

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica A.a. 2021/2022 Sessione di Laurea Dicembre 2022

Analisi e modellazione di un sistema pneumatico di una linea automatica per la chiusura secondaria di bottiglie

Relatori: Maffiodo Daniela Sesana Raffaella Candidato: Volpiano Riccardo

Abstract

La presente tesi si pone l'obiettivo di studiare, modellare e analizzare un sistema pneumatico, inserito all'interno di una linea automatica per la chiusura secondaria di bottiglie di vino e spumante. In particolare, il macchinario oggetto di studio è di proprietà della Robino&Galandrino, un'azienda con sede a Canelli, specializzata nella produzione di capsulatrici e gabbiettatrici. Il fine ultimo di questo lavoro è quello di migliorare l'efficienza di alcuni componenti del macchinario, riducendo il consumo di aria compressa, ma allo stesso tempo identificare anche una soluzione per diminuire il rumore, emesso da due ugelli presenti all'interno della linea.

Innanzitutto, è stato necessario comprendere a fondo il funzionamento del macchinario, identificare tutti i componenti in gioco, le loro dimensioni e conoscere tutte le pressioni di alimentazione dei singoli componenti. Ognuno di essi svolge una precisa operazione, sincronizzata con tutte le altre; di conseguenza, anche la durata di esse è stata fornita dall'azienda con estrema precisione. Sfruttando questi dati, è stato possibile costruire dei modelli pneumatici grazie al software Simcenter Amesim ed eseguire delle simulazioni per stimare i consumi di ogni operazione, individuando la meno efficiente. In seguito, è stata eseguita un'analisi parametrica su due modelli, modificando pressione di alimentazione e sezione ristretta dell'ugello, al fine di studiare l'andamento della portata al variare di questi parametri.

Successivamente, l'attenzione è stata rivolta sulla rumorosità della macchina, in particolare quella di due ugelli, che generano un getto d'aria impulsivo, sfruttato per movimentare le capsule in due operazioni differenti. Dopo una ricerca bibliografica sullo stato dell'arte, è stato realizzato un nuovo prototipo, per sostituire l'ugello che attualmente viene acquistato da una azienda esterna. Il secondo ugello invece è prodotto direttamente dalla Robino&Galandrino ed è stato oggetto di simulazioni CFD, realizzate grazie al software Ansys Fluent. Una volta validato il modello, è stato possibile condurre un'analisi parametrica su di esso, al fine di ridurre la turbolenza del getto.

Le simulazioni eseguite sui singoli modelli pneumatici hanno permesso di individuare l'operazione meno efficiente, che è risultata quella responsabile dell'aspirazione delle capsule; per diminuire il consumo di aria è stata abbassata la pressione di alimentazione della singola operazione ed è stato verificato il corretto funzionamento del macchinario, anche dopo la modifica della pressione, direttamente su una linea di produzione di un cliente, con esito positivo.

Per quanto riguarda il rumore, è stato realizzato grazie a una stampante 3D un prototipo del nuovo ugello modellato ed è stato testato, confrontandolo con l'ugello attuale, dimostrando una minore rumorosità a pari portata, ma una rumorosità leggermente maggiore a pari pressione. Le analisi parametriche sul secondo ugello hanno invece permesso di concludere che diminuire la lunghezza dei condotti terminali genera una minore turbolenza nel flusso all'uscita dell'ugello e quindi un minor rumore, ma un consumo leggermente maggiore.

Indice

Abstract	3
1-Introduzione	6
1.1-Obiettivi	8
2-Descrizione del macchinario	9
2.1-Distributore	10
2.2-Prefissaggio	17
2.3-Piegatura e Lisciatura	
2.4-Osservazioni	20
3-Modello Simcenter Amesim	21
3.1-Suddivisione operazioni	
3.2-Ipotesi e semplificazioni	22
3.3-Dati e modelli	22
3.3.1-Soffio trattenimento capsula	25
3.3.2-Distribuzione/ Espulsione capsula non distribuita	26
3.3.3-Espulsione	27
3.3.4-Piegatura/lisciatura	28
3.3.5-Ventosa	29
3.3.6-Prefissaggio	
3.4-Osservazioni	30
3.5-Frequenze di lavoro e leggi di apertura	
3.5.1-Ipotesi e raccolta dati	
3.5.2-Definizione legge di apertura per le simulazioni	33
4-Simulazioni	35
4.1-Condizioni di prova	35
4.2-Verifica della trascurabilità della lunghezza dei tubi	
4.3-Stima della velocità e validazione dei modelli	39
4.4-Consumo nelle condizioni attuali	
4.5-Analisi parametrica	
4.5.1-Espulsione	44

4.5.3-Altri processi	49
4.5.4-Analisi risultati	
4.6-Miglioramento dell'efficienza della ventosa	
5-Studio del rumore	62
5.1-Obiettivi	
5.2-Stato dell'arte	
5.3-Il nuovo ugello di distribuzione	
5.3.1-Test acustico	75
5.4-Ugello di espulsione	
5.4.1-Valutazione sperimentale delle portate smaltite	84
5.5-Simulazioni CFD e analisi parametrica	
5.5.1-Prova 3	98
5.5.2-Prova 4	99
5.5.3-Prova 5	
5.5.4-Prova 6	
5.5.5-Prova 7	
5.5.6-Prova 8	
5.5.7-Prova 9	
5.5.8-Prova 10	
5.6-Analisi risultati e simulazioni finali	
6-Conclusioni	
Bibliografia	
Ringraziamenti	

1-Introduzione

La Robino&Galandrino [1] è nata a Canelli nel 1964, nella patria del tradizionale vino spumante italiano. È produttrice di macchinari automatici specializzati nella "chiusura secondaria" di tutti i tipi di bottiglia e prodotti, che lavorano a frequenze elevatissime fino a 20000 bottiglie/ora; con chiusura secondaria si intendono tutti gli accessori che vengono aggiunti al di sopra del tappo della bottiglia per fini estetici, di sicurezza o funzionali. Sono i fornitori di tutte le più importanti aziende vinicole del mondo, oltre che di sidrerie, birrerie, distillerie, oleifici, acetifici. Hanno un rappresentante per ogni regione italiana, dove hanno sviluppato un'ottima rete commerciale, sebbene il 70% del loro fatturato derivi dalle vendite di macchinari alle aziende estere. Inoltre, curano l'assistenza tecnica direttamente dalla loro sede, all'interno della quale vengono svolti collaudi, test, ricerca e sviluppo. È presente in aggiunta un reparto dedicato alle macchine utensili a controllo numerico, grazie alle quali sono in grado di produrre la maggior parte dei componenti di cui hanno bisogno, riducendo al minimo la dipendenza della loro produzione dal mercato esterno e dalla rete dei fornitori.

Come anticipato, l'azienda è specializzata nelle fasi finali del processo di imbottigliamento, in particolare si occupano prevalentemente di due operazioni chiave: la gabbiettatura e l'incapsulamento. Il primo processo consiste nell'inserire sulla bottiglia già tappata una gabbietta metallica (Figura 1), la quale impedisce l'eventuale fuoriuscita del tappo, e serrarla al di sotto della testa della bottiglia, ruotando su sé stesso il ben noto occhiello, proprio delle gabbiette. Il secondo processo consiste nell'inserire, al di sopra della gabbietta, la capsula (Figura 2) e di farla aderire perfettamente alla testa e al collo della bottiglia, allineandola correttamente all'etichetta della bottiglia stessa. Le capsule possono essere fabbricate principalmente in polilaminato di alluminio o in PVC termoretraibile, avere forme e lunghezze diverse, a seconda della marca e del tipo di vino o spumante presente nella bottiglia. In Figura 3, sono visibili i risultati ottenuti dai macchinari: le bottiglie retrostanti hanno subito il processo di gabbiettatura, mentre quelle posizionate davanti rappresentano il prodotto finale, dopo le operazioni di gabbiettatura e incapsulamento.

Questi due processi sono successivi all'imbottigliamento e alla tappatura, ma devono essere eseguiti in serie ad essi e non in un secondo momento; di conseguenza, tutti i macchinari prodotti non rimangono all'interno dello stabilimento ma vengono spediti alle aziende imbottigliatrici all'interno di container. Questo aspetto genera anche dei vincoli sulle dimensioni totali del macchinario.

I macchinari dedicati al primo tipo di operazione sfruttano principalmente i concetti della meccanica e dell'elettronica; sono infatti presenti numerose camme a tazza, ruote dentate, cuscinetti, pinze, sensori, display. Questa categoria di macchinari è stata oggetto di uno studio parallelo, atto a evidenziare concentrazioni di tensioni critiche. Tuttavia, anche la pneumatica ha un ruolo non trascurabile per quanto riguarda la gestione delle capsule e il macchinario preposto alla loro movimentazione è dotato di vari ugelli, ventose e muscoli pneumatici: esse, infatti,

essendo facilmente deformabili, non possono essere gestite mediante l'uso di componenti meccanici (ad esempio pinze), ma necessitano di delicatezza e velocità allo stesso tempo, garantite egregiamente dai sistemi ad aria compressa.



Figura 1-gabbietta metallica



Figura 2-capsule



Figura 3- bottiglie gabbiettate (dietro) e bottiglie gabbiettate e incapsulate (davanti)

1.1-Obiettivi

È proprio in questo settore che si inserisce il nostro lavoro di ricerca, con l'obiettivo finale di ridurre i consumi di aria compressa e il rumore generato dalle varie operazioni. L'approccio iniziale è stato quello di prendere confidenza con i vari processi e macchinari in questione, al fine di comprendere perfettamente tutti i passaggi necessari per ottenere il risultato finale, quali componenti sono coinvolti in ognuno di essi e quale operazione svolgono. Questo primo studio ha permesso senz'altro di individuare già alcune criticità e di avere già un'idea di quali potessero essere i processi responsabili di un consumo elevato e quali invece fossero causa di un rumore eccessivo. L'obiettivo successivo è stato quello di stimare i consumi delle varie operazioni per individuare quello meno efficiente e comunicarlo alla azienda. Per questo scopo si è sfruttato il software Simcenter Amesim, per creare modelli ed eseguire simulazioni che permettessero di ottenere i risultati desiderati. In contemporanea, è stata portata avanti un'analisi parametrica per valutare alcune possibili modifiche da apportare agli ugelli, in ottica di ridurre il consumo d'aria compressa. Infine, l'ultimo obiettivo è stato quello di comprendere al meglio la tematica del rumore e gli ugelli, impegnandosi per trovare una soluzione che permettesse di ridurre la quantità di decibel [dB], emessi dai getti presenti nel macchinario. A tal scopo, è stata condotta un'analisi CFD, grazie al software Ansys, per comprendere gli effetti di un cambiamento di geometria sul getto d'aria; in parallelo sono stati confrontati sperimentalmente un prototipo nuovo creato dal sottoscritto, stampato in 3D dall'azienda e l'attuale ugello installato sul macchinario.

2-Descrizione del macchinario

Nella prima fase di questo lavoro, è stato studiato il macchinario responsabile dell'inserimento delle capsule sulle bottiglie di vino e spumante, già provviste di gabbietta. Questo macchinario è diviso in quattro parti: il distributore (n.1 in Figura 4 e Figura 5), che preleva una capsula per volta dalla stecca contenente tutte le capsule e la inserisce sulla bottiglia; il prefissaggio (n.2 in Figura 4 e Figura 5), che allinea correttamente la capsula con l'etichetta della bottiglia e la fissa in quella posizione; la piegatura (n.3 in Figura 4 e Figura 5) e la lisciatura (n.4 in Figura 4 e Figura 5), che gestiscono l'estetica finale del prodotto, facendo aderire perfettamente la capsula al collo della bottiglia, senza pieghe né bolle d'aria. Nei capitoli 2.1, 2.2 e 2.3 vengono descritti nel dettaglio distributore, prefissaggio, piegatura e lisciatura, rispettivamente.

Il suo funzionamento è basato in gran parte sull'utilizzo dell'aria compressa, specialmente per le operazioni a contatto con la capsula, anche se la meccanica ricopre un ruolo fondamentale, a partire dalle camme a tazza che garantiscono una perfetta sincronizzazione tra macchinario e bottiglie processate.



Figura 4- visione di insieme del macchinario. 1-distribuzione, 2-prefissaggio, 3-piegatura, 4-lisciatura



Figura 5-visione di insieme del macchinario ruotata di 45°

Di seguito sono riportate alcune immagini dei componenti che compongono le diverse parti, con relativa spiegazione dettagliata del funzionamento. Le immagini sono state ricavate dal modello 3D della macchina, fornito dall'azienda, mentre il funzionamento è stato illustrato dall'ingegnere Flavio Carillo, mediante video, schemi, spiegazioni e prove sul campo. Infatti, per un macchinario così complesso, è stato fondamentale vederlo in funzione e poter sfruttare la conoscenza di un esperto, per chiarire tutti i dubbi e ipotizzare talvolta qualche possibile miglioria.

2.1-Distributore

È il macchinario che si occupa di singolarizzare le capsule impilate in "stecche" e inserirle (provvisoriamente) sulle bottiglie già tappate e gabbiettate (Figura 6 e Figura 7). Le stecche sono formate da centinaia di capsule una dentro l'altra e vengono collocate su un apposito scivolo, ben visibile sul lato sinistro di Figura 4 e Figura 5. L'inserimento della stecca sullo scivolo è ancora un'operazione manuale, eseguita da un operatore, dopodiché il processo è completamente automatico. È in fase di studio una possibile automatizzazione anche dell'inserimento della stecca.



Figura 6-visione di insieme del distributore. 1-espulsione; 2-trattenimento capsula; 3-distribuzione; 4-capsula non distribuita



Figura 7- visione di insieme del distributore ruotata di 45°

Facendo riferimento alle Figura 6 e Figura 7, si può notare che il distributore è a sua volta composto da diverse parti, ognuna responsabile di una precisa azione:

1. **ESPULSIONE**: La stecca viene inserita sullo scivolo con le teste delle capsule rivolte verso il centro della macchina e si arresta contro una paletta, cerchiata in azzurro in Figura 9; la seconda capsula viene bloccata alla base da un componente semicircolare (cerchio rosso in Figura 9, visibile anche il rinforzo in gomma nera per migliorare l'attrito), la prima viene invece afferrata da due aghi e distaccata assialmente di pochi millimetri dalla seconda. Questo spostamento genera un piccolo gap tra le due capsule, in modo tale che la prima possa essere successivamente sparata all'interno del cilindro ospitante che è fissato sulla ruota centrale. Lo sparo della capsula avviene grazie a quattro getti d'aria, ognuno di essi fuoriuscente da un foro calibrato avente diametro pari a un paio di millimetri, due fori sono posti al di sopra dello scivolo ospitante la stecca e due al di sotto; i quattro getti d'aria sono direzionati in modo tale da infilarsi nel gap creato precedentemente. In Figura 9 si possono notare gli aghi per il distaccamento iniziale (cerchio giallo), la paletta che permette di arrestare la stecca prima di ogni espulsione (cerchio azzurro) e i due fori superiori da cui fuoriesce il getto d'aria (cerchio rosso), mentre gli altri due si trovano sulla stessa struttura circolare ma diametralmente opposti. I cilindri che ospitano la capsula espulsa non sono presenti in Figura 6 e Figura 7, ma sarebbero collocati in corrispondenza delle manopole grigie a forma di stella (Figura 8), la cui funzione è proprio quella di bloccare suddetti cilindri, ruotando la manopola in senso orario (ben visibile in Figura 6 e Figura 8). In Figura 8 è anche ben visibile la geometria dei cilindri.



Figura 8-cilindro per capsule inserito nel macchinario (a sinistra) e isolato (a destra)



Figura 9-zoom sugli aghi e sui fori calibrati necessari per l'espulsione. In giallo gli aghi per il pre-distacco, in rosso due fori per il soffio di espulsione, in azzurro la paletta per arrestare la stecca

2. TRATTENIMENTO CAPSULA: La ruota su cui è fissato il cilindro contenente la capsula compie una rotazione antioraria e, per evitare che la capsula cada, a causa della gravità, sommata alla forza centrifuga, è presente un "forchettone" (componente verde) che soffia aria continuamente all'interno della capsula, fino a quando essa non raggiunge il punto di sincronizzazione con la bottiglia sottostante. Questo componente è stato brevettato dalla R&G. Questo soffio continuo mantiene la capsula all'interno del cilindro per tutta la rotazione, la quale è orientata con la testa verso il centro della ruota e la cavità verso l'esterno. Il forchettone poi si biforca e diventa ininfluente quando il cilindro si trova nella posizione più bassa possibile. In Figura 10 si osservano i sei anelli vuoti, che ospiteranno gli appositi cilindri all'interno dei quali verranno sparate le capsule durante l'espulsione. Il forchettone ha dei micro-fori (cerchio arancione, Figura 11) su tutta la sua lunghezza, è cavo al suo interno ed è alimentato da due tubi, non presenti in Figura 10 (cerchi rossi).



Figura 10- vista laterale del "forchettone", in rosso i 2 condotti di alimentazione



Figura 11-zoom sul "forchettone", dotato di un elevato numero di micro-fori, evidenziati in giallo

3. DISTRIBUZIONE CAPSULA: La capsula viene sparata dal cilindro al collo della bottiglia grazie al getto d'aria proveniente da un ugello posto al centro della ruota. In Figura 13 e Figura 14 si nota la forma e la posizione di suddetto ugello (cerchio rosso), il quale è un componente commerciale acquistato dall'azienda Silvent [2] (per maggiori dettagli sulla geometria vedere Figura 62). Il cilindro ospitante è chiaramente forato posteriormente (Figura 8) per lasciar passare il getto d'aria dell'ugello, che impatterà sulla testa della capsula e la sparerà sul collo della bottiglia, che in quell'istante si troverà esattamente sulla verticale di suddetto ugello. Questo processo è molto rumoroso e richiederà uno studio più approfondito in seguito.

La bottiglia avanza linearmente a velocità costante al di sotto di questo macchinario grazie a una coclea (Figura 12).



Figura 12-in bianco la coclea che permette l'avanzamento delle bottiglie



Figura 13-dettaglio ugello per distribuzione capsula



Figura 14-dettaglio e posizioni ugelli, in rosso quello per la distribuzione, in giallo quello per le capsule non distribuite

4. ESPULSIONE CAPSULA NON DISTRIBUITA o SOFFIO D'EMERGENZA: In caso di mancata distribuzione (cioè la capsula rimane all'interno del cilindro a causa di un malfunzionamento), la rotazione della ruota continua e ad un certo punto -circa 120° dopo- è presente un secondo ugello, che, con un soffio più forte del precedente, spara la capsula difettosa fuori dal cilindro, in un tubo con diametro molto maggiore di quello della testa della capsula. In Figura 14 e Figura 15 si nota la posizione dell'ugello (cerchio giallo), che è giustamente successiva all'ugello principale; è inoltre più piccolo e in corrispondenza del tubo verde (cerchio blu), che è collegato agli scarti. In assenza di questo componente, in caso di mancata distribuzione, non si avrebbe lo scarto di una capsula, ma si avrebbe un inceppamento totale della macchina, perché durante la successiva espulsione il cilindro non sarebbe libero di ospitare la capsula successiva.



Figura 15-ugello per l'espulsione della capsula non distribuita in giallo e tubo per lo scarico in rosso

2.2-Prefissaggio

È successivo al distributore, ma senza interruzione: le bottiglie vengono portate avanti dalla coclea e si inseriscono negli appositi spazi ricavati su questo secondo macchinario, avente struttura circolare rotante. Le bottiglie quindi si muovono di moto circolare uniforme per un giro quasi completo e successivamente vengono nuovamente inserite sulla rotaia rettilinea e movimentate dalla coclea verso le stazioni successive. In questo processo la capsula viene separata dalla bottiglia, ruotata affinché le scritte presenti su di essa siano allineate con quelle dell'etichetta della bottiglia e infine reinserita e schiacciata sui lati, per garantire un fissaggio preliminare.



Figura 16-le dodici teste per l'operazione di prefissaggio, in rosso il sensore ottico per l'allineamento, in giallo il manicotto con la ventosa, in verde l'eiettore

È composto da dodici teste uguali, disposte su una circonferenza, ognuna delle quali svolge le stesse tre operazioni (Figura 16):

- ASPIRAZIONE CAPSULA: la capsula viene risucchiata dal collo della bottiglia all'interno della cavità apposita presente sulla testa di prefissaggio, grazie al vuoto creato da una ventosa (in giallo in Figura 17), posta al fondo del manicotto (in giallo in Figura 16); il vuoto viene generato mediante un eiettore, di cui si può notare il silenziatore dello scarico in Figura 16, evidenziato in verde. La capsula viene aspirata all'interno del cilindro cavo arancione, ben visibile in Figura 16 e Figura 17 e rilasciata solo a fine operazione.
- **ALLINEAMENTO**: la testa, e la capsula con essa, viene fatta ruotare finché la capsula e l'etichetta della bottiglia sono correttamente allineate (operazione meccanica e presenza di un sensore ottico, evidenziato in rosso in Figura 16).
- SCHIACCIATURA CAPSULA (PREFISSAGGIO): una volta allineate le scritte con l'etichetta della bottiglia, la testa di prefissaggio si abbassa inserendo nuovamente la capsula sulla bottiglia, la camera attorno al muscolo pneumatico interno (evidenziata in rosso in Figura 17) viene riempita d'aria e il muscolo si stringe attorno alla capsula, piegandola in alcuni

punti precisi in modo tale che non possa più ruotare o sfilarsi, dopodiché la camera viene scaricata mediante uno scarico rapido (in verde in Figura 17) e anche l'eiettore viene disalimentato, interrompendo la creazione del vuoto e permettendo il rilascio della capsula.

In Figura 17 sono ben visibili i condotti di alimentazione della camera attorno al muscolo e il condotto che collega la ventosa all'eiettore, non presente in figura.

Al termine di questa operazione la capsula è orientata correttamente e parzialmente fissata sulla bottiglia.



Figura 17-sezione della testa di prefissaggio. In rosso la camera esterna al muscolo, in verde la valvola di scarico rapido, in giallo la ventosa

2.3-Piegatura e Lisciatura

In entrambi i casi, come per il processo precedente, l'operazione viene svolta su una piattaforma circolare rotante che preleva le bottiglia dalla coclea e le reimmette nella stessa rotaia ad operazione conclusa. Un muscolo pneumatico svolge la propria funzione (nel primo processo quella di piegatura e nel secondo quella di lisciatura) quando viene alimentata la camera attorno ad esso e successivamente scaricata prima di passare alla bottiglia successiva (Figura 19), come nel prefissaggio. In Figura 19 un esempio di muscolo per la piegatura, ma il funzionamento è comune a tutti i muscoli: la calotta interna viene inserita all'interno del guscio esterno, tra di esse si forma una piccola cavità, che quando viene riempita d'aria comporta la contrazione del muscolo. Esso ha una forma particolare, a seconda dell'operazione da svolgere, e una volta alimentato entra in contatto con la capsula in alcuni punti predefiniti, che permettono di

modellare la capsula a proprio piacimento e ottenere il risultato desiderato, di conseguenza la struttura delle due giostre è identica (Figura 18), l'unica differenza è la forma del muscolo interno. La piegatura permette un fissaggio definitivo della capsula, mentre la lisciatura cura l'estetica finale del prodotto. In entrambi i casi, le varie teste del macchinario vengono calate sulle singole bottiglie, poi vengono alimentate le camere, scaricate al termine dell'operazione, infine le teste vengono nuovamente sollevate e la macchina è pronta per le bottiglie successive.

In Figura 19 non sono presenti i tubi di alimentazione delle singole teste, ma ne viene riportato uno in rosso come esempio.



Figura 18-vista di insieme della giostra di piegatura, in rosso un esempio di tubo di alimentazione

Per capire meglio il funzionamento del muscolo, in Figura 19 è riportata una sezione, in cui sono evidenti i condotti di alimentazione (freccia blu), che si immettono nella camera attorno al muscolo (cerchio rosso), che si espanderà nel momento in cui il muscolo dovrà svolgere la propria funzione. Al temine dell'operazione la camera verrà scaricata mediante la valvola di scarico rapido (evidenziata in giallo).



Figura 19-muscolo di piegatura, sezione. In rosso la cavità esterna al muscolo, in giallo la valvola di scarico rapido, la freccia blu indica l'ingresso dei condotti di alimentazione della camera

2.4-Osservazioni

Allo stato attuale, il soffio di emergenza presentato nel capitolo 2.1 non interviene solo in caso di emergenza, ma ha la stessa frequenza di quello principale, responsabile della distribuzione, di conseguenza è una fonte di consumo anch'esso.

La soluzione ideale per ridurre i consumi sarebbe quella di attivare questo secondo soffio solo in caso di mancata distribuzione. Un metodo efficace per ottenere questo risultato sarebbe inserire un sensore ottico, dopo l'ugello di distribuzione, ma prima di quello di emergenza, che rilevi o meno la presenza della capsula difettosa all'interno del cilindro. Il più adatto potrebbe essere la fotocellula a barriera, costituita da un emettitore laser e da un ricevitore, il quale emette un segnale di commutazione in caso di mancata ricezione del fascio laser. Si potrebbe installare l'emettitore sul corpo centrale fisso, in mezzo ai due ugelli e il ricevitore esternamente in posizione opportuna, in modo tale che il laser lo colpisca passando attraverso il foro del cilindro. In presenza di capsula difettosa, incastrata all'interno del cilindro, questo raggio verrebbe interrotto e il segnale emesso dal ricevitore attiverebbe il soffio di emergenza. La parte complessa sarebbe sincronizzare alla perfezione il sensore, in modo tale che venga alimentato solo negli istanti di tempo in cui il foro del cilindro si trova in corrispondenza dell'emettitore, altrimenti non si otterrebbe mai il passaggio corretto del fascio laser e di conseguenza il soffio di emergenza si attiverebbe sempre, rendendo inutile questa soluzione.

Per quanto riguarda le altre operazioni non è possibile stabilire a priori il loro consumo, ma si percepisce l'elevato rumore emesso dai soffi di distribuzione.

