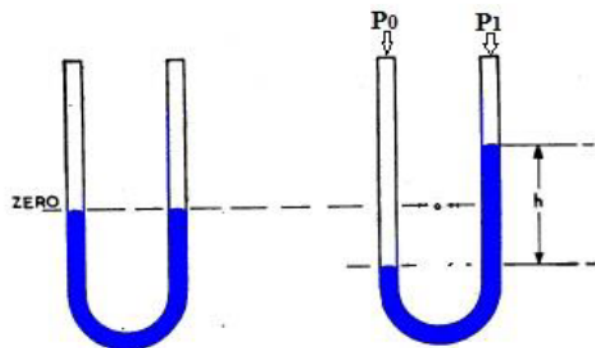


Figura 2.17: Manometro tubi a U: principio di funzionamento

Nello specifico studio in esame, l'utilizzo di acqua come fluido manometrico rende il manometro molto sensibile, con sensibilità pari a circa  $0,1 \text{ mmPa}^{-1}$ .

Regolando attraverso una valvola manuale diversi valori di portata di liquido, fatta circolare nella tubazione grazie ad una pompa centrifuga, sono state riportate su un foglio *Excel* le variazioni di altezza di liquido all'interno dei rami del manometro. In seguito, tali valori sono stati elaborati, tabulati e confrontati con quelli calcolati tramite l'impiego di un modello matematico.

## 2.4.2 Elaborazione dei dati

Nel sistema in esame, le perdite di carico distribuite sono state misurate in assenza dello *swirler* e successivamente sottratte ai dati registrati durante le prove sperimentali corrispondenti in presenza del dispositivo. Dunque, la procedura di determinazione sperimentale delle perdite di carico concentrate prodotte dallo *swirler* è avvenuta per differenza tra il salto di pressione totale e le perdite di carico distribuite:

$$(\Delta p)_c = (\Delta p)_{tot} - (\Delta p)_{tot} \quad (2.33)$$

che in via teorica si ricorda risultano essere:

$$(\Delta p)_c = K \rho \frac{v^2}{2} \quad (2.34)$$

Conoscendo dalle misure sperimentali il valore  $(\Delta p)_{tot}$ , tramite l'inversione della relazione appena riportata risulterebbe immediata l'individuazione del fattore di perdita cinetica  $K$ . Tuttavia, l'esperienza dimostra che ci sia una discrepanza con l'espressione analitica della perdita di carico dovuta alla non perfetta proporzionalità del calo di pressione con il quadrato della velocità. In altre parole, sperimentalmente risulta che l'esponente della velocità possa essere leggermente inferiore a 2. Per i motivi sopra elencati, si è reso necessario implementare un modello matematico utile a definire i valori del fattore di perdita e dell'esponente della velocità.

### Modello matematico

Nel sistema monofase, al variare della portata di liquido vengono calcolate le perdite di carico sia per via sperimentale che teoriche ed il relativo errore. Per le prime si utilizza l'equazione (2.31), mentre per le teoriche viene applicata la (2.33) impostando un valore  $K$  di primo tentativo. Successivamente, tramite la funzione *Risolutore* su *Excel* è possibile calcolare i valori del fattore di perdita e dell'esponente della velocità impostando come obiettivo la ricerca del minimo errore complessivo, calcolato come la sommatoria delle differenze tra i risultati ottenuti sperimentalmente e teoricamente.

Sebbene tale approccio risulta essere appropriato su flussi monofase, nel caso in cui si utilizzino flussi bifase, è necessario introdurre opportuni fattori empirici correttivi. Tuttavia, in questo lavoro è stato utilizzato un metodo semplicistico atto a quantificare a grandi linee il valore delle perdite di carico del sistema bifase (acqua-aria). In particolare, si è operato sotto l'ipotesi semplificativa in cui la fase gassosa della miscela fosse dispersa in maniera omogenea all'interno della fase liquida continua. In tal modo l'unica differenza rispetto al sistema monofase risulta essere il diverso valore di densità che la miscela bifase assume al variare della frazione volumetrica gas/liquido. In questo caso, durante il calcolo matematico è stato mantenuto costante l'esponente trovato nel caso monofase e, attraverso il procedimento preceden-

temente illustrato, facendo variare solamente il fattore di perdita  $K$  è stato possibile individuare il corretto valore di quest'ultima per tutte le casistiche.

# Capitolo 3

## Analisi Fluidodinamica Computazionale

### 3.1 Introduzione

Nel campo dell'Oil & Gas e dell'industria di processo in genere, lo sviluppo di nuovi tipi di separatori e dei relativi *internals* (componenti interni atti a migliorare l'efficienza di separazione) risulta essere una operazione complessa e spesso dettata dall'esperienza e da prove empiriche. Di fatto lo studio e la previsione del campo di moto all'interno di questi apparati può essere molto complesso poiché difficile da misurare sperimentalmente, rendendo l'incremento di efficienza e la risoluzione di problemi legati alla progettazione una sfida non sempre facile da superare: per questo motivo c'è bisogno di metodi di modellazione affidabili per studiare e progettare questo tipo di apparecchiature, allontanandosi il più possibile dallo sviluppo detto "*try and fail*" e migliorando il processo di "*up-scale*" di una tecnologia. Uno strumento sviluppato negli ultimi decenni (sin dagli anni 70 - 80 del secolo scorso) per assolvere a questo compito è rappresentato dalla fluidodinamica computazionale (*Computational Fluid Dynamics*, CFD), strumento che sta trovando largo utilizzo nell'industria grazie alla flessibilità con la quale può essere applicato a problemi di progettazione, ottimizzazione, analisi e previ-

sione dei guasti e alla disponibilità di risorse di calcolo sempre più potenti [6] [7]. Come già accennato, la simulazione numerica delle apparecchiature basata su metodi CFD riduce la necessità di ricorrere a prototipi per lo studio dei sistemi e permette di gestire in modo semplificato le modifiche nella configurazione degli apparati e nelle condizioni operative, l'*up-scale* e l'analisi dell'effetto delle singole variabili sul processo globale. Un altro importante aspetto è quello derivante dalla possibilità di simulare sistemi pericolosi (a causa delle condizioni operative e/o delle sostanze utilizzate) senza generare un rischio concreto per gli addetti allo studio. Nell'ambito della separazione risulta spesso rilevante monitorare l'*hold up* dei separatori utilizzati, anche un piccolo aumento dell'efficienza può portare benefici apprezzabili alla riduzione dei costi di produzione: la CFD permette di effettuare analisi delle performance delle apparecchiature a monte degli interventi di ottimizzazione dell'impianto, riducendo i rischi di perdite economiche legate ad interventi non ottimali.

Esistono diversi software di CFD usati sia in ambito accademico che industriale, si dividono in software *open source* e commerciali. In entrambi i casi si fa riferimento a codici di calcolo complessi, sia da un punto di vista modellistico che di risoluzione numerica e sono costruiti per far fronte ad un'ampia gamma di problemi termodinamici e fluidodinamici. Per questo motivo sono implementati al loro interno un elevato numero di modelli, che sono progettati per indirizzare l'utente a trovare in ogni caso una soluzione, che non sempre si rivela essere la soluzione del problema analizzato. Questo succede tanto più di frequente quanto meno esperto è l'analista CFD. Inoltre, nei codici CFD commerciali sono utilizzati algoritmi e tecniche di risoluzione finalizzate alla robustezza e alla convergenza della risoluzione numerica [8], pertanto, l'apparente facilità con la quale si riesce a trovare una risposta al problema studiato può portare ad eccessiva fiducia e scarsa consapevolezza dei limiti della soluzione identificata tramite il codice di calcolo. È bene sottolineare, tuttavia, che la modellazione e la risoluzione numerica richiedono



la scelta e la valutazione di numerosi parametri (es. equazioni del modello, discretizzazione spaziale, passi temporali di integrazione, costanti numeriche e costanti dei modelli, ...) necessari per l'impostazione della simulazione e, a seconda del settaggio, si possono ottenere svariate risoluzioni del problema in esame. Per questo motivo, l'utilizzatore di codici commerciali di CFD deve aver sempre chiaro l'obiettivo dell'analisi e procedere con cautela.

## 3.2 Cenni sui metodi di simulazione CFD

Il moto dei fluidi è governato da tre principi fondamentali: conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia. Questi principi fondamentali possono essere espressi da equazioni matematiche che nella loro forma più generale possono essere equazioni integrali o equazioni differenziali alle derivate parziali. A causa della complessità matematica di queste equazioni, che formano un sistema di equazioni non lineari, non si possono trovare soluzioni analitiche, se non per geometrie estremamente semplici; inoltre quando si considera un regime di moto turbolento, il problema risulta ancora più complesso e si rende spesso necessario introdurre un modello di turbolenza per giungere alla chiusura matematica del problema. La CFD si basa sulla risoluzione delle equazioni di conservazione espresse da un sistema di equazioni algebriche la cui risoluzione porta a determinare i valori delle variabili di interesse (es. pressione, velocità, temperatura, ...) in una serie di punti, precedentemente definita, nel dominio dello spazio e/o del tempo. In definitiva, la CFD è la scienza che sostituisce le equazioni integrali o alle derivate parziali, nelle equazioni di conservazione, con le relative forme algebriche discretizzate che sono risolte per ottenere una serie di valori per tutte le variabili nel dominio di calcolo [9]. A questo punto la risoluzione delle equazioni così definite si effettua per mezzo di calcolatori.

Il primo passo nella risoluzione delle suddette equazioni algebriche consiste nel dividere lo spazio fisico, dove si vuole calcolare il moto del fluido,

ovvero il dominio di calcolo, in un elevato numero di elementi geometrici, chiamati celle della griglia di calcolo. Il dominio viene discretizzato normalmente in un insieme di elementi triangolari o quadrilateri, nel caso di griglia bidimensionale, e in un insieme di elementi tetraedrici, esaedrici, prismatici e/o piramidali, nel caso di griglie tridimensionali. Una condizione necessaria, per una griglia di calcolo, è che non ci siano buchi o sovrapposizioni tra le celle. Una caratteristica che determina la bontà di una griglia è la mancanza di cambiamenti repentini del volume o della forma di celle adiacenti [10]. La griglia viene utilizzata per definire i volumi di controllo e approssimare le derivate spaziali delle grandezze del moto.

Una volta generata la griglia, il passo successivo è quello di discretizzare le equazioni di conservazione e i modelli di chiusura in un sistema di equazioni algebriche, la cui soluzione può essere ottenuta per mezzo di opportune iterazioni numeriche. L'accuratezza numerica di una soluzione dipende fortemente dalla discretizzazione, in particolare, più sono piccole le celle più la soluzione si avvicinerà alla soluzione esatta (di contro, più tempo di calcolo è richiesto). Per problemi tempo dipendenti, l'accuratezza della soluzione dipende anche dal passo temporale. La discretizzazione delle equazioni può essere ottenuta per mezzo di diverse metodologie, tra le quali nel presente lavoro è stato scelto il metodo dei volumi finiti [11]. Questo metodo discretizza le equazioni di conservazione in ogni volume di controllo (celle della griglia) e approssima gli integrali sulla superficie delle celle con la somma dei flussi che attraversano le singole facce del volume di controllo. L'approssimazione deriva quindi dall'aver considerato superfici finite e non infinitesimali.

Il sistema di equazioni algebriche lineari risultante dai processi di discretizzazione consiste di  $N$  equazioni in  $N$  incognite per ogni variabile del problema, essendo  $N$  il numero totale di volumi di controllo del dominio computazionale. Ci sono due tipologie di tecniche di risoluzione per questi sistemi di equazioni: un metodo diretto e un metodo iterativo. La risoluzione ad ope-

ra di un metodo diretto comporta un numero di operazioni (e di conseguenza un tempo di lavoro richiesto alla CPU) proporzionale a  $N^3$ . Essendo tipicamente  $N$  un numero elevato (in questo elaborato circa 500'000), un approccio diretto non risulta applicabile alla risoluzione. I metodi iterativi sono basati sull'applicazione ripetuta di algoritmi che portano la soluzione a convergenza dopo un certo numero di iterazioni e sono più veloci dei metodi diretti nella maggior parte dei casi di interesse. La differenza principale risiede nel fatto che un metodo iterativo non fornirà mai una soluzione esatta mentre, almeno in linea di principio, un metodo diretto potrebbe fornirla: nella pratica, gli errori di troncamento introdotti nei calcoli del metodo diretto impediscono in ogni caso la determinazione di una soluzione esatta.

### 3.3 Teoria dei modelli fluidodinamici

Nel lavoro di tesi svolto è stato utilizzato il software commerciale *ANSYS Fluent 19.2* con licenza studenti. In questo paragrafo si presentano le equazioni che sono state risolte tramite risolutore numerico del software.

#### 3.3.1 Sistemi monofase

In tutto il dominio di calcolo vengono risolte le equazioni di continuità e di conservazione della quantità di moto rispetto un sistema di riferimento fisso o inerziale. Si ricorda che l'equazione della conservazione della quantità di moto è un'equazione vettoriale, equivalente quindi a tre equazioni scalari nelle tre componenti di velocità  $(u_x, u_y, u_z)$ .

Le equazioni di continuità e di conservazione di quantità di moto per un fluido incomprimibile e isoterma, vengono risolte:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \underline{\tau} \quad (3.2)$$

Dove si è indicato con  $\rho$  la densità del fluido,  $\vec{u}$  la velocità assoluta del fluido,  $p$  la pressione del fluido,  $\underline{\tau}$  il tensore degli sforzi viscosi. Inoltre si vuole ricordare che  $\frac{D}{Dt}$  rappresenta la derivata sostanziale:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \vec{u} \cdot \vec{\nabla} \quad (3.3)$$

Per fluidi Newtoniani la (3.2) può essere riscritta come

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = -\vec{\nabla} p + \mu \left[ \nabla^2 \vec{u} + \frac{1}{3} \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}) \right] \quad (3.4)$$

e meglio conosciuta come equazione di *Navier-Stokes*. Il termine  $\mu$  è la viscosità dinamica.

