

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Aerospaziale

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Aerospaziale**

Tesi di Laurea Magistrale

Controllo della scia di un autoveicolo mediante getti



Relatori

prof. Gaetano Iuso

ing. Juan Cerutti

Candidato

Nicolò Quartara

Dicembre 2018

Sommario

Introduzione	11
1. Analisi bibliografica	15
2. Setup sperimentale	35
2.1 Modello.....	35
2.2 Wind tunnel	37
2.3 Trasduttori	38
2.4 Sensori di pressione fluttuante	40
2.5 Cella di carico.....	41
2.6 Flussimetri	43
2.7 Elettrovalvole.....	46
2.8 Tubo di Pitot	51
2.9 Anemometro a filo caldo	52
2.10 Attuatori per il controllo del flusso	53
2.11 Attuatore lineare	59
2.12 Linea pneumatica	60
3. Risultati.....	65
3.1 Getti continui.....	66
3.2 Getti pulsati	73
3.3 Analisi delle fluttuazioni di pressione.....	81
3.3.1 Tecnica VITA (Variable Interval Time Averaging).....	82
3.3.2 Local Intermittency (LIM).....	108

4. Conclusioni	111
5. Riferimenti bibliografici	113
Ringraziamenti.....	117

Elenco delle figure

Figura 1.1. Condizioni di flusso intorno a un cilindro.....	16
Figura 1.2. Curva C_D -Re del cilindro.....	16
Figura 1.3. Curva C_D - α e visualizzazione del campo di moto [7]	18
Figura 1.4. Splitter, cavity e boat-tail [7].....	19
Figura 1.5. Schema getti dalla base posteriore [7]	22
Figura 1.6. Strutture di scia medie nel tempo [9]	22
Figura 1.7. Posizione del centro di pressione lungo l'ampiezza y_w^* e l'altezza z_w^* del veicolo [18]	24
Figura 1.9. Pressione media al variare di coefficiente di momento, lunghezza di corsa e Reynolds ad alta frequenza [24]	28
Figura 1.10. Evoluzione del flusso a bassa frequenza [24].....	30
Figura 1.11. (a) coefficienti di pressione al variare del tempo e (b) velocità lungo la direzione del flusso medio a cavallo dello shear layer superiore al variare del regime di funzionamento [24]	31
Figura 1.12. Differenza tra pressione media nel caso di sfruttamento o meno dell'effetto Coanda sulle appendici al variare di (a) Strouhal e (b) C_μ [24]	33
Figura 2.1. Vista globale e posteriore del modello	36
Figura 2.2. ZOC33 abbinato allo SmartZoc.....	39
Figura 2.3. DSA 3217	39
Figura 2.4. Setra 239	40
Figura 2.5. Sensore di pressione fluttuante	40
Figura 2.6. Posizioni dei sensori di pressione fluttuante	41
Figura 2.7. Dacell UU – K002	42

Figura 2.8. Curva di calibrazione della cella di carico.....	42
Figura 2.9. Flussimetri	44
Figura 2.10. Curva di calibrazione del flussimetro lungo la linea top (a), bottom (b) e lateral (c).....	45
Figura 2.11. Camozzi LRWD2.....	46
Figura 2.12. Funzionamento nominale Camozzi LRWD2	47
Figura 2.13. Risposta del flussimetro al segnale dell'elettrovalvola lungo la linea top (a), bottom (b) e lateral (c)	48
Figura 2.14. Dati per nodo al variare della velocità di soffiaggio per accoppiamento bottom-lateral	49
Figura 2.15. Anticipo di fase del flusso in uscita dalle feritoie rispetto al segnale emesso dalle elettrovalvole per i getti top (a), bottom (b), left (c) e right (d)	50
Figura 2.16. Curva di calibrazione dell'anemometro a filo caldo	53
Figura 2.17. Attuatore	54
Figura 2.18. Profilo di velocità del getto top al crescere della sua velocità media.....	55
Figura 2.19. Profilo di velocità del getto bottom al crescere della sua velocità media	56
Figura 2.20. Profilo di velocità del getto left al crescere della sua velocità media.....	57
Figura 2.21. Profilo di velocità del getto right al crescere della sua velocità media	58
Figura 2.22. Linea pneumatica	60
Figura 2.23. Calibrazione pressione ad inizio linea top (a), bottom (b) e lateral (c) in funzione della velocità di uscita del getto.....	62
Figura 3.1. Curva C_D -Re modello	65
Figura 3.2. Drag reduction per i getti disaccoppiati.....	66
Figura 3.3. Test diagnosis per $V_\infty=8.1$ m/s. (a) drag al variare del test e valore interpolato in condizione di flusso naturale, (b) velocità di uscita dei getti, (c) deviazione standard della resistenza e suo valor medio, (d) pressione a valle dell'elettrovalvola per ogni linea	68

Figura 3.4. Drag variation per getti accoppiati inferiore e laterali al variare della velocità di soffiaggio per $V_{\infty}=8.1$ m/s	69
Figura 3.5. Drag variation per getti inferiore e laterali accoppiati al variare della velocità di soffiaggio per $V_{\infty}=9$ m/s	71
Figura 3.6. Efficienza al variare della velocità di soffiaggio dei getti per $V_{\infty}=9$ m/s	72
Figura 3.7. Efficienza al variare della drag reduction per $V_{\infty}=9$ m/s.....	72
Figura 3.8. Esempio di onda quadra. $V_{jmed}V_{\infty}=1$, $\Delta=1$, $DC=0.2$, $f=1$ Hz	74
Figura 3.9. Drag variation al variare della frequenza e del duty cycle per $V_{\infty}=9$ m/s, $V_{jmed}V_{\infty}=0.5$, $\Delta=2$. (a) getto superiore, (b) inferiore, (c) laterali	75
Figura 3.10. Drag variation al variare della frequenza e del duty cycle per soli getti laterali, $V_{\infty}=9$ m/s, $V_{jmed}V_{\infty}=1$. (a) $\Delta=1$, (b) $\Delta=0.75$, (c) $\Delta=0.5$, (d) $\Delta=0.25$	77
Figura 3.11. Drag variation al variare della frequenza e del duty cycle per solo getto bottom, $V_{\infty}=9$ m/s, $V_{jmed}V_{\infty}=1$. (a) $\Delta=1$, (b) $\Delta=0.75$, (c) $\Delta=0.5$, (d) $\Delta=0.25$	78
Figura 3.12. Drag variation al variare della frequenza e del duty cycle per getti laterali e inferiore accoppiati, $V_{\infty}=9$ m/s, $V_{jmed}V_{\infty}=1$. (a) $\Delta=1$, (b) $\Delta=0.5$	79
Figura 3.13. Drag variation al variare della frequenza e del duty cycle per getti laterali e inferiore accoppiati, $V_{\infty}=9$ m/s, $\Delta=2$. (a) $V_{jmed}V_{\infty}=0.5$, (b) $V_{jmed}V_{\infty}=0.25$	81
Figura 3.14. Rilevazione eventi per l'algoritmo che valuta evento ogni massimo locale	83
Figura 3.15. Rilevazione eventi per l'algoritmo che valuta eventi i massimi assoluti per ogni intervallo tra le intersezioni tra la curva LV e $K=0.9$	84
Figura 3.16. Dettaglio della rilevazione di eventi per l'algoritmo senza (a) e con la valutazione della differenza di valori tra minimi e massimo (b)	85
Figura 3.17. Curva di autocorrelazione nel caso di flusso naturale. Sensore 16	87
Figura 3.18. Local variance (curva blu) per $\Delta t=0.04$ s ed eventi identificati (cerchi neri) oltre $K=0.4$ (linea tratteggiata rossa) nella condizione di flusso naturale (a), massima drag reduction(b) e best compromise (c). Sensore 16.....	88
Figura 3.19. Dettaglio della local variance per $\Delta t=0.04$ ed eventi riconosciuti oltre $K=0.4$. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16	89

Figura 3.20. Eventi medi condizionati a pressione crescente e decrescente. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16.....	90
Figura 3.21. PDF della derivata temporale della pressione. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16	91
Figura 3.22. Eventi medi condizionati per fluttuazione positivo e negativo. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16	93
Figura 3.23. PDF dei picchi di fluttuazione di pressione positiva e negativa degli eventi medi. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16	94
Figura 3.24. PDF del tempo tra gli eventi. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16	96
Figura 3.25. Schema di (a) formazione, (b) accrescimento, (c) rilascio e (d) allontanamento dei vortici a valle del modello	98
Figura 3.26. Dettaglio della local variance per $\Delta t=0.04$ ed eventi riconosciuti oltre $K=0.4$. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 13	99
Figura 3.27. Eventi medi condizionati a pressione crescente e decrescente. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 13.....	100
Figura 3.28. PDF della derivata temporale della pressione. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 13	101
Figura 3.29. Eventi medi condizionati per fluttuazione positivo e negativo. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 13	103
Figura 3.30. PDF dei picchi di fluttuazione di pressione positiva e negativa degli eventi medi. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 13	104
Figura 3.31. Spettri dei segnali rilevati dai sensori di interesse.....	105
Figura 3.32. PDF del tempo tra gli eventi per la condizione di flusso naturale (a), massima drag reduction (b) e best compromise (c). Sensore 13.....	106
Figura 3.33. Eventi riconosciuti per $K > 0.4$ per i sensori 6, 13 e 16. (a) $8 s < t < 10 s$, (b) $164 s < t < 166 s$,	107

Elenco delle tabelle

Tabella 0.1. Parametri notevoli delle PDF delle derivate temporali di pressione. Sensore 16 92

Tabella 0.2. Parametri notevoli delle PDF dei picchi degli eventi positivi e negativi. Sensore 16 95

Tabella 0.3. Parametri notevoli delle PDF dei tempi tra gli eventi. Sensore 16 96

Tabella 0.4. Parametri notevoli delle PDF delle derivate temporali di pressione. Sensore 13 102

Tabella 0.5. Parametri notevoli delle PDF dei picchi degli eventi positivi e negativi. Sensore 13 105

Tabella 0.6. Parametri notevoli delle PDF dei tempi tra gli eventi. Sensore 13 106

Elenco dei simboli

Re	numero di Reynolds
ρ	densità
V_∞	velocità del flusso a monte
μ	viscosità dinamica
C_D	coefficiente di resistenza
St	numero di Strouhal
f	frequenza
DV	differenza tra resistenza aerodinamica in assenza e con il controllo
P_s	potenza in avanzamento risparmiata
P_c	potenza consumata ad attuare il controllo
ζ	efficienza
L_{ref}	lunghezza di riferimento
H	altezza del modello
L	lunghezza del modello
W	larghezza del modello
C_μ	coefficiente di momento
S_j	superficie della feritoia del getto j
V_j	velocità di uscita del getto j
S_0	superficie frontale del modello
C_{D_0}	coefficiente di resistenza in assenza di controllo
γ_d	rapporto tra C_D e C_{D_0}
C_p	coefficiente di pressione

C_{p_0}	coefficiente di pressione in assenza di controllo
γ_p	rapporto tra C_p e C_{p_0}
L_0	lunghezza di corsa
θ	spessore di quantità di moto
T	periodo
T_{max}	tempo in un periodo durante il quale il soffiaggio è massimo
DC	duty cycle
β	angolo rispetto all'orizzontale
H_{ref}	altezza di riferimento
R^*	costante dei gas per l'aria secca
R_{H_2O}	costante dei gas per il vapore
RH	umidità relativa
$p_{sat_{H_2O}}$	pressione di saturazione dell'acqua
p_{amb}	pressione ambiente
χ	rapporto tra la pressione parziale dell'acqua e quella dell'aria secca
R_{test}	costante dei gas per l'aria nelle condizioni della prova
T_{amb}	temperatura ambiente
ρ_∞	densità del flusso a monte
μ_0	viscosità dinamica dell'aria a 20 °C
S_0	costante di Sutherland
Q	portata volumica
Q_{max}	portata volumica massima passante per la linea di alimentazione
q_∞	pressione dinamica
P_{f_j}	potenza fluidodinamica persa lungo la linea di alimentazione i
P_{e_i}	potenza consumata dall'elettrovalvola j

P_{m_j}	potenza fluidodinamica a monte della linea i
P_{v_j}	potenza fluidodinamica a valle della linea i
$p_{m_j}^\circ$	pressione totale a monte della linea i
$p_{v_j}^\circ$	pressione totale a valle della linea i
Q_{m_j}	portata volumica a monte della linea i
Q_{v_j}	portata volumica a valle della linea i
K_j linea j	rapporto tra potenza fluidodinamica persa e potenza del getto per la linea j
Δ	ampiezza dell'onda normalizzata con V_∞
LV	funzione local variance
p'	fluttuazione di pressione
GV	varianza globale
N	numero di eventi
K	soglia al di sopra della quale un evento è considerato tale
Δt	intervallo su cui è calcolata la local variance
T_{macro}	tempo di macroscale
$R_{p'}$	funzione di autocorrelazione per la fluttuazione di pressione

Introduzione

Il problema del riscaldamento globale sta assumendo contorni sempre più rilevanti, divenendo uno dei temi principali di discussione dei maggiori organismi internazionali, tanto da aver indotto, ad esempio, la Commissione europea a studiare ingenti manovre atte a ridurre la produzione di CO₂. Per snocciolare qualche numero, nel 2015 il 22% dell'emissione dei gas serra nell'Unione Europea è stato imputabile ai mezzi di trasporto su strada, con addirittura il 73% di questa fetta attribuibile ad autovetture e veicoli commerciali leggeri [1]. Gli obiettivi da perseguire sono definiti sul medio-lungo periodo, quali la volontà di ridurre del 40% le emissioni dei veicoli leggeri, relative all'anno 1990, entro il 2030. Si vorrebbe inoltre stabilire un target sul lungo periodo, la diminuzione del 60% entro il 2050 [1], manifestando cioè una chiara volontà di muoversi verso la progettazione di veicoli a emissioni "zero". Se una prima riduzione della CO₂ la si è apprezzata per conseguire gli obiettivi fissati per il 2021, le politiche attuali portano ad essere purtroppo ben lontani dal target 2030.

Proprio il fatto che quest'ultimo non sembri un qualcosa di facile attuabilità è ciò che rende stimolante la sfida per tutti gli ingegneri impegnati. La proposta della Commissione precedentemente illustrata vuole quindi stimolare l'innovazione e lo sviluppo di nuove tecnologie per la realizzazione di veicoli a basse emissioni e un uso più efficiente di tutti i mezzi di trasporto merci. In particolare viene anche rivista la lunghezza massima consentita ai veicoli, a patto che questo spazio extra disponibile sia sfruttato per l'installazione di dispositivi aerodinamici, senza quindi aumentare la capacità di carico del veicolo stesso. Questi ultimi dovranno, secondo direttiva [2], essere a scomparsa o pieghevoli e collocati sulla base posteriore.

Le emissioni risultano essere linearmente proporzionali al consumo di combustibile, il cui prezzo negli ultimi anni ha subito una violenta impennata. Volendo illustrare qualche numero, conseguire il target di emissioni 2021, cioè 95 grammi di CO₂ al chilometro [3], per un'automobile diesel si traduce in 3.58 litri ogni 100 chilometri. Nel 2014 il consumo medio della stessa auto per coprire lo stesso numero di chilometri, in accordo con i dati dell'European Environment Agency (EEA), era invece di circa 4.65 litri. Il minor consumo

comporta indubbiamente vantaggi sul portafoglio dei singoli utilizzatori, così come sui costi di trasporto delle imprese e di conseguenza sul costo dei loro prodotti finali. Quindi lavorare sul quantitativo di emissioni significa non solo cercare di trovare una soluzione al problema ambientale ma anche ottenere benefici dal punto di vista economico.

Le direttive europee e l'incremento dei prezzi del carburante hanno favorito lo sviluppo recente dell'industria delle autovetture ad alimentazione elettrica, il cui target principale è permettere la copertura delle distanze più elevate possibili. La ricerca di questo obiettivo comporta un secondo effetto benefico di una certa rilevanza, il minor numero di cicli carica-scarica delle batterie richiesti, con conseguente aumento dell'efficienza e quindi incremento della loro durata.

Tra le diverse strade percorribili per soddisfare i requisiti sulle emissioni di CO₂ dei veicoli terrestri figura sicuramente, come detto, la ricerca di un'ottimizzazione. In questo campo, negli ultimi anni, è stata spesa una notevole quantità di risorse in termini di perfezionamento della forma esterna dei corpi, rendendo molto difficile un ulteriore miglioramento tanto netto da riuscire soddisfare i vincoli futuri imposti. Inoltre diventa assai arduo giustificare l'enorme quantitativo di denaro investito a fronte di risultati ottenuti non così grossa rilevanza. Si è dovuto quindi spostare il focus su un qualcosa di completamente innovativo, facendo così nascere l'esigenza di importare nel settore automotive tecnologie già disponibili nell'aeronautica, quali le tecniche di controllo dei flussi. Il controllo può essere di tipo attivo o passivo: ciò che distingue le due categorie è il fabbisogno, o meno, di un certo quantitativo di energia per poter funzionare. Lo svantaggio di una certa spesa energetica per il controllo attivo è però compensato dalla possibilità di poter adattare il regime di funzionamento a diverse condizioni al contorno, contrariamente ai passivi. Questa varietà di soluzioni è la motivazione, sia da punto di vista industriale che di ricerca, per cui la presente tesi si occupa di investigare gli effetti del controllo attivo del flusso che investe un corpo tozzo. La forma esterna del modello considerato ricalca quella di un van, conseguentemente con retro vettura perpendicolare al suolo, e il controllo avviene per mezzo di getti collocati sulla base posteriore dello stesso, perpendicolare rispetto al terreno. Il controllo è effettuato attraverso sia getti continui che intermittenti. In quest'ultimo caso i

parametri su cui si va ad agire sono la forma d'onda, la frequenza, l'ampiezza dell'oscillazione e il valor medio della portata.

1. Analisi bibliografica

La primaria necessità di ridurre i consumi da parte delle industrie costruttrici di mezzi di trasporto stradale è, come detto, sfociata in una esasperata ricerca della perfezione da punto di vista aerodinamico. Dal momento che tutta o quasi l'area concernente l'ottimizzazione della forma dei corpi è già stata ampiamente esplorata, la nuova frontiera è diventata il controllo dei flussi.

Come anticipato ogni forma di autoveicolo appartiene alla categoria dei corpi tozzi, il cui comportamento del flusso intorno a quest'ultima è ampiamente dominato dal numero di Reynolds

$$Re = \frac{\rho V_{\infty} L_{ref}}{\mu}$$

dove V_{∞} è la velocità del flusso indisturbato, L_{ref} è un parametro di lunghezza di riferimento, ρ è la densità del flusso e μ la sua viscosità dinamica. Esso rappresenta il rapporto tra l'entità delle forze inerziali su quelle viscosi.

Quando il Reynolds è dell'ordine di 10^5 è fondamentale distinguere se il valore sia superiore o meno al Re_{cr} , il valore per cui la separazione avviene con strato limite completamente turbolento. Per valori inferiori, il punto di separazione si è spostato nella parte anteriore del cilindro, dando luogo a una scia piuttosto larga. Superando Re_{cr} , cioè all'interno del regime supercritico, la turbolenza permette una certa energizzazione dello strato limite, che così riesce per un più ampio tratto a resistere ai gradienti di pressione avversi e quindi rimanere attaccato. Di conseguenza il punto di separazione si sposta a valle, oltre i 90° rispetto al punto d'attacco, ripercuotendosi così sulla scia, più stretta, e, a cascata, su una minor perdita di pressione nella regione posteriore. Ma dal momento che la resistenza è rappresentata quasi interamente dalla componente di pressione, la transizione comporta un gradino nella curva del coefficiente di resistenza in funzione del numero di Reynolds, con C_D che si attesta su un plateau pari a 0.22 [4]. Questo fenomeno è sfruttato attraverso l'installazione di tecniche di controllo passivo su oggetti di comune utilizzo, ad esempio le palle da golf [5]. In campo supercritico varia anche la frequenza normalizzata dello shedding, misurata tramite il numero di Strouhal

$$St = \frac{f L_{ref}}{V_{\infty}}$$

dove f è la frequenza di shedding, L_{ref} è il parametro di lunghezza e V_{∞} la velocità di riferimento, qui quella del flusso che investe il corpo. Questa infatti passa da un valore intorno a 0.23 a 0.44 [4].

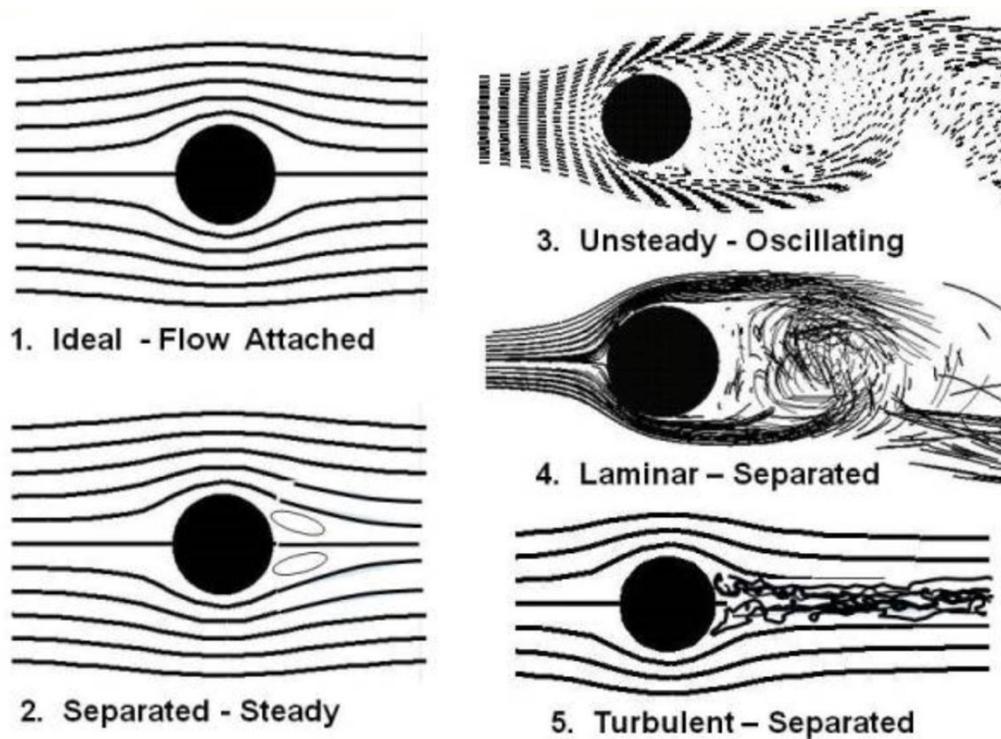


Figura 1.1. Condizioni di flusso intorno a un cilindro

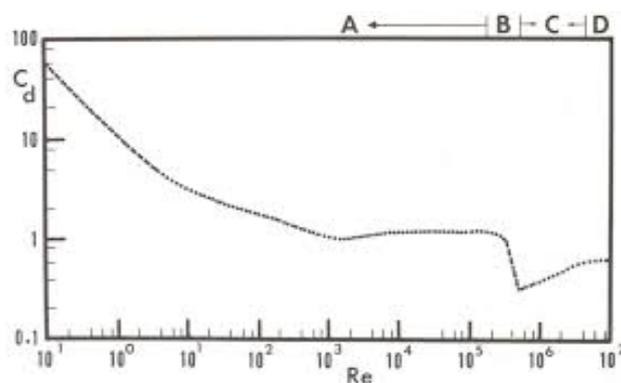


Figura 1.2. Curva C_D - Re del cilindro

Nel passaggio da un regime completamente viscoso a uno prevalentemente inerziale infatti crolla piuttosto nettamente il coefficiente di resistenza, passando da valori nell'intorno di

10^2 fino per $Re = 0.1$ fino circa all'unità per $Re = 100$. Il motivo risiede nella stessa definizione del numero di Reynolds: quando ci si trova nell'intorno dell'unità i due tipi di forze rivestono circa la stessa importanza, per cui una minima alterazione dello stato di equilibrio provoca una grossa variazione in termini di prevalenza delle une sulle altre.

Tra i corpi tozzi a geometria più complessa figurano le forme tipiche del settore automotive: qui la separazione è inevitabile e avviene come per tutti i corpi in corrispondenza degli spigoli vivi o di grossi angoli di deviazione di flusso, solitamente non presenti eccetto che inevitabilmente al bordo di fuga o, più propriamente, in prossimità del retro vettura. È proprio la forma posteriore che permette, da un punto di vista aerodinamico, una suddivisione dei veicoli in due grosse classi degli stessi. Un primo modello è definito corpo di Ahmed [6]: esso è caratterizzato da avere una base posteriore, cioè quella perpendicolare al suolo, raccordata alla parte superiore tramite una parete obliqua. L'angolo di inclinazione di quest'ultima può essere di diverse ampiezze, la cui entità incide pesantemente sulla struttura della scia e quindi sulla drag. In particolare, l'angolo va ad incidere sul punto dove avviene la separazione, così da riscontrare un minimo di resistenza per 12.5° [7]. Per angoli superiori la drag cresce, a causa della doppia separazione mostrata in figura, finché non si raggiungono i 30° , dove questa avviene solamente al primo cambio di pendenza, come se il corpo quindi avesse unicamente la base posteriore verticale. In realtà la drag di un corpo di Ahmed con angolo di 30° è lievemente maggiore di quella di un corpo a base piatta.

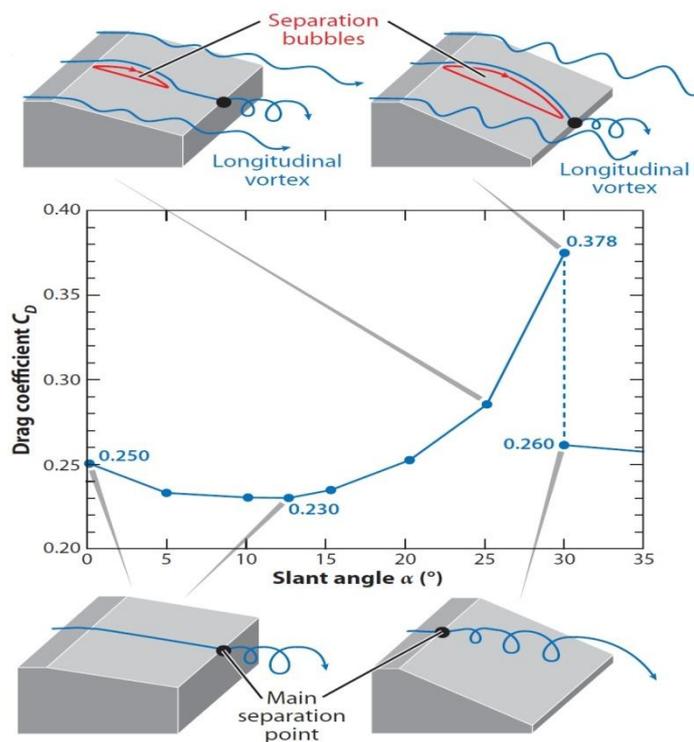


Figura 1.3. Curva C_D - α e visualizzazione del campo di moto [7]

Proprio i corpi con una semplice base posteriore verticale [8] sono il secondo tipo studiato. Il loro grande vantaggio rispetto ai primi è il non presentare spigoli vivi obliqui nella direzione del flusso. Questi infatti sono responsabili della generazione di vortici con una piuttosto elevata estensione nella loro stessa direzione, così da incrementare le dimensioni della scia a valle del corpo. Come si vedrà in seguito, è appunto l'estensione della scia un grande indicatore dell'ammontare della drag [9], per cui, essendo alla ricerca di un'ottimizzazione globale del veicolo, per questo studio viene preso in considerazione un corpo senza alcun tipo di raccordo obliquo.

Con la presente tesi si studia l'effetto del controllo del flusso intorno al modello appena illustrato. La tecnica citata sfrutta, come dice il nome stesso, l'alterazione del flusso intorno ai corpi in oggetto, con l'intento di andare a modificarne le caratteristiche aerodinamiche. In particolare, per quel che riguarda i corpi tozzi in oggetto, l'obiettivo di questa alterazione sarà la minimizzazione della resistenza aerodinamica.

1.1 Controllo passivo

Il controllo passivo consiste nella modifica delle linee di corrente, la quale variazione si intende rispetto al campo di moto che originariamente circondava il corpo, ad esempio attraverso appendici aerodinamiche. Questa tecnica non necessita quindi di alcun tipo di apporto energetico per poter funzionare.

Tra queste vi è la possibilità dell'installazione di un pannello a valle della base, collegato alla stessa tramite un supporto [10]. Questa permette un'attenuazione della resistenza dovuta al fatto che il pannello riesce a spezzare la bolla, rendendola di minori dimensioni. Questa strada è tuttavia impraticabile o quasi, a causa delle grandi superfici richieste, soprattutto se queste dovessero essere applicate a mezzi pesanti.

Un'alternativa è rappresentata dallo sfruttamento di una cavità [7], generata estendendo attraverso delle superfici le pareti parallele alla direzione di avanzamento. Grazie a questo artificio si riesce a ritardare la separazione e quindi a spingere verso valle la bolla.

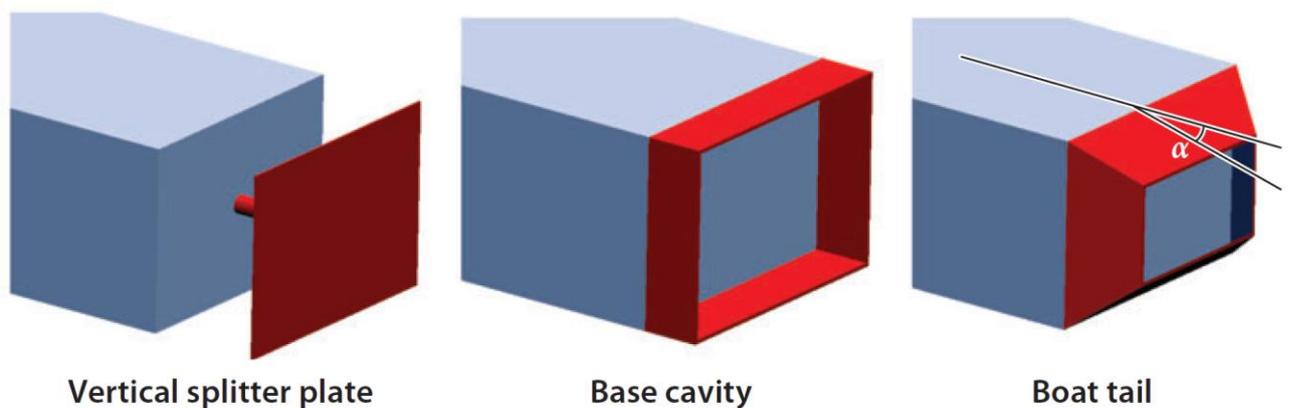


Figura 1.4. Splitter, cavity e boat-tail [7]

Un'ulteriore strada è rappresentata dal cosiddetto boat-tail [11], cioè il raccordo della base posteriore con le superfici laterali tramite pannelli inclinati di un certo angolo, così da guidare il flusso a richiudersi a valle del corpo. In questo modo si riescono a restringere le dimensioni della scia, ottenendo quindi benefici in termini di drag reduction. Proprio questo tipo di artificio è applicato al modello preso in considerazione nella presente tesi, così che

questo non risulta ascrivibile completamente alla categoria dei corpi a base posteriore piatta.

Dal momento quindi che la forma finale è fissata, il controllo è studiato per avere massima efficacia per un determinato valore delle grandezze del flusso a monte e perciò funzionerà adeguatamente solo nell'intorno del punto di progetto.

1.2 Controllo attivo

Questa tecnica possiede un certo costo energetico, perciò diventa fondamentale per la valutazione della bontà della tecnica il calcolo di quanta energia per unità di tempo è stata spesa a fronte di quanta ne è stata risparmiata. Per potenza spesa, denominata P_c , si intende la potenza necessaria ad attuare il controllo. Al suo interno risiede la potenza fluidodinamica persa, che può essere calcolata nota la potenza del flusso sulla sezione definita come inizio linea di alimentazione e su quella in corrispondenza della fuoriuscita dei getti [12] o applicando un fattore correttivo al valore di potenza dei getti stessi [13]. Il coefficiente è funzione della struttura della linea [14]. La potenza risparmiata è invece quella derivante dalla drag reduction, cioè

$$P_s = DV * V_\infty$$

dove V_∞ è la velocità del flusso indisturbato e DV è la differenza tra la resistenza del modello con e senza controllo.

Il rapporto tra queste due energie per unità di tempo, la seconda sulla prima, è tenuto in conto da un apposito parametro, l'efficienza ζ [9][12][13]

$$\zeta = \frac{P_s}{P_c}$$

Nello studio di un controllo attivo si sarà conseguentemente interessati alle macrozone di funzionamento dove ζ è maggiore dell'unità, cioè dove l'energia spesa è minore di quanta invece ne è risparmiata. Lo svantaggio di avere un certo dispendio energetico è però compensato dalla grande potenzialità di poter adattare i parametri dominanti del problema in base alle caratteristiche del flusso che investe il corpo, in modo tale da trovarsi sempre in

condizioni di ottimo. Per questa ragione nella presente tesi viene testato un controllo di tipo attivo.

Tra le soluzioni attuabili vi è la strada di rendere le pareti oscillanti nella direzione trasversale al moto fluido, cioè parallelamente all'ampiezza [15]. Le ragioni fisiche dell'efficacia del metodo non sono tuttora state comprese, ma è noto quali siano i parametri di governo del problema, cioè ampiezza dell'onda e la sua frequenza.

Un'alternativa è utilizzare pareti oscillanti nella direzione del flusso [16], con forma d'onda sinusoidale. I parametri di governo sono analoghi al caso precedente: sono quindi determinanti nella definizione dello stato del problema la sua lunghezza d'onda, la sua ampiezza e la sua velocità.

Infine si possono adottare le classiche tecniche di energizzazione dello strato limite, suction [17] e blowing. Il primo consiste nel aspirare la porzione di strato limite "stanco", cioè dove il profilo di velocità forma un flesso, condizione necessaria per la nascita delle bolle di separazione. A valle dell'aspirazione quindi il profilo di velocità ritorna quasi completamente identico a quello rilevabile in prossimità del bordo d'attacco. Il metodo blowing sfrutta il principio opposto: per restituire energia allo strato limite infatti viene soffiata aria al suo interno, così da allontanare adeguatamente la porzione di profilo di velocità sul punto di sviluppare il flesso. Gli effetti ottenuti attraverso le due metodologie sono analoghi.

Nel caso di corpi tozzi una possibilità è rappresentata dall'utilizzo di getti collocati sulle estremità della base posteriore del corpo, soffianti almeno una parte della portata nella direzione perpendicolare alla base stessa. Questo tipo di tecnica è la stessa sviluppata e approfondita nella presente tesi perché rispetto alle altre tecniche attive risulta essere di facile installazione su un eventuale veicolo, non andando a intaccare i vincoli strutturali della vettura stessa. Inoltre, questa tecnica dispone di innumerevoli parametri liberi, che rendono stimolante la ricerca dello stato di miglior compromesso tra l'efficienza ζ e la riduzione di resistenza. L'attuazione dei getti può essere statica, portata costante, o dinamica, dove la portata è funzione del tempo.

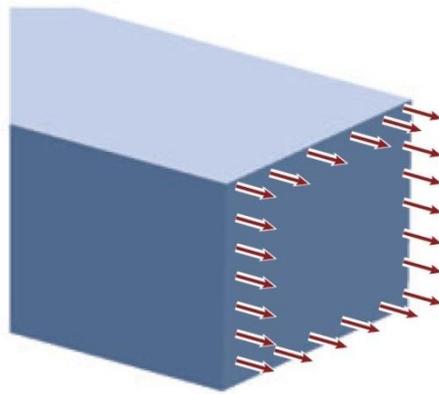


Figura 1.5. Schema getti dalla base posteriore [7]

1.3 Struttura della scia e fenomeni dinamici in un corpo a base posteriore piatta

Per testare quali risultati siano ottenibili attraverso l'applicazione di queste tecniche, si fa solitamente riferimento a entrambe le classi di corpi tozzi relativi al settore automotive, il corpo di Ahmed e il veicolo a base posteriore perpendicolare al suolo, le cui differenze sono approfondite da *Choi et al.* [7]. La forma frontale è in entrambi i casi piuttosto arrotondata, così da cercare di prevenire il manifestarsi della separazione al bordo d'attacco.

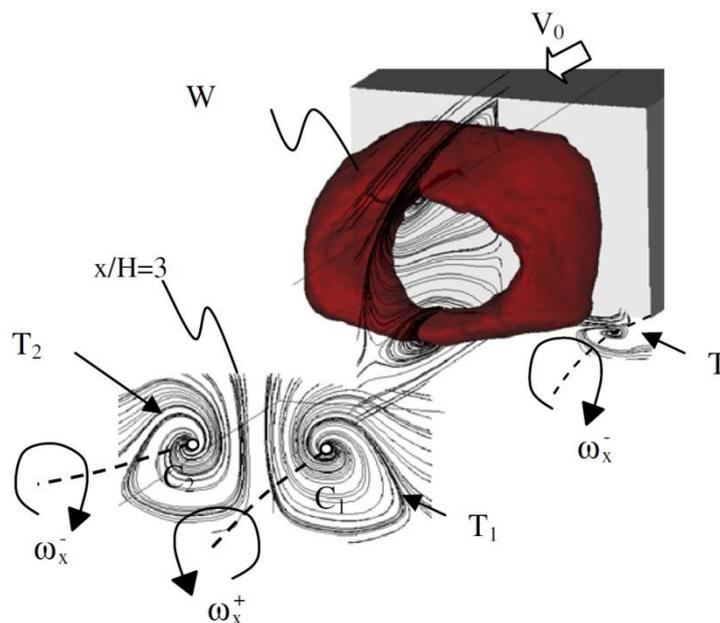


Figura 1.6. Strutture di scia medie nel tempo [9]

Per i corpi a base posteriore perpendicolare, modello investigato in questo documento, la struttura di scia è costituita da una bolla di ricircolo, al cui interno è riconoscibile, da un punto di vista di moto medio, un vortice toroidale e due vortici longitudinali, come mostrato dalla simulazione computazionale svolta da *Rouméas et al.* [9] in figura 1.6 o dalla prova sperimentale di *Grandemange et al.* [18]. Non vanno però trascurati i fenomeni dinamici associati.

