



Politecnico  
di Torino

## Politecnico di Torino

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

# **Analisi, studio e riprogettazione di un sistema pneumatico di prelievo cialde cosmetiche**

Relatore:  
Prof. Raparelli Terenziano  
Correlatore:  
Prof. Mazza Luigi

Candidato:  
Colopi Carlo

Tutor aziendale:  
Sig. Rossella Alessio



## SOMMARIO

In tale elaborato, si è effettuata un'analisi ed un conseguente studio e riprogettazione di un sistema pneumatico di prelievo cialde cosmetiche mediante il meccanismo del vuoto. Il circuito studiato è posto all'interno di una macchina realizzata presso lo stabilimento dell'azienda Ots Assembly srl. Nota azienda metalmeccanica, situata a Rivalta di Torino (To), costruisce macchine all'avanguardia che assemblano componenti di diverse dimensioni ad alta cadenza. In tale sviluppo di tesi, si è prima effettuato un richiamo della teoria del vuoto. Si è presentata la tecnologia della macchina che consente lo svolgimento del ciclo produttivo. È importante precisare che lo scopo della macchina è di prelevare delle cialde cosmetiche mediante la tecnologia del vuoto e di depositarle in delle apposite confezioni.

La macchina è stata valutata nella parte del vuoto del suo circuito pneumatico, analizzando le cadute pneumatiche connesse. Si è continuato nella valutazione determinando i consumi e l'efficienza del sistema presente. Di conseguenza, sulla base di quanto ottenuto, si è proposto tramite calcoli e opportuna progettazione una nuova soluzione che verrà impiegata nelle versioni future di tale macchina fornendo prestazioni migliori e consumi inferiori rispetto alla versione originale. I risultati generati dall'analisi della versione originale e della nuova variante proposta sono stati ottenuti per mezzo di calcoli mediante la teoria nota, il programma di calcolo (Excel) e di simulazione (Simcenter Amesim).

Considerati tutti i risultati ottenuti e messi a confronto in merito alle due versioni, si mette in luce quanto una oculata analisi e progettazione siano fondamentali nell'industria 4.0 per poter ottenere dei benefici a lungo termine. Tale discorso vale sia per la stessa azienda Ots Assembly srl, dove in una fase precedente del percorso si è svolto un tirocinio curriculare, ma anche per tutte le realtà del mondo industriale.

## INDICE

1. INTRODUZIONE GENERALE .....	5
1.1 INTRODUZIONE AL VUOTO .....	5
2. DESCRIZIONE MACCHINA .....	12
2.1 DESCRIZIONE IMPIANTO .....	12
2.2 DESCRIZIONE PROBLEMA .....	31
2.3 CALCOLI E DISCUSSIONE DELLE CADUTE DI PRESSIONE DEL SISTEMA PRESENTE .....	37
2.4 CALCOLO E ANALISI DEL CONSUMO DEL SISTEMA PRESENTE .....	52
3. NUOVO SISTEMA ADOTTATO .....	67
3.1 TECNOLOGIA IMPIEGATA .....	67
3.2 PROGETTAZIONE DEL NUOVO CIRCUITO DEL VUOTO .....	72
3.3 CALCOLI DEL SISTEMA E DEI NUOVI CONSUMI.....	84
3.4 MODELLAZIONE CON AMESIM DEI CIRCUITI PNEUMATICI.....	93
4. CONCLUSIONI .....	103
BIBLIOGRAFIA-SITOGRAFIA .....	107

# 1. INTRODUZIONE GENERALE

## 1.1 INTRODUZIONE AL VUOTO

Il termine vuoto si riferisce ad un contesto fisico in cui la pressione di un determinato ambiente è minore di quella atmosferica. Esso fa riferimento a diversi processi industriali in cui, tramite una pressione negativa, è possibile movimentare prodotti o componenti da assemblare nelle linee del ciclo di produzione e renderli disponibili per il prosieguo della fase del ciclo della macchina. A tal proposito, è opportuno anche richiamare brevemente i concetti di pressione positiva, cioè quella superiore rispetto alla pressione atmosferica, e negativa, ossia la pressione con valore più basso rispetto a quell'atmosferica. A seguito è fornito un grafico (1.1.1) che illustra le indicazioni appena esplicitate.

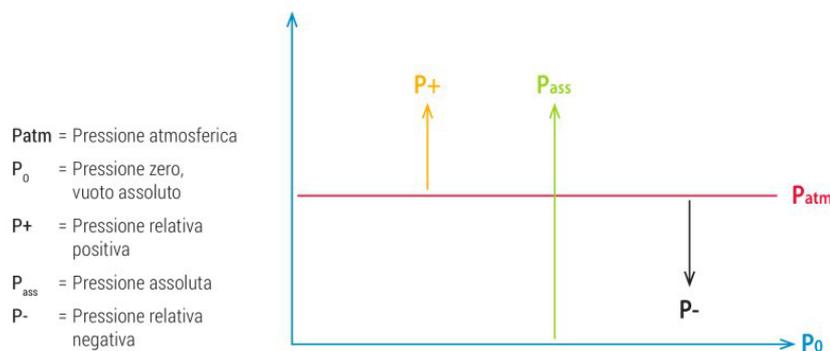


figura 1.1.1 [13]

A seconda se la pressione sia molto o poco inferiore alla pressione atmosferica, si possono definire diversi livelli di vuoto (indicati in [1] e [17]) dando una denominazione precisa in base ai vari range di pressione sub-atmosferica:

- Basso vuoto (da  $10^5$  a  $10^2$  Pa);
- Medio vuoto (da  $10^2$  a  $10^{-1}$  Pa);
- Alto vuoto (da  $10^{-1}$  a  $10^{-5}$  Pa);
- Ultra-alto vuoto (da  $10^{-5}$  a  $10^{-9}$  Pa);
- Estremo-alto vuoto ( $< 10^{-9}$  Pa).

Entrando più nel merito, in campo industriale il vuoto viene suddiviso in tre aree applicative: basso vuoto, cioè in quelle applicazioni dove si richiede un elevato flusso d'aria in aspirazione; vuoto industriale, dove il grado di vuoto è racchiuso tra -20 e -99,9 KPa, intervallo che racchiude la maggior parte delle applicazioni come manipolazione e sollevamento, ed infine vuoto di processo, superiore a -99KPa, sfruttato nei laboratori come nella lavorazione di microchip.

È importante notare che per ottenere un certo livello di vuoto si richiede un certo quantitativo di energia. Tramite tale diagramma, si può evincere che la richiesta di energia (espressa in kJ) cresce in maniera drastica al di sopra dei -90 KPa.