Le equazioni appena presentate sono risolubili direttamente su domini di calcolo complessi, come quelli di interesse nell'ambito ingegneristico, solo per condizioni di moto laminare. Nel caso di regime di moto turbolento, il comportamento instabile del flusso comporta la necessità di una discretizzazione spaziale e temporale non affrontabile per geometrie complesse in tempi di calcolo accettabili. Tuttavia un possibile approccio allo studio della fluidodinamica turbolenta può essere quello di utilizzare il modello fenomenologico descritto da Reynolds. Tale modello si basa sulla decomposizione delle principali grandezze fisiche che caratterizzano il moto di un fluido (velocità, pressione, temperatura) nella somma di un contributo mediato nel tempo e uno di fluttuazione. In Figura 3.1 viene mostrato un esempio di come una misura sperimentale di velocità assiale turbolenta sia affetta da un'evoluzione stocastica nel tempo caratterizzata da un "rumore" o fluttuazione che si sovrappone ad un segnale regolare con tendenza ben definita. Un esempio di variabile decomposta è espressa dalla equazione (3.5):

$$\vec{u} = \langle \vec{u} \rangle + \vec{u}' \quad (3.5)$$

dove si è indicato con  $\langle \vec{u} \rangle$  la velocità mediata nel tempo e con  $\vec{u}'$  la corrispondente fluttuazione. Si sostituiscono quindi l'espressione delle variabili secondo Reynolds di velocità e pressione ( $p = \langle p \rangle + p'$ ) nelle equazioni di

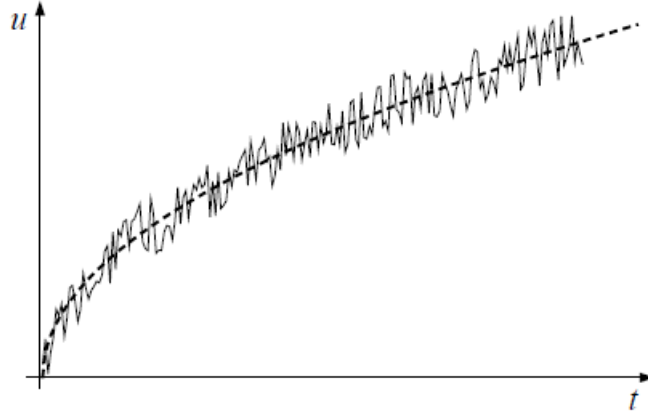


Figura 3.1: Segnale di velocità in flusso turbolento; la linea tratteggiata mostra l'andamento della componente  $x$  di velocità  $\langle u \rangle$  nel tempo.

conservazione di quantità di moto e di continuità e si effettua una media su un periodo temporale ( $\Delta t$ ) sufficientemente grande per contenere molte fluttuazioni al suo interno, ma sufficientemente piccolo per essere diverso dall'andamento globale del segnale. Di seguito vengono dunque riportate le equazioni dette RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) per componenti utilizzando la notazione di Einstein degli indici ripetuti:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \langle u'_i u'_j \rangle) \quad (3.7)$$

Nella equazione (3.8) viene riportato un esempio di velocità mediata:

$$\langle u \rangle(t_0) = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0 - \Delta t/2}^{t_0 + \Delta t/2} u \, dt \quad (3.8)$$

con ovvio significato dei simboli.

Si vuole far notare come con questo approccio compaiono delle incognite ag-

giuntive che tengono conto dell'effetto della turbolenza e per ottenere una chiusura matematica del problema c'è bisogno di modellare il tensore degli sforzi di Reynolds  $\tau_{ij}^R = -\rho \langle u'_i u'_j \rangle$ . Infatti essendo il termine  $\langle u'_i u'_j \rangle$  una matrice  $[3 \times 3]$  simmetrica, questo aggiunge 6 incognite al sistema.

In letteratura sono presenti diversi metodi di modellazione del tensore degli sforzi di Reynolds, chiamati *Modelli di turbolenza*. In Tabella 3.1 vengono riassunti pregi e difetti dei principali modelli sviluppati negli anni ed il relativo campo di applicazione.

Per affrontare lo studio CFD monofase del separatore compatto operante in regime turbolento, in questo lavoro di tesi sono stati utilizzati i modelli *standard k-ε* e *Reynolds Stress Model* (RSM) di seguito riportati.

### STD k-ε

È un modello molto solido sviluppato da Laufer & Spalding [12]. Nella sua versione standard (STD) si basa sull'ipotesi di Boussinesq, secondo la quale il tensore degli sforzi di Reynolds si modella in analogia al tensore degli sforzi viscosi:

$$\tau_{ij}^R = -\rho \langle u'_i u'_j \rangle = \mu_t \left( \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} \right) \quad (3.9)$$

dove con  $\mu_t$  viene introdotta la viscosità turbolenta, termine che incorpora le fluttuazioni.

Benché l'ipotesi di Boussinesq riduce il numero di incognite ( $\tau_{ij}^R$  passa da 6 incognite alla sola  $\mu_t$ ), da sola non permette la chiusura matematica del modello. Per chiudere il problema nel modello *k-ε* standard, la viscosità turbolenta è correlata a due grandezze del sistema: l'energia cinetica turbolenta per unità di massa (*turbulent kinetic Energy, k*) e la dissipazione dell'energia cinetica turbolenta per unità di massa (*turbulent dissipation rate, ε*).

$$\mu_t = 0,09 \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad k = \frac{1}{2} \langle u'_j u'_j \rangle \quad \varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left\langle \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right\rangle \quad (3.10)$$

Tabella 3.1: Comparazione tra Modelli di turbolenza

Model	Strengths	Weaknesses
<b>Spalart - Allmaras</b>	Economical (1-eq); good track record for mildly complex B.L. type of flows.	Not very widely tested yet; lack of submodels (e.g. combustion, buoyancy).
<b>STD k-<math>\epsilon</math></b>	Robust, economical, reasonably accurate; long accumulated performance data.	Mediocre results for complex flows with severe pressure gradients, strong streamline curvature, swirl and rotation. Predicts that round jets spread 15% faster than planar jets whereas in actuality they spread 15% slower.
<b>RNG k-<math>\epsilon</math></b>	Good for moderately complex behavior like jet impingement, separating flows, swirling flows, and secondary flows.	Subjected to limitations due to isotropic eddy viscosity assumption. Same problem with round jets as standard k- $\epsilon$ .
<b>Realizable k-<math>\epsilon</math></b>	Offers largely the same benefits as RNG but also resolves the round-jet anomaly.	Subjected to limitations due to isotropic eddy viscosity assumption.
<b>Reynolds Stress Model</b>	Physically most complete model (history, transport, and anisotropy of turbulent stresses are all accounted for).	Requires more CPU effort (2-3x); tightly coupled momentum and turbulence equations.

Le quantità scalari di energia cinetica turbolenta e dissipazione dell'energia cinetica turbolenta sono ricavate da due equazioni di trasporto che includono dei termini modellati ottenuti da indagini sperimentali:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.12)$$

Con:

$G_k$  generazione di energia cinetica turbolenta ad opera dei gradienti medi di velocità;

$G_b$  generazione di energia cinetica turbolenta ad opera delle forze di galleggiamento;

$C_{\varepsilon i}$  parametri costanti del modello, determinati sperimentalmente;

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$  numeri di Prandtl turbolenti per  $k$  e  $\varepsilon$ , rispettivamente (viscosità cinematica turbolenta/diffusività turbolenta);

$S_k, S_\varepsilon$  termini sorgente inseriti dall'utente.

I valori numerici dei parametri del modello  $k - \varepsilon$  standard sono riportati nella sottostante Tabella 3.2.

Tabella 3.2: Valore delle costanti del modello *STD*  $k - \varepsilon$

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
1,44	1,92	1	1,31

### Reynolds Stress Model (RSM)

È il più elaborato e complesso modello di turbolenza per la chiusura delle equazioni RANS presente in letteratura. Abbandonando l'ipotesi di isotropia della viscosità, il RSM chiude le equazioni di Navier-Stokes mediate secondo



Reynolds risolvendo le equazioni di trasporto per gli sforzi di Reynolds, insieme con un'equazione per la velocità di dissipazione. Ciò si traduce con la necessità di aggiungere 7 equazioni di trasporto nei flussi  $3D$  dando luogo ad un modello a *7-equazioni*. L'equazione di trasporto del tensore degli sforzi di Reynolds è di seguito riportata:

$$\frac{D}{Dt} (\rho \langle u'_i u'_j \rangle) = D_{Tij} + D_{ij} + P_{ij} + G_{ij} + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} + F_{ij} + S \quad (3.13)$$

con:

$\frac{D}{Dt} (\rho \langle u'_i u'_j \rangle) = \frac{\partial}{\partial t} (\rho \langle u'_i u'_j \rangle) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \langle u'_i u'_j \rangle)$  derivata sostanziale del tensore degli sforzi di Reynolds;

$D_{Tij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} [\rho \langle u'_i u'_j u'_k \rangle + \langle p' (\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j) \rangle]$  tensore di diffusione della turbolenza per effetti di velocità e pressione;

$D_{Lij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\langle u'_i u'_j \rangle) \right]$  tensore di diffusione della viscosità;

$P_{ij} = -\rho \left( \langle u'_i u'_k \rangle \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \langle u'_j u'_k \rangle \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right)$  tensore degli sforzi prodotti;

$G_{ij} = -\rho \beta (g_i \langle u'_j T \rangle + g_j \langle u'_i T \rangle)$  tensore delle forze di galleggiamento prodotte dal campo di temperatura  $T$ ;

$\phi_{ij} = \langle p' \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \rangle$  tensore della pressione;

$\varepsilon_{ij} = 2 \mu \langle \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \rangle$  tensore di dissipazione dell'energia turbolenta;

$F_{ij} = -2 \rho \Omega_k (\langle u'_j u'_m \rangle \varepsilon_{ikm} + \langle u'_i u'_m \rangle \varepsilon_{jkm})$  tensore prodotto dalla rotazione del sistema;

$S$  termine sorgente.

Tra i termini sopra elencati,  $D_{Tij}$ ,  $G_{ij}$ ,  $\phi_{ij}$  e  $\varepsilon_{ij}$  hanno bisogno di essere modellati affinché avvenga la corretta chiusura del problema. In questo lavoro per i termini appena citati è stata utilizzata la modellazione detta  *$\varepsilon$ -based Reynolds stress models* in cui il tensore di pressione è stato modellato utilizzando l'approccio di tipo lineare proposto da Gibson & Launder (1978) [13]. Per una trattazione più esauriente del modello RSM si rimanda al manuale *Theory Guide* di *Fluent* [14].

### 3.3.2 Sistemi bifase gas-liquido

La simulazione dei sistemi bifase è generalmente trattata con due diverse tecniche di modellazione: in entrambe queste tecniche è utilizzata una descrizione euleriana per la fase continua mentre, per la fase dispersa, si adotta una visione discreta o continua della stessa, a seconda del modello scelto.

- Il primo è il caso della modellazione *Euleriana-Lagrangiana* dove vengono risolte le equazioni del moto per ogni particella;
- il secondo è quello della modellazione *Euleriana-Euleriana*, in cui le fasi vengono considerate come mezzi continui compenetranti descritti dalle equazioni di conservazione di massa e momento.

In questo lavoro di tesi si è utilizzato il modello *Euleriano-Euleriano*, le due fasi, quindi, sono state considerate come fluidi separati occupanti porzioni di spazio distinte, le equazioni RANS sono risolte separatamente. In particolare la fase gassosa è stata modellata come fluido incomprimibile, evitando fenomeni di coalescenza e rottura che avrebbero richiesto equazioni di bilancio di popolazione con opportuni modelli di chiusura, i quali non sussistono dalle prove sperimentali eseguite. La formulazione per le equazioni di conservazione di massa e quantità di moto sono simili alla formulazione delle stesse equazioni per la singola fase. L'equazione di continuità per una generica fase  $k$  è di seguito riportata:

$$\frac{\partial (\rho_k \alpha_k)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho_k \alpha_k \vec{u}_k) = 0 \quad (3.14)$$

dove  $\alpha_k$  è la frazione volumetrica della fase  $k$ .

Si riporta l'espressione dell'equazione di conservazione della quantità di moto per la fase continua:

$$\rho_c \frac{D(\alpha_c \vec{u}_c)}{Dt} = \alpha_c \rho_c \vec{g} - \alpha_c \vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \underline{\tau}_c + \sum_{d_i} F^{d_i c} \quad (3.15)$$

e per la generica fase  $i$  dispersa:

$$\rho_{d_i} \frac{D(\alpha_{d_i} \vec{u}_{d_i})}{Dt} = \alpha_{d_i} \rho_{d_i} \vec{g} - \alpha_{d_i} \vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \underline{\tau}_{d_i} + \sum_{d_i} F^{cd_i} + \sum_{d_k} F^{d_k d_i} \quad (3.16)$$

dove il pedice  $c$  fa riferimento alla fase continua e i pedici  $d_i$  e  $d_k$  fanno riferimento alla generica fase dispersa.

Per tutto il sistema vale:

$$\sum_k \alpha_k = 1 \quad (3.17)$$

Si può notare come nell'equazione di bilancio della quantità di moto compaiano nuovi termini, rispetto alla formulazione per la singola fase. Questi termini sono le componenti di trasferimento di quantità di moto tra le fasi e si possono modellare conoscendo i meccanismi di scambio di quantità di moto che intercorrono tra le fasi (es. resistenza fluidodinamica, portanza, etc...), ipotizzando un unico campo di pressione per entrambe le fasi.

Il modello di turbolenza che si è adottato nel caso di modellazione bifase è il modello  $k - \varepsilon$  omogeneo, nel quale si ipotizza che entrambe le fasi condividano lo stesso valore sia per  $k$  che per  $\varepsilon$ .

Le equazioni di trasporto per  $k$  e per  $\varepsilon$  diventano quindi, nel caso generale di  $N$  fasi:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m k) + \vec{\nabla} (\rho_m \vec{u}_m k) = \vec{\nabla} \left( \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k} \vec{\nabla} k \right) + G_{k,m} - \rho_m \varepsilon \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \varepsilon) + \vec{\nabla} (\rho_m \vec{u}_m \varepsilon) = \vec{\nabla} \left( \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_\varepsilon} \vec{\nabla} \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} G_{k,m} - C_{\varepsilon 2} \rho_m \varepsilon) \quad (3.19)$$

Con:

$$\rho_m = \sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i \quad \vec{u}_m = \frac{\sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i \vec{u}_i}{\sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i} \quad (3.20)$$

la seguente formulazione per la viscosità turbolenta:

$$\mu_{t,m} = 0,09 \rho_m \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.21)$$

e con l'equazione per il calcolo della produzione di energia cinetica turbolenta nella seguente forma:

$$G_{k,m} = \mu_{t,m} \left[ \vec{\nabla} \vec{u}_m + \left( \vec{\nabla} \vec{u}_m \right)^T \right] : \vec{\nabla} \vec{u}_m \quad (3.22)$$

Le costanti in queste equazioni sono le medesime descritte per la formulazione monofase del modello.

Per quanto riguarda l'interazione tra la fase dispersa e continua, è stata considerata la sola forza di attrito (o *drag force*) come forza di scambio di quantità di moto, definita come segue:

$$F_D = \frac{3}{4} \frac{C_D}{d_p} \alpha_k \rho_c (\vec{u}_{d_i} - \vec{u}_c)^2 \quad (3.23)$$

dove  $d_p$  rappresenta il diametro di particella della fase dispersa,  $\alpha_k$  la frazione volumetrica della fase  $k$ ,  $\rho_c$  la densità della fase continua,  $\vec{u}_{d_i}$  la velocità della  $i$ -esima fase dispersa,  $\vec{u}_c$  la velocità della fase continua e  $C_D$  il coefficiente di attrito. In questo studio è stato usato il coefficiente di attrito calcolato secondo la correlazione di Schiller-Naumann [15]:

$$C_D = \frac{24}{Re} (1 + 0,15 Re^{0,687}) \quad 0,1 < Re \leq 1000 \quad (3.24)$$

dove  $Re$  è il numero di Reynolds di particella relativo:

$$Re = \frac{\rho_c |\vec{u}_p - \vec{u}_c| d_p}{\mu_c} \quad (3.25)$$

### 3.4 Geometria del separatore e generazione della griglia

Il sistema modellato è il medesimo descritto nel Capitolo 2. La geometria è stata creata tramite il software CAD *Creo Parametric* e successivamente importata sul *Design Modeler* in dotazione di *ANSYS Workbench*. Il separatore, schematizzato in Figura 3.2, è stato dotato di una porzione di tubazione

della lunghezza di 0,045 m a monte e di 0,450 m a valle, per una lunghezza complessiva di 0,508 m ritenuta sufficiente per effettuare le successive simulazioni fluidodinamiche.