Uno di essi è lo shedding vorticoso originato dagli spigoli della base, osservato da *Grandemange et al.* [18], *Kiya et al.* [19] e *Volpe et al.* [20]. È comune a tutti i corpi tozzi, a partire già dai più elementari come visto in sezione 1, come potrebbe essere un cilindro. È caratterizzato da una determinata frequenza, che può essere ricondotta in termini adimensionali al numero di Strouhal.

Si nota come il rilascio vorticoso dagli estremi verticali di un corpo con retro piatto avvenga in un intorno di 0.17, così come quello dagli orizzontali qualora questo sia normalizzato con l'ampiezza del modello invece che con l'altezza [18][19]. Appare quindi come il fenomeno trattato possa essere ricondotto a numeri di Strouhal ben determinati, quando la normalizzazione è effettuata con la distanza che separa le due origini dello rilascio vorticoso. Una seconda caratteristica dinamica è la bistabilità, associata al comportamento del centro di pressione, rilevata da *Grandemange et al.* [18], *Volpe et al.* [20]. e *Pavia et al.* [21]. Se si attenziona ciò che accade istantaneamente, si notano continue fluttuazioni che parrebbero agire nell'intorno di un valor medio. Mediando però su intervalli di tempo sufficientemente maggiori del periodo delle fluttuazioni si evince non più una collocazione fissa e centrata del centro di pressione, ma la sua continua assunzione di due posizioni distinte lungo la sua ampiezza, una a destra e una a sinistra del piano mediano. Questo è figlio di distribuzioni di pressione asimmetriche e antisimmetriche tra loro che non sarebbero state rilevabili e giustificabili attraverso una sola analisi media. L'oscillazione della posizione del centro di pressione causa a cascata la nascita di momenti di imbardata agenti sul veicolo. Lungo l'altezza invece non si apprezza alcun modo di questo tipo, senza di conseguenza momenti di rollio agenti sulla vettura.

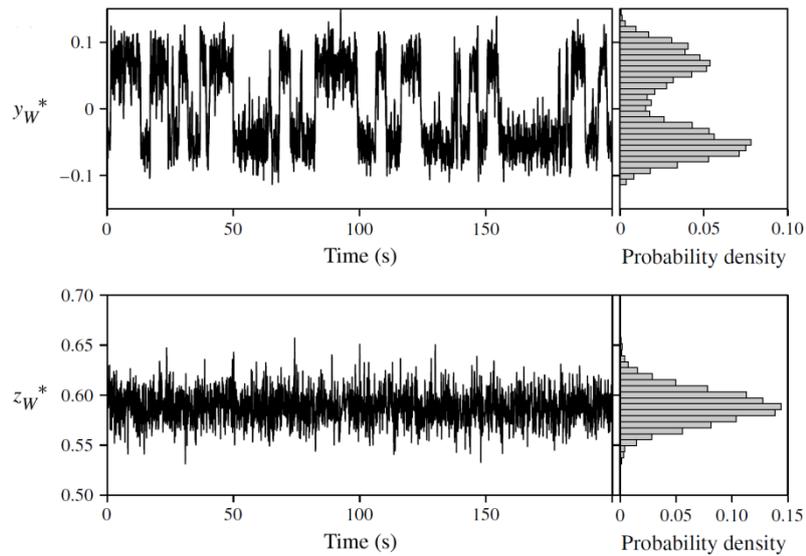


Figura 1.7. Posizione del centro di pressione lungo l'ampiezza y_w^* e l'altezza z_w^* del veicolo [18]

Lo shift tra le due posizioni bistabili è un fenomeno casuale ed è governato da una legge di probabilità. È comunque possibile dare un ordine di grandezza al tempo caratteristico di questo tipo di dinamica, pari a $10^3 \frac{H}{V_\infty}$ [18].

L'ultimo fenomeno dinamico di scia è il bubble-pumping, una continua dilatazione e contrazione della bolla di ricircolo presente in scia [20][22]. La fase di contrazione è abbinata a una diminuzione della pressione sulla base, viceversa l'espansione corrisponde ad un incremento. È un modo di lungo periodo, che si verifica per $St = 0.07 \div 0.08$, una cui possibile interpretazione è l'interazione non lineare dei due fenomeni di shedding vorticoso: a sostegno di questa tesi si ha il fatto che il numero di Strouhal del bubble-pumping è molto prossimo alla sottrazione degli omologhi relativi dei modi di shedding, rispettivamente 0.19 e 0.13 per i vortici separati verticalmente e trasversalmente. Non tutti i ricercatori sono stati in grado di rilevarlo, sebbene sia accertata la sua esistenza visto l'ampio numero di questi che invece è riuscito a metterlo in luce, ad esempio *Volpe et al.* [20] e *Khalighi et al.* [22]. Altri come *Grandemange et al.* [18] non sono riusciti ad identificare il fenomeno probabilmente a causa della posizione delle sonde, talvolta poste al di fuori della bolla di ricircolo, cioè per $\frac{x}{H}$ circa maggiore di 1.5, con H altezza del modello.

1.4 Controllo del flusso mediante getti

La resistenza è strettamente correlata alle dimensioni della scia [9]: l'obiettivo delle tecniche di controllo del flusso è quindi una sua riduzione.

Numerosi autori hanno già indagato gli effetti di un controllo mediante getti collocati dalla base posteriore, per differenti configurazioni strutturali e di soffiaggio. *Littlewood et al.* [23] si propone di testare diversi angoli di orientazione geometrica del getto superiore. Tra le prove effettuate si manifesta un ottimo per un angolo di 45° verso il basso, che potrebbe alludere alla creazione di un boat-tail virtuale. Riguardo al getto si specifica l'orientazione geometrica dal momento che questa si distingue da quella effettiva, influenzata dal campo di pressione a valle dell'orifizio e quindi misurata a una distanza tale per cui la direzione non risulta più funzione della distanza stessa. In particolare, attraverso questa soluzione la resistenza decresce, poiché il soffiaggio permette di limitare gli effetti di risucchio nella zona inferiore della base. Infatti l'inclinazione dell'asse getto permette un calo delle dimensioni della scia e al getto stesso di interagire con la struttura vorticoso inferiore, riducendone l'intensità e quindi contenendo la riduzione di pressione.

La ground clearance, cioè l'altezza libera tra il fondo vettura e il suolo, riveste una capitale importanza nella drag variation DV . Infatti, sempre in caso di presenza del solo getto superiore, a parità di velocità normalizzata *Littlewood et al.* [23] ha dimostrato come diminuendo la ground clearance si riesce ad ottenere un'amplificazione dei benefici indotti dai getti.

Occupandosi di bilancio energetico, è fondamentale introdurre la variabile C_μ , indicatore adimensionale dell'intensità del getto, così definito da [23]

$$C_\mu = \frac{S_j \bar{V}_j^2}{S_0 V_\infty^2}$$

dove S_j è l'area della fessura, \bar{V}_j è la velocità media in uscita dalla fessura, S_0 è l'area frontale del modello e V_∞ è la velocità del flusso a monte. Dal momento che le perdite di carico sono proporzionali al quadrato della velocità, le zone a ζ maggiore si trovano dove il coefficiente di momento C_μ è piccolo, cioè dove si ha però anche una più bassa drag reduction.

Una soluzione al problema è rappresentata dal controllo dinamico, attraverso getti pulsati, grazie alla quali si potrebbe pensare di ottenere aree di funzionamento con miglior compromesso tra rapporto di energie e riduzione di resistenza. La ricerca di campi di azionamento con miglior compromesso è la ragione che ha spinto nella presente tesi a investigare dove si trovino le condizioni di ottimo per il controllo pulsato, sebbene la loro ricerca sia molto più complicata vista la enorme crescita dei parametri liberi: infatti al valor medio tipico del controllo statico, cioè a velocità di soffiaggio costante, si aggiungono forma d'onda, duty cycle e ampiezza della portata.

Come per il controllo statico, l'analisi viene condotta attraverso gruppi adimensionali, così che la frequenza viene nascosta all'interno del numero di Strouhal, tramite diretta proporzionalità, parametro ottenuto sfruttando per la sua costruzione l'altezza del modello come lunghezza e definito quindi St_H . Gli effetti benefici di un controllo dinamico si manifestano per St_H minori di 0.1 e maggiori di 3.7, per quanto concerne la prova sperimentale di *Barros et al.* [24]. Più precisamente, il collo di bottiglia alla massima drag reduction è costituito dalla frequenza massima di portata che può essere riprodotta. Questa affermazione è valida almeno fino alla soglia di St_H investigata in [24], pari a 12.1. Nel dettaglio, l'attuazione di getti pulsati va ad inficiare la distribuzione di pressione sulla base posteriore, strettamente legata alla drag reduction. La dipendenza tra questi fattori è di tipo lineare, con la prima che incide per il 68% sulla seconda, come si vede in figura 1.8. Quanto affermato è mostrato nel grafico seguente, dove

$$\gamma_d = \frac{C_D}{C_{D_0}}$$

$$\gamma_p = \frac{\langle \overline{C_p} \rangle}{\langle C_{p_0} \rangle}$$

dove C_D è il coefficiente di resistenza, $\overline{C_p}$ è il coefficiente di pressione mediato nel tempo e $\langle C_p \rangle$ è lo stesso mediato nello spazio, in particolare sul retro vettura. Il pedice 0 è riferito alla condizione di flusso naturale, cioè in assenza di attuazione.

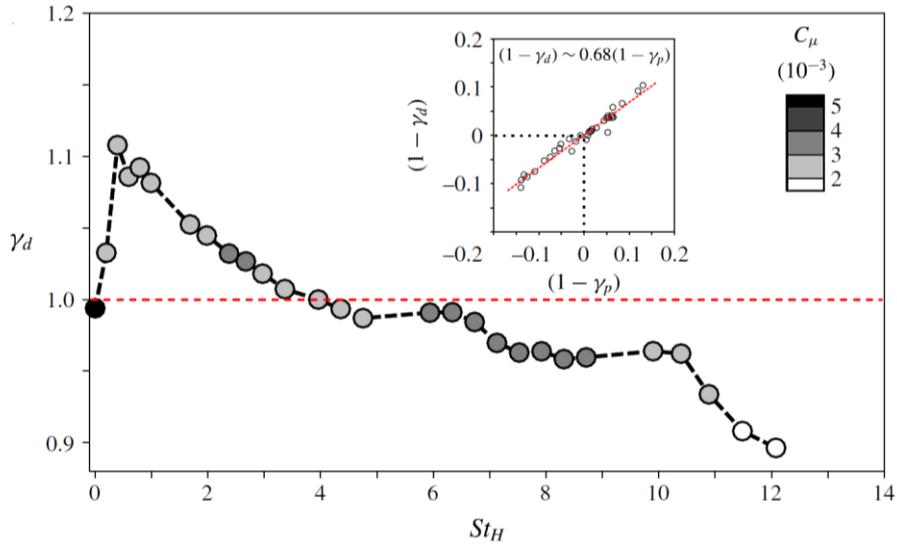


Figura 1.8. Parametro di resistenza al variare del numero di Strouhal e suo rapporto con il parametro di pressione [24]

Strettamente correlato al concetto precedentemente espresso, si ha che l'intervallo a bassa frequenza cresce di ampiezza all'aumentare del numero di Reynolds. L'unico parametro che varia in maniera consistente al suo interno è la velocità del flusso indisturbato, perciò una velocità più alta garantisce effetti positivi sulla drag per basse frequenze di attuazione, cioè nel range di St_H minori di 0.1. Parallelamente rischia di scomparire la macro-regione efficace ad alta frequenza, dal momento che gli strumenti potrebbero non essere più in grado di riprodurre frequenze così elevate. Questa, come già accennato, è la zona che consente la massima riduzione di resistenza, per cui il controllo pulsato funziona tanto meglio quanto è minore il numero di Reynolds, a patto che gli strumenti riescano a lavorare nel campo per $St_H > 3.7$.

Un secondo parametro di primaria rilevanza è sicuramente l'ampiezza del getto, cioè la sua velocità di uscita. È possibile tenere in conto quest'ultima attraverso due differenti parametri adimensionali, il già introdotto coefficiente di quantità di moto C_μ e la lunghezza di corsa L_0 , definita come

$$L_0 = \frac{\bar{V}_j}{fH}$$

dove \bar{V}_j è la velocità media in uscita dalla fessura, f è la frequenza di pulsazione e H , come già noto, è l'altezza del modello. Da un punto di vista matematico è sicuramente molto più interessante valutare cosa avviene al variare della lunghezza di corsa, infatti per la frequenza

di forcing testata pari a 610 Hz presenta la peculiarità di presentare un determinato valore, esattamente 9.1 m/s [24], per il quale si ha un minimo di resistenza indipendente dal numero di Reynolds. Questa caratteristica mostra quindi una certa rilevanza della dinamica intrinseca del getto nel calcolo della drag. In aggiunta si sottolinea come si evinca dal seguente grafico quanto già esposto relativamente al dominio delle alte frequenze, cioè il maggior recupero di pressione che si riesce ad ottenere per Reynolds più bassi a parità delle altre condizioni al contorno. Si evidenzia infine come in ordinata sia presente il parametro γ_p : dal momento che i coefficienti di pressione sulla base posteriore sono negativi, un eventuale $\gamma_p < 1$ si traduce in un incremento di pressione.

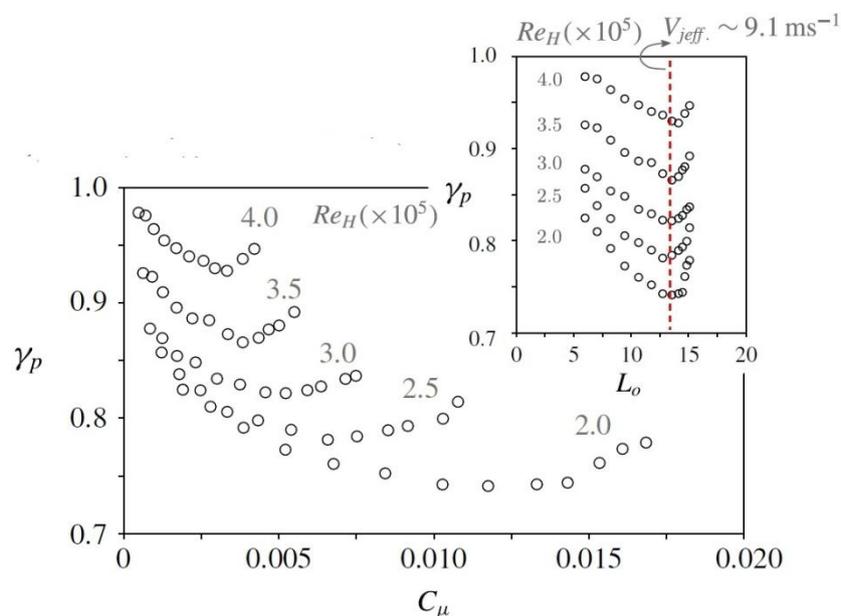


Figura 1.8. Pressione media al variare di coefficiente di momento, lunghezza di corsa e Reynolds ad alta frequenza [24]

Se prima ci si è focalizzati sulla regione dove la resistenza si riduce, ora si investiga ciò che succede dove invece questa cresce: in questa macrozona si manifesta un picco di massima resistenza. Per ottenere dati ripetibili non si deve guardare allo St_H ma allo St_θ , cioè formato utilizzando come parametro di lunghezza lo spessore di quantità di moto. I test condotti da *Morris et al.* [25] mostrano come St_θ presenti un valore critico in un intervallo compreso tra 0.0024 e 0.022 per strati limite turbolenti, all'interno del quale si ha una crescita delle fluttuazioni di velocità abbinato a un aumento della drag.

Quindi la frequenza risulta giocare un ruolo fondamentale quando si cerca di minimizzare la resistenza, dal momento che solo esercitando un'attuazione ad alta frequenza si riesce a raggiungere l'obiettivo prefissato. Fisicamente il motivo della variazione della drag risiede nell'eccitazione delle fonti d'instabilità turbolente a bassa frequenza, con conseguente aumento della cinetica turbolenta, contrariamente a quanto avviene alle alte frequenze, dove le fluttuazioni di velocità sono smorzate.

È interessante visualizzare le strutture che si originano a valle del modello, nel caso di solo orifizio superiore. Si considera un getto con forma d'onda quadra, con duty cycle 0.6 e St_H 0.8. Il duty cycle è definito come

$$DC = \frac{T - T_{max}}{T}$$

dove T è il periodo e T_{max} è il tempo all'interno del periodo durante il quale la valvola permette il soffiaggio alla velocità massima. $DC = 0.6$ significa perciò velocità massima per il 40% del periodo. Per la prova considerata quando la valvola è nella condizione di minimo la velocità di soffiaggio è nulla.

L'immagine a $t = 0$ in figura 1.10 rappresenta la condizione del campo di moto, in termini di vorticità, un istante prima che la valvola si apra. Queste dettagliate misurazioni sono possibili grazie all'utilizzo di una telecamera PIV. Dopo che è trascorso il 6% del periodo, si apprezza la formazione di una struttura vorticoso, rotante in senso orario, che sarà poi trasportata verso valle [24]. Qui il $\overline{C_p}$, il cui simbolo medio è riferito alla media spaziale sulla base posteriore, cresce in maniera molto evidente, denotando un picco, probabilmente dovuto a un restringimento istantaneo della scia nelle immediate vicinanze dei bordi del modello. Dall'immagine relativa a $t = 0.06 T$ raffigurante i vettori velocità si evincono le prime tracce della formazione della struttura vorticoso principale (II), ben visibile nelle due mappe di vorticità successive. In questa fase a valvola aperta, mediamente, il coefficiente di pressione risulta maggiore rispetto al caso di flusso senza controllo. Nell'istante di chiusura della valvola, invece, questo presenta un rimarcabile drop, per poi tendere ad uniformarsi al valore nella condizione senza controllo avvicinandosi al termine del ciclo. A causa del brusco arresto dell'attuazione si va a formare una terza struttura, come la prima anch'essa oraria, trascinata per convezione verso valle. Per questo valore di numero di Strouhal le ultime due

strutture originatesi non interagiscono all'interno del dominio misurato, come invece avviene per St_H maggiori.

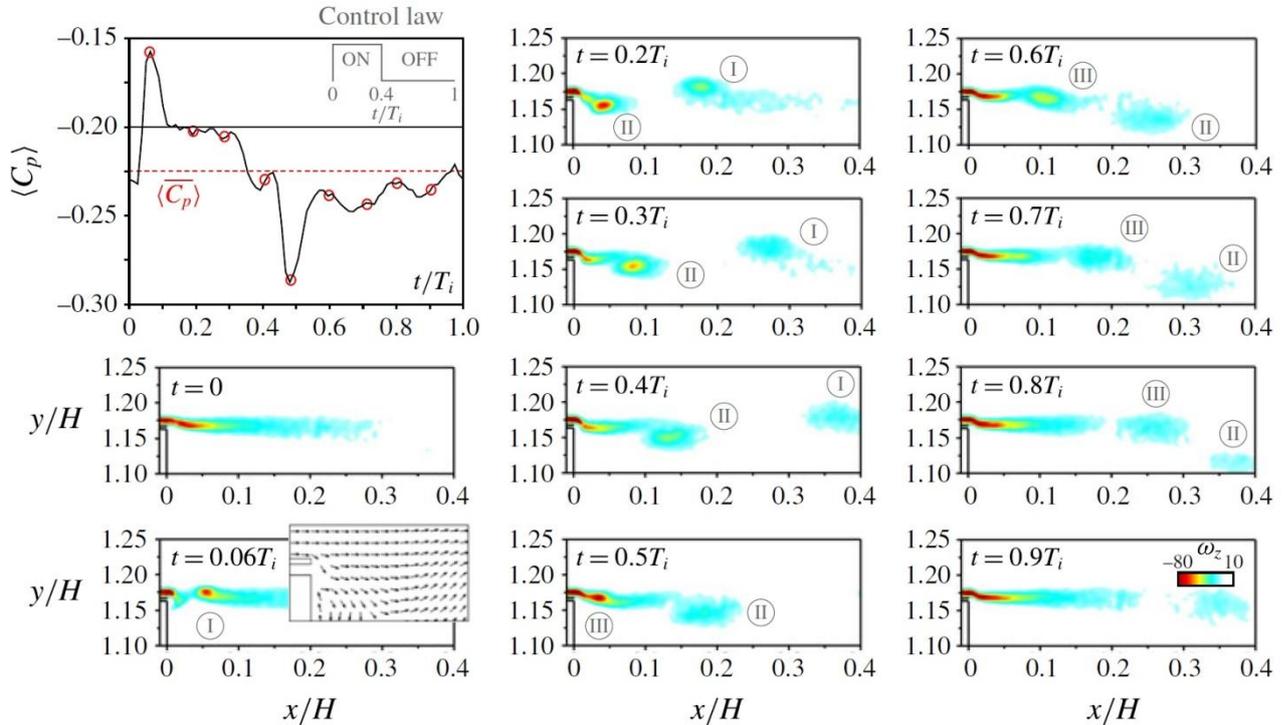


Figura 1.9. Evoluzione del flusso a bassa frequenza [24]

Tornando al regime ad alta frequenza, la pressione sulla base posteriore è strettamente correlata con il regime di funzionamento dei getti. Nel caso di getto pulsato, una volta avviata l'attuazione il $\overline{C_p}$, il cui simbolo medio è nuovamente riferito alla media spaziale sulla base posteriore, cresce come valor medio temporale del 18% [24], comportamento apprezzabile in figura 1.11. A una variazione del valor medio è associata un'importante crescita della sua deviazione standard. La stessa figura mostra inoltre l'andamento del C_p nel piano mediano longitudinale a distanza normalizzata dal suolo y/H pari a 1.05. Ciò che si evince è un comportamento analogo al caso del $\overline{C_p}$, ma il dettaglio inferiore permette di comprendere come il coefficiente di pressione oscilli tra il valore che assume con flusso naturale e altri più elevati. Dall'analisi PIV si nota come nei primi istanti dell'attuazione si instauri un fenomeno vorticoso, ben visibile nell'immagine al centro della figura 1.11(b), che col passare del tempo conduce a una sostanziale modifica della posizione dello strato di taglio, restringendo piuttosto considerevolmente l'ampiezza della scia: si noti infatti

l'evidente cambiamento tra l'immagine in alto, un istante prima dell'inizio dell'attuazione, e quella in basso, in cui si manifestano gli effetti del getto pulsato. Di conseguenza, è la continua oscillazione dello shear layer la causa delle fluttuazioni del C_p .

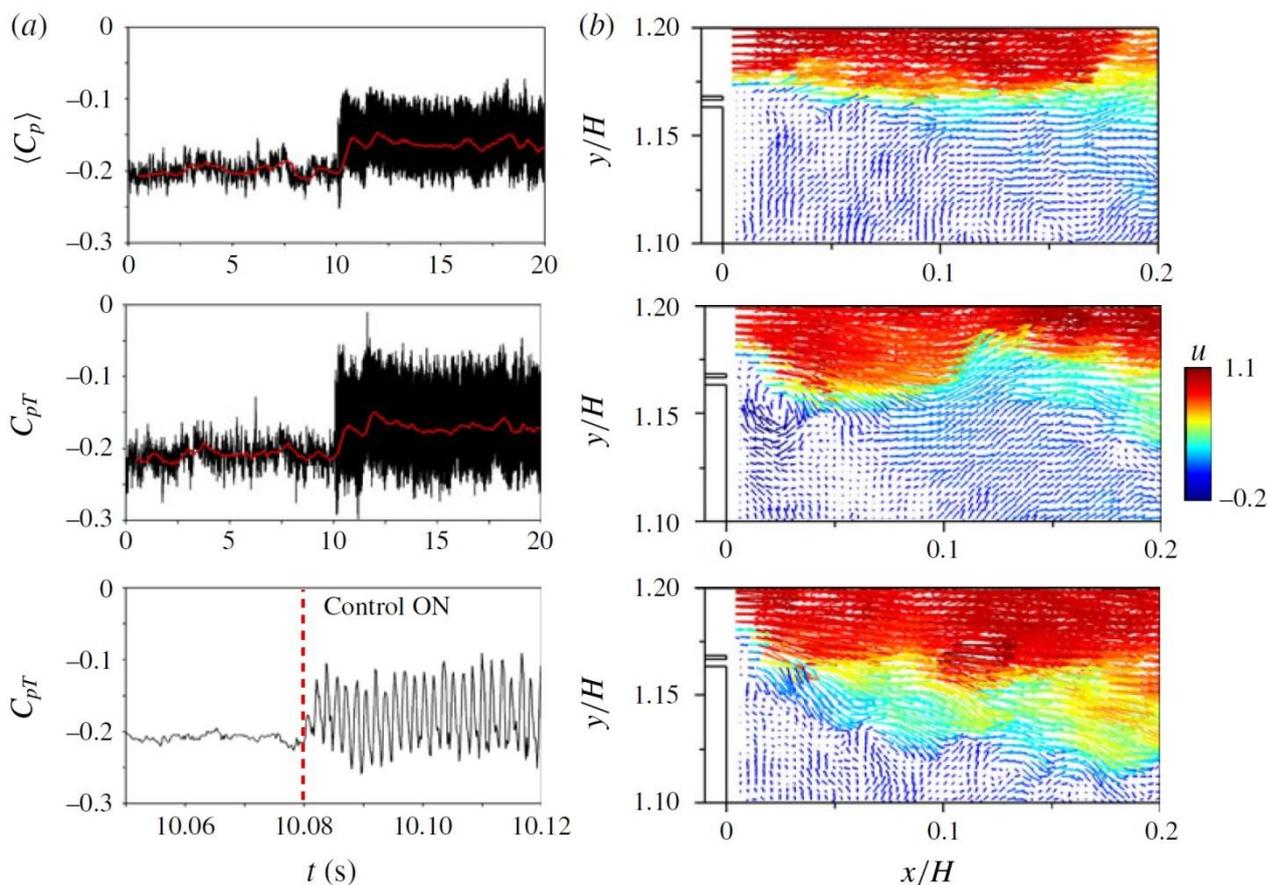


Figura 1.10. (a) coefficienti di pressione al variare del tempo e (b) velocità lungo la direzione del flusso medio a cavallo dello shear layer superiore al variare del regime di funzionamento [24]

Per ciò che concerne lo strato di taglio, durante il periodo di attuazione la sua inclinazione rispetto all'orizzontale β in valore assoluto cresce notevolmente, tendendo ad uniformarsi all'angolazione delle linee di corrente in assenza di controllo solo in prossimità di $\frac{x}{H} = 0.4$. È quindi nel tratto immediatamente a valle della base che si manifestano gli effetti dei getti, che originano la riduzione della sezione di scia.

A parità di intensità del getto e frequenza di forcing, la bontà dei risultati prodotti dai getti stessi è determinata dal numero di Reynolds del flusso a monte, all'interno del quale vengono fissate le proprietà del fluido e lunghezza di riferimento, cioè viene lasciata libera di

variare solamente la velocità a monte. Il peso dell'attuazione sarà maggiore quando il Reynolds sarà minore, infatti al diminuire di quest'ultimo cresce la pendenza rispetto all'orizzontale della streamline separatrice della scia, che provoca a cascata una riduzione delle sue dimensioni. La ragione di questo comportamento trova spiegazione nella quantità di vorticità, proporzionale all'angolo di inclinazione della streamline separatrice, contenuta nella bolla di ricircolo immediatamente a valle della base posteriore: aumentando la velocità del flusso a monte, le strutture vorticosi indotte dai getti vengono trasportate più velocemente lontane dalla base, così che la vorticità nel volume considerato diminuisce.

Si nota inoltre come nello shear layer, nelle vicinanze del getto e proprio a causa della sua presenza, si abbia una zona a pressione minore, il che conduce a un richiamo di flusso verso questa zona. In particolare il richiamo è tanto maggiore quanto è minore il Reynolds. Addirittura raddoppiando Re si ottiene una velocità cross-stream media proveniente dall'esterno della bolla più che doppia in $\frac{x}{H} = 0.2$ [24]. Le velocità cross-stream medie provenienti dall'interno hanno invece valori molto simili.

Il valore di vorticità massimo per ogni sezione evolve lungo la direzione del flusso decadendo esponenzialmente sia in caso di flusso naturale che forzato, per quest'ultima condizione però il massimo raggiunto in prossimità della fessura è decisamente inferiore. Le due curve tendono ad uniformarsi via via che ci si allontana dal modello, sebbene per $\frac{x}{H} = 0.2$ la vorticità massima in condizione di flusso forzato sia ancora del 30% inferiore [24].

Le fluttuazioni turbolente di velocità vengono amplificate per un breve tratto, la cui lunghezza cresce al crescere del Reynolds, originando una zona altamente dissipativa immediatamente a valle del getto. Questo effetto inopportuno è comunque recuperato più a valle, dove le fluttuazioni sono abbondantemente smorzate. Di conseguenza è lecito affermare come l'attuazione svolga una funzione stabilizzante per la dinamica nella direzione perpendicolare a quella del flusso.

Da un'analisi della struttura della scia in opportune condizioni risalta un risultato singolare: seppur l'attuazione permetta di recuperare il 15% di pressione in più sulla base posteriore e guadagnare un 11% di resistenza in meno non si apprezzano sostanziali modifiche delle dimensioni della scia stessa. La bolla di ricircolo si allunga infatti solamente tra il 2% e il 4% [24]. Se però si evidenziano le linee di corrente medie di riferimento si evince un

cambiamento della forma, dovuto al bilancio di due effetti opposti che, come appena affermato, non mutano in alcun modo la lunghezza: la diminuzione di entrainment, che condurrebbe a un suo incremento, e l'aumento dell'angolo dello shear layer rispetto all'orizzontale, β , che porterebbe a una sua riduzione. Entrambi gli effetti sono fattori benefici in termini di contenimento della drag.

Quanto esplorato riguardo all'importanza della forma della scia suggerisce la possibilità di introdurre delle appendici arrotondate in corrispondenza delle fessure in grado di deviare opportunamente il flusso generato dai dispositivi di controllo, sfruttando quindi l'effetto Coanda: questa proprietà è appunto la capacità del fluido in movimento di seguire una superficie quando si trovano a contatto l'uno con l'altra. Dal successivo grafico appare innanzitutto chiaro come a parità di C_μ l'utilizzo di getti pulsati produca migliori risultati in termini di incremento di pressione sul retro. In aggiunta la figura propone un confronto tra le configurazioni con appendici e non, dimostrando come questo artificio funzioni sia per getti continui, con un guadagno del 14% di pressione a fronte del 5% senza gli strumenti montati, che per getti pulsati, dove addirittura la pressione cresce del 33% rispetto al caso naturale, che si traduce in un crollo del 18% della resistenza [24].

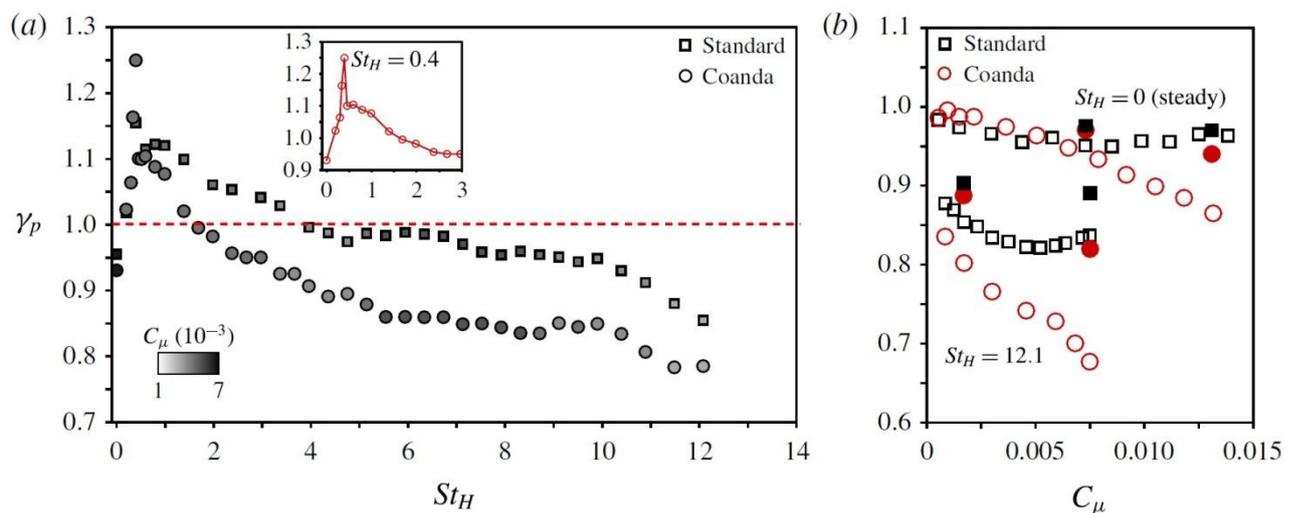


Figura 1.11. Differenza tra pressione media nel caso di sfruttamento o meno dell'effetto Coanda sulle appendici al variare di (a) Strouhal e (b) C_μ [24]

Si rileva infine come il forcing ad alta frequenza, cioè nel range che permette una riduzione della drag, non incida minimamente sulla frequenza di shedding vorticoso del corpo, benché

questo subisca un leggero smorzamento, cioè un picco meno evidente all'interno dello spettro.

2. Setup sperimentale

Per validare la bontà del controllo attivo si è scelto di sfruttare l'aerodinamica sperimentale, tralasciando del tutto quella numerica. La scelta è giustificata da una velocità di acquisizione dati molto più elevata, così da permettere un'analisi enormemente più dettagliata dei campi di funzionamento dei getti pulsati applicati al modello dettagliato nel seguito.

2.1 Modello

Il modello utilizzato è il tipico esemplare di veicolo medio adibito al trasporto merci in scala 1:10 rispetto al vero, quando si trattano veicoli di piccole dimensioni. La forma ricalca ampiamente appunto quella di un van, con la superficie anteriore inclinata di 50° rispetto all'orizzontale, i cui angoli adiacenti sono arrotondati. È realizzato in plastica e ha come dimensioni 411 mm di lunghezza, 171 mm di larghezza e 200 mm di altezza, riconosciute in seguito rispettivamente dai parametri L , W e H . A differenza di modelli simili studiati in bibliografia la base posteriore non è immediatamente collegata alle superfici laterali, ma è connessa attraverso ulteriori superfici di raccordo inclinate di un angolo di 10° , che contribuiscono a creare un effetto boat-tail, illustrato nel paragrafo 1.1. Di conseguenza, quando devono essere trattati parametri di riferimento di altezza per costruire ad esempio il numero di Strouhal, non viene utilizzata l'altezza vera del modello H , ma l'altezza della base rettangolare definita H_{ref} , pari a 170 mm . Sul perimetro di questa base posteriore sono installate quattro fessure, una denominata top, una bottom e due lateral, attraverso le quali è possibile far fuoriuscire una certa portata d'aria, così da andare a modificare la struttura del flusso circostante. All'interno il modello è cavo, perciò lo spazio interno è sfruttato per posizionare dei trasduttori di pressione in grado di ricevere di pressione media e fluttuante provenienti dai microfoni disposti sulla base posteriore. Internamente sono anche presenti i condotti che convogliano l'aria entrante dal supporto fino alle fessure.



Figura 2.1. Vista globale e posteriore del modello

Le ruote del modello sono non rotanti e si mantengono rialzate da terra di una certa altezza, detta ground clearance. Si è notato però che quest'ultima non è costante sul lungo periodo: purtroppo non si è in grado di definire quali siano le grandezze che determinano questo movimento. Il modello in realtà non è solo sottoposto a traslazione verticale, ma anche a rollio e beccheggio, confermando come il fenomeno sembri puramente casuale. È possibile comunque effettuare un'analisi delle posizioni medie del veicolo in termini di altezza dal suolo: per quanto la deviazione standard della curva interpolante sia elevata, sembrerebbe che l'altezza diminuisca con la temperatura. Dal momento che la ground clearance riveste un ruolo dominante nel calcolo della resistenza sono disponibili due diversi tipi di ruote, un tipo con una parte di cilindro tagliata, in modo da cercare di uniformare il più possibile la ground clearance in tutte le prove sperimentali svolte sul lungo periodo.

Il modello è sostenuto da un supporto posizionato sulla parte superiore, precisamente a distanza $0.38 L$ dal bordo d'attacco. Adiacenti al supporto sono presenti anche un sistema di leve collegato esternamente alla cella di carico, disposta sopra la parete superiore della wind tunnel, tutti i cavi necessari ad alimentare le apparecchiature collocate all'interno del modello e i condotti che permettono di trasferire aria compressa, di cui usufruiscono gli attuatori per generare i getti. Tutta la strumentazione descritta così come il supporto sono

rivestiti da una carenatura a forma di profilo alare in modo da limitare l'incidenza degli effetti di questo blocco sul calcolo della resistenza aerodinamica.