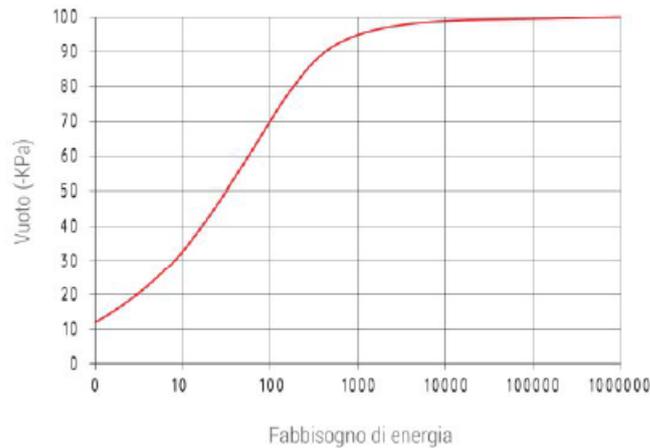


figura 1.1.2 [13]

Proprio per tale ragione, è bene rimanere al di sotto di tali valori. Nelle applicazioni pratiche, nessuna superficie da movimentare con il vuoto è di fatto perfettamente impermeabile. In caso di materiali porosi e superfici non regolari e lisce, si verificheranno probabilmente delle perdite d'aria verso il vuoto, come indicato in [9] e [14]. In questo caso è necessario mantenere alta la portata di vuoto per compensare le suddette fughe e mantenere la presa; questo si ottiene con un basso valore di vuoto.

Come si vedrà più avanti, il fabbisogno energetico di un circuito pneumatico verrà ripreso (in un ambito un po' trasversale) per evidenziare come un sistema pneumatico comporti dei costi e dei consumi rilevanti che con delle opportune modifiche potrebbero essere diminuiti di gran lunga.

In generale, per poter analizzare un sistema pneumatico e le cadute di pressione ad esso connesse, è importante rilevare i componenti che lo costituiscono e le geometrie ad esso legate, oltre che la disposizione e le condizioni adatte tali per cui ad esempio le valvole, i condotti, i generatori di vuoto operano in quel sistema. In particolar modo, per i tubi di una rete pneumatica, è importante avere una lunghezza esatta o presunta della linea al fine di valutare le perdite di pressione: così, il progettista la dimensiona secondo i criteri più adatti. Ciò è importante in quanto può consentire l'applicazione di un modello o di modelli quanto più vicini a quello reale e di valutare il sistema in maniera precisa e dettagliata. Diversi approcci, teorici e sperimentali, permettono il calcolo della caduta di pressione o meglio della perdita di pressione distribuita (in funzione del flusso aspirato) che è sostanzialmente dovuta agli attriti nell'aria che fluisce internamente e, più in dettaglio, nelle zone adiacenti alle pareti dei tubi. I vari approcci si basano sull'espressione generale indicata (1.1.3)

$$p_1 - p_2 = \lambda \rho \frac{w^2 l}{2 d}$$

Equazione 1.1.3 [3]

dove si considera un tubo di lunghezza  $l$  e di diametro  $d$ , tra le sezioni 1 e 2 dove si rileva il salto di pressione,  $w$  è la velocità del fluido,  $\rho$  è la densità dell'aria compressa e  $\lambda$  è il coefficiente adimensionale di attrito. Tale espressione viene sfruttata sia in caso di regime laminare, ossia

situazione del flusso i cui gli strati di fluido si muovono l'uno rispetto all'altro, senza che vi sia un sostanziale miscelamento delle particelle del fluido, che in caso di regime turbolento, tipologia differente di moto in cui le particelle del fluido vanno a miscelarsi tra di esse, per via di uno stato di agitazione casuale che comporta moti con direzioni indefinite; più precisamente, le particelle si muovono da un punto all'altro della sezione senza una direzione precisa. Come facilmente intuibile, la tipologia di moto è legato ai fenomeni viscosi ed inerziali delle particelle: lo si può classificare tramite un parametro adimensionale. Tale parametro viene nominato numero di Reynolds e la sua formulazione corrisponde a:

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu}$$

*Equazione 1.1.4 [2]*

dove  $\rho$  corrisponde alla densità del fluido,  $w$  è la velocità con cui scorre il flusso,  $d$  è una lunghezza caratteristica del condotto e  $\mu$  è il coefficiente di viscosità dinamica.

In merito al coefficiente di attrito  $\lambda$ , per il caso di regime laminare vale la relazione:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

*Equazione 1.1.5 [2]*

dove  $Re$  indica il numero di Reynolds, indicato precedentemente.

Per il caso di moto turbolento vari studi sono stati affrontati e pubblicati come riportato da [2] e [3] in merito al coefficiente di attrito adimensionale  $\lambda$ . Infatti, lo studioso Blasius ha fornito una formula connessa al calcolo di  $\lambda$  che equivale a:

$$\lambda = 0,3164(Re)^{\left(-\frac{1}{4}\right)}$$

*Equazione 1.1.6 [3]*

valida per tubi lisci e per valori sino a 80.000. Nel caso di alti valori di Reynolds, sino a  $10^8$ , Prandtl ha derivato una formula teorica per tubi lisci come segue:

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \log (Re \sqrt{\lambda}) - 0,8\right)^2}$$

*Equazione 1.1.7 [3]*

Come è chiaramente visibile, tale formula ha lo svantaggio di presentarsi in chiave implicita ma, se si va a combinare le ultime due formulazioni presentate (Blasius e Prandtl), si ottiene un'espressione di  $\lambda$  che può essere sfruttata sino a valori del numero di Reynolds pari a  $10^8$ , come indicato:

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \log \left(0.5625(Re)^{\frac{7}{8}}\right) - 0,8\right)^2}$$

*Equazione 1.1.8 [3]*

Sulla base del modello di Blasius, Han e altri esperti hanno formulato un'ulteriore espressione per il calcolo del coefficiente di attrito legato al numero di Reynolds:

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{(-0,237)}$$

*Equazione 1.1.9 [5]*

per numeri di Reynolds maggiori di  $10^5$ . Inoltre, le perdite di pressione nei tubi possono anche essere calcolate, come indicato da [4], sfruttando la seguente espressione proposta:

$$\Delta p = 1,6 \cdot 10^3 \cdot Q_N^{1,85} \cdot \frac{L}{D^5 \cdot p_1}$$

*Equazione 1.1.10 [4]*

dove  $Q_N$  è la portata in volume espressa in  $m^3/s$  (ANR),  $p_1$  è la pressione assoluta nella sezione iniziale,  $L$  è la lunghezza del tubo in m e  $d$  è il suo diametro in m. Essa viene usata in presenza di tubi rugosi.

Per quel che riguarda invece valvole, o i raccordi di una linea pneumatica, quando ci si ritrova con sostanziali cambiamenti del sistema, si verificano perdite di pressione concentrate o localizzate. Tali fenomeni sono legati a fenomeni di distacco del fluido dalle pareti per via di restringimenti delle sezioni di passaggio ed anche a dissipazioni per miscelamento in situazione turbolenta con fluido in quiete. Di fatti, vari studi su come analizzare il flusso d'aria attraverso le diverse restrizioni di un sistema pneumatico sono stati affrontati.