Definito il dominio di calcolo, si è proceduto a costruire la griglia (*mesh*) stando attenti a rientrare nel limite massimo di celle con le quali la licenza studenti di *Fluent* permette di operare (massimo 500'000 celle). In questo lavoro, con il software in dotazione di *ANSYS Workbench* è stata generata una griglia non strutturata di 454'851 celle.

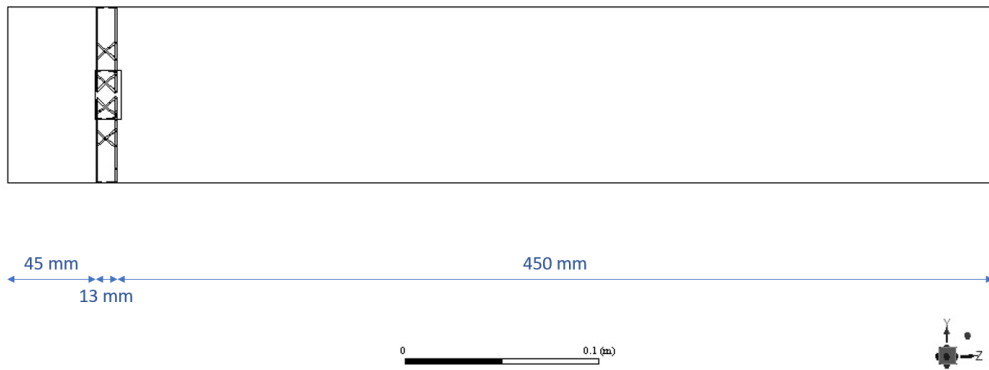


Figura 3.2: Geometria simulata sul software *Fluent*

### 3.5 Condizioni al contorno

La soluzione del campo di velocità è influenzata dalla presenza delle pareti, per questo è necessario trovare correlazioni che permettano di modellare il moto anche in prossimità di questi vincoli fisici. Nel software *Fluent*, sono implementati diversi di questi modelli, in questo lavoro di tesi nel caso delle simulazioni in regime monofase, si è utilizzato esclusivamente il metodo *Standard Wall Functions* per entrambi i modelli di turbolenza. Tale metodo, sviluppato da Launder & Spalding [12], impone le condizioni al contorno risolvendo l'equazione di trasporto dell'energia cinetica  $k$  in prossimità della parete:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (3.26)$$

dove  $n$  è la coordinata locale normale alla parete. Una trattazione esauriente esula dallo scopo di questo elaborato, pertanto per approfondimenti si rimanda al manuale *Theory Guide* di *Fluent* [14].

Le condizioni al contorno di fluido turbolento sono state impostate secondo la relazione che lega l'intensità di turbolenza al numero di Reynolds:

$$I \equiv \frac{u'}{\langle u \rangle} = 0,16 (Re_{DH})^{-1/8} \quad (3.27)$$

dove con  $Re_{DH}$  è indicato il numero di Reynolds riferito al diametro idraulico della tubazione.

Nel caso di sistema bifase, le condizioni al contorno sono state impostate utilizzando il medesimo approccio del caso monofase. Essendo il modello di turbolenza utilizzato di tipo omogeneo, le condizioni alla parete vengono imposte risolvendo l'equazione di trasporto dell'energia cinetica in cui si ipotizza che entrambe le fasi condividano lo stesso valore di  $k$ . Per quanto riguarda le condizioni di fluido turbolento, l'intensità di turbolenza è stata impostata utilizzando la velocità di miscela.

### 3.6 Metodi di soluzione numerica

In questa sezione vengono elencati i metodi di soluzione numerica e discretizzazione delle equazioni dei modelli utilizzati per effettuare le simulazioni in regime monofase e bifase. La scelta dei metodi numerici applicati è stata fatta secondo indicazioni ottenute in letteratura (Versteeg and Malalasakera [11]).

Nel sistema monofase, la soluzione numerica delle equazioni è stata ottenuta utilizzando l'algoritmo di accoppiamento pressione-velocità SIMPLEC. Alle prime iterazioni è stata adoperata la discretizzazione delle equazioni del moto con la tecnica *Up-Wind* del I ordine, successivamente la soluzione è stata affinata impostando la discretizzazione del II ordine *Up-Wind*.

Per quanto riguarda il sistema bifase, il metodo numerico utilizzato è il PC-

SIMPLE (*Phase-Coupled* SIMPLE) con discretizzazione delle equazioni del moto del I ordine *Up-Wind*.

### 3.7 Criteri di convergenza

La convergenza della soluzione numerica è stata valutata monitorando l'andamento dei residui, delle componenti della velocità mediate su di una sezione e della conservazione della massa del fluido.

La risoluzione delle equazioni algebriche che descrivono il problema è di tipo iterativo, perciò è possibile calcolare, per ogni *i-esima* iterazione e per ogni cella, le seguenti quantità:

$$r_i = \|\varphi_i - \varphi_{i-1}\| \quad (3.28)$$

dove si è indicato con  $r_i$  il residuo della quantità  $\varphi$  (pressione, velocità, concentrazione, ...) all'iterazione *i-esima*. Per avere indicazioni più appropriate sulla convergenza della soluzione, si può dividere il residuo per una quantità che normalizzi questo valore come ad esempio la quantità  $\varphi$  calcolata al passo precedente. Con questa operazione si ottengono i residui scalati all'iterazione *i-esima*.

Nelle simulazioni effettuate, sia nel caso di flusso monofase che bifase, il calcolo iterativo è stato arrestato una volta che le variabili monitorate hanno assunto un valore costante, ed i residui scalati raggiunto un valore pressoché costante e dell'ordine di grandezza massima di  $10^{-3}$ . Un esempio di convergenza è mostrato nel grafico dei residui in Figura 3.3.

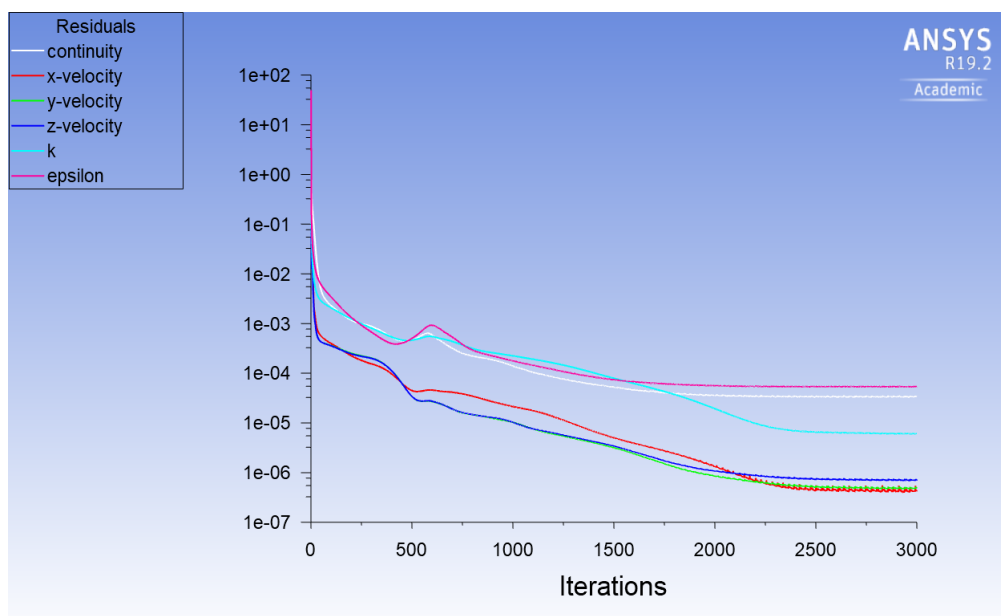


Figura 3.3: Andamento dei residui scalati dell'equazione di continuità, delle componenti della velocità, di  $k$  e di  $\varepsilon$  con il numero di iterazioni, nel caso di soluzione stazionaria.



# Capitolo 4

## Risultati

In questo capitolo vengono presentati i risultati sperimentali e numerici ottenuti utilizzando le tecniche ed i modelli descritti nei capitoli precedenti. Successivamente, mediante analisi di tipo qualitative e quantitative verranno confrontati i dati raccolti dai due diversi approcci di progettazione.

### 4.1 Risultati sperimentali

#### 4.1.1 Campi di moto monofase

Come visto nel Capitolo 2, le misure di campo di moto del fluido monofase si avvalgono di due diversi *set-up* della strumentazione in base alle componenti di velocità da misurare.

Al variare della portata di liquido, tramite il *set-up 1* sono state misurate le componenti di velocità tangenziale e radiale su due diverse sezioni ortogonali all'asse  $z$  della tubazione ( $z = 0,18$  m e  $z = 0,27$  m). Con il *set-up 2*, invece, è stata misurata la componente assiale della velocità sul piano parallelo all'asse  $z$ . In Tabella 4.1 sono riassunti i casi studiati, dove con  $\Delta t$  è indicato il tempo tra le pulsazioni del laser,  $s_\ell$  lo spessore del fascio laser e  $n_c$  il numero di campioni acquisiti. Le Figure 4.1 e 4.2 mostrano le mappe vettoriali risultanti elaborate dal *FlowManager*.

Tabella 4.1: Casi di studio in regime monofase.

$Q_L$ [m <sup>3</sup> /h]	15	20	25
$\Delta t$ [ $\mu$ s]	50	50	50
$s_\ell$ [cm]	1	1	1,5
$n_c$ [-]	1000	1000	1000

Da una prima analisi qualitativa, si nota come la presenza del separatore statico impone effettivamente un moto *swirlato* al fluido che scorre nella tubazione. L'acqua, attraversando il dispositivo, lambisce le pale dello *swirler* acquisendo una pronunciata componente tangenziale di velocità. Osservando le immagini della Figura 4.1, si apprezza l'entità di tale effetto al variare della portata di liquido che, in generale, risulta essere più marcato con l'aumento di portata.

Dalle mappe vettoriali rappresentate in Figura 4.2, la presenza di numerosi vettori disposti in maniera caotica in prossimità del centro della tubazione denota la presenza di vortici che vanno man mano ad esaurirsi a valle del tubo. Tale effetto è causato dalla presenza del mozzo che crea l'instabilità del fluido in prossimità dello stesso. Al contrario, l'assenza di pale sul piano di misura orizzontale permette all'acqua di defluire in maniera indisturbata presentando picchi di velocità assiale nelle zone periferiche della tubazione. In generale, anche in questo caso si apprezza il giustificato aumento di intensità dei vettori di velocità con l'aumento di portata di liquido.

Altri aspetti che si evincono dal set di immagini e dalla Tabella 4.1 sono i limiti sperimentali dettati dalla strumentazione utilizzata. Difatti, il laser in dotazione presentava delle disuniformità tra i fasci dal punto di vista di intensità e allineamento che hanno comportato l'utilizzo delle sole semisezioni positive del piano  $xy$  della tubazione e la sospensione delle acquisizioni a portate superiori di  $Q_L = 25$  m<sup>3</sup>/h.

Passando ad una analisi quantitativa del campo di moto, sono stati studiati singolarmente i profili delle componenti del vettore velocità. In Figura 4.3 sono illustrati i grafici riassuntivi dove le componenti tangenziali e radiali

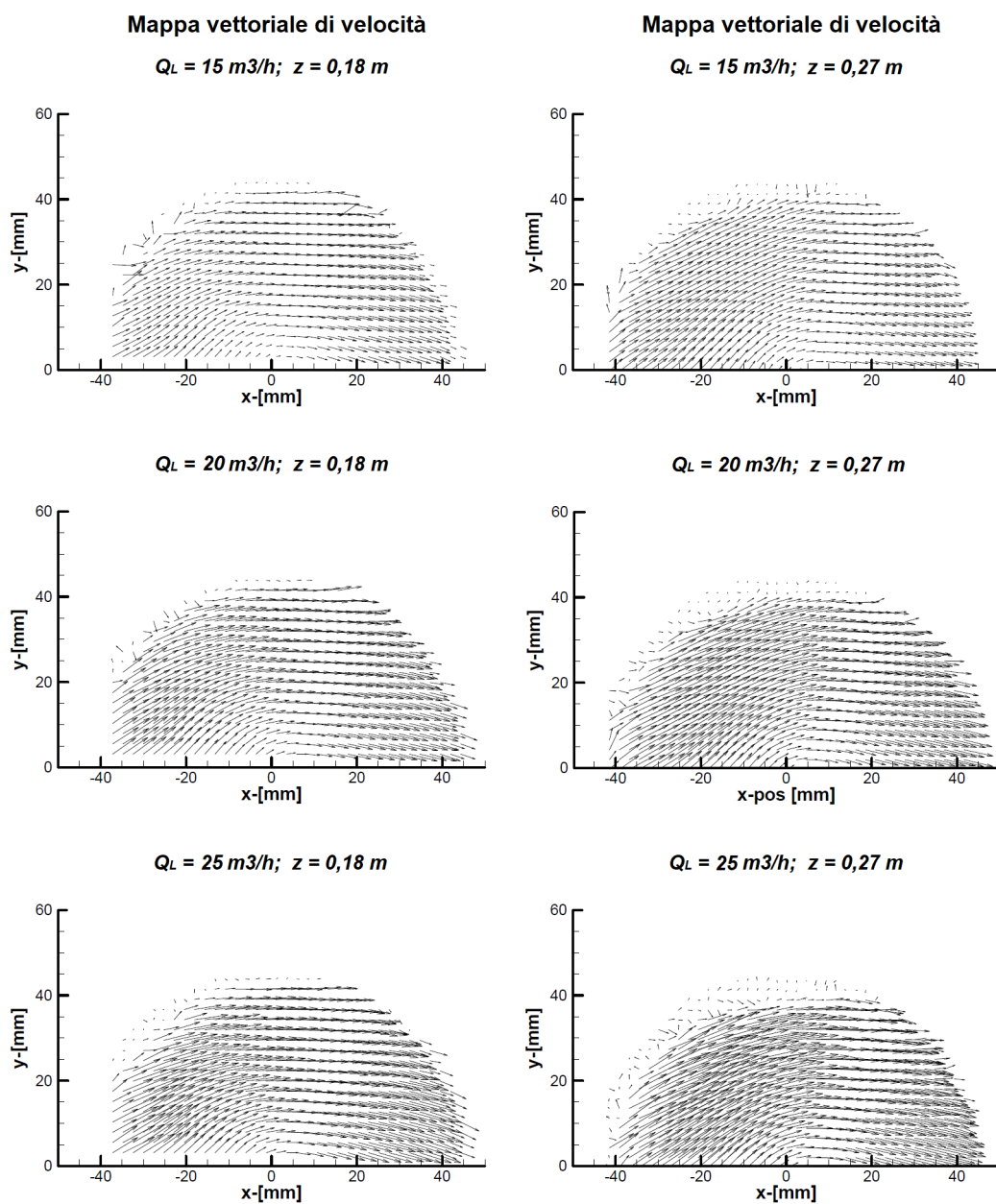


Figura 4.1: Mappe vettoriali di campo di moto per sezioni ortogonali all'asse  $z$  della tubazione.