2.2 Wind tunnel

Per le prove è stata utilizzata la "Galleria Arancio" presso il laboratorio "Panetti", all'interno del Politecnico di Torino. Per la messa in moto di portate di fluido, essa è dotata di due eliche spingenti, ciascuna con dodici pale. Il controllo di quest'ultime è affidato a un pannello a bordo galleria, attraverso il quale è possibile regolare le due eliche contemporaneamente oppure singolarmente, per far sì che abbiano sempre lo stesso numero di giri al minuto, evitando quindi la nascita di flussi non allineati. Il numero massimo di giri raggiungibili è 1100 *rpm*. Seguono a valle un condotto convergente, caratterizzato da avere rapporto di contrazione di 9.5 e una rete per l'abbattimento della turbolenza, attraverso la quale si riesce a limitare il valore del livello di turbolenza a 0.4%. La test section ha sezione rettangolare, con altezza 1.2 m, larghezza 0.9 m e lunghezza 6.5 m. A monte della camera di prova è presente una fessura rettangolare, di dimensioni 250 mm lungo la larghezza e 5 mm in lunghezza, il cui scopo è l'aspirazione dello strato limite, per una massima portata di 70.5 Nm³/hr. Trattando un problema di ambito automotive, risulta non trascurabile la presenza dello strato limite dovuto alla condizione di no-slip tra ground e aria, inesistente al vero. Il modello invece, essendo circa a contatto col suolo, potrebbe rientrare all'interno dello strato limite stesso, causando di conseguenza importanti alterazioni delle forze in gioco e quindi misure errate. Lo sviluppo dello strato limite a valle del punto di aspirazione potrebbe portare comunque al manifestarsi del fenomeno del bloccaggio, per cui la test section è stata realizzata divergente dell'1%. È infine fondamentale fare una considerazione sul numero di Reynolds massimo raggiungibile in galleria per poter valutare se sia possibile affermare che la prova sia in similitudine fluidodinamica con il vero. Per un suo corretto calcolo è necessario tenere in considerazione l'effetto di temperatura, pressione e umidità sulle proprietà del fluido, come illustrato di seguito

$$\chi = \frac{\frac{R^*}{R_{H_2O}} * \frac{RH}{100} * p_{sat_{H_2O}}}{p_{amb} - \frac{RH}{100} * p_{sat_{H_2O}}}$$

$$R_{test} = \frac{R^* + \chi R_{H_2O}}{1 + \chi}$$

$$\rho_{\infty} = \frac{p_{amb}}{R_{test} * T_{amb}}$$

dove R^* e R_{H_2O} sono rispettivamente le costanti universali per aria e acqua, RH è l'umidità relativa, $p_{sat_{H_2O}}$ è la pressione di saturazione dell'acqua, il parametro χ ricavato è il rapporto tra la pressione parziale dell'acqua e quella dell'aria secca. La temperatura altresì esercita la sua influenza sul numero di Reynolds, in particolare sulla viscosità dinamica, che deve essere quindi ricalcolata, ad esempio attraverso la legge di Sutherland, riportata qui sotto

$$\mu = \mu_0 \frac{T_{amb}^{1.5}}{S_0 + T_{amb}}$$

dove S_0 è la costante di Sutherland, pari per l'aria a 110 K, e μ_0 la viscosità dinamica alla temperatura di riferimento, 20 °C.

Per un numero di giri medio di 900 rpm la velocità raggiunta in camera di prova è circa 9 m/s, che, per proprietà del fluido in condizioni ambiente medie, permette un Reynolds massimo dell'ordine di 10^5 , a dispetto di un ordine di 10^7 del caso vero. Nonostante il corpo considerato sia tozzo, per cui l'effetto su di esso Reynolds è ridotto, sarà comunque necessaria un'opportuna manipolazione della turbolenza per ottenere uno sviluppo di strato limite lungo il modello analogo al vero.

2.3 Trasduttori

Sono presenti diversi tipi di trasduttori di pressione, di cui ne vengono elencate nel seguito le caratteristiche principali.

Un primo blocco è costituito dallo ZOC33 abbinato allo SmartZOC della Scanivalve. È un trasduttore differenziale, una cui grande potenzialità è data dall'ingombro ridotto, tanto che è possibile collocarlo nella pancia del modello così da rendere molto brevi le linee pneumatiche. Possiede 64 canali in input, una frequenza di campionamento elevata, fino a

20 kHz, e un fondo scala è simmetrico, $\pm 2.5 \text{ kPa}$. L'accuratezza è dello 0.15% del fondo scala, cioè 7.5 Pa . Il suo punto debole è la grande influenza che esercita su di esso la temperatura, così che diventa necessario l'isolamento termico del trasduttore.



Figura 2.2. ZOC33 abbinato allo SmartZoc

Il secondo tipo di trasduttore è *DSA 3217*, anche questo differenziale, che viene sfruttato per la valutazione delle pressioni in scia. Rispetto al precedente ha un minor numero di canali in ingresso, solo 16, identico fondo scala e un'accuratezza minore, 0.20%, 10 Pa . Anche la risposta in frequenza è più bassa: è limitata a 500 Hz .



Figura 2.3. DSA 3217

Infine vi è il *Setra 239*, utilizzato in uscita dal Pitot, anch'esso con fondo scala simmetrico, $\pm 1378.9 \text{ Pa}$ e un'accuratezza ancor più bassa, dal momento che lo 0.14% corrisponde a 19.3 Pa .



Figura 2.4. Setra 239

2.4 Sensori di pressione fluttuante

Per la valutazione delle rapide fluttuazioni si usufruisce di 16 microfoni, cioè delle capsule capacitive di diametro 9.8 mm e altezza 7 mm . La loro peculiarità è l'alta risposta in frequenza, infatti riescono a cogliere oscillazioni fino 13 kHz , abbinata a un'elevata sensibilità, $-60 \pm 3\text{ dB}$. Per aumentare la risoluzione spaziale i microfoni sono installati secondo la configurazione pin hole, cioè all'interno di una cavità collegata con l'ambiente galleria attraverso un foro di diametro 1 mm . Il segnale in uscita è poi trasformato da un convertitore A/D con fondo scala 10 V e una risoluzione di 16 bit, che si traducono in un'accuratezza di circa 10^{-5} V .

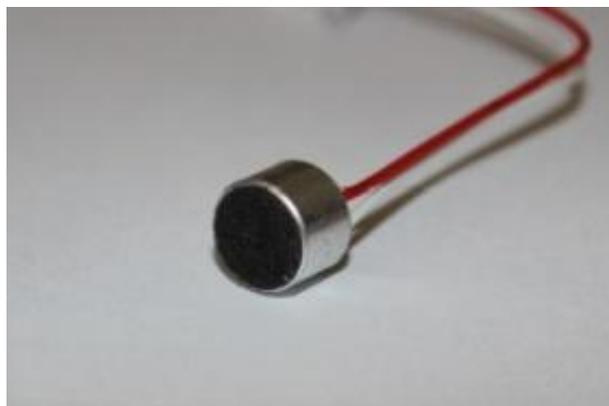


Figura 2.5. Sensore di pressione fluttuante

È importante sottolineare come la strumentazione sia disposta su un solo lato rispetto al piano di simmetria del modello, il che rappresenta un punto debole, in quanto la dinamica del flusso intorno a un corpo tozzo può essere asimmetrica, come ad esempio il modo bistabile.

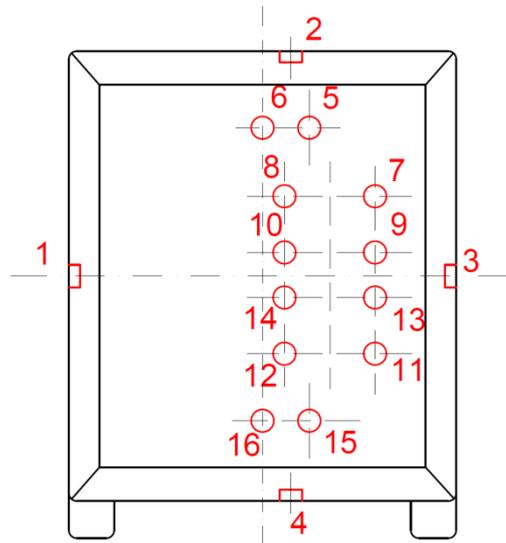


Figura 2.6. Posizioni dei sensori di pressione fluttuante

2.5 Cella di carico

Dal momento che si è interessati alla misura della sola resistenza aerodinamica, si sfrutta una cella di carico ad una sola componente, nel dettaglio la *Dacell UU – K002*. Presenta un fondo scala di 2 kg_f , equivalenti a 19.62 N , con un accuratezza dello 0.02% dello stesso, cioè pari a 3.92 mN . Poiché la bilancia restituisce in output una tensione è stato necessario costruire una curva di taratura. L'ulteriore complicazione risiede nel fatto che la forza da misurare possiede un certo braccio rispetto alla cella, per cui la taratura è stata eseguita per diverse altezze del centro di pressione. In realtà infatti la cella di carico non misura direttamente la forza nella direzione parallela al moto del flusso indisturbato, ma piuttosto una forza generata per equilibrare la coppia derivante dall'azione combinata di drag e lift. Poiché però la portanza, o deportanza, è piccola rispetto alla resistenza e per di più con braccio molto minore dal momento che la cella è collocata sulla parete superiore della

galleria circa in corrispondenza della posizione del modello, è lecito supporre che la coppia sia originata dalla sola drag.

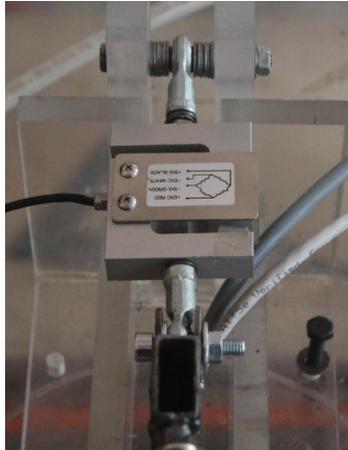


Figura 2.7. Dacell UU – K002

L'operazione di taratura perciò consiste nell'applicare diversi pesi al modello, sostenuti da una carrucola in modo tale che la forza applicata sia diretta in direzione orizzontale, e quindi valutare la risposta in tensione della bilancia sotto l'azione di forze note, pari a 0, 50, 75, 100 e 125 g. Le prove sono state ripetute sotto diverse condizioni ambiente, permettendo così di escludere una grossa influenza di queste sulla taratura.

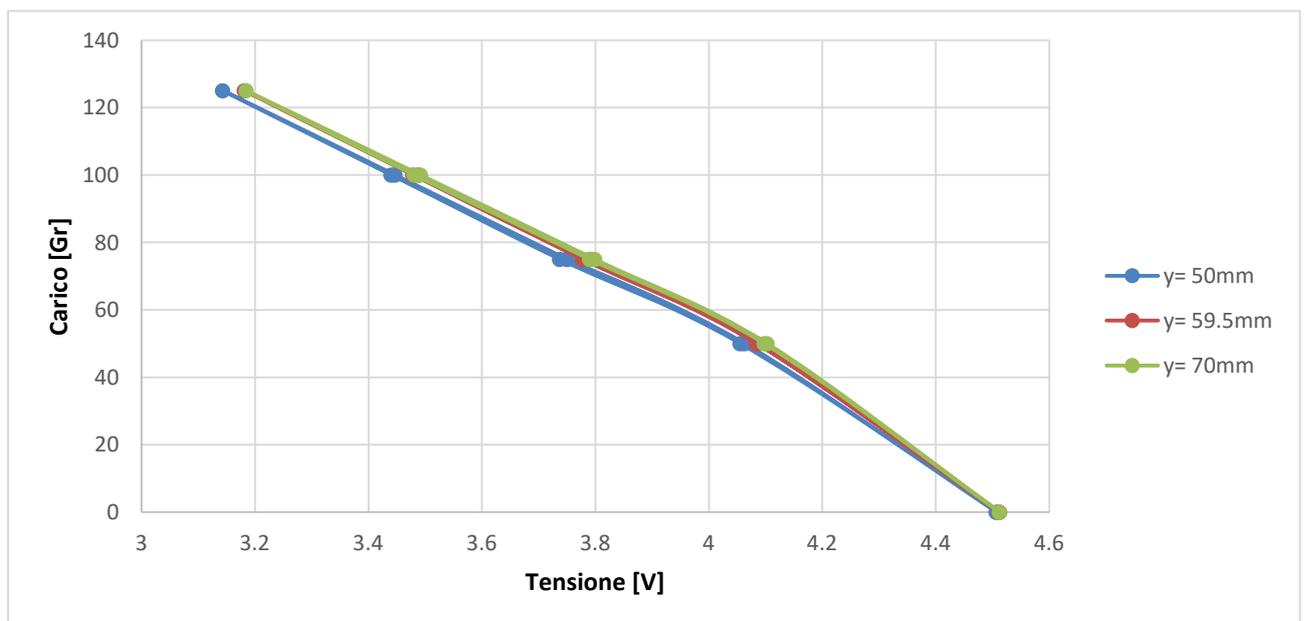


Figura 2.8. Curva di calibrazione della cella di carico

La tensione in uscita dalla cella di carico è influenzata dal braccio della forza da misurare, perciò l'operazione precedentemente descritta viene ripetuta per diverse altezze dal fondo vettura, poiché il centro di forza della resistenza non sarà fisso.

Dal momento che non si apprezza un importante scostamento al variare della posizione del centro di pressione, si è assunto lecito costruire la curva di taratura eseguendo l'operazione di media tra tutti i punti sperimentali ottenuti. È stata quindi estratta la seguente curva di conversione lineare da Volt a grammi

$$\text{Carico} = 386.03 - 82.024 * \text{Tensione}$$

Si è notato il manifestarsi di un ciclo di isteresi, senza però grossi scarti tra le curve percorse all'aumentare e al diminuire del carico, così che questo effetto viene trascurato.

2.6 Flussimetri

Lungo ogni linea di alimentazione dei getti sono disposti dei flussimetri, il cui compito da asservire è la misura della portata volumica. Noti poi i valori di temperatura e pressione in corrispondenza del flussimetro e ipotizzando il gas perfetto è immediato il calcolo della portata in massa, la cui caratteristica è quella di conservarsi lungo la linea, a meno di eventuali perdite dalle tubazioni. Il modello di flussimetri utilizzati è l'*SD800*, la cui portata volumica massima misurabile è di $225 \text{ Nm}^3/\text{h}$, con un'accuratezza di $0.1 \text{ Nm}^3/\text{h}$ e pressione massima operativa di 16 bar . Gli strumenti presentano la possibilità di una lettura ottica della portata volumica direttamente sullo stesso flussimetro oppure la possibilità di incamerare un output in tensione. Questa seconda strada è la preferibile, dal momento che rende il processo automatizzato e non necessita di personale atto alla lettura dei valori numerici sul dispositivo, operazione che per altro potrebbe essere anche non così accurata.

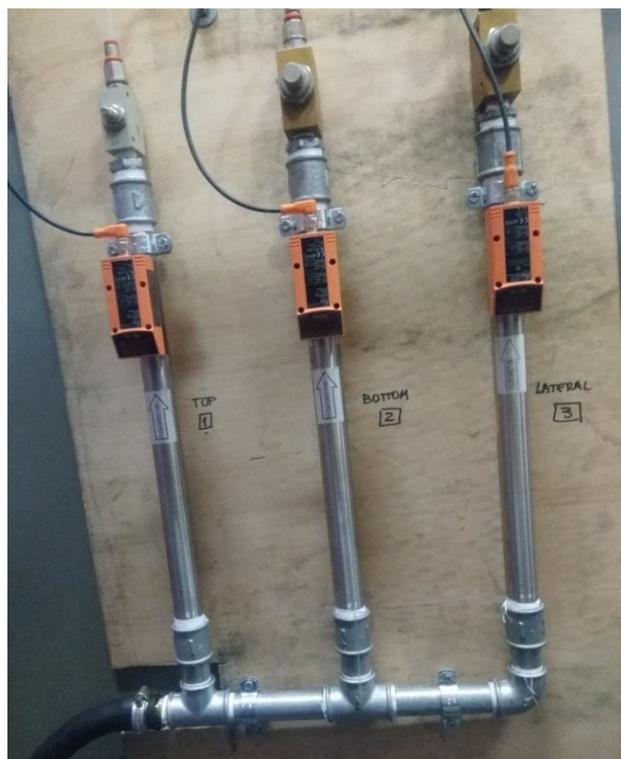


Figura 2.9. Flussimetri

Poiché come detto l'uscita è in tensione, è indispensabile la costruzione delle curve di taratura, attività che richiede la lettura ottica precedentemente descritta. Il flussimetro lascia la possibilità di leggere il valore in diverse unità di misura: la scelta ricade sui Nl/min per esigenze di scala. L'obiettivo finale delle curve di taratura è giungere a conoscenza della velocità in uscita dagli orifizi, estrapolabile note la sezione delle fessure stesse e le pressioni e le temperature in corrispondenza dei flussimetri e degli orifizi, che permettono l'applicazione della conservazione della portata massica. Si sottolinea come la velocità ricavata sia pari a quella effettiva solamente se il flusso è uniforme, anche se in ogni caso il suo valore rappresenta la velocità media sulla sezione di uscita.

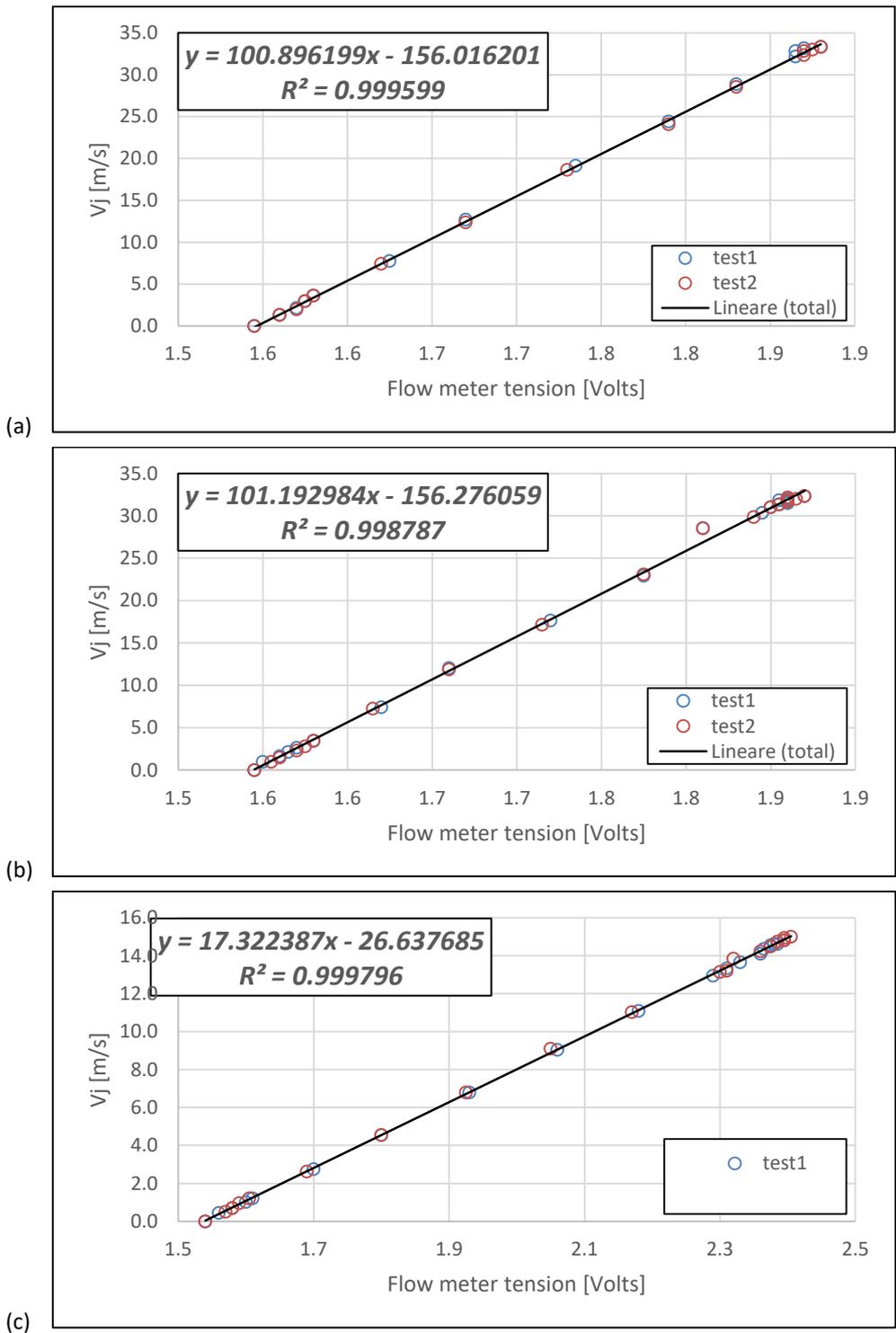


Figura 2.10. Curva di calibrazione del flussimetro lungo la linea top (a), bottom (b) e lateral (c)

Le curve per i getti top e bottom sono alquanto simili, mentre quella relativa ai getti lateral è molto diversa. La causa è da ricercare principalmente nel fatto che la condotta di

alimentazione lateral deve convogliare sufficiente flusso per mettere in funzione correttamente due fessure invece che una, come invece accade per i restanti.

2.7 Elettrovalvole

La gestione della portata, o meglio della velocità, del flusso in uscita dalla fessure disposte sul perimetro della base posteriore è affidata a delle elettrovalvole, dettagliatamente le Camozzi LRWD2. Le servovalvole digitali proporzionali sono 3/3 vie ad azionamento diretto, dotate di un sistema brevettato basato sul principio della spola rotante con controllo elettronico della posizione della spola a circuito chiuso. La scheda elettronica è integrata direttamente nel corpo della valvola così da essere il più compatta possibile, al fine di ridurre gli ingombri. Grazie alla nuova versione completamente digitale la valvola può essere configurata con una connessione USB a seconda delle varie esigenze.



Figura 2.11. Camozzi LRWD2

Le elettrovalvole lavorano attraverso un segnale in ingresso in tensione, che nominalmente può essere compreso tra 0 V e 10 V , valori entrambi corrispondenti alla portata massima Q_{max} stabilita dalla valvola posizionata sopra il flussimetro, come si vede nella sezione 2.12 dedicata alla linea pneumatica. La portata Q può essere destinata a due uscite: la configurazione utilizzata prevede per 0 V portata massima espulsa verso l'ambiente esterno,

per 10 V lo attraverso gli orifizi, mentre per 5 V la portata è nulla, come si apprezza in figura 2.12.

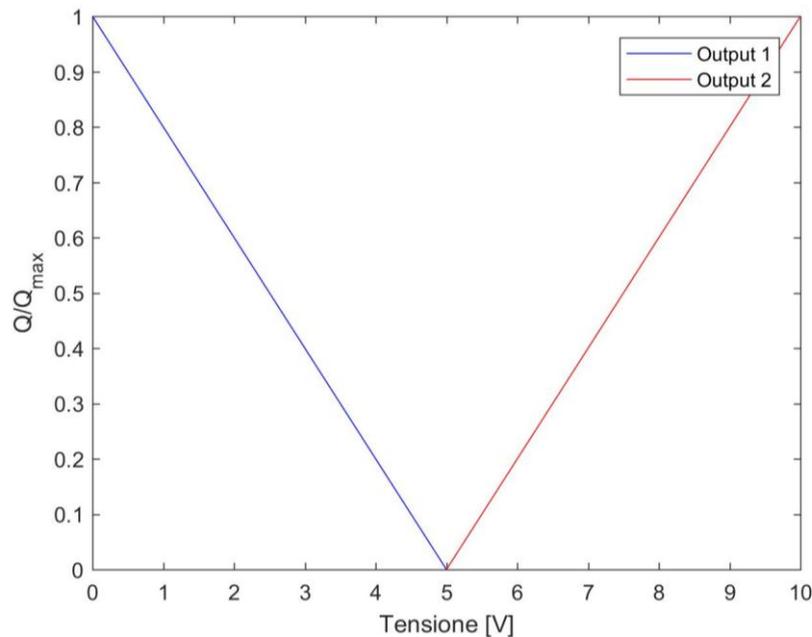


Figura 2.12. Funzionamento nominale Camozzi LRWD2

In realtà la risposta è ben diversa da quella nominale, perciò si rende anche qui necessaria la costruzione di apposite curve di taratura, in particolare per il campo di tensione per il quale la portata è convogliata verso le fessure posteriori, cioè dai 5 V ai 10 V. Questa operazione è resa più veloce sfruttando le curve costruite per i flussimetri, cioè dando in input all'elettrovalvola una tensione si misura la velocità dei getti a partire dall'output in tensione di quest'ultimi. Si apprende dalla figura 2.13 un andamento di tipo lineare per il range centrale di tensioni, mentre in prossimità degli estremi si denota un comportamento piuttosto articolato, con addirittura portata nulla per tensioni minori o uguali a 5.5 V. Non si manifesta invece alcun tipo di ciclo di isteresi. Si rimarca come, analogamente ai flussimetri, le curve degli strumenti lungo le linee di alimentazione top e bottom siano simili e molto lontane dalla funzione valida per la lateral.

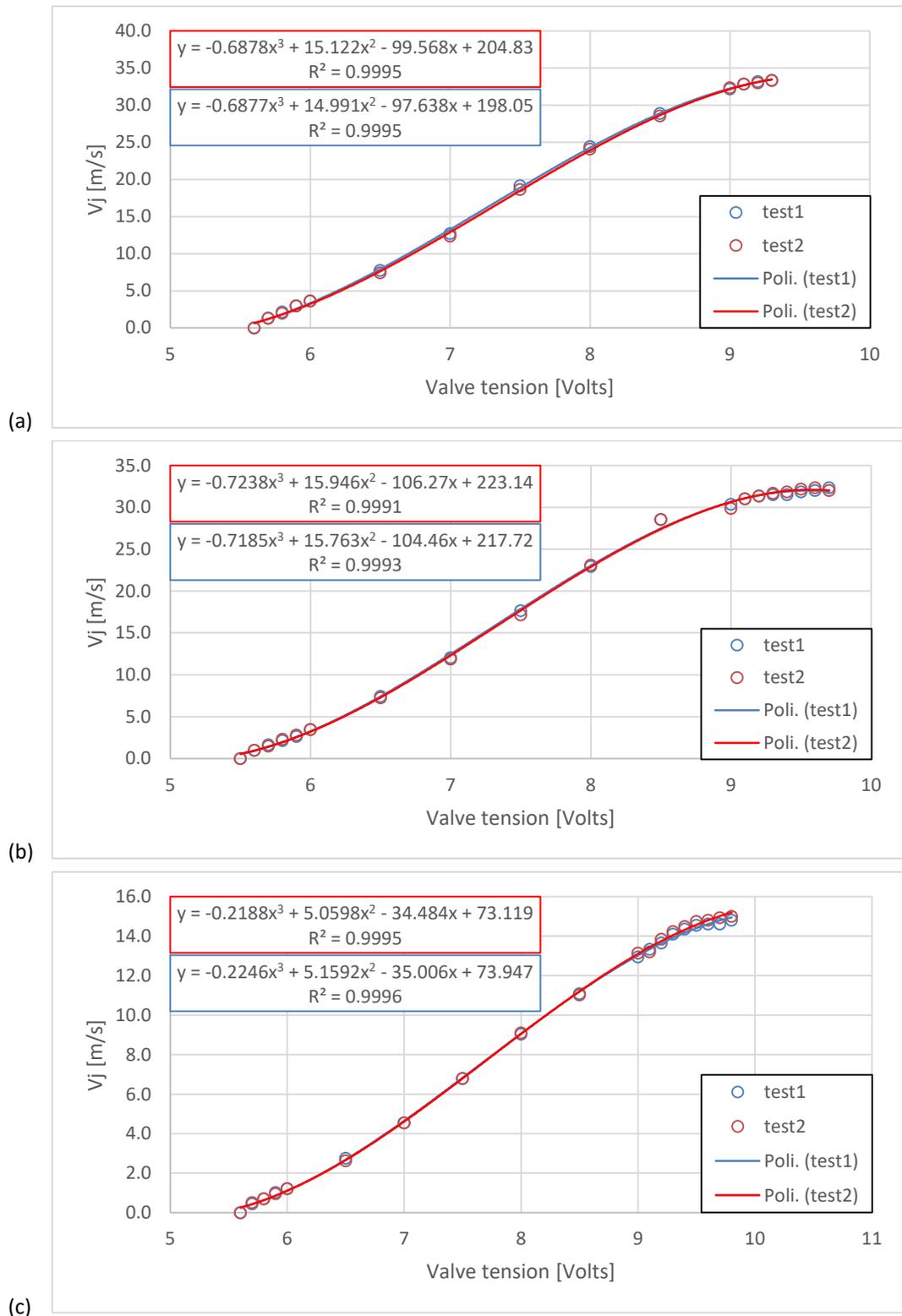


Figura 2.13. Risposta del flussimetro al segnale dell'elettrovalvola lungo la linea top (a), bottom (b) e lateral (c)

Si mostra ora quanto ricavato da una successiva campagna di test, il cui scopo è la valutazione della resistenza al variare della velocità di uscita dei getti. In ingresso viene dato

il segnale corrispondente alla curva di taratura costruita precedentemente, l'uscita in termini di velocità è misurata attraverso una conversione della tensione emessa dai flussimetri. La tensione in entrata è emessa intervallata da step costanti, per simulare salti di velocità normalizzata, rispetto al valore indisturbato, pari a $\frac{V_j}{V_\infty} = 0.1$. Si analizzi adesso quanto accade nel grafico seguente, in cui vengono riportati il numero di dati nell'intorno dei punti griglia equispaziati nuovamente di $\frac{V_j}{V_\infty} = 0.1$.

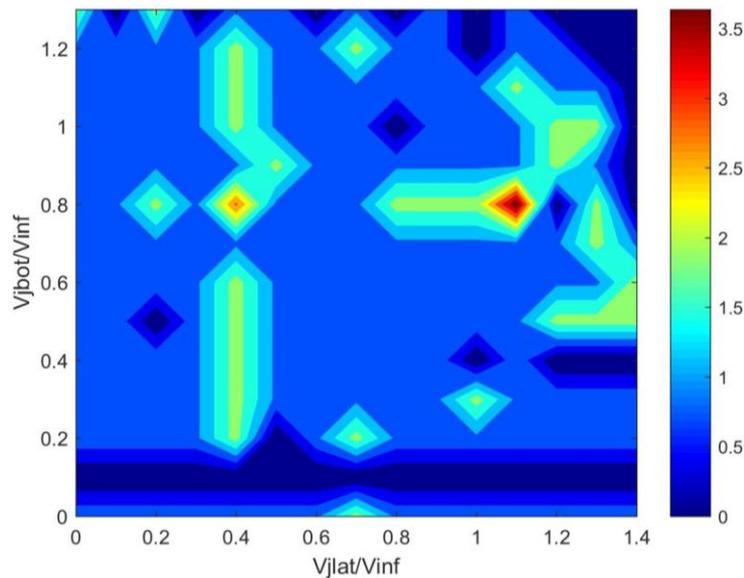


Figura 2.14. Dati per nodo al variare della velocità di soffiaggio per accoppiamento bottom-lateral

Emergono due peculiarità non trascurabili. La zona ad alta velocità di soffiaggio di entrambe le linee risulta essere scarsamente affidabile, per quanto in input vengano alle elettrovalvole tensioni sufficienti a testare anche quelle condizioni di attuazione. La causa può essere ricercata nell'insufficiente portata che riesce a sostenere il serbatoio ad aria compressa, quando la quantità richiesta è piuttosto elevata. Un secondo comportamento notevole è l'incapacità del getto bottom di simulare $\frac{V_{jbot}}{V_\infty} = 0.1$, tanto che non è presente nemmeno un valore: infatti per tensioni in input che dovrebbero testare questa regione, il getto risponde con $\frac{V_{jbot}}{V_\infty} = 0$. Sebbene la curva di taratura dell'elettrovalvola presenti un'ottima accuratezza a livello globale, affermazione sulla base della sua bassa deviazione standard, questa non è così accurata a livello locale per basse velocità.

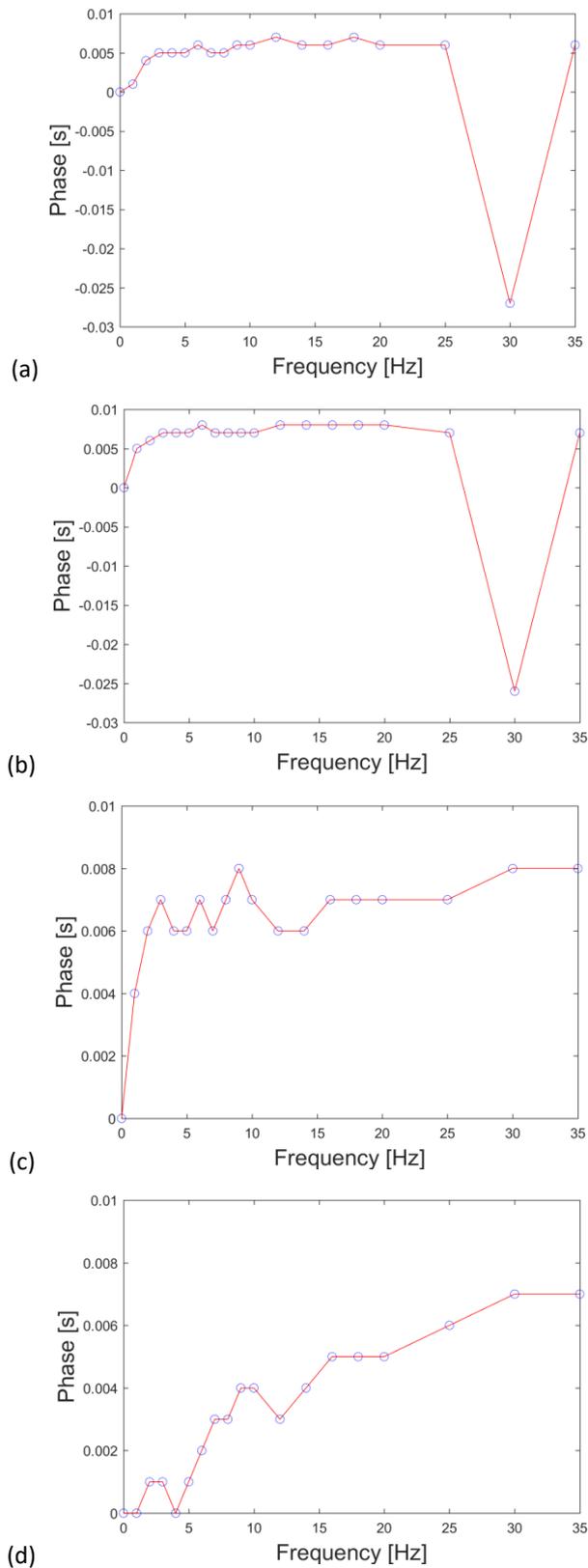


Figura 2.15. Anticipo di fase del flusso in uscita dalle feritoie rispetto al segnale emesso dalle elettrovalvole per i getti top (a), bottom (b), left (c) e right (d)

Il fenomeno invece non si manifesta per i getti laterali, in quanto questi sono due, perciò richiedono una portata maggiore, per cui l'elettrovalvola lavora nella regione di ottima corrispondenza valori reali in uscita e curva di taratura. La proporzionalità è infatti tra tensione e portata e non tra la prima e la velocità, quest'ultima appunto ricavata dalla portata.

L'elettrovalvola è in grado di simulare piuttosto fedelmente frequenze di portata fino a 50 Hz. La figura 2.15 permette di valutare se la risposta di ogni getto sia in fase o meno rispetto agli input di diversa frequenza forniti al modulo 9215 della *National Instruments*. Tempi di fase positivi indicano un anticipo, quelli negativi un ritardo. È evidente come sia impossibile rilevare un anticipo di fase, perciò i tempi positivi devono essere attribuiti a un piccolo errore del sistema, dal momento che questi si mantengono comunque al di sotto di 0.01 s. Emerge invece per i getti top e bottom un comportamento singolare in corrispondenza di 25 Hz, in quanto si manifesta un ritardo di 0.025 s per entrambi, dovuto probabilmente all'interazione di questa frequenza con qualcuna caratteristica del sistema. È quindi lecito affermare come la risposta dei getti sia sostanzialmente in fase, ad eccezione dei getti top e bottom per frequenza intorno ai 25 Hz.

2.8 Tubo di Pitot

All'interno della test section è presente anche un tubo di Pitot, il cui scopo è calcolare la velocità del flusso indisturbato. Questa misura viene sfruttata sia per semplicemente conoscere la velocità in galleria come valore assoluto, sia per effettuare la taratura degli anemometri a filo caldo. Il Pitot è collegato al trasduttore capacitivo *Setra*, la cui uscita in tensione è corrispondente alla pressione dinamica. Per il calcolo di quanto ricercato sarà perciò necessario procedere a una conversione in una grandezza di pressione e quindi ricavare la densità del flusso noti valori di temperatura, pressione e umidità ambiente, come illustrato in sezione 2.2. Diventa quindi immediatamente nota la velocità conosciute la pressione dinamica q_{∞} e la densità ρ_{∞} , con pedice ∞ che indica le grandezze relative al flusso indisturbato

$$V_{\infty} = \sqrt{\frac{2q_{\infty}}{\rho_{\infty}}}$$

2.9 Anemometro a filo caldo

Un ulteriore strumento a disposizione è l'anemometro a filo caldo. Questa tecnica ha il vantaggio di essere scarsamente intrusiva, possedere elevata accuratezza spaziale così come alta risposta in frequenza. Si rende quindi possibile la misura delle fluttuazioni di velocità, ottenute sottraendo la media nel tempo ai valori istantanei, e conseguentemente della cinetica turbolenta. Quest'ultima però può essere solamente calcolata nella direzione del flusso medio, poiché le sonde disponibili dispongono di un solo sensore. La misura della velocità, nel caso di regime di funzionamento a temperatura costante, avviene attraverso la quantificazione del calore asportato dal flusso. Questo è pari a quello generato per effetto Joule a causa del fluire di corrente attraverso il sensore, che è caratterizzato da una propria resistenza: il tutto dà luogo a una caduta di tensione ai capi del sensore stesso, la quale è il vero e proprio output del dispositivo. Operativamente, per far lavorare lo strumento a temperatura costante, la sonda è collegata in modo da risultare una delle quattro resistenze del ponte di Wheatston. Perciò prima di usufruire della sonda sarà necessario il bilanciamento del ponte. L'anemometro presenta una manopola che permette di settare lo stesso in tre diverse modalità: *std*, *stand – by* e *flow*. Il manuale prescrive che, per ottenere un corretto bilanciamento, in modalità *std* e *stand – by* per fluido in quiete l'uscita in tensione sia in entrambi i casi pari a 5 V. Per la regolazione delle uscite è sufficiente avvitare o svitare un apposito ingresso. Per il funzionamento vero e proprio dello strumento, la modalità selezionata deve essere *flow*. Dal momento che l'uscita fornita è una tensione, si rende necessaria la costruzione di una curva di taratura che deve essere ricavata volta per volta, a causa della grande sensibilità del filo caldo alle condizioni ambiente e di installazione. Questa è ottenuta effettuando misurazioni del flusso indisturbato in galleria a velocità diverse, usufruendo in parallelo del Pitot già tarato e dell'anemometro a filo caldo. Si riesce quindi a risalire alla curva approssimante della

velocità del flusso in funzione della tensione, scegliendo un polinomio interpolante i dati di quinto grado, come in figura 2.16.