Alla base di essi vi è l'equazione generale dell'energia che si può trascrivere tramite tale espressione:

$$H_1 + \frac{mw_1^2}{2} + mgz_1 + Q = H_2 + m \frac{w_2^2}{2} + mgz_2 + W_t$$

*Equazione 1.1.11 [5]*

Tale formulazione esprime il bilancio energetico di un flusso d'aria compressa che scorre all'interno di valvole e altri componenti pneumatici. In base a tale equazione, il totale dei vari elementi energetici posseduti dal fluido nella sezione 1, considerate le opportune variazioni di lavori e flussi di calore del sistema, è pari all'energia riferita alla sezione 2, come visibile dai pedici annessi ai vari termini energetici. Entrando nel dettaglio, si nominano le diverse quantità energetiche:

- $H$  è l'entalpia;

- $m$  è la massa;
- $w$  è la velocità del flusso;
- $g$  è l'accelerazione gravitazionale;
- $z$  è l'altezza o quota della sezione;
- $Q$  è il calore scambiato o flusso termico scambiato;
- $W_t$  è il lavoro meccanico prodotto;

inoltre, il calore scambiato  $Q$  si intende positivo se assorbito dal sistema, negativo se viene rilasciato dal sistema; il lavoro meccanico  $W_t$  si dichiara positivo se conferito al sistema, negativo se svolto dal sistema. Spesso si ha a che fare con sistemi senza trasferimento di calore ed allora il termine connesso all'entalpia viene riscritto come:

$$H_1 - H_2 = - \int_1^2 V dp$$

*Equazione 1.1.12 [5]*

Bisogna precisare che per circuiti con aria compressa la quota di energia potenziale viene assunta trascurabile e, di conseguenza, l'espressione può essere riscritta come segue:

$$- \int_1^2 V dp = m \frac{w_2^2}{2} + W_t - \frac{mw_1^2}{2} - Q$$

*Equazione 1.1.13 [5]*

mettendo in conto che nella maggior parte dei casi si considera lo scambio termico e il lavoro meccanico pari a zero ma, ciò dipende dalla tipologia del volume di controllo che si sta analizzando.

Sulla base di queste considerazioni (equazione dell'energia) e sfruttando l'equazione della continuità (richiamata più in avanti), tramite passaggi indicati algebrici indicati in [5], St. Venant e Wantzel descrissero il flusso da una capacità pneumatica tramite un ugello come segue:

$$G = A \cdot p_1 \cdot \Psi \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1}}$$

*Equazione 1.1.14 [5]*

indicando con la variabile  $\Psi$  la funzione di flusso con tale espressione:

$$\Psi = \sqrt{\frac{\Upsilon}{\Upsilon - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\Upsilon}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\Upsilon+1}{\Upsilon}} \right]}$$

*Equazione 1.1.15 [5]*

specificando le due diverse situazioni di flusso subsonico e flusso sonico (come indicato in (1.16)) che si differenziano a seconda se il sistema sta lavorando in una zona maggiore o minore del parametro del rapporto critico delle pressioni tra monte e valle dell'ugello ideale, pari a 0,528. Si ricorda che per tale valore la velocità dell'aria raggiunge la velocità sonora dell'ugello.

$$\Psi = \left\{ \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \right\} \text{ per } \frac{p_2}{p_1} > 0,528 \text{ (flusso subsonico)}$$

Equazione 1.1.16a [5]

$$\Psi = \left\{ \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right\} \text{ per } \frac{p_2}{p_1} \leq 0,528 \text{ (flusso sonico)}$$

Equazione 1.1.16b [5]

Tali equazioni sin qui presentate però devono essere estese per poter descrivere la portata attraverso gli orifizi (ugelli) a spigolo vivo, in modo da tenere in esame nello sviluppo teorico anche la contrazione del fluido e le perdite annesse. Tale espressione è usata sia per flussi incompressibili sia per flussi compressibili in alcuni particolari casi:

$$q_v = A \cdot C_d \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

Equazione 1.1.17 [5]

dove  $q_v$  è la portata volumetrica,  $A$  è la sezione trasversale al flusso,  $p_1 - p_2$  sono rispettivamente le pressioni di monte e valle della restrizione,  $\rho$  è la densità del fluido e  $C_d$  è il coefficiente di scarico. La (1.17) viene usata per fornire adeguate informazioni sul flusso attraversato dall'orifizio in situazioni di turbolenza se il coefficiente di scarico è noto. Per alcuni casi, i valori di tale coefficiente sono facilmente reperibili. Come indicato dalla formulazione della portata d'aria indicata a seguire nel riferimento [10], molto simile a quella indicata nel Beater [5], in precedenza, si ha:

$$q_v = A \cdot C \cdot E \cdot \epsilon \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

Equazione 1.1.18 [10]

dove, oltre ai citati parametri, vi è il fattore legato alla velocità  $E$ , dipendente dal rapporto dei diametri  $\beta$  ed infine,  $\epsilon$ , il fattore di espansione che prende in considerazione gli effetti di compressibilità del fluido.  $C$ , indicato come coefficiente di scarico può essere formulato con equazioni differenti a seconda della forma geometrica del condotto interno.

Nel caso dell'orifizio, che provoca un grande salto di pressione quando installato nella condotta, la formulazione per il coefficiente di scarico  $C$  è fornita da:

$$C = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta^{2,1} - 0,184\beta^8 + 0,0029\beta^{2,5} \left[ \frac{10^6}{Re_D} \right]^{0,75} + 0,09L_1 \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,0337L_2\beta^3$$

*Equazione 1.1.19 [10]*

dove  $\beta$  è il rapporto tra i diametri di gola e condotto,  $Re$  è il numero di Reynolds del condotto,  $L_1$  è la distanza della presa di pressione a monte dalla faccia a monte della piastra divisa per il diametro del condotto,  $L_2$  è la distanza della presa di pressione a valle dalla faccia a valle della piastra divisa per il diametro del condotto. Nel caso dell'ugello, che si analizza come un compromesso tra l'orifizio e il venturi, la formulazione per il coefficiente di scarico  $C$  è espressa come:

$$C = 0,99 + 0,2262 \cdot \beta^{4,1} + [0,000215 - 0,001125\beta + 0,00249\beta^{4,7}] \left[ \frac{10^6}{Re_D} \right]^{1,15}$$

*Equazione 1.1.20 [10]*

Per ciò che concerne i venturi, il coefficiente  $C$  dipende dal tratto convergente del tubo, dato come un valore costante per ogni specifico dispositivo. Si attesta intorno a valori pari a 0,95. È importante precisare che tale analisi è molto limitante e allora si è reso necessario avere una teoria che analizzasse tutti gli orifizi e che fornisse un modello empirico basato su misurazioni per determinare un affidabile e preciso valore. Sanville (1971) propose un modello, presente in [5], che descrive il flusso attraverso un elemento pneumatico, ossia un orifizio o simili dove il rapporto di pressione critica si presenta con valori più bassi di quello ben conosciuto degli ugelli. Tale teoria, che verrà ripresa in questo elaborato nei paragrafi successivi, è divenuto il fulcro dello standard ISO 6358, norma che specifica come analizzare un componente pneumatico e di individuare la sua legge di comportamento. Infatti, tale norma è utile per “definire il modo di rappresentare le curve di portata di una valvola, i relativi coefficienti e le procedure di prova per ricavarli”, come riportato in [2]. Tale teoria la si può sfruttare per tutti gli elementi pneumatici che si possono assimilare con una valvola, dove le dimensioni delle vie interne possono essere di natura fissa o variabile.