3-Modello Simcenter Amesim

Per semplificare lo studio delle varie operazioni e avere la possibilità di svolgere numerosi test e analisi parametriche, senza dover operare direttamente sul macchinario, si è deciso di riprodurre i circuiti pneumatici relativi alle varie operazioni, riproducendo in ambiente Amesim [3], il circuito pneumatico che si trova a bordo macchina, con alcune semplificazioni che verranno descritte in seguito. I modelli dei circuiti sono stati creati utilizzando appunto il software Simcenter Amesim, proprietà della Siemens S.R.L., in grado di eseguire simulazioni per sistemi fisici multi-dominio (idraulico, meccanico, termico...). Permette inoltre di creare modelli, anche se la geometria reale non è nota, ma si conoscono esclusivamente i valori delle grandezze in gioco; sono presenti a tal scopo varie librerie, suddivise per dominio, che permettono di inserire i componenti desiderati e di collegarli tra loro. Il software permette la connessione tra due parti solo se il flusso di informazioni tra essi è coerente: ad esempio, è possibile collegare una valvola pneumatica con un tubo, ma non con una molla. Infine, oltre alle altre innumerevoli funzioni, permette di eseguire analisi parametriche in modo molto rapido e schematico, variando il valore delle grandezze di nostro interesse.

Dopo aver realizzato il modello, si è deciso di studiare i componenti più critici in termini di consumo di aria, già evidenziati nella precedente descrizione. Questi componenti hanno la caratteristica comune di scaricare direttamente in ambiente un getto d'aria proveniente dalla rete di aria compressa a differenti pressioni, in alcuni casi con flusso costante, in altri con flusso intermittente. In aggiunta sono stati considerati solo i componenti coinvolti nelle operazioni necessarie in un funzionamento normale del macchinario, escludendo i componenti che si attivano soltanto in caso di malfunzionamenti.

3.1-Suddivisione operazioni

Le operazioni oggetto di studio sono le seguenti e possono essere suddivise in tre categorie, a seconda della loro modalità di utilizzo dell'aria compressa:

- Espulsione, distribuzione, aspirazione capsula, espulsione capsula non distribuita: sono caratterizzate da un flusso d'aria intermittente (un soffio per ogni bottiglia), che fuoriesce rispettivamente da due fori calibrati, un ugello, un eiettore, un ugello;
- Soffio trattenimento capsula: caratterizzato da un flusso di aria continuo che fuoriesce attraverso un numero elevato di micro-fori;
- Prefissaggio, piegatura, lisciatura: caratterizzate da un flusso di aria intermittente, che viene inizialmente utilizzato per mandare in pressione la camera che circonda il rispettivo muscolo pneumatico e successivamente scaricato in atmosfera a fine operazione, tramite una valvola di scarico rapido. Ogni bottiglia processata prevede una pressurizzazione e uno scarico.

Le durate delle operazioni e le leggi di apertura delle rispettive valvole verranno definite nel Capitolo 3.4.

3.2-Ipotesi e semplificazioni

I componenti reali sono talvolta molto complessi e in altri casi non sono presenti nelle librerie del software, per questo motivo è stato necessario semplificare alcune operazioni, fare alcune ipotesi e sostituire alcuni componenti con altri equivalenti presenti in Amesim.

- Sono state utilizzate valvole 3/2 monostabili a comando elettrico, dal momento che nella libreria di Amesim non sono presenti valvole bistabili. Le leggi di apertura delle valvole, ovvero la definizione dei periodi in cui la valvola si troverà in una posizione piuttosto che nell'altra, verranno scelte accuratamente in seguito, una volta note le frequenze di lavoro dei vari componenti, gli andamenti dei transitori e anche in base a quali simulazioni verranno svolte.
- Gli ugelli sono stati modellati con dei regolatori di flusso con area di passaggio pari alla sezione ristretta dell'ugello.
- I muscoli sono stati modellati utilizzando un serbatoio e una valvola 2/2; questo perché nella realtà è presente una camera attorno al muscolo di forma complessa che viene riempita durante l'operazione e svuotata subito dopo tramite uno scarico rapido. Non essendo presente quest'ultimo nella libreria Amesim, è stato sostituito con la valvola 2/2 posta nelle immediate vicinanze del serbatoio. Sincronizzando adeguatamente l'apertura e la chiusura della valvola 2/2 con le altre valvole, è possibile riprodurre fedelmente lo scarico rapido. Inoltre, in esercizio il volume attorno al muscolo aumenterà a causa della contrazione dell'attuatore pneumatico, ma in prima approssimazione questa variazione verrà trascurata.
- Dal momento che molte operazioni presentano un riduttore di pressione a monte, che permette di disaccoppiare il proprio ramo pneumatico dal resto dell'impianto, esse sono state trattate separatamente inserendo a monte un generatore ideale di pressione, tarato alla stessa pressione imposta nella realtà dal riduttore di pressione.

I dati costruttivi dei componenti commerciali sono stati reperiti sugli appositi cataloghi disponibili on-line. Le dimensioni di tutti gli altri componenti invece sono state prese direttamente sul campo oppure ricavate dal modello 3D del componente in questione. Per gli ugelli con una geometria complessa (molteplici fori, alcuni anche non circolari), come nel caso della *distribuzione*, essi sono stati modellati con un unico foro circolare, con sezione di passaggio pari a quella totale dell'ugello. Nel capitolo successivo sono riportati i valori numerici esatti.

3.3-Dati e modelli

Avendo a disposizione tutti i dati necessari e potendo disaccoppiare i singoli processi, è stato possibile ricreare tutti i circuiti pneumatici e studiarli singolarmente.

Si riportano di seguito i modelli Amesim delle varie operazioni e una tabella riassuntiva con rispettive misure e pressioni. Le tubazioni e le loro lunghezze sono descritte caso per caso, anche se arbitrarie e, come vedremo in seguito, trascurabili (si veda il Capitolo 4.1).

La capacità di tutti i serbatoi a valle del generatore di pressione è di 9 L.

Tutti i modelli sono stati ricavati dallo schema pneumatico fornito dall'azienda (Figura 20 e Figura 21), riportato in modo schematico per motivi di privacy.



Figura 20-schema pneumatico del macchinario (foglio A)



Figura 21-schema pneumatico del macchinario (foglio B)

In Tabella 1 sono riportati i dati numerici delle grandezze rilevanti per ogni operazione studiata, inclusi i dati geometrici fondamentali.

	Pressione di	Diametro foro	Numero fori				
	alimentazione [bar]	calibrato [mm]					
Espulsione	6	2.5 (tipo 1)	4				
		2.0 (tipo 2)					
		8.7 per il foro di					
		alimentazione					
Soffio trattenimento capsula	6	1.5	20 centrali +				
		11.5 per i 2 fori di	15 su ogni				
		alimentazione	ramo				
		19 per il condotto					
		interno					
Distribuzione	6	2.0	1				
		5.0 gomito prima					
		dell'ugello					
Espulsione capsula non	6	2.0	1				
distribuita		5.0 condotto di					
		alimentazione					
Creazione vuoto (eiettore)	5	1.0	1				
	Diametro area di	Area di passaggio					
	passaggio [mm]	interna [mm^2]					
Valvola da 1/8"	6	28					
Valvola da 1/4"	8	50					
Valvola da 3/8"	10	78					
Valvola 3/2	Valvola con 2 posizioni e	3 collegamenti possibil	i (tipicamente				
	alimentazione, scarico e	utilizzatore)					
Valvola 2/2	Valvola con 2 posizioni e	2 collegamenti possibil	i (tipicamente				
	alimentazione e utilizzat	ore)					
Volume serbatoi [L]	9						
	Pressione di	Volume muscolo					
	alimentazione [bar]	[cm^3]					
Muscolo prefissaggio	4	5.7 per il volume					
		attorno al muscolo a					
		riposo					
Muscolo Lisciatura Piegatura	4	33 per il volume					
		attorno al muscolo a					
		rinoco					

Tabella 1-dati geometrici, volumi e pressioni

3.3.1-Soffio trattenimento capsula



Figura 22-soffio trattenimento capsula

In Figura 22 è riportato il modello pneumatico dell'operazione e di seguito le lunghezze dei tubi e alcune considerazioni sul modello. Partendo da sinistra e seguendo la tubazione principale si hanno:

- Generatore ideale di pressione
- Tubazione dal generatore di pressione alla valvola: diametro interno di 8mm, lunghezza di 200mm
- Elettro-valvola 3/2 normalmente aperta monostabile con sezione di passaggio da 1/4"
- Tubazione dalla valvola al regolatore di flusso (primo strozzatore): diametro interno di 8mm, lunghezza di 100mm
- Regolatore di flusso con area di passaggio non definita, ma ininfluente ai fini pratici perché comunque maggiore di quella degli ugelli finali.
- Tubazione dal regolatore di flusso al foro calibrato (secondo strozzatore): diametro interno di 19mm, lunghezza di 50mm
- > Regolatore di flusso con sezione di passaggio pari a quella dei fori di uscita del forchettone
- Scarico in atmosfera

Per tutti i valori precisi delle grandezze fondamentali dei singoli componenti (aree di passaggio e pressioni) di questa operazione, fare riferimento alla Tabella 1.

Dal momento che i fori di uscita sono 50 in totale e che il componente in questione è stato recentemente brevettato da R&G, momentaneamente trascureremo questa operazione.

3.3.2-Distribuzione/ Espulsione capsula non distribuita



In Figura 23 è riportato il modello pneumatico delle operazioni e di seguito le lunghezze dei tubi e alcune considerazioni sul modello. Partendo da sinistra e seguendo la tubazione principale si hanno:

- Generatore ideale di pressione
- > Tubazione dal generatore di pressione al serbatoio: trascurabile
- Serbatoio
- > Tubazione dal serbatoio alla valvola: diametro interno di 10mm, lunghezza di 200mm
- Elettro-valvola 3/2 normalmente chiusa monostabile con sezione di passaggio da 1/4"
- > Tubazione dalla valvola al regolatore di flusso (primo strozzatore): trascurabile
- Regolatore di flusso con area di passaggio non definita, ma ininfluente ai fini pratici perché comunque maggiore di quella degli ugelli finali.
- Tubazione dal regolatore di flusso all'ugello (secondo strozzatore): diametro interno di 8mm, lunghezza di 200mm
- Regolatore di flusso con sezione di passaggio pari a quello dell'ugello finale dell'operazione
- Scarico in atmosfera
- Le due operazioni riportate nel titolo del presente capitolo sono identiche e hanno la stessa frequenza, di conseguenza, è stato creato un unico modello per entrambi, inserendo poi i rispettivi valori di pressioni e aree di passaggio.

Per tutti i valori precisi delle grandezze fondamentali dei singoli componenti (aree di passaggio e pressioni) di queste operazioni, fare riferimento alla Tabella 1.

3.3.3-Espulsione



In Figura 24 è riportato il modello pneumatico dell'operazione e di seguito le lunghezze dei tubi e alcune considerazioni sul modello. Partendo da sinistra e seguendo la tubazione principale si hanno:

- Generatore ideale di pressione
- > Tubazione dal generatore di pressione al serbatoio: trascurabile
- Serbatoio
- > Tubazione dal serbatoio alla valvola: diametro interno di 10mm, lunghezza di 200mm
- Elettro-valvola 3/2 normalmente chiusa monostabile con sezione di passaggio da 1/4"
- > Tubazione dalla valvola al regolatore di flusso (primo strozzatore): trascurabile
- Regolatore di flusso con area di passaggio non definita, ma ininfluente ai fini pratici perché comunque maggiore di quella degli ugelli finali.
- Tubazione dal regolatore di flusso agli ugelli: diametro interno di 6mm, lunghezza di 200mm
- Quattro regolatori di flusso con sezione di passaggio pari a quella dei fori calibrati di questa operazione
- Scarichi in atmosfera

Per tutti i valori precisi delle grandezze fondamentali dei singoli componenti (aree di passaggio e pressioni) di questa operazione, fare riferimento alla Tabella 1.

3.3.4-Piegatura/lisciatura



In Figura 25 è riportato il modello pneumatico dell'operazione e di seguito le lunghezze dei tubi e alcune considerazioni sul modello. Partendo da sinistra e seguendo la tubazione principale si hanno:

- Generatore ideale di pressione
- > Tubazione dal generatore di pressione al serbatoio: trascurabile
- Serbatoio
- > Tubazione dal serbatoio alla valvola: diametro interno di 18mm, lunghezza di 200mm
- Elettro-valvola 3/2 normalmente chiusa monostabile con sezione di passaggio da 3/8"
- Tubazione dalla prima valvola alla seconda valvola: diametro interno di 10mm, lunghezza di 200mm
- Elettro-valvola 3/2 normalmente chiusa monostabile con sezione di passaggio da 1/4"
- Tubazione dalla seconda valvola alla terza valvola: diametro interno di 6mm, lunghezza di 100mm
- Elettro-valvola 3/2 normalmente aperta monostabile con sezione di passaggio da 1/4"
- > Tubazione dalla terza valvola in avanti: trascurabile
- > Serbatoio, che simula il volume della camera esterna al muscolo pneumatico
- Elettro-valvola 2/2 normalmente chiusa monostabile con sezione di passaggio da 1/8", che simula lo scarico rapido
- Scarico in atmosfera

Le due operazioni riportate nel titolo del presente capitolo sono identiche a livello circuitale, di conseguenza, è stato creato un unico modello per entrambi, inserendo poi i rispettivi valori di pressioni, aree di passaggio e legge di apertura della valvola.

Per tutti i valori precisi delle grandezze fondamentali dei singoli componenti (aree di passaggio e pressioni) di questa operazione, fare riferimento alla Tabella 1.

3.3.5-Ventosa



Figura 26-ventosa

In Figura 26 è riportato il modello pneumatico dell'operazione e di seguito le lunghezze dei tubi e alcune considerazioni sul modello. Partendo da sinistra e seguendo la tubazione principale si hanno:

- Generatore ideale di pressione
- > Tubazione dal generatore di pressione al serbatoio: trascurabile
- Serbatoio
- > Tubazione dal serbatoio alla valvola: diametro interno di 10mm, lunghezza di 200mm
- Elettro-valvola 3/2 normalmente chiusa monostabile con sezione di passaggio da 3/8"
- > Tubazione dalla valvola all'eiettore: diametro interno di 6mm, lunghezza di 200mm
- > Regolatore di flusso con sezione di passaggio pari a quella dell'eiettore
- Scarico in atmosfera

Per tutti i valori precisi delle grandezze fondamentali dei singoli componenti (aree di passaggio e pressioni) di questa operazione, fare riferimento alla Tabella 1.



rigura 27 projiosaggio

In Figura 27 è riportato il modello pneumatico dell'operazione e di seguito le lunghezze dei tubi e alcune considerazioni sul modello. Partendo da sinistra e seguendo la tubazione principale si hanno:

- Generatore ideale di pressione
- > Tubazione dal generatore di pressione al serbatoio: trascurabile
- Serbatoio
- > Tubazione dal serbatoio alla valvola: diametro interno di 10mm, lunghezza di 200mm
- Elettro-valvola 3/2 normalmente chiusa monostabile con sezione di passaggio da 3/8"
- Tubazione dalla valvola al muscolo (secondo serbatoio): diametro interno di 6mm, lunghezza di 200mm
- > Serbatoio, che simula il volume della camera esterna al muscolo pneumatico
- Elettro-valvola 2/2 normalmente chiusa monostabile con sezione di passaggio da 3/8"
- Scarico in atmosfera

Per tutti i valori precisi delle grandezze fondamentali dei singoli componenti (aree di passaggio e pressioni) di questa operazione, fare riferimento alla Tabella 1.

3.4-Osservazioni

L'influenza dei tubi è stata ipotizzata trascurabile rispetto agli altri componenti presenti; pertanto, le loro misure sono solo indicative, soprattutto per quanto riguarda la lunghezza, rispettando tuttavia l'intervallo di misure indicato dall'azienda, ovvero tra i 100mm e i 300mm e con una lunghezza complessiva non superiore ai 500mm. Non è definita la posizione dei regolatori di flusso, che precedono gli ugelli o fori di uscita, e le rispettive sezioni di passaggio,

sebbene la loro importanza sia limitata, dal momento che non svolgono una funzione di controllo attiva e la loro sezione di passaggio è molto maggiore di quella delle strozzature finali. Le leggi di apertura delle elettro-valvole verranno specificate in seguito, una volta determinate le frequenze reali di lavoro e stabilito il setup delle simulazioni (si veda Capitolo 3.5).

3.5-Frequenze di lavoro e leggi di apertura

La frequenza di lavoro del macchinario è un dato fondamentale che permette di definire in modo preciso le leggi di apertura di tutte le valvole.

Il macchinario in questione lavora ad una frequenza di 12000 bottiglie all'ora. Questa è la reale frequenza per il distributore di capsule dal momento che processa una sola bottiglia alla volta. Per quanto riguarda i processi di prefissaggio, piegatura e lisciatura, sono presenti delle giostre circolari con 12 teste che lavorano in contemporanea, di conseguenza ogni testa lavora con una frequenza di $\frac{12000}{12} = 1000$ bottiglie all'ora. Quindi la somma della durata di tutte le operazioni svolte durante la distribuzione della capsula su una singola bottiglia vale in totale $\frac{3600}{12000} = 0.3 s$; nelle altre tre giostre invece ogni testa impiega $\frac{3600*12}{12000} = 3.6 s$ per svolgere il suo compito.

3.5.1-Ipotesi e raccolta dati

All'interno di una singola operazione, sono presenti dei movimenti che prevedono un consumo di aria compressa, mentre altri sono caratterizzati soltanto da azioni meccaniche. Ciò che interessa realmente nel presente studio sono le leggi di apertura delle valvole; perciò, è sufficiente conoscere la durata delle sole operazioni che consumano aria all'interno dei vari processi, ovvero capire quando le valvole sono aperte e quando chiuse.

Essendo le elettro-valvole presenti estremamente performanti e rapide, i tempi di apertura e chiusura sono stati trascurati, essendo di almeno un ordine di grandezza più piccoli rispetto alla durata delle operazioni.

Questi tempi sono stati raccolti presso l'azienda, o direttamente quando noti, o indirettamente studiando i profili delle camme responsabili del moto delle giostre di prefissaggio, lisciatura e piegatura. In questo secondo caso, è stata poi effettuata una conversione per ottenere il tempo in secondi, conoscendo l'angolo di rotazione relativo alla singola operazione e sapendo che a un angolo di 360° corrisponde il periodo dell'operazione complessiva, oppure conoscendo la lunghezza del profilo della camma.

Per quanto riguarda la distribuzione, è stato necessario capire il metodo di misurazione utilizzato dall'azienda; infatti, per questa parte del macchinario la durata delle operazioni viene misurata in "punti": a ogni bottiglia corrispondono 400 punti (misura del tempo necessario per processare una singola bottiglia), a ogni operazione, inclusa in questo processo, è associato un certo numero di punti, grazie ai quali è possibile risalire alla durata della singola operazione, mediante proporzione.

Si riporta in Tabella 2 un riassunto schematico di quanto rilevato.

La durata dell'operazione, nei casi in cui l'informazione acquisita è indiretta, è stata ricavata eseguendo una proporzione, ovvero dividendo il periodo dell'intero processo espresso in secondi per il periodo dello stesso processo espresso in "punti" o gradi e successivamente moltiplicando

per la durata della singola operazione espressa in "punti" o gradi. Ad esempio, la durata della *singolarizzazione capsule* è stata calcolata nel seguente modo:

 $\frac{0.3 \ (periodo \ processo \ in \ s)}{400 \ (periodo \ processo \ in \ punti)} \cdot 30 \ (durata \ operazione \ in \ punti) = 0.0225 \ s = 22.5 \ ms$

Allo stesso modo, per calcolare la durata della *piegatura* si è proceduto come segue:

 $\frac{3.6 \text{ (periodo processo in s)}}{360 \text{ (periodo processo in gradi)}} \cdot 56 \text{ (durata operazione in gradi)} = 0.56 \text{ s}$

Per tutte le altre operazioni si è proceduto in modo analogo.

Processo	Operazione	Tipo di	Periodo	Durata	Durata	
		informazione	intero	operazione	riposo	
		raccolta	processo	(valvola	(valvola	
				aperta)	chiusa)	
	Singolarizzazione	Indiretta: 30		22.5 ms	277.5 ms	
Capsule Sparo capsula Distribuzione		punti su 400,				
		periodo di 0.3 s				
	Sparo capsula	Indiretta: 40		30 ms	270 ms	
Distribuzione	Distribuzione Sparo capsula Sparo capsula non distribuita		0.3 s			
		periodo di 0.3 s				
	Sparo capsula	Indiretta: 40		30 ms	270 ms	
	non distribuita	punti su 400,				
		periodo di 0.3 s				
	Aspirazione	Indiretta: 132° di		1.32 s	2.28 s	
Allineamento	capsula con	rotazione della				
е	ventosa	camma su 360°	3.6 s			
prefissaggio	Muscolo di	Diretta		0.334 s	3.266 s	
	prefissaggio					
Piegatura	Muscolo di	Indiretta: 56° di	3.6 s	0.56 s	3.04 s	
	piegatura	rotazione della				
		camma su 360°				
Lisciatura	Muscolo di	Indiretta: 651	3.6 s	0.87 s	2.73 s	
	lisciatura	mm del profilo				
		della camma su				
		2701 totali				

Tabella 2-durata operazioni

3.5.2-Definizione legge di apertura per le simulazioni

Nei vari modelli Amesim, sono presenti sia valvole normalmente aperte che valvole normalmente chiuse. In entrambi i casi esistono solo due posizioni della valvola:

- 0 = valvola nella configurazione normale (chiusa, se normalmente chiusa e viceversa)
- 1 = valvola nella configurazione commutata (aperta, se normalmente chiusa e viceversa)

Noti i dati relativi ai tempi di apertura e chiusura, è stata assegnata a ogni valvola presente nei modelli creati la seguente legge:

- 1. 10 secondi con valvole chiuse per permettere di riempire i serbatoi di accumulo iniziali e terminare qualsiasi altro transitorio di avviamento.
- 2. 3 cicli di apertura e chiusura, durante i quali le valvole restano aperte e poi rimangono chiuse per un tempo pari a quelli riportati in Tabella 2.

In Tabella 3 un riassunto schematico degli stati assegnati a una valvola normalmente aperta e a una normalmente chiusa, dove t_a è il tempo in cui la valvola resta aperta riportato in Tabella 2, t_c è il tempo in cui la valvola resta chiusa, $t_o=t_a+t_c$ è la durata complessiva dell'operazione.

Fase (valvola NC)	Istante iniziale (s)	Istante finale (s)	Stato assegnato
Transitorio iniziale	0	10	0
Valvola aperta	10	10 + t _a	1
Valvola chiusa	10 + t _a	$10 + t_a + t_c = 10 + t_o$	0
Valvola aperta	10 + t _o	10 + t _o + t _a	1
Valvola chiusa	10 + t _o + t _a	$10 + t_o + t_a + t_s = 10 + 2t_o$	0
Valvola aperta	10 + 2t _o	10 + 2t _o + t _a	1
Valvola chiusa	10 + 2t _o + t _a	$10 + 2t_o + t_a + t_s = 10 + 3t_o$	0
Fase (valvola NA)	Istante iniziale (s)	Istante finale (s)	Stato assegnato
Transitorio iniziale	0	10	1
Valvola aperta	10	10 + t _a	0
Valvola chiusa	10 + t _a	$10 + t_a + t_c = 10 + t_o$	1
Valvola aperta	10 + t _o	10 + t _o + t _a	0
Valvola chiusa	10 + t _o + t _a	$10 + t_o + t_a + t_s = 10 + 2t_o$	1
Valvola aperta	10 + 2t _o	10 + 2t _o + t _a	0
Valvola chiusa	10 + 2t _o + t _a	$10 + 2t_o + t_a + t_s = 10 + 3t_o$	1

Tabella 3-leggi di apertura valvole

Nei modelli in cui è presente un'unica valvola di qualsiasi tipo, ad essa verrà assegnata la legge di cui sopra. Nei modelli in cui sono presenti più valvole, le leggi sono state assegnate in modo da sincronizzare tutte le aperture e tutte le chiusure; in particolare, nel caso di valvole tutte normalmente chiuse, è stata assegnata ad ognuna la medesima legge, mentre nel caso fosse presente anche una o più valvole normalmente aperte, ad esse è stata assegnata la legge corrispondente. In questo modo è come se fosse presente un'unica valvola. Infine, nei modelli dove è presente un muscolo pneumatico, la valvola 2/2 che sostituisce lo scarico rapido, segue

una legge speculare rispetto a quelle che precedono il muscolo (rappresentato da un serbatoio nel modello Amesim); infatti essa sarà chiusa quando il condotto di alimentazione del muscolo è aperto per permettere il riempimento del volume circostante il muscolo, mentre si aprirà non appena il condotto a monte verrà chiuso, in modo da garantire uno scarico immediato del muscolo e quindi riprodurre alla perfezione il funzionamento della valvola di scarico rapido.

4-Simulazioni

Sono stati sfruttati i modelli precedentemente creati per eseguire delle simulazioni. Il vantaggio dell'uso del software Amesim è che permette di eseguire molte prove, variando facilmente e rapidamente qualsiasi parametro e monitorando il valore delle varie grandezze, senza coinvolgere tutto il macchinario fisico. Per lo svolgimento di queste simulazioni è sufficiente definire all'interno del software un certo numero di fasi temporali, stabilirne la durata e per ognuna di esse lo stato in cui si trova ogni valvola (1 o 0), ovvero riportare all'interno del software ciò che è stato mostrato in Tabella 3.

In Figura 28 è riportato un esempio di come si presenta la schermata del software Amesim, nel momento in cui si devono pianificare le varie prove, decidendo quali parametri modificare e che valore assegnarli.