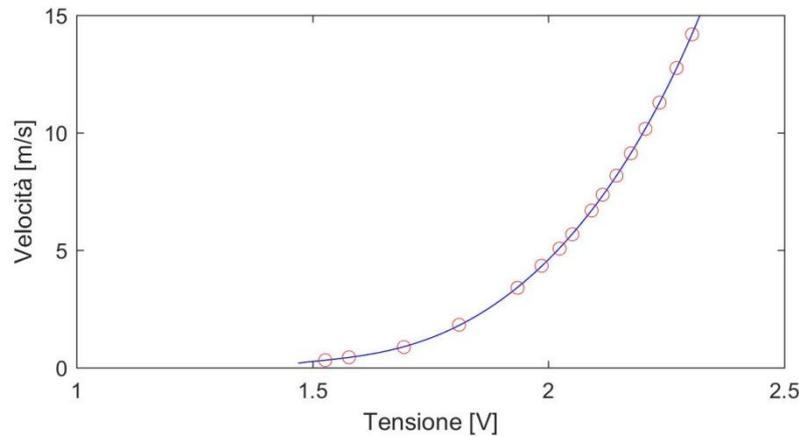


Figura 2.16. Curva di calibrazione dell'anemometro a filo caldo

Lo svantaggio principale della tecnica è la caratteristica di presentare ambiguità del segnale, cioè non si riesce a distinguere il verso di provenienza del flusso, in quanto la caduta di tensione generata è la stessa. In questo contesto però, a meno che non si vada a compiere un'analisi della bolla di ricircolo dove si può incontrare anche flusso reverso, lo svantaggio è trascurabile. L'acquisizione tramite questo dispositivo è gestita dal modulo 9215 della *National Instruments*.

2.10 Attuatori per il controllo del flusso

Ciascun singolo attuatore è costituito da una parte cilindrica, che presenta una fessura di spessore 1 mm e ampiezza rispettivamente 104 mm per i getti superiore e inferiore e 132 mm per quelli laterali. Il condotto di alimentazione giunge esattamente a metà della sua ampiezza. Per ottenere una miglior redistribuzione della portata in ampiezza è stata inserita una membrana rigida, che permette di spezzare l'afflusso diretto dal condotto alla feritoia. L'angolo di uscita del getto è libero di variare tra 36 discrete posizioni, che permettono di regolare la direzione rispetto alla velocità del flusso indisturbato. Per evitare la nascita di asimmetrie, le due feritoie laterali ruotano sempre dello stesso angolo.



Figura 2.17. Attuatore

Le membrane, come illustrato, sono ideate per rendere la velocità più uniforme possibile sulla sezione di uscita. Per una verifica dell'uniformità del getto si ricorre all'utilizzo dell'anemometria a filo caldo, che grazie alle dimensioni ridotte della sonda conferisce alla tecnica le caratteristiche di scarsa intrusività ed elevata accuratezza spaziale. I test sono svolti a galleria spenta, per velocità media del getto in input all'elettrovalvola pari rispettivamente a 5, 7.5 e 10 m/s , con la sonda posizionata a una distanza H dal retro del veicolo. Per una sua precisa traslazione lungo l'ampiezza dell'orifizio lo strumento è fissato su un carrello, mosso a sua volta da un motore passo-passo. L'utilizzo di quest'ultimo conferisce alla prova un'elevata accuratezza, nonché una minor durata della stessa.

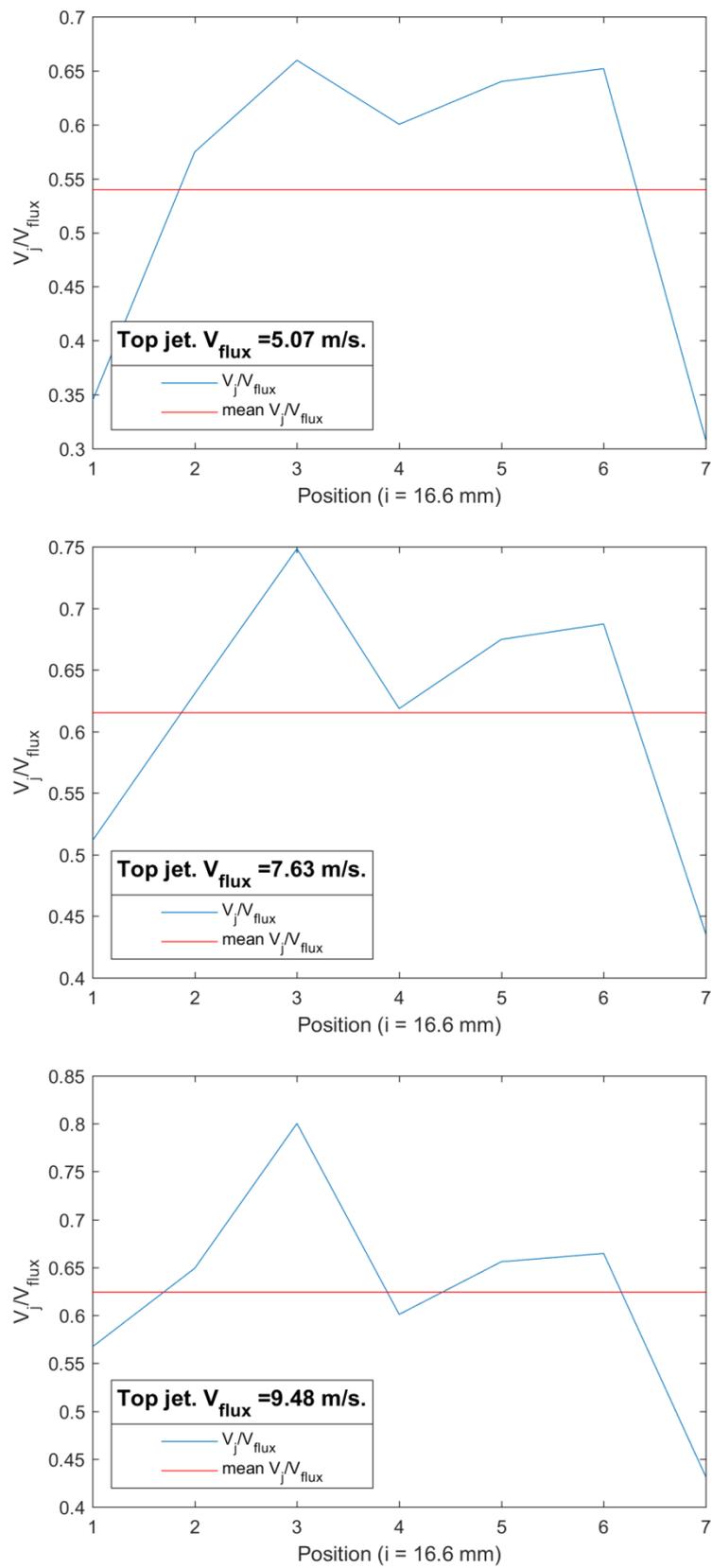


Figura 2.18. Profilo di velocità del getto top al crescere della sua velocità media

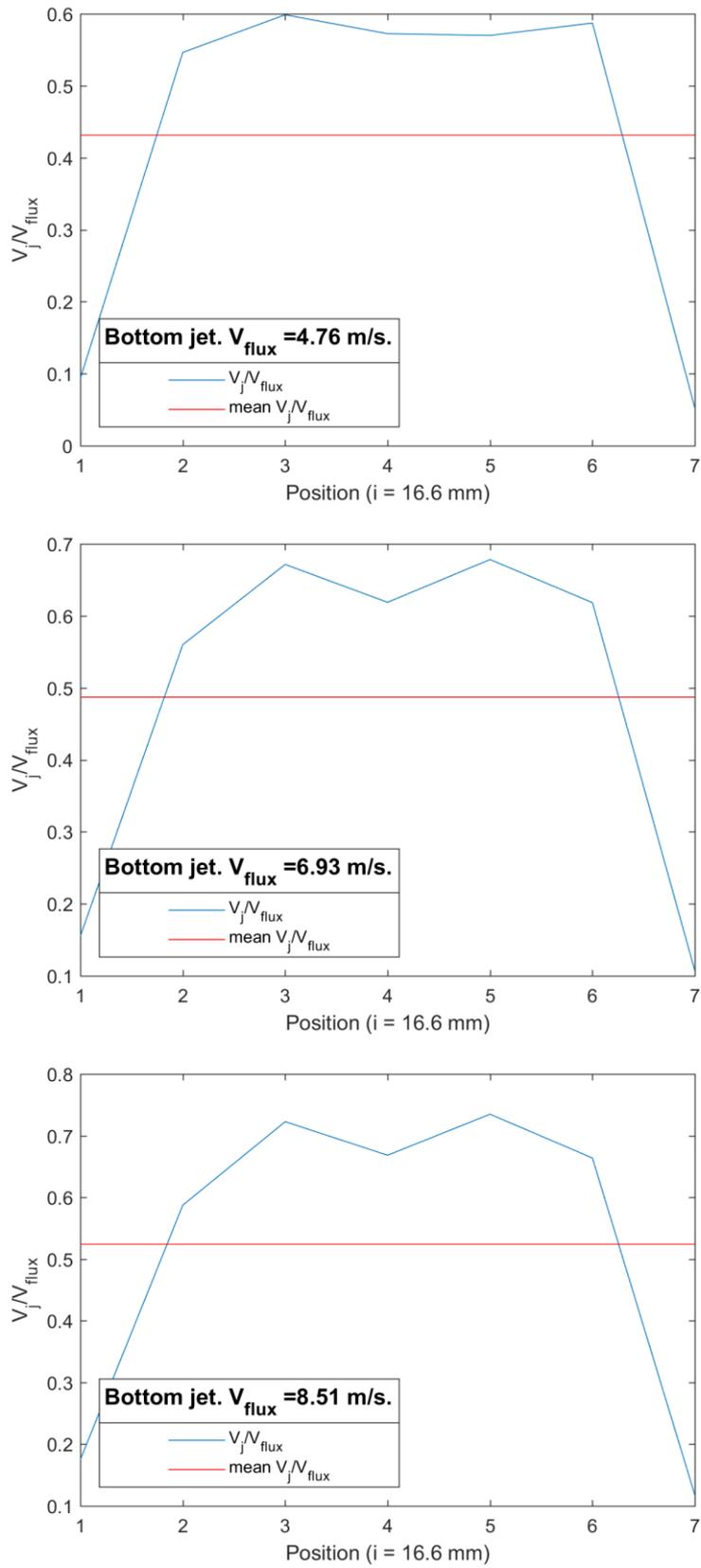


Figura 2.19. Profilo di velocità del getto bottom al crescere della sua velocità media

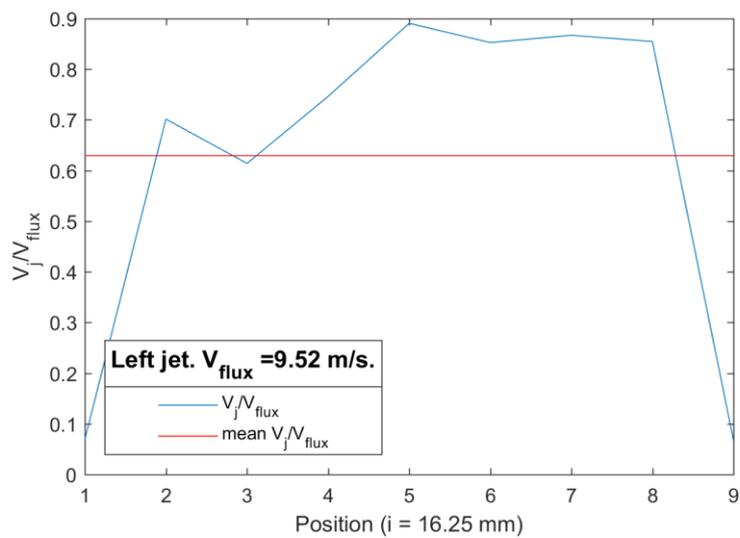
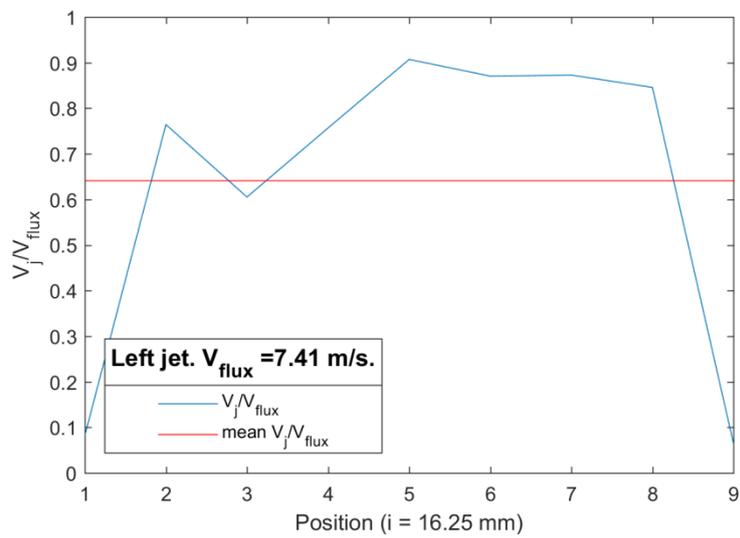
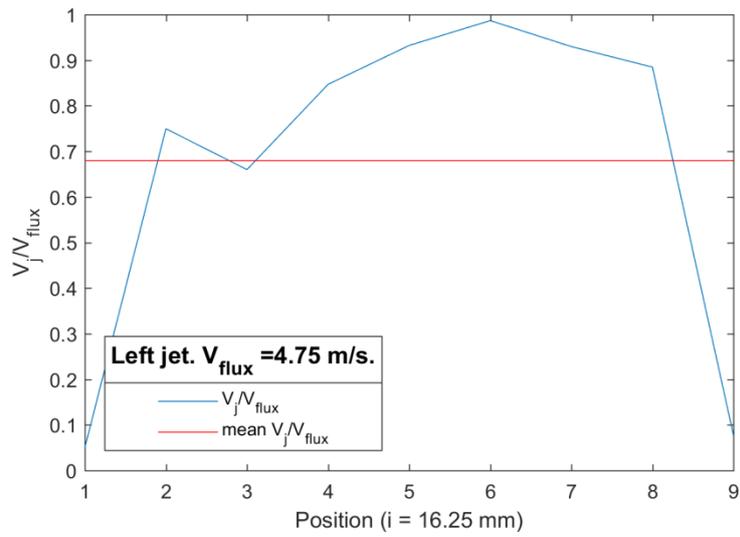


Figura 2.20. Profilo di velocità del getto left al crescere della sua velocità media

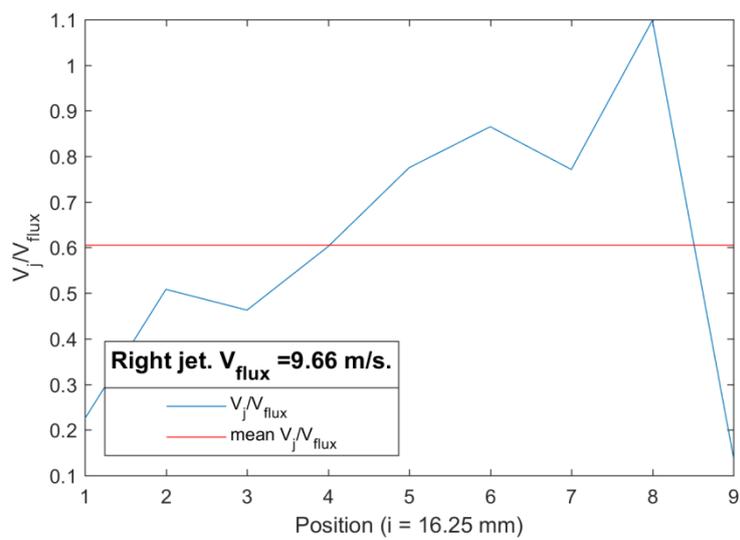
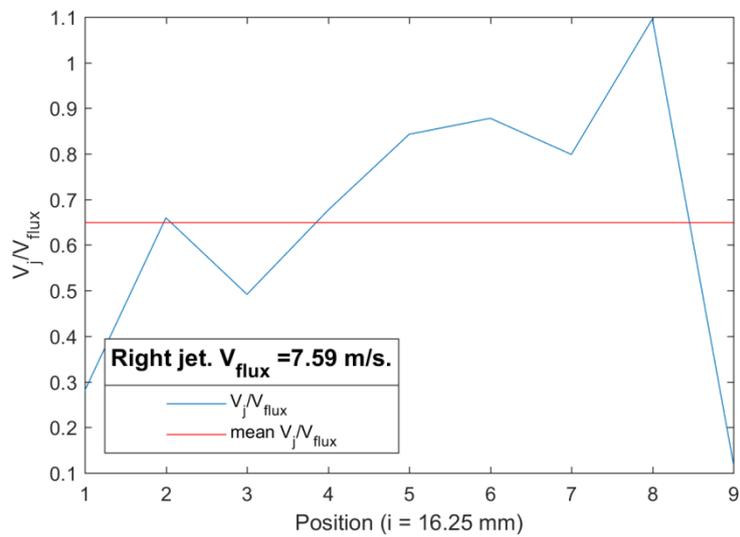
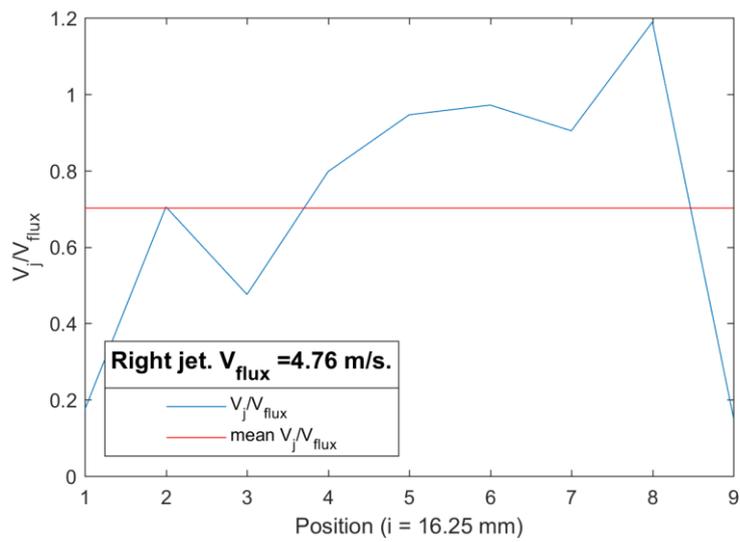


Figura 2.21. Profilo di velocità del getto right al crescere della sua velocità media

Si apprezza una non perfetta uniformità per tutti e quattro i getti, in particolare per quello destro, fortemente asimmetrico. La forma del profilo di velocità a grandi linee si mantiene al variare della velocità media del getto eccetto che per la feritoia superiore, dove al crescere della velocità media di uscita crolla la sua uniformità.

In realtà la condizione iniziale era ben peggiore, per cui si è reso necessario un intervento con una protuberanza all'interno delle fessure con l'intento riassetare la membrana rigida all'interno degli attuatori, il cui scopo è proprio quello di rendere il flusso il più uniforme possibile lungo la sua ampiezza.

2.11 Attuatore lineare

L'esigenza di un attuatore lineare è data dalla necessità di effettuare le misurazioni in punti precisi nello spazio, senza inficiare alcun modo la qualità della misura stessa. Nel caso dell'anemometro a filo caldo ad esempio un riposizionamento manuale della sonda potrebbe incidere sulla sua installazione e conseguentemente andare a minare la bontà della curva di taratura costruita. Inoltre per sonde che soffrono di dipendenza dalla direzionalità, il motore permette di mantenere la stessa angolazione per tutta una campagna di misura. L'attuatore a disposizione è il *SGSP26 – 150*, della *Sigma Koki* la cui messa in moto è affidata a un semplice *Single Axis Stage Controller*, gestito da un software scaricabile appunto dal sito della compagnia stessa. 1 mm corrisponde a 2000 passi, cioè l'accuratezza dello strumento è molto elevata, pari a $5 * 10^{-4}$ mm, definita dall'entità del singolo passo.

2.12 Linea pneumatica

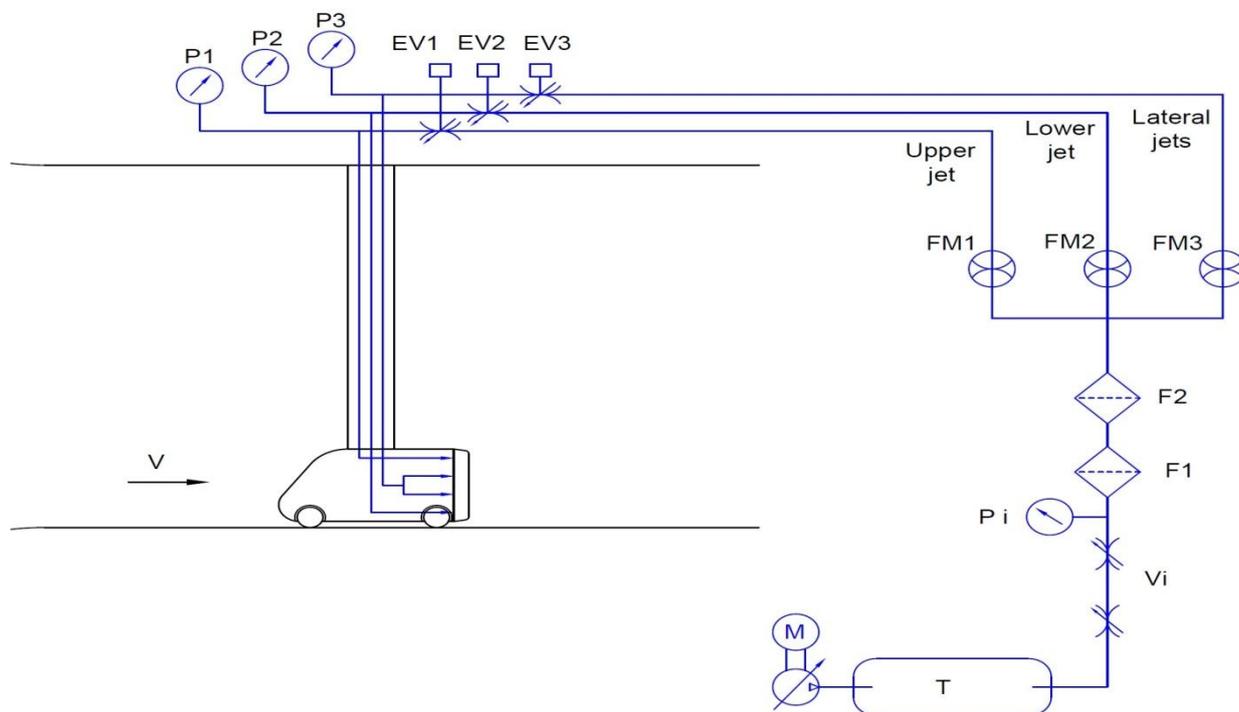


Figura 2.22. Linea pneumatica

L'intera linea di alimentazione delle fessure è costruita in modo tale da riuscire a controllare la velocità media dei getti, che può essere anche definita grazie al coefficiente di momento C_μ già introdotto. L'aria è prelevata da un serbatoio, la cui capienza è $5 m^3$, dove questa è mantenuta compressa. La pressione del flusso proveniente dallo stesso serbatoio è imposta da una valvola a valle, seguita immediatamente da un manometro, che permette la lettura del suo valore numerico. La regolazione della valvola avviene per via manuale. Seguendo il corso del flusso, si trova un primo giunto a "T", che suddivide la portata destinata all'orifizio superiore dai due rimanenti, le portate dei quali sono ripartite a cavallo di un secondo giunto a "T". Le portate sono quindi interamente convogliate verso l'alto, o dal gambo del giunto a "T", o da un raccordo a gomito, per il caso dei getti lateral. Una volta ruotata la direzione, ciascun flusso incontra in sequenza un flussimetro e una valvola. Il compito del primo dispositivo è come già discusso misurare la portata volumetrica, mentre il secondo è necessario per impostare la massima portata che può scorrere per quella determinata linea. Anche qui l'azionamento sulla valvola avviene manualmente. A seguire ciascun condotto

incontra l'elettrovalvola, il vero e proprio organo che richiama la portata al suo interno, con la possibilità di convogliarla verso le fessure o verso l'ambiente esterno.

Si ricorda quanto sia di capitale importanza l'analisi dell'efficienza ζ del sistema, quando si ha a che fare con tecniche di controllo attivo. Si ricorda la sua definizione

$$\zeta = \frac{P_s}{P_c}$$

dove P_s è la potenza risparmiata, cioè il prodotto del differenziale di resistenza guadagnato e velocità del flusso a monte, mentre P_c è la potenza consumata per l'attuazione dei getti. Per il calcolo di quest'ultima è necessario conoscere anche la potenza fluidodinamica a una certa sezione della stessa e quella in corrispondenza degli orifizi per ciascuna linea. Con potenza fluidodinamica si intende il prodotto di pressione totale e portata volumica. Per quanto riguarda la sezione di uscita, si compie l'approssimazione di considerare il getto adattato, cioè con pressione identica a quella ambiente. Perciò diventano note sia la portata volumica, dal momento che è letto il suo valore in Nl/min su tutta la linea, quest'ultimo funzione delle sole pressione e temperatura, che la pressione totale, somma quindi di pressione ambiente e pressione dinamica. È più complesso conoscere cosa accade in una particolare sezione della linea: si considera costante la temperatura, corrispondente a quella ambiente, mentre resta incognita la pressione, fondamentale per ricavare sia la portata volumica corretta che la pressione totale. Poiché non si ha un numero sufficiente di manometri a disposizione così da poter leggere volta per volta il valore di pressione, si decide di effettuare una taratura installando momentaneamente il manometro a valle delle elettrovalvole, grazie alla quale si ricava per ciascuna linea la funzione della pressione al variare della velocità del flusso in uscita.

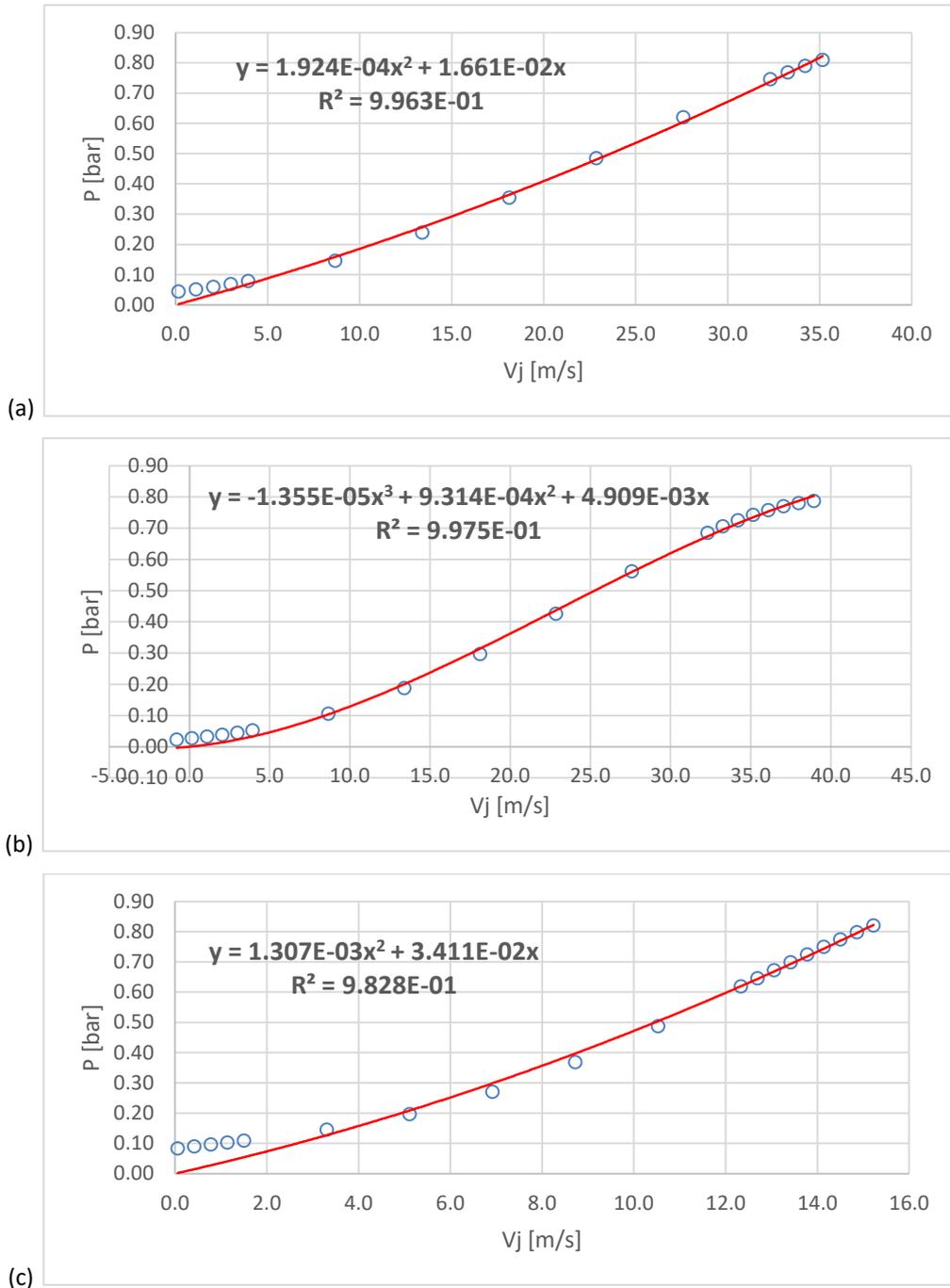


Figura 2.23. Calibrazione pressione ad inizio linea top (a), bottom (b) e lateral (c) in funzione della velocità di uscita del getto

Riassumendo, la potenza consumata è la sommatoria delle potenze necessarie all'attuazione di ogni getto

$$P_c = \sum_{j=1}^4 P_{f_j} + \sum_{i=1}^3 P_{e_i}$$

con

$$P_{f_j} = P_{m_j} - P_{v_j} = p_{m_j}^\circ * Q_{m_j} - p_{v_j}^\circ * Q_{v_j}$$

dove P_{f_j} è la potenza fluidodinamica persa, P indica una potenza fluidodinamica, p° una pressione totale, Q una portata volumica, i pedici m e v si riferiscono rispettivamente a inizio e fine linea di alimentazione. P_{e_i} è la potenza consumata dall'elettrovalvola, necessaria solo in regime di funzionamento pulsato.

Un'alternativa per il calcolo della potenza fluidodinamica dissipata è l'utilizzo della potenza del getto moltiplicata per un adeguato coefficiente, con quindi un approccio analogo a quanto fatto da *Lehugeur et al.* [11] e *Rouméas et al.* [5], cioè con

$$P_{f_j} = \frac{1}{2} K_j \rho_\infty Q_{v_j} V_j^2$$

dove i coefficienti K_i sono determinati empiricamente e funzione della tipologia di condotto considerata [14]: ad esempio per un raccordo a gomito possiede un K_i decisamente maggiore di un tubo a rettilineo a sezione costante.

Nel seguito del documento si farà utilizzo del solo primo metodo per il calcolo di P_{f_i} , dal momento che risulta essere più rapido ma anche più accurato, in quanto i coefficienti empirici non possono tenere in conto peculiarità del singolo pezzo effettivamente montato quali ad esempio i difetti di produzione.

3. Risultati

In questo capitolo vengono mostrati i risultati ottenuti dalle ampie investigazioni condotte. Innanzitutto è importante valutare come risponde il modello in termini di drag per diverse condizioni di flusso naturale, identificate dal numero di Reynolds.

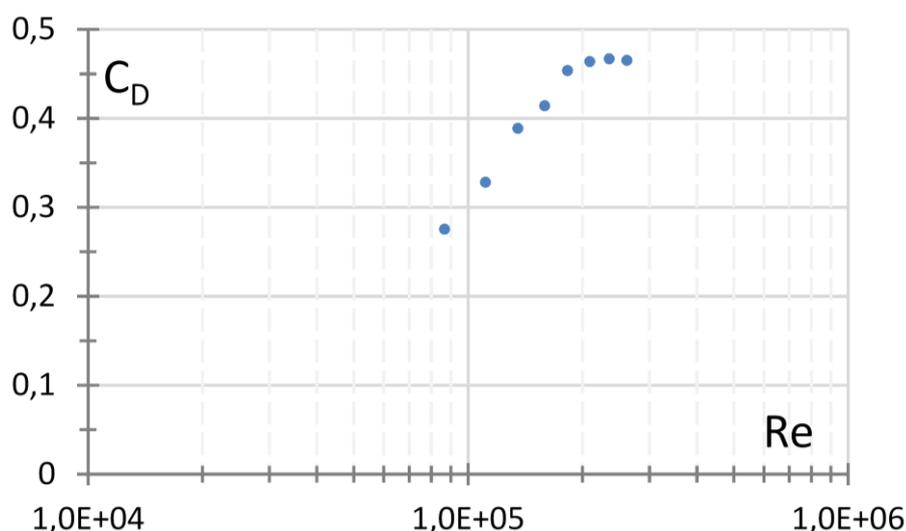


Figura 3.1. Curva C_D - Re modello

Si apprezza come al di sopra di un certo valore di numero di Reynolds il coefficiente di resistenza si mantenga costante: questo comportamento si manifesta per $Re > 2 * 10^5$. Invece al di sotto di questa soglia si può notare come la dipendenza dal Re sia di tipo logaritmico, che si traduce in una funzione lineare nel piano semi-logaritmico utilizzato nella figura 3.1. Poiché le condizioni ambiente sono circa costanti, l'unico parametro che assume ordine di grandezza significativo è la velocità del flusso indisturbato. Supponendo una temperatura di $20\text{ }^\circ\text{C}$ e una pressione di 1 bar , in assenza di umidità si ottiene una densità di $1,21\text{ kg/m}^3$ e una viscosità dinamica di $1,81 * 10^{-5}\text{ Pa} * \text{s}$. Considerando come parametro di lunghezza la lunghezza del modello $L = 0,412\text{ m}$, si ricava una velocità del flusso a monte corrispondente al valore soglia di $7,26\text{ m/s}$.

3.1 Getti continui

La linea pneumatica rispetto alla sperimentazione precedente [12] ha subito delle evidenti modifiche, per cui il primo target stabilito è stato ricavare nuovi risultati in regime continuo. In primo luogo si valuta la risposta della drag all'attuazione di un singolo getto. Quello a cui si è interessati è la riduzione di resistenza rispetto a quella in condizione di flusso naturale, in funzione della velocità del flusso in uscita dagli orifizi, normalizzata con la velocità del flusso a monte. La prova viene svolta per una velocità del flusso indisturbato di 9 m/s .