Nei calcoli effettuati e descritti nei paragrafi successivi, si fa fede a tale norma che definisce in maniera precisa e lineare i coefficienti di portata per i passaggi dell'aria nei vari componenti: si chiamerà in causa la conduttanza  $C$  e il rapporto critico  $b$ , due parametri fondamentali nello studio delle sezioni di passaggio dei circuiti pneumatici. Di conseguenza, in tale sviluppo di tesi oltre a richiamare e discutere della tecnologia del vuoto, si procede nell'analisi del circuito preesistente, rilevando cadute pneumatiche, consumi e costi, andando alla ricerca della criticità in essere.

Affinché la macchina possa funzionare correttamente, è necessario che tutti i componenti rispettino e mantengano invariate le tolleranze di dimensioni e forma previste durante il ciclo.

## 2. DESCRIZIONE MACCHINA

### 2.1 DESCRIZIONE IMPIANTO

<b>N.</b>	<b>DESCRIZIONE</b>
<b>1</b>	Quadro elettrico generale
<b>2</b>	Stazione di carico trousse
<b>3</b>	Stazione di chiusura - scarico trousse buone (con eventuale completamento) e scarico trousse di scarto
<b>4</b>	Postazione di carico vassoi
<b>5</b>	Postazione di deposito vassoi vuoti
<b>6</b>	Vibratore
<b>7</b>	Trasporto
<b>8</b>	Erogatore colla
<b>9</b>	Sistema di aspirazione
<b>10</b>	Torretta di segnalazione (posizione)
<b>11</b>	Pc di gestione
<b>12</b>	Basamento

*figura 2.1.1*

La tabella soprastante fa riferimento ai numeri indicati nella vista 2D dell'impianto. Nell'immagine seguente (2.1.2) viene illustrata una vista dall'alto della macchina nel suo assieme completo. Ponendo attenzione sullo schema, si può evidenziare come lo si possa suddividere in tre zone di interesse: zona I, centrale nell'immagine, zona III e zona II, rispettivamente in alto e in basso nell'immagine che segue. Chiaramente, la zona I è anima e fulcro della macchina: qui avvengono le fasi principali del ciclo produttivo per cui la macchina è progettata. La zona II e III vengono sfruttate rispettivamente per il carico degli alloggiamenti relativi ai prodotti da assemblare e per il controllo finale ed immediato chiusura del prodotto se considerato valido.

In seguito, oltre a presentare un'immagine reale della macchina in fase di prova, viene presentato ed illustrato ogni aspetto relativo ai componenti principali delle tre zone, in modo da descrivere la sequenza ciclo nella maniera più chiara possibile.

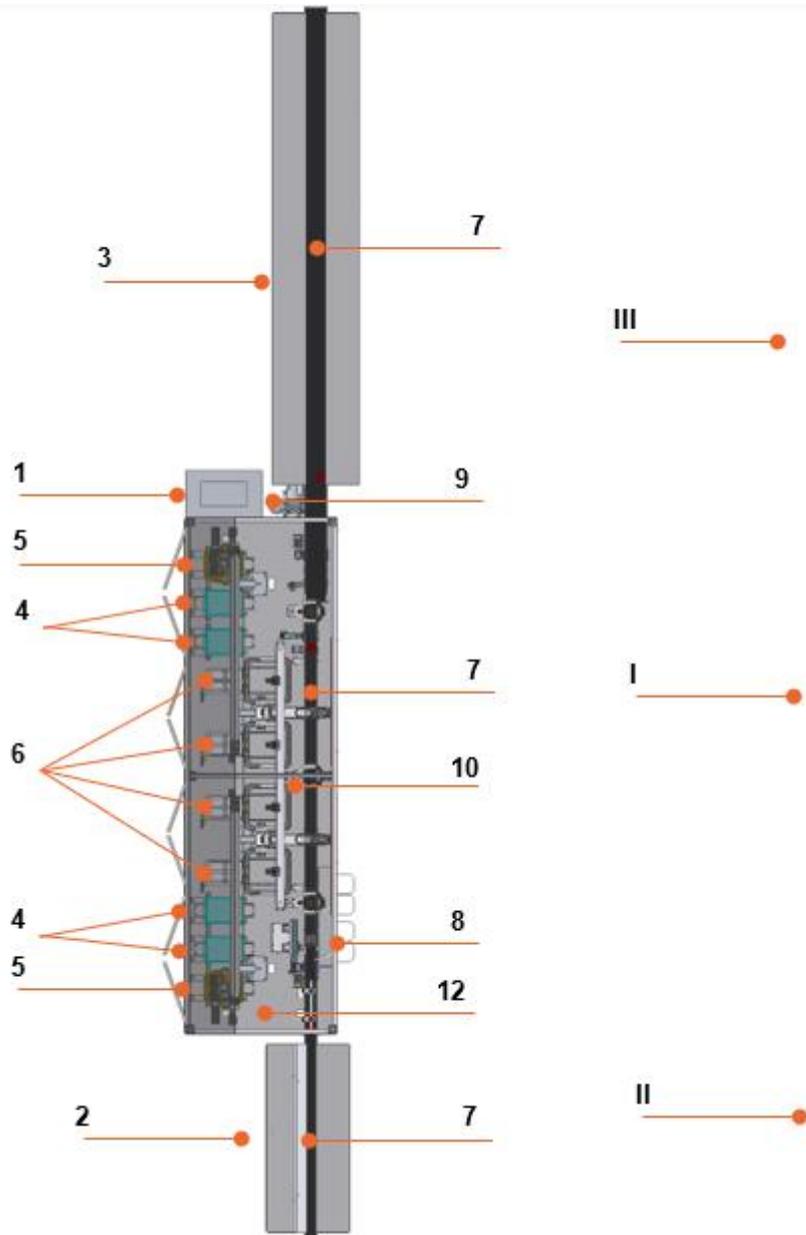


figura 2.1.2

## Caratteristiche Tecniche

La tabella seguente riporta le principali caratteristiche tecniche della macchina, inerenti alle dimensioni generali dell'impianto, al suo impianto elettrico e al complessivo impianto pneumatico totale.