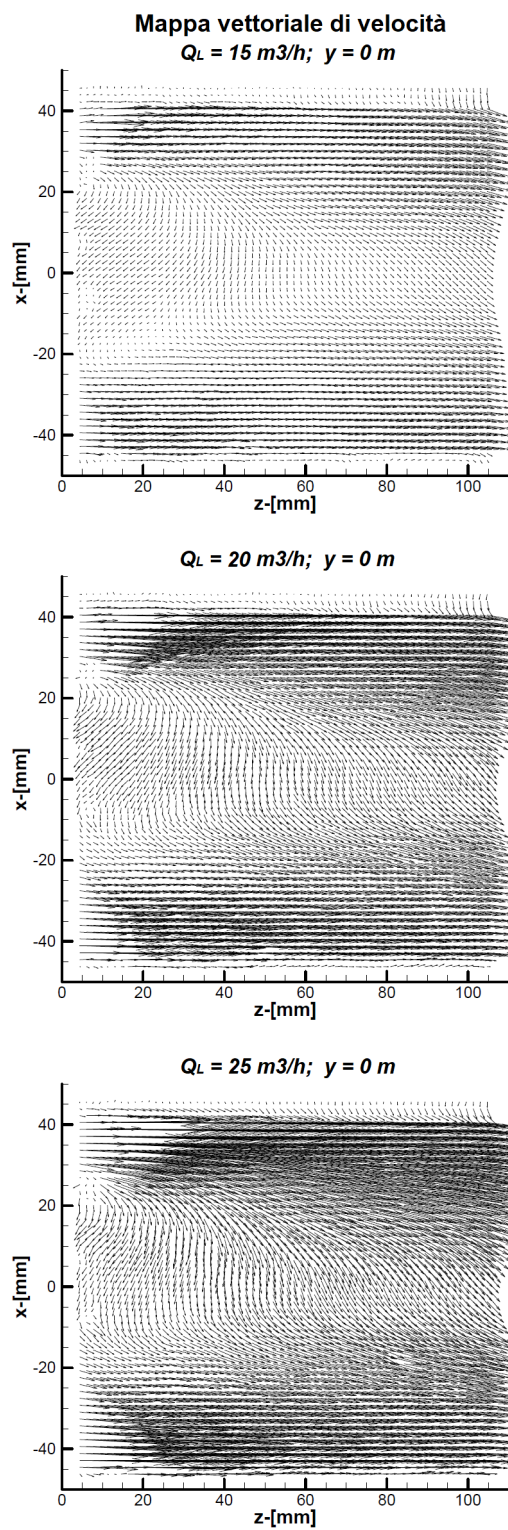


Figura 4.2: Mappe vettoriali di campo di moto per sezioni orizzontali poste sull'asse  $z$  della tubazione.

vengono riportate come valori discreti di velocità mediati su corone circolari e graficati in funzione del raggio della tubazione.

In generale, si nota come la velocità tangenziale media aumenta di intensità con l'allontanarsi dal centro della tubazione, presentando un picco in prossimità della parete per poi annullarsi su di essa; inoltre, a parità di distanza  $z$  dallo *swirler*, all'aumentare della portata si apprezza un sensibile aumento di velocità nella zona periferica della sezione della tubazione, caratterizzato dalla presenza del picco che insiste sempre sullo stesso punto della coordinata radiale.

Per quanto riguarda la velocità assiale, invece, non ne viene riportato l'andamento al variare della portata perché già esaurientemente trattato dall'analisi della mappa vettoriale. Dal grafico in Figura 4.4 si nota come la componente assiale cresce all'aumentare della distanza dallo *swirler* e come l'effetto del mozzo diminuisce all'aumentare della coordinata assiale  $z$ . L'analisi qualitativa della mappa vettoriale viene, dunque, riconfermata dalla presenza di picchi di velocità assiale nella zona di parete e dall'inversione nella zona centrale. La mancanza di simmetria radiale della componente assiale sottolinea, di nuovo, le difficoltà dell'utilizzo di un sistema con fasci laser di differente intensità e allineamento.

La componente di velocità radiale, risulta essere di minore entità rispetto alle altre. Dalla Figura 4.3 si evince la ridotta intensità e la scarsa variabilità al variare della portata.

Accostando i grafici della Figura 4.4 e 4.5, si nota come localmente il moto perde di componente tangenziale e assiale man mano che ci si sposta a valle della tubazione. Tale effetto è dovuto dal calo del *numero di Swirl* del fluido [16]: mentre il flusso *swirlato* evolve a valle della tubazione, l'attrito esercitato dalla parete riduce i flussi di velocità assiale e tangenziale in prossimità della parete causando così il decadimento del moto di *swirl*.

Infine, in Figura 4.6, vengono mostrate quantitativamente le criticità che possiedono l'algoritmo di cross-correlazione insieme alla tecnica di *Dewarping*, nei confronti della velocità del fluido. Si può notare come il sistema di

diagnostica perde di correlazione all'aumentare della portata di acqua ed in prossimità della parete.

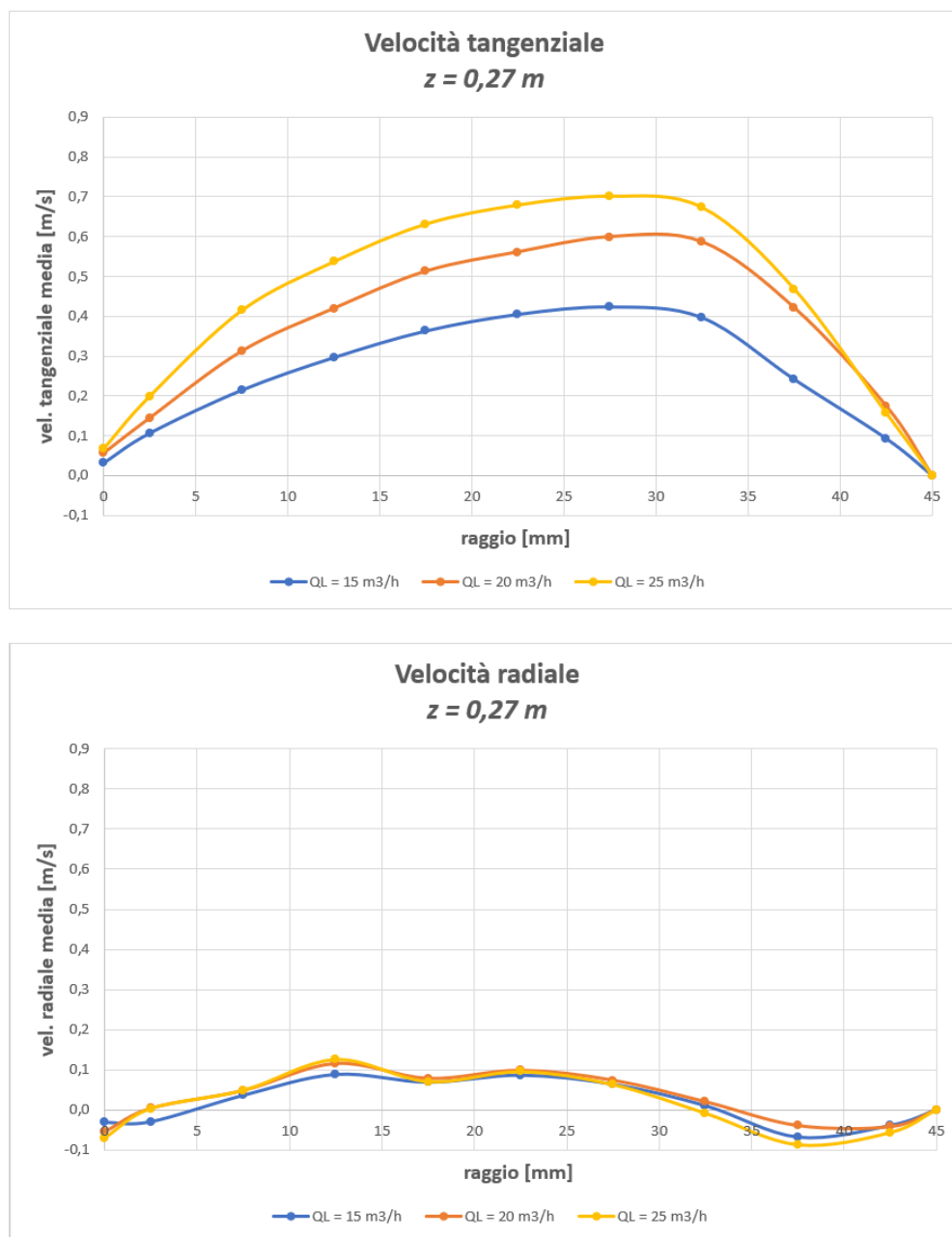


Figura 4.3: Andamento della velocità tangenziale (sopra) e radiale (sotto) al variare della portata di liquido;  $z = 0,27$  m.

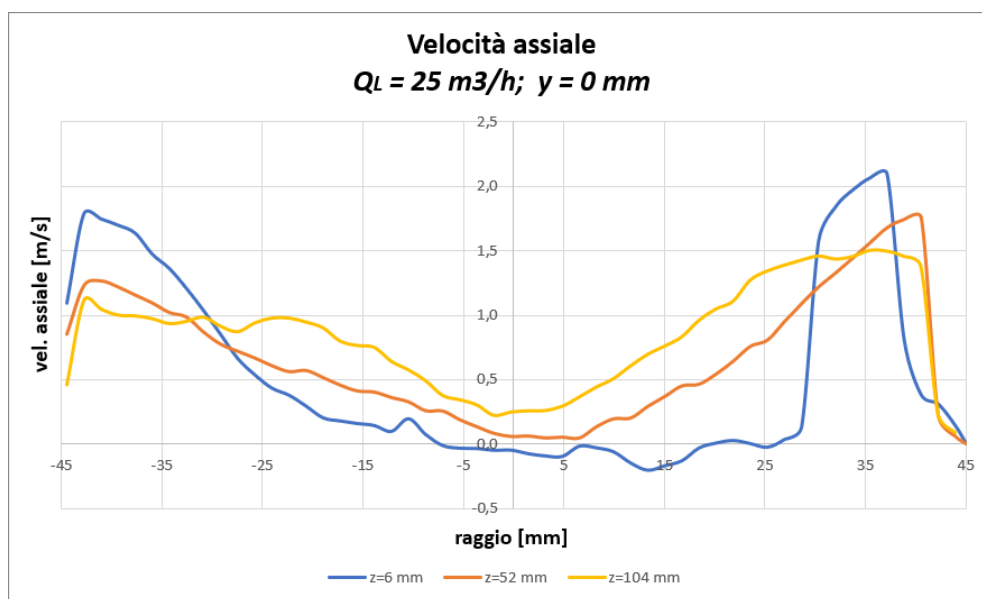


Figura 4.4: Andamento della velocità assiale al variare della posizione sull'asse  $z$ . Campione  $Q_L = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ .

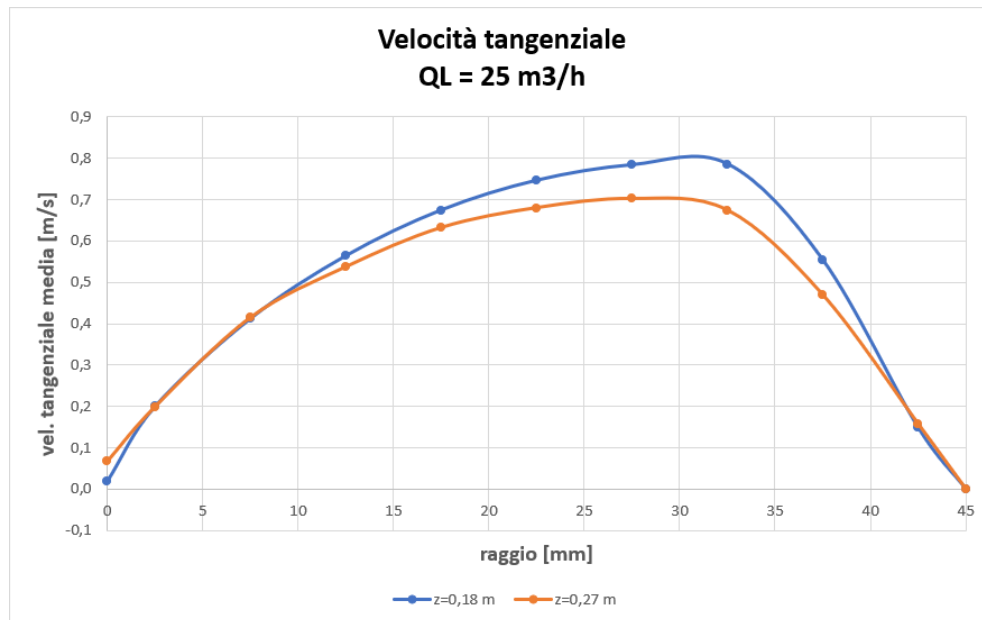


Figura 4.5: Andamento della velocità tangenziale al variare della posizione sull'asse  $z$ . Campione  $Q_L = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ .

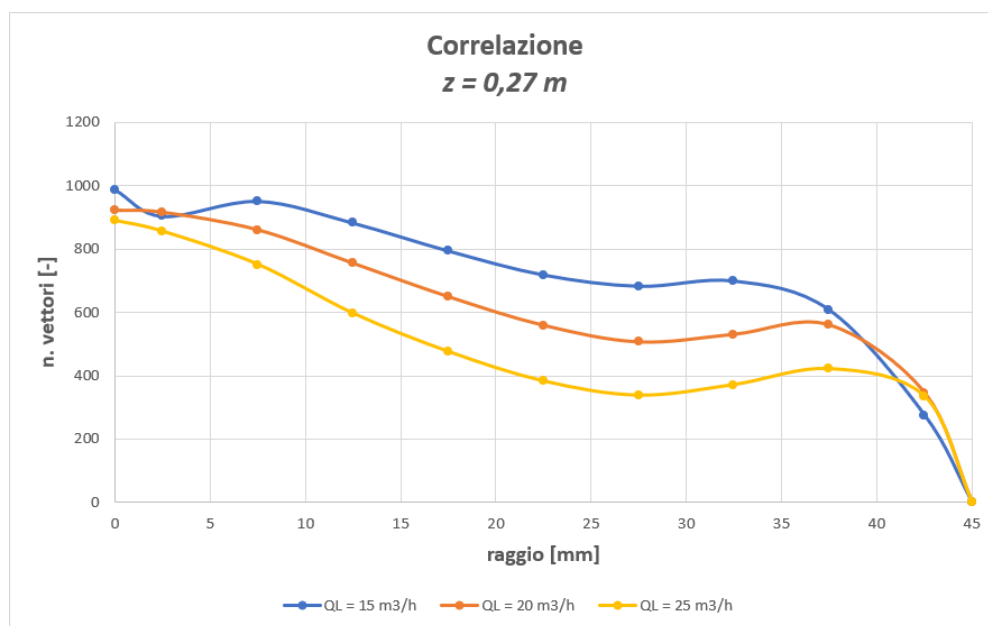


Figura 4.6: Andamento del numero di vettori correlati al variare della portata di liquido;  $z = 0,27\text{ m}$ .

#### 4.1.2 Distribuzione dimensionale delle bolle di gas (BSD)

Al variare della portata di gas e di liquido, sono state acquisite immagini per valutare la dimensione delle bolle di gas lungo la tubazione per ogni condizione di funzionamento del separatore, mappate nel Capitolo 1.

Per non appesantire la trattazione e avere una chiara visione d'insieme, vengono riportati i risultati per tre diverse portate di liquido 15 - 25 - 35  $\text{m}^3/\text{h}$ , rappresentanti rispettivamente le condizioni di *cut-in*, intermedia e *cut-off*.

Dalle immagini, tramite il *FlowManager* è stato possibile estrarre l'informazione del diametro equivalente delle bolle per ogni settaggio gas-liquido impostato. Tale informazione è stata analizzata tramite fogli di calcolo *Excel* graficandone l'andamento su curve di distribuzione normali; a titolo di esempio in Figura 4.7 viene mostrata la distribuzione dimensionale per il caso  $Q_L = 25\text{ m}^3/\text{h}$  e  $Q_G = 7,5\text{ Nlitri}/\text{min}$ . Si nota come la curva sia caratterizzata da una forma "snella" e dalla presenza di un forte picco intorno agli 1,2 mm.



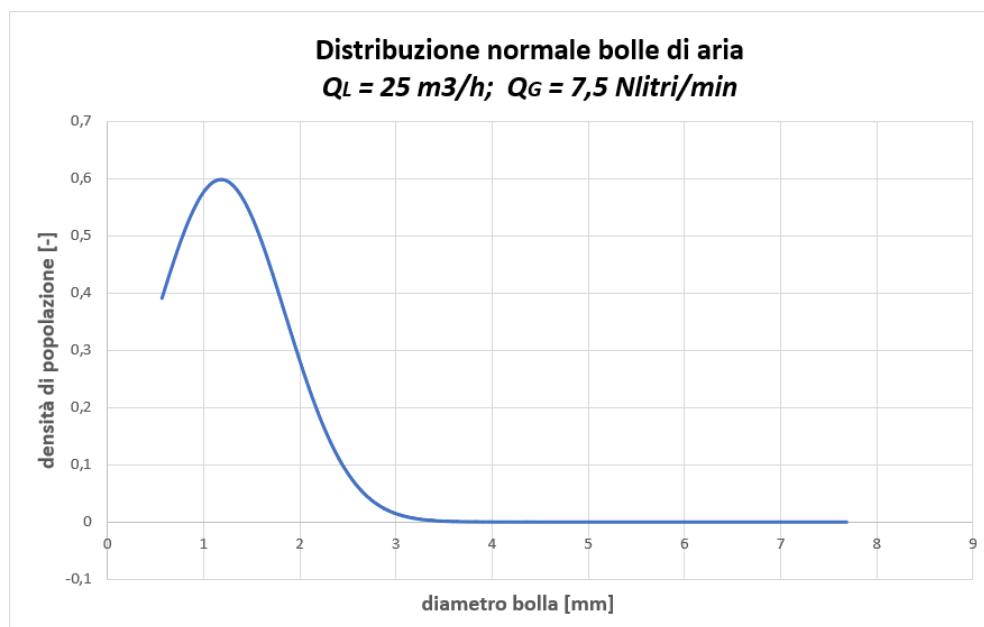


Figura 4.7: Esempio di BSD. Campione  $Q_L = 25 \text{ m}^3 / Q_G = 7,5 \text{ Nltri}/\text{min}$ .

Le misure sono state effettuate con le impostazioni riassunte nella Tabella 4.2 dove è stato indicato con  $\tau$  il tempo di esposizione e con  $M.ply$  il valore scalare utilizzato dal software per effettuare la funzione *Multiply Image* (paragrafo 2.3.2). I relativi risultati sono illustrati nella Tabella 4.3.

Tabella 4.2: BSD: settaggio della strumentazione sperimentale al variare della portata di liquido.

$Q_L \text{ [m}^3/\text{h]}$	15	25	35
$\tau \text{ [}\mu\text{s]}$	750	300	100
$M.ply \text{ [-]}$	1,3	4	7,5

Dalle tabelle appena menzionate, si nota come la metodologia a retroilluminazione utilizzata in questo studio, presenta degli evidenti limiti sulla portata di gas. Difatti, oltre i 25 Nltri/min, i tempi di esposizione della

Tabella 4.3: Andamento dei diametri medi equivalenti di bolla

$Q_L = 15 \text{ [m}^3/\text{h]}$				
$Q_G \text{ [Nlitri/min]}$	7,5	15	22,5	37,5
$d_{10} \text{ [mm]}$	1,24	1,21	-	-
$d_{32} \text{ [mm]}$	2,60	2,61	-	-
$d_{43} \text{ [mm]}$	3,59	3,67	-	-
<i>n. bolle</i>	8226	8798	-	-
$Q_L = 25 \text{ [m}^3/\text{h]}$				
$Q_G \text{ [Nlitri/min]}$	7,5	15	22,5	37,5
$d_{10} \text{ [mm]}$	1,18	1,19	0,92	1,08
$d_{32} \text{ [mm]}$	2,19	2,17	2,12	2,13
$d_{43} \text{ [mm]}$	3,26	3,01	3,02	3,02
<i>n. bolle</i>	20185	17571	20167	13097
$Q_L = 35 \text{ [m}^3/\text{h]}$				
$Q_G \text{ [Nlitri/min]}$	7,5	15	22,5	37,5
$d_{10} \text{ [mm]}$	0,99	0,95	0,84	0,83
$d_{32} \text{ [mm]}$	2,08	1,74	1,58	1,50
$d_{43} \text{ [mm]}$	2,79	2,49	2,26	2,07
<i>n. bolle</i>	28133	35226	26546	23089

telecamera insieme all'elevato numero di bolle sovrapposte, non permettono l'identificazione del contorno esterno delle bolle di gas tramite il metodo di campionamento utilizzato nel presente lavoro di tesi.

Dal punto di vista dei risultati, si nota come il range dimensionale delle bolle di gas si aggira attorno al millimetro. In particolare, fissata la portata di gas, l'andamento del diametro di bolla medio ( $d_{10}$ ), superficiale (o di *Sauter*) ( $d_{32}$ ) e volumetrico ( $d_{43}$ ) diminuisce all'aumentare della portata di liquido, mentre restano pressoché costanti al variare del gas fissata la portata di liquido. Tale effetto evidenzia come, sotto il punto di vista della generazione delle bolle di gas, il contributo di velocità di miscela, essenzialmente indotto dalla portata di liquido, sia più importante rispetto alla frazione volumetrica del gas. In altre parole, quello che si vuole sottolineare è che dai dati analizzati, risulta essere lo sforzo di taglio il fattore principale che genera la rottura e la dispersione delle bolle di gas, mentre l'effetto indotto dalla coalescenza delle bolle, per le condizioni sperimentali analizzate, sembra rivestire un ruolo meno rilevante.

Le immagini acquisite in questa analisi vengono successivamente sfruttate per valutare e analizzare il comportamento del gas all'interno della tubazione. Dunque, essendo tali acquisizioni alla base di ulteriori indagini, si è ritenuto opportuno verificare l'affidabilità dei risultati in maniera rigorosa. In particolare, sono state ripetute tre campagne di acquisizioni per ogni set di misura, a distanza di giorni. Nella Figura 4.8 ne è rappresentato un esempio per il caso di  $Q_L = 25 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $Q_G = 22,5 \text{ Nlitri}/\text{min}$ , dove la zona di tubazione oggetto di indagine è compresa tra  $z = 44,5 \text{ cm}$  e  $z = 55,5 \text{ cm}$  a valle dello *swirler*. Dai corrispondenti dati in Tabella 4.4 si nota come l'errore sui diametri di bolla risulta essere di circa  $E \simeq 3 \%$ . Sempre dalla medesima tabella, si può notare come il numero di bolle individuate risulta essere maggiore nella prima prova ( $t = t_0$ ) rispetto alle altre. Tale prova è stata effettuata in condizioni di totale assenza di luce naturale, il dato numerico è rappresentativo della sensibilità che presenta il sistema di misura nei confronti dei disturbi di luce

Tabella 4.4: BSD: riproducibilità della misura sperimentale.

	Prova 1	Prova 2	Prova 3
$d_{10}$ [mm]	0,96	0,93	0,93
$d_{32}$ [mm]	1,47	1,42	1,43
$d_{43}$ [mm]	1,72	1,70	1,70
<i>n. bolle</i>	7021	4467	4641
$\Delta t$ [giorni]	0	5	6

provenienti dall'esterno.

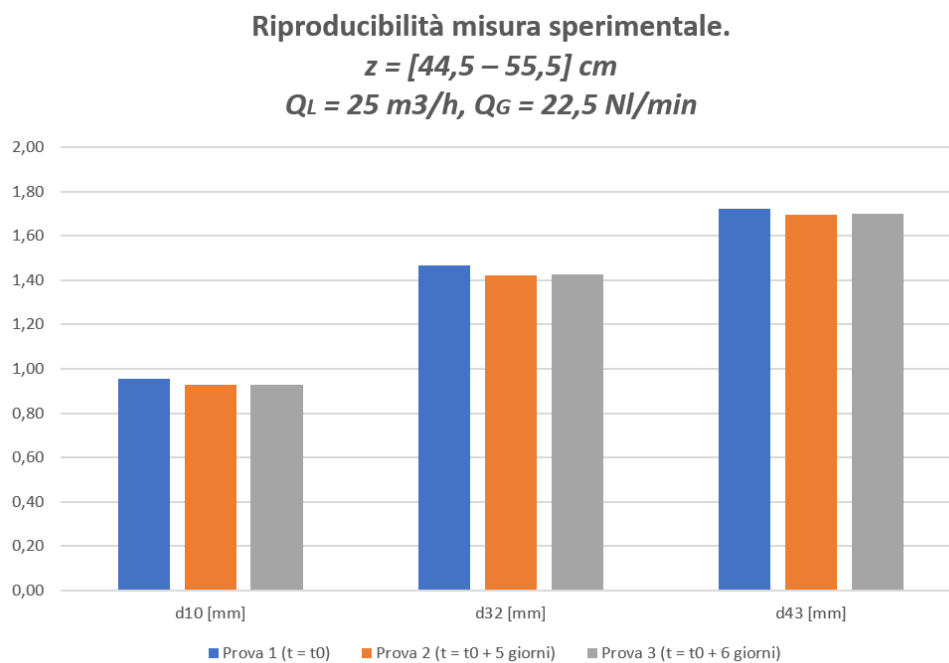


Figura 4.8: BSD: riproducibilità della misura sperimentale.

### 4.1.3 Zona di accumulo del gas

Utilizzando la metodologia descritta nel paragrafo 2.3.3 è possibile monitorare la formazione e l'evoluzione della zona di accumulo di gas. Tramite le immagini medie fornite dalla BSD, se ne analizza il fenomeno sia per via qualitativa che quantitativa. Nella Figura 4.5, vengono rappresentate le immagini qualitative acquisite per una finestra di indagine compresa tra  $z = 33,5$  cm e  $z = 44,5$  cm a valle dello *swirler*. Tenendo a mente che nelle immagini il flusso si sposta da destra verso sinistra, per differenti valori di portata e composizione di miscela aria-acqua, si nota la maniera in cui il gas si concentra al centro della tubazione: partendo da una forma di tipo conica, l'accumulo del gas assume una forma cilindrica man mano che ci si allontana dallo *swirler*. Da una visuale d'insieme, è evidente come per fissata portata d'aria, la dimensione della zona cilindrica di accumulo del gas si assottiglia con l'aumentare della portata di liquido e, viceversa, per fissata portata di liquido, il cilindro incrementa la sua dimensione all'aumentare della portata di gas.

Tale fenomeno è stato analizzato in maniera quantitativa tramite il modello matematico presentato nel paragrafo 2.3.3. I risultati dell'analisi vengono riassunti nella Tabella 4.5, dove viene riportato l'andamento del diametro (o spessore) del cilindro/cono di gas al variare della distanza  $z$  dallo *swirler* e condizioni operative di miscela. Si può notare come, fissata la portata di gas, all'aumentare della portata di liquido la zona iniziale di forma conica aumenta la propria estensione lungo l'asse  $z$ , per poi collassare in un cilindro di dimensione sempre minore, fino ad un valore costante per  $z > 45$  cm.

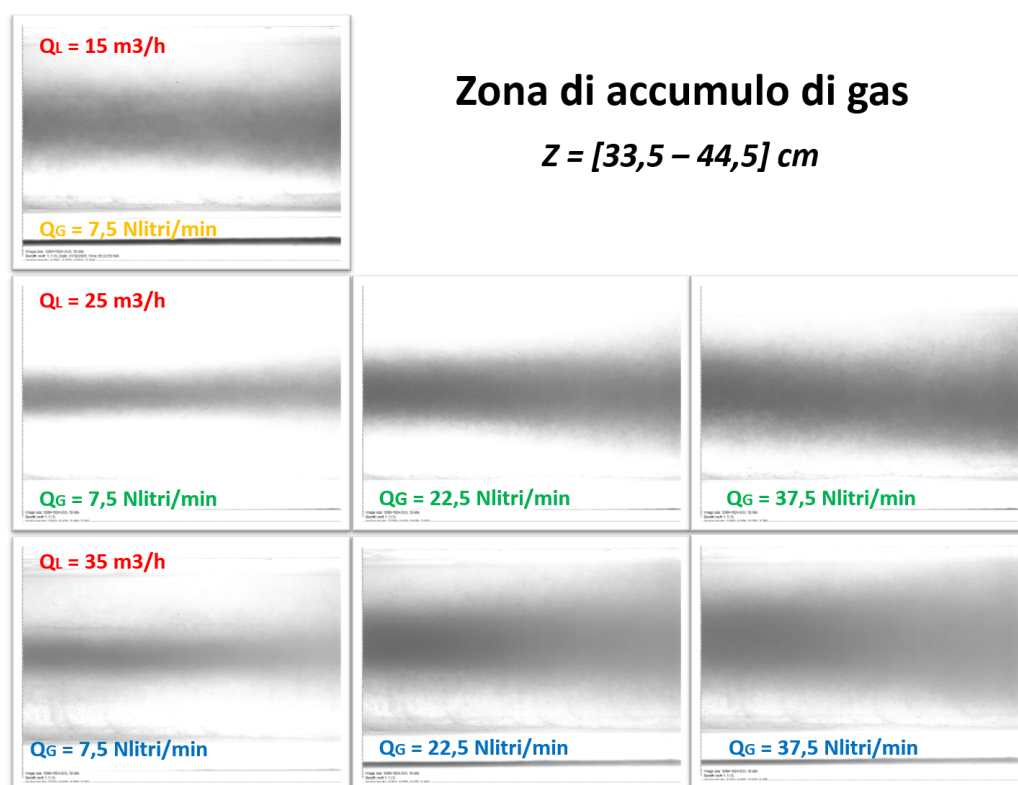


Figura 4.9: Zona di accumulo del gas. Visualizzazione al variare delle portate;  $z = [33,5 - 44,5] \text{ cm}$  a valle dello *swirler*.