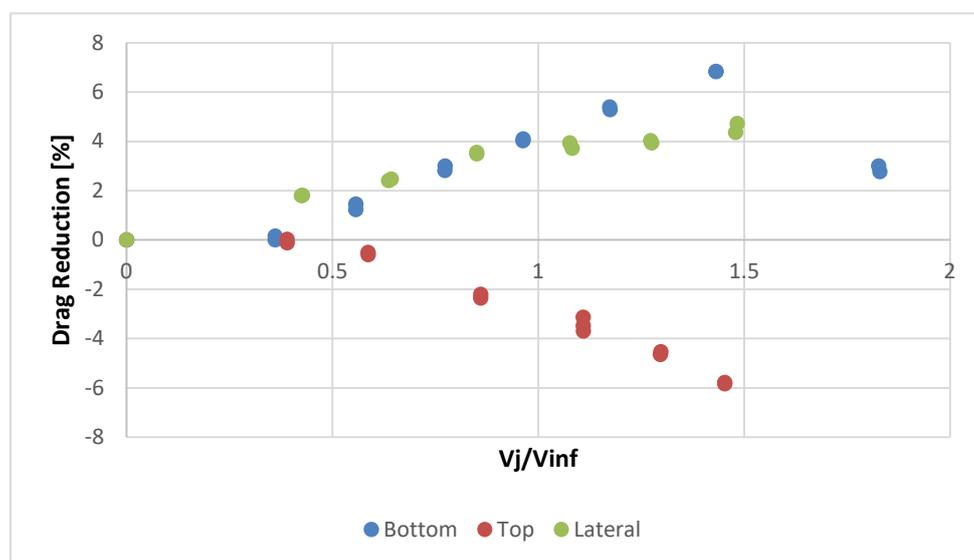


Figura 3.2. Drag reduction per i getti disaccoppiati

Per basse velocità normalizzate di tutti e tre i getti, inferiori a 0.3, non si apprezza una sostanziale modifica della resistenza del modello, comportamento dovuto al fatto che i getti per queste piccole portate non hanno grande incidenza rispetto al flusso indisturbato. I primi getti a provocare rilevanti mutazioni sono i laterali, che provocano una riduzione di resistenza dando luogo a una curva monotona crescente, la cui pendenza è attenuata intorno a 0.9. La ragione è probabilmente da ricercare nelle dimensioni della scia, dal momento che per questa portata è possibile che i due getti riescono a ridurre la sua ampiezza. Nell'intorno di 0.5 anche i getti top e bottom esercitano una loro influenza: il primo genera un incremento della drag, il secondo una diminuzione. I risultati sono presumibilmente la somma di due contributi, uno di minor importanza rispetto all'altro. È

trascurabile un'eventuale riduzione della dimensione della scia in quanto, rispetto al caso precedente, si ha attuazione di un unico getto, che non riesce a determinare rilevanti mutazioni. Il secondo effetto è il motivo del comportamento antisimmetrico dei getti top e bottom in termini di drag. La causa è da ricercare nella struttura media della scia [9] che, analizzata nel piano mediano rispetto all'ampiezza del modello, mostra la presenza di due anelli vorticosi, con quello superiore di dimensioni maggiori di quello inferiore. L'azionamento dei getti non produce altro che convogliare ulteriore energia in queste strutture, visto che i flussi uscenti dal veicolo vanno a interagire con i vortici proprio nella zona in cui questi hanno velocità tangenziale con ugual verso. Quindi attuare il getto superiore incrementa l'energia del vortice di dimensioni maggiori, che a cascata si ripercuote su una più elevata asimmetria della scia e conseguentemente provoca una crescita della resistenza, viceversa per il getto inferiore. È importante sottolineare che, in corrispondenza dell'estremo superiore di velocità testate, i getti laterali non sembrano avere ancora grande margine per far crollare la drag. Poiché il controllo esercitato richiede energia, per i getti laterali a primo impatto sembrerebbe non conveniente spostarsi in regimi funzionamento a velocità normalizzata oltre 0.9, visto che l'aumento di energia spesa non pare essere compensata da un sufficiente decremento della resistenza. Appare infine come per velocità adimensionali del getto inferiore maggiori di 1.5 non si riescano ad ottenere ulteriori decrementi di resistenza, anzi questa cresce, sebbene si fornisca energia al vortice meno energetico. La ragione potrebbe essere attribuibile a una fornitura di un troppo elevato quantitativo di energia che provoca una nuova condizione di asimmetria dei vortici di scia, questa volta con la struttura inferiore di entità maggiore.

Si vuole ora valutare cosa invece succede qualora si combinino gli effetti di più getti. Dall'analisi dei getti singoli è emerso che il superiore non porta alcun beneficio in termini di drag reduction, per cui si è deciso di non utilizzarlo più in nessuna prova relativa al controllo di tipo statico, cioè a portata media costante sulla sezione di uscita. Quindi la campagna di campionamenti è svolta a getto superiore inattivo, mentre si stabilisce di investigare la risposta della resistenza per velocità normalizzate dei getti restanti comprese tra 0 e 1.5. I valori appena riportati sono inseriti in input, mentre l'output effettivo è lievemente diverso ed è misurato sulla base delle curve di taratura dei flussimetri. Sono proprio i dati in output

quelli sfruttati per la costruzione di una mappa bidimensionale a variazione di colore, ciascuno associato a determinati livelli di drag reduction percentuale rispetto alla stessa nella condizione di flusso naturale. La campagna viene svolta a velocità del flusso a monte pari a 8.1 m/s .

Prima di mostrare i risultati ottenuti è utile spiegare brevemente come funziona il programma Matlab destinato al post-processing, per quanto riguarda la parte di misurazione della drag. La fase di campionamento si conclude con la creazione di un file di testo formato da quattro colonne, tre per le tensioni in output dei flussimetri e l'ultima destinata alla cella di carico. La prima funzione da assolvere è la conversione delle tensioni nelle unità di misura a cui si è interessati. L'obiettivo finale è il calcolo della variazione di resistenza rispetto a una drag di riferimento, la cui scelta ricade sulla resistenza nella condizione di flusso naturale. In realtà quest'ultima è soggetta a continue alterazioni di valore nel tempo, caratteristica impossibile da trascurare, poiché conseguentemente incide sulla resistenza di riferimento del singolo test. Per questa ragione il programma è studiato in modo tale da considerare come resistenza di riferimento il valore ottenuto come interpolazione lineare tra due consecutivi test svolti in condizione di flusso naturale, identificati dai cerchi blu nell'immagine 3.3 (a).

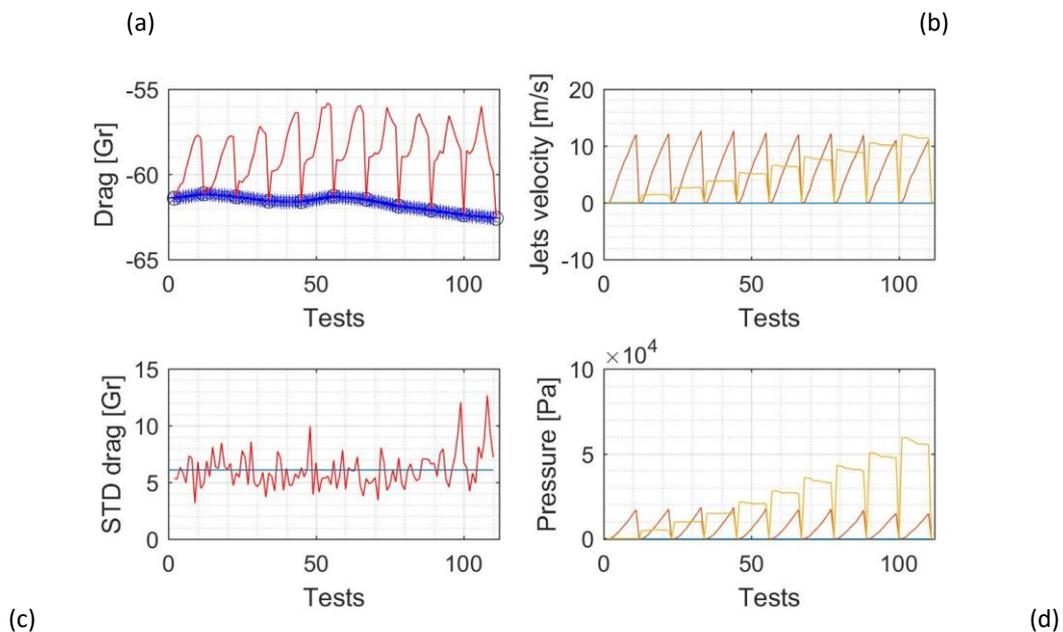


Figura 3.3. Test diagnosis per $V_\infty=8.1 \text{ m/s}$. (a) drag al variare del test e valore interpolato in condizione di flusso naturale, (b) velocità di uscita dei getti, (c) deviazione standard della resistenza e suo valor medio, (d) pressione a valle dell'elettrovalvola per ogni linea

Nella stessa figura la resistenza di riferimento è indicata dagli asterischi blu, mentre l'andamento della drag dalla linea continua rossa. Il diagramma è una delle quattro immagini di diagnosi della campagna di campionamenti, che permettono di comprendere a fondo il regime di funzionamento della strumentazione. Le restanti analisi servono a verificare la velocità di uscita dei getti (b) e la pressione di inizio linea (d), cioè a valle delle elettrovalvole, ricavata tramite curva di taratura come spiegato in sezione 2.13, con per entrambe le figure in blu la top, in rosso la bottom e in giallo la lateral. Infine l'immagine (c) presenta la deviazione standard della resistenza per ogni test, in rosso, confrontata con il suo valor medio, in blu.

Per una facile visualizzazione i risultati vengono presentati sotto forma di mappa di colore, in cui in ascissa e in ordinata figurano rispettivamente le velocità normalizzate $\frac{V_{jlat}}{V_{\infty}}$ e $\frac{V_{jbot}}{V_{\infty}}$. Ciò che è rappresentata dalla mappa è la drag variation percentuale rispetto alla resistenza di riferimento: poiché si valuta la variazione e non la riduzione i risultati saranno negativi. È possibile procedere al calcolo della resistenza per ogni punto della mappa di drag reduction in due differenti ordini.

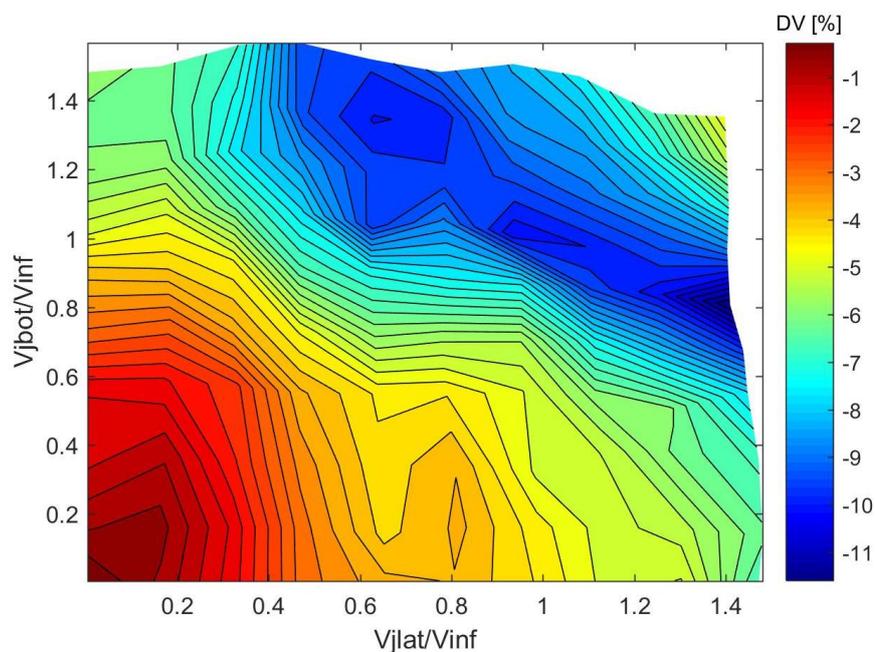


Figura 3.4. Drag variation per getti accoppiati inferiore e laterali al variare della velocità di soffiaggio per $V_{\infty}=8.1$ m/s

Si può infatti pensare di iterare la velocità di uscita del getto bottom all'interno dell'iterazione su quella dei getti laterali o viceversa, con l'obiettivo di valutare un'eventuale presenza di un'influenza dell'ordine delle configurazioni testate nelle mappe ottenute in output. Questo fenomeno fortunatamente non è presente, per cui l'ordine di iterata è completamente indifferente.

Si confronta in primis la mappa in figura 3.4 con quanto trovato in condizioni di una sola linea di alimentazione attivata, per quanto le velocità del flusso in galleria siano lievemente differenti. Si ha in ogni caso una piena coerenza rispetto ai dati precedenti, infatti anche qui si ha circa una riduzione del 6% quando è utilizzata una sola linea. Una combinazione di getti non sempre produce un effetto benefico: si apprezza infatti come per velocità normalizzate laterali di 0.8 un'attuazione simultanea del getto bottom non provochi una riduzione ulteriore della drag, fino a $\frac{V_{jbot}}{V_\infty} = 0.6$. Inoltre, considerando il punto di vista energetico, a un incremento di resistenza si abbina una crescita della potenza richiesta dal sistema di alimentazione, dal momento che le perdite di carico possono essere considerate in prima approssimazione direttamente proporzionali al quadrato della velocità. È immediato notare come la zona a resistenza minore sia quella ad alte velocità di soffiaggio, in particolare risaltano due punti notevoli, rispettivamente per $\frac{V_{jbot}}{V_\infty} = 1$, $\frac{V_{jlat}}{V_\infty} = 1$ e $\frac{V_{jbot}}{V_\infty} = 0.8$, $\frac{V_{jlat}}{V_\infty} = 1.4$, dove si raggiunge addirittura una riduzione di oltre l'11% della resistenza aerodinamica. Il primo punto, $\frac{V_{jbot}}{V_\infty} = 1$ e $\frac{V_{jlat}}{V_\infty} = 1$, è quello a cui si fa riferimento quando si parla di massima drag reduction durante l'analisi di pressione fluttuante in sezione 3.3. A livello di forma risalta al centro della mappa un flesso circa orizzontale di iso-drag variation. Si ripete l'analisi per una velocità del flusso indisturbato pari a 9 m/s.

Non si apprezza alcun tipo di variazione del massimo valore assoluto di drag ottenuto, che si attesta tra l'11% e il 12% così come avveniva anche per velocità uguale a 8.1 m/s. Analogamente la conformazione della mappa in figura 3.5 è pressoché identica, infatti permane la possibilità di identificare al centro della stessa un flesso tendente all'orizzontale di iso-drag variation.

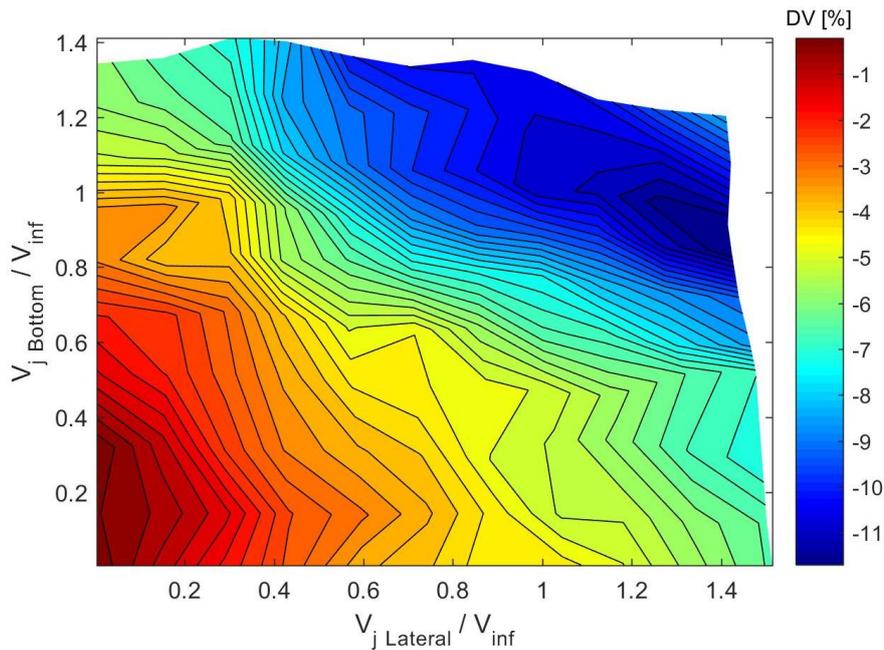


Figura 3.5. Drag variation per getti inferiore e laterali accoppiati al variare della velocità di soffiaggio per $V_\infty=9$ m/s

Tra le regioni di maggior interesse si possono riconoscere piccole differenze in corrispondenza della zona a maggior riduzione di drag, con ampiezza di quest'ultima lievemente maggiore per $V_\infty = 9$ m/s, per quanto il collocamento sulla mappa resti immutato. Seppur il numero di campionamenti sia veramente esiguo, solamente due diverse velocità, questo sembrerebbe evidenziare l'assenza di effetto Reynolds. Si potrebbe pensare che questo non si abbia per soli valori al di sopra di una certa velocità soglia, così come avviene per la resistenza in caso di flusso naturale: infatti il coefficiente di resistenza si conserva esclusivamente per numeri di Reynolds maggiori di $2 * 10^5$, come mostrato in figura 3.1.

Si rendono ora necessarie delle considerazioni a livello energetico. Si deve quindi procedere nel calcolo delle potenze in gioco, risparmiata e spesa nell'attuazione, definite come in sezione 2.12. Si ricorda come in regime continuo la potenza utilizzata dalle elettrovalvole sia nulla. Una volta calcolato il rapporto tra le due potenze, l'efficienza ζ , si costruisce una sua mappa nuovamente funzione di $\frac{V_{jbot}}{V_\infty}$ e $\frac{V_{jlat}}{V_\infty}$. La computazione dell'energy budget si sfrutta un apposito programma Matlab a partire dagli output di flussimetri e cella di carico. Si ricorda come sia fondamentale la conoscenza delle condizioni ambiente e della pressione a valle delle elettrovalvole, nota grazie alle curve di taratura costruite, per una corretta

valutazione delle perdite di carico e della portata effettiva. Si rammenta infine come venga ipotizzata una temperatura costante, pari a quella ambiente, per tutta la linea di alimentazione.

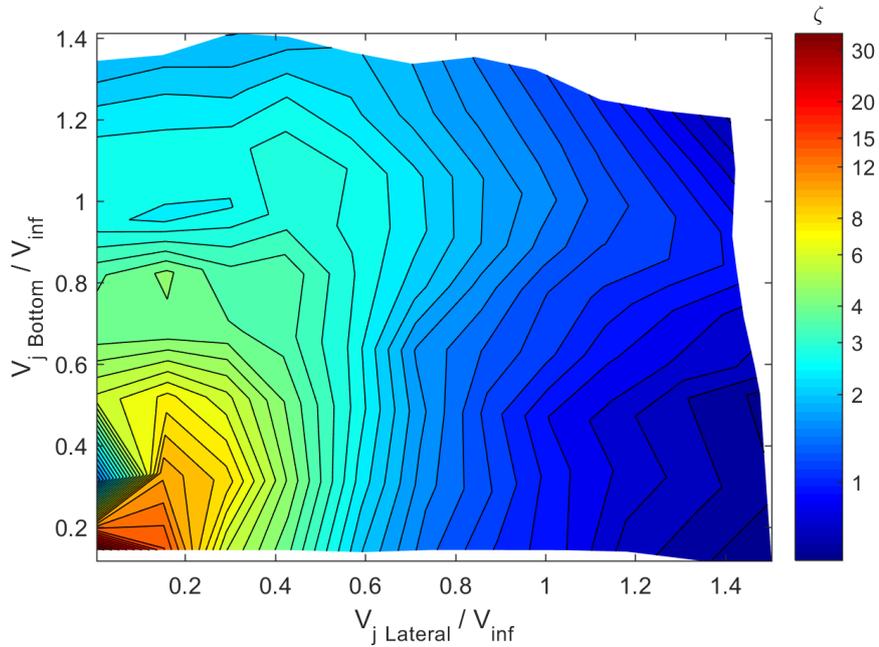


Figura 3.6. Efficienza al variare della velocità di soffiaggio dei getti per $V_{\infty}=9$ m/s

Innanzitutto si sottolinea come il grafico mostrato sia in scala logaritmica per aumentare il dettaglio delle zone con elevata variazione. Evidentemente si ha grande guadagno di energia dove si ha piccola perdita di carico, cioè dove le velocità di soffiaggio sono basse.

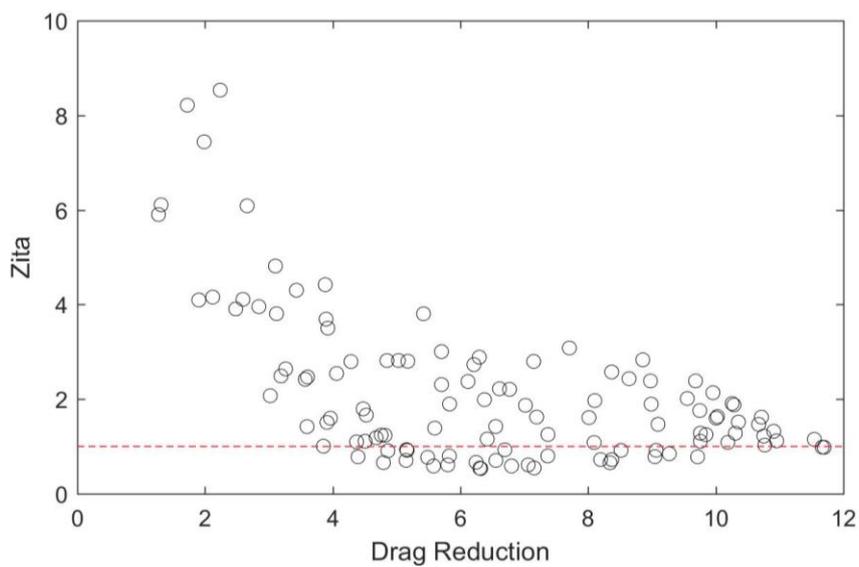


Figura 3.7. Efficienza al variare della drag reduction per $V_{\infty}=9$ m/s

Si considerano solamente i punti soprastanti la linea tratteggiata rossa, cioè l'energia spesa è inferiore di quella risparmiata. La regione di massima drag reduction corrisponde a piccoli guadagni energetici, molto prossimi all'unità. Un punto di funzionamento di interesse potrebbe essere l'estremo della regione ad elevato guadagno di potenza, cioè per $\frac{V_{jbot}}{V_\infty} = 0.8$ e $\frac{V_{jlat}}{V_\infty} = 0.4$, dove a un decremento di resistenza del 4.5% è associata un'energia risparmiata maggiore di un fattore 4 rispetto a quella spesa per mantenere l'attuazione. Ci si riferisce a questo particolare punto, che abbina una discreta drag reduction a un piuttosto elevato valore di ζ , quando in sezione 3.3 si fa riferimento alla condizione di best compromise durante l'analisi di pressione fluttuante.

3.2 Getti pulsati

Volendo procedere alla ricerca di un miglior parametro di efficienza per una pari riduzione percentuale di resistenza, si investiga il funzionamento dei getti in campo pulsato. Lo studio è eseguito al variare dei getti utilizzati, della frequenza f , del duty cycle DC , definito in sezione 1.4, dell'ampiezza e del valor medio del segnale mandato in input. La forma d'onda imposta al segnale per i test eseguiti è quella quadra.

È opportuno definire i parametri di governo dell'analisi compiuta.

$$V_{jmed} = \frac{V_{jmax} + V_{jmin}}{2}$$

$$\Delta = \frac{V_{jmax} - V_{jmin}}{V_{jmed}}$$

V_{jmax} e V_{jmin} sono le velocità massima e minima imposte al getto, V_{jmed} è quindi la velocità media analitica, Δ è l'ampiezza dell'onda normalizzata. Si parla di velocità media analitica poiché questa si distingue da quella media effettiva che è funzione del duty cycle. Si ha la corrispondenza tra le due velocità medie quando la valvola resta aperta per il 50% del periodo di attuazione. Nel seguito non si parlerà di velocità in termini assoluti ma normalizzate attraverso la velocità del flusso indisturbato V_∞ . Si porta in esempio la figura 3.8, che mostra la velocità di soffiaggio al variare del tempo. Ipotizzando $V_\infty = 9 \text{ m/s}$,

espressa attraverso la linea tratteggiata rossa, si ottiene $\frac{V_{jmed}}{V_{\infty}} = 1$, $\Delta = 1$, $DC = 0.2$ e $f = 1 \text{ Hz}$.

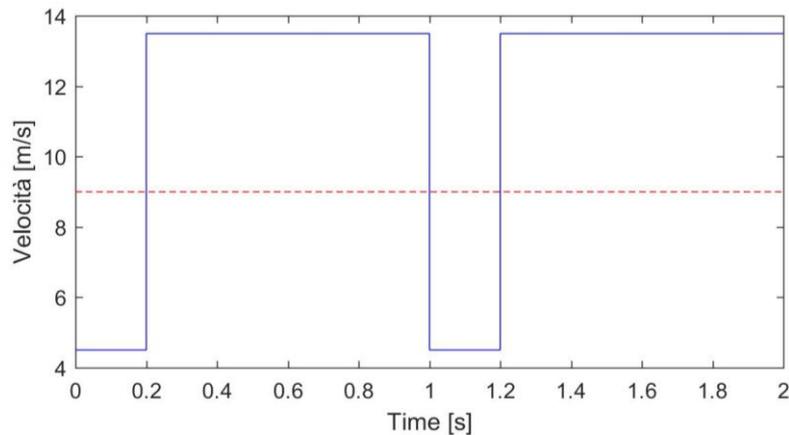


Figura 3.8. Esempio di onda quadra. $\frac{V_{jmed}}{V_{\infty}}=1$, $\Delta=1$, $DC=0.2$, $f=1 \text{ Hz}$

La durata del campionamento è fissata a 10 s e si conserva per tutte le prove svolte. Poiché il sistema di campionamento è del tutto automatico, resta da definire il tempo di stabilizzazione, cioè l'intervallo temporale tra la modifica del regime di funzionamento dei getti e l'inizio del campionamento, scelto pari a 5 s.

Innanzitutto si valuta in figura 3.9 la risposta di ciascun getto disaccoppiato. Le prove sono condotte a $\frac{V_{jmed}}{V_{\infty}} = 0.5$ e $\Delta = 2$, cioè $\frac{V_{jmax}}{V_{\infty}} = 1$ e $\frac{V_{jmin}}{V_{\infty}} = 0$.

L'attuazione del solo getto superiore in analogia con quanto avviene nel regime continuo conduce a risultati ben lontani dall'obiettivo ricercato. La ragione è sempre attribuibile al fatto che questo getto va ad incrementare l'energia del vortice superiore, già di dimensioni maggiori, conferendo quindi ulteriore asimmetria alla struttura di scia. Sebbene già nel caso continuo questo non portasse gli effetti sperati, si è investigato ugualmente il suo funzionamento in caso un suo utilizzo pulsato riuscisse ad interagire con i modi propri della scia, provocando conseguentemente un decremento della drag. Si nota un picco di incremento di drag per una frequenza di 35 Hz e $DC = 0.5$. Per bassi duty cycle il regime di utilizzo tende al continuo, per cui è lecito aspettarsi che la zona di sinistra vada via via a tendere a risultati in termini di drag simili a quelli ottenuti in sezione 3.1. Viceversa spostandosi verso destra i valori tendono a quelli relativi al flusso naturale.

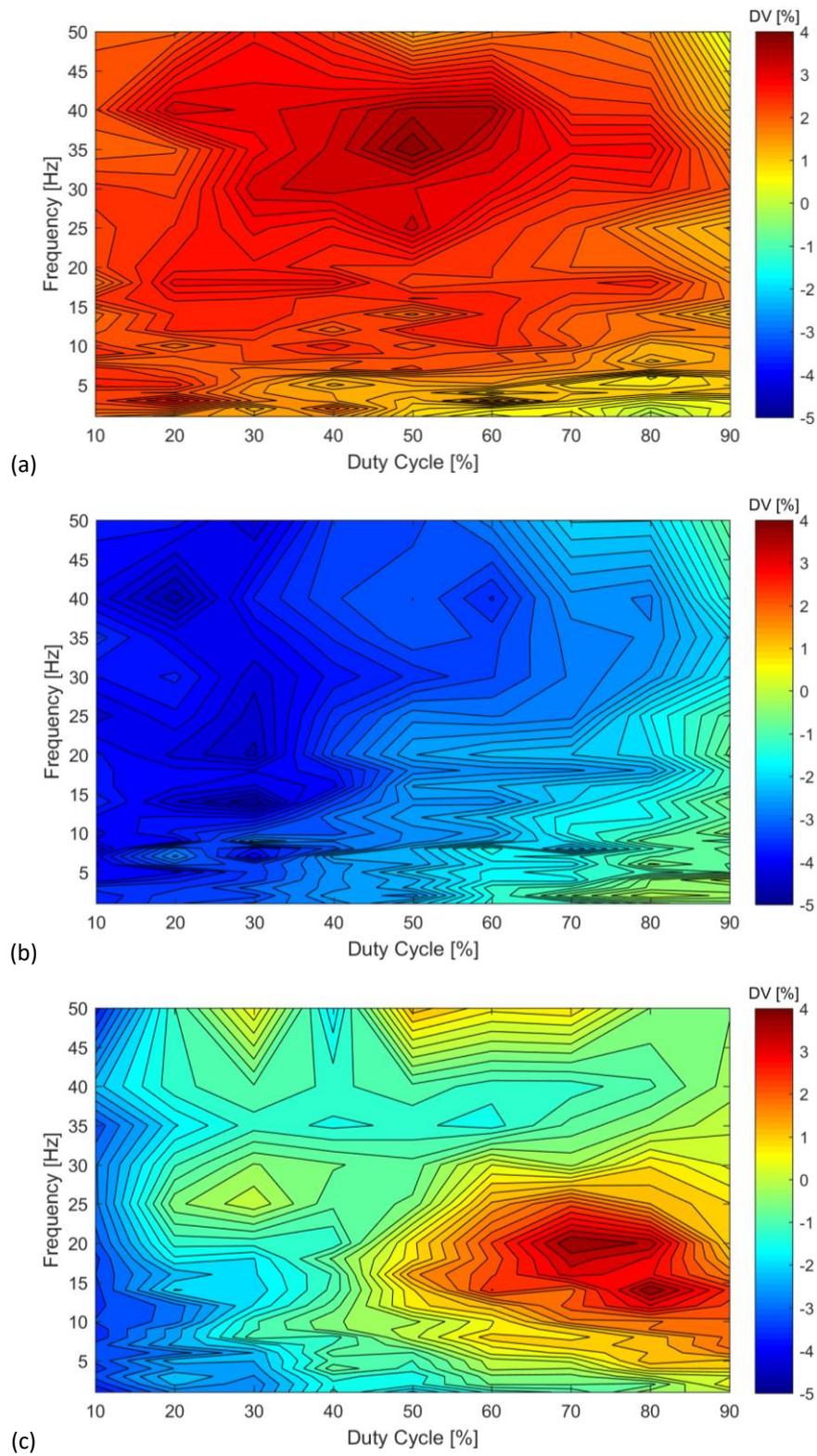


Figura 3.9. Drag variation al variare della frequenza e del duty cycle per $V_\infty=9$ m/s, $\frac{V_{jmed}}{V_\infty}=0.5$, $\Delta=2$. (a) getto superiore, (b) inferiore, (c) laterali

I getti bottom e lateral conducono conformemente alle attese a un decremento della drag. Per quanto riguarda il getto bottom, la causa è da ricercarsi nella struttura della scia, come inversamente spiegato per il top. Si è interessati maggiormente alle regioni con una buona drag reduction il più possibile situate verso la parte destra della mappa, dove la spesa energetica è ridotta in quanto lo è anche la portata dei getti mediata in un periodo. Rispetto all'utilizzo dei soli laterali si riescono ad ottenere picchi di riduzione di maggiore intensità, fino a quasi il 5%. Questi sono localizzati nella zona in un intorno di un duty cycle del 30%, con frequenze oscillanti tra i 6 e i 20 Hz. In particolare si nota che la riduzione di resistenza è molto vicina, se non superiore, a quella corrispondente a duty cycle inferiori, un risultato di grande importanza. Da un punto di vista energetico si riesce quindi ad avere una maggiore potenza risparmiata, determinata dall'ammontare della resistenza aerodinamica, a fronte di una minor potenza fluidodinamica utilizzata rispetto al caso per uguali $\frac{V_{jbot}}{V_\infty}$ con regime di funzionamento continuo. Per quantificare effettivamente l'efficienza del sistema rispetto al caso continuo si ricorda che va tenuta in conto la potenza richiesta dalle elettrovalvole.

Per ciò che concerne i getti laterali si evince immediatamente come questa coppia possa produrre sia un aumento che una riduzione di resistenza a seconda della frequenza e del duty cycle scelti. Si può pensare di concentrare l'attenzione nell'intorno di $DC = 70\%$ per frequenze di circa 40 Hz, dove la potenza fluidodinamica persa non è così elevata per ottenere una riduzione della drag dell'1.5%. Nuovamente si riscontra per bassi DC ci si avvicina alla condizione di funzionamento continuo, fino a raggiungere anche il valore di -3.5 di variazione percentuale di resistenza. A scopo di ricerca si illustra come per frequenze comprese tra 10 e 20 Hz e duty cycle di $70 \div 80\%$ si trovino picchi di incremento della drag che arrivano fino al 3%.

Si testano nuovamente i getti disaccoppiati sempre con forma d'onda quadra iniziando dai getti laterali, a parità di $\frac{V_{jmed}}{V_\infty} = 1$ e al variare dell'ampiezza normalizzata Δ , che assume rispettivamente i valori 1, 0.75, 0.5 e 0.25.

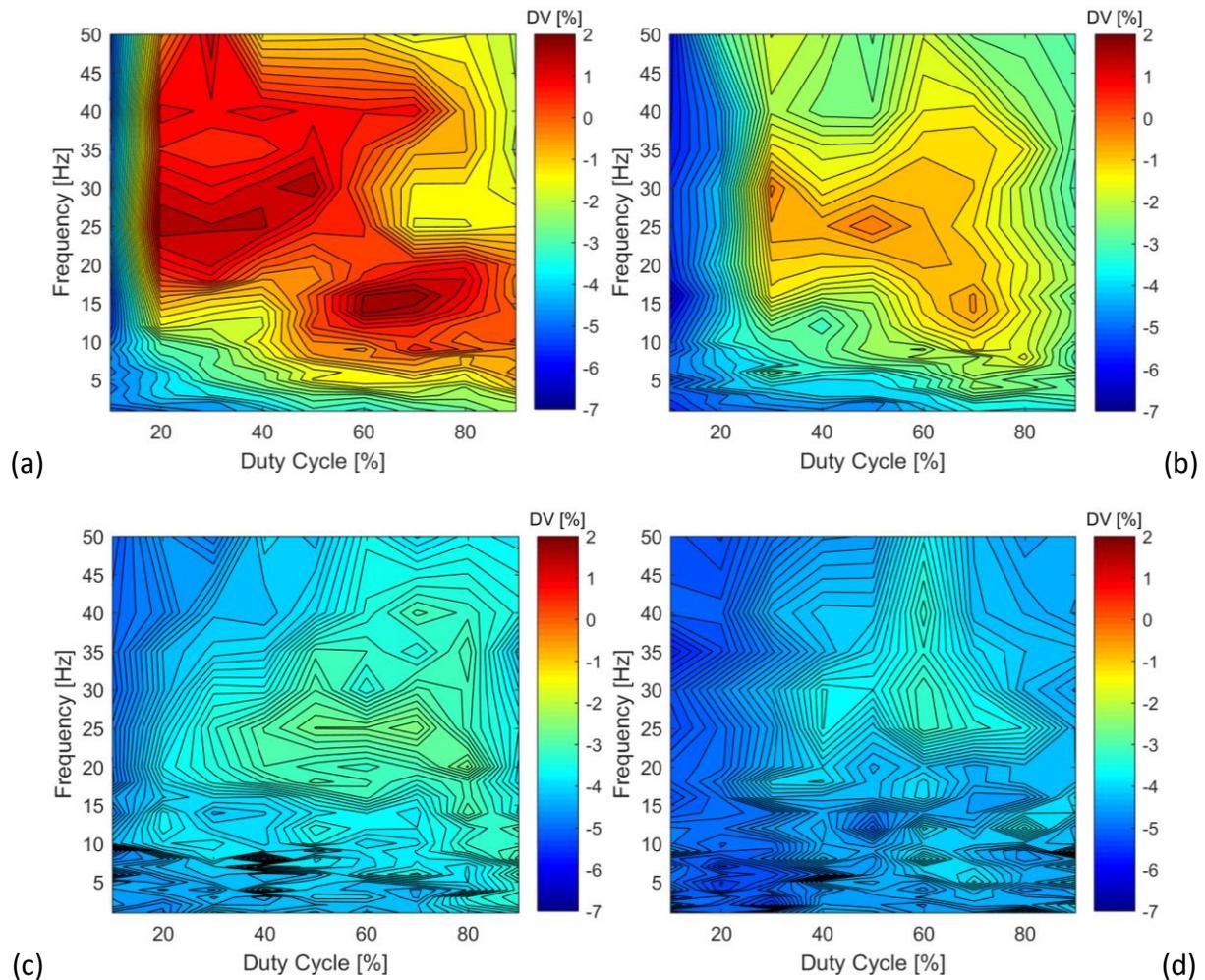


Figura 3.10. Drag variation al variare della frequenza e del duty cycle per soli getti laterali, $V_\infty=9$ m/s, $\frac{V_{j_{med}}}{V_\infty}=1$.
 (a) $\Delta=1$, (b) $\Delta=0.75$, (c) $\Delta=0.5$, (d) $\Delta=0.25$

Le prime considerazioni vanno fatte sui range di valori assunti globalmente dalle mappe. Queste presentano minimo decrescente e massimo crescente all'aumentare dell'ampiezza, comportamento piuttosto intuibile in quanto è possibile visualizzare l'attuazione del getto come localmente continua e conseguentemente ricavare i risultati dopo essersi ricondotti alle mappe di drag variation di tale regime di funzionamento. In realtà si nota come per $\Delta = 0.25$ si riescano comunque ad ottenere valori di drag reduction piuttosto elevati. Per ogni ampiezza testata la zona di massimo è collocata per valori di duty cycle intermedi, mentre il range di frequenze interessate è vario. Questo intervallo sembra crescere con l'incrementarsi dell'ampiezza, formando bolle di massimo di dimensioni sempre maggiori. Tuttavia questa zona non è d'interesse pratico, diversamente dalla regione ad alti DC e

basse frequenze, dove si riescono ad ottenere discretamente elevate drag reduction percentuali e che potrebbero non richiedere un notevole quantitativo di potenza. Si ricorda come il peso del duty cycle nel bilancio energetico sia minore man mano che si decrementa l'ampiezza, infatti la porzione temporale con soffiaggio a $V_{j_{min}}$ richiede un'energia sempre più tendente al quantitativo richiesto da quello a $V_{j_{max}}$. L'ampiezza più adeguata al controllo sembrerebbe quindi $\Delta = 0.25$, che permette di raggiungere un drop globale della resistenza aerodinamica per tutti i duty cycle e le frequenze testate, con particolare attenzione ai punti di funzionamento $DC = 0.3$ e basse frequenze.

Si ripete la stessa analisi per il getto bottom.