<b>GENERALE</b>	
Ingombro totale	13.000 x 18.500 x h 2670 mm ca.
<b>IMPIANTO ELETTRICO</b>	
Tensione di esercizio macchina	400 V – 3 F + N + PE
Potenza installata	30 kW
Potenza assorbita	7,5 kW
Tensione ausiliari	24 V
Corrente a pieno carico	27 A
Potere di interruzione	36 kA
Frequenza	50 Hz
Grado di protezione	IP 55
<b>IMPIANTO PNEUMATICO TOTALE</b>	
Alimentazione pneumatica	5,5 Bar (0,55 MPa)
Portata massima	2000 l/min
Connessione	Ø.e 1/2"

tabella 2.1.3

## Struttura della macchina



*figura 2.1.4*

La figura in alto (2.1.4) raffigura il cuore della macchina di Ots Assembly srl sotto analisi. Si tratta di una prima versione studiata e realizzata su apposita richiesta di un cliente legato al mondo della cosmetica.

È stata progettata e realizzata per eseguire, in modo automatico, il deposito delle cialde colore all'interno di trousse cosmetiche, in una modalità del tutto automatica dove con un'opportuna progettazione l'intervento umano è richiesto solo ed esclusivamente in determinate operazioni.

Questa soluzione è stata idealizzata, così come viene descritta nel corso dei vari capitoli, per fornire il cliente di un sistema ad alta frequenza di ciclo e per ottenere un prodotto finale assemblato di elevata qualità che non presenti danneggiamenti da indurre ad un regolare scarto del prodotto.

Come facilmente intuibile, si tratta di prodotti dalle dimensioni ridotte (diametro di poche decine di mm), dal peso molto limitato (qualche unità di grammo), e dalla composizione compatta e per certi versi granulosa che li rende estremamente fragili e danneggiabili in mancanza delle dovute precauzioni.

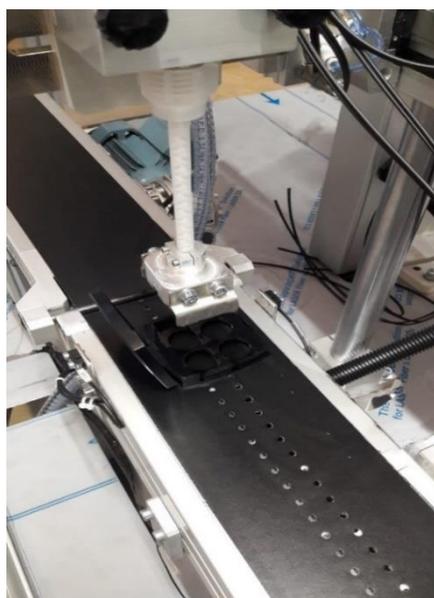
La macchina in questione sfrutta il fenomeno del vuoto nella sua applicazione principale e tramite degli appositi robot (di numero pari a due) in una modalità attivata automaticamente realizza il deposito delle cialde all'interno degli alloggiamenti cosmetici. Le operazioni di carico, chiusura e scarico devono essere eseguite manualmente a cura di tre o quattro operatori, così come eventuali operazioni di completamento delle trousse. Si analizzano adesso i componenti tecnologici principali della macchina.

### Erogazione colla

In tale zona, indicata in precedenza con il numero 8, si effettua la dosatura della colla all'interno delle trousse, necessaria per farvi aderire le cialde colore in modo tale da evitare movimenti inopportuni del prodotto che andrebbero ad influenzare negativamente la qualità della cialda. Per mezzo del sistema di movimentazione presente, la fase di deposito colla viene effettuata contemporaneamente al moto della trousse che prosegue sul nastro trasportatore.

I due prodotti che compongono la colla, contenuti ciascuno in un serbatoio in acciaio inox, durante l'erogazione vengono pompati verso la testa di dosatura e poi miscelati all'interno del mixer statico. Una volta attraversato il mixer, la soluzione (ormai pronta) fuoriesce attraverso gli ugelli. Come si evince dalla figura in basso (fig.2.1.5), il corretto posizionamento dell'ugello durante l'erogazione è garantito da un'asse orizzontale con servomotore. Per i cicli di spurgo è stata prevista una vaschetta di contenimento in acciaio, montata sul lato esterno del trasporto.

Si nota come il gruppo di pompaggio, poggiando su un carrellino a quattro ruote (completo di maniglia fig.2.1.6), può essere facilmente movimentato.



*figura 2.1.5*



*figura 2.1.6*

## Visione

Per mezzo del sistema di visione si procede ad una delle operazioni principali del macchinario, senza la quale non si avrebbe il corretto assemblaggio delle cialde all'interno della trousse, oltre che ad avere un elevato grado di qualità dell'intero prodotto. Il carico delle cialde colore negli opportuni alloggiamenti, che si trovano all'interno della trousse, viene eseguito dalla macchina in modo automatico rispettando l'angolazione e la posizione desiderata, in base alla forma o al disegno impresso sulla loro superficie.

Per poter eseguire tali operazioni sono stati previsti due robot, coadiuvati da quattro sistemi di visione e altrettante unità di illuminazione Lumitrax, come indicato nelle figure sottostanti (fig. 2.1.7, fig.2.1.8 e fig.2.1.9).

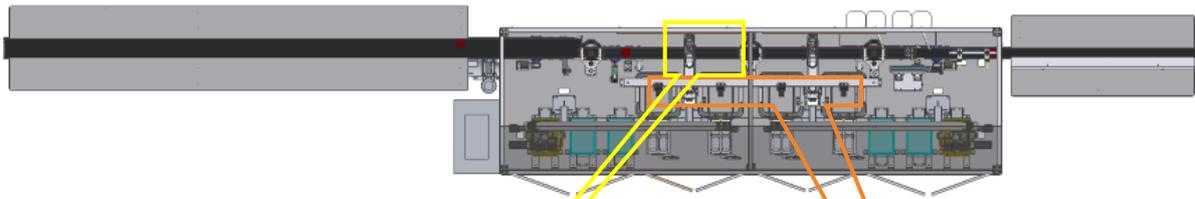


figura 2.1.7

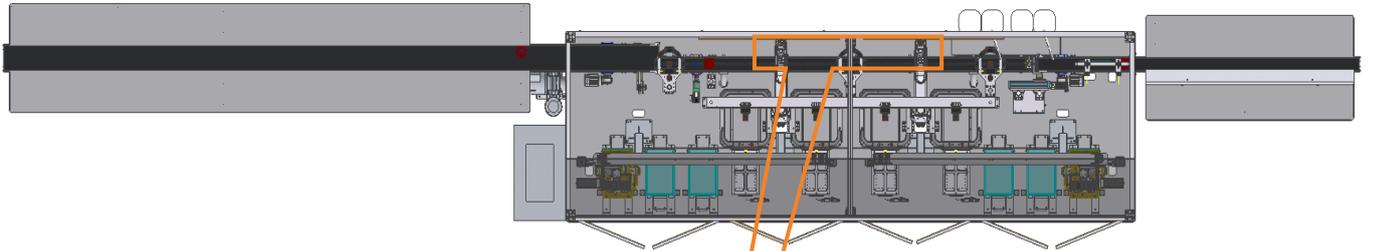


figura 2.1.9



figura 2.1.8

Oltre alle telecamere installate sui vibratori di ingresso cialde in macchina, sono presenti due telecamere sul nastro trasportatore, utili per ottenere un corretto allineamento in modalità conveyor tracking tra il robot che deposita il fondello nella trousse e, quindi riferire il robot prima del deposito, e la trousse che si muove sul nastro aspirato. Anche queste sono coadiuvate da un'unità di illuminazione, come viene mostrato nelle figure sottostanti (fig.2.1.10 e 2.1.11).