										🔀 Design	matrix		? >
										Runs	pressure at port 1	orifice area	
										Run 1	3	1.64	
										Run 2	3	2.14	
										Run 3	3	2.64	
										Run 4	3	3.14	
hannahara Chudlan										Run 5	3	3.64	
arameters Studies										Run 6	3	4.14	
O New ~									🕑 Start Run	🔽 Run 7	3	4.64	
Default_Batch	Definitions									Run 8	3.5	1.64	
	Varying between 2 lin	nits ~							Show design matrix	Run 9	3.5	2.14	
	Batch files									🗹 Run 10	3.5	2.64	
	Load Save									Run 11	3.5	3.14	
	Name	Unit N	Value S	Step size	Num below Num	n above N	/in value	Max value	Number of simulations	🗹 Run 12	3.5	3.64	
	area_pn_orifice_1	mm**2	3.14	0	0	0	3.14	3.14	1	🗹 Run 13	3.5	4.14	
	<pre>press1_pn_source</pre>	bar	6	0.5	6	2	3	7	9	🗹 Run 14	3.5	4.64	
	le_pneumatic_3	m	0.001	0	0	0	0.001	0.001	1	🗹 Run 15	4	1.64	
										🗹 Run 16	4	2.14	
										🔽 Run 17	4	2.64	
										🗹 Run 18	4	3.14	
										🖌 Run 19	4	3.64	
										🖌 Run 20	4	4.14	
										✓ Run 21	4	4.64	
	□ Hide unused									✓ Run 22	4.5	1.64	
The outputs are not used f	for Default Batch study.									✓ Run 23	4.5	2.14	
Help								Back	Next OK Cancel	Show val	ues		OK Cano

Figura 28-Definizione dei parametri di simulazione sul software Amesim

4.1-Condizioni di prova

È possibile svolgere un'unica prova in cui tutti i parametri fondamentali del modello assumono il valore che gli si è attribuito inizialmente, ovvero il valore che assume attualmente nei macchinari prodotti dall'azienda, oppure scegliere uno o più parametri e modificarli, specificando i nuovi valori che si vogliono attribuire a ogni variabile, quali, ad esempio, pressione di alimentazione, area di passaggio, lunghezza dei tubi. Questo permette di eseguire delle simulazioni per valutare le prestazioni delle varie operazioni in condizioni attuali e di studiare gli effetti di piccole modifiche.

Nei prossimi capitoli verranno usati alternativamente i termini condizioni attuali, standard o normali per indicare le simulazioni in cui si è deciso di analizzare il comportamento delle varie operazioni nelle condizioni attuali del macchinario. Di conseguenza, in tali prove, i parametri presenti all'interno dei modelli assumeranno i rispettivi valori riportati in Tabella 1. Nei casi in cui verranno modificati i valori di uno o più parametri, verrà indicato puntualmente il nuovo valore assegnato.

Per convenzione, il software restituisce valori negativi per la misurazione delle portate uscenti e positive per le portate entranti. Essendo il consumo espresso da una portata uscente, tutti i valori riportati nei grafici di questo capitolo saranno coerentemente negativi.

4.2-Verifica della trascurabilità della lunghezza dei tubi

Lo scopo della prima simulazione che è stata eseguita era quello di verificare un'ipotesi precedente, ovvero quella della trascurabilità della lunghezza dei tubi, per quanto riguarda il consumo d'aria. È stato considerato il modello dell'operazione di distribuzione in condizioni normali ed è stata variata la lunghezza di un tubo da 1 mm a 4 m, con un passo di 500 mm (in generale le lunghezze dei tubi oscillano tra i 100 e i 400 mm). È stata valutata la portata di picco in uscita dall'ugello, per ogni lunghezza assegnata alla tubazione e il risultato è una differenza di 0.0030 g/s tra il caso con un tubo lungo 1 mm (0.0776 g/s) e quello con il tubo lungo 4 mm (0.0746 g/s). La differenza relativa risulta quindi piccola (3.8%), di conseguenza l'ipotesi può essere considerata valida (Figura 29 e Figura 30).



Figura 29- andamento della portata (consumo) al variare della lunghezza dei tubi per la distribuzione


Figura 30-zoom di Figura 29

All'interno dello stesso modello stesso modello, è stata variata l'area di passaggio dell'ugello (Figura 31 e Figura 32) e la pressione di alimentazione (Figura 33 e Figura 34). Nel primo caso si è partiti dal valore dell'area attuale, ovvero 3.14 mm² (sezione circolare di diametro 2 mm) e si è deciso di studiare l'effetto di una diminuzione e un aumento di tale sezione di 0.5 mm², 1 mm² e 1.5 mm²; ogni variazione di area di 0.5 mm² corrisponde a una variazione di circa 0.2 mm di raggio dell'ugello, quindi un cambiamento di geometria estremamente piccolo. Ciò nonostante, si può osservare come la differenza di consumo tra i due casi limite sia non trascurabile e pari a 0.051 g/s (0.047 g/s per una sezione di 1.64 mm² e 0.098 per una sezione di 4.64 mm²) e una differenza relativa del 52%.

Nel secondo caso, la pressione di alimentazione è stata fatta variare da 3 bar a 7 bar con un passo di 0.5 bar (valore attuale 6 bar) e si è ottenuta una differenza tra i due casi estremi di 0.033 g/s (0.045 g/s per un'alimentazione a 3 bar, 0.088 g/s per quella a 7 bar), quindi una differenza relativa del 37,5%.

Queste prime simulazioni suggeriscono che la pressione di alimentazione e soprattutto il diametro dell'ugello potrebbero essere due parametri chiave su cui agire, al fine di ridurre il consumo di aria. L'obiettivo delle prove successive sarà proprio quello di variare opportunamente questi parametri, con il vincolo di mantenere però la stessa velocità di fuoriuscita dell'aria e quindi non compromettere il corretto funzionamento del macchinario, cercando allo stesso tempo di migliorare l'efficienza della macchina.

Questi risultati sono coerenti con la fisica del problema e rispettano l'equazione che descrive la portata attraverso l'ugello, come riportato nel Capitolo 4.5.



Figura 31- andamento della portata (consumo) al variare della sezione ristretta dell'ugello per la distribuzione



Figura 32-zoom di Figura 31



Figura 33- andamento della portata (consumo) al variare della pressione di alimentazione per la distribuzione



Figura 34-zoom di Figura 33

4.3-Stima della velocità e validazione dei modelli

Per validare i modelli creati, è necessario avere un riscontro tra la realtà e le simulazioni. Purtroppo, non sono note le reali velocità di fuoriuscita dell'aria dai vari ugelli e non è stato possibile rilevarle sul campo, di conseguenza la validazione del modello risulta difficile. L'azienda non dispone di questi dati e non è dotata di strumenti adatti per acquisirli. Tuttavia, sono note le durate delle operazioni e la distanza tra il punto di partenza della capsula e quello di arrivo dopo lo sparo, per quanto riguarda le operazioni di espulsione e distribuzione; di conseguenza è possibile stimare una velocità media dividendo la distanza per la durata, anche se la velocità reale sarà sicuramente maggiore, siccome si tratta di processi impulsivi. In questo modo però possiamo individuare un limite inferiore di velocità, al di sotto del quale sicuramente non è possibile scendere. In Tabella 4 sono riportati i dati per espulsione e distribuzione.

È necessaria una precisazione: la distanza da percorrere è composta da due lunghezze, quella relativa alla distanza iniziale tra capsula e recipiente ospitante o collo di bottiglia e quella relativa alla capsula stessa. Infatti, nel caso della distribuzione, per esempio, la capsula dovrà coprire la

distanza che separa la punta della bottiglia dalla base della capsula, più tutta la lunghezza della capsula stessa, dal momento che dovrà infilarsi completamente sul collo della bottiglia (freccia Sì, Figura 35) e non basta far coincidere la fine della capsula con l'inizio della bottiglia (freccia No, Figura 35).La stessa cosa avviene per l'espulsione, dove al posto del collo di bella bottiglia si avrà il cilindro forato ad ospitare la capsula. La distanza tra la base della capsula e il cilindro o la punta della bottiglia vale 15 mm e 7 mm per l'espulsione e la distribuzione, rispettivamente (L1). Le capsule hanno lunghezza variabile tra i 50 mm e i 125 mm (L_capsula).



Figura 35-rappresentazione schematica del corretto inserimento della capsula e del calcolo della distanza percorsa

Operazione	Durata	Distanza da percorrere (L_tot)	Velocità media minima
Espulsione	22.5 ms	15 mm + L_capsula = 65÷140	2.89÷6.22 m/s
		mm	
Distribuzione	30 ms	7 mm + L_capsula = 57÷132 mm	1.9÷4.4 m/s

Tabella 4-velocità medie stimate per espulsione e distribuzione

Bisogna inoltre considerare un altro aspetto: in caso di espulsione la capsula viene sparata con la punta orientata in avanti, ovvero nello stesso verso del moto, dunque oppone meno resistenza aerodinamica, viceversa per la distribuzione, dove invece la resistenza dell'aria è importante, perché la cavità interna della capsula sarà orientata nel verso del moto, di conseguenza anche il getto d'aria dovrà essere più forte per contrastarla. Infine, l'espulsione spara la capsula utilizzando quattro fori mentre l'espulsione sfrutta un solo ugello. Tutte queste considerazioni serviranno per valutare la bontà del modello e per ragionare criticamente sui risultati delle successive simulazioni, al variare dei parametri.

Sono state condotte delle simulazioni sui modelli di espulsione e distribuzione, nelle condizioni attuali, ovvero impostata con i dati presi sul campo in azienda (Tabella 1). In Figura 36 e Figura 37 sono riportate le velocità di uscita dell'aria dagli ugelli per l'espulsione e la distribuzione rispettivamente.



Figura 36- velocità getto in uscita per l'espulsione in condizioni attuali



Figura 37- velocità getto in uscita per la distribuzione in condizioni attuali

Dal grafico è possibile ricavare i valori numerici delle velocità.

Velocità Espulsione (singolo ugello): 20.5 m/s

Velocità Distribuzione: 28.5 m/s

I risultati ottenuti rispecchiano le nostre previsioni e considerazioni precedenti, oltre al fatto che nel nostro modello molte componenti di attrito sono state trascurate, di conseguenza la velocità simulata risulta correttamente maggiore di quella media minima stimata, riportata in Tabella 4.

4.4-Consumo nelle condizioni attuali

Grazie alla medesima simulazione riportata nel Capitolo 4.3, è stato possibile anche valutare il consumo di aria di ogni operazione nelle condizioni standard. In Figura 38 e Figura 39 sono riportati i grafici relativi alle portate smaltite in espulsione e distribuzione rispettivamente. Siccome l'espulsione coinvolge quattro ugelli uguali tra loro e il grafico è riferito a uno solo di essi, per ottenere il consumo effettivo bisogna moltiplicare la rispettiva portata per 4.



Figura 39- portata in uscita(consumo) per la distribuzione in condizioni attuali

Dai grafici è possibile ricavare i valori numerici delle portate smaltite. *Consumo Espulsione: 0.056 g/s * 4 = 0.224 g/s Consumo Distribuzione: 0.0776 g/s* In Tabella 5 sono riportati tutti i dati relativi a distribuzione ed espulsione, valutati nelle condizioni

Operazione	Velocità getto d'aria uscente	Consumo
Espulsione	20.5 m/s	0.224 g/s
Distribuzione	28.5 m/s	0.0776 g/s

Tabella 5- velocità in uscita e consumi in condizioni attuali per espulsione e distribuzione

4.5-Analisi parametrica

attuali, ovvero quelle rilevate sul campo (Tabella 1).

Come anticipato, l'obiettivo delle seguenti simulazioni è quello di variare alcuni parametri del sistema al fine di ottenere una portata uscente minore e di conseguenza ridurre il consumo. Allo stesso tempo, è però necessario mantenere una velocità di uscita del getto d'aria il più possibile invariata rispetto alle condizioni normali, al fine di conservare la stessa velocità di espulsione della capsula e garantire un corretto funzionamento del macchinario. Tuttavia, bisogna tenere in considerazione che diminuendo la portata, diminuisce anche l'inerzia del getto d'aria e di conseguenza la forza che esso è in grado di esercitare sulla capsula. Di conseguenza, pur restando costante la velocità di espulsione, la forza con cui la capsula viene sparata potrebbe non essere sufficiente per vincere i vari attriti in gioco e pertanto alterare il funzionamento della macchina. Per raggiungere l'obiettivo di cui sopra, si è deciso di variare pressione di alimentazione e sezione ristretta degli ugelli. Risulta evidente che è necessario diminuire sia la pressione che l'area di passaggio e non viceversa, se l'intenzione è quella di ridurre il consumo a pari velocità. Infatti, considerando un ugello verosimilmente in condizioni critiche, siccome il rapporto tra le pressioni di ingresso e uscita è elevato (6 bar) e l'area di passaggio molto ridotta, la portata smaltita dipende solo dalla pressione di monte, dalla sezione ristretta e da altri parametri in questo caso costanti, come riportato nell'Equazione (1).

$$\dot{m}_{cr} = A_{out} \sqrt{k P_1^0 \rho_1^0 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$
(1)

Dove:

 $\dot{m}_{cr} = portata in condizioni di ugello critico$ $<math>A_{out} = sezione di uscita dell'ugello$ $k = <math>\frac{c_p}{c_v} = coefficiente di espansione adiabatica (circa 1.4 per l'aria)$ $P_1^0 = pressione totale a monte dell'ugello$ $\rho_1^0 = densità totale a monte dell'ugello$

Le proprietà totali sono quelle relative alla corrente che tengono conto anche del valore della velocità in ingresso, oltre alla grandezza fondamentale descritta. In realtà, ai fini del presente

lavoro, non sono di grande rilevanza, anche perché il fluido inizialmente è fermo in un serbatoio e pertanto la sua velocità iniziale è nulla.

Noto inoltre che la portata è data dal prodotto della velocità del fluido per l'area di passaggio, la velocità sarà data dal rapporto tra portata e area. Volendo mantenere la velocità e quindi questo rapporto costante, l'unica soluzione per diminuire la portata è quindi quella di ridurre sia la pressione di alimentazione che l'area di passaggio.

L'Equazione (1) permette anche di spiegare i risultati illustrati nel Capitolo 4.2: infatti variando l'area di passaggio si è ottenuta una variazione di portata maggiore rispetto al caso in cui si è modificata la pressione di alimentazione, questo perché la pressione compare nella formula sotto radice quadrata, mentre il termine di area è lineare.

4.5.1-Espulsione

Rispettando il criterio riportato nel capitolo precedente, si è scelto come valori di tentativo per la pressione 6 bar (valore attuale), 5.5 bar e 5 bar, mentre l'area di tutti e quattro gli ugelli è stata fatta variare tra i valori di 3.14 mm² (valore attuale), 2.64 mm² e 2.14 mm². In questo modo, simulando tutte le combinazioni possibili dei parametri si ottengono nove prove, inclusa quella in condizioni attuali. Si è scelto di non aggiungere altri valori per non avere tempi di calcolo eccessivi e di assegnare valori ai parametri che fossero prossimi a quelli attuali, per osservare se modesti cambiamenti (variazione di 0.5 bar per la pressione e di 0.2 mm di raggio per la sezione) potessero già portare apprezzabili miglioramenti di efficienza.



Figura 40- andamento della velocità del getto in uscita al variare della sezione ristretta





Figura 43-zoom di Figura 42

Osservando il grafico relativo alla velocità del getto d'aria (Figura 40 e Figura 41), ci si accorge che ci sono due combinazioni di parametri che si avvicinano al valore attuale di 20.5 m/s, ovvero pressione 5.5 bar e area ristretta di 2.64 mm² (linea rosa) e pressione 5 bar e area ristretta di 2.14 mm² (linea rossa) con velocità di 21.1 m/s e 21.5 m/s rispettivamente. In entrambi i casi il consumo è minore e pari a 0.048 g/s e 0.040 g/s rispettivamente, per singolo ugello (Figura 42 e Figura 43). Tutti i dati relativi a questi risultati sono riportati in Tabella 6.

4.5.2-Distribuzione

Per questa operazione, si è scelto come valori di tentativo per la pressione 6 bar (valore attuale), 5.5 bar e 5 bar, mentre l'area di tutti e quattro gli ugelli è stata fatta variare tra i valori di 3.14 mm² (valore attuale), 2.74 mm², 2.34 mm² e 1.94 mm². In questo caso si è deciso di avere quattro valori diversi di area con una differenza di 0.4 mm² tra ognuno, perché questo processo deve essere estremamente preciso (inserimento della capsula sul collo della bottiglia), di conseguenza è importante che la velocità di uscita resti pressoché invariata. Il numero più elevato di valori di prova e la minore differenza tra di essi permette di avere più probabilità di individuare una combinazione, tra le dodici simulate, che soddisfi il requisito della velocità.





Figura 45-zoom di Figura 44



Figura 47- zoom di Figura 46

Osservando il grafico relativo alla velocità di uscita (Figura 44 e Figura 45) ci accorgiamo che la combinazione di parametri che ci permette di avvicinarci il più possibile al valore di partenza (28.5 m/s) è quella che prevede una pressione di alimentazione di 5.5 bar e una sezione di passaggio dell'ugello pari a 2.34 mm^2 (linea grigia). La velocità che si ottiene è pari a 28.6 m/s, quasi identica a quella attuale; dunque, la scelta di rendere più fitta la scelta dei valori di prova si è dimostrata vincente. Con questa combinazione si riduce il consumo a 0.058 g/s (Figura 46 e Figura 47).

In Tabella 6 sono riportati tutti i dati relativi a queste simulazioni. Tra parentesi i valori in condizioni standard, cioè attuali.

Operazione	Espul	Espulsione		
Pressione [bar]	5.5 5		5.5	
Area di passaggio [mm^2]	2.64	2.14	2.34	
Velocità [m/s] (attuale)	21.1 (20.5)	21.5 (20.5)	28.6 (28.5)	
Consumo [g/s] (attuale)	0.048*4=0.192	0.040*4=0.16	0.058 (0.0776)	
	(0.224)	(0.224)		

Tabella 6-risultati dell'analisi parametrica

4.5.3-Altri processi

Le simulazioni più dettagliate e le analisi parametriche sono state condotte sulle operazioni di espulsione e distribuzione, dal momento che sono quelle su cui è più facile intervenire e perché si è ipotizzato che siano anche quelle con un maggior consumo. Per essere sicuri di ciò e per completezza, sono state condotte delle simulazioni in condizioni attuali anche delle altre operazioni e si è valutato il consumo. Da Figura 48 a Figura 51 sono riportati i grafici relativi a lisciatura, piegatura, prefissaggio e ventosa, rispettivamente. Per quanto riguarda le operazioni di lisciatura, piegatura, prefissaggio i valori di portata sono positivi perché è stata valutata la portata entrante nel serbatoio rappresentante il muscolo.



Figura 48-lisciatura





In Tabella 7 sono stati raccolti i valori di portata per ogni singola operazione, ricavati dai rispettivi grafici.

Tabella 7-	portata	smaltita	delle	varie	operazioni
------------	---------	----------	-------	-------	------------

Operazione	Portata [g/s]
Lisciatura	29.2*10 ⁻⁶
Piegatura	29.2*10 ⁻⁶
Prefissaggio	1.85*10 ⁻³
Ventosa	0.0203

Tutti i valori riportati sono però da moltiplicare per la durata dell'operazione, al fine di ottenere i grammi di aria consumati per ciclo. In Tabella 8 sono riportati i risultati.

Con Espulsione_prova1 si intende la prima combinazione di parametri individuata durante l'analisi parametrica per l'operazione di espulsione (pressione 5.5 bar, sezione 2.64 mm², Tabella 6), con Espulsione_prova2 si intende la seconda combinazione di parametri individuata durante l'analisi parametrica per l'operazione di espulsione (pressione 5 bar, sezione 2.14 mm², Tabella 6), con Distribuzione_prova1 si intende l'unica combinazione di parametri individuata durante l'analisi parametrica per l'operazione di distribuzione (pressione 5.5 bar, sezione 2.34 mm², Tabella 6).

Operazione	Durata [s]	Portata [g/s]	Consumo per ciclo [g]
Espulsione	0.0225	0.224	5.04*10 ⁻³
Distribuzione	0.030	0.0776	2.33*10 ⁻³
Ventosa	1.32	0.021	0.027
Prefissaggio	0.334	1.85*10 ⁻³	6.18*10 ⁻⁴
Piegatura	0.56	29.2*10 ⁻⁶	16.35*10 ⁻⁶
Lisciatura	0.87	29.2*10 ⁻⁶	25.4*10 ⁻⁶
Espulsione_prova1	0.0225	0.192	4.32*10 ⁻³
Espulsione_prova2	0.0225	0.16	3.6*10 ⁻³
Distribuzione_prova1	0.030	0.058	1.74*10 ⁻³

Tabella 8- consumi effettivi per ciclo di ogni operazione

Al fine di confrontare l'effettivo consumo delle varie operazioni, conviene valutarne il consumo orario, in modo tale da concentrarsi maggiormente su quelle che necessitano più aria, con l'obiettivo di ottimizzarle. Conoscendo la durata completa di ogni operazione possiamo calcolare quanti cicli vengono compiuti ogni ora, ricordando che prefissaggio, lisciatura e piegatura coinvolgono 12 teste contemporaneamente; quindi, il loro consumo andrà moltiplicato per 12. Molto più semplicemente, ogni bottiglia necessita di tutte queste operazioni una volta, perciò ogni operazione avrà una frequenza effettiva pari a quella di macchina, ovvero 12000 bottiglie/ora (Tabella 9).

Operazione	Durata totale [s]	Numero di teste coinvolte	Cicli per ora	Consumo per ora [g]
Espulsione	0.3	1	12000	60.48
Distribuzione	0.3	1	12000	27.96
Ventosa	3.6	12	12000	324
Prefissaggio	3.6	12	12000	7.416
Piegatura	3.6	12	12000	0.1962
Lisciatura	3.6	12	12000	0.3048
Espulsione_prova1	0.3	1	12000	51.84
Espulsione_prova2	0.3	1	12000	43.2
Distribuzione_prova1	0.3	1	12000	20.88

T I II O		CC		11		
Tapella 9-	consumi	ettettivi	ner ora	ai oa	nı one	razione
rabena b	consum	cjjcccivi	per ora	ar og	in ope	i azionic

Come si può notare da Tabella 8 e Tabella 9, l'operazione meno efficiente è quella che riguarda la ventosa, seguita da distribuzione ed espulsione. Le altre tre operazioni, che riguardano muscoli pneumatici, risultano essere praticamente trascurabili in termini di consumo. L'espulsione della capsula non distribuita ha lo stesso consumo dell'operazione di distribuzione, che non è trascurabile, di conseguenza è fondamentale intervenire su di essa al fine di limitare il suo intervento solo ai casi necessari (capsula inceppata), come riportato nel Capitolo 2.4.

4.5.4-Analisi risultati

Si riportano da Figura 52 a Figura 55 i grafici 3D relativi agli andamenti di velocità e portata delle operazioni di espulsione e distribuzione, rispettivamente. I dati utilizzati per tracciare i grafici derivano dalle simulazioni eseguite durante l'analisi parametrica. Si hanno infatti nove punti per l'espulsione e dodici per la distribuzione. Come ci si aspettava si ha un massimo della velocità per elevate pressioni e piccole sezioni di passaggio e viceversa per il minimo, mentre la portata, e quindi il consumo, ha un massimo per elevate pressioni e grandi sezioni di passaggio e viceversa per il minimo.

Avendo variato i parametri in un intorno abbastanza ristretto del valore normale (1 bar per la pressione rispetto ai 6 bar attuali, 1 mm² o 1.2 mm² per la sezione rispetto ai 3.14 mm² attuali), si osserva che l'andamento dei grafici è quasi lineare per entrambe le variazioni.



Figura 52-grafico 3D della velocità del getto di espulsione al variare di pressione di alimentazione e sezione ristretta



Figura 53-grafico 3D della portata del getto di espulsione al variare di pressione di alimentazione e sezione ristretta



Figura 54-grafico 3D della velocità del getto di distribuzione al variare di pressione di alimentazione e sezione ristretta



Figura 55-grafico 3D della portata del getto di distribuzione al variare di pressione di alimentazione e sezione ristretta

Le riduzioni di portata ottenute nelle operazioni di distribuzione ed espulsione, le quali coinvolgono uno sparo, sono limitate per un singolo ciclo (tra i 20 e i 60 mg/s di aria, Tabella 6), ma che su una durata di un'ora di funzionamento portano a un risparmio tra i 7 e i 17 g di aria (Tabella 8). Di conseguenza, il problema della riduzione dell'inerzia del getto, illustrato nel Capitolo 4.5, può essere trascurato, dal momento che le riduzioni di portata per sparo sono estremamente ridotte; tuttavia, c'è un buon margine per migliorare l'efficienza della macchina. Gli attriti in gioco sono estremamente difficili da stimare, perché coinvolgono resistenze aerodinamiche e attriti di primo distacco non noti e l'unica soluzione per valutarli sarebbe un approccio sperimentale, il quale è stato però preceduto da questa analisi sul modello Amesim.

In seguito, sarà possibile effettuare alcune modifiche sul macchinario, guidate dai risultati ottenuti dalle simulazioni, per valutare i reali effetti sulle operazioni e verificare che il funzionamento non sia compromesso.

L'aspirazione e il mantenimento della capsula tramite la ventosa, durante il prefissaggio, è il processo meno efficiente. In questo caso, il metodo migliore per ridurre il consumo è diminuire la pressione di alimentazione, ponendo attenzione a non scendere al di sotto del valore limite che garantisce il corretto funzionamento del macchinario. Anche in questa situazione, gli attriti, le velocità e le accelerazioni in gioco non sono noti con esattezza e pertanto l'approccio più indicato per individuare la pressione minima ammissibile è quello sperimentale: diminuire la pressione di alimentazione fino a quando ci si accorge che la ventosa non è più in grado di sollevare la capsula.

4.6-Miglioramento dell'efficienza della ventosa

Come illustrato nel capitolo precedente, l'approccio migliore per studiare la riduzione dei consumi dell'operazione di centraggio, la quale coinvolge una ventosa (Capitolo 3.3.5), è quello sperimentale. L'eiettore che genera il vuoto è un componente commerciale, più precisamente il VAD-1/4 9394, prodotto dalla Festo [4].

Si riporta in Figura 56, il data sheet dell'eiettore e il relativo diagramma P- Δ P (Figura 57), che fornisce il grado di vuoto creato in funzione della pressione con cui si alimenta suddetto componente.