Tabella 4.5: Spessore della zona di accumulo di gas.

miscela		$z$ [cm]					
$Q_L$	$Q_G$	25	30	35	40	45	50
$\text{m}^3/\text{h}$	Nlitri/min	$\ell$ [mm]					
15	7,5	90,0	58,5	49,0	38,5	45,5	45,5
25	7,5	90,0	73,5	42,5	25,0	28,5	28,5
25	15	90,0	80,0	67,5	45,0	29,0	29,0
25	22,5	90,0	86,5	71,0	48,5	45,0	45,0
25	37,5	90,0	90,0	83,0	59,5	52,5	52,5
35	7,5	90,0	84,0	38,0	19,5	25,0	25,0
35	15	90,0	90,0	73,0	50,0	40,0	40,0
35	22,5	90,0	90,0	77,5	56,5	47,0	47,5
35	37,5	90,0	90,0	81,0	61,0	56,5	56,5

#### 4.1.4 Hold-Up di gas

Come visto nel paragrafo 2.3.4, tramite le immagini medie precedentemente acquisite, con l'ausilio di un modello matematico è possibile calcolare i valori di *hold-up* all'interno della tubazione, e valutarne l'andamento in un dominio discretizzato da anelli circolari.

Vengono di seguito riportati i risultati ottenuti per lo specifico caso di  $Q_L = 25 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $Q_G = 7,5 \text{ Nlitri}/\text{min}$ . La calibrazione del modello, utile a calcolare i coefficienti di proporzionalità  $a_i$ , è stata effettuata ad una distanza  $z = 0,25 \text{ m}$  dallo *swirler* e impostando il valore di diametro di bolla corrispondente a quello aritmetico ( $d = 1,18 \text{ mm}$ ). Il calcolo dell'*hold-up* di gas è stato effettuato in varie posizioni per  $z > 0,25 \text{ m}$ . A titolo di esempio, in Tabella 4.6 vengono riportati i risultati del calcolo svolto per  $z = 0,36 \text{ m}$ , il quale risulta utile per confronti successivi. Dai dati appena menzionati, si evince l'andamento della frazione volumetrica di gas all'interno della sezione ortogonale all'asse  $z$  della tubazione. Questa varia in maniera crescente da un valore di *hold-up* pari a  $2,2 \times 10^{-4}$  in prossimità della parete, fino ad

Tabella 4.6: Coefficienti e valori di *hold-up* calcolati tramite il modello matematico. Con  $r_e$  e  $r_i$  raggio esterno/interno dell'anello  $i$ -esimo. Campione  $Q_L = 25 \text{ m}^3/\text{h}$   $Q_G = 7,5 \text{ Nlitri}/\text{min}$ ;  $z = 0,36 \text{ m}$ .

Anello	$r_e$ [mm]	$r_i$ [mm]	$a_i$	$\alpha_i$
1	45	40	313,92	$2,2 \times 10^{-4}$
2	40	35	89,15	$1,2 \times 10^{-4}$
3	35	30	71,08	$1,2 \times 10^{-4}$
4	30	25	49,70	$1,2 \times 10^{-4}$
5	25	20	48,59	$1,5 \times 10^{-4}$
6	20	15	35,98	$2,0 \times 10^{-2}$
7	15	10	35,13	$3,6 \times 10^{-2}$
8	10	5	27,19	$4,1 \times 10^{-2}$
9	5	0	26,87	$5,5 \times 10^{-2}$

arrivare a circa  $5,5 \times 10^{-2}$  al centro della tubazione e, presentando una sorta di "gradino" in corrispondenza dell'Anello 6, zona in cui l'accumulo di gas comincia ad essere entità considerevole rispetto alle precedenti. Nella Tabella 4.6 sono inoltre riportati i valori dei coefficienti  $a_i$  utilizzati nel calcolo in esame.

Per valutare la bontà dei dati, ne è stato calcolato l'errore in percentuale come segue:

$$E = \frac{|\bar{\alpha} - \bar{\alpha}_m|}{\bar{\alpha}} \times 100 \quad (4.1)$$

dove con  $\bar{\alpha}$  è indicato il valore di *hold-up* medio calcolato dalle condizioni di impianto secondo l'ipotesi di assenza di scorrimento tra le fasi,  $\bar{\alpha}_m$  è la media aritmetica degli *hold-up* anulari calcolati dal modello matematico. Nel caso analizzato  $E = 3,4 \%$ .

Attualmente, le limitazioni nell'uso del modello risiedono nell'assenza di coefficienti globali  $a_i$ . Di fatto, essendo dipendenti dalle condizioni operative di impianto, il modello va "customizzato" dall'utilizzatore secondo necessità.



### 4.1.5 Perdite di carico

Utilizzando un manometro differenziale a tubo a U ed il modello semplificato illustrato nel paragrafo 2.4.2, è stato possibile calcolare le perdite di carico concentrate del dispositivo in regime bifase. Dal calcolo delle perdite in regime monofase, risulta essere stata trovata la seguente relazione:

$$(\Delta p)_c = 2,60 \rho \frac{v^{1,85}}{2} \quad (4.2)$$

Dalla relazione precedente, fissato l'esponente e portata di liquido, al variare delle portate di miscela, è stato graficato il valore delle perdite di carico concentrate ottenute sperimentalmente rispetto al parametro  $\rho (v^{1,85})/2$ . In Figura 4.10 è riportato un esempio di studio. Dal grafico possiamo affermare che nonostante le condizioni semplificative adottate, la miscela bifase, per bassa portata di gas, ha un andamento che poco si discosta da quello monofase. Come si vede, le perdite di carico risultano essere direttamente proporzionali a  $\rho (v^{1,85})/2$ , il fattore  $K$  è il coefficiente di proporzionalità nonché coefficiente angolare delle rette caratteristiche. Inoltre, si nota come l'eccessivo aumento di portata di gas, rende inefficace il modello applicato: condizione evidenziata dalla curva tratteggiata, rappresentante la condizione con 37,5 Nltri/min di gas.

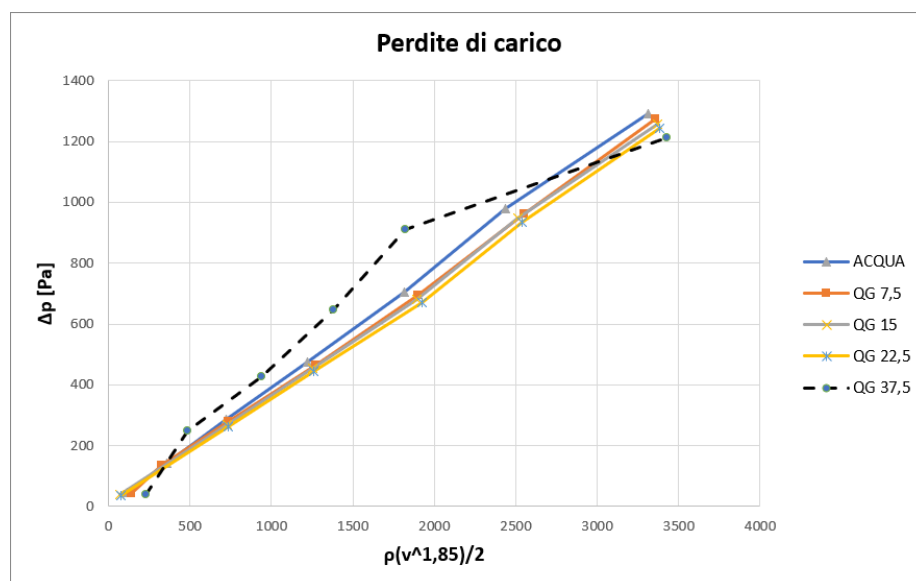


Figura 4.10: Caratteristica delle perdite di carico

## 4.2 Risultati numerici e confronto con i dati sperimentali

A causa delle ristrette tempistiche a disposizione, le simulazioni numeriche di CFD sono state limitate ad un ristretto numero di condizioni operative. Infatti, la complessità del sistema in oggetto e i lunghi tempi di calcolo hanno permesso di studiare i casi con portata di  $25 \text{ m}^3/\text{h}$  di acqua per sistema monofase e, nel caso bifase, con miscela composta da  $25 \text{ m}^3$  di acqua e  $7,5 \text{ Nltri}/\text{min}$  di aria.

### 4.2.1 Simulazioni monofase

#### Effetto del modello di turbolenza sui risultati

Sulla base di quanto illustrato nel Capitolo 3, sono state condotte due diverse simulazioni utilizzando come unico fluido acqua liquida con le proprietà fisiche ed operative elencate in Tabella 4.7. In particolare sono stati

confrontati i risultati ottenuti utilizzando i modelli: STD  $k - \varepsilon$  e RSM, operanti in regime stazionario.

Una volta raggiunta la soluzione, si è proceduto con l'analisi dei risulta-

Tabella 4.7: Proprietà fisiche e operative dell'acqua.

Acqua			
$\rho$	$\mu$	$Q$	$v$
kg/m <sup>3</sup>	Pa s	m <sup>3</sup> /h	m/s
998	0,001	25	1,09

ti (*post processing*). In particolare, sono stati valutati i valori di velocità tangenziale e radiale mediati lungo il raggio, per una semisezione verticale positiva della tubazione posta a  $z = 0,27$  m a valle dello *swirler*. I risultati ottenuti sono graficati in Figura 4.11, si può notare che:

- la componente media di velocità radiale rimane la stessa in tutti i casi;
- la componente media di velocità tangenziale segue lo stesso andamento in tutti i casi mostrando un picco in prossimità della parete della tubazione, annullandosi sulla parete e in corrispondenza dell'asse della tubazione;
- quantitativamente la componente media di velocità tangenziale non si discosta in maniera significativa nei diversi casi.

Per completezza, in Figura 4.12 viene riportato il grafico della velocità assiale per  $z = 0,10$  m, il quale permette di concludere che anche sulla componente assiale il modello di turbolenza sembra avere un effetto limitato.

Alla luce delle considerazioni appena elencate, benché in letteratura risulta assodato che il modello di turbolenza migliore per simulare moti con *numero di Swirl* maggiore di 0,5 sia il Reynolds Stress Model ( $S_{max} = 0,71$  nel caso in esame), questa analisi mostra come il modello di turbolenza  $k - \varepsilon$  riesca comunque a predire in maniera affidabile il campo di moto oggetto di studio.

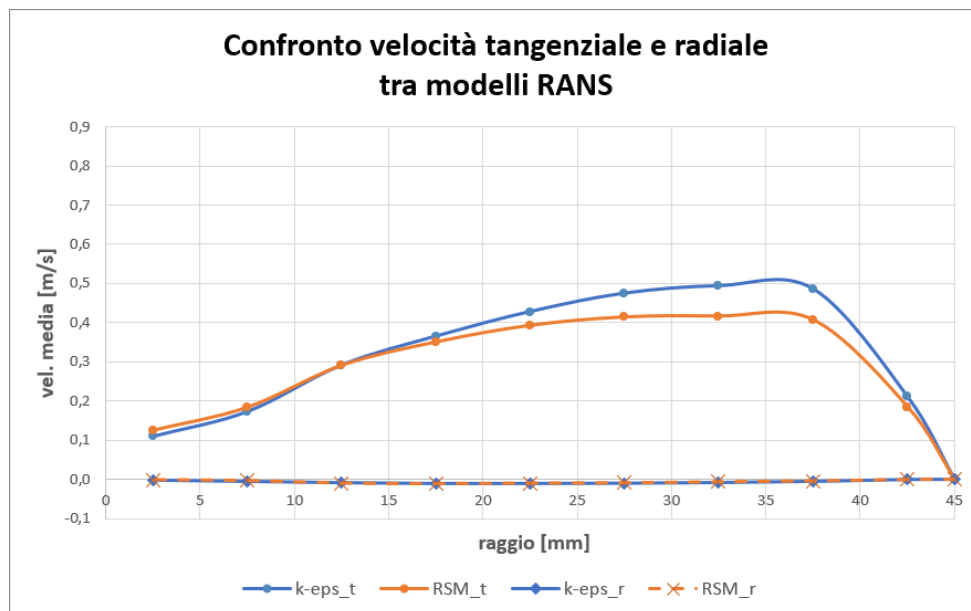


Figura 4.11: Confronto di velocità tangenziale e radiale tra i modelli RANS. Caso monofase;  $z = 0,27$  m.

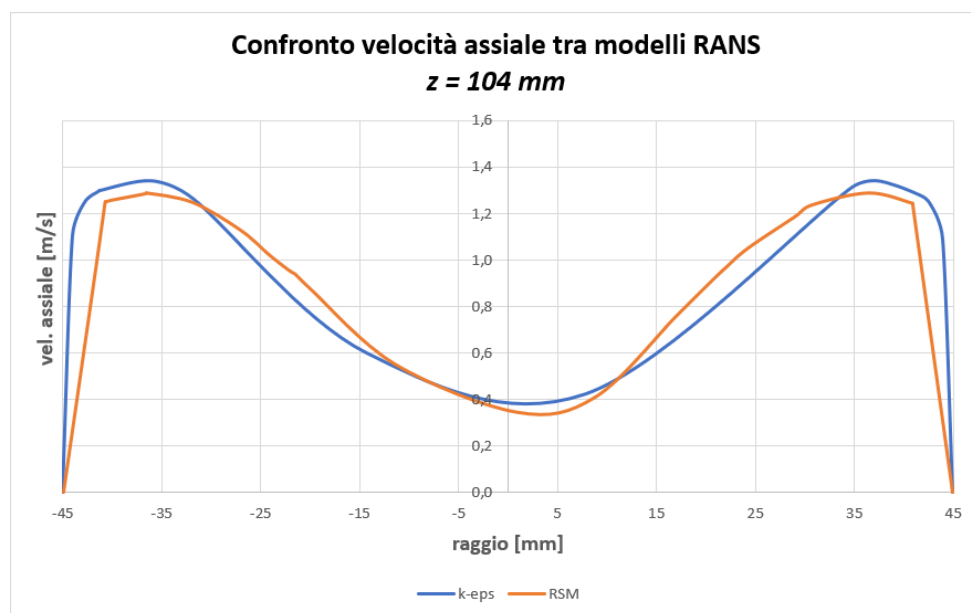


Figura 4.12: Confronto di velocità assiale tra i modelli RANS. Caso monofase;  $z = 0,10$  m.