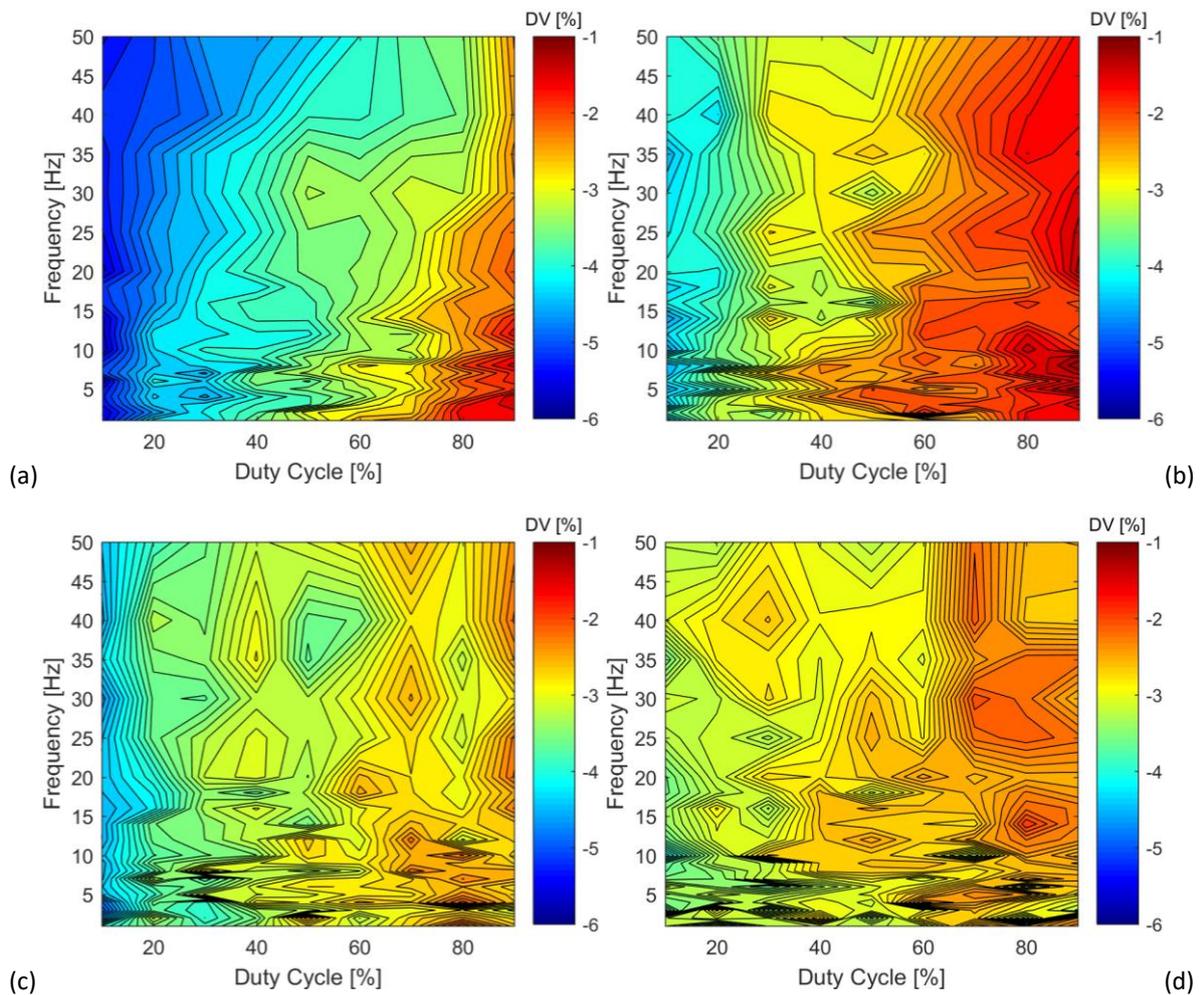


Figura 3.11. Drag variation al variare della frequenza e del duty cycle per solo getto bottom, $V_{\infty}=9$ m/s, $\frac{V_{j_{med}}}{V_{\infty}}=1$.
 (a) $\Delta=1$, (b) $\Delta=0.75$, (c) $\Delta=0.5$, (d) $\Delta=0.25$

Si conferma il trend di un appiattimento della colorazione delle mappe al decrementare dell'ampiezza, in quanto le due diverse configurazioni localmente continue sono sempre più vicine. Non si riscontra il globale crollo della resistenza per $\Delta = 0.25$, caratteristica che quindi resta confinata ai soli getti laterali. La zona di maggior interesse sembrerebbe essere la lingua formatasi per $\Delta = 1$, $DC = 0.5$ e $f = 12 \text{ Hz}$, che pare abbinare una discreta drag reduction, 4%, a un dispendio energetico non eccessivo, giudicato tale in base al valore del duty cycle.

Si procede nelle prove utilizzando entrambi i getti che portano benefici in termini di riduzione di resistenza, cioè i laterali e il bottom, in modo accoppiato. Si testano le configurazioni per $\frac{V_{jmed}}{V_\infty} = 1$ al variare di Δ .

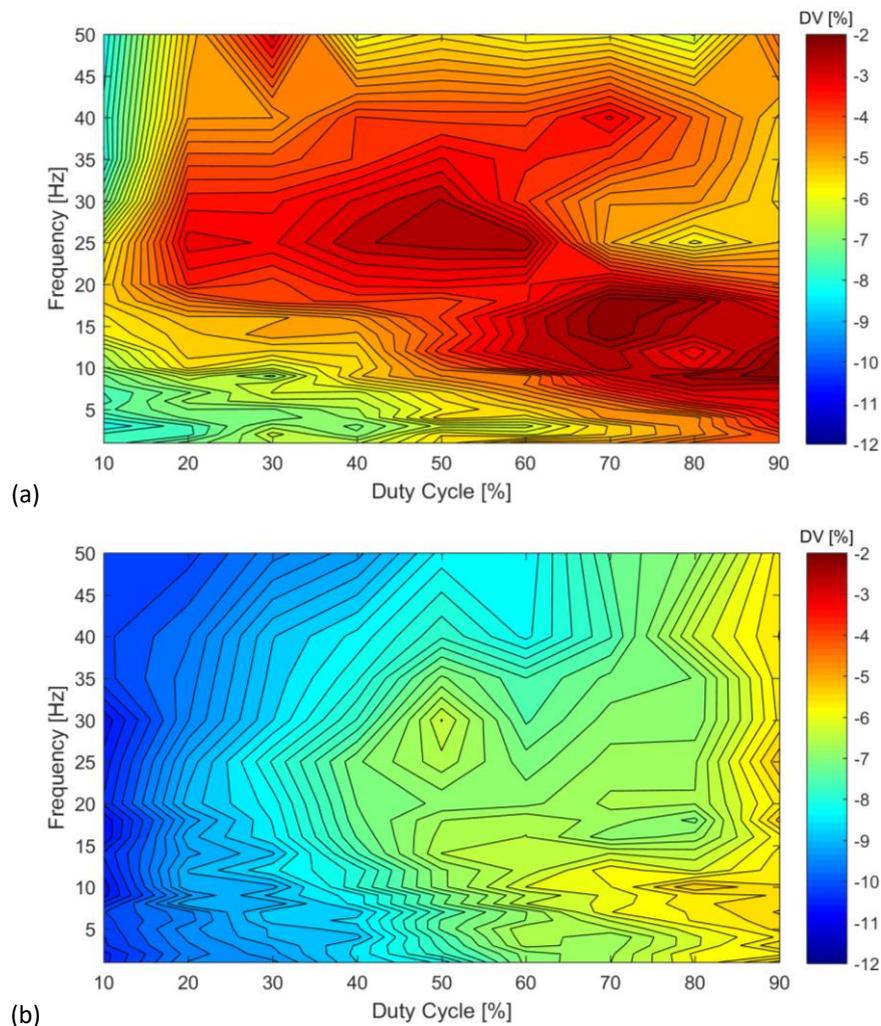


Figura 3.12. Drag variation al variare della frequenza e del duty cycle per getti laterali e inferiore accoppiati,

$$V_\infty = 9 \text{ m/s}, \frac{V_{jmed}}{V_\infty} = 1. \text{ (a) } \Delta=1, \text{ (b) } \Delta=0.5$$

La scala della mappa è in accordo con quanto già estratto dagli studi su regimi di funzionamento continui dei getti, cioè un miglior risultato ottenibile qualora vengano sfruttate combinazioni di getti, infatti si raggiungono variazioni percentuali di resistenza superiori all'11%. Risalta come si ottengano risultati nettamente migliori per $R = 0.5$, prevedibile dalla risposta della drag per regime dei getti continuo. Infatti $\Delta = 0.5$ significa essere nell'intorno della regione di massima drag reduction, mentre per $\Delta = 1$ ci si trova nell'area dove è già avvenuto il grosso drop del decremento di resistenza aerodinamica. A meno di un offset le mappe presentano la stessa forma, con massimi di resistenza nella zona a duty cycle e frequenze medi tra quelli sperimentati e in quella ad elevati DC e basse f . Appaiono due possibili regioni di interesse: per $DC = 0.5$ la drag subisce rilevanti diminuzioni sia per le basse frequenze, $f < 8 \text{ Hz}$, sia per le alte, $f > 40 \text{ Hz}$. Proprio quest'ultima parte della mappa risulta essere non di certa affidabilità, in quanto le elettrovalvole non sono in grado di simulare perfettamente così elevate frequenze, anche se il grande intervallo di DC investito suggerisce la possibile presenza di una macrozona per $f > 40 \text{ Hz}$ che sarebbe interessante investigare. La scelta del punto di lavoro è fatta in base all'obiettivo ricercato: per le basse frequenze si ottiene una maggior drag reduction, 10%, mentre per le alte ci si focalizza su un maggior guadagno energetico, abbinato comunque a una sufficiente diminuzione di resistenza, 8%.

Si valuta in figura 3.13 l'accoppiamento dei getti bottom e lateral, mantenendo però fissa l'ampiezza, $\Delta = 2$, e facendo variare $\frac{V_{jmed}}{V_\infty}$. È immediato notare il miglior funzionamento della configurazione a $\frac{V_{jmed}}{V_\infty} = 0.5$, conformemente ai risultati ricavati per i getti continui. Infatti per $\frac{V_{jmed}}{V_\infty} = 0.25 \frac{V_{jmax}}{V_\infty}$ equivale solo a 0.5, velocità normalizzata che corrisponde un minimo decremento di resistenza aerodinamica. È di notevole interesse per il caso in figura 3.13. (a) la lingua in un intorno di $f = 40 \text{ Hz}$ che mostra una drag reduction del 6% per addirittura $DC = 0.7$. Quest'ultimo dato è di una notevole rilevanza dal momento che $\frac{V_{jmin}}{V_\infty} = 0$ e che quindi la potenza fluidodinamica persa è nulla per il 70% del periodo di attuazione.

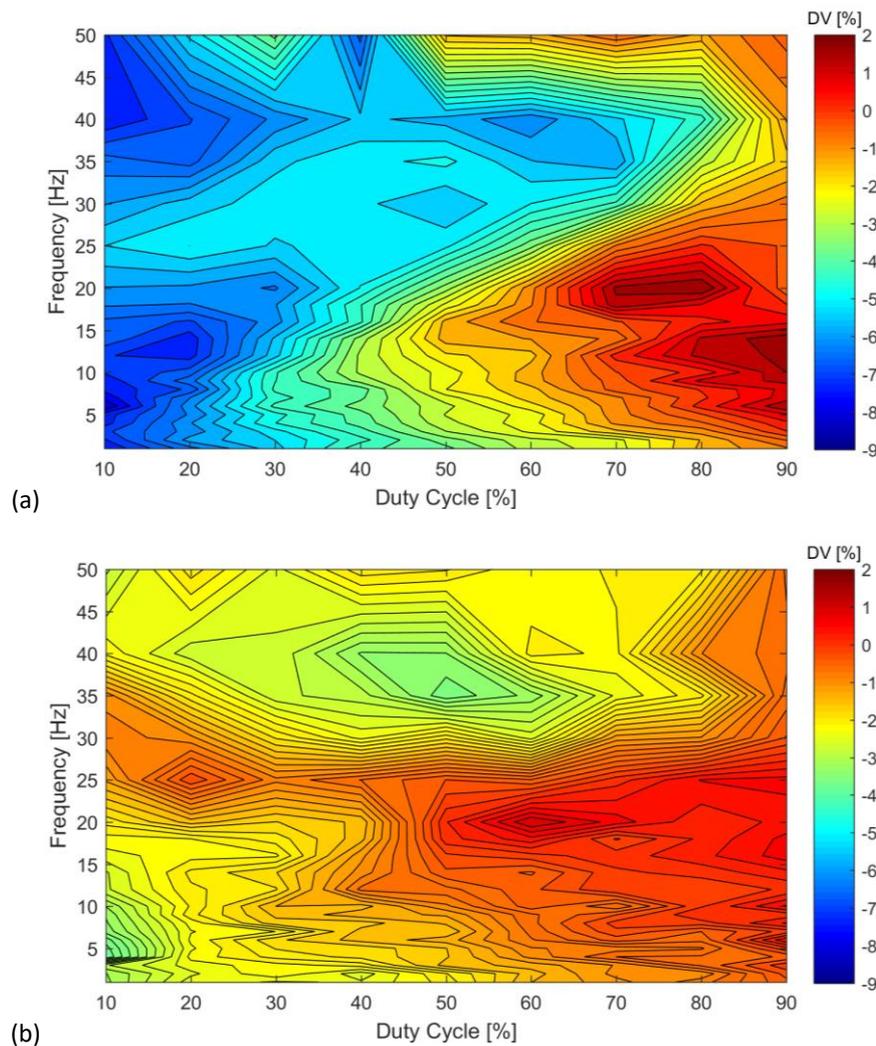


Figura 3.13. Drag variation al variare della frequenza e del duty cycle per getti laterali e inferiore accoppiati, $V_\infty=9$ m/s, $\Delta=2$. (a) $\frac{V_{jmed}}{V_\infty}=0.5$, (b) $\frac{V_{jmed}}{V_\infty}=0.25$

3.3 Analisi delle fluttuazioni di pressione

In questo paragrafo viene effettuata un'analisi della storia temporale della pressione rilevata dai sensori di pressione fluttuante, per verificare un'eventuale presenza di fenomeni ripetibili nel tempo. Quello che si vuole fare è ricercare degli eventi, cioè un qualcosa di rilevanza maggiore rispetto al suo intorno, all'interno del segnale di pressione campionato. Per la loro rilevazione di questi si possono sfruttare due diversi strumenti, la tecnica VITA (Variable Interval Time Averaging), che sfrutta la varianza locale, o la local intermittency.

3.3.1 Tecnica VITA (Variable Interval Time Averaging)

Questa tecnica si fonda sull'utilizzo della funzione statistica varianza locale applicata alla variabile di interesse, definita come

$$LV_f = \langle f^2 \rangle_{\Delta x} - \langle f \rangle_{\Delta x}^2$$

dove l'operatore $\langle \cdot \rangle_{\Delta x_i}$ indica la media effettuata localmente, cioè su un certo intervallo di ampiezza Δx nell'intorno del punto x_i dove è calcolata la local variance. Il grassetto indica un vettore.

Questo strumento è solitamente sfruttato per la determinazione di spigoli in un'immagine, perché a cavallo di questi la funzione presenta un salto. Questo particolare comportamento della funzione local variance è denominato evento, cioè un'importante alterazione della variabile considerata rispetto al suo intorno.

La novità risiede quindi nel campo di applicazione, che in questo caso è rappresentato da una storia temporale di pressione. L'applicazione di tipo VITA dell'operatore local variance è già stato sfruttato da *Blackwelder et al.* [26], *Drodz et al.* [27] e *Osterlund et al.* [28] con l'intento di riconoscere le strutture contenenti il maggior quantitativo di energia all'interno del flusso anche se in questo documento la grandezza di interesse è la fluttuazione di velocità.

La funzione local variance relativa alla fluttuazione di pressione diventa quindi

$$LV_{p'(t)}(t, \Delta t) = \langle p'(t)^2 \rangle_{\Delta t} - \langle p'(t) \rangle_{\Delta t}^2$$

Poiché l'intervallo Δt è centrato rispetto a t la varianza è solamente calcolata a partire da $\frac{\Delta t}{2}$ istanti dal primo e dall'ultimo valore campionato dai microfoni. Si evince immediatamente come quindi l'intervallo Δt su cui fare la media locale sia un parametro libero del problema, che va ad esercitare la sua influenza sulla funzione in output.

È possibile normalizzare la funzione varianza locale calcolata attraverso la varianza globale, definita come

$$GV_{p'(t)} = \frac{\sum_i^N p'(t)_i^2}{N}$$

dove $GV(p'(t))$ è la varianza globale di tutto il segnale di pressione campionato, p'_i è il valore di pressione nel punto t_i e N è il numero di dati campionati. Per la loro ricerca è

necessario definire una soglia K al di sopra della quale un evento è considerato tale, cioè si ha un evento quando

$$LV(t) > K * GV$$

Drodz et al. [27] utilizzano come soglia il valore unitario, cioè sono eventi i punti la cui varianza locale misurata sull'intervallo Δt centrato è maggiore di quella globale del segnale. Per la presente campagna di test K viene invece fissato a 0.4. Il valore così distante dal precedente è dettato dal fatto che la cambia la grandezza in analisi, qui la fluttuazione di pressione. La soglia 0.4 si dimostra essere la più affidabile per la rilevazione dei picchi con una certa regolarità come si evince successivamente in figura 3.19.

Dal momento che la funzione varianza locale è continua, gli istanti che soddisfano la disequazione precedente sono un numero molto elevato. Di conseguenza è necessario ricorrere alla tecnica del grouping, cioè trovare un algoritmo che permetta di attribuire un molteplice numero di istanti che soddisfano la disequazione allo stesso evento.

3.3.1.1 Grouping

Come anticipato la tecnica consiste nel raggruppare punti sopra soglia all'interno di un unico evento.

Una prima soluzione testata è considerare evento ogni massimo locale della funzione local variance.

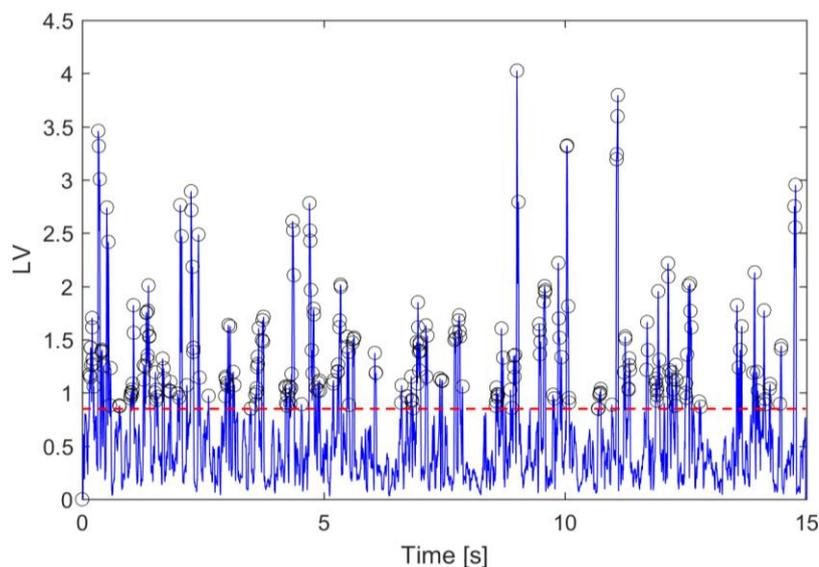


Figura 3.14. Rilevazione eventi per l'algoritmo che valuta evento ogni massimo locale

Poiché al segnale morbido che appare nella figura successiva ne è sovrapposto un altro ad alta frequenza, il numero di eventi subisce una forte esplosione, non attribuibile a fenomeni fisici. In questo caso infatti sono rilevati 1390 eventi, che si traducono in un periodo medio dell'ordine di 10^{-2} s.

Si potrebbe pensare come alternativa di riconoscere come eventi tutti i massimi assoluti compresi tra due intersezioni della curva di varianza locale normalizzata e la retta $LV = K$.

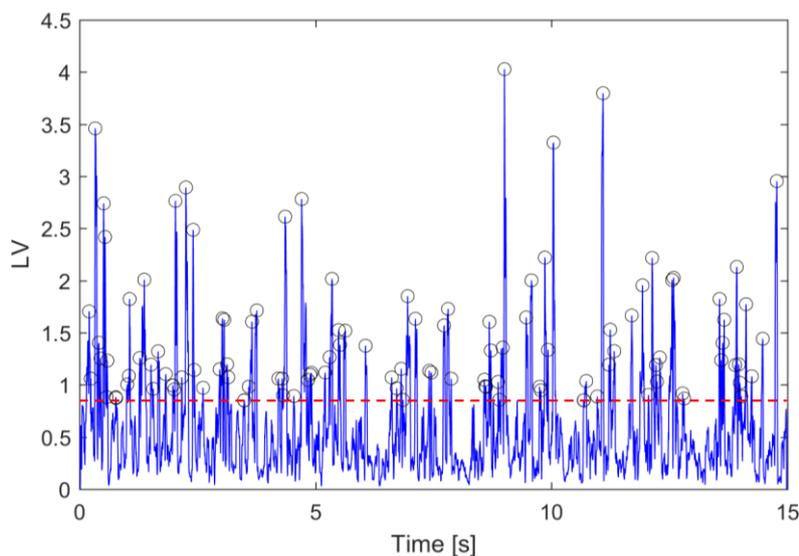


Figura 3.15. Rilevazione eventi per l'algoritmo che valuta eventi i massimi assoluti per ogni intervallo tra le intersezioni tra la curva LV e $K=0.9$

Si apprezza come la qualità della rilevazione migliori enormemente, riuscendo in gran parte a tagliare gli eventi dovuti a disturbi ad alta frequenza. Il numero di eventi infatti crolla a 113.

Si nota dalla figura 3.16 (a) come resti ancora un punto debole, cioè il caso particolare di oscillazioni ad alta frequenza a cavallo della soglia K , che porta al riconoscimento di eventi random, fortemente influenzati dalla scelta della soglia stessa.

Ricerca degli eventi

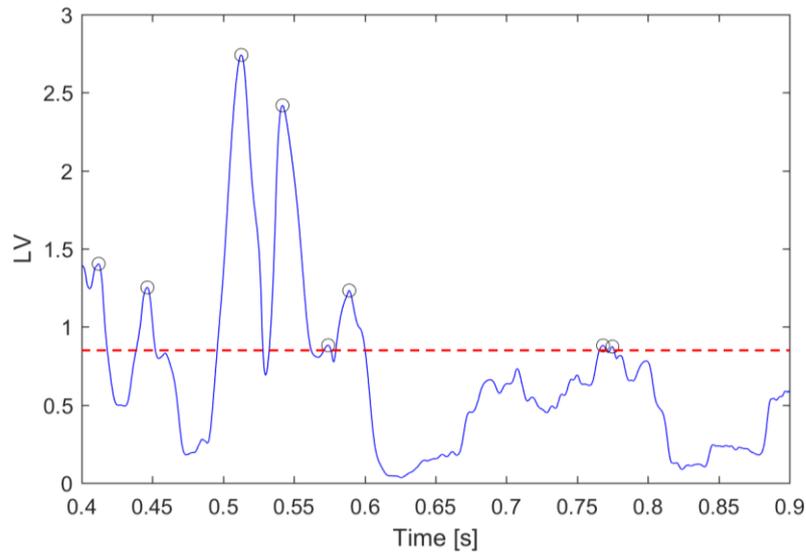
Viene di conseguenza inserito un ulteriore collo di bottiglia in grado di filtrare i fenomeni ad alta frequenza. L'obiettivo è raggiunto attraverso il calcolo di massimi e minimi locali e la valutazione, per ciascun massimo, di quali siano i minimi locali più vicini, sia a destra che a sinistra, che soddisfano la condizione

$$LV_{p'(t)_j} - LV_{p'(t)_k} > STD(LV_{p'(t)})$$

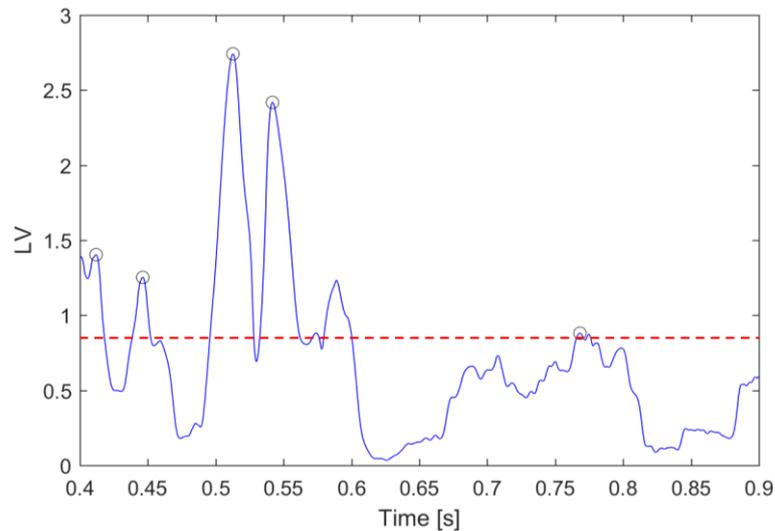
dove la posizione j indica un massimo e k un minimo.

Il parametro a secondo membro deve essere scelto in modo tale da compattare picchi adiacenti, facendo però attenzione a non nascondere fenomeni di rilevanza fisica. Si opta quindi per la deviazione standard rispetto alla local variance media nel tempo, il parametro più significativo per confrontare una distanza in termini di varianza locale appunto.

Una volta riconosciuti i minimi adiacenti, si considerano eventi solo i massimi locali che sono massimi anche all'interno dell'intervallo delimitato dai minimi adiacenti.



(a)



(b)

Figura 3.16. Dettaglio della rilevazione di eventi per l'algoritmo senza (a) e con la valutazione della differenza di valori tra minimi e massimo (b)

Attraverso questo filtro il numero di eventi scende a 104, segno che sono stati eliminati i fenomeni spuri senza andare ad influenzare la fisica del problema, affermazione che trova conferma nel confronto in figura 3.16 tra il funzionamento dell'algoritmo corrente e quello precedente.

Risalta come scompaia il doppio evento rilevato in prossimità di 0.75 s, così come non vengono segnalati eventi quelli compresi tra 0.55 e 0.6 s, che invece lo erano precedentemente.

3.3.1.2 Identificazione degli eventi

Si vogliono ricercare gli eventi a derivata temporale di pressione crescente e decrescente, a picco di fluttuazione positivo e negativo. L'analisi viene condotta innanzitutto per il microfono 16, la cui posizione è mostrata nel paragrafo 2.4. Si sottolinea l'importanza di questo microfono, in quanto risulta essere il più sensibile alle fluttuazioni di pressione. Le prove considerate possiedono durata di campionamento pari a 300 s e diverso regime di funzionamento dei getti: flusso naturale, massima drag reduction e best compromise. Per una maggior chiarezza dei fenomeni illustrati si lavora su un segnale filtrato passa-basso al di sotto di 100 Hz.

Come già illustrato nel paragrafo 2.4, le capsule capacitive sfruttate per la misura possiedono alta risposta in frequenza, permettendo di effettuare quindi un campionamento molto accurato, la cui frequenza scelta è mantenuta costante pari a 10^4 Hz.

Per la scelta dell'intervallo Δt il ragionamento si fonda sul tempo di macroscale T , indicatore della durata temporale per cui permangono le strutture all'interno della scia, definito come

$$T_{macro} = \int_0^{t_0} R_{p'}(\tau) d\tau$$

dove

$$R_{p'}(\tau) = \lim_{P \rightarrow \infty} \frac{1}{P} \int_0^P \frac{p'(t)p'(t+\tau)}{p'^2(t)} dt$$

con $R_{p'}(\tau)$ la funzione di autocorrelazione relativa alla fluttuazione di pressione, τ lo sfasamento, P il periodo di campionamento del segnale stesso e t_0 il tempo di zero-crossing,

cioè lo sfasamento che porta $R_{p,r}(\tau)$ ad intersecare l'asse x, l'insieme dei luoghi che presentano funzione di autocorrelazione uguale a 0.

Dal momento che l'ordine di grandezza dei fenomeni che si vogliono osservare è lo stesso del tempo di macroscale, si sceglie un intervallo Δt pari a $4T_{macro}$ riferito alla condizione di flusso naturale, in modo da riuscire a cogliere i fenomeni stessi. L'obiettivo dell'analisi è la valutazione di cosa accade al variare del regime di attuazione, perciò Δt si conserva durante lo studio delle tre configurazioni per uno stesso microfono.

Si mostra la funzione di autocorrelazione per il microfono 16 in caso di flusso naturale.

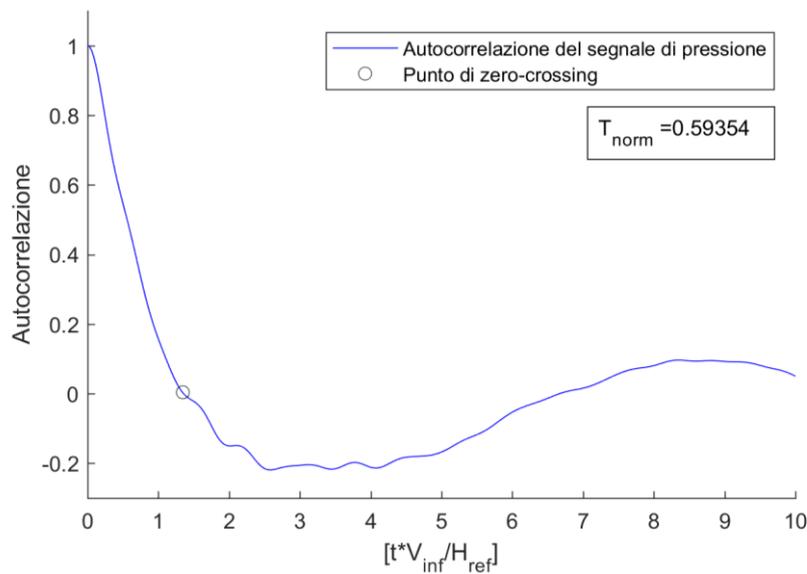
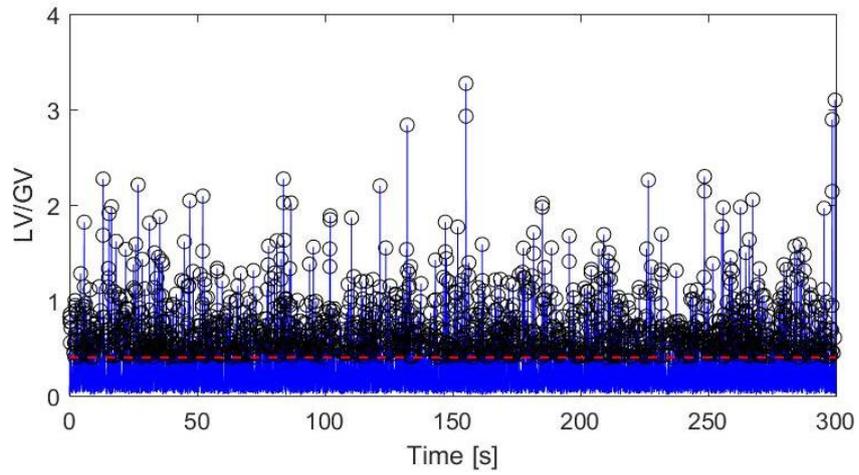
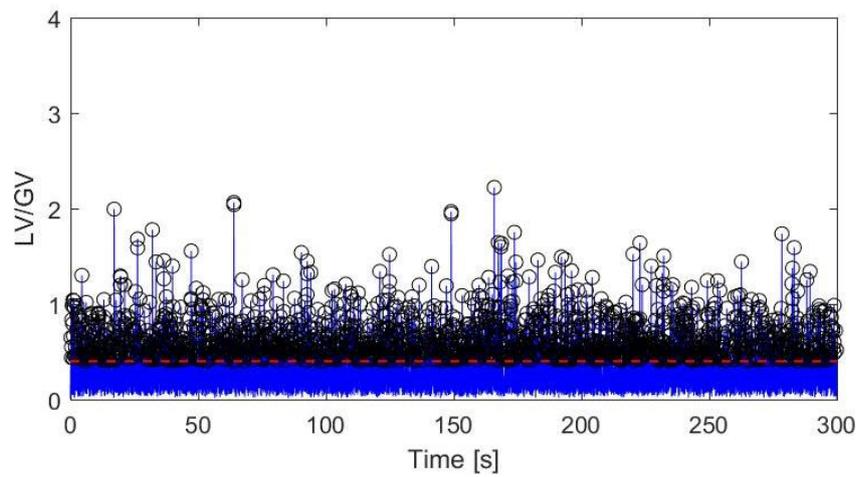


Figura 3.17. Curva di autocorrelazione nel caso di flusso naturale. Sensore 16

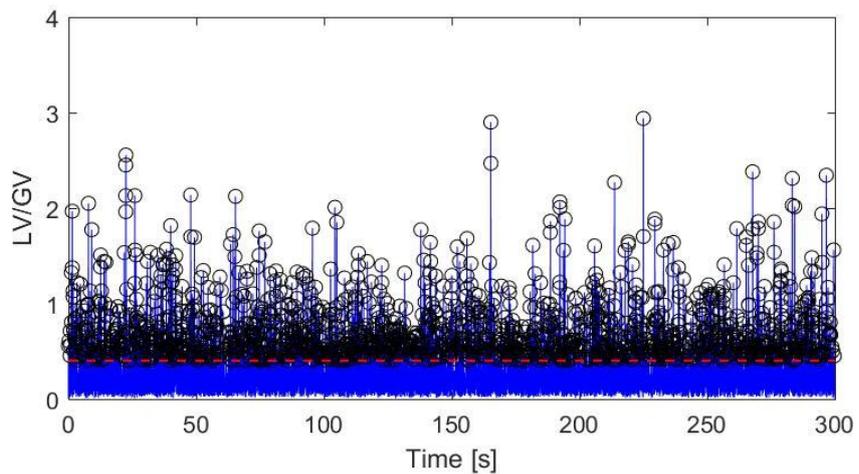
Il tempo etichettato in figura è adimensionale ed è corrispondente a 0.0112 s. Coerentemente con quanto affermato prima, si sceglie quindi $\Delta t = 0.04$ s. Si illustrano ora gli eventi rilevati dal software sviluppato per gli assegnati valori di Δt e K , espressi tramite i cerchi neri, con la funzione local variance in blu e la soglia tratteggiata in rosso. Le terne di figure successivamente sono sempre ordinate a partire dalla condizione di flusso naturale seguite dalla massima drag reduction e dal best compromise.