Feature	Value
Nominal width of Laval nozzle	1 mm
Mounting position	Any
Ejector characteristics	High vacuum
Structural design	T-shape
Symbol	00991482
Operating pressure	1.5 bar 10 bar
Max. vacuum	80 %
Operating medium	Compressed air as per ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Information on operating and pilot media	Operation with oil lubrication possible (required for further use)
Temperature of medium	-20 °C 80 °C
Ambient temperature	-20 °C 80 °C
Type of mounting	With through-hole
Pneumatic connection 1	G1/4
Pneumatic connection 3	G1/4
Vacuum connection	G1/4
Note on materials	Free of copper and PTFE
Housing material	Die-cast aluminum

Data sheet

EIETTORE (Festo VAD-1/4 9394)

Figura 56- data sheet eiettore

Come si può notare dai grafici, alimentando l'eiettore a 5 bar (cioè nelle condizioni attuali), si genera un ΔP di -0.68 bar circa. Con un'alimentazione a 4 bar si otterrebbe un ΔP di -0.57 bar circa, mentre a 3.5 bar si avrebbe un ΔP di -0.50 bar; in entrambi i casi è ragionevole pensare

che sarebbe un grado di vuoto sufficiente per garantire un corretto funzionamento della macchina, ma riducendo notevolmente i consumi. Le capsule hanno una massa variabile tra i 2 e i 2.6 grammi, a seconda del modello.



Vacuum Δp as a function of operating pressure p

Figura 57-diagramma P-ΔP dell'eiettore

In Figura 58, è riportata un'immagine della ventosa e le misure dei diametri della parte terminale, pari a 12.01 mm per quello interno e 19.71 mm per quello esterno. Il diametro della testa delle capsule è pari a 35 mm, pertanto maggiore del diametro esterno della ventosa, inoltre durante l'afferraggio, la capsula si adatta alla forma della ventosa, di conseguenza il ΔP agirà solo sulla regione delimitata dal diametro interno della stessa. Le forze in gioco sono quindi: forza di risucchio della ventosa, forza peso e inerzia della capsula e attrito della capsula sul collo della bottiglia durante la separazione, come riportato nello schema sottostante.





Figura 58-misure del diametro interno ed esterno dell'estremità tronco-conica della ventosa

$$\Delta P = C.S.\frac{m(g+a) + F_a}{\pi R^2}$$

C.S.: coefficiente di sicurezza; m: massa capsula = $2 \div 2.6 g$; g: accelerazione di gravità = $9.81 \frac{m}{s^2}$; $F_a = attrito capsula - bottiglia$ R: raggio interno ventosa $\cong 6 mm$; a: acelerazione della capsula

La forza di attrito è difficilmente stimabile, così come l'accelerazione della capsula, che però non è elevata e comunque minore di quella di gravità. In un caso ideale, si suppone uno spostamento a velocità costante e attriti nulli, il coefficiente di sicurezza posto uguale a 10 e considerando la capsula più pesante tra quelle processate dalla macchina (2.6 g), si ottiene un valore di $\Delta P_{minimo} = 2256 Pa = 0.023 bar$. Moltiplicando questo valore per la sezione interna della ventosa si ottiene la forza generata dalla ventosa: $F_{min} = \Delta P_{minimo} \pi R^2 = 0.255 N$.

Sottraendo questa forza a quella generata dalla ventosa quando è alimentata a 5 bar o 4 bar si ottiene il valore massimo che può assumere la forza di attrito, per ogni valore della pressione di

alimentazione, considerando trascurabile la forza di inerzia, sia per le basse accelerazioni in gioco in questo processo (inferiori a 10 m/s²), sia per il valore molto basso della massa delle capsule. In Tabella 10 sono riportati i risultati.

Pressione di alimentazione [bar]	ΔP generato [bar]	Forza generata [N]	Valore massimo per la forza di attrito [N]
5	0.68	7.691	7.436
4	0.57	6.447	6.192
3.5	0.50	5.655	5.400

Tabella 10-forza di attrito massima consentita al variare della pressione di alimentazione

Si può osservare come le forze generate dalla ventosa siano di un ordine di grandezza, maggiori rispetto a quella minima, calcolata in condizioni ideali. In condizioni reali, con una alimentazione di 3.5 bar, si può vincere un attrito di 5.4 N, che corrisponde al sollevamento statico di una massa di 0.55 kg (F=mg, in un sollevamento statico), ovvero due ordini di grandezza più grande rispetto alla massa della capsula. Risulta quindi ragionevole pensare che questa riduzione di pressione non comprometterebbe il funzionamento del macchinario, ma, come anticipato, è necessaria una verifica sperimentale su una linea di produzione attiva.

In Figura 59 è riportato il grafico ottenuto tramite simulazione, utilizzando il modello della ventosa precedentemente creato (Capitolo 3.3.5) e facendo variare la pressione di alimentazione tra 5 bar e 2 bar. In Tabella 11 sono riportati i dati numerici della simulazione di cui sopra. Nota la durata dell'operazione per processare una singola bottiglia (1.32 s) e sapendo che vengono processate 12000 bottiglie ogni ora, è possibile stimare i grammi d'aria che si risparmierebbero ogni ora se venisse abbassata la pressione di alimentazione. A 3.5 bar si risparmierebbero 84 g di aria ogni ora.



Figura 59-consumo d'aria della ventosa alimentata a diverse pressioni

Pressione di alimentazione [bar]	Consumo per bottiglia [g/s]	Durata singola operazione [s]	Aria consumati per bottiglia [g]	Aria consumata in un'ora [g]
5	0,0203	1,32	0,027	324
4,5	0,0186	1,32	0,025	300
4	0,0169	1,32	0,022	264
3,5	0,0152	1,32	0,020	240
3	0,0135	1,32	0,018	216

Per verificare se questa riduzione di pressione sia effettivamente realizzabile, si è deciso di agire direttamente su un macchinario operativo: il responsabile del progetto Flavio Carillo, si è recato in Valle Belbo, presso l'azienda di un cliente della R&G. In Figura 60, è possibile osservare in secondo piano il macchinario su cui è stato eseguito il test (in Figura 61, è visibile uno zoom della testa di prefissaggio), in primo piano la scatola metallica, all'interno della quale sono presenti i serbatoi e i riduttori di pressione collegati al macchinario, grazie ai quali è possibile modificare il valore della pressione di alimentazione di questo processo. All'inizio, la pressione era impostata a poco più di 5 bar (immagine centrale in Figura 61), come già osservato durante il rilevamento dati iniziale, sui macchinari sottoposti a collaudo all'interno della R&G. Ruotando la manopola ben visibile in Figura 61, è stato possibile cambiare la pressione con cui viene alimentato l'eiettore, di cui alla Figura 56 e Figura 57. Il suo valore è stato abbassato a 4 bar e

non è stato osservato nessun malfunzionamento, successivamente a 3.5 bar e anche in questo caso le capsule venivano aspirate regolarmente (immagine di destra in Figura 61).

Infine, questo valore è stato ulteriormente ridotto a 3 bar e 2 bar, riscontrando un funzionamento non ottimale e una completa perdita della capsula, rispettivamente.



Figura 60-sullo sfondo il macchinario per il prefissaggio, in primo piano il regolatore della rispettiva pressione di alimentazione, con indicatore a lancetta



Figura 61-a sinistra lo zoom su una testa di prefissaggio, al centro e a destra il valore della pressione di alimentazione iniziale e quello ottimale, rispettivamente

Grazie a questo test, è stato possibile ottenere un riscontro sperimentale e verificare la correttezza delle ipotesi precedentemente formulate; in conclusione, l'obiettivo della riduzione dei consumi è stato raggiunto, mantenendo un corretto funzionamento del macchinario, ma risparmiando 84 g di aria ogni ora.

5-Studio del rumore

Un altro aspetto rilevante è il rumore generato dal macchinario, specialmente nelle operazioni di espulsione e distribuzione. A differenza dello studio del consumo, il quale si basa su concetti fisici e formule ben note, l'analisi del rumore, causato dall'ugello responsabile della distribuzione (Figura 62) ed espulsione (Figura 63), è un argomento poco conosciuto e che merita un'attenzione particolare, dal momento che è presente in tutti i macchinari prodotti dall'azienda.



Figura 62-ugello distributore, intero in alto a destra, sezionato a sinistra e confrontato con una moneta in basso a destra



Figura 63- ugelli per l'espulsione, a destra una vista in sezione; le frecce rosse indicano i condotti di ingresso dell'aria, le frecce blu i fori di uscita

L'ugello per la distribuzione [2] ha le caratteristiche fornite dall'azienda produttrice Silvent e riportate in Tabella 12, inoltre l'azienda ospitante ha fornito 2 ugelli campione, i quali sono stati sezionati e studiati (Figura 62).

Per comprendere bene la tabella è necessario accedere alle informazioni presenti sul sito della Silvent [5], che vengono riassunte di seguito in breve:

- La pressione di alimentazione è misurata subito a monte dell'ugello per aria compressa e si esprime in chilopascal [kPa]
- La forza di soffiaggio è misurata mediante una bilancia con una superficie piana di 310×290 mm e a una distanza di 200 mm dall'uscita dell'ugello di soffiaggio
- Il consumo d'aria è misurato con un misuratore di portata a monte dell'ugello per aria compressa
- Il livello sonoro è misurato a un metro dall'uscita dell'ugello per aria compressa con il microfono ad angolo retto rispetto al getto d'aria.

Tabella 12-specifiche tecniche e caratteristiche dell'ugello 209 L-S Silvent

Vantaggi quando si sostituisce un tubo libero

Sostituisce tubo Ø int. (mm)	4	
Riduzione rumore	17 [dB(A)]	69%
Risparmio aria	13 [Nm³/h]	43%

Specifica materiale: EN 1.4404, EN 1.4305

Specifiche tecniche a diverse pressioni

Pressione (kPa)	200	400	600	800	1000
Forza di soffiaggio (N)	1.4	2.7	4.0	5.3	6.8
Consumo d'aria (Nm³/h)	8.5	13.8	20.1	26.4	32.2
Livello sonoro (dB(A))	70.0	75.5	78.7	83.0	86.0

Copertura di soffiaggio

Dist. soffiag. (mm)	Copertura di soffiaggio (mm)
50	40
100	65
200	115
300	165
400	215

La sua funzione (Capitolo 2.1) è quella di generare un soffio di aria, tale da sparare la capsula, presente nel cilindro forato, sul collo della bottiglia. Il soffio deve essere impulsivo e perfettamente sincronizzato con il macchinario.

L'ugello per l'espulsione invece viene prodotto dalla Robino&Galandrino stessa grazie a una stampante 3D e in Figura 63 è riportato il modello CAD fornito dall'azienda. Come si può osservare, esso è composto da due componenti: uno superiore con due fori calibrati del diametro di 2.5 mm e uno inferiore con altri due fori dello stesso diametro. L'asse dei fori è direzionato verso il canale centrale (frecce blu in Figura 63), dove verrà alloggiata la stecca di capsule, e inclinato di 30° rispetto ad esso; la direzione dei fori deve quindi essere molto precisa, in quanto i quattro getti d'aria generati devono infilarsi nel gap che si crea tra una capsula e la successiva durante la singolarizzazione delle capsule (Capitolo 2.1). Anche in questo caso il soffio deve essere molto rapido e sincronizzato.

5.1-Obiettivi

Per i due ugelli in questione si è deciso di fissare due obiettivi differenti. Per quanto riguarda l'ugello per l'espulsione, essendo prodotto dall'azienda e quindi disponendo del rispettivo modello 3D, si è scelto di condurre un'analisi CFD (*Computational Fluid Dynamics*) per studiare il comportamento del fluido e i flussi che si generano durante gli spari. In seguito, l'obiettivo è quello di modificare alcuni parametri geometrici del modello e verificarne gli effetti sui flussi, sempre nell'ottica di una riduzione del rumore. È stato scelto il software Ansys Fluent per condurre le analisi CFD.

Concentrandosi invece sull'ugello per la distribuzione, prodotto da Silvent, si è pensato che la soluzione migliore non fosse modificarne la geometria, per due motivi: si tratta di una geometria già molto complessa, non si dispone del modello 3D esatto. Di conseguenza, si è deciso di creare una nuova geometria che consentisse di ridurre il rumore; a tal scopo è stata fondamentale una ricerca bibliografica sul tema, per conoscere le tecniche e le geometrie ad oggi esistenti in grado di soddisfare le nostre richieste.

5.2-Stato dell'arte

Lo studio del rumore è una tematica molto complessa e ancora non completamente compresa, specialmente quando essa è legata ai getti d'aria, come riconosciuto già in molti articoli e tesi (Freund [6] e Fontaine [7]). Sono infatti presenti in letteratura pochi studi che affrontino l'argomento specifico di nostro interesse, ovvero lo studio e la riduzione del rumore generato da un getto d'aria compressa, fuoriuscente da un ugello. Il rumore aerodinamico è caratterizzato da onde di pressione, di diversa ampiezza e frequenza che si propagano sfruttando l'aria come mezzo elastico di propagazione. A parità di ampiezza, un rumore con una frequenza più elevata verrà percepito più acuto, viceversa sarà più grave se la frequenza è più bassa; l'insieme delle frequenze udibili dall'orecchio umano si estende circa da 20 Hz a 20 kHz, anche se i suoni percepiti meglio sono quelli generati a una frequenza di 3 kHz, ciò significa che ad un'onda sonora avente una determinata ampiezza verrà associata una sensazione sonora [phon] massima se essa è emessa a 3 kHz, mentre la sensazione sarà inferiore per frequenze maggiori o minori, come è evidente se si osserva un audiogramma normale (Figura 64). A parità di frequenza, un'onda con ampiezza maggiore avrà un livello di intensità [dB] maggiore e di conseguenza verrà percepita come rumore più forte.



Come riportato da D'Agata nella sua tesi sulle valvole di controllo low noise [9], nei flussi aerodinamici, le onde di pressione si generano a causa della turbolenza, che aumenta la vorticosità di alcune regioni del getto d'aria, generando quindi delle differenze di pressioni locali anche elevate. In particolare, la zona più soggetta a questo fenomeno è quella a contatto con l'aria circostante, chiamata *mixing zone* (regioni rosse in Figura 65), la quale circonda la zona centrale non turbolenta (almeno all'inizio), denominata *potential core* (cono blu in corrispondenza di y/D=0 in Figura 65). Ad una certa distanza dall'ugello, variabile a seconda del diametro dell'ugello e della pressione a monte, queste due zone diventano indistinguibili e la vorticità diminuisce man mano che ci si allontana dall'uscita dell'ugello. La Figura 65 [10] rappresenta i risultati sperimentali di un getto d'aria subsonico, ma con un Re=10⁵, fuoriuscente da un ugello e si può notare come la vorticità sia molto elevata nella mixing zone subito a valle dell'ugello e poi tenda a diminuire.



Figura 65-vorticità di un getto d'aria fuoriuscente da un ugello [10]

La trattazione analitica di questo fenomeno fisico è possibile, ma risulta molto complicata e necessiterebbe di grosse semplificazioni e/o approssimazioni. Alcune ricerche hanno tentato un approccio di questo tipo, fornendo però risultati poco pratici e difficilmente comprensibili, se non per gli esperti del settore (Prasad [11]). L'unica trattazione analitica, che fornisce alcuni risultati utili per la progettazione e lo studio di nuovi tipi di ugelli che riducano il rumore, è quella di Lighthill [12], il quale dimostra che la potenza sonora generata da un getto supersonico è proporzionale alla sezione del getto stesso per l'ottava potenza della sua velocità, come riportato nell'equazione (4). Questa relazione viene ripresa in molti articoli e tesi, inclusa quella di D'Agata [9], e ci permette di capire che, siccome la velocità del getto è una specifica di progetto per un corretto funzionamento, la soluzione più immediata sarebbe quella di ridurre le sezioni di passaggio, ad esempio sostituendo un foro grande con tanti fori più piccoli.

(Potenza sonora) α (sezione del getto) \cdot (velocità)⁸ (4)

L'approccio empirico e sperimentale sembra invece essere quello più redditizio, dal momento che permette di testare geometrie reali, anche complesse e ottenere dei riscontri pratici su geometrie più semplici per validare o meno le ipotesi iniziali. Un esempio molto semplice è stato illustrato nell'articolo scritto da K. Prieve, A. Rice & P. C. Raynor [13], i quali hanno voluto confrontare il rumore emesso da pistole ad aria compressa per uso industriale. In dieci centri di ricerca e sviluppo diversi sono state riprodotte le stesse condizioni ed eseguite le misure con un

fonometro, sottoponendo al test la pistola utilizzata nel centro scelto e due pistole innovative, prodotte dalla Silvent [2] (stessa azienda produttrice degli ugelli della R&G) e pensate apposta per ridurre il rumore. Nell'80% dei casi le pistole della Silvent si sono dimostrate meno numerose, specialmente per suoni ad alta frequenza (sopra i 1000 Hz). Questo articolo evidenzia l'efficacia del metodo empirico, mentre la Silvent stessa illustra la fisica alla base della loro tecnologia [14]: la presenza di fori secondari sugli ugelli di loro produzione, permette di ottenere dei getti laminari, che circondano il getto principale, evitano la creazione di turbolenze con l'aria circostante e di conseguenza una minore dispersione di energia del getto centrale (Figura 66), a differenza di quello che succede in presenza di un semplice foro circolare (*open pipe*).



Figura 66-confronto tra open pipe (sotto) e tecnologia Silvent (sopra) [14]

Un altro studio presente in letteratura, che fornisce alcuni importanti risultati è quello svolto dall'ingegnere cinese Zhu & Co. [15] sulla tecnica della lubrificazione a getto, un processo estremamente rumoroso. L'obiettivo, peraltro molto simile a quello della presente ricerca, anche se il getto principale è liquido e non gassoso, era quello di ridurre il rumore generato dal getto di olio, senza però alterarne la funzionalità, quindi stessa velocità e stessa forma dell'ugello. La soluzione è stata l'inserimento di alcuni micro-getti di aria, che impattano sul getto principale fluido con un'inclinazione di 60°. L'autore presenta successivamente alcune simulazioni CFD per prevedere la turbolenza e la velocità del getto e verificare che fosse compatibile con la funzionalità richiesta. La parte più interessante invece si è rivelata essere quella sperimentale in cui sono stati disposti dei fonometri con diversa inclinazione attorno all'uscita dell'ugello; il rumore è stato misurato calcolando il livello di pressione medio (OASPL-Overall Average Sound Pressure Level), come indicato nell'equazione (5).

$$L_p = 10 \log\left(\sum_{i}^{n} 10^{\frac{L_{p_i}}{10}}\right) \tag{5}$$

Dove:

 $L_p = OASPL$ nel punto di rilevamento $L_{p_i} = livello di pressione dell'i - esima frequenza analizzata nel punto$ <math>n = numero di frequenze studiate

Questi esperimenti hanno permesso di trarre alcune conclusioni importanti:

- Il rumore generato dal getto aumenta all'aumentare della turbolenza e quindi della velocità e quindi della portata, come già formulato da Lighthill [12]
- Il rumore è massimo lungo la direzione del getto e minimo perpendicolarmente ad esso
- È fondamentale identificare il rapporto ottimale tra la portata principale e quella dei micro-getti per ottenere una riduzione del rumore
- In una condizione di rapporto di portate ottimale, il OASPL viene ridotto, soprattutto a medie frequenze

Questo studio fornisce uno spunto molto interessante, anche se la sua realizzazione risulta complessa, inoltre il fatto che il getto principale in questione sia gassoso e non liquido potrebbe alterare gli effetti di questa tecnica.

In aggiunta, è stato molto interessante analizzare i risultati ottenuti da Fontaine [7] e riportati nella sua tesi. Essi hanno consentito di avere una buona base di partenza e hanno stimolato un approfondimento del tema. Nel suo scritto, affronta due temi principali: quali sono le forme degli ugelli che minimizzano il rumore (più pratico) e quali sono le condizioni del flusso che influenzano il rumore e come esprimerle analiticamente (più complesso e poco applicativo).

Gli esperimenti riguardanti il primo tema, hanno coinvolto una tipologia molto particolare di ugelli, chiamati *chevron* (Figura 67), la cui caratteristica è quella di avere il perimetro di uscita non liscio ma con un profilo a dente di sega, il cui effetto è proprio quella di ridurre il rumore; le variabili di questi ugelli sono la lunghezza delle "punte" e la loro inclinazione verso l'interno (5° o 18°). I microfoni, durante le prove, sono stati posizionati con un angolo di 30° e 90° rispetto alla direzione del getto.



Le principali evidenze sperimentali riportate da Fontaine dimostrano che:

- Per gli ugelli con le punte inclinate di 5° si ha un aumento del rumore al crescere della lunghezza delle punte, rispetto al modello base senza punte, sia per l'osservatore a 30° che a 90°
- Per gli ugelli con le punte inclinate di 18° si ha un aumento del rumore al crescere della lunghezza delle punte, rispetto al modello base senza punte, per l'osservatore a 30°, ma una riduzione per quello posizionato a 90°
- In entrambi i casi, oltre una certa lunghezza delle punte non si riscontrano più apprezzabili variazioni di rumore
- Per gli ugelli con le punte inclinate di 5° si ha un aumento del rumore, rispetto al modello base senza punte, al crescere della frequenza, sia per l'osservatore a 30° che a 90°
- Per gli ugelli con le punte inclinate di 18° si ha un aumento del rumore, rispetto al modello base senza punte, per alte frequenze, sia per l'osservatore a 30° che a 90°, mentre si ha una riduzione per suoni a bassa frequenza.

Rimanendo sulla tematica di ugelli silenziosi, risulta molto istruttivo il brevetto Silvent [17] riguardante la geometria degli ugelli, il cui obiettivo è proprio quello di ridurre il rumore. L'ugello di distribuzione sotto esame rientra all'interno di questa categoria, infatti, come si può notare in Figura 58, esso è dotato di un foro principale centrale, più altri 6 fori, 3 circolari e 3 rettangolari, disposti su circonferenze concentriche.

Più nel dettaglio, la geometria ottimale suggerita nel brevetto, prevede le seguenti caratteristiche:

- Un foro centrale, responsabile del getto principale
- Una serie di fori secondari di diametro inferiore a quello principale, disposti su una o più circonferenze concentriche
- I getti secondari devono avere una direzione divergente rispetto al flusso principale, con un angolo tra i 2.5° e i 5°
- Gli ugelli secondari devono essere preferibilmente ugelli di De Laval
- In caso di un'unica circonferenza di ugelli secondari, il loro numero ottimale è sei, equispaziati
- In caso di più circonferenze secondarie, le configurazioni possibili possono essere molteplici

Da test sperimentali si è verificato che questo tipo di geometria permette di avere un getto principale più concentrato, che si riflette in una maggiore precisione del getto e in una minore turbolenza dello stesso, riducendo di conseguenza il rumore emesso.

Infine, l'attenzione è stata rivolta a due articoli che descrivono i risultati sperimentali, ottenuti valutando il rumore emesso da due tipologie di ugelli precedentemente presentati: gli ugelli chevron e gli ugelli a punta conica con microfori secondari.

Nell'articolo di Li [18], vengono studiati gli ugelli chevron e comparati ad un modello base con sezione di uscita circolare. Gli ugelli chevron analizzati sono di tre tipi: il primo con sei punte identiche, il secondo con sei punte, di cui tre più inclinate verso il centro, il terzo con molte punte di varia altezza. Il principio fisico alla base della riduzione di rumore, dovuta a questa particolare geometria, dovrebbe risiedere nel fatto che queste punte aumentano la vorticosità del getto e pertanto modificano la frequenza di picco del rumore generato, spingendola verso, e idealmente oltre, la soglia dell'udibile. Nella realtà, l'autore stesso ammette che il fenomeno non è stato ancora del tutto compreso.

Le prove sperimentali hanno dimostrato che gli ugelli del primo tipo riducono il rumore in maniera più marcata, rispetto agli altri due tipi. Tuttavia, il secondo tipo ha prodotto risultati molto vicini a quelli del primo, evidenziando però sostanziali differenze nella turbolenza del getto; ciò suggerisce che l'inclinazione delle punte sia un parametro chiave di questo tipo di ugelli e che è verosimilmente possibile individuare un'inclinazione ottimale che riduca il rumore in misura maggiore rispetto al primo caso. La geometria complessa del terzo tipo invece ha prodotto risultati quasi identici al modello base e pertanto non è consigliabile.

Nell'articolo di Sheen [19], sono analizzati i cosiddetti *multiple-jet nozzle*, ovvero ugelli con un numero elevato di fori disposti su una circonferenza attorno alla punta dell'ugello al posto di un unico foro più grande al centro, su una superficie di forma conica. Questo approccio ha numerosi vantaggi: aumenta la frequenza del rumore generato dai getti, spingendola verso la soglia dell'udibile e diminuendo quindi la sua percezione da parte dell'orecchio umano; mantiene circa la stessa forza di spinta del getto, a parità di sezione totale di uscita (aspetto decisamente di interesse per la R&G, dal momento che la forza di spinta del soffio sulle capsule non deve essere alterata, per mantenere un corretto funzionamento); viene ridotto il rischio di otturazione del

foro di uscita, dal momento che è meno probabile che numerosi fori si otturino contemporaneamente, piuttosto che uno solo.

Le prove sperimentali hanno coinvolto un ugello base, con un foro di diametro 3.2 mm, più altri due ugelli di prova con 8 e 10 fori di diametro 1.1 mm e 1 mm rispettivamente, distribuiti su una circonferenza di 8 mm di diametro. Infine, l'ultimo modello possiede 8 fori da 1.1 mm di diametro su una circonferenza da 12 mm di diametro. La somma delle aree dei singoli fori è pari all'area del foro base. Ciò che è stato verificato è uno spettro sonoro molto simile tra gli ugelli di prova e quello di base, ma gli spettri di prova sono traslati verso alte frequenze, riducendo il rumore percepito. In generale sono da preferire gli ugelli con fori multipli, i cui centri siano il più distante possibile uno dall'altro, dal momento che la loro vicinanza potrebbe causare l'unione di più getti e di conseguenza riportare la frequenza di picco verso valori più bassi e percepibili dall'orecchio umano.

5.3-Il nuovo ugello di distribuzione

Prendendo spunto dai vari articoli, citati nel Capitolo 5.2, è stato creato il modello 3D di un nuovo ugello di distribuzione, che rispetti le principali dimensioni dell'ugello Silvent attualmente installato, ma allo stesso tempo presenti una geometria innovativa, realizzata applicando alcune delle tecniche presentate negli articoli citati.

Come si può notare in Figura 62, l'ugello Silvent è composto da due parti: un supporto filettato (immagine a sinistra), grazie al quale l'ugello viene avvitato nel rispettivo foro presente sul macchinario; una calotta forata (immagine in basso a destra), che costituisce l'ugello vero e proprio, collegata a sua volta al supporto mediante collegamento filettato.