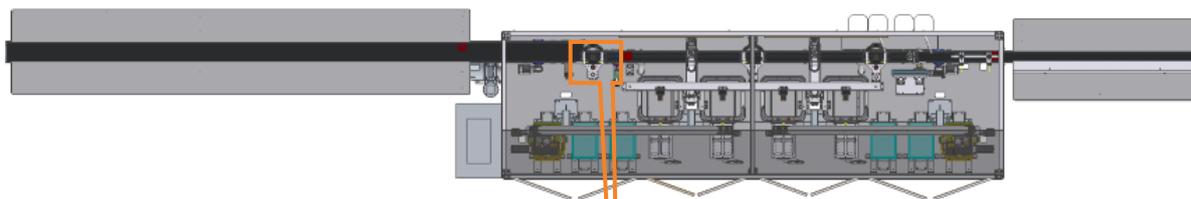


*figura 2.1.10*



*figura 2.1.11*

Un ultimo sistema di visione è inoltre presente in prossimità dell'uscita della trousse dalla zona I della macchina, per il controllo finale di presenza e orientamento corretto delle cialde colore, come mostrato nelle figure sottostanti (fig. 2.1.12, fig. 2.1.13). Tale fase risulta di notevole importanza dato che, tramite un sistemato meccanico apposito, la trousse che presenta delle anomalie (cialda assente o posizione errata della cialda nella sede) viene spostata leggermente sul nastro trasportatore in modo tale che l'operatore la possa rilevare.



*figura 2.1.12*



*figura 2.1.13*

I robot sono dotati di un apposito attrezzo di presa, per il prelievo e il deposito della cialda colore. Il tutto lo si fa sfruttando il fenomeno del vuoto creato all'interno del canotto posto in figura (fig.2.1.14), il quale risulta collegato agli eiettori posti in alto nella struttura.



*figura 2.1.14*

## Vibrazione vassoi

I vassoi contenenti le cialde colore, indicati in precedenza con il numero 4, vengono prelevati dai manipolatori pick&place posti in alto sul portale e depositati sui vibratori, come mostrato in figura in basso (fig. 2.1.15).

Per effetto della vibrazione, le cialde si muovono ed abbandonano il vassoio appositamente predisposto (sul lato di trasferimento, il bordo è mancante), per portarsi verso il fondo del vibratore, dove vi è la zona in cui il robot riesce a sviluppare il suo moto e a procedere al prelievo della cialda.

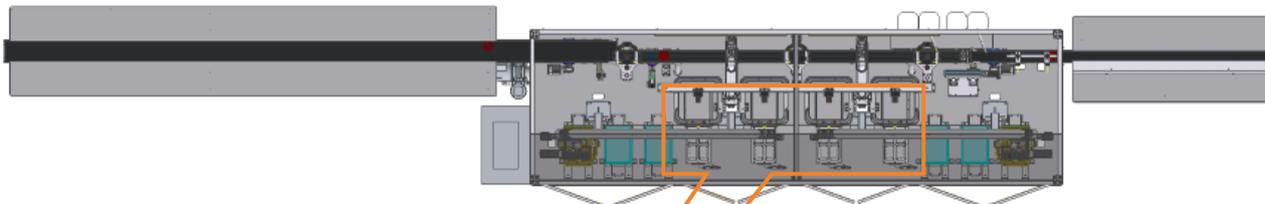


figura 2.1.15

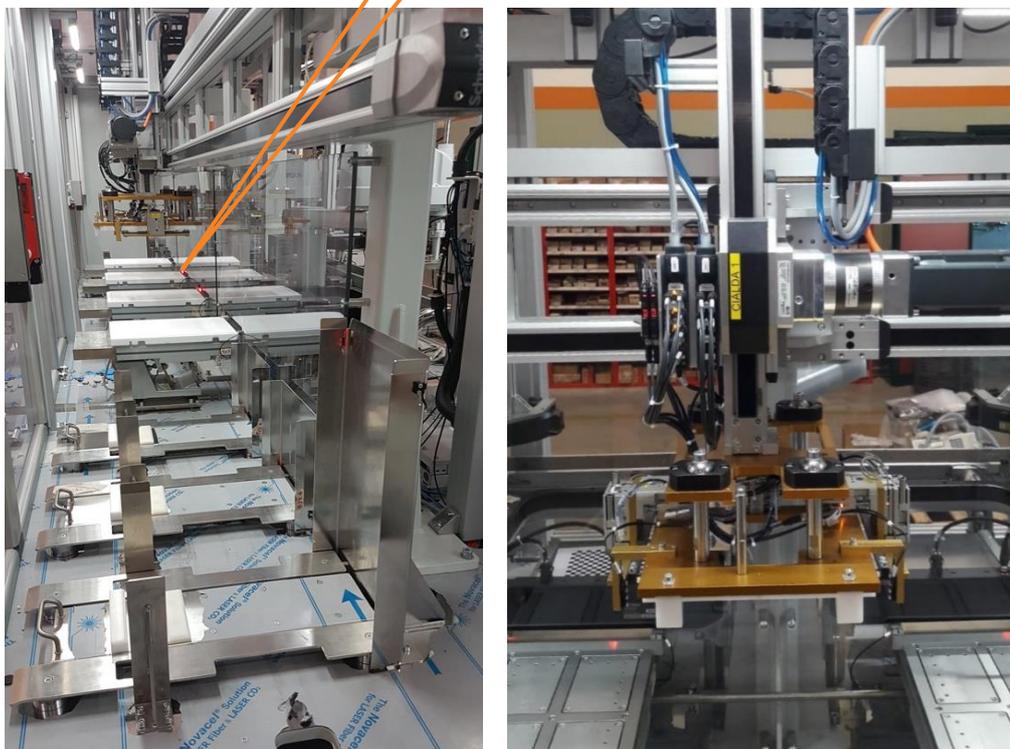


figura 2.1.16 a - b

La configurazione di tutti i parametri di vibrazione è gestita tramite regolatori digitali con Inverter .



*figura 2.1.17*

La presenza dei vassoi sui piani dei vibrator e sulle postazioni di contenimento è rilevata mediante fotocellule.

## Portali

Per la movimentazione dei vassoi in fase sia di carico che di scarico all'interno della macchina sono stati previsti due portali lineari completi di manipolatore pick&place.

I vassoi contenenti le cialde colore vengono caricati (impilati uno sull'altro) a cura dell'operatore, sulle due postazioni di contenimento, previste ai lati interni della macchina. Il manipolatore provvede al loro prelievo e al loro deposito sul vibratore, muovendosi verticalmente e traslando sull'asse orizzontale. I movimenti sugli assi Y e Z sono possibili grazie all'intervento di due motori sincroni.