(a)



(b)



(c)

Figura 3.18. Local variance (curva blu) per $\Delta t=0.04$ s ed eventi identificati (cerchi neri) oltre $K=0.4$ (linea tratteggiata rossa) nella condizione di flusso naturale (a), massima drag reduction (b) e best compromise (c).
Sensore 16

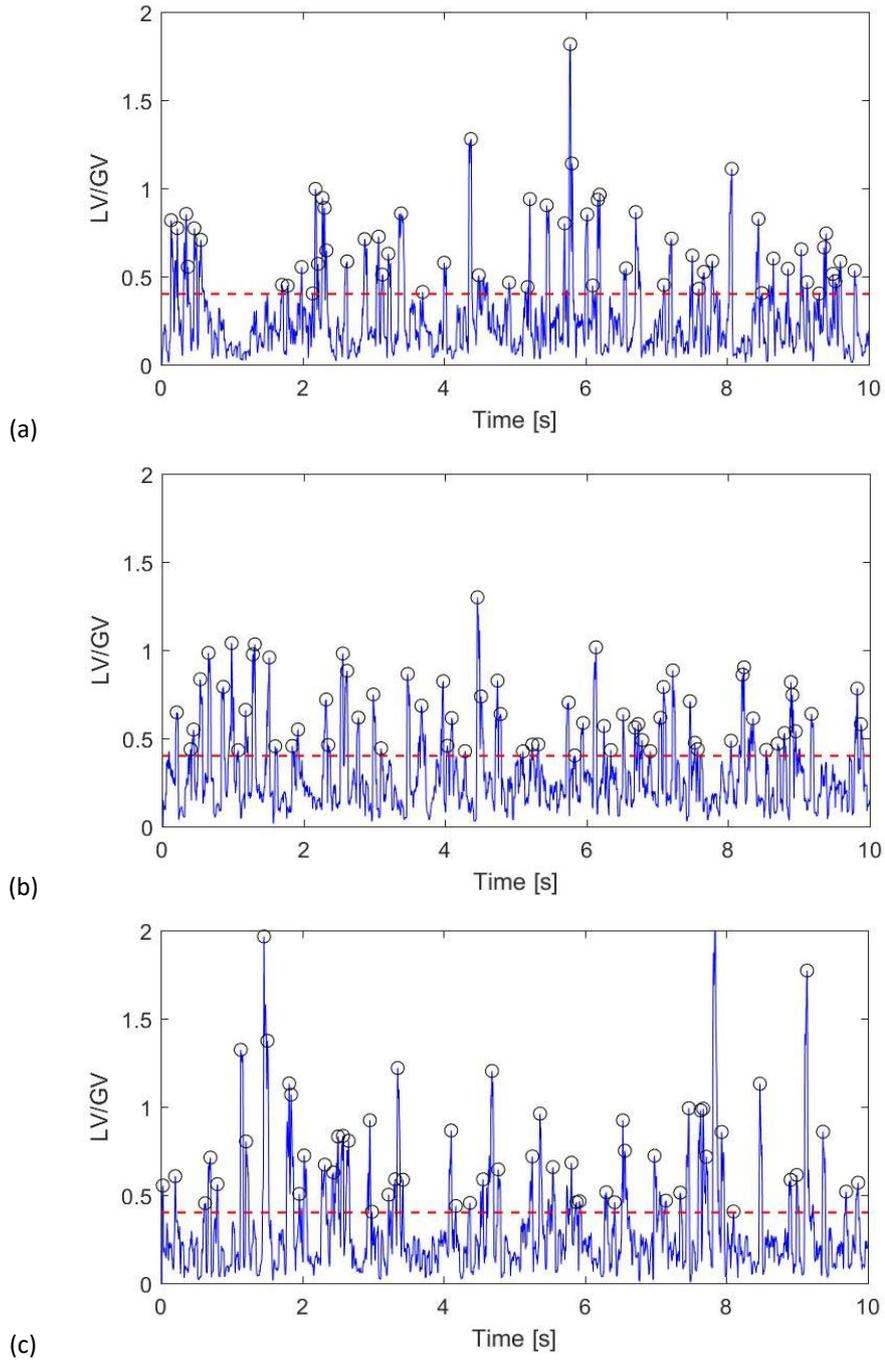
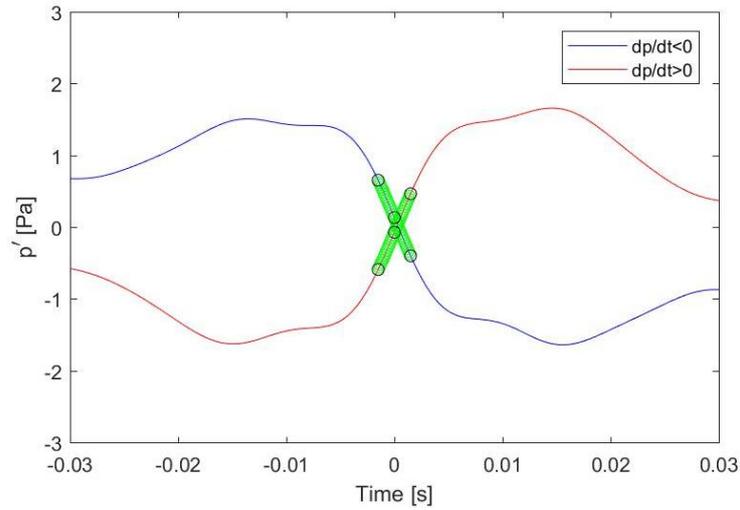
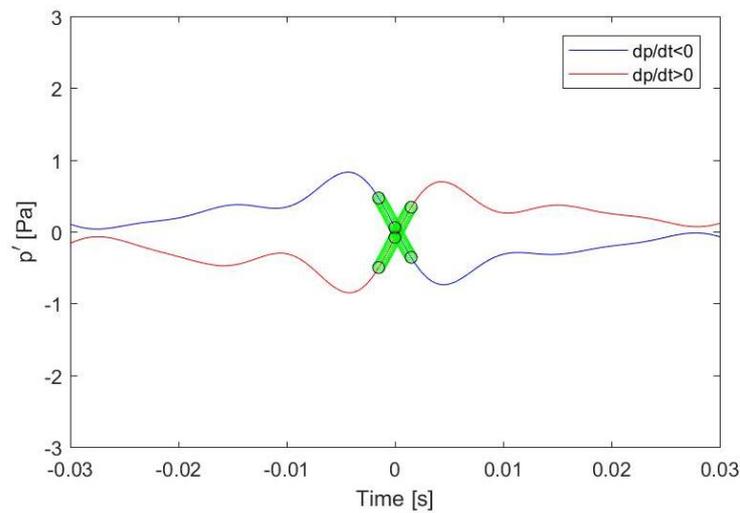


Figura 3.19. Dettaglio della local variance per $\Delta t=0.04$ ed eventi riconosciuti oltre $K=0.4$. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16

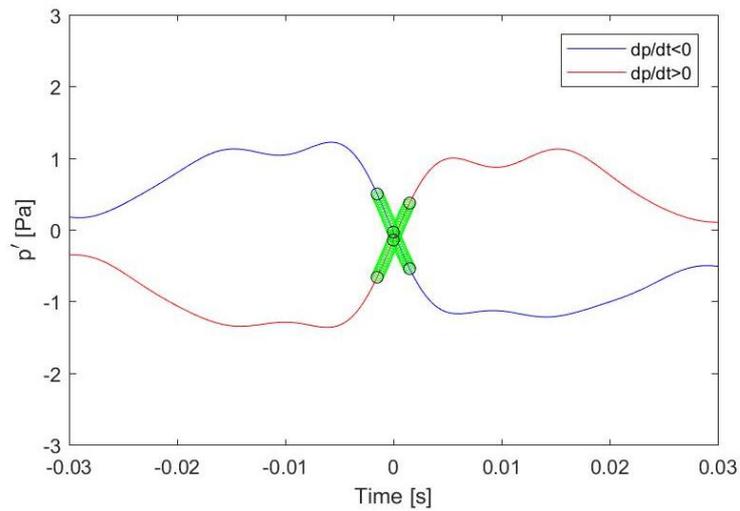
Una volta a conoscenza della posizione degli eventi, si è interessati a valutare quale sia l'andamento della fluttuazione di pressione nel suo intorno.



(a)



(b)



(c)

Figura 3.20. Eventi medi condizionati a pressione crescente e decrescente. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16

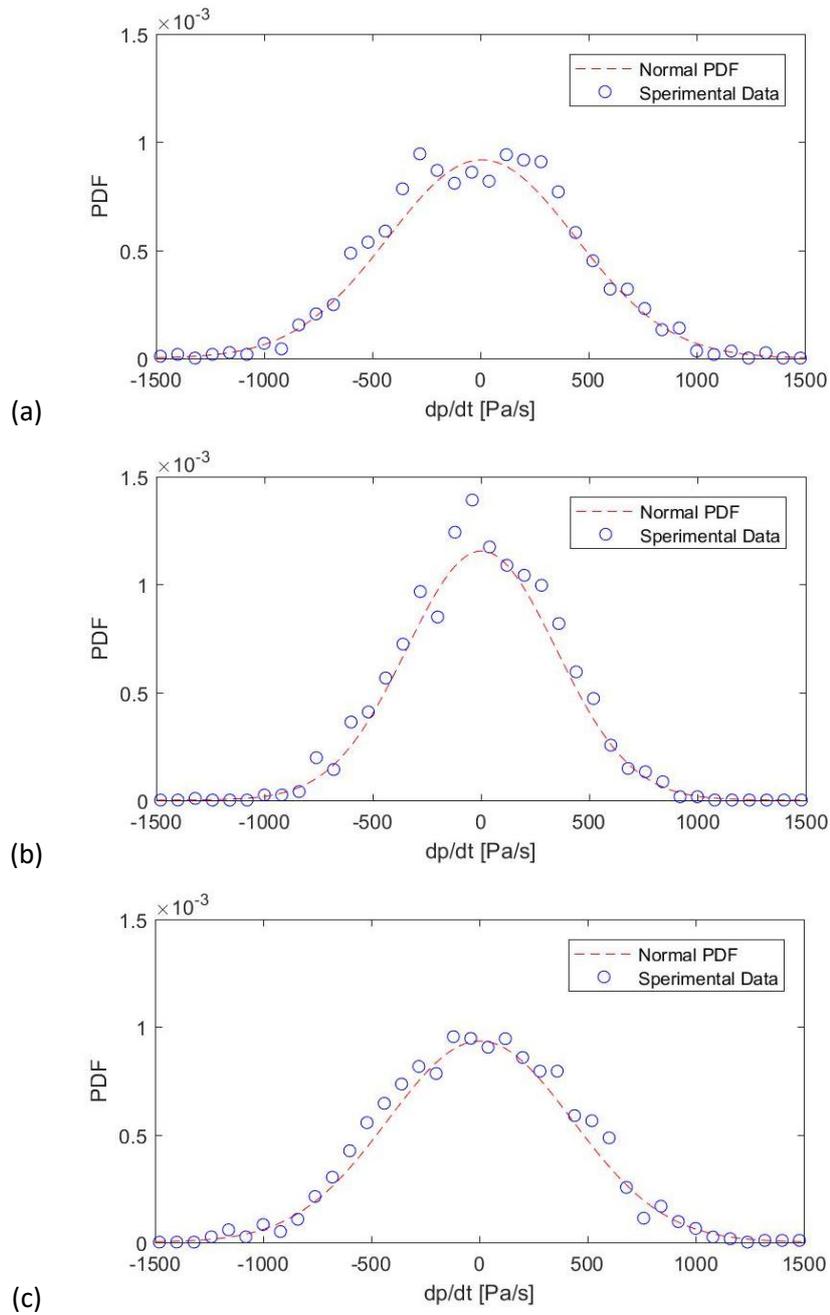


Figura 3.21. PDF della derivata temporale della pressione. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16

In analogia con lo studio di *Drodz et al.* [27] gli eventi possono essere suddivisi, in base al segno della derivata, in eventi a pressione crescente, $\frac{dp'}{dt} < 0$, e decrescente, $\frac{dp'}{dt} > 0$. Delle due diverse classi è visualizzato in figura 3.20 l'evento medio, ottenuto dalla media del segnale di fluttuazione nell'intorno degli istanti identificati come eventi. La semiampiezza dell'intervallo di visualizzazione Δt_{vis} è impostata pari a 0.03 s. Viene calcolata la derivata in

corrispondenza dell'evento, utilizzando i punti verdi riferiti nella figura 3.20. I cerchi verdi delimitati dagli estremi neri identificano la regione di istanti dove è calcolata la variazione nel tempo della pressione dell'evento medio.

L'andamento sembra conservarsi tra caso naturale e best compromise, mentre non così avviene per massima drag reduction, dove la pressione media converge al valore nullo in un più breve intervallo temporale a partire dall'istante identificato come evento.

Delle derivate calcolate ne viene estratta la funzione densità di probabilità in figura 3.21, sia per derivate positive e negative isolate le une dalle altre che raggruppate. Come presentato dalla legenda, in rosso è tratteggiata la funzione gaussiana con media e deviazione standard pari a quelle reali, mentre i cerchi blu sono costruiti a partire dai dati del segnale. Anche per le successive funzioni di densità di probabilità i colori associati alle curve sono i medesimi.

La curva gaussiana ben approssima il comportamento reale della PDF. Nella seguente tabella sono riportati i parametri notevoli delle funzioni raffigurate in figura 3.21.

	$\frac{dp'}{dt}$	Valor medio [Pa/s]	STD [Pa/s]	Skewness	Kurtosis	Numero eventi	Distanza tra i picchi [Pa]
Flusso naturale	$\frac{dp'}{dt} < 0$	-350.51	246.65	-1.55	2.87	784	3.14
	$\frac{dp'}{dt} > 0$	351.40	265.60	1.72	3.93	813	3.28
	Tutti gli eventi	-	434.67	0.18	3.44	1597	-
Max drag reduction	$\frac{dp'}{dt} < 0$	-275.27	211.08	-1.58	2.93	883	1.57
	$\frac{dp'}{dt} > 0$	279.73	199.32	1.52	2.65	885	1.55
	Tutti gli eventi	-	345.20	0.05	2.79	1768	-
Best compromise	$\frac{dp'}{dt} < 0$	-346.69	251.21	-1.55	2.79	823	2.44
	$\frac{dp'}{dt} > 0$	344.17	249.97	1.57	2.97	843	2.49
	Tutti gli eventi	-	426.77	0.02	2.88	1666	-

Tabella 3.1. Parametri notevoli delle PDF delle derivate temporali di pressione. Sensore 16

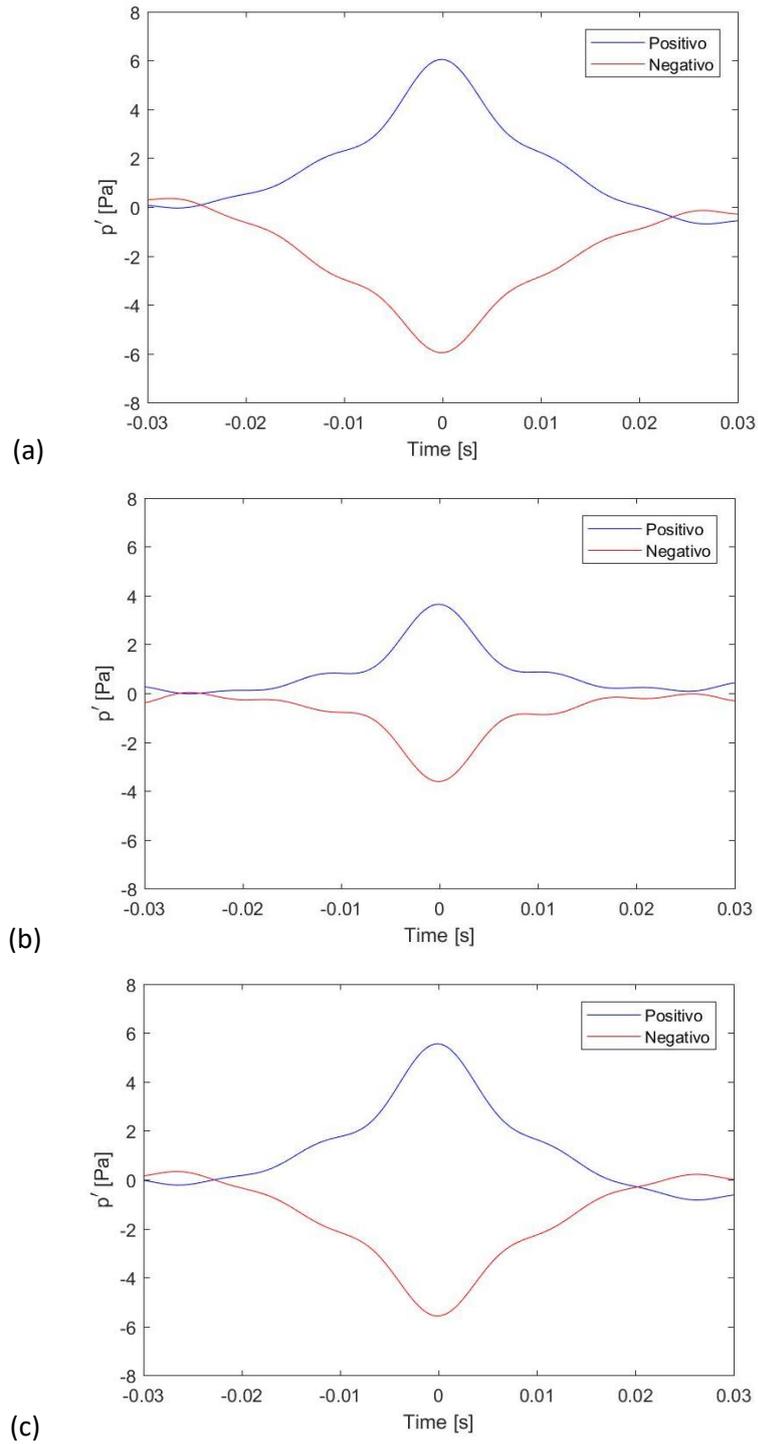


Figura 3.22. Eventi medi condizionati per fluttuazione positivo e negativo. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16

Traspare immediatamente in tabella 3.1 come le medie delle derivate positive e negative per una stessa condizione abbiano analoghi valori assoluti. Inoltre il controllo conduce a una

riduzione delle derivate di pressione sia positive che negative del 20%, che ipotizzerebbe un processo di accrescimento più lento delle strutture di scia.

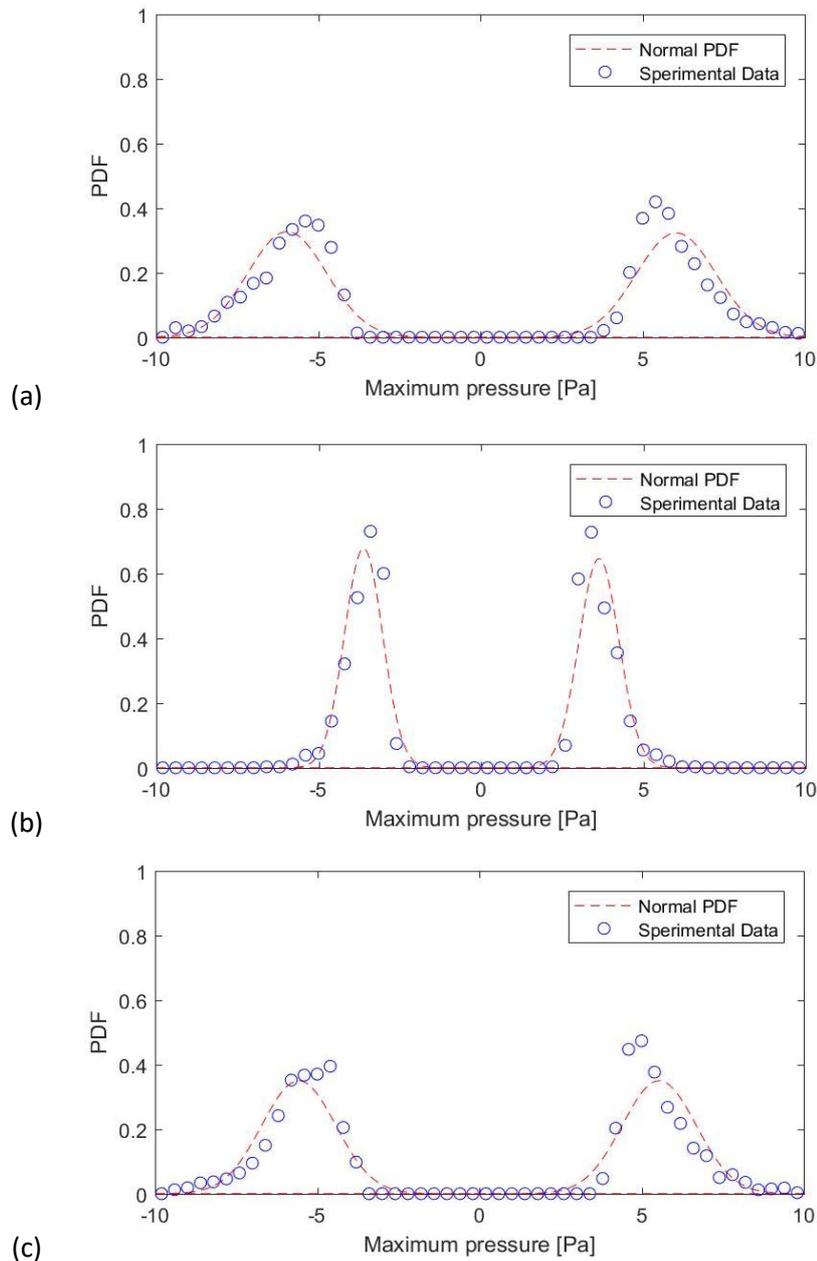


Figura 3.23. PDF dei picchi di fluttuazione di pressione positiva e negativa degli eventi medi. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16

Si ricerca in figura 3.22 come è mediamente costituito il picco di fluttuazione in corrispondenza di quello che è definito evento. La funzione local variance forma un picco dove in un suo intorno pari a Δt il segnale fluttuazione di pressione presenta la massima variazione. Ciò si traduce nella presenza di almeno un'oscillazione di pressione di ampiezza

rilevante rispetto alle adiacenti. Il software quindi va a ricercare questa oscillazione di massima ampiezza nell'intorno di intervallo Δt di ciascun evento, suddividendo queste a seconda del fatto che siano positive o negative. Ora a cavallo della nuova posizione identificata viene aperta la finestra $2\Delta t_{vis}$ e quindi operata la media tra i segnali con massima oscillazione positiva e negativa separatamente.

Nuovamente la forma della configurazione best compromise ricalca quella del caso naturale. Per quanto riguarda il caso di massima drag reduction, la fluttuazione di pressione media tende al valore nullo in un tempo decisamente minore che nelle altre due condizioni, originando un picco molto più stretto. Evento positivo e negativo mostrano tra loro una certa simmetria in tutte e tre le figure. In accordo con questa affermazione la figura 3.23 mostra che gli insiemi di tutti i picchi positivi e negativi sono simmetrici l'uno all'altro, come supportato anche dai parametri notevoli della loro funzione di densità di probabilità riportati in tabella 3.2. Si nota inoltre una buona corrispondenza tra le curve ricavate dai dati sperimentali e le distribuzioni gaussiane, in particolare per quanto concerne la configurazione di massima drag reduction.

	Fluttuazione di pressione	Valor medio [Pa]	STD [Pa]	Skewness	Kurtosis	Numero eventi
Flusso naturale	$p' < 0$	-5.96	1.22	-1.07	1.19	763
	$p' > 0$	6.04	1.23	1.07	1.20	834
Max drag reduction	$p' < 0$	-3.61	0.59	-1.04	1.12	903
	$p' > 0$	3.64	0.62	1.05	1.13	865
Best compromise	$p' < 0$	-5.56	1.14	-1.07	1.19	816
	$p' > 0$	5.54	1.14	1.07	1.21	850

Tabella 3.2. Parametri notevoli delle PDF dei picchi degli eventi positivi e negativi. Sensore 16

I valori per flusso naturale e best compromise sono ancora una volta allineati. La ricerca tramite l'attuazione della minima resistenza aerodinamica provoca una riduzione del valore assoluto delle ampiezze massime di oscillazione circa del 40%, condensando questi valori vicino al valor medio, comportamento rilevabile dal crollo della deviazione standard.

Note le caratteristiche degli eventi si è interessati ai tempi che intercorrono tra gli stessi. Per un'accurata descrizione viene quindi costruita la PDF, illustrata in figura 3.24, di cui vengono calcolati i parametri caratteristici in tabella 3.3.

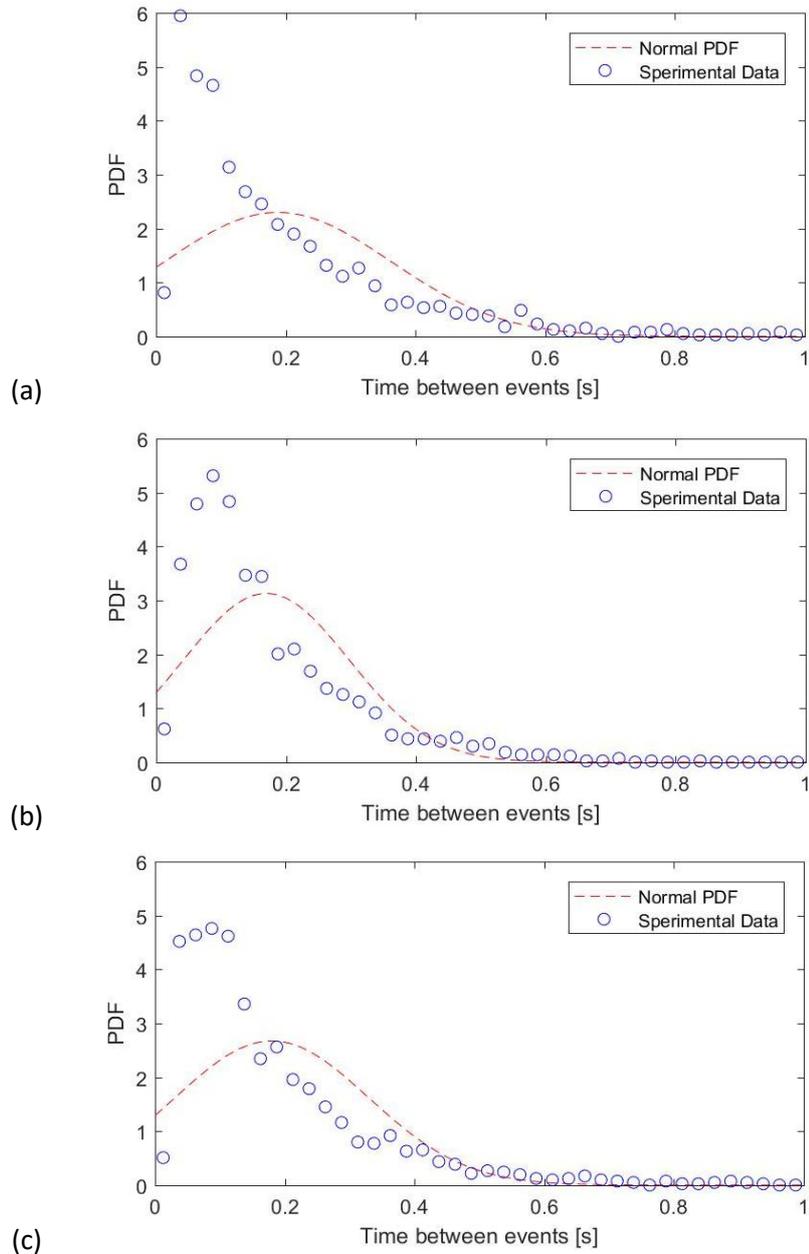


Figura 3.24. PDF del tempo tra gli eventi. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 16

Tempo tra eventi	Valor medio [s]	STD [s]	Skewness	Kurtosis	Strouhal medio	N° eventi	T_{macro} [s]
Flusso naturale	0.188	0.173	2.046	5.481	0.101	1597	$1.12 \cdot 10^{-2}$
Max drag reduction	0.170	0.127	1.707	3.571	0.111	1768	$8.30 \cdot 10^{-3}$
Best compromise	0.180	0.149	1.875	4.487	0.105	1666	$9.52 \cdot 10^{-3}$

Tabella 3.3. Parametri notevoli delle PDF dei tempi tra gli eventi. Sensore 16

È di immediata visualizzazione il fatto che la funzione normale non sia adeguata a descrivere la distribuzione dei tempi intorno al valor medio. Il valore di skewness è positivo, cioè indica una maggior probabilità di avere fluttuazioni lontane dal valor medio positive, così come è maggiore di 3 la curtosi, che permette quindi di affermare una maggior quantità di fluttuazioni lontane dal valor medio rispetto a quante ne presenta la curva gaussiana.

Il valor medio dei tempi tra gli eventi è indicativo del periodo medio del fenomeno fisico visualizzato, da cui è quindi possibile estrarre una frequenza media. Quest'ultima può essere normalizzata riconducendosi al numero di Strouhal, pari ad esempio a 0.101 per il flusso naturale. Il numero di eventi riconosciuti non varia significativamente con la configurazione di soffiaggio dei getti. Il picco della densità di probabilità dei tempi sperimentale per le tre condizioni testate si trova compreso tra 0.04 s e 0.09 s, che tradotto in numero di Strouhal equivale mediamente a un intorno di 0.3. Si nota come i valori medio e di picco trovati aprano una finestra proprio a cavallo di quello che compete allo shedding vorticoso a valle di un corpo tozzo, identificato da *Grandemagne et al.* [18], *Kiya et al.* [19] e *Volpe et al.* [20] in un intorno di 0.17. È ragionevole quindi ritenere che il fenomeno osservato sia proprio lo shedding vorticoso e che, dal momento che il tempo medio tra gli eventi misurato non muta eccessivamente, la sua frequenza non sembrerebbe influenzata dal regime di attuazione.

La distinzione in base al segno della derivata temporale di pressione permette di identificare una fase in cui la pressione aumenta e una seconda dove questa diminuisce. In accordo col principio di funzionamento dell'ala delta, che sfrutta la presenza di vortici per creare una depressione sul dorso, e dal momento che gli eventi sono stati attribuiti al fenomeno dello shedding, si potrebbe ipotizzare che il periodo temporale necessario alla generazione del vortice induca un decremento di pressione, con conseguentemente la fase di rilascio associata al recupero della pressione stessa. Coerentemente con quanto affermato allora l'evento medio positivo è riferito all'istante in cui si inizia a formare il vortice, mentre quello che negativo deve essere attribuito all'istante in cui lo stesso viene rilasciato. Con l'introduzione del controllo la derivata temporale decresce in valore assoluto, probabilmente indice di una velocità di accrescimento minore delle strutture. Ma dal momento che la frequenza di shedding resta la stessa, cioè i vortici vengono rilasciati dopo circa uno stesso

ammontare di tempo, le strutture nel caso di massima drag reduction sembrerebbero essere di dimensioni minori. Questo risultato è in accordo con i picchi di fluttuazione trovati, maggiori del 40% nella condizione di flusso naturale a causa di una velocità di accrescimento del vortice maggiore, fase in cui la pressione aumenta, durante uno stesso intervallo di tempo, poiché la frequenza di shedding parrebbe non mutare. Inoltre da un'analisi dei tempi di macroscale T_{macro} mostrati in tabella 3.3 si nota come questo nel caso di massima drag reduction si riduca. Un decremento di T_{macro} significa una scomparsa delle strutture presenti in scia in un tempo minore fornendo quindi un ulteriore indizio delle loro dimensioni ridotte. Potrebbe essere quindi l'abbattimento delle strutture più grosse la causa della riduzione di resistenza aerodinamica ottenuta tramite il controllo.

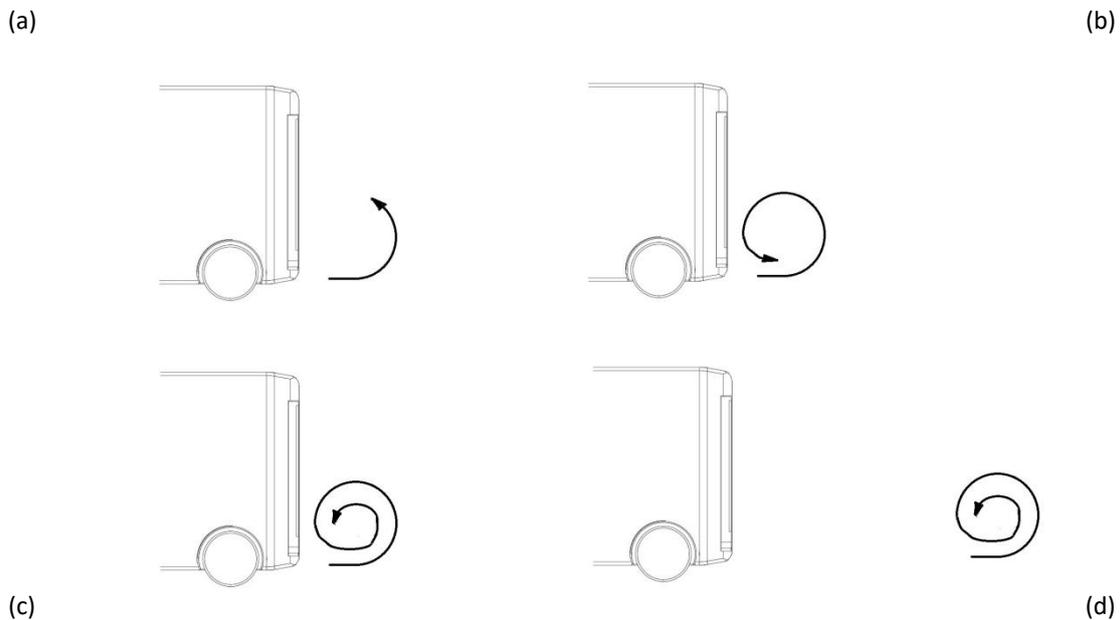


Figura 3.25. Schema di (a) formazione, (b) accrescimento, (c) rilascio e (d) allontanamento dei vortici a valle del modello

Si nota infine come la condizione di best compromise presenti parametri analoghi al caso naturale, segno che solo un discretamente elevato regime di attuazione permetterebbe la distruzione delle strutture maggiori. Conformemente ai risultati trovati il tempo di macroscale normalizzato si attesta intorno a un valore intermedio tra le due altre configurazioni, molto prossimo a quello relativo al flusso naturale.

Si ripete l'analisi appena effettuata per il microfono 13 mantenendo invariato il valore di Δt e K .

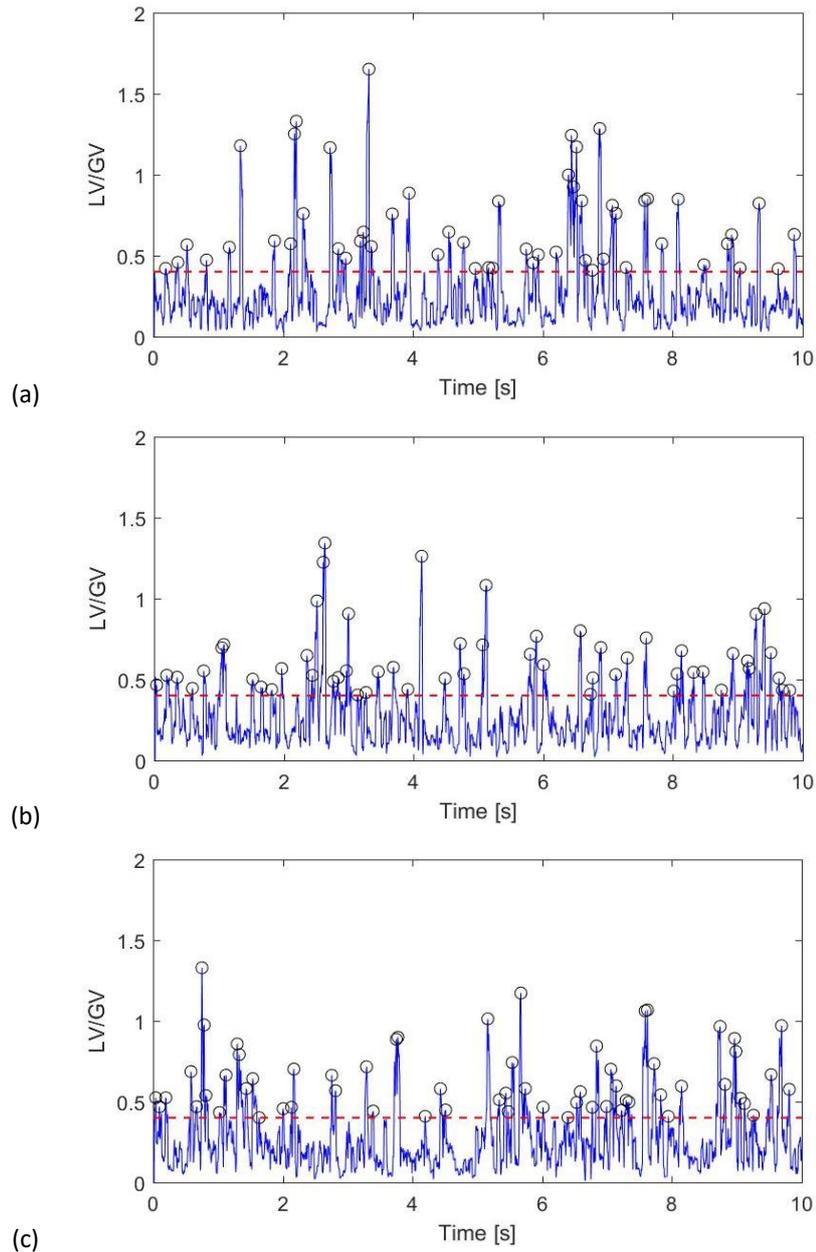


Figura 3.26. Dettaglio della local variance per $\Delta t=0.04$ ed eventi riconosciuti oltre $K=0.4$. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 13

Pressoché tutti i picchi con una certa regolarità vengono identificati come eventi, a conferma della bontà dei criteri scelti per la loro rilevazione. Si suddividono nuovamente gli eventi in funzione del segno della derivata temporale della pressione in corrispondenza degli istanti considerati eventi.

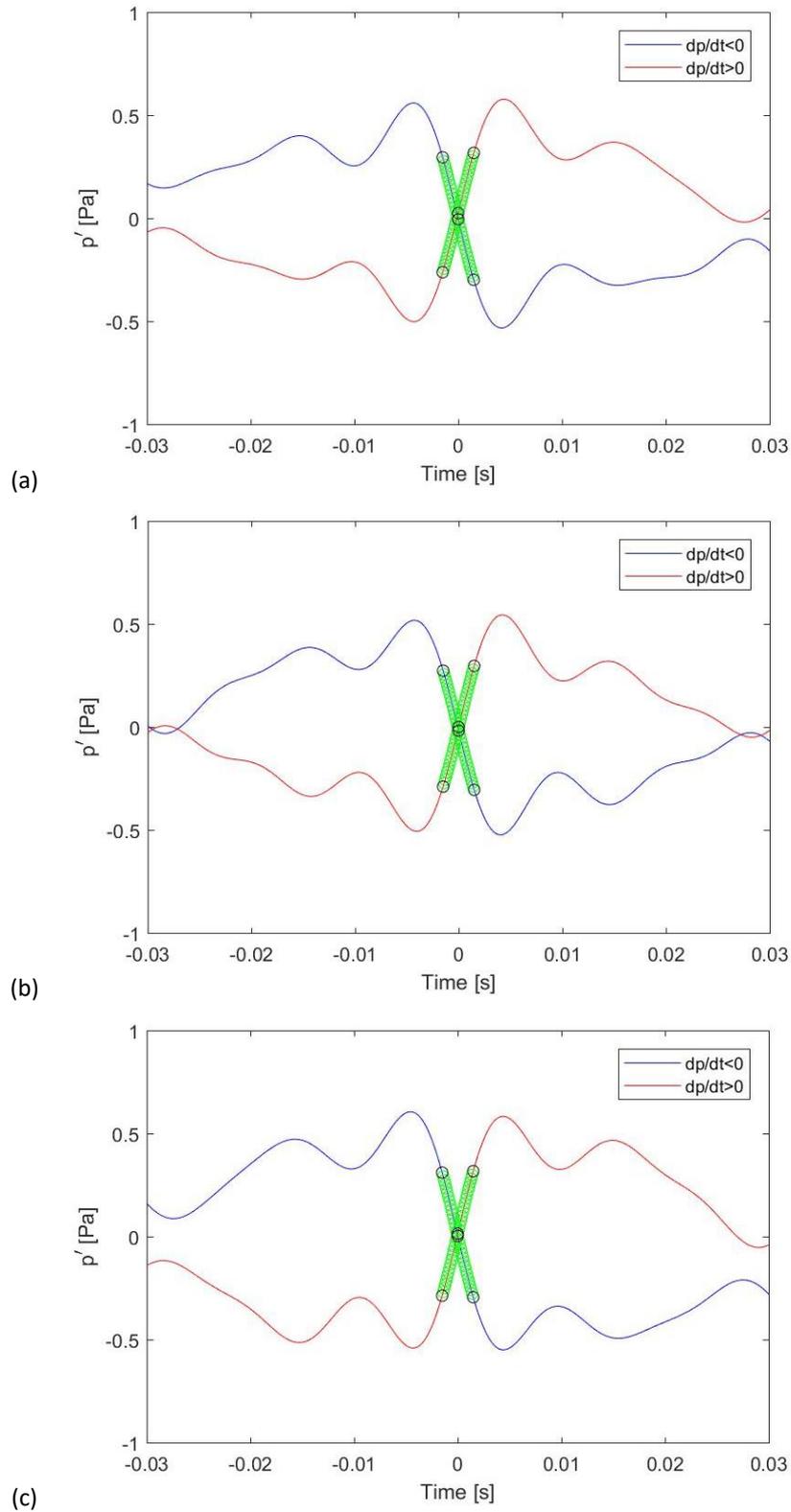


Figura 3.27. Eventi medi condizionati a pressione crescente e decrescente. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 13

La forma sembra conservarsi tra le tre diverse configurazioni, a meno di una più brusca tendenza al valore nullo per il caso di massima drag reduction.