Si è deciso di non modificare il supporto, per evitare di dover sostituire anche il rispettivo attacco sul macchinario; di conseguenza, il nuovo ugello dovrà presentare una parte inferiore con la stessa filettatura dell'ugello Silvent (G ¼") e la stessa altezza (11 mm), per consentire un corretto collegamento al supporto filettato.

Inoltre, si è deciso di non modificare la distanza tra l'uscita dell'ugello e la testa della capsula, di conseguenza la calotta del nuovo ugello dovrà avere circa la stessa altezza di quello attuale (28 mm).

Dal momento che le tecniche costruttive per ridurre il rumore sono molteplici, si è deciso di costruire due modelli di prova diversi.

Il Modello 1 (Figura 68 e Figura 69) presenta un foro principale dotato di chevron di diametro 1 mm e 6 fori secondari disposti lungo una circonferenza di raggio 4.7 mm e con direzione divergente di 4 gradi rispetto all'asse dell'ugello. Ogni foro secondario è modellato come un ugello di De Laval con sezione ristretta di diametro pari a 0.5 mm. In questo modello, quindi, sono state inserite le tecniche illustrate sul brevetto Silvent [17] e i chevron, illustrati in molteplici articoli; inoltre, la calotta superiore ha forma conica, come suggerito da Sheen [19].


Figura 68- nuovo ugello di distribuzione (modello 1), a sinistra una vista dall'alto, al centro una vista laterale in sezione, a destra le misure della struttura principale



Figura 69-nuovo ugello di distribuzione (modello 1), zoom sul foro principale di uscita dotato di chevron

Il Modello 2 (Figura 70 e Figura 71) invece prende spunto da un altro ugello Silvent, che è stato installato recentemente sui macchinari (modello Silvent 209 [20], Figura 70) e che ha la caratteristica di non possedere un foro centrale, ma soltanto numerosi fori posizionati su una circonferenza. Questa proprietà, secondo l'opinione dei tecnici della Robino&Galandrino, dovrebbe permettere una spinta sulla capsula più uniforme, diminuendo il rischio che essa modifichi la sua orientazione, in seguito allo sparo. Per la modellazione di questo secondo prototipo sono stati sfruttati i risultati presentati nell'articolo di Zhu & Co. [15] per la tecnica dei microgetti e i risultati presenti nell'articolo di Sheen [19] e nel brevetto Silvent [17] per quanto riguarda le geometrie di ugelli che presentano multipli fori posizionati lungo circonferenze concentriche rispetto all'asse dell'ugello. Il nuovo ugello presenta una struttura principale molto semplice (Figura 71), sulla cui calotta di forma conica sono ricavati 3 fori triangolari equilateri di

lato 0.7 mm e 3 fori circolari di diametro 0.7 mm, alternati e tangenti esternamente a una circonferenza di 5 mm di diametro, con asse parallelo a quello dell'ugello.



Figura 70-nuovo ugello di distribuzione (modello 2), a sinistra e al centro l'ugello Silvent 209, a destra una vista dall'alto del nuovo ugello modellato



Figura 71- nuovo ugello di distribuzione (modello 2), vista laterale in sezione, misure della struttura principale, dei fori principali e dell'asse dei fori secondari

La scelta della forma triangolare per tre dei sei fori principali deriva dall'unione di due tecnologie. La prima è quella utilizzata nell'ugello Silvent 209 L-S (Figura 62), il quale presenta tre fori con una forma non circolare, ma rettangolare, alternati a tre fori circolari; la seconda è quella tipica degli *chevron*, ampiamente descritti in precedenza, che grazie a un profilo a zig zag, con punte triangolari, riescono a diminuire il rumore emesso dagli ugelli.

Ci sono poi 12 microfori di diametro 0.3 mm, posizionati su una circonferenza più esterna, la cui parte terminale è inclinata di 8 gradi verso l'interno, la cui funzione potrebbe essere simile a quella dei microgetti studiati da Zhu.

Grazie alla collaborazione dell'azienda è stato possibile creare un modello reale solo del primo prototipo (Figura 68 e Figura 69) utilizzando una stampante 3D a polvere ed eseguire dei test acustici.

5.3.1-Test acustico

Il test acustico è stato eseguito nel laboratorio di automazione a fluido del Politecnico di Torino, come spiegato di seguito.

Materiale:

- Ugello Silvent attuale (209 L-S) Figura 62
- Ugello Silvent senza foro centrale (209) Figura 70
- Prototipo 3D del modello 1 del nuovo ugello
- Linea di alimentazione ad aria compressa
- Riduttore di pressione
- Manometro, fondo scala = 1 bar
- Tubi di collegamento ø6
- Smartphone con applicazione OpeNoise
- Flussimetro, fondo scala = 200 L/min



Figura 72- schema pneumatico del banco prova

In Figura 72, è rappresentato lo schema pneumatico del banco prova. Con riferimento alla medesima figura, mediante i tubi, è stato possibile collegare gli ugelli (E) al riduttore di pressione (B), a sua volta collegato alla linea di alimentazione (A). Un manometro (D) posizionato subito a

monte dell'ugello ha permesso di valutare con precisione la pressione di alimentazione dell'ugello; tra il riduttore di pressione e il manometro è stato inserito un flussimetro digitale (C), per stimare anche la portata smaltita dai vari ugelli. L'ugello è stato poi fissato al banco di prova ed è stato posizionato un microfono a 100 mm dal foro di uscita dell'ugello e in un secondo momento spostato a 200 mm dal foro. In Figura 73 è visibile il banco prova, il tubo a monte del flussimetro (scatola nera) è collegato al riduttore di pressione. La massa che si intravede nella parte destra è stata utilizzata per bloccare l'ugello durante le prove. Lo smartphone è stato invece appoggiato sul foglio bianco alla distanza desiderata, con il microfono rivolto verso l'ugello.



Figura 73-banco prova

Per ognuna di queste posizioni è stato misurato il rumore generato dai diversi ugelli e la portata smaltita, alimentati sempre a 0.5 bar (vedi Tabella 13 e Tabella 14). Per ogni configurazione sono state eseguite cinque prove, da cui poi è stata estratta la media e la deviazione standard. La portata è stata misurata solo durante le prove a 100 mm, dal momento che la configurazione a

monte e la pressione di alimentazione non viene variata nella prova a 200 mm. È stata poi eseguita ancora una prova posizionando il microfono a 50 mm dall'ugello e testando solo l'ugello attuale (209 L-S) e il nuovo prototipo, alimentati a 0.5 bar (Tabella 15). Infine, è stato testato il nuovo prototipo imponendo la stessa portata media smaltita dal Silvent 209 L-S, quando viene alimentato a 0.5 bar, ovvero 60.46 L/min (vedi Tabella 13): in queste condizioni è stata valutata la pressione sulla sezione di ingresso in cinque prove diverse e il rumore emesso, sia a 50 mm che a 100 mm (Tabella 16).

Le rilevazioni acustiche sono state eseguite molto in prossimità dell'ugello, dal momento che il rumore di fondo del laboratorio è tutt'altro che trascurabile e soprattutto non costante; di conseguenza, se il microfono fosse stato posizionato a 1 m di distanza come riportato nelle specifiche Silvent (vedi Tabella 11), ci sarebbe stato il rischio di rilevare anche altre sorgenti di rumore oltre all'ugello, il che non avrebbe permesso di isolare quest'ultimo ed effettuare dei confronti realistici tra un modello e l'altro. Dal momento che l'obiettivo del test non era quello di certificare il livello sonoro, ma soltanto di confrontare la rumorosità tra tre ugelli diversi, questa configurazione non pregiudica i risultati ottenuti.

Le rilevazioni acustiche sono state eseguite utilizzando l'applicazione OpeNoise, installata sullo smartphone, sviluppata grazie alla collaborazione tra Arpa Piemonte ed Istituto Superiore Mario Boella. Questa app permette di misurare il livello sonoro e di salvare queste misurazioni su file .txt, che possono essere importati su un foglio Excel e si presentano come l'esempio riportato in Figura 74.

Column1 🔽	Column2 🔽	Column3 💌	Column4 💌	Column5 💌	Column6 💌	Column7 💌	Column8 💌	Column9 💌	Column10 💌 Colu
Date	Time	LAeq	16	20	25	31.5	40	50	63
2022-11-21	15:55:08.567	87.5	581	557	545	530	563	559	615
2022-11-21	15:55:09.550	87.7	535	533	552	563	566	545	588
2022-11-21	15:55:10.594	87.6	514	514	477	532	548	531	592
2022-11-21	15:55:11.551	87.5	607	495	551	562	563	626	619
2022-11-21	15:55:12.553	87.7	572	555	557	534	598	603	564
2022-11-21	15:55:13.551	87	637	597	602	582	638	636	658
2022-11-21	15:55:14.550	87.6	599	511	500	571	593	553	643

Figura 74-esempio di file Excel generato da una rilevazione acustica con l'app OpeNoise

Ogni secondo viene rilevato il *livello sonoro equivalente* (LAeq) ed eseguita un'analisi di frequenza del suono da 16 Hz a 20 kHz, che però non è stata utilizzata nel presente esperimento.

Il livello sonoro equivalente [21] è una media del livello sonoro misurato in un periodo T prefissato, nel nostro caso T=1s. Il livello sonoro è funzione della pressione sonora generata dal rumore emesso dall'ugello, rispetto a un valore di riferimento, come riportato nell'Equazione (6).

$$LAeq = 10\log_{10}\left[\frac{1}{T}\int_0^T \left(\frac{p(t)}{p_0}\right)^2 dt\right] \quad dBA \qquad (6)$$

Dove:

T: l'intervallo di tempo di riferimento = 1 s p(t)[Pa]: pressione sonora in valore efficace p_0 : pressione sonora di riferimento = 20 µPa

	Distanza 100 mm, alimentazione 0.5 bar									
Ugello Silvent 209 L-S	Portata [L/min]	LAeq [dBA]								
Prova 1	60.5	86.79	Portata media [L/min]	Deviazione standard						
Prova 2	60.5	88.71	60.46	0.049						
Prova 3	60.4	86.65								
Prova 4	60.4	88.93	LAeq medio [dBA]	Deviazione standard						
Prova 5	60.5	86.74	87.58	1.15						
	•	•	•	•						
Ugello Silvent 209	Portata [L/min]	LAeq [dBA]								
Prova 1	75.4	88.46	Portata media [L/min]	Deviazione standard						
Prova 2	75.2	87.90	75.36	0.102						
Prova 3	75.4	87.88								
Prova 4	75.5	87.49	LAeq medio [dBA]	Deviazione standard						
Prova 5	75.3	87.79	87.91	0.354						
	-	-								
Ugello nuovo	Portata [L/min]	LAeq [dBA]								
Prova 1	92.0	87.70	Portata media [L/min]	Deviazione standard						
Prova 2	91.8	87.51	91.92	0.098						
Prova 3	91.8	87.64								
Prova 4	92.0	87.71	LAeq medio [dBA]	Deviazione standard						
Prova 5	92.0	87.63	87.64	0.080						

Tabella 13-rilevazioni sperimentali di rumore e portata

Distanza 200 mm, alimentazione 0.5 bar									
Ugello Silvent 209 L-S	Portata [L/min]	LAeq [dBA]							
Prova 1		86.01	Portata media [L/min]	Deviazione standard					
Prova 2		86.12							
Prova 3		86.20							
Prova 4		86.12	LAeq medio [dBA]	Deviazione standard					
Prova 5		86.12	86.12	0.068					
Ugello Silvent 209	Portata [L/min]	LAeq [dBA]							
Prova 1		86.65	Portata media [L/min]	Deviazione standard					
Prova 2		86.50							
Prova 3		86.54							
Prova 4		86.65	LAeq medio [dBA]	Deviazione standard					
Prova 5		86.60	86.59	0.068					
	1	1	1						
Ugello nuovo	Portata [L/min]	LAeq [dBA]							
Prova 1		85.99	Portata media [L/min]	Deviazione standard					
Prova 2		86.13							
Prova 3		86.44							
Prova 4		85.97	LAeq medio [dBA]	Deviazione standard					
Prova 5		86.06	86.12	0.191					

Tabella 14- rilevazioni sperimentali di rumore

	Distanza 50 mm, alimentazione 0.5 bar									
Ugello Silvent 209 L-S	Portata [L/min]	LAeq [dBA]								
Prova 1		87.82	Portata media [L/min]	Deviazione standard						
Prova 2		88.01								
Prova 3		87.89								
Prova 4		87.93	LAeq medio [dBA]	Deviazione standard						
Prova 5		88.04	87.94	0.089						
Ugello nuovo	Portata [L/min]	LAeq [dBA]								
Prova 1		87.73	Portata media [L/min]	Deviazione standard						
Prova 2		88.06								
Prova 3		88.08								
Prova 4		87.94	LAeq medio [dBA]	Deviazione standard						
Prova 5		88.40	88.04	0.243						

Tabella 15- rilevazioni sperimentali di rumore

Prima di procedere all'ultima prova, è stata calcolata la portata media smaltita dall'ugello Silvent 209 L-S e successivamente, agendo sul regolatore di pressione, si è aumentata la pressione a monte del nuovo prototipo, fino a quando il flussimetro ha indicato il valore di portata desiderato. Questa lettura non è semplice, dal momento che le fluttuazioni della corrente creano delle oscillazioni nel valore riportato sul display del flussimetro, di conseguenza si cerca di stimare il valore medio tra i vari valori che compaiono a schermo e di farlo coincidere con quello voluto. Una volta raggiunta questa condizione è stato letto sul manometro il valore di pressione indicato, ripetendo poi la prova cinque volte. Questa prova è stata eseguita perché l'obiettivo ultimo è sempre quello di mantenere una velocità del getto in uscita pressoché costante, di conseguenza mantenendo una portata costante, questo requisito dovrebbe essere soddisfatto; la sezione di uscita complessiva è stata mantenuta circa la medesima anche nel prototipo proprio per questo motivo. Infatti, in entrambi i casi si ha un foro centrale di diametro 1 mm e 6 fori secondari di diametro 0.5 mm o rettangolari 0.4x1.2 mm. È comunque probabile che i chevron aumentino

leggermente la sezione di passaggio e che la geometria interna (molto meno spigolosa nel nuovo prototipo) opponga meno resistenza al passaggio dell'aria, ottenendo quindi una portata maggiore a pari pressione di monte e anche una spinta maggiore: è stato infatti necessario aggiungere un secondo peso per tenere fermo il nuovo prototipo quando veniva alimentato a 0.5 bar. È in programma un approfondimento sulla valutazione della forza di spinta, come evidenziato nel Capitolo 6.

	Ugello nuovo, portata smaltita 60.46 L/min									
50 mm	Pressione a monte [bar]	LAeq [dBA]								
Prova 1	0.233	85.58	Pressione a monte media [bar]	Deviazione standard						
Prova 2	0.230	85.73	0.231	0.001						
Prova 3	0.233	85.81								
Prova 4	0.231	85.48	LAeq medio [dBA]	Deviazione standard						
Prova 5	0.230	85.98	85.72	0.195						
100 mm	Pressione a monte [bar]	LAeq [dBA]								
Prova 1		85.29	Pressione a monte media [bar]	Deviazione standard						
Prova 2		85.38								
Prova 3		85.20								
Prova 4		85.32	LAeq medio [dBA]	Deviazione						
				stanuaru						

Tabella	16-	rilevazioni	sperimentali	di	rumore e	p pressione
rubenu	10	inc vazioni	spermentum	u	runnore e	, pressione

In Tabella 17 è riportata una breve sintesi dei risultati ottenuti da questo esperimento. Tra parentesi è indicata la pressione di alimentazione o la portata imposta, a seconda dei casi. Come si può osservare i risultati non presentano particolari anomalie, nonostante il rumore di fondo non costante ed elevato. Ci si trova in una condizione ben lontana dal campo libero, dal momento che la differenza tra i rumori registrati a distanze una il doppio dell'altra (100 mm e 200 mm per esempio) è molto inferiore a 6 dB, ovvero quella che si avrebbe in un campo perfettamente libero o in una stanza anecoica, come noto dalla letteratura. Sicuramente sarebbe importante riprodurre lo stesso esperimento in un campo di questo tipo o molto simile, ma anche in queste condizioni è stato possibile trarre alcune importanti conclusioni:

- L'ugello Silvent 209 L-S è meno rumoroso del 209 (-0.33 dB a 100 mm e -0.47 dB a 200 mm) e consuma anche meno a pari pressione di alimentazione (-14.9 L/min)
- L'ugello nuovo stampato in 3D è leggermente più rumoroso del Silvent 209 L-S (+0.6 dB a 100 mm e +0 dB a 200 mm), e consuma decisamente di più a pari pressione di alimentazione (+31.46 L/min) ma è meno rumoroso del 209 (-0.27 dB a 100 mm e -0.47 dB a 200 mm)
- È possibile dimezzare la pressione di alimentazione del nuovo prototipo e ottenere la stessa portata e verosimilmente anche circa la stessa velocità di uscita del 209 L-S, ma riducendo di almeno 2 dB il rumore
- La qualità superficiale del nuovo prototipo stampato in 3D a resina è inferiore rispetto a quella del 209 L-S, il cui materiale è acciaio inox AISI 316; questa maggiore rugosità del prototipo potrebbe creare maggiori turbolenze nel flusso e quindi generare un rumore maggiore

	Ugello Silvent 209 L- S (attuale)	Ugello Silvent 209	Ugello nuovo
Rumore generato a 100 mm (0.5 bar)	87.58 dBA	87.91 dBA	87.64 dBA
Rumore generato a 200 mm (0.5 bar)	86.12 dBA	86.59 dBA	86.12 dBA
Rumore generato a 50 mm (0.5 bar)	87.94 dBA		88.04 dBA
Portata smaltita (0.5 bar)	60.46 L/min	75.36 L/min	91.92 L/min
Ugello nuovo	Pressione a monte, con portata imposta a 60.46 L/min	Rumore generato a 100 mm (60.46 L/min)	Rumore generato a 50 mm (60.46 L/min)
	0.231 bar	85.31 dBA	85.72 dBA

Tabella 17- sintesi risultati

5.4-Ugello di espulsione

Per lo studio di questo ugello, l'azienda ha fornito il modello tridimensionale, che riproduce esattamente la sua geometria, dal momento che questo componente viene stampato in 3D partendo da questo modello. Per condurre un'analisi CFD è stato necessario ricavare la geometria del dominio fluido, ovvero "il negativo" dell'ugello. Inoltre, è necessario creare un volume aggiuntivo all'uscita dei condotti dell'ugello, al fine di studiare i flussi e le turbolenze dell'aria dopo la sezione di uscita. Questa geometria è stata creata grazie al software SpaceClaim, incluso nel pacchetto Ansys e riportata in Figura 63 e Figura 75.

Il componente è costituito da due ugelli, uno inferiore e uno superiore, dotati di due fori ciascuno; il presente lavoro si concentrerà solo su quello superiore, dal momento che è quello con il maggior consumo di aria, come verificato nel test in laboratorio (vedi Capitolo 5.4.1). Suddetto ugello ha una geometria non eccessivamente complessa, ma comunque presenta molteplici possibilità di modifica che possono essere sfruttate con l'obiettivo di ridurre la turbolenza: un condotto di ingresso di diametro 8.7 mm, con un angolo retto con raggio di 5 mm (il tratto prima della curva è lungo 10 mm, quello seguente 6.3 mm) e una lunghezza totale dell'asse di questo condotto pari a 24.15 mm, ottenuta sommando le tre parti che lo compongono; al termine di questo secondo tratto, il condotto si biforca e i due condotti finali hanno diametro 2.5 mm, una lunghezza di 17.7 mm e una direzione inclinata di 3.4 gradi rispetto alla direzione del condotto principale (Tabella 18).

	Diametro	Lunghezza tratto	Raggio della	Lunghezza tratto				
Condotto		prima della curva	curva (90°)	dopo la curva				
principale	8.7 mm	10 mm	5 mm	6.3 mm				
	Lunghezza tratto	L	unghezza total	е				
	curvo							
	π/2*r=7,85 mm	10+7.85+6.3=24.15 mm						
Condotti finali	Diametro	Lunghezza	Inclinazione					
	2.5 mm	17.7 mm	3.4°					

Tabella 18- misure geometriche ugello di espulsione superiore



Figura 75- geometria interna dell'ugello di espulsione e rispettiva nomenclatura. Le misure riportate sono espresse in millimetri

5.4.1-Valutazione sperimentale delle portate smaltite

Questo test, condotto nel laboratorio di automazione a fluido del Politecnico di Torino, ha avuto due principali obiettivi: il primo è stato quello di verificare quale tra l'ugello superiore di espulsione e quello inferiore smaltisse una portata maggiore, in modo da concentrarsi solo su quello nell'immediato futuro; il secondo è stato quello di validare le simulazioni CFD sul modello reale, verificando che, fornendo come condizione al contorno la stessa portata misurata sperimentalmente, la velocità di uscita simulata sia sufficientemente vicina a quella calcolata analiticamente. A tal scopo l'azienda ha fornito un ugello fisico completo (superiore e inferiore) e sono state eseguite alcune prove, durante le quali gli ugelli sono stati alimentati a diverse pressioni (0.3 bar, 0.5 bar, 0.7 bar).

Il materiale utilizzato è stato il seguente:

- Linea di alimentazione ad aria compressa
- Riduttore di pressione
- Tubi di collegamento ø6
- Manometro, fondo scala = 1 bar
- Flussimetro, fondo scala = 200 L/min
- Ugelli (Figura 76)

Lo schema pneumatico del banco prova è il medesimo presentato in Figura 72. Il riduttore di pressione (B) è stato collegato alla linea di alimentazione (A), a valle di esso è stato inserito il flussimetro digitale (C) e subito a monte dell'ugello (E) è stato inserito il manometro (D), per valutare la pressione di ingresso dell'ugello in modo preciso. Gli ugelli, collegati uno per volta al termine del tubo di alimentazione, scaricano in atmosfera, come accade durante il funzionamento reale (Figura 77 e Figura 78).



Figura 76-i due soffietti che compongono l'ugello di espulsione



Figura 77-apparato sperimentale



Figura 78-banco prova

Grazie al flussimetro, è stato possibile rilevare il valore di portata d'aria smaltita in L/min. Nota la sezione di uscita pari a 9.81 mm² (Equazione (7)) e la densità dell'aria a temperatura e pressione ambiente, pari a 1.225 kg/m³, è possibile stimare la velocità dell'aria in uscita (Equazione (8)) e la portata in kg/s (Equazione (9)), la quale verrà utilizzata come condizione al contorno in ingresso per la simulazione CFD.

Sezione di uscita = $2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 9.81 \ mm^2$ (7) Velocità di uscita $\left[\frac{m}{s}\right] = \frac{G}{A \cdot \rho_{aria}} = \frac{Q}{1000 \cdot 60 \cdot A}$ (8) Portata in massa $\left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{Q \cdot \rho_{aria}}{1000 \cdot 60}$ (9)

Dove:

d: diametro condotto finale [mm] = 2.5 mmG: portata in massa $\left[\frac{kg}{s}\right]$ ρ_{aria} : densità aria $\left[\frac{kg}{m^3}\right] = 1.225 \frac{kg}{m^3}$ A: sezione di uscita $[m^2] = 9.81 * 10^{-6} m^2$ $Q = portata volumetrica rilevata sperimentalmente <math>\left[\frac{L}{min}\right]$

Di seguito (Tabella 19, per il soffietto superiore e Tabella 20, per il soffietto inferiore) si riportano i dati sperimentali rilevati, sono state eseguite cinque misurazioni per ogni livello di pressione per ognuno dei due componenti dell'ugello, anche chiamati *soffietti* dall'azienda. Si riportano anche i valori medi, la deviazione standard e la velocità in uscita, calcolata a partire dal valor medio della portata come riportato nell'equazione (8).

Tabella 19-rilevazioni sperimentali e stime analitiche di velocità e portata per il soffietto superiore

Pressione di	Portata 1	Portata 2	Portata 3	Portata 4	Portata 5
alimentazione [bar]	[L/min]	[L/min]	[L/min]	[L/min]	[L/min]
0.5	118	118	117	118	119
0.3	89	90	90	89	89
0.7	149	149	150	150	150
Pressione di	Portata media	deviazione	Aroa [mA2]	Velocità media	Portata media
alimentazione [bar]	[L/min]	standard	Alea [III ⁻²]	[m/s]	[kg/s]
0.5	118	0.632	0.00000981	200.47	0.00241
0.3	89.4	0.489	0.00000981	151.88	0.00182
0.7	149.6	0.489	0.00000981	254.16	0.00305

Tabella 20--rilevazioni sperimentali e stime analitiche di velocità e portata per il soffietto inferiore

Pressione di alimentazione [bar]	Portata 1 [L/min]	Portata 2 [L/min]	Portata 3 [L/min]	Portata 4 [L/min]	Portata 5 [L/min]	
0.5	98	99	99	100	98	
0.3	77	75	75	76	74	
0.7	118	119	117	119	118	
Pressione di	Portata media	deviazione	Aroa [mA2]	Velocità media	Portata media	
alimentazione [bar]	[L/min]	standard		[m/s]	[kg/s]	
0.5	98.8	0.748	0.00000981	167.85	0.00202	
0.3	75.4	1.019	0.00000981	128.10	0.00154	
0.7	118.2	0.748	0.00000981	200.81	0.00241	

Come si può notare il soffietto superiore è quello responsabile di un maggior consumo, per questo motivo il presente studio si concentra su di esso.

5.5-Simulazioni CFD e analisi parametrica

L'oggetto di questa analisi è il soffietto superiore dell'ugello di espulsione. La geometria del dominio del flusso d'aria è stata ricavata dal modello 3D esatto fornito dall'azienda, come anticipato e illustrato in Figura 75. Ad essa però sono stati aggiunti due cilindri alle estremità dei due condotti di uscita di diametro 7 mm e lunghezza 20 mm (Figura 79). Questi 2 cilindri aggiuntivi sono necessari per risolvere il flusso anche all'esterno dell'ugello e studiare in quella zona le sue caratteristiche, dal momento che è proprio dopo l'uscita dei condotti che viene generato il rumore. Le loro dimensioni sono state scelte in modo tale che il flusso fosse libero di svilupparsi completamente sia in larghezza che in lunghezza.