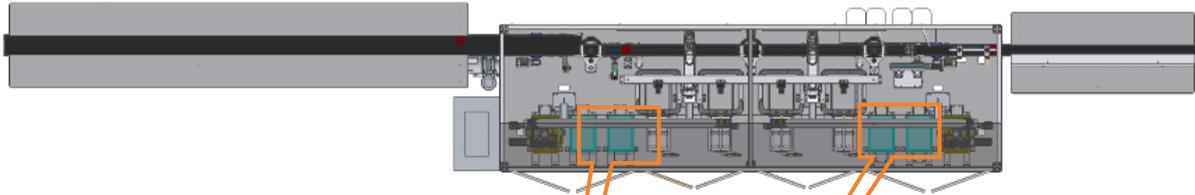


figura 2.1.18



figura 2.1.19

La pinza di prelievo e deposito, presente nella figura presente in basso (fig. 2.1.20), agisce grazie all'intervento di quattro mini-slittie pneumatiche; essa è progettata per trattenere i vassoi in maniera adeguata in base alla tipologia di materiale di cui sono costituiti e al prodotto che essi contengono.



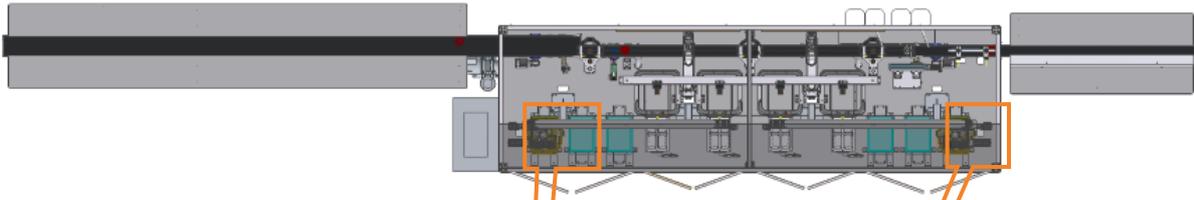
figura 2.1.20

La figura in basso presenta gran parte del retro della macchina, con il motore in primo piano. Esso consente il moto lungo la lunghezza della macchina alla struttura della pinza ad alte velocità e con un rapido cambio di passo a seconda dell'operazione da eseguire.



*figura 2.1.21*

Una volta completato il carico, i vassoi vuoti vengono prelevati dai vibratori, traslati e depositati sulle due stazioni di impilamento e scarico presenti sui lati più esterni della macchina.



*figura 2.1.22*



*figura 2.1.23*

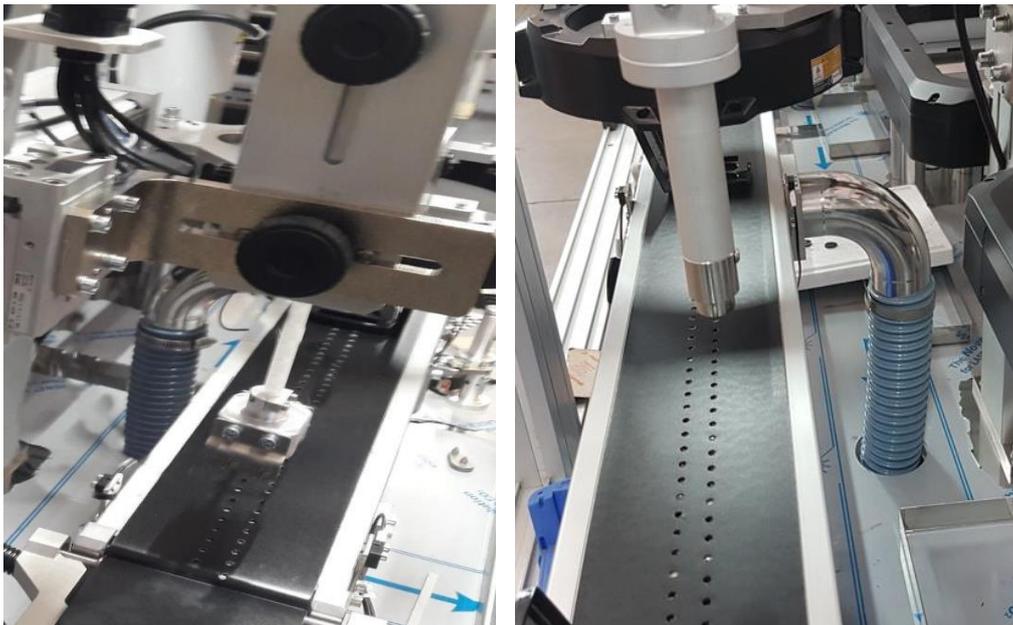
La presenza dei vassoi sui nastri e sulle postazioni di contenimento è rilevata mediante fotocellule.

## Trasporti

La linea di trasporto, costituita da un nastro in poliuretano movimentato mediante l'azione di motori elettrici, si suddivide in tre tratti (zone) distinti, come si evince anche da fig.2.1.2. Permette la traslazione delle trousse verso la zona di confezionamento.

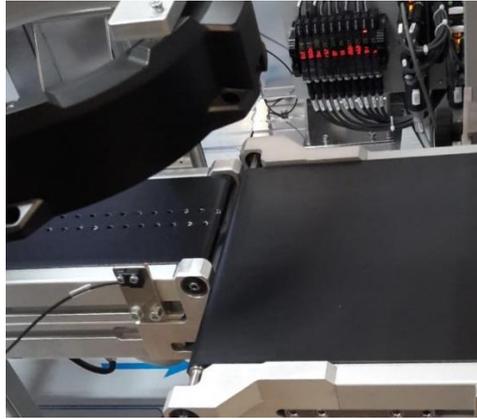
Il primo tratto ha il compito di condurre le trousse dal banco di preparazione e carico fino all'interno della macchina, in prossimità della stazione di dosatura (zona II, vedi fig. 2.1.24a).

Il secondo tratto (zona I), che dalla stazione di dosatura arriva sino alla stazione di controllo finale delle trousse, è in grado di trattenere i pezzi in posizione grazie al vuoto realizzato sotto il nastro, ottenuto mediante un aspiratore. La parte centrale del nastro presenta due linee di forature parallele (vedi fig. 2.1.24b). Mentre la struttura sottostante, sulla quale esso scorre, è caratterizzata da canali per il passaggio dell'aria e tre bocche di aspirazione, collegate con la pompa posta sotto la struttura.



*figura 2.1.24 a-b*

L'ultimo tratto, che ha inizio subito dopo la stazione di controllo finale delle trousse, conduce queste ultime all'esterno della macchina, sul banco di chiusura, completamento e scarico del prodotto finale. Esso presenta una banda di nastro più larga rispetto alle precedenti, in modo da poter ospitare in modo distinto, sia i pezzi buoni che quelli di scarto, come mostrato in figura 2.1.25.