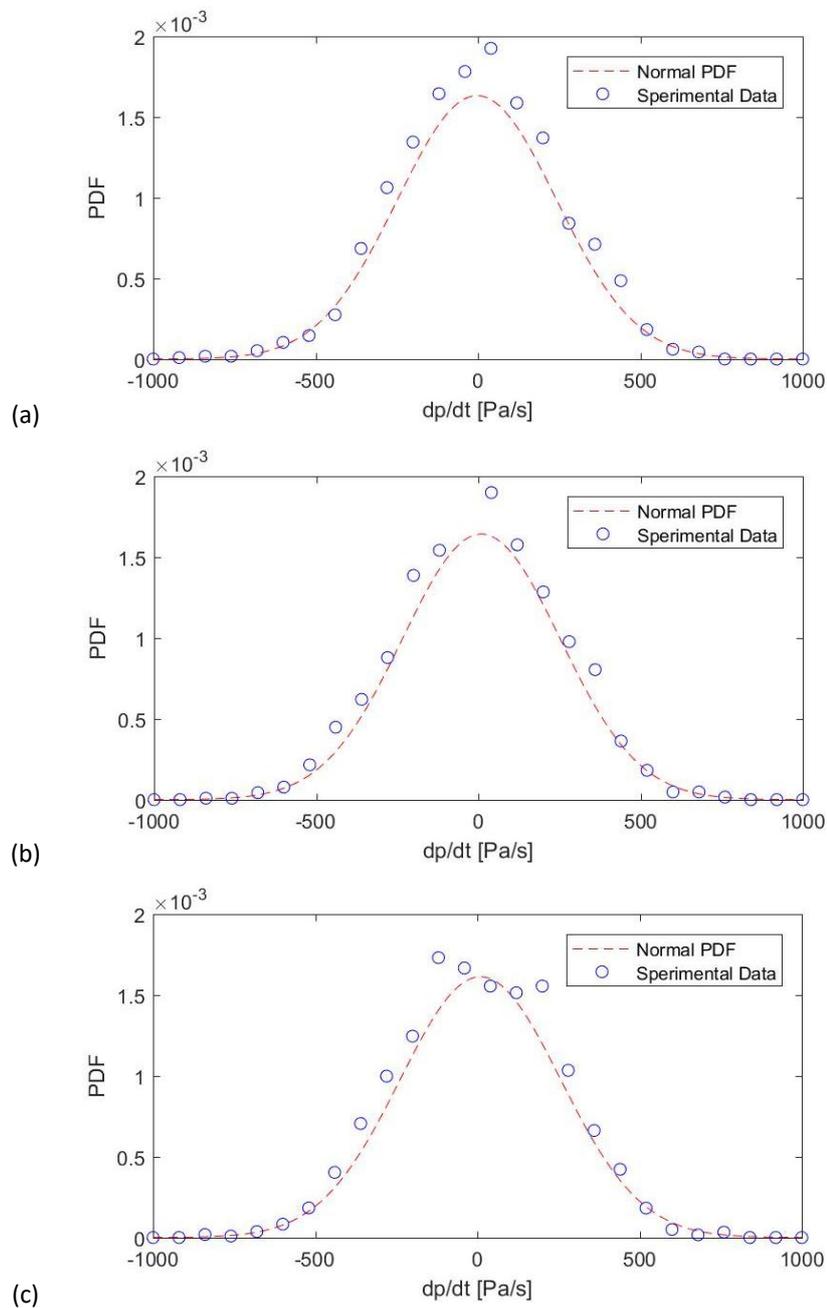


Figura 3.28. PDF della derivata temporale della pressione. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 13

I dati sperimentali delle derivate temporali sembrano attestarsi sulle distribuzioni gaussiane per tutte le tre condizioni. Non sembrano esserci grosse differenze tra le tre funzioni di probabilità, affermazione confermata dai valori numerici assunti da media, deviazione

standard, skewness e kurtosis illustrati in tabella 3.4. Differentemente dal sensore 16 il controllo non sembra esercitare alcun effetto sulla derivata temporale media. Quest'ultima crolla di oltre il 40% se confrontata con le condizioni flusso naturale e best compromise relative al microfono 16, mentre per la massima drag reduction il decremento è solamente in un intorno del 30%. Rispetto allo stesso sensore si restringe notevolmente il campo di valori assunti, evidenziato da una diminuzione vicino al 40% della deviazione standard.

	$\frac{dp'}{dt}$	Valor medio [Pa/s]	STD [Pa/s]	Skewness	Kurtosis	Numero eventi	Distanza tra i picchi [Pa]
Flusso naturale	$\frac{dp'}{dt} < 0$	-197.96	148.79	-1.62	3.19	833	1.09
	$\frac{dp'}{dt} > 0$	192.86	144.23	1.55	2.72	831	1.08
	Tutti gli eventi	-	244.27	-0.11	2.97	1664	-
Max drag reduction	$\frac{dp'}{dt} < 0$	-192.70	148.47	-1.60	3.00	843	1.04
	$\frac{dp'}{dt} > 0$	195.12	144.05	1.55	2.78	913	1.05
	Tutti gli eventi	-	242.74	0.03	2.88	1756	-
Best compromise	$\frac{dp'}{dt} < 0$	-201.44	147.61	-1.57	2.92	773	1.15
	$\frac{dp'}{dt} > 0$	201.23	140.17	1.52	2.69	849	1.12
	Tutti gli eventi	-	247.24	0.00	2.80	1622	-

Tabella 3.4. Parametri notevoli delle PDF delle derivate temporali di pressione. Sensore 13

Infine decrescono in maniera le distanze tra i picchi, tanto che questa ad esempio per il flusso naturale passa mediamente circa da 3 a 1, come mostrato in tabella 3.4.

Si mostrano gli eventi medi suddivisi a seconda che il picco massimo in valore assoluto sia positivo o negativo.

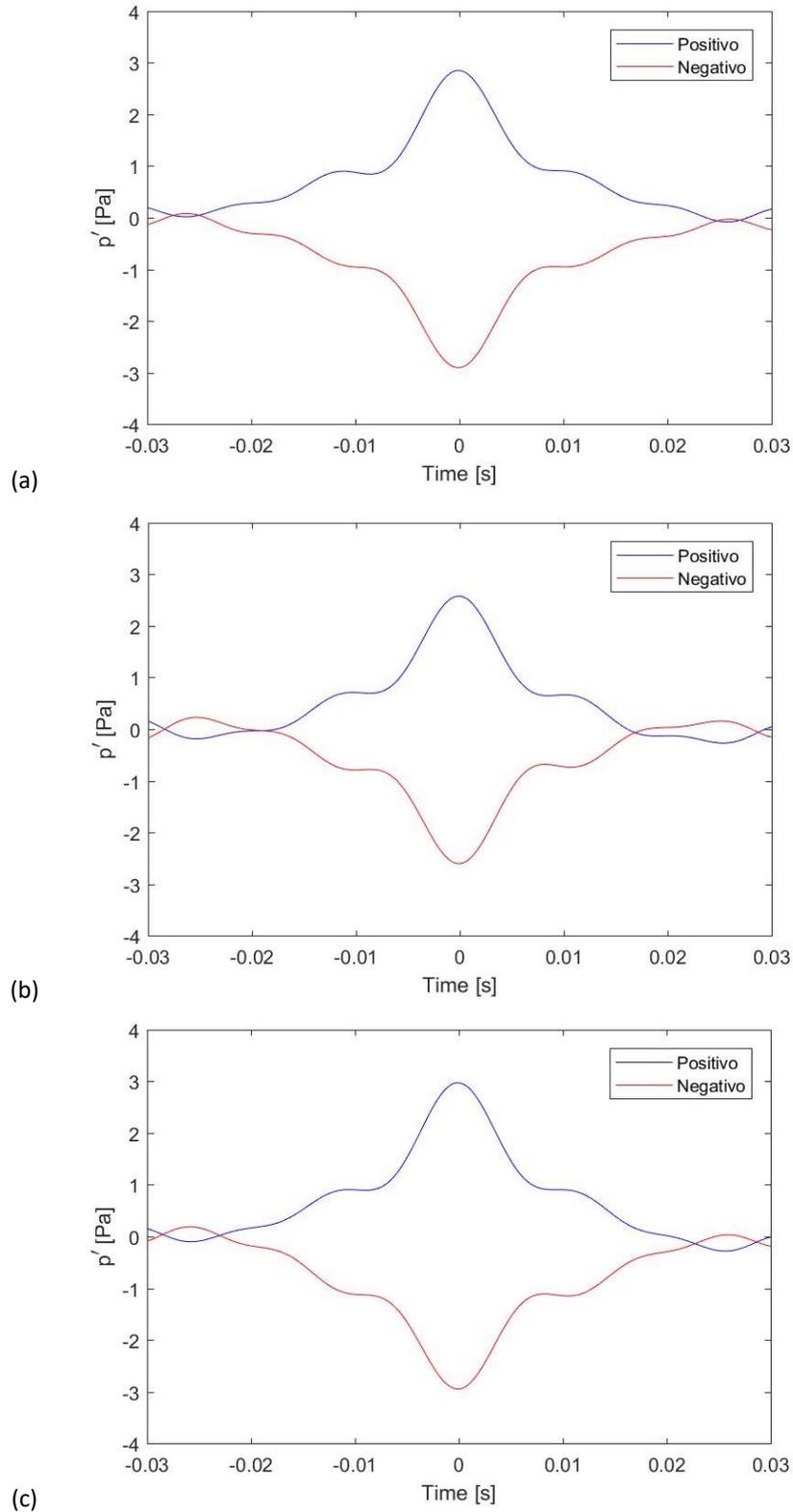


Figura 3.29. Eventi medi condizionati per fluttuazione positivo e negativo. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 13

Non sembra esserci grossa differenza tra le forme degli eventi medi tra le tre configurazioni, se non una più rapida tendenza al valore nullo per il caso di massima drag reduction.

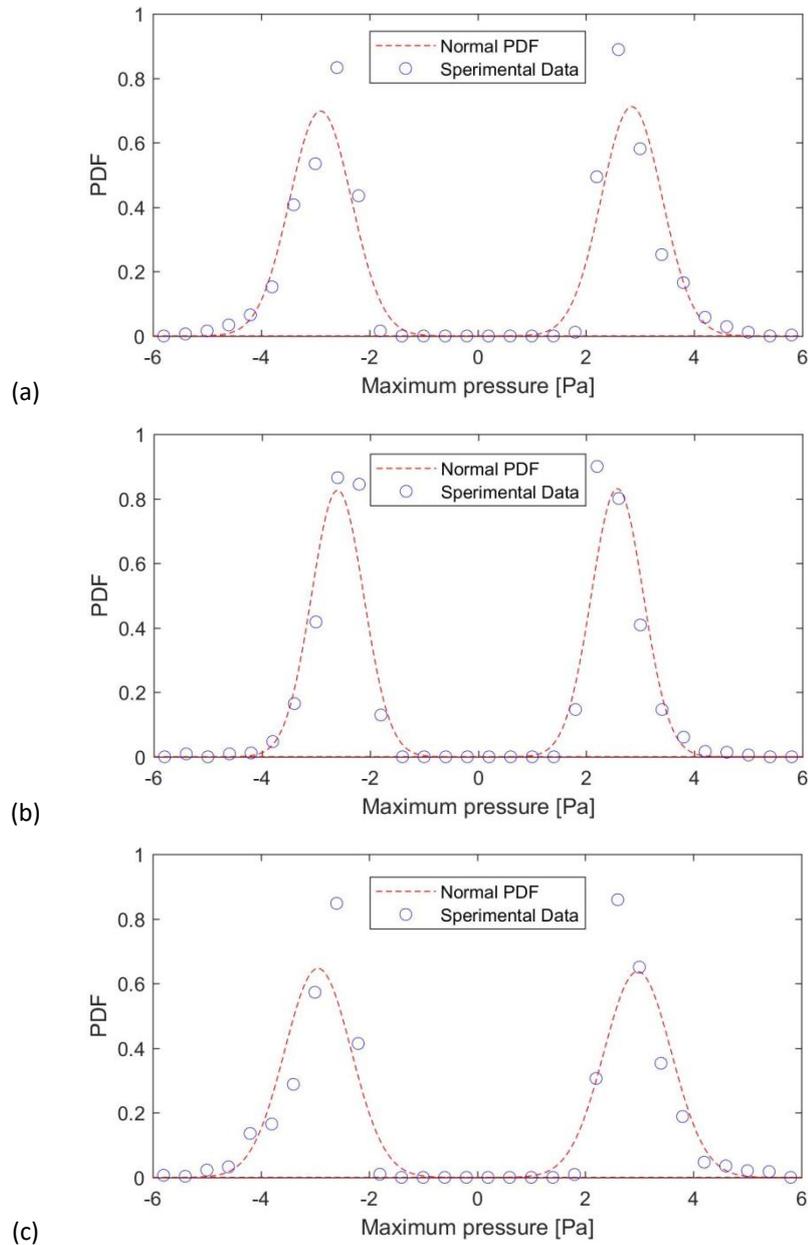


Figura 3.30. PDF dei picchi di fluttuazione di pressione positiva e negativa degli eventi medi. (a) flusso naturale, (b) massima drag reduction, (c) best compromise. Sensore 13

Rispetto al sensore 16 l'ampiezza massima in valore assoluto crolla addirittura di circa il 60% per il caso di flusso naturale e best compromise. Questo risultato è in accordo con quanto mostrano gli spettri dei segnali di pressione rilevati in figura 3.31, cioè una minor energia delle fluttuazioni misurate dal 13. Le PDF dei picchi di fluttuazione si mantengono più strette

nella configurazione di massima drag reduction, cioè si ha una minor dispersione di valori intorno al valor medio, come confermato dal valore di deviazione standard mostrato in tabella 3.5. Si riduce l'ampiezza media delle fluttuazioni, sebbene il decremento sia solo del 10% a fronte di un 40% riscontrato per il sensore 16.

	Fluttuazione di pressione	Valor medio [Pa]	STD [Pa]	Skewness	Kurtosis	Numero eventi
Flusso naturale	$p' < 0$	-2.90	0.57	-1.06	1.18	804
	$p' > 0$	2.85	0.56	1.06	1.19	860
Max drag reduction	$p' < 0$	-2.60	0.48	-1.06	1.17	850
	$p' > 0$	2.57	0.48	1.06	1.17	906
Best compromise	$p' < 0$	-2.94	0.62	-1.07	1.21	773
	$p' > 0$	2.97	0.63	1.08	1.24	849

Tabella 3.5. Parametri notevoli delle PDF dei picchi degli eventi positivi e negativi. Sensore 13

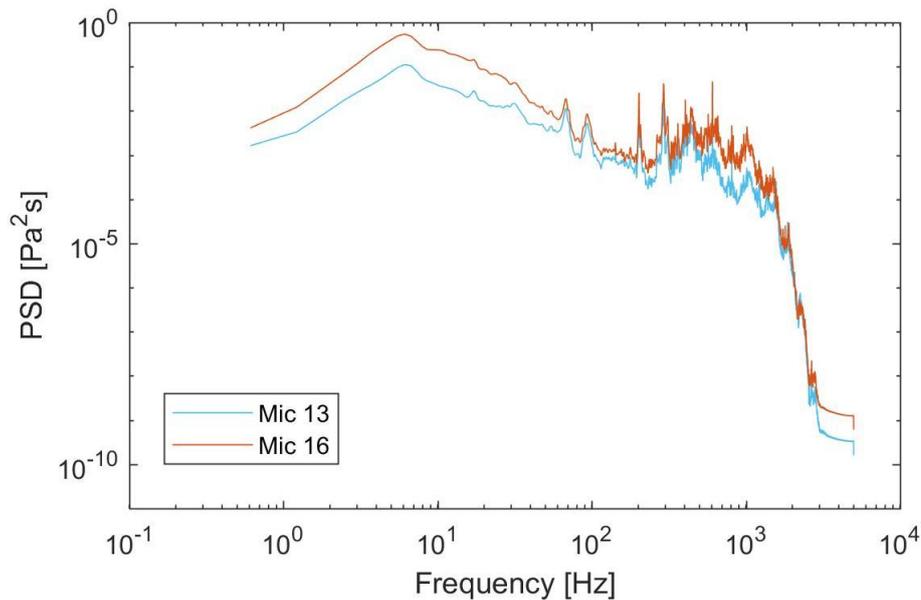


Figura 3.31. Spettri dei segnali rilevati dai sensori di interesse

Il tempo medio tra gli eventi mostrato in tabella 3.6 si conferma su valori analoghi a quanto trovato per il microfono 16, indice di una stessa frequenza del fenomeno fisico osservato, invariante rispetto alla configurazione di soffiaggio. I numeri di Strouhal medi ottenuti sono in un intorno di 0.11, mentre quelli di picco 0.21, finestra a cavallo del valore associato in bibliografia allo shedding vorticoso.

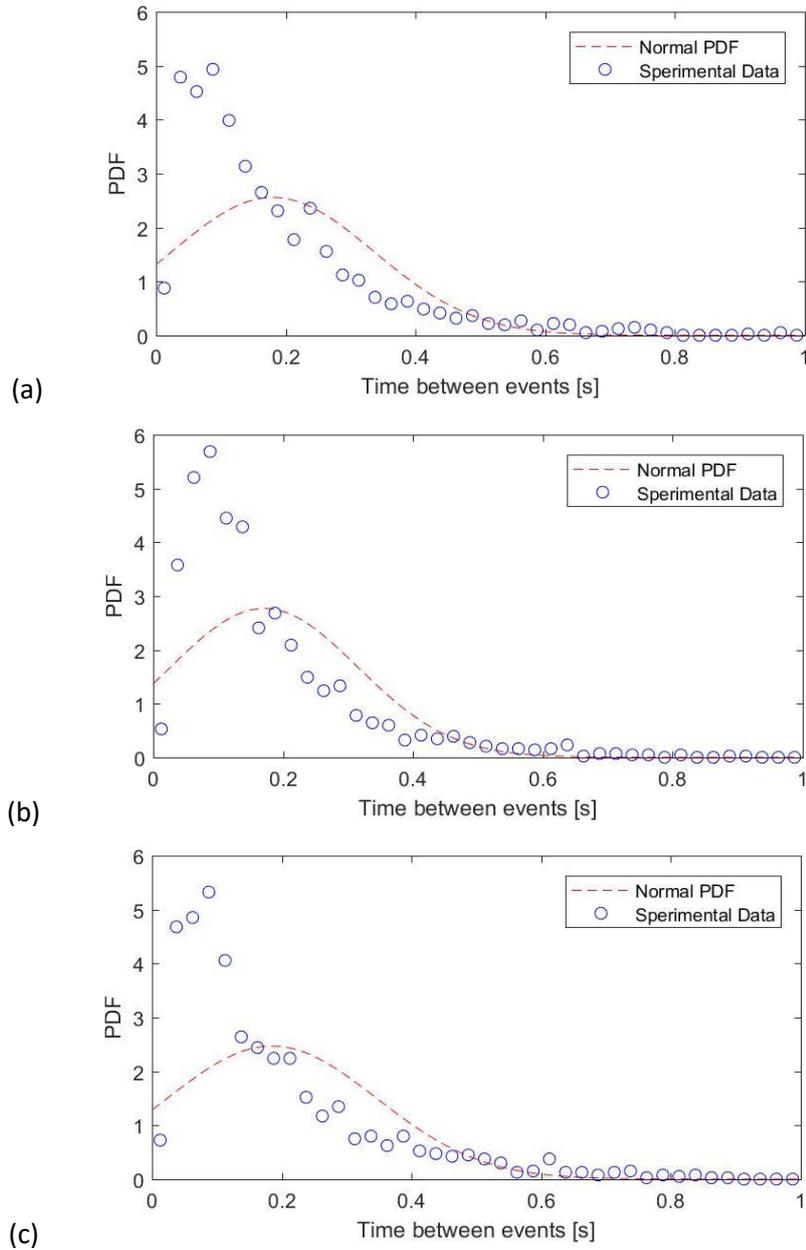


Figura 3.32. PDF del tempo tra gli eventi per la condizione di flusso naturale (a), massima drag reduction (b) e best compromise (c). Sensore 13

Tempo tra eventi	Valor medio [s]	STD [s]	Skewness	Kurtosis	Strouhal medio	N° eventi	T_{macro} [s]
Flusso naturale	0.180	0.156	2.016	5.609	0.105	1664	$9.85 \cdot 10^{-3}$
Max drag reduction	0.171	0.144	2.066	6.129	0.111	1756	$9.30 \cdot 10^{-3}$
Best compromise	0.185	0.162	1.931	4.750	0.102	1622	$8.30 \cdot 10^{-3}$

Tabella 3.6. Parametri notevoli delle PDF dei tempi tra gli eventi. Sensore 13

Il modello descritto precedentemente viene confermato anche dall'analisi del microfono 13, cioè una riduzione delle dimensioni delle strutture di scia a causa dell'attuazione. Si evidenzia infatti una minor ampiezza dei picchi medi di fluttuazione, indici della dimensione dei vortici. Questo risultato è originato da una simile velocità di accrescimento, determinata dalla derivata temporale di pressione, e da un minor tempo che intercorre tra il rilascio di due vortici consecutivi.

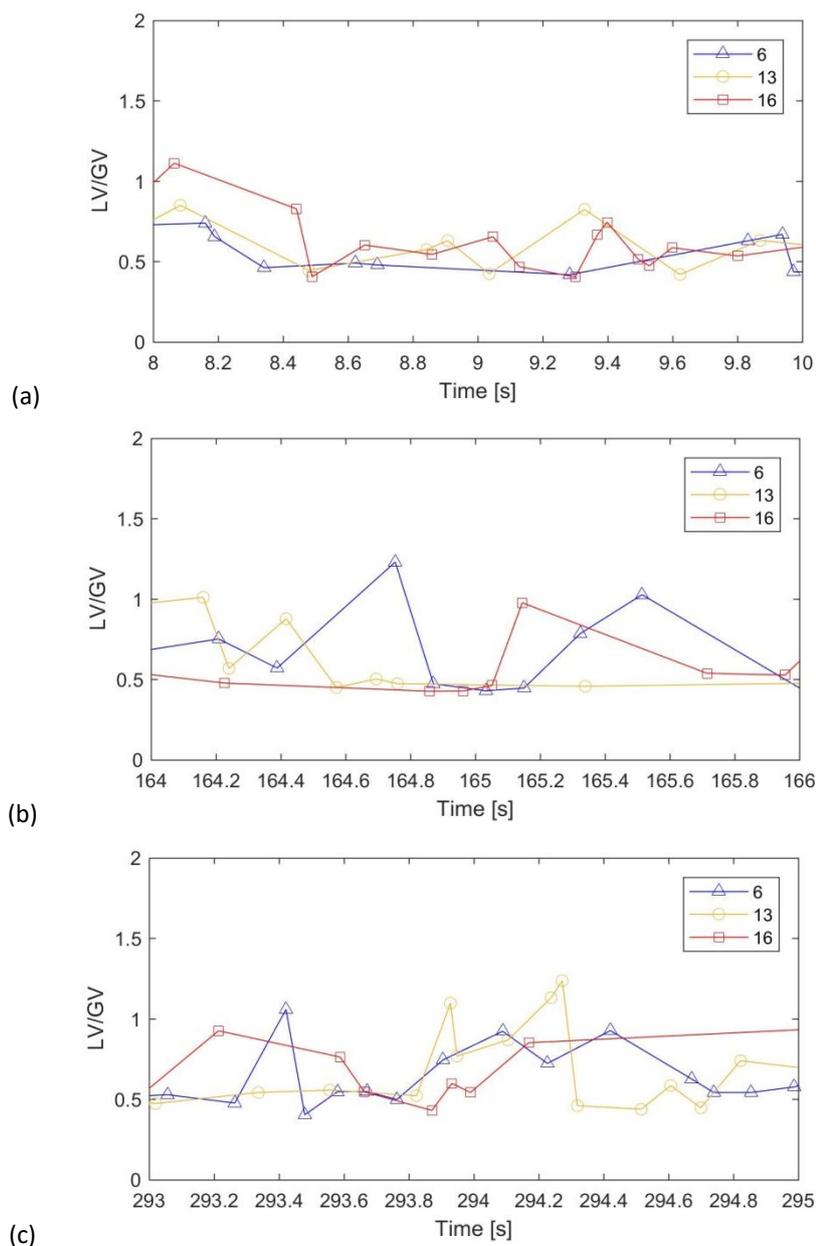


Figura 3.33. Eventi riconosciuti per $K > 0.4$ per i sensori 6, 13 e 16. (a) $8 \text{ s} < t < 10 \text{ s}$, (b) $164 \text{ s} < t < 166 \text{ s}$, (c) $293 \text{ s} < t < 295 \text{ s}$

Si confrontano in figura 3.33 gli eventi rilevati per i sensori 6, 13 e 16 per verificare se questi avvengano seguendo una precisa sequenza. L'analisi è svolta confrontando tre diversi intervalli campionati, ciascuno con ampiezza 2 s. Le curve uniscono solamente gli eventi riconosciuti.

Non è possibile a riconoscere alcun tipo di sequenza. La localizzazione nel tempo degli istanti sembra essere un fenomeno semicasuale, per quanto si riescano ad evidenziare intervalli in cui si manifestano eventi regolarmente alternati ad altri dove questi sono quasi completamente assenti. Pure l'intensità degli eventi è piuttosto mutevole, anche nel breve periodo. Il comportamento appena descritto è valido per tutti e tre i sensori.

3.3.2 Local Intermittency (LIM)

Anche la local intermittency permette la visualizzazione di eventi, quando questa è applicata ad analisi wavelet, cioè studi della variazione del livello energetico di ciascuna scala al variare del tempo. La funzione LIM è così definita [29]

$$LIM_f(l, \mathbf{x}) = \frac{|\tilde{f}(l, \mathbf{x})|^2}{\langle |\tilde{f}(l, \mathbf{x})|^2 \rangle_{\mathbf{x}}}$$

dove \mathbf{x} è l'intervallo su cui è calcolata la local intermittency, l è la scala considerata mentre \tilde{f} è la trasformata di wavelet, definita in uno spazio di n dimensioni

$$\tilde{f} = \int_{R_n} f(\mathbf{x}) \psi_{lx'\theta}^*(\mathbf{x}) d^n \mathbf{x}$$

Avere $LIM_f(l, \mathbf{x}_0) = 5$ indica quindi che il punto \mathbf{x}_0 considerato contribuisce alla determinata scala l 5 volte tanto rispetto al suo intorno.

L'idea è applicare la LIM non alla trasformata wavelet del segnale di pressione ma direttamente al segnale stesso, con la funzione che diventa quindi in termini discreti, nel caso dello spazio unidimensionale in questione

$$LIM_f(t_i, \Delta t)_i = \frac{p_i^2}{\langle p_j^2 \rangle_{\Delta t_i}}$$

dove p_i è la fluttuazione di pressione corrispondente al campione i mentre p_j sono i valori di fluttuazione all'interno dell'intervallo Δt centrato in i . Analogamente alla varianza locale, la

local intermittency è calcolata da $\frac{\Delta t}{2}$ istanti dal primo e dall'ultimo valore campionato dai microfoni.

La funzione ottenuta è un qualcosa di anch'esso fluttuante perciò resta da definire una soglia, denominata S , al di sopra della quale un evento è da considerarsi presente. Questo parametro è libero così come lo è Δt , l'intervallo su cui viene calcolata la LIM. La loro scelta viene effettuata analogamente alla tecnica VITA per Δt , cioè a partire dal tempo di macroscale T , mentre per S questa avviene dopo aver riconosciuto in quali intervalli il numero di eventi cambia poco.

È necessario nuovamente ricorrere alla tecnica del grouping, cioè riconoscere quali siano eventuali zone di segnale imputabili a un singolo evento e dove invece queste debbano essere attribuite a fenomeni distinti.

L'analisi mediante questa tecnica non è svolta ma può essere una possibile interessante investigazione futura.

4. Conclusioni

Si è indagata innanzitutto la risposta della resistenza aerodinamica in caso di regime di funzionamento dei getti continuo. Si è trovata una regione di massima drag reduction per $0.9 < \frac{V_{jbot}}{V_\infty} < 1.2$ e $1 < \frac{V_{jlat}}{V_\infty} < 1.4$. Questa configurazione di soffiaggio permetterebbe al veicolo di raggiungere la massima velocità possibile senza però un grande guadagno energetico, il che non è presumibilmente l'obiettivo che vuole ricercare una media compagnia di trasporto merci. Sicuramente di maggiore interesse è la condizione definita come best compromise, cioè per $\frac{V_{jbot}}{V_\infty} = 0.8$ e $\frac{V_{jlat}}{V_\infty} = 0.4$, che corrisponde a una buona riduzione di resistenza aerodinamica, il 4.5%, con potenza risparmiata 4 volte maggiore di quella necessaria all'attuazione. Questa configurazione è probabilmente la più adeguata per un'azienda di trasporto, in quanto permette un notevole risparmio di carburante e quindi un taglio dei costi. Si è poi investigato il regime pulsato, senza però mostrare risultati energetici. Si è però ricavato un risultato di straordinaria importanza, cioè che il getto bottom per un duty cycle del 30% e frequenze oscillanti tra i 6 e i 20 Hz genera una drag reduction maggiore rispetto al regime continuo. Il campo da esplorare per il regime pulsato è piuttosto vasto, ma si potrebbe pensare di sfruttare il programma di acquisizione automatizzato al fine di esplorare tutta la regione di $\frac{V_{jmed}}{V_\infty}$ indagata per il regime continuo, abbinato a un numero finito di DC , f e Δ , magari costanti al variare del getto così da ridurre il numero di prove. Infine si è compiuta un'analisi di pressione fluttuante, il cui obiettivo è la rilevazione di eventi. La presenza di eventi con una certa ripetibilità indica la presenza di un fenomeno fisico, che osservando i tempi medi tra gli stessi sembrerebbe essere lo shedding vorticoso. Fluttuazione indica una fase in cui la pressione decresce, associata al periodo di formazione e accrescimento dei vortici, e una in cui la stessa cresce, che identifica il rilascio e l'allontanamento della struttura, in accordo con il principio di funzionamento dell'ala delta. Questa sfrutta infatti la generazione di vortici per creare una zona di depressione sul dorso. Il controllo non sembrerebbe non influire sulla frequenza di shedding mentre eserciterebbe il suo effetto sulle dimensioni delle strutture di scia. Queste parrebbero ridursi così che

resterebbero presenti solamente i vortici più piccoli, cioè quelli meno energetici, come dimostrato ad esempio attraverso la diminuzione dell'ampiezza delle fluttuazioni. Proprio la scomparsa delle strutture maggiori potrebbe essere la ragione del crollo della resistenza aerodinamica. È lasciato ad altri la ripetizione dell'analisi utilizzando l'altra funzione statistica presentata, la local intermittence. Lo scopo di questa è sia la valutazione dei risultati in assoluto sia un confronto con quanto ricavato attraverso la local variance, cioè come cambia il numero di eventi, la loro forma e la loro posizione.

5. Riferimenti bibliografici

- [1] Proposta di regolamento del parlamento europeo e del consiglio – Bruxelles, 08/11/2017
- [2] Direttiva UE 2015/719 del parlamento europeo e del consiglio – 29/04/2015
- [3] European Environment Agency; Technical Report - Monitoring CO2 emissions from passenger cars and vans in 2013
- [4] I.Rodríguez, O.Lehmkuhl, J.Chiva, R.Borrell, A.Oliva; On the flow past a circular cylinder from critical to super-critical Reynolds numbers: Wake topology and vortex shedding. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volume 55, October 2015, Pages 91-103
- [5] Jing Li, Makoto Tsubokura, Masaya Tsunoda; Numerical Investigation of the Flow Past a Rotating Golf Ball and Its Comparison with a Rotating Smooth Sphere. *Flow Turbulence Combust* (2017) 99:837-864
- [6] Sandrine Aubrun, Jonathan McNally , Farrukh Alvi, Azeddine Kourta; Separation flow control on a generic ground vehicle using steady microjet arrays. *Experimental Fluids* (2011) 51:1177-1187
- [7] Choi, Lee, Park; Aerodynamics of heavy vehicle. *Annual Review Fluid Mech.* 2014. 46:441–68
- [8] Yoann Eulalie, Philippe Gilotte and Iraj Mortazavi; Numerical study of flow control strategies for a simplified square back ground vehicle. *Fluid Dynamics Research* 49 (2017) 035502
- [9] Rouméas, Gilliéron, Kourta; Analysis and control of the near-wake flow over a square-back geometry. 2009. *Computers & Fluids* 38, 60–70
- [10] Gilliéron, Kourta; Aerodynamic drag reduction by vertical splitter plates. *Experimental Fluids* (2010) 48:1-16
- [11] Eui Jae Lee, Sang Joon Lee; Drag reduction of a heavy vehicle using a modified boat tail with lower inclined air deflector. *Journal of Visualization* (2017) 20:743–752
- [12] Sardu; Active control flow around simplified 3D bluff bodies – 2016
- [13] Lehugeur, Gilliéron, Ivanic; Contribution de l'éclatement tourbillonnaire à la réduction de la traînée des véhicules automobiles: approche numérique. *C. R. Mécanique* 334 (2006) 368–372

- [14] I.E. Idelchik; Handbook of Hydraulic Resistance, Coefficients of Local Resistance and of Friction
- [15] Kwing-So Choi, Jean-Robert Debisschop, Brian R. Clayton; Turbulent Boundary-Layer Control by Means of Spanwise-Wall Oscillation. AIAA Journal, Vol. 36, No. 7 (1998), pp. 1157-1163
- [16] M. Skote; Turbulent boundary layer flow subject to streamwise oscillation of spanwise wall-velocity. Physics of Fluids 23, 081703 (2011)
- [17] Wen-Li Chen, Yong Cao, Hui Li, Hui Hu; Numerical investigation of steady suction control of flow around a circular cylinder. Journal of Fluids and Structures, Volume 59, November 2015, Pages 22-36
- [18] Grandemange, Gohlke, Cadot; Turbulent wake past a three-dimensional blunt body – Global modes and bi-stability. Journal of Fluid Mech. (2013), vol. 722, pp. 51-84
- [19] Kiya, Abe; Turbulent elliptic wakes. Journal of Fluids and Structures (1999) 13, 1041-1067
- [20] Volpe, Devinant, Kourta; Experimental characterization of the unsteady natural wake of the full-scale square back Ahmed body: flow bi-stability and spectral analysis. Experiments in Fluids (2015) 56:99
- [21] Pavia, Passmore, Sardu; Evolution of the bi-stable wake of a square-back automotive shape. Experiments in Fluids (2018) 59:20
- [22] Khalighi B, Chen KH, Iaccarino G; Unsteady aerodynamic flow investigation around a simplified square-back road vehicle with drag reduction devices. Journal of Fluids Engineering 2012, Vol. 134 / 061101
- [23] Littlewood, Passmore; Aerodynamic drag reduction of a simplified squareback vehicle using steady blowing. 2012. Experiments in Fluids, 53(2), pp. 519-529
- [24] Barros, Borée, Noack, Spohn, Ruiz; Bluff body drag manipulation using pulsed jets and Coanda effect. Journal of Fluid Mechanics (2016), vol. 805, pp. 422-459
- [25] Morris, Foss - Turbulent boundary layer to single-stream shear layer: the transition region. Journal of Fluid Mechanics (2003), vol. 494, pp. 187-221
- [26] Blackwelder R. F., Kaplan R. E.; On the wall structure of the turbulent boundary layer. 1976. Journal of Fluid Mechanics, Volume 76, Issue 1, pp. 89-112

[27] Drozd, A ; Elsner, W ; Drobniak, S; Application of VITA technique for detection of the organized structures present in a turbulent boundary layer under an adverse pressure gradient. Archives Of Mechanics, 2011, pp.183-199

[28] Osterlund, Lindgren, Johansson; Flow structures in zero pressure-gradient turbulent boundary layers .European Journal of Mechanics - B/Fluids, Volume 22, Issue 4, July–August 2003, Pages 379-390

[29] Farge; Wavelet Transforms And Their Applications To Turbulence. Annual Review Fluid Mechanics 1992.24 : 395-457

Ringraziamenti

Si ringrazia caldamente tutto il personale del laboratorio "Panetti" per la gentilezza e la disponibilità mostratami durante tutta la mia permanenza. Si ringrazia il professor Gaetano Iuso per avermi dato la possibilità di compiere l'attività sperimentale, che per me è stata una straordinaria esperienza di crescita a livello professionale e che forse mi rende un passo più vicino a realizzare il mio sogno. Si ringrazia infine l'ingegnere Juan Cerutti, che è stata la persona che più mi è stata vicino, insegnandomi tanto e supportandomi nei momenti di difficoltà.