Figura 79-geometria finale per la simulazione CFD

Il software Ansys stabilisce un valore di default per la dimensione degli elementi della mesh, che varia a seconda della complessità della geometria. Questo valore non è stato modificato, ad eccezione dei due condotti finali e dei cilindri aggiuntivi per lo sviluppo del flusso, nei quali è stata impostata manualmente una mesh più fitta, con una dimensione degli elementi pari a $6x10^{-4}$ m e $4x10^{-4}$ m, rispettivamente (Figura 80). Il modello realizzato con la geometria attuale presenta una mesh con un totale di 42810 celle, 120048 facce e 35287 nodi. Le celle rappresentano ogni singolo triangolo o quadrato in cui è stata suddivisa la geometria, le facce indicano i lati delle celle, mentre i nodi sono i vertici delle celle. Tutti gli altri modelli, siccome presentano geometrie differenti, alcune più grandi e altre più piccole, hanno un numero di nodi, celle e facce diverso, ma comunque l'ordine di grandezza rimane lo stesso.



Figura 80-mesh del dominio fluido oggetto di studio

Le condizioni al contorno sono state imposte come illustrato di seguito (Figura 81 e Figura 82) e i dati numerici riportati in Tabella 21:

- Portata entrante sulla superficie di ingresso del condotto principale, pari a quella rilevata sperimentalmente, frecce blu
- Pressione atmosferica sulle superfici esterne dei cilindri aggiuntivi, frecce rosse
- Muri impermeabili su tutte le altre superfici e con rugosità nulla (verrà spiegato in seguito il motivo di questa scelta)

Mesh Contine O Models	Eile	Domain	Ph	hysics U	ser-Defined	d Solution	Results V	/iew	Pa	rallel Desiç	jn 🔺			Quick Searc
● Delay-L ● Transform ● Delay-L ● Transform ● Delay-L ● Transform ● Delay-L ● Transform ● Delay-L ● Delay-L ● D			Mesh			Zones		Interfa	ices	Mesh Models	Turbo Model	Adapt	Surface	
Di Dré Separate Di Dré <td>🛞 Display</td> <td>AT A</td> <td></td> <td>Scale</td> <td></td> <td>Combine 🚽 🕂 Delete</td> <td>+ Append</td> <td>🗸 🔛 Mes</td> <td>h</td> <td>🛃 Dynamic Mesh</td> <td>Enable</td> <td>Refine / Coarsen</td> <td>+ Create 🖕</td> <td></td>	🛞 Display	AT A		Scale		Combine 🚽 🕂 Delete	+ Append	🗸 🔛 Mes	h	🛃 Dynamic Mesh	Enable	Refine / Coarsen	+ Create 🖕	
Unter. Outly Make Polyhedic Unter. Outly Unter. Outly Make Polyhedic Image: Control Outline View Feter Text Image: Control	(i) Info	Ð.	۲	CO Transform		Separate Deactivate	Benjace Mesh	IIII Over	set	* Mixing Planes	Turbo Topology		8 Manage	
W Units Vector Outline View Outline View Filter Test Bis General O Models Models Models (off) Entry Coll Models (off) Marker (of		Check-	Quality -	A		+			ooun	s a mong mancom			805 Hanagen	
Outline Vlow Task Page Filter Text © Models © Optimic Science Parameters Parameters Profile Updele Iterval © Models © Models <td>Units</td> <td>Chocket</td> <td>Quality +</td> <td>Make Polyhe</td> <td>idra 🐤</td> <td>Adjacency E Activate</td> <td>Geplace Zone</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Turbo Create</td> <td>ooo More 🗸 🗸</td> <td></td> <td></td>	Units	Chocket	Quality +	Make Polyhe	idra 🐤	Adjacency E Activate	Geplace Zone				Turbo Create	ooo More 🗸 🗸		
Filer Tet • Ret ret de • Ret	Outline View				<	Task Page		<					Mesh	
Setup	Filter Text					Run Calculation		(?)						
© General ○ Mudels ○ Multiphase (off) ○ Multiphase (off) ○ Vircous (SST k-onega) ○ Multiphase (off) ○ Muterials ○ Potential/L-ion Battery (off) ○ Extra two set (off) ○ Potential/L-ion Battery (off) ○ A butterials ○ Potential/L-ion Battery (off) ○ Extra two set (off) ○ Dotential/L-ion Battery (off) ○ Boundary Conditions ○ Muterials ○ Potential/L-ion Battery (off) ○ Boundary Conditions ○ Muterials ○ Dotential/L-ion Battery (off) ○ Boundary Conditions ○ Dotential/L-ion Battery (off) ○ Muterials ○ Dotential/L-ion Battery (off) ○ Boundary Conditions ○ Dotential/L-ion Battery (off) ○ Boundary Conditions ○ D	Setup													
○ Models ● Models ● Models ● Energy (off) ○ Viscus (ST Konega) ■ Adiation (off) ■ Radiation (off) ■ Radiation (off) ■ Faid Stranger (off) ○ Discrete Phase (off) ○ Solicitation & Mehing (off) </td <td>C Gener</td> <td>al</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Check Case</td> <td>Update Dynamic</td> <td>: Mesh</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>-</td> <td></td> <td>—</td>	C Gener	al				Check Case	Update Dynamic	: Mesh				-		—
Multiphase (off) Pedud Transent Sectors Viscous (ST k-omega) Rediation (Off) Viscous (ST k-omega) Rediation (Off) Heat Exchanger (Off) Heat Exchanger (Off) Heat Exchanger (Off) Poince Pase (Off) Poince Pase (Off) Parameters Number of Earstons Reporting Interval Number of Earstons Reporting Interval Poffiel Update Inte	😑 🏵 Mode	ls				Broude Treaslant Cattle								
 berry (un) berry (un) construction (b) construction (c) construction (c)	M 10	fultiphase (Of	ff)			Fluid Timo Scalo	.ys		0					
 Addution (off) Redulation (off) Redulation (off) Redulation (off) Redulation (off) Redulation (off) Redulation (off) Solicitation & Mething for Stacky Statistics Solicitation & Mething for Stacky Statistics Soliciton Advancement Solicitation Advancement Calculate K Reference Frames 		hergy (Oπ) is court (SST k	-00000)			Time Step Method	Time Ceale Factor					← k		
Interface Interface Interface Interface Interface Interface Interfaces	1 R	adiation (Off)	() () () () () () () () () () () () () (Automatic			+				A	
Č. Species (Off) O > Discrete Phase (Off) Solidification & Melting (Off) O > Solidification & Melting (Off) O > Mumber of Barations Referrations Number of Barations Solution Processing Statics O > Internal O > Internal O > Otata Sampling for Steady Statistics O > Internal O > Otata File Quantities	🦾 н	eat Exchange	er (Off)			Automatic			- Q +			-		4
 Conservet Place (Off) Solidication & Meining (Off) A structure (Off) Edefan Vell Film (Off) Solution Processing Solution Processing Statistics Solution Processing Statistics Data File Quantities Outlet Outlet Solution Advancement Calculate Calculate 	ά, s	pecies (Off)				Length Scale Method	Verbosity							4
 Solidification & Melting (Off) Parameters Number of Iterations Reporting Interval Number of Iterations Solution Processing Solution Processing Statistics Interval Solution Processing Solution Processing Solution Processing Solution Processing Solution Processing Solution Advancement Meth Interfaces Outlet Solution Advancement Reference Yalues K Reference Frames K Reference Frames K Reference Frames 	🥓 🕑	iscrete Phase	e (Off)			Conservative	<u> </u>	-						•
A Goudite (off) A Studie (off) B Statistice (off) B Ediefan Vall Film (Off) Profile Update Interval 100 </td <td>😃 S</td> <td>olidification 8</td> <td>k Melting (O</td> <td>ff)</td> <td></td> <td>Parameters</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>14 EE</td> <td></td>	😃 S	olidification 8	k Melting (O	ff)		Parameters							14 EE	
 Solution (Volt) Eventual Voltage (Voltage Interval) Interval Solution Processing Statistics Solution Processing Statistics Data Sampling for Steady Statistics Data File Quantities Solution Advancement Math Interfaces Opmanic Mesh Reference Values K Reference Values K Reference Farmes 	□ A	coustics (Off)				Number of Iterations	Reporting Interval							
Determine (Mr) Potermal (Vion) Potermal (Vion) Battery Model (Off) Battery Model	244 SI 264 E	lorian Wall F	ilm (Off)			100							N EI	
Battery Model (Off) Improve Update Interval Solution Processing Solution Processing Solution Processing Statistics Data Sampling for Stady Statistics Data File Quantities Data File Quantities Data File Quantities Solution Advancement Mesh Interfaces Drankin Mesh Reference Values K Reference Frames K Reference Frames	Bill P	otential/Li-ior	n Battery (Off	f)		De Cle He de la Televel	I						11 14	
 Materials Materials Solution Processing Solution Processing Solution S Solution S Solution S Instrace Instraces Main Instraces Calculate K Reference Yalues K Reference Frames K Reference Frames K Reference S K Reference S<!--</td--><td>B B</td><td>attery Model</td><td>(Off)</td><td>~</td><td></td><td>Profile Update Interval</td><td>•</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td>	B B	attery Model	(Off)	~		Profile Update Interval	•							
Image: Cell Zone Conditions Solution Processing Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Statistics Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Statistics Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Cell Zone Conditions Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Cell Zone Conditions Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditions Image: Cell Zone Conditins Image: Cell Zone Conditing </td <td>💿 🛃 Mate</td> <td>rials</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>1</td> <td>v</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td>	💿 🛃 Mate	rials				1	v							
© Soundary Conditions statistics © Soundary Conditions Data Sampling for Steady Statistics © Soundary Conditions Data Sampling for Steady Statistics © Soundary Conditions Data File Quantities © Soundary Conditions Solution Advancement © Main Interfaces Calculate © X. Reference Values Calculate V. Reference Frames Calculate	📀 🖽 Cell Z	one Conditio	ons			Solution Processing			(Q)				A CONTRACTOR OF THE OWNER OWNER OF THE OWNER OWNE	
 interface interface Wall Outlet Solution Advancement Calculate K Reference Yalues K Reference Frames K Reference Frames 	😑 🖽 Boun	dary Conditio	ons			Statistics								
O El Internal Data File Quantities O El Vall Data File Quantities O El Vall Solution Advancement Manini Mesh Calculate Reference Values Calculate X Reference Frames Calculate	🙂 🛼 In	let				Data Sampling for St	eady Statistics							
O La Interlation Data File Quantities O La Vallet Solution Advancement Mesh Interlaces Calculate O Market Reference Values Calculate Manuel Expressions Calculate		terrace ternal							1.					
Image: Solution Advancement Image: Soluti	() H	utlet				Data	File Quantities							
^d		/all				Solution Advancement								
Ø Dynamic Mesh Calculate Ø Reference Values Calculate Ø La Reference Frames Fin Named Expressions	📢 Mesh	n Interfaces				Guideline available								the state
E Reference Values • M. Reference Frames • M. Reference Frames • M. Named Expressions	🧖 Dyna	mic Mesh					Calculate							W. W. C.
V. Reference Frames Jo Named Expressions	🔁 Refer	ence Values												THE .
Do Named Expressions	💌 🔼 Refer	ence Frames												
- Colution	J> Nam	ed Expressio	ns											



Solution Nearthan Intel Cale Solution Years Non-the Thermal Relations Register The Addates Solution Non-thermal Termal Relations Register The Solution Register Non-the Multiplicer Register The Solution Register Non-the Multiplicer Register Register Register Register Non-the Multiplicer Register Regis		Zone Name					Pressure	Outlet		×	
Statistics Notes Notes <td>Colution Deculto</td> <td>inlet</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Zone Name</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>0 =</td>	Colution Deculto	inlet					Zone Name				0 =
Zones Number of Linkens Appendix Number of Diardation Reference Frame Absolute Image Flow Specification Method Mass Flow Rate Specification Mass Flow Rate [ligh] 0.002409 Image Flow Rate Image Flow Rate Image Flow Rate Specification Mass Flow Rate [ligh] 0.002409 Image Flow Rate Image Flow Rate Image Flow Rate Image Flow Rate Specification Method Nethod Nethod Nethod Nethod Nethod Specification Method Nethod Nethod Nethod Nethod Nethod Nethod Specification Method Interaction Nethod N	Solution Results	Momentum Thermal Rad	iation Species DPM	Multiphase Po	tential U	DS	outlet				
Indexe. Advance By Appen Advance Ipped Yeexent Partial Multiplier 1 * Pressure Parole Mass Flow State Specification Appen Turbulent Xesser Yeexent Appen Turbulent Xesser Yeexent Appen Turbulent Xesser Yeexent Appen Yeexent Appenent Yeexent Appenent Yeexent Appenent Yeexent Appenent Yeexent Ap	Zones	Reference E	amo Absoluto			- ⁴	Momentum	Therm	nal Radiation Species DPM Multiphase	Potential UDS	
Partie	ombine 🚽 🛗 Delete 📑 Appe	Reference P	ame Absolute			P	/				
accncy Activate Repsi Mass Flow Rate [0g(s] 0.002409 Supersonic/Initio Gauge Pressure [70] 5000 > ack Page Supersonic/Initio Gauge Pressure [70] 5000 tan Caculation Direction Specification Method Intensity and Viscosty Ratio Turbulence > Supertinic/Initio Gauge Pressure [70] 5000 tan Caculation Turbulence Specification Method Intensity [76] 5 Turbulence State Reverse Turbulence Turbulence </td <td>sparate 👻 🖽 Deactivate 🛗 Repla</td> <td>Mass Flow Specification M</td> <td>thod Mass Flow Rate</td> <td></td> <td></td> <td>*</td> <td></td> <td>Gauge I</td> <td>Pressure [Pa] 0</td> <td></td> <td></td>	sparate 👻 🖽 Deactivate 🛗 Repla	Mass Flow Specification M	thod Mass Flow Rate			*		Gauge I	Pressure [Pa] 0		
ask Page Superson/Initial Gauge Pressure [Pa] 5000 Prevent Reverse Flow Radial Equilibrium Pressure Distribution Radial Equilibrium Pressure Distribution Turbulence Second Transite Sectings Turbulent Uncosity Ratio [0 Spatial Equilibrium Pressure Distribution Turbulent Uncosity Ratio [0 Turbulent Uncosity Ratio [0 Spatial Equilibrium Tresson Extremest (Second Transiton Fk2-formaging (2 exp) Spatial Equilibrium Tresson Extremest (2 exp) Conservative I Wall Conservative I Monentum Treemal Radation Spoces DPM Multiphase LOS Potential Structee Staticize Staticiz	ljacency 📑 Activate 📑 Repla	Mass Flow	Rate [kg/s] 0.002409] •	Pressure	Profile N	Multiplier 1		
Drection Specification Method Mun Cakubation Update Update Update Specification Method Turbulent Direction Specification Turbulent Direction Specification Turbulent Direction Specification Turbulent Direction Specification Method Turbulent Direction Specification Turbulent Direction Specification Turbulent Direction Specification Turbulent Direction Specification Turbulent Direction Specification Method Turbulent Direction Specification Model Turbulent Direction Specification Model Markation Specification Method Verbors Conservative Or Transiton Kal- omega (2 eqn) Specification Specification Specification Specification Method Number of Berzion Specification Verbors Conservative Or Name Number of Berzion Specification Specification Specification Vali Conservative Or Name Number of Berzion Specification Specification Specification Specification Specification Specifi	Task Page	Supersonic/Initial Gauge Pre	ssure [Pa] 50000]•	Prevent	Reverse	e Flow		
tant Cakulation Turbulence Check Case Udde Specification Method Intensity and Viscosity Ratio Target Mass Flow Rate Turbulent Intensity (%) 5 Wordel Turbulent Viscosity Ratio 10 Nodel Constants Model Model Automatic 1 Automatic 1 Automatic 1 Conservative 0 Verbosh Verbosh Conservative 0 Vall Verbosh Tornstion Fk-Jonega (J eqn) 100 1 Adjocent Cell Zone Genomin domain Termaticers Noted Materian Vall Motion Motion Statistics Statistics Solution Processing Wall Motion Solution Advancement No Specification Vall Motion Motion Statistics No Specification Solution Processing Wall Motion Wall Roughness Specification Wall Roughness Specification Wall Roughness Specification Roughness Height [m] 0 1.168 Marangoni Stress Specification Vall Roughness Specification Specification Specification Vall Roughness Stand-Grain Roughness Roughness Height [m] 0 1.168		Direction Specification M	thod Normal to Boundary			•	Radial I	quilibriu	Im Pressure Distribution	×	
Turbulence Specification Method Intensity and Viscosity Ratio Itarget Mass Flow Rate 2021 Specification Method Intensity and Viscosity Ratio Itarget Mass Flow Rate 2021 Specification Method Intensity (%) 5 Itarget Mass Flow Rate 2021 Turbulent Intensity (%) 5 Itarget Mass Flow Rate 2021 Itarget Mass Flow Rate Model Constants Automatic I Itarget Mass Flow Rate 2021 Itarget Mass Flow Rate Viscou Model X Model Model Constants Alpha"_inf Itarget Mass Flow Rate Spalar Alimara SI eqn) Itarget Mass Flow Rate 2021 Conservative 0 Wall Spalar Alimara SI eqn) Itarget Mass Flow Rate Alpha"_inf Itarget Mass Flow Rate Viscou Model Itarget Mass Flow Rate 2021 Conservative 0 Wall Model Constants Alpha"_inf Itarget Mass Flow Rate Spalar Alimara SI eqn) Itarget Alpha"_inf Itarget Alpha"_inf Itarget Mass Flow Rate Viscou Model Itarget Alpha"_inf Itarget Alpha"_inf Conservative 0 Wall Model Constants Alpha_inf Itarget Alpha"_inf Itarget Resolution Report Model Constants Alpha_inf Itarget Alpha"_inf Itarget Alpha"_inf <td>Run Calculation</td> <td colspan="4"></td> <td></td> <td colspan="4">Average Pressure Specification</td> <td>ANSY</td>	Run Calculation						Average Pressure Specification				ANSY
Check Case Updat Specification Method Intensity and Viscosity Ratio Turbulent Intensity [%] 5 Turbulent Intensity [%] 5 Turbulent Viscosity Ratio 10 Time Step Method Conservative O Wall Conservative Number of Brations Report Visional Intensity Wall Conservative Number of Brations Report Number of Brations Report Vall Motion Motion Monentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Potential Structure Nation Advancement Solution Processing Solution Advancement Solution Advancement Colculate Specification Kinon Specification Streas Specification Streas Managoni Streas Managoni Streas Solution Advancement Specification Streas Sp		Turbulence					Target	Mass Flo	ow Rate		2021
Pseudo Transient Settings Turbulent Niensky [%] 5 Image: Conservation of the set o	Check Case Upda	t Specification Me	hod Intensity and Viscosity R	Ratio		•			Viscous Model		×
Field Time Scale Turbulent Viscosity Ratio 10 Time Step Method Time Scale Time Step Method Time Scale Automatic 1 Length Scale Method Verbosit Conservative 0 Valid Image: Scale Adaptive Simulation (Secose) Darameters Zone Name Number of Erations Reproval 10 1 Adjacent Cell Zone domain Monentum Themal Radiation Statistics Solution Advancement Statistics Statistics Statistics Solution Advancement Otale Region Strees Wall Roughness Rauphoes Model Statistics St	Pseudo Transient Settings	Turbulent Inte	nsity [%] 5			*			Madal	Madel Constants	
Time Step Method Time Sc Imple Imple </td <td>Fluid Time Scale</td> <td>Turbulent Viscosity</td> <td>tatio 10</td> <td></td> <td></td> <td>-</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Alnha* inf</td> <td>A</td>	Fluid Time Scale	Turbulent Viscosity	tatio 10			-				Alnha* inf	A
Automatic I Apply Close Help Alpha_Inf Length Scale Method Verbosth Shalart-Allmaras (1 eqn) Alpha_Inf Conservative Image: Conservat	Time Step Method Time Sc	×				_				1	
Length Scale Method Verbosit Conservative 0 Oraservative 0 Vall Conservative Vall Conservative Vall Conservative Vall Concervative Vall Concervative Vall Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Potential Structure Solution Processing Vall Motion Statistics 0.032 Data Sampling for Steady Statisti Moving Wall Calculate Specified Shear Specified Shear 1.176 Specified Shear 1.176 Specified Shear 2.0500000000000000000000000000000000000	Automatic 💌 1		Apply Close Help	•		_		-	Spalart-Allmaras (1 egn)	Alpha inf	
Conservative 0 Wall Beta"_inf arameters Zone Name 0.09 Number of Iterations Repo 0.1 100 1 Adjacent Cell Zone 0.09 domain 1 Adjacent Cell Zone 0.31 Beta"_inf 0.31 0.31 Solution Processing Stations Special Structure 0.75 Beta_i (Outer) 0.0828 0.075 Beta_i (Outer) Solution Processing Vall Motion Motion 0.0828 Beta_i (Outer) Solution Advancement Specified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear Solution Advancement No Silp Specified Shear Specified Shear Specified Shear Solution Advancement Specified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear Solution Advancement Specified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear Solution Advancement Specified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear Solution Advancement Specified Shear	Length Scale Method Verbosit	t,							k-epsilon (2 eqn)	0.52	
Parameters Zone Name Number of Iterations Report Number of Iterations Report 100 1 Adjacent Cell Zone domain Consisting Adjacent Cell Zone domain Options Solution Processing Statistics Solution Processing Momentum Themail Readation Species Statistics Options Statistics Statistics Data Sampling for Steady Statistic Moving Wall Noning Relative to Adjacent Cell Zone Momentum Themail Readation Statistics Solution Advancement Statistics No Slip Special Statistic Solution Advancement No Slip Special Stress Sand-Grain Roughness Wall Roughness Sond Grain Roughness Solution Advancement Special Stress Solution Advancement Special Stress Son Roughness Models Sand-Grain Roughness Solution Advancement Special Stress Son Control IP Froduction Limiter Clip Factor 1.166 Production Limiter Clip Factor Production Limiter Clip Fact	Conservative			\sim		\times		5	k-omega (2 eqn)	Reta* inf	
Parameters Zone Name Number of Iterations Report Vall Adjacent Cell Zone domain domain 1 Image: Cell Zone domain Momentum Momentum Thermal Radation Solution Processing Wall Motion Statistics Image: Cell Zone Image: Cell Zone Momentum Image: Cell Zone Momentum Image: Cell Zone Momentum Momentum Thermal Radation Statistics Image: Cell Zone Image: Cell Zone Momentum Image: Statistics Image: Cell Zone Image: Data File Quantiti Moving Wall Image: Data File Quantiti Stater Condition Solution Advancement Specified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear SDR (Inner) Prandtl # Image: Models Sand-Grain Roughness Moughness Standard Marangoni Stress SDR (Outer) Prandtl # Image: Data File Quantity Marangoni Stress Specified Shear Specified Shear		P Wall						×N	 Transition k-kl-omega (3 eqn) 	0.09	
Number of Rerations Reproduction Reproductions 100 1 100 1 Adjacent Cell Zone domain 1 1 0 Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Potential Structure Solution Processing Vall Motion Statistics 0 Statistics 0 Statistics 0 Data Sampling for Steady Statisti Moning Wall Rear Condition Solution Advancement Sepecified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear Specified Shear Marangoni Stress Wall Roughness Wall Roughness Standard Roughness Models Standard Production Limiter Clip Factor	Parameters Z	one Name							 Transition SST (4 eqn) 	0.05	
100 I Adjacent Cell Zone	Number of Iterations Repor	vall							 Reynolds Stress (7 eqn) 	0.21	
Profile Update Interval domain 1 Image: Construction of the second s	100 - I A	djacent Cell Zone							 Scale-Adaptive Simulation (SAS) 	0.51	
1 → Momentum Thermail Radation Species DPM Multiphase LDS Potential Structure Carge Eddy Simulation (LES) Beta_1 (Outer) Solution Processing Wall Motion Motion Motion Beta_1 (Outer) Outer Statistics ● Stationary Wall Image Relative to Adjacent Cell Zone Image Relative to Adjacen	Profile Update Interval d	lomain						O Detached Eddy Simulation (DES)			
Solution Processing Wall Motion Motion 0 Statistics	1	Momentum Thermal Rad	ation Species DPM	Multiphase	UDS	Poten	tial Structur		 Large Eddy Simulation (LES) 	0.075	
Statistics Stationary Wall Image: Constraint of the station of th	Solution Processing	Wall Motion Motion							k-omega Model	Beta_I (Outer)	
Data Sampling for Steady Statistic	Statistics	Stationany Wall Z Rol	tive to Adjacent Cell Zene						Standard	0.0828	
Data File Quantiti Shear Condition Solution Advancement Specified Shear Specified Shear	Data Sampling for Steady Statisti	Moving Wall	tive to Aujacent Cell Zone						О БЕКО	TKE (Inner) Prandti	#
Data File Quantiti Shear Condition • SST		O Intering Wait							O BSL	1.1/6	
Solution Advancement No Slip Specified Shear Specified Shear Specified Shear Marangoni Stress Image: Solution Advancement Marangoni Stress Wall Roughness Standard Roughness Height [m] o Production Kato-Launder Integration of the standard Standard Roughness Height [m] o Integration of the standard Standard Roughness Height [m] o Integration of the standard Integration of the standard Integration of the sta	Data File Quantitie	Shear Condition							• SST	TKE (Outer) Prandtl	#
Specified Shear Specified Shear SDR (Inner) Prandtl # Calculate Specularity Coefficient Low-Re Corrections 2 Wall Roughness Options SDR (Outer) Prandtl # Curvature Correction 1.168 Roughness Models Sand-Grain Roughness Correction © Standard Roughness Height [m] n Production Kato-Launder	Solution Advancement	No Slip						/	k-omena Ontions	1	
Carculate Specularity Coefficient 2 Marangoni Stress Options SDR (Outer) Prandil # Wall Roughness Curvature Correction 1.168 Roughness Models Sand-Grain Roughness Correction Production Kato-Launder		 Specified Shear 						SDR (Inner) Pran			#
Warangomi stress Options SDR (Outer) Prandtl # * Wall Roughness Curvature Correction 1.168 Roughness Models Sand-Grain Roughness Corner Flow Correction Production Limiter Clip Factor • Standard Roughness Height [m] n • Production Kato-Launder	Calculate	Specularity Coefficient								2	
Wall Roughness Roughness Models Sand-Grain Roughness Standard Roughness Height fm1 n Production Kato-Launder I.168 Production Limiter Clip Factor Production Kato-Launder		Marangoni Stress							Options	SDR (Outer) Prandt	I#
Roughness Models Sand-Grain Roughness Corner Flow Correction Production Limiter Clip Factor Standard Roughness Height [m] n Production Kato-Launder Production Kato-Launder Production Kato-Launder Production Kato-Launder 	No. 1	Wall Roughness							Curvature Correction	1.168	
Standard Roughness Height fm Production Kato-Launder		Roughness Models	Sand-Grain Roughness						Corner Flow Correction	Production Limiter (Clip Factor
- Descharting Harbor		Standard Roughness Height [m] 0					•		Production Kato-Launder		
High Roughness (Icing) Roughness Constant o s Jack Constant o s Jack Constant o s		 High Roughness (Icing) 	Roughness Constant 0 5				•	Þ. 74	Production Limiter	User-Defined Func	tions
Transition Options Turbulent Viscosity			Rouginess Constant 0.5					Transition Options	Turbulent Viscosity	t Viscosity	
z Transition Model none							2 Z	Transition Model none 💌	none	•	
Attiva Windows				\sim				= 20	Attiva	Windows	
Apply Close Help or Francel Help			Apply Close	Help					OK Candel	np <mark>nelp</mark> zioni per atti	vare Windows.
Creating empty surface.		Cre	ating empty surface.					e zo			1

Figura 82-condizioni al contorno e modelli viscosi

Come modello è stato scelto quello per un fluido reale viscoso, denominato "SST (shear stress transport) k-omega" [22] [23], dal momento che è il modello suggerito dal software e la convergenza di questo metodo è risultata essere molto buona. Inoltre, come riportato negli

articoli citati poc'anzi, risulta essere quello che riesce ad integrare al meglio il modello k-epsilon e k-omega. Questi due modelli matematici servono per approssimare e descrivere il comportamento del flusso nel dominio scelto e calcolare le variabili di interesse in tutti i punti della mesh. Sono entrambi costituiti da un sistema di due equazioni differenziali, che approssimano le più complesse equazioni RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations). La prima equazione alle derivate parziali è comune a entrambi i modelli e riguarda il trasporto dell'energia turbolenta cinetica (k), mentre la seconda equazione riguarda la velocità di dissipazione di tale energia (ϵ) nel primo caso e la frequenza della turbolenza ($\omega = \epsilon/k$) nel secondo [22]. Queste equazioni non possono essere risolte analiticamente, ma solo iterativamente con metodi numerici: il numero di iterazioni impostato sul software è stato scelto pari a 100.