### Confronto con i dati sperimentali

Il confronto di seguito illustrato utilizza i dati numerici provenienti dalla simulazione effettuata con il modello STD  $k - \varepsilon$ .

Dalla mappa vettoriale in Figura 4.13 e 4.14, si può notare l'effetto che imprime lo *swirler* sul campo di velocità. La presenza di vettori con spiccata componente tangenziale e di vortici, localizzati in prossimità del dispositivo e nella zona centrale della tubazione, rispecchiano l'analisi qualitativa effettuata sperimentalmente.

Per caratterizzare il sistema in maniera rigorosa, è di seguito proposto in Figura 4.15 e 4.16 un confronto quantitativo con i dati PIV.

Dal grafico della velocità assiale, si nota esserci una discrepanza tra l'andamento numerico e sperimentale che si riduce con l'aumentare della distanza dallo *swirler*. Questo risultato sottolinea come le discrepanze maggiori fra i risultati ottenuti con la simulazione numerica ed i dati sperimentali siano localizzati nella zona prossima allo *swirler*.

Dalla Figura 4.16, invece, si può notare come la componente di velocità tangenziale media segue il medesimo andamento delle misure sperimentali, ma con diversa intensità e posizionamento del picco. Tale effetto è probabilmente dovuto alle difficoltà riscontrate durante le misurazioni sperimentali, in particolare al *Dewarping*. L'utilizzo di tale tecnica di correzione ottica prospettica, comporta una perdita di informazioni causata dalla deformazione delle aree di interrogazione. Difatti queste ultime, modificando la loro forma da quadrata a trapezoidale, non permettono una regolare sovrapposizione tra celle adiacenti, causando un abbassamento del livello di correlazione. Per la componente media di velocità radiale, il dato sperimentale e il dato computazionale sono in accordo, per lo meno qualitativamente. I dati, inoltre, evidenziano come questo componente del vettore velocità sia trascurabile rispetto alle altre due.

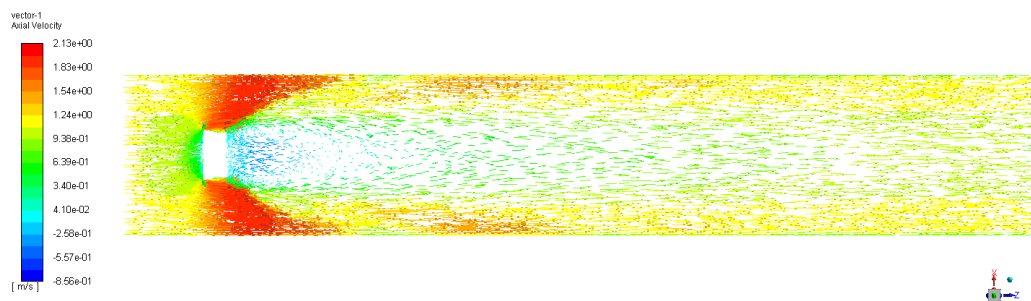


Figura 4.13: Mappa vettoriale del campo di moto simulato per sezioni orizzontali poste sull'asse  $z$  della tubazione.

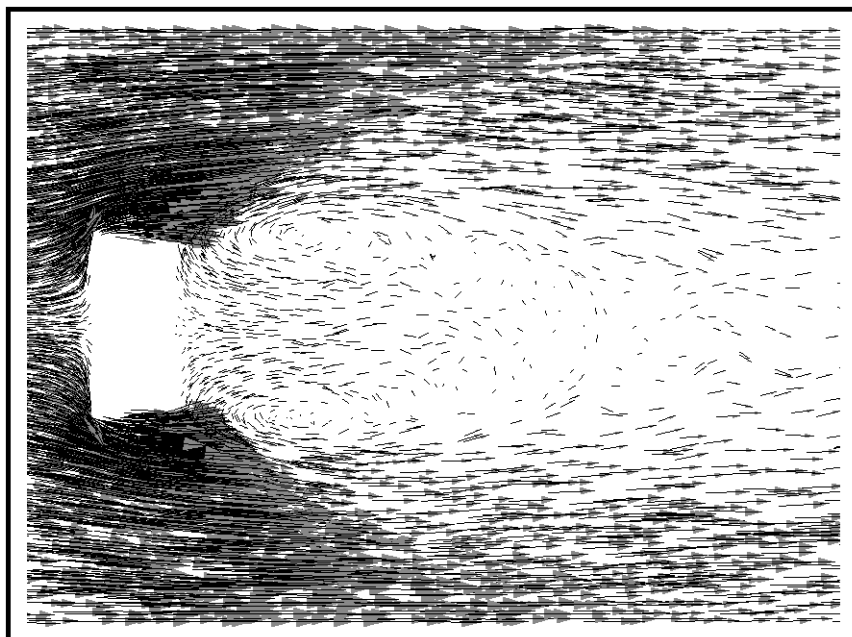
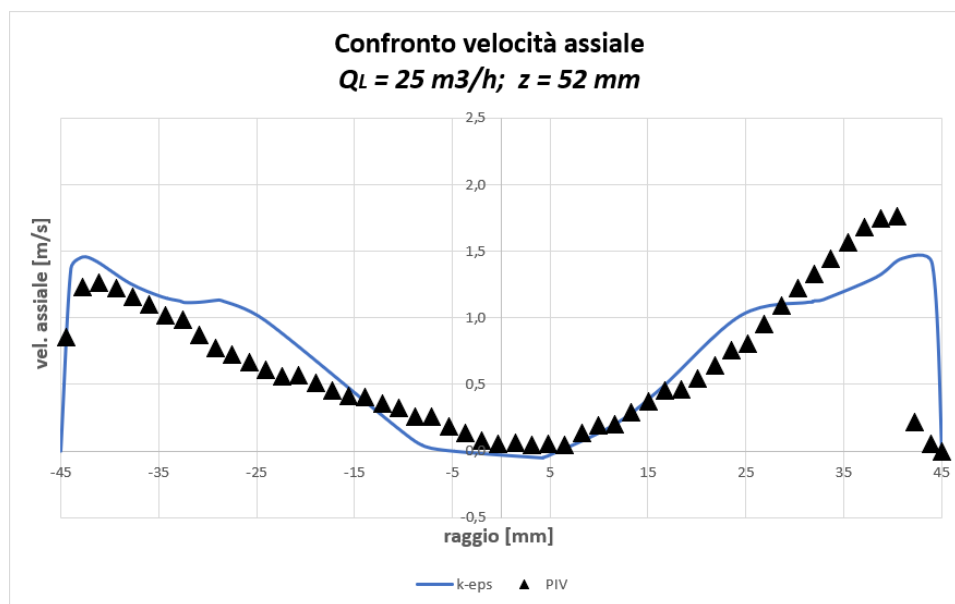
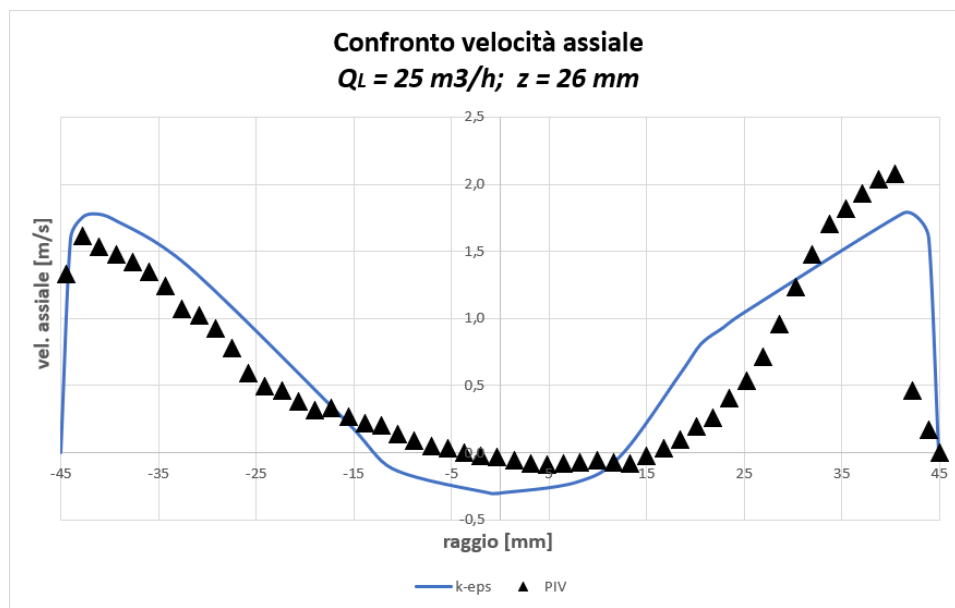


Figura 4.14: Dettaglio della mappa vettoriale del campo di moto simulato per sezioni orizzontali poste sull'asse  $z$  della tubazione.



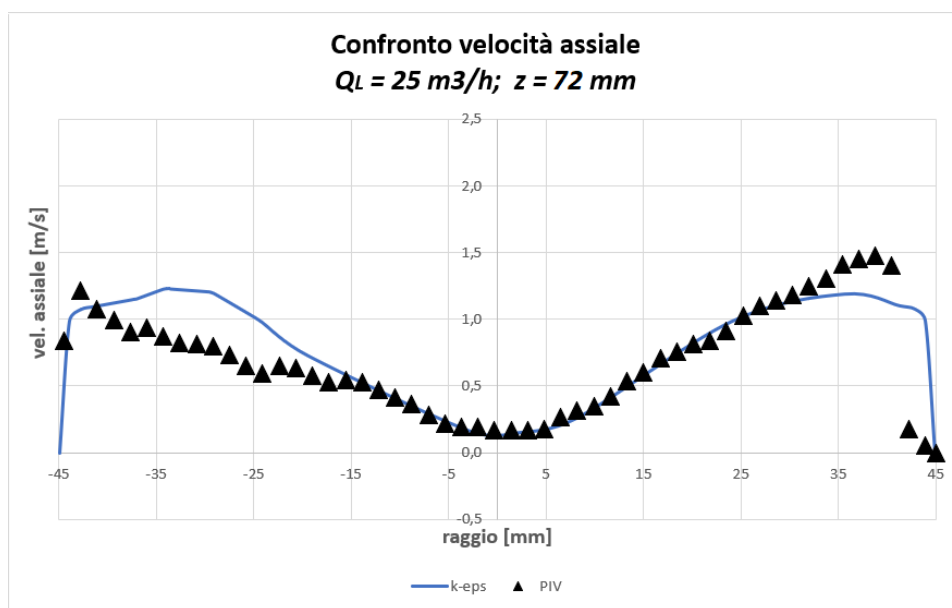


Figura 4.15: Confronto di velocità assiale tra i dati numerici e sperimentali a diversa distanza  $z$  a valle dello *swirler*

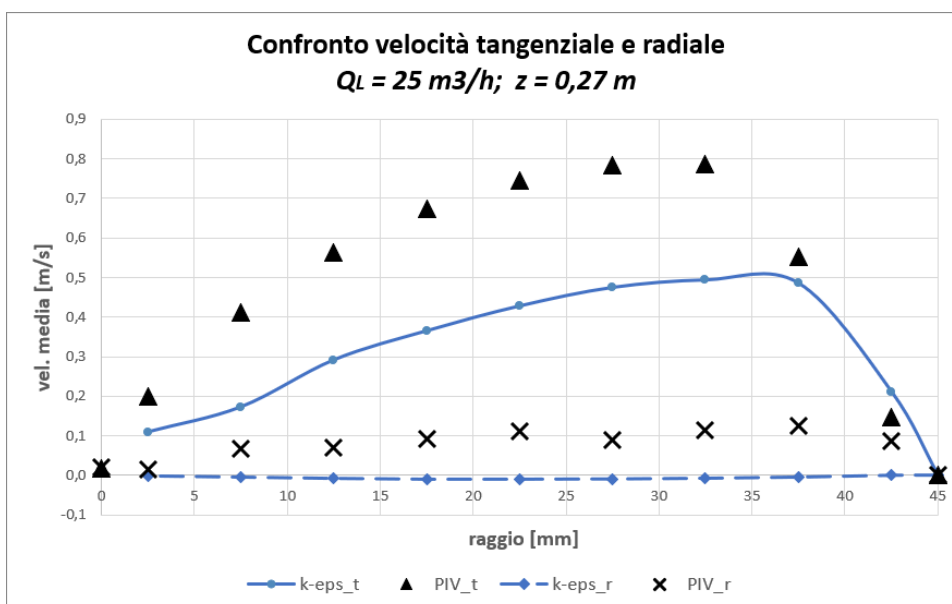


Figura 4.16: Confronto di velocità tangenziale e radiale tra i dati numerici e sperimentali;  $z = 0,27 \text{ m}$ .



### 4.2.2 Simulazioni bifase

Per quanto riguarda il sistema gas-liquido, le simulazioni sono state impostate sulla base di quanto è convenuto nel caso monofase. Dunque, le equazioni RANS sono state risolte tramite il modello di turbolenza STD  $k - \varepsilon$  omogeneo con approccio di tipo Euleriano-Euleriano ed in regime stazionario.

Le simulazioni sono state effettuate trascurando l'effetto della coalescenza: la fase gassosa simulata è stata idealmente composta da sfere d'aria rigide disperse in maniera omogenea all'interno della fase liquida continua. Le proprietà fisiche dell'aria e dell'acqua sono riassunte nella Tabella 4.8, mentre le condizioni operative della miscela sono riportate nella successiva Tabella 4.9. A causa della diversa densità delle due fasi, si è reso necessario considerare la forza di gravità nella risoluzione delle equazioni che descrivono il sistema (nel caso di sistema monofase si era trascurata).

Tabella 4.8: Proprietà fisiche dell'aria e dell'acqua

Aria		Acqua	
$\rho$	$\mu$	$\rho$	$\mu$
kg/m <sup>3</sup>	Pa s	kg/m <sup>3</sup>	Pa s
1,22	$1,8 \times 10^{-5}$	0998	0,001

Tabella 4.9: Condizioni operative di miscela

Miscela		
$Q$	$v$	$\alpha_g$
m <sup>3</sup> /h	m/s	-
25,45	1,11	$1,8 \times 10^{-2}$

Si vuole sottolineare come le simulazioni di sistemi multifase, in genere, risultano essere molto sensibili nei confronti della qualità della griglia, comportando una difficoltà maggiore nel far convergere la soluzione. Per arginare

tale problematica, le simulazioni sono state effettuate in due step: il sistema è stato portato a convergenza prima monofase e successivamente in presenza del gas.