Si è visto che il modello k- ε fornisce risultati più accurati per flussi liberi o lontano dalle pareti, mentre il k- ω è migliore per le regioni vicino alle pareti. Il vantaggio del modello SST k- ω risiede nel fatto che è in grado di stimare la distanza dalle pareti con un parametro apposito e scegliere il modello più appropriato in base ad esso.

Il materiale imposto all'interno del dominio è aria in condizioni standard.

Grazie al post-processor di Ansys è stato possibile analizzare i risultati graficamente e numericamente. Si è deciso di visualizzare il campo di velocità, per confrontarla con quella calcolata analiticamente e il campo di turbolenza, associato alla generazione di rumore.

La prima simulazione è stata eseguita utilizzando una geometria uguale a quella reale, al fine di validare il modello. Si è deciso di imporre la portata misurata per una pressione di 0.5 bar (vedi Tabella 14) e di confrontare la velocità calcolata con quella simulata.

Il campo di velocità rappresenta il modulo della velocità istantanea in ogni punto misurata in m/s, mentre la *"turbulent kinetic energy" (k)* [22] è un parametro che caratterizza la turbolenza del flusso ed è valutata come l'energia cinetica media per unità di massa $[m^2/s^2]$ associata ai vortici turbolenti.

In formule:

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{v_{x}'^{2}} + \overline{v_{y}'^{2}} + \overline{v_{z}'^{2}} \right), \qquad \overline{v_{x}'^{2}} = \frac{1}{T} \int_{0}^{T} (v_{x}(t) - \overline{v_{x}})^{2} dt$$

Dove $v_x(t)$ è la velocità istantanea puntuale lungo l'asse x, mentre $\overline{v_x}$ è la velocità media del flusso lungo l'asse x,T è il periodo di osservazione

Tabella 21-condizioni al contorno

Condizioni al contorno per le simulazioni CFD				
Pressione di alimentazione	Portata entrante	Pressione allo scarico		
0.5 bar	0.002409 kg/s	0 bar		

In Figura 83 e Figura 84 sono riportati i risultati di questa prima simulazione.



Figura 83-velocità (b) e turbolenza (a) della simulazione con geometria attuale



Figura 84-zoom di Figura 83 sulla turbolenza, in rosso è delimitato il "potential core", in bianco la "mixing zone"

La velocità media calcolata analiticamente all'uscita è pari a circa 200 m/s (Tabella 19), la simulazione CFD restituisce un valore di picco pari a 240 m/s e valori al di sotto dei 200 m/s nelle zone più vicine alle pareti; di conseguenza, l'approssimazione del modello rispetto alla realtà è molto buona, pertanto, può essere utilizzato per studiare gli effetti sul flusso di alcune modifiche geometriche. Allo stesso tempo possiamo notare come anche il profilo di turbolenza sia molto simile a quelli individuati in letteratura (Figura 65) e siano ben individuabili la *mixing zone* e il *potential core*, delimitati in bianco e in rosso, rispettivamente, in Figura 84. Queste due zone risultano molto importanti anche per il confronto con le altre simulazioni.

Al fine di valutare l'influenza della rugosità sui risultati, è stata ripetuta quattro volte la simulazione di uno stesso ugello, modificando unicamente tale parametro, identificato dal parametro "roughness height" (r.h.) in Figura 82. In Figura 85 e Figura 86 sono riportati i risultati di tali simulazioni. In questi gruppi di quattro immagini, quella in alto a sinistra è riferita a un valore di rugosità r.h.=100 μm , quella in alto a destra invece è riferita a r.h.=500 μm : in entrambi i casi il valore scelto è di due ordini di grandezza più grande rispetto a quello che potrebbe essere il valore vero stimato (tra 1.6 μm e 6.3 μm), ma queste prove sono servite per studiare gli effetti che potrebbe avere un componente molto grezzo sui flussi. Si nota che la velocità di picco aumenta 4 m/s per un valore di r.h.=100 μ m e di 7 m/s per un valore di r.h.=500 μ m, dal momento che le rugosità della parete riducono la sezione di passaggio del fluido con conseguente aumento della velocità a pari portata in ingresso. Allo stesso momento, nei pressi della parete si genera una maggiore turbolenza come era facilmente prevedibile e visibile in Figura 86. In basso a sinistra invece si possono osservare i risultati con r.h.=3.2 μm , cioè un valore molto prossimo al vero e in basso a destra i risultati con rugosità nulla: tra i due non si apprezza nessuna reale differenza. Di conseguenza in tutte le simulazioni successive verrà imposta rugosità nulla, perché la qualità superficiale che si ottiene con la stampante 3D dell'azienda è molto elevata e perché, come è stato dimostrato, anche modificando il parametro "roughness height" nell'intorno di zero, si ottengono differenze praticamente nulle.



Figura 85-campi di velocità al variare della rugosità



Figura 86-campi di turbolenza al variare della rugosità

Come prima modifica geometrica si è deciso di agire sui due condotti terminali o di uscita (indicati in Figura 75), cambiandone la lunghezza e il diametro, ma mantenendo le stesse condizioni al contorno di questa prima prova (Tabella 21). Si riporta in Tabella 22 lo schema che è stato seguito per le prove. La prova 1 non è presente in quanto si tratta di una prova preliminare, eseguita per valutare quale fosse la corretta dimensione dei cilindri aggiuntivi, tale da consentire il corretto sviluppo del flusso. La prova 2 invece è quella eseguita in condizioni geometriche attuali, di cui alla Figura 83 e Figura 84. Dal momento che verrà usata come riferimento, d'ora in avanti verrà indicata come prova R.

Prova N°	R	3	4	5	6
Lunghezza cilindri aggiuntivi [mm]	20	20	20	20	20
Diametro condotto di ingresso [mm]	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7
Diametro condotti di uscita [mm]	2,5	2,5	4	2,5	1,5
Lunghezza condotto di ingresso [mm]	24,15	24,15	24,15	24,15	24,15
Lunghezza condotti di uscita [mm]	17,7	27,7	17,7	9,7	17,7

In un secondo momento si è modificato anche il condotto di ingresso (indicati in Figura 75), anche in questo caso variando diametro e lunghezza (Tabella 23).

Tabella 23-schema delle prove eseguite (parte 2)

Prova N°	R	7	8	9	10
Lunghezza cilindri aggiuntivi [mm]	20	20	20	20	20
Diametro condotto di ingresso [mm]	8,7	11	6	8,7	8,7
Diametro condotti di uscita [mm]	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Lunghezza condotto di ingresso [mm]	24,15	24,15	24,15	18,15	34,15
Lunghezza condotti di uscita [mm]	17,7	17,7	17,7	17,7	17,7

Nei capitoli successivi si riportano graficamente i risultati di ogni singola prova, con allegato un breve commento sugli aspetti importanti evidenziati. La Prova R (Figura 83 e Figura 84) verrà usata come riferimento, essendo stata impostata con una geometria corrispondente alle condizioni reali attuali.

In Tabella 24 e Tabella 25 sono riportati tutti i risultati numerici delle singole prove.

5.5.1-Prova 3

In Figura 87 e Figura 88 sono riportati i risultati di questa prova, nella quale i condotti di uscita sono stati allungati di 10 mm. Presenta un profilo di velocità pressoché invariato, ma un picco di turbolenza più elevato, che però diminuisce più rapidamente, presentando valori inferiori nelle zone periferiche del flusso, rispetto alla dimensione di riferimento (prova R), di cui alla Figura 83 e Figura 84.



Figura 87-campo di velocità (b) e turbolenza (a) prova 3



Figura 88-zoom prova 3

5.5.2-Prova 4

In Figura 89 e Figura 90 sono riportati i risultati di questa prova, nella quale il diametro dei condotti di uscita è stato incrementato di 1.5 mm. Presenta un profilo di velocità molto diverso: la velocità di picco è molto più bassa perché la portata imposta è la medesima, ma la sezione di passaggio è maggiore, di conseguenza questo getto ha un'inerzia maggiore, infatti la regione di *potential core* risulta molto più estesa. La velocità media è coerente con quella calcolata analiticamente considerando che essa scala con il quadrato del diametro.

 $v_R d_R^2 = v_4 d_4^2 \rightarrow v_4 = velocità media prova 4 = v_R \left(\frac{d_R}{d_4}\right)^2 = 78 \frac{m}{s}$

Dove:

 $v_R=velocità$ media prova $R=200\,\frac{m}{s}$, $d_R=diametro$ provaR=2.5~mm , $d_4=diametro$ prova 4=4~mm

Infatti, la velocità di picco è di 90 m/s, ma nella zona perimetrale i valori puntuali variano tra i 50 e i 60 m/s. Per quanto riguarda la turbolenza, il valore di picco si è ridotto di un ordine di grandezza e non si colloca attorno al vertice della regione triangolare del *potential core*, ma ai suoi lati, indebolendosi vicino al vertice, anche se la sua distanza dalla sezione di uscita è rimasta circa invariata.



Figura 89--campo di velocità (b) e turbolenza (a) prova 4



Figura 90-zoom prova 4

5.5.3-Prova 5

In Figura 91 e Figura 92 sono riportati i risultati di questa prova, nella quale la lunghezza dei condotti di uscita è stata ridotta di 8 mm. Presenta un profilo di velocità pressoché invariato, nonostante ciò, il valore di picco è leggermente più basso, ma costante in una vasta regione del getto (in altre parole, la zona rossa della velocità è più ampia e meno sfumata verso l'arancione sui bordi). Inoltre, il getto ha una maggiore gittata, infatti all'estremità superiore del cilindro aggiuntivo la velocità registrata è maggiore. Infine, anche la turbolenza si è ridotta e risulta molto omogenea, senza picchi puntuali elevati.



Figura 91-campo di velocità (b) e turbolenza (a) prova 5



J.

5.5.4-Prova 6

In Figura 93 e Figura 94 sono riportati i risultati di questa prova, nella quale il diametro dei condotti di uscita è stato ridotto di 1 mm. Presenta un profilo di velocità molto diverso: la velocità di picco è molto più alta perché la portata imposta è la medesima, ma la sezione di passaggio è minore, di conseguenza questo getto ha un'inerzia minore, infatti la regione di *potential core* risulta molto meno estesa o quasi inesistente. La velocità media è coerente con quella calcolata analiticamente considerando che essa scala con il quadrato del diametro.

$$v_R d_R^2 = v_4 d_6^2 \rightarrow v_6 = velocità media prova 6 = v_R \left(\frac{d_R}{d_6}\right)^2 = 555 \frac{m}{s}$$

Dove:

 $v_R=velocità$ media prova $R=200\frac{m}{s}$, $d_R=diametro$ provaR=2.5~mm , $d_6=diametro$ prova6=1.5~mm

Infatti, la velocità di picco nei condotti è di 757 m/s, molto elevata ma in rapida decrescita nella zona perimetrale dove i valori puntuali variano tra i 300 e i 400 m/s. Per quanto riguarda la turbolenza si registrano già delle vorticosità all'interno dei condotti e un picco di un ordine di grandezza maggiore nella regione a valle della sezione di uscita. Inoltre, il *potential core* è completamente scomparso.



Figura 93-campo di velocità (b) e turbolenza (a) prova 6



Figura 94-zoom prova 6

5.5.5-Prova 7

In Figura 95 e Figura 96 sono riportati i risultati di questa prova, nella quale il diametro del condotto di ingresso è stato incrementato di 2.3 mm. Non si notano sostanziali differenze né nel profilo di velocità, né nella turbolenza.



Figura 95- campo di velocità (b) e turbolenza (a) prova 7



Figura 96-zoom prova 7

5.5.6-Prova 8

In Figura 97 e Figura 98 sono riportati i risultati di questa prova nella quale il diametro del condotto di ingresso è stato ridotto di 2.7 mm. Il profilo di velocità si presenta molto simile, anche se il vertice del *potential core* si colloca leggermente più vicino alla sezione di uscita, ne consegue un getto meno potente, come si può evincere dal campo di turbolenza. Infatti, si genera una zona di turbolenza in corrispondenza della biforcazione dei due condotti, che verosimilmente sottrae energia al getto; si riduce leggermente anche il picco di turbolenza all'esterno del soffietto.



Figura 97-campo di velocità (b) e turbolenza (a) prova 8



Figura 98-zoom prova 8

5.5.7-Prova 9

In Figura 99 e Figura 100 sono riportati i risultati di questa prova, nella quale la lunghezza del condotto di ingresso è stata ridotta di 6 mm. Anche in questo caso il profilo di velocità è quasi uguale, ma con un'estensione del *core* inferiore. I picchi di turbolenza sono leggermente più elevati e la regione del *potential core* è ridotta.



Figura 99-campo di velocità (b) e turbolenza (a) prova 9



Figura 100-zoom prova 9

5.5.8-Prova 10

In Figura 101 e Figura 102 sono riportati i risultati di questa prova, nella quale la lunghezza del condotto di ingresso è stata incrementata di 10 mm. Presenta un profilo di velocità pressoché invariato, ma con un valore di picco più elevato che però si attenua più rapidamente. La turbolenza non presenta grandi differenze anche se le aree con i picchi di turbolenza sono meno accentuate e il *potential core* più ridotto, verosimilmente a causa dell'energia persa per la maggior lunghezza del condotto.



Figura 101-campo di velocità (b) e turbolenza (a) prova 10



Figura 102-zoom prova 10

5.6-Analisi risultati e simulazioni finali

In tutte le simulazioni, se la scala di visualizzazione viene opportunamente regolata, si nota una regione più turbolenta subito a valle della curva del condotto principale, sul lato interno, come riportato in Figura 103. Questo effetto era facilmente prevedibile, dal momento che la curva a gomito è una geometria ben nota e già ampiamente studiata, inoltre l'entità di questa turbolenza è sempre almeno un ordine di grandezza più piccola rispetto alle turbolenze che si creano all'uscita dei condotti.



Figura 103-turbolenza a valle della curva a gomito (turbulent kinetic energy)

In Tabella 24 e Tabella 25 sono riportati i valori numerici dei parametri più importanti di ogni simulazione. La velocità di picco è quella valutata nel centro del getto nella sezione di uscita del soffietto, l'energia turbolenta cinetica spesso presenta il valore di picco nelle zone adiacenti al *potential core*, ovvero all'interno della *mixing zone*, tuttavia in alcuni casi questo picco si colloca in zone differenti, ad esempio nelle immediate vicinanze della sezione di uscita. Infine, è stato valutato lo sviluppo medio del potential core, misurando nel grafico del campo di turbolenza la distanza tra il vertice del *core* e la sezione di uscita del soffietto per ognuno dei due getti e calcolandone la media; questo dato è un indice della potenza e inerzia del getto, perché indica quanto spazio viene percorso dal getto in un regime pressoché laminare prima di dissipare la sua energia nelle turbolenze che si creano nell'ambiente circostante.

Prova N°	R	3	4	5	6
Caratteristica	Condizioni attuali	Incremento del 59% della	Incremento del 60% del	Riduzione del 45% della	Riduzione del 40% del
		lunghezza dei	diametro dei	lunghezza	diametro dei
		condotti di uscita	condotti di uscita	dei condotti di uscita	condotti di uscita
Picco di velocità in uscita [m/s]	242	246	91	224	763
Picco di energia turbolenta cinetica assoluto [m²/s²]	3.71e+03	4.45e+03	3.77e+02	3.48e+03	1.90e+04
Picco di energia turbolenta cinetica nella mixing zone [m²/s²]	3.71e+03	4.45e+03	3.77e+02	2.60e+03	1.90e+04
Sviluppo medio potential core [mm]	8.5	7.3	17.5	11	0

Tabella 24- valori numerici dei parametri di controllo (prove 3-6)

Tabella 25- valori numerici dei parametri di controllo (prove 7-10)

Prova N°	R	7	8	9	10	
Caratteristica	Condizioni attuali	Incremento del	Riduzione del	Riduzione del	Incremento	
		21% del	25% del	25% della	del 41% della	
		diametro del	diametro del	lunghezza del	lunghezza del	
		condotto	condotto	condotto	condotto	
		principale	principale	principale	principale	
Picco di velocità in	242	242 245	234	239	261	
uscita [m/s]	242					
Picco di energia						
turbolenta	3.71e+03	3.83e+03	2.76e+03	3.83e+03	5.20e+03	
cinetica assoluto [m ² /s ²]						
Picco di energia						
turbolenta	3 710+03	3.83e+03	2.76e+03	3.83e+03	4.30e+03	
cinetica nella mixing	5.710.05					
zone [m²/s²]						
Sviluppo potential core	85	8 5	85	7 25	5.4	6 75
[mm]	0.5	0.5	1.25	5.4	0.75	
Analizzando questi risultati è possibile concludere che:

- Modificare la geometria dei condotti di uscita altera le caratteristiche dei getti in maniera molto più marcata rispetto a modificare la geometria del condotto principale
- Aumentare il diametro dei condotti di uscita è il metodo per ridurre maggiormente la turbolenza, aumentando anche la potenza del getto, tuttavia una sezione di uscita maggiore genera un consumo maggiore
- Ridurre la lunghezza dei condotti di uscita permette di ridurre la turbolenza senza modificare la sezione di uscita e inoltre aumenta leggermente la potenza del getto
- Aumentare la lunghezza dei condotti di uscita o ridurre il diametro degli stessi genera dei picchi di turbolenza più elevati (soprattutto nel secondo caso) e riduce la potenza del getto, di conseguenza non sono modifiche consigliabili
- Aumentare il diametro del condotto principale o ridurne la lunghezza non comporta apprezzabili modifiche dei getti
- Diminuire il diametro del condotto principale permette di ottenere un getto quasi inalterato ma con una turbolenza leggermente inferiore
- Allungare il condotto principale invece riduce la potenza del getto e genera una maggiore turbolenza, quindi è sconsigliabile

Nell'analisi successiva è stata cambiata la condizione al contorno sulla sezione di ingresso, imponendo una pressione costante di 0.5 bar. Dal momento che le precedenti simulazioni sono state eseguite imponendo la portata misurata sperimentalmente, quando la pressione di monte era pari a 0.5 bar, i risultati dovrebbero essere identici; tuttavia, nell'apparato sperimentale (Figura 77), il manometro non è posizionato esattamente sulla sezione di ingresso, pertanto durante gli esperimenti l'effettiva pressione di ingresso sarà stata verosimilmente inferiore, come dimostrano i seguenti risultati.

La simulazione CFD sul modello attuale (prova R), con pressione di monte fissata a 0.5 bar, fornisce come risultato una portata di 0.0030 kg/s (Figura 104), ovvero maggiore di quella misurata sperimentalmente (0.0024 kg/s), pertanto, essendo la geometria identica, la pressione di monte effettiva in laboratorio sarà stata sicuramente più bassa. I campi di velocità e turbolenza rimangono inalterati come forma, ma aumentano leggermente in modulo (Figura 105).



Figura 104- prova R (geometria attuale) portata smaltita alimentando il soffietto a 0.5 bar



Figura 105- prova R (geometria attuale) velocità e turbolenza del flusso alimentando il soffietto a 0.5 bar

In seguito, è stata imposta la stessa condizione al contorno ad altri quattro modelli: prova 3 (condotti di uscita più lunghi), prova 5 (condotti di uscita più corti), prova 7 (diametro del condotto principale maggiore) e prova 8 (diametro del condotto principale minore). I risultati in termini di portata, velocità e turbolenza, sono riportati da Figura 106 a Figura 113. Sono stati trascurati i modelli con variazione di diametro dei condotti di uscita perché il loro effetto sulla portata, con pressione di alimentazione costante, è ben noto; quelli con variazione di lunghezza del condotto di ingresso non sono stati considerati perché questa modifica influirebbe sulla portata in modo analogo alle prove 3 e 5.



Figura 106- prova 3 portata smaltita alimentando il soffietto a 0.5 bar



Figura 107- prova 3 velocità e turbolenza del flusso alimentando il soffietto a 0.5 bar



Figura 108- prova 5 portata smaltita alimentando il soffietto a 0.5 bar



Figura 109- prova 5 velocità e turbolenza del flusso alimentando il soffietto a 0.5 bar

Mass Flow Rate	Boundaries Filter Text	Results
Total Heat Transfer Rate Radiation Heat Transfer Rate	contact_region-src contact_region-trg contact_region_2-src contact_region_3-src inlet	0.002051002818257613
Retain instantaneous Values	interior-16 interior-19 interior-3 interior-domain outlet wall	
Save Output Parameter		Net Results [kg/s]

Figura 110- prova 7 portata smaltita alimentando il soffietto a 0.5 bar



Figura 111- prova 7 velocità e turbolenza del flusso alimentando il soffietto a 0.5 bar



Figura 112- prova 8 portata smaltita alimentando il soffietto a 0.5 bar



Figura 113- prova 8 velocità e turbolenza del flusso alimentando il soffietto a 0.5 bar

Come si può notare dalle figure e come riportato in Tabella 26, approssimando alla quarta cifra decimale, le modifiche sul diametro del condotto non alterano sostanzialmente la portata smaltita, verosimilmente perché la regione terminale del condotto non viene modificata, mentre accorciare i condotti di uscita permette di avere una portata maggiore perché si riduce la resistenza del condotto e quindi le perdite; viceversa, se si aumenta la lunghezza dei condotti finali. I campi di velocità e turbolenza mantengono la stessa forma della prova eseguita a portata costante, ma variano in modulo, dal momento che si ha una portata più o meno maggiore rispetto al caso precedente.

Tabella 26-confronto portate	smaltite con	n alimentazione d	a 0.5 bar
------------------------------	--------------	-------------------	-----------

Prova N°	R	3	5	7	8
Portata smaltita [kg/s]	0.0030	0.0028	0.0035	0.0030	0.0030

Questa analisi, unita alla precedente riguardo alle simulazioni con portata costante, ci permette di concludere che, utilizzando una geometria con condotti di uscita più corti, si potrebbe ridurre la pressione di alimentazione fino ad ottenere una portata smaltita pari a quella in condizioni attuali; con questa configurazione si avrebbe una migliore efficienza e meno turbolenza, come verificato nell'analisi precedente (prova 5).

Infine, si è deciso di eseguire un'altra simulazione, imponendo la pressione sulla sezione di ingresso costante e pari a quella reale, cioè la pressione che si ha esattamente sulla sezione di ingresso del soffietto superiore nelle condizioni di lavoro attuali del macchinario. L'unico modo per stimare tale pressione è riutilizzare il modello Amesim dell'operazione di espulsione.

In Figura 114 e Figura 115 vengono riportati lo schema dell'operazione e i risultati di una simulazione pari a quelle presentate nel Capitolo 4 (tre spari), in cui viene visualizzato graficamente l'andamento della pressione a monte dei soffietti, qui schematizzati come quattro strozzatori di diametro 2.5 mm. La pressione è stata rilevata al termine del condotto che alimenta i due fori che simulano il soffietto superiore, ovvero esattamente a monte di esso (riquadro rosso nella figura sottostante).



Figura 114-modello dell'espulsione, evidenziato in rosso il punto in cui viene rilevata la pressione



Figura 115-andamento della pressione sulla sezione di ingresso del soffietto

Come riportato si rileva una pressione di monte pari a **1.3x10⁻³ bar**, durante gli spari. Questo valore di pressione così basso è ragionevole per i seguenti motivi:

- Il soffietto è molto corto (pochi centimetri) e scarica in atmosfera; quindi, quando la valvola a monte è chiusa la pressione sulla sezione di ingresso sarà pari a quella atmosferica
- La valvola che connette il soffietto con l'alimentazione resta aperta solo 22.5 ms su un periodo di 0.3 s, di conseguenza non si ha il tempo per raggiungere il valore della pressione di alimentazione
- Dal serbatoio di alimentazione al soffietto ci sono molte perdite (tubi, raccordi, curve a gomito e valvole)

Per verificare la coerenza tra i modelli creati in Amesim e Fluent, si è deciso di visualizzare la velocità di picco del flusso uscente da uno dei fori in Amesim e di confrontarla con quella stimata sul modello Fluent, imponendo una pressione di monte pari a quella appena calcolata (1.3x10⁻³ bar). In Figura 116, sono riportati i risultati. In Figura 117 è riportato anche il campo di turbolenza in queste condizioni.