### Effetto del diametro di bolla

Un parametro importante secondo il quale le simulazioni in regime bifase sono soggette, è il diametro di bolla. Infatti, come precedentemente esplicitato, la fase gassosa viene modellata come una dispersione omogenea di bolle d'aria all'interno della fase liquida. Nel sistema in esame, tale parametro influisce in maniera significativa sulla forza gravitazionale, e su quella d'attrito tra le fasi (*drag force*) definita secondo la correlazione Schiller-Naumann (3.23). Nella Figura 4.17, viene mostrato l'effetto che il sistema subisce utilizzando il corrispondente diametro medio aritmetico e di *Sauter* calcolati sperimentalmente nella medesima configurazione di miscela.

In particolare, effettuando il confronto della medesima sezione ortogonale all'asse  $x$  della tubazione, con le corrispondenti immagini sperimentali del cilindro di gas, si nota come l'andamento della frazione volumetrica di gas per diametro di bolla  $d = 1,2$  mm riproduce più fedelmente il dato sperimentale. La concentrazione di gas risulta maggiore e persistente nel caso con  $d = 1,2$ . Tuttavia, osservando l'andamento della frazione volumetrica di gas lungo l'asse  $z$  potrebbe sembrare che, a differenza di quello monitorato sperimentalmente, diminuisca all'aumentare di  $z$ . Dalla Figura 4.18, si nota che tale andamento è giustificato da una non perfetta assialsimmetria del "cilindro" di gas simulato. Difatti, bisogna tener presente che il confronto qualitativo mostrato nella Figura 4.17 è tra una immagine rappresentativa di una sezione della tubazione ed una reale che ne è la proiezione tridimensionale su di un piano. La mancanza di assialsimmetria è tuttavia riconducibile a fenomeni transitori del moto che la simulazione non è in grado di riprodurre, poiché effettuata in regime stazionario. Sperimentalmente, infatti, si è notato che l'andamento della zona di accumulo del gas è soggetta ad una

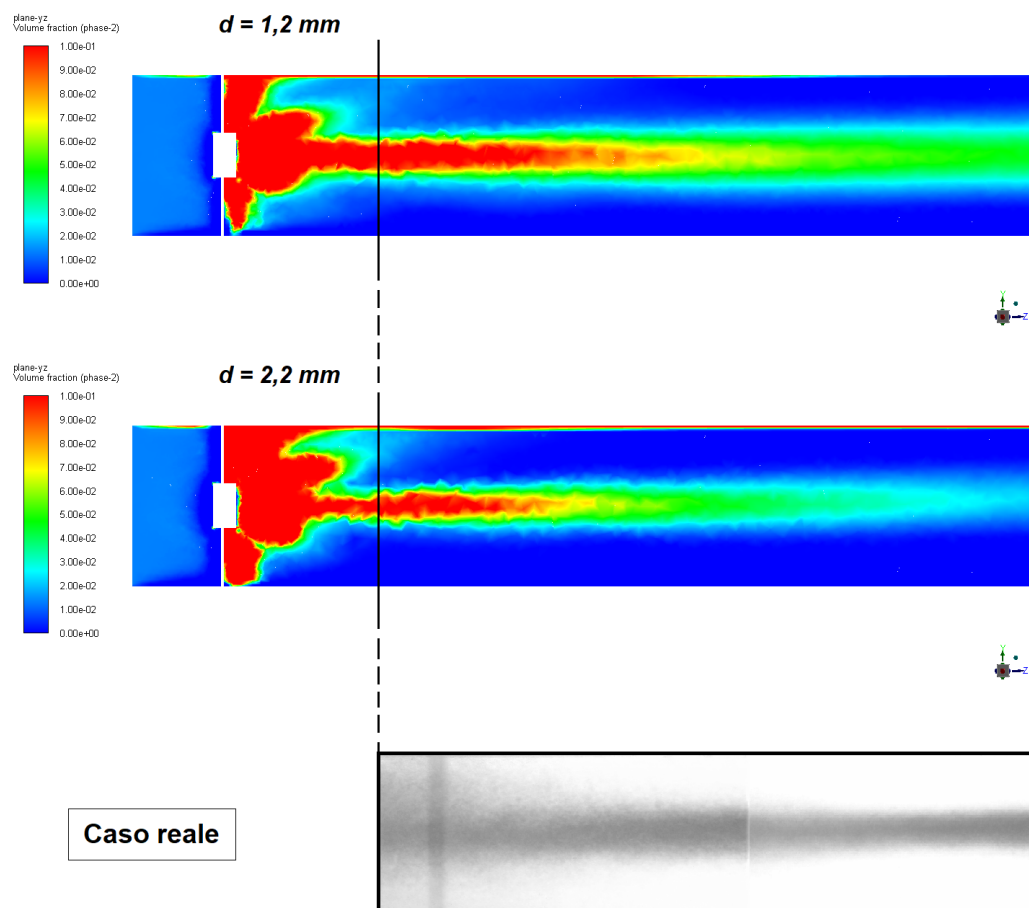


Figura 4.17: Andamento della frazione volumetrica di gas per. Confronto tra simulazioni numeriche e caso sperimentale.

sensibile fluttuazione lungo l'asse  $z$ .

Proseguendo con l'analisi della frazione volumetrica di gas, questa si conclude con un confronto quantitativo dei valori di *hold-up* calcolati per via sperimentale con quelli simulati. Con le medesime condizioni di miscela e per fissato diametro di bolla pari al medio aritmetico ( $d_{10}$ ), in Tabella 4.10 e Figura 4.19 viene rappresentato l'andamento dell'*hold-up* di gas rispetto al raggio, ad una distanza  $z = 0,36$  m a valle dello *swirler*. Si nota che la simulazione predice una parziale ri-separazione della fase gassosa, fenomeno non riscontrato sperimentalmente.

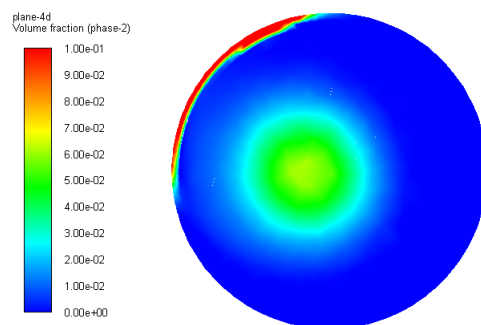


Figura 4.18: Andamento della frazione volumetrica di gas per sezione ortogonale all'asse  $z$  della tubazione;  $z = 0,36$  m.

Tabella 4.10: Valori di *hold-up* di gas estratti dalla simulazione. Con  $r_e$  e  $r_i$  raggio esterno/interno dell'anello  $i$ -esimo;  $z = 0,36$  m.

Anello	$r_e$ [mm]	$r_i$ [mm]	$\alpha_i$
1	45	40	$4,3 \times 10^{-2}$
2	40	35	$4,2 \times 10^{-3}$
3	35	30	$7,2 \times 10^{-3}$
4	30	25	$1,0 \times 10^{-2}$
5	25	20	$1,7 \times 10^{-2}$
6	20	15	$2,7 \times 10^{-2}$
7	15	10	$3,9 \times 10^{-2}$
8	10	5	$5,0 \times 10^{-2}$
9	5	0	$5,6 \times 10^{-2}$

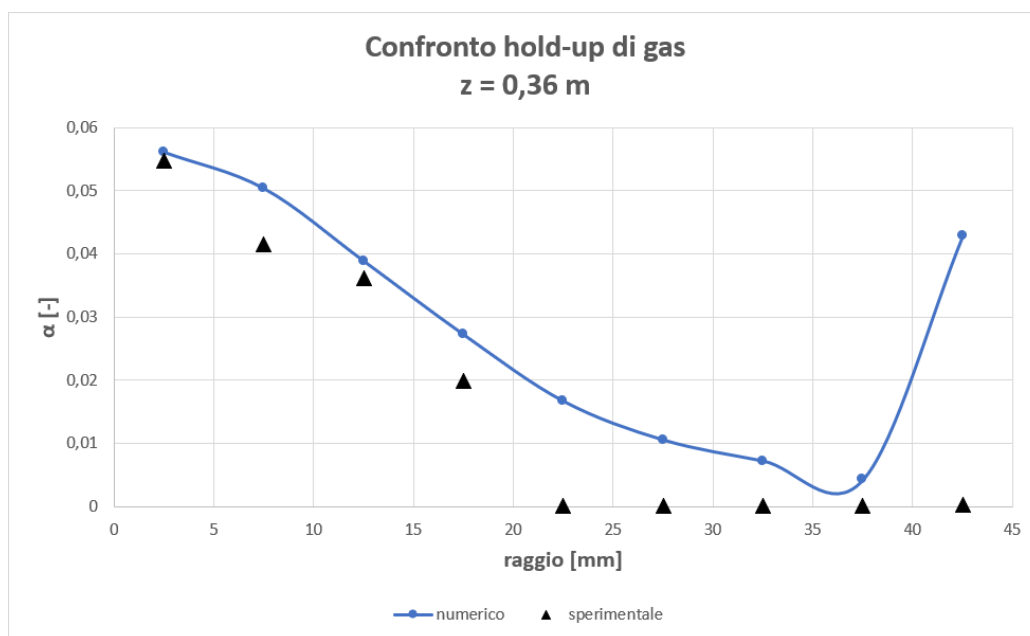


Figura 4.19: Confronto tra i valori di *hold-up* di gas ottenuti per via sperimentale e numerica sulla sezione verticale di tubazione posta a  $z = 0,36$  m a valle dello *swirler*.



# Conclusioni

Lo studio effettuato in questo lavoro di tesi ha avuto come obiettivo quello di effettuare la caratterizzazione fluidodinamica che segue la progettazione di un separatore compatto operante in regime bifase, utilizzando un approccio sia sperimentale che numerico. Dai risultati presentati, si può affermare che le simulazioni fluidodinamiche riproducono solo parzialmente le misurazioni effettuate sperimentalmente. Come si è osservato nel Capitolo 4, nel caso di sistema monofase, persistono delle discrepanze sulle componenti di velocità tra il dato sperimentale e numerico, che vanno a ridursi con l'aumentare della distanza dal dispositivo oggetto di studio. Se tali discrepanze risultano essere imputabili ai limiti degli strumenti di diagnostica e ai modelli matematici utilizzati, lo stesso non si può affermare per il sistema bifase. Difatti, la simulazione in regime bifase predice una differente dispersione della fase gassosa rispetto alle indagini sperimentali. Si è notato come nel dominio computazionale la zona di accumulo del gas non sia assialsimmetrica e che una parte di esso si accumula sulla parte alta della tubazione, ad opera della forza di gravità.

Ricordando che lo scopo degli studi della fluidodinamica computazionale è quello di fornire supporto e accelerare i processi di progettazione di nuove tecnologie, risulta essere immediato come l'uso di accorgimenti e migliorie, sia dal punto di vista sperimentale che numerico, che permettano di affrontare una modellazione che rispecchi quanto il più possibile la realtà, siano di fondamentale importanza. Questo lavoro di tesi nasce dalla necessità di ottenere un modello fluidodinamico solido, in modo da permettere la com-

pleta progettazione del separatore, per via numerica. In questo lavoro, la modellazione fluidodinamica numerica è stata limitata dalle tempistiche a disposizione e dall'utilizzo di una versione di *Fluent* con licenza studenti. In futuro, l'utilizzo di ulteriori accorgimenti e studi, sia dal punto di vista sperimentale che numerico, possono sicuramente migliorare l'aspetto della modellazione fluidodinamica del separatore. In particolare, dal punto di vista numerico c'è la necessità di effettuare simulazioni in regime transitorio utilizzando un dominio computazionale più esteso e con griglia più fitta, in modo tale da apprezzare l'andamento della zona di accumulo del gas e ottenere delle soluzioni più accurate in un dominio che meglio simula le condizioni di funzionamento reali. Inoltre dovranno essere modellate ulteriori forze di interazione tra le fasi e condizioni al contorno in modo da poter valutare gli effetti di formazione e disgregazione delle bolle, nonché la coalescenza. Sperimentalmente, risulta interessante approfondire l'aspetto legato all'*hold-up* di gas, dotando la tubazione di tomografo si può monitorare l'andamento della concentrazione di gas su diversi piani verticali nella tubazione.



# Bibliografia

- [1] Kim, Y.J., Woo, N.S., Han, S.M. & Kim, H.J., "A study on the separation efficiency of in-line type subsea separator according to flow rate", *Proceedings of the ASME 2017 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE2017)*, Florida, USA, November 3-9, 2017
- [2] Weingarten, J. S., "Field Results of Separation-Vessel and Multiphase-Flowline Debottlenecking Using an In-line Gas/Liquid Auger Separator", *Society of Petroleum Engineers*, 2000, August 1, 15(3)
- [3] Mandhane, J.M., Gregory, G.A., Aziz, K., "A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes", *Int. J. Multiphase Flow*, 1974, 1, 537–553.
- [4] Dantec Dynamics A/S , "FlowManager software and Introduction to PIV Instrumentation, Software User's guide", 2000, 5th ed.
- [5] Li Liu, Bofeng Bai, "Flow regime identification of swirling gas-liquid flow with image processing technique and neural networks", *Chemical Engineering Science*, 2019 ,Volume 199, p 588-601
- [6] Birtigh, A., Lauschke, G., Schierholz, W.F., Beck, D., Maul, C., Gilbert, N., Wagner, H., Werninger, C.Y., "CFD in Chemical Engineering from an industrial perspective", *Chemie Ingenieur Technik*, 2000, 72, pp. 175-193

- 
- [7] Brenner, G., "CFD in process engineering", Notes on *Num. Fluid. Mech.*, 2009, 100, pp. 351-359
- [8] Barozzi, G.S., Corticelli, M.A., Levoni, P., "I codici commerciali per la termofluidodinamica computazionale", in *Fondamenti di termofluidodinamica computazionale*, 2008, Servizi grafici editoriali, Padova
- [9] Anderson, J.D., "Computational fluid dynamics, the basics with applications", 1995, McGraw-Hill, New York
- [10] Blazek, J., "Computational fluid dynamics: principles and applications", 2001, Elsevier, Oxford
- [11] Versteeg, H.K., Malalasekera, W., "An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method", 1995, Prentice Hall
- [12] Launder, B. E., & Spalding, D. B., "The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering", 1974, 3, p 269–289
- [13] Gibson, M.M. and Launder, B.E., "Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer", *J. Fluid Mech.*, 1978, 86, p 491–511
- [14] Fluent Incorporated, Fluent 19.2 Documentation, *Theory Guide*, 2019, Lebanon, USA.
- [15] Schiller, L. and Naumann, Z., "A drag coefficient correlation", *Z. Ver. Deutsch. Ing.*, 1935, vol 77, p 318
- [16] Shuo Liu, Le-le Yang, Dong Zhang, Jing-yu Xu, "Separation characteristics of the gas and liquid phases in a vane-type swirling flow field", *International Journal of Multiphase Flow*, 2018, vol 107, p 131-145,