Figura 116-confronto delle velocità tra Amesim e Fluent, con pressione di monte pari a 1.3x10^-3 bar



Figura 117- campo di turbolenza per la geometria attuale, alimentata a 1.3x10^-3 bar

Velocità di picco calcolata in Amesim= 14.7 m/s Velocità di picco calcolata in Fluent= 14.5 m/s Picco di turbolenza=12.04 m²/s²

Le velocità sono coerenti tra di loro e coerenti con la realtà, come già discusso nel Capitolo 4.3. La velocità stimata in Amesim è diversa da quella riportata nel capitolo di cui sopra perché è stata modificata la sezione dei regolatori di flusso: esistono infatti due tipi di soffietti (vedi Tabella 1), quello studiato in Fluent ha diametro 2.5 mm, mentre quello utilizzato per le simulazioni riportate nel Capitolo 4.3 ha diametro 2 mm. La portata smaltita in tali condizioni, secondo il modello Fluent, è pari a 0.137 g/s (Figura 118). In Tabella 5, sono stati riportati i consumi stimati da Amesim, ma sono relativi a entrambi i soffietti, inferiore e superiore, e sono relativi al modello con diametro 2 mm. Eseguendo nuovamente la simulazione con un diametro di 2.5 mm e considerando solo il ramo del soffietto superiore, si stima con Amesim un consumo di 0.125 g/s (Figura 119). I due valori sono ragionevolmente vicini, quello stimato con Amesim risulta giustamente più basso perché è un picco impulsivo, non ha il tempo di raggiungere il valore di regime, mentre Fluent simula una condizione stazionaria.



Figura 119-portata smaltita dal soffietto superiore calcolata con Amesim

È poi stata imposta la stessa condizione al contorno, ovvero pressione di monte pari a 1.3x10⁻³ bar, su altri modelli, che nelle simulazioni a portata costante erano risultate le migliori in termini di riduzione di turbolenza, ovvero la prova 5 e 8. In Figura 120 e Figura 121 sono riportati i risultati. **Nel seguito verrà identificata la geometria utilizzata nella prova R come geometria attuale o reale, inoltre la condizione al contorno di pressione di monte pari a**

1.3x10⁻³ verrà identificata come condizione attuale o reale e da Figura 116 a Figura 119 sono rappresentati i risultati di questa simulazione, da utilizzare come confronto.

Come già notato in precedenza, ridurre la lunghezza dei condotti di uscita (prova 5) genera un flusso più potente e veloce e meno turbolento, mentre la riduzione del diametro principale (prova 8) rallenta leggermente il flusso, diminuendo anche la turbolenza.



Figura 120-campi di turbolenza e velocità della prova 5, con pressione di monte pari a 1.3x10^-3



Figura 121-campi di turbolenza e velocità della prova 8, con pressione di monte pari a 1.3x10^-3

Un'ipotesi per ridurre i consumi, presentata nel Capitolo 4.5, era quella di ridurre la sezione dei fori di uscita e allo stesso tempo la pressione di alimentazione. Eseguendo una simulazione CFD su un modello con i condotti di uscita con diametro minore (prova 6) e pressione a monte pari a 1.3×10^{-3} bar, si nota tuttavia che non è una soluzione ottimale (Figura 122); infatti, la velocità di picco è di poco più bassa di quella in condizioni attuali (13.8 m/s contro i 14.5 m/s attuali), ma il flusso è di gran lunga più debole, nonostante la pressione non sia stata abbassata rispetto alle

condizioni reali. Per contro, la turbolenza è molto più bassa e anche la portata smaltita (Figura 123), ma si rischia un malfunzionamento del macchinario.



Figura 122-campi di velocità e turbolenza della prova 6, con pressione di monte pari a 1.3x10^-3

Options Mass Flow Rate	Boundaries Filter Text	Results	
Total Heat Transfer Rate Radiation Heat Transfer Rate	contact_region-src contact_region-trg contact_region_2-src contact_region_3-src inter	4 235507046612066-05	
Retain instantaneous Values	interior-16 interior-19 interior-3 interior-domain outlet wall	4.52307640012002/03	Þ
Save Output Parameter		Net Results [kg/s] 4.325508e-05	

Figura 123 -portata smaltita nella prova 6, con pressione di monte pari a 1.3x10^-3

Utilizzando un metodo iterativo è stato invece possibile agire sulla pressione di monte della prova 5 (Figura 120), al fine di ottenere una velocità di uscita pari a quella reale (14.7 m/s circa).

Si ottiene tale velocità per una pressione di **1.1x10⁻³ bar** e il flusso che si ottiene è riportato in Figura 118. Come si nota, rispetto alla condizione attuale (Figura 116 e Figura 117), si ottiene una velocità molto prossima, ma con un'inerzia maggiore e una turbolenza minore. Tuttavia, il consumo è maggiore di 0.08 g/s rispetto alle condizioni attuali (Figura 125), un valore molto piccolo e inoltre bisogna considerare che l'operazione di espulsione non è la meno efficiente, ma sicuramente tra le più rumorose.



Figura 124- campi di velocità e turbolenza di prova 5, alimentato a 1.1x10^-3 bar

Flux Reports		×
Mass Flow Rate	Boundaries Filter Text 🔂 🔁 🗫 Results	
Total Heat Transfer Rate Radiation Heat Transfer Rate	contact_region-src contact_region-trg contact_region_2-src contact_region_3-src inlet 0.0001457211588240322	1
Retain instantaneous Values	interior-18 interior-21 interior-3 interior-domain outlet	
Save Output Parameter	Net Results [kg/s] 0.0001457212	
	Compute Write Close Help	

Figura 125-Portata smaltita in prova 5, alimentata a 1.1x10^-3 bar

Inoltre, al fine di ottenere una pressione di ingresso pari a 1.1×10^{-3} bar, è necessario ridurre la pressione di alimentazione, agendo sul riduttore di pressione. Sul modello Amesim dell'espulsione è stata eseguita una simulazione variando la pressione di alimentazione da 6 bar a 5 bar, con una variazione di 0.2 bar tra una prova e l'altra; è stata poi visualizzata la pressione all'ingresso del soffietto (ovvero nello stesso punto evidenziato in Figura 114). I risultati (Figura 126) mostrano come la pressione di alimentazione che garantisce 1.1×10^{-3} bar a monte del soffietto è 5.4 bar (infatti in grigio è rappresentata la prova a 6 bar, in rosso quella a 5 bar, le altre prove intermedie di conseguenza). Abbassare la pressione di alimentazione a parità di funzionamento, oltretutto meno rumoroso, permetterebbe di aumentare l'efficienza di questa operazione.



Figura 126- pressione a monte del soffietto al variare della pressione di alimentazione, in rosso la prova a 5 bar, in grigio quella a 6 bar

Per concludere, è stato creato un modello finale, con le stesse dimensioni della prova 5, ovvero condotti finali più corti, ma allo stesso tempo il condotto principale è stato allungato, nel tratto dopo la curva, dello stesso numero di millimetri rimossi dai condotti, ovvero 8 mm (vedi Tabella 22). In questo modo l'estensione totale del soffietto non viene variata e di conseguenza anche la carcassa esterna rimane identica, così come la struttura del macchinario che la sostiene, l'unico dettaglio da modificare è il condotto interno; infatti, per un corretto funzionamento del macchinario, le coordinate spaziali dei due fori di uscita del soffietto non devono essere modificate, pertanto, se si accorciano solo i condotti finali, bisognerà modificare il sostegno affinché la nuova posizione dei fori di uscita coincida con quella attuale.

È stata condotta una simulazione su Fluent, imponendo a questa nuova geometria una pressione di monte di 1.3x10⁻³ bar, ovvero riproducendo le condizioni di lavoro attuali (Figura 127). I campi di velocità e turbolenza sono una combinazione di quelli di prova R e 5 alla stessa pressione (Figura 116, Figura 117 e Figura 120).



Figura 127- campi di velocità e turbolenza della prova finale, alimentata a 1.3x10^-3 bar

Si nota però che la velocità di punta è maggiore di quella in condizioni attuali, di conseguenza sarebbe consigliabile una sua riduzione. A tal fine è stata abbassata la pressione di monte imposta a 1.1x10⁻³ bar. La portata smaltita in queste nuove condizioni è pari a 0.138 g/s (Figura 128).



Figura 128-portata smaltita nella prova finale, alimentata a 1.1*10^-3 bar

La velocità e la turbolenza in queste nuove condizioni sono riportate in Figura 129. La velocità di picco ora rientra nell'intervallo di velocità stimate dai software Amesim e Fluent per il funzionamento attuale, ovvero 14.5÷14.7 m/s. La turbolenza invece risulta praticamente uguale al caso di prova R in condizioni attuali (Figura 117), ma con un *potential core* più esteso e quindi un getto più potente. Di conseguenza, non si ottengono vantaggi acustici, ma risulterebbe molto più semplice modificare la geometria, senza alterarne i sostegni, e si avrebbe un getto più potente, a pari portata e con una pressione di alimentazione minore (vedi Tabella 27).



Figura 129-campi di velocità e turbolenza della prova finale, alimentata a 1.1*10^-3 bar

Si riportano di seguito un confronto tra i campi di turbolenza e velocità dei casi studiati che hanno dato risultati più promettenti, dal punto di vista della riduzione del rumore e miglioramento dell'efficienza, a parità di funzionamento (Figura 130 e Figura 131).



Figura 130-confronto dei campi di velocità, a sinistra la geometria reale alimentata a 1.3x10^{^-3} (condizioni reali), al centro la prova 5 con condotti più corti e a destra la geometria finale, entrambe alimentate a 1.1x10^{^-3} bar

A sinistra la geometria attuale (prova R) con pressione di monte pari a quella stimata in condizioni di lavoro attuali (1.3x10⁻³ bar), al centro la geometria con i condotti di uscita più corti, a destra la geometria finale con condotti finali più corti e condotto principale più lungo,

entrambi alimentati alla pressione ridotta pari a 1.1x10⁻³ bar. È stata suggerita all'azienda una modifica del sostegno del soffietto, in modo tale da poter installare e testare il soffietto modellato nella prova 5, il quale presenta una sensibile riduzione della turbolenza e quindi del rumore.



Figura 131-confronto dei campi di turbolenza, a sinistra la geometria reale alimentata a 1.3x10^-3 (condizioni reali), al centro la prova 5 con condotti più corti e a destra la geometria finale, entrambe alimentate a 1.1x10^-3 bar

Infine, in Tabella 27, sono riportati i valori numerici dei parametri di rilievo di queste tre geometrie in diverse condizioni.

Prova N°	R	5	5	Finale	Finale
Caratteristica	Geometria	Riduzione	Riduzione	Riduzione del	Riduzione del
	attuale	del 45%	del 45%	45% della	45% della
		della	della	lunghezza dei	lunghezza dei
		lunghezza	lunghezza	condotti di	condotti di
		dei condotti	dei condotti	uscita, ma	uscita, ma
		di uscita	di uscita	lunghezza	lunghezza
				totale invariata	totale invariata
Pressione a	1.3x10 ⁻³	1.3x10 ⁻³	1.1x10 ⁻³	1.3x10 ⁻³	1.1x10 ⁻³
monte del	condizioni	condizioni		condizioni	
soffietto [bar]	attuali	attuali		attuali	
Portata	0 1 2 7	0 160	0 1 4 5	0 1 5 1	0 1 2 9
smaltita [g/s]	0.157	0.100	0.145	0.151	0.138
Velocità di	1116	15.07	11 69	15.04	14 50
picco [m/s]	14.40	15.97	14.00	15.64	14.52
Turbolenza di	12.04	11 72	0.62	14 5	12 05
picco [m²/s²]	12.04	11.72	9.05	14.5	12.05
Estensione					
media del	0.25	11	11	0 5	0 5
potential core	0.25	ΤT	11	5.5	5.5
[mm]					

Tabella 27-confronto tra le condizioni e geometria attuali e le due geometrie migliori

6-Conclusioni

L'obiettivo principale, del presente lavoro, è quello di apportare modifiche ai macchinari di produzione della Robino&Galandrino, oppure di proporre nuove soluzioni, al fine di ridurre il consumo di aria compressa e diminuire il rumore prodotto da suddetti macchinari, in particolare quello responsabile dell'incapsulamento degli spumanti. Il lavoro è stato quindi diviso in due parti, analizzando separatamente da una parte la tematica dell'efficienza e del consumo e dall'altra quella del rumore.

In un primo momento, l'attenzione è stata rivolta alla comprensione del macchinario per l'incapsulamento, all'attività svolta da ogni operazione che richiedesse l'uso di aria compressa, le sue tempistiche ed eventuali criticità: *espulsione, soffio trattenimento capsula, distribuzione, espulsione capsula non distribuita, aspirazione capsula, prefissaggio, piegatura, lisciatura.* Questo studio ha permesso di suddividere le varie operazioni e analizzarle singolarmente; infatti, nella parte relativa all'efficienza, sono stati creati dei modelli pneumatici delle varie operazioni che compongono il macchinario, grazie al software Simcenter Amesim. Ciò ha permesso di stimare il consumo di aria di ogni circuito pneumatico e di individuare il meno efficiente, che è risultato essere di gran lunga quello relativo all'*aspirazione capsula*, operazione svolta da una ventosa (324 g di aria ogni ora). Al secondo posto, in termini di consumo, si collocano le operazioni di *espulsione* e *distribuzione*, caratterizzate da spari intermittenti emessi da un ugello (60.48 g e 27.96 g ogni ora, rispettivamente), mentre tutte le operazioni che coinvolgono un muscolo pneumatico, cioè *prefissaggio, lisciatura, piegatura*, sono quasi trascurabili (7.42 g, 0.30 g, 0.20 g ogni ora, rispettivamente).

Per quanto riguarda l'*espulsione capsula non distribuita*, non è stato creato un modello dedicato, in quanto identica alla distribuzione e dal momento che è stata suggerita un'auspicabile modifica che consenta di limitare l'intervento di questo getto solo nei rari casi necessari. Il *soffio trattenimento capsula* invece è stato solo descritto, ma non analizzato, dal momento che si tratta di un componente recentemente brevettato dall'azienda stessa, su cui sono già stati svolti numerosi studi interni.

È stata successivamente eseguita un'analisi parametrica sui modelli di *distribuzione* ed *espulsione*, modificando pressione di alimentazione e sezione ristretta di uscita, con l'obiettivo di ridurre i consumi a pari velocità di uscita, individuando alcune combinazioni che soddisfano tale requisito. Per quanto riguarda la ventosa, invece, è stata eseguita una prova sul campo su un macchinario di un cliente della R&G, andando a ridurre manualmente la pressione di alimentazione di suddetto componente e verificando il corretto funzionamento anche in queste nuove condizioni. È stato verificato che, con una pressione di alimentazione di 3.5 bar, non si registrano malfunzionamenti e si ha un risparmio di 84 g di aria ogni ora.

La seconda parte della presente tesi ha interessato le operazioni di *distribuzione* ed *espulsione*, dal punto di vista della generazione del rumore. Per la prima operazione, l'ugello responsabile del soffio è un prodotto commerciale dell'azienda Silvent; per tale motivo si è deciso di modellarne uno nuovo grazie al software Autocad Inventor. A tale scopo si è resa necessaria una ricerca bibliografica, per identificare le principali geometrie o tecniche adoperate per ridurre la rumorosità degli ugelli. Una volta realizzato il prototipo fisico, grazie ad una stampante 3D a

resina, esso è stato testato in laboratorio e confrontato con l'ugello Silvent attuale. Alimentando i due ugelli alla medesima pressione si è notato che il prototipo consuma più aria. Pertanto, è stata anche eseguita una prova abbassando la pressione di monte per ottenere la medesima portata anche per il prototipo nuovo, il quale è risultato leggermente più rumoroso a pari pressione di alimentazione, ma meno rumoroso di 2 dB a pari portata.

Per la seconda operazione, il soffietto responsabile del getto d'aria è prodotto dall'azienda, la quale ha fornito il modello 3D esatto del componente, sul quale sono state eseguite numerose analisi CFD. I risultati principali di queste simulazioni sono i seguenti:

- L'effettiva pressione che si ha in corrispondenza della sezione di ingresso del soffietto durante lo sparo (10⁻³ bar) è molto inferiore a quella di alimentazione (6 bar);
- Accorciare i condotti di uscita del soffietto permette, a pari velocità del getto, di ridurre la pressione di alimentazione e la turbolenza generata a valle di esso, aumentando l'inerzia del getto, ma anche leggermente la portata smaltita. Inoltre, deve essere modificata la struttura del supporto che sorregge il soffietto, tuttavia questa soluzione è quella che permette di ottenere una riduzione del rumore;
- Allungare il condotto principale della stessa quantità che è stata sottratta alla lunghezza dei condotti finali permette di non modificare la geometria circostante e mantenere stessa velocità, portata e turbolenza delle condizioni attuali, ma ridurre la pressione di alimentazione e aumentare leggermente l'inerzia del getto.

La presente tesi è parte di un progetto più grande, nato dalla collaborazione tra Politecnico di Torino e Robino&Galandrino, ha permesso di ottenere già alcuni risultati di rilievo, ma permangono ancora alcuni aspetti da indagare più a fondo e sono necessarie ancora alcune verifiche sperimentali.

Prima di tutto, andrebbe migliorata l'operazione di *espulsione capsula non distribuita*, riducendo il suo intervento solo ai casi realmente necessari. Nel Capitolo 2.4 viene proposta una soluzione, ma senza dubbio servirebbero studi più approfonditi per verificare la sua fattibilità.

Il nuovo ugello per la *distribuzione,* modellato nel presente lavoro di tesi e testato in laboratorio presenta un foro centrale, mentre i nuovi ugelli prodotti dalla Silvent e montati sui macchinari della Robino&Galandrino sono dotati esclusivamente di microfori, posizionati su una circonferenza, senza foro centrale. Il secondo ugello progettato nel presente lavoro soddisfa questo requisito, ma non è stato ancora possibile stampare in 3D un prototipo reale ed eseguire un confronto acustico con l'ugello Silvent, che verrà però eseguito nel breve periodo. Inoltre, il test eseguito in laboratorio sul primo prototipo dovrebbe essere eseguito nuovamente in un ambiente privo di rumore di fondo o almeno costante, per verificare la correttezza dei risultati individuati. Sarebbe inoltre molto utile testare la forza di spinta del getto, posizionando una bilancia apposita con una piastra piana ad una distanza pari a quella tra l'ugello e la testa della capsula, in condizioni operative.

Infine, tutte le simulazioni CFD sul soffietto superiore per l'espulsione hanno portato a conclusioni importanti, ma che dovranno essere verificate sul campo, prima modificando il modello 3D del componente che verrà poi stampato e successivamente testando la sua reale efficacia sul macchinario. In caso di esito positivo, lo stesso studio che ha riguardato il soffietto superiore verrà eseguito anche sul soffietto inferiore.

Bibliografia

- [1] Robino&Galandrino, «Robino&Galandrino: Chi siamo,» [Online]. Available: https://www.robinoegalandrino.it/it/l-azienda/chi-siamo.
- [2] Silvent, «Prodotti: ugelli per aria compressa: 209 L-S,» [Online]. Available: https://www.silvent.com/it/prodotti/ugelli-per-aria-compressa/209-I-s-ugello-per-ariacompressa/.
- [3] Siemens, «Prodotti: Simcenter Amesim,» [Online]. Available: https://www.plm.automation.siemens.com/global/it/products/simcenter/simcenteramesim.html.
- [4] Festo, «Products: Vacuum generator: VAD-1/4,» [Online]. Available: https://www.festo.com/us/en/a/9394/.
- [5] Silvent, «Specifiche tecniche,» [Online]. Available: https://www.silvent.com/it/specifiche-tecniche/.
- [6] J. B. Freund, «Nozzles, turbulence and jet noise prediction,» *Journal of Fluid Mechanic,* vol. 860, pp. 1-4, 2019.
- [7] R. A. Fontaine, G. S. Elliott, J. Austin e J. B. Freund, «Very near-nozzle shear-layer turbulence and jet noise,» *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 770, pp. 27-51, 2015.
- [8] G. Colombo, «Acustica psicofisica,» [Online]. Available: http://pcfarina.eng.unipr.it/Dispense01/colombo130356/colombo130356.htm.
- [9] G. D'Agata, *Analisi e verifica del rumore aerodinamico in valvole di controllo low noise,* Torino: Politecnico di Torino, 2018.
- [10] A. Fosso Pouangue, D. Hugues, N. Lamarque, J.-F. Boussuge e S. Moreau, «Simulation of a Low-Mach, High Reynolds Number Jet: First Step Towards the Simulation of Jet Noise Control by Micro-jets,» in 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Stoccolma, 2010.
- [11] C. Prasad e P. J. Morris, «A study of noise reduction mechanisms of jets with fluid inserts,» *Journal of Sound and Vibration,* vol. 476, n. 115331, 2020.
- [12] M. Lighthill, «On Sound Generated Aerodynamically,» Journal of Royal Society, vol. 211, n. 1107, 1952.
- [13] K. Prieve, A. Rice e P. C. Raynor, «Compressed air noise reductions from using advanced air gun nozzles in research and development environments,» *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, vol. 14, pp. 632-639, 2017.
- [14] Silvent, «La tecnologia Silvent,» [Online]. Available: https://www.silvent.com/it/perchesilvent/la-tecnologia-silvent/.
- [15] G. Zhu, S. Yuan, X. Kong, C. Zhang e B. Chen, «Flow and aeroacoustic characteristics evaluation of microjet noise reduction concept in the nozzle design for minimum quantity lubrication,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 488, n. 115630, 2020.
- [16] GrabCADCommunity, «Library: chevron nozzle,» [Online]. Available: https://grabcad.com/library/chevron-nozzle-1.

- [17] R. Tibell, «A silenced blowing nozzle». Svezia Brevetto WO 2017/217916 A1, 21 dicembre 2017.
- [18] X. Li, «Experimental Investigation of Jet Flow Fields with Chevron Nozzles,» *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 782, n. 042010, 2020.
- [19] S. Sheen, «Noise Generated by Multiple-Jet Nozzles With Conical Profiles,» *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics,* vol. 17, n. 3, 2011.
- [20] Silvent, «Prodotti: ugelli per aria compressa: 209,» [Online]. Available: https://www.silvent.com/it/prodotti/ugelli-per-aria-compressa/209-ugello-per-ariacompressa/.
- [21] FranciacortaSostenibile, «Livello sonoro equivalente,» 2012. [Online]. Available: http://www.franciacortasostenibile.eu/media/File/INDICATORI_2012/rumore.pdf.
- [22] H. Versteeg e W. Malalasekera, An introduction to computational fluid dynamics, Harlow: Pearson, 2007.
- [23] H. Yu e J. Thè, «Validation and optimization of SST k-u turbulence model for pollutant dispersion within a building array,» *Atmospheric Environment*, vol. 145, pp. 225-238, 2016.

Ringraziamenti

Vorrei spendere ancora alcune parole per ringraziare le persone che mi hanno aiutato in questo percorso di cinque anni e che mi sono state a fianco durante tutto il periodo in cui ho lavorato a questa tesi.

È doveroso un ringraziamento alla mia relatrice Professoressa Daniela Maffiodo, per aver proposto questa opportunità, per avermi seguito e consigliato e per essere sempre stata disponibile a incontrarmi per discutere dei risultati ottenuti progressivamente; ringrazio anche la co-relatrice Professoressa Raffaella Sesana per aver contribuito nell'organizzazione e gestione del progetto da cui è nata la presente tesi.

Grazie alla Robino&Galandrino per avermi ospitato, ma soprattutto a Flavio Carillo, per avermi introdotto nella sua azienda e avermi illustrato tutti i macchinari e i processi con così tanta pazienza e passione, per avermi messo a disposizione la loro stampante 3D e avermi fornito tutto il materiale da me richiesto per lo svolgimento del presente lavoro. Grazie anche a tutti i dipendenti dell'azienda, sempre disponibili e molto collaborativi, senza il loro aiuto non sarebbe stato possibile raggiungere questi risultati.

Grazie al Politecnico di Torino, per avermi istruito e formato e messo a disposizione aule, laboratori, biblioteche e aule studio, sempre in ordine, puliti e moderni. Un'università molto ben organizzata e con docenti molto preparati che sicuramente consiglierei a tutti gli amanti delle materie scientifiche.

Sicuramente devo ringraziare mamma e papà per avermi supportato dalla nascita, lasciandomi comunque sempre molta libertà e autonomia, senza mai farmi mancare nulla. Tutti gli zii, che mi hanno sempre voluto bene e trasmesso le loro passioni, dandomi il loro sostegno quando necessario. La nonna Dirce che pregava sempre per me durante gli esami, un saluto al nonno Tommaso, che purtroppo potrà assistere alla laurea solo dall'alto, altrimenti sicuramente sarebbe venuto fino al Politecnico con la sua amata graziella.

Grazie ai migliori soci di scalata e scialpinismo con cui ho condiviso grandissime emozioni che mi hanno permesso di "staccare la spina" ogni tanto, per poi ritornare al lavoro con un rendimento più elevato e con ricordi indelebili in mente: Gigi, Fabio V., Eleonora, Marco C., Enrico, Marco M., Fabio C., Matteo, Ilaria.

Grazie ai compagni di università con cui abbiamo condiviso avventure, sventure, lavori di gruppo, panini, trasferte, mal di testa e soprattutto tante risate: Matteo, Lorenzo, Giorgio, Francesca, Bruno, Marco, Simone, Henrique, Paolo, Beatrice.

Grazie ai miei amici storici di Torino, con cui divertirsi o scambiare due chiacchere o aiutarsi a vicenda talvolta: Jacopo, Alessandro, Marco, William, Elisa, Simona, Domenico, Alessia.

Last but not the least, grazie a Rossana per aver deciso di stare al mio fianco, anche se da poco. Mi hai comunque aiutato in questo sprint finale, sempre presente ma mai opprimente, dolce ma tosta quando necessario, hai colmato un piccolo vuoto.