*figura 2.1.25*

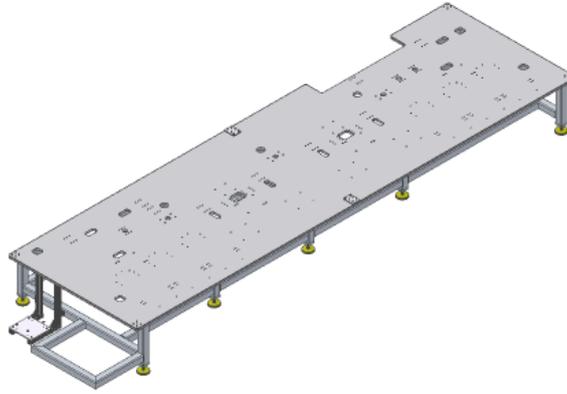
Da rimarcare è l'importanza delle fotocellule in corrispondenza della stazione di dosatura e delle tre posizioni di intervento delle telecamere. Difatti la presenza dei pezzi è rilevata mediante fotocellule.



*figura 2.1.26*

## Struttura

L'intera parte operativa della macchina, l'armadio elettrico generale e i ripari perimetrali sono supportati da un unico basamento in acciaio elettrosaldato e verniciato, poggiante su piedini regolabili.



*figura 2.1.27*

## Impianto elettrico

La macchina è concepita per coordinare il movimento degli attuatori e, mediante dispositivi di comando, gestire il ciclo di lavoro secondo le modalità di funzionamento richieste.

L'impianto elettrico si compone di:

- Quadro elettrico con interruttore generale;
- Quadri elettrici di servizio;
- Pc di gestione;
- Pulsantiera operatore,
- Impiantistica di bordo macchina.

## Descrizione del ciclo

A seguito dell'accensione della macchina, ai controlli inerenti alla normale messa in opera della macchina e al carico dei vassoi contenenti le cialde colore da parte dell'operatore addetto, i passaggi per poter eseguire il ciclo sono i seguenti:

- L'operatore addetto prepara la trousse al carico, aprendola e depositandola sul nastro di trasporto. Essa deve essere rivolta verso di sé e appoggiata alla guida in teflon di riferimento. È importante ricordare che sono gli operatori a posizionare i vassoi contenenti le cialde nella parte retrostante della macchina nelle apposite incanalature. Da qui, poi il manipolatore preleva il vassoio per depositarlo sull'apposito vibratore.
- L'apertura presente sul riparo fisso, che permette l'accesso del pezzo nell'area interna della macchina, svolge anche la funzione di "poka yoke" (che significa evitare gli errori). Essa è infatti in grado di rilevare un eventuale posizionamento errato o un'apertura non conforme.
- Subito dopo il suo ingresso all'interno dei ripari perimetrali, la trousse viene sottoposta all'azione di uno ionizzatore a barra, affinché possa essere neutralizzata l'elettricità statica presente su di essa.

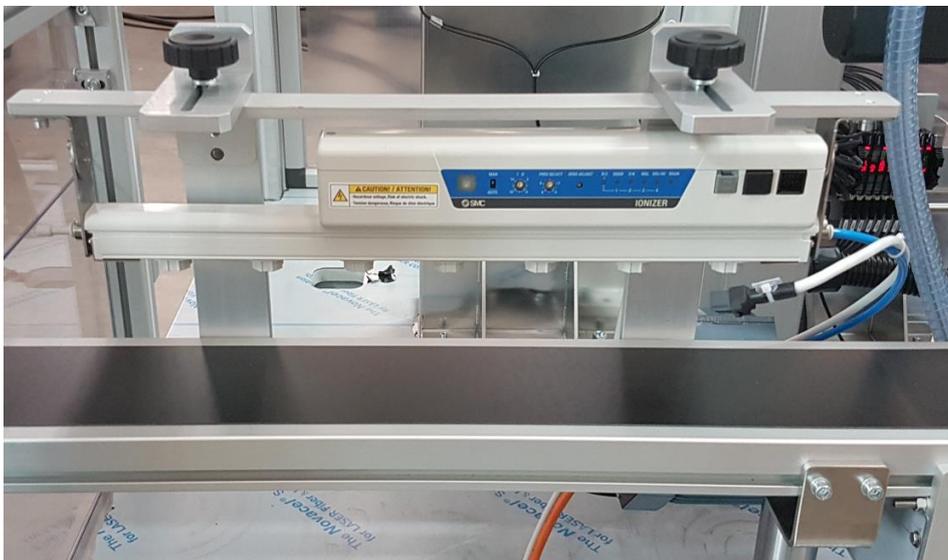


figura 2.1.28

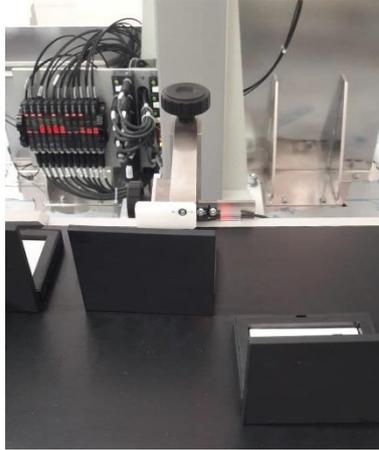
- Giunta presso la stazione di dosatura, la trousse inizia ad essere trattenuta in posizione sulla superficie del nastro di trasporto, mediante il flusso aspirato generato nel nastro sottostante. Nell'alloggiamento destinato a contenere la cialda colore viene erogato il quantitativo di colla previsto. Durante questa operazione, l'insieme di movimentazione farà avanzare la testa di dosatura al passo con il nastro di trasporto, come si nota dalla figura soprastante (2.1.29)
- Il robot preleva dal vibratore la cialda colore (tramite il fenomeno del vuoto) da inserire nella trousse, che nel frattempo procede tramite il nastro aspirato, e la deposita al suo interno. Esso può effettuare l'inserimento di una seconda cialda, nella configurazione prevista con la trousse a quattro sedi (configurazione tonda), una volta eseguito un ciclo completo.
- Mediante una telecamera viene eseguito il controllo dell'allineamento in tracking del fondello nella trousse.
- Giunta sulla seconda postazione, anche a seconda della tipologia della trousse, il secondo robot interviene per eseguire il carico di una o due cialde colore.
- Nuovamente, mediante una telecamera, viene eseguito il controllo dell'allineamento in tracking della cialda della trousse.
- La trousse viene ora sottoposta all'azione di uno ionizzatore con ugello a barra, affinché



*figura 2.1.29*

possano essere rimosse eventuali particelle di polvere o altre impurità dalla sua superficie e neutralizzata l'elettricità statica.

- A questo punto, poco prima della sua uscita dall'area interna della macchina, viene eseguito il controllo finale della trousse, per verificare la presenza ed il corretto orientamento delle cialde colore, tramite un manipolatore (fig.2.1.30) che sposta quelle trousse che presentano cialde mancanti oppure non allocate in maniera adatta all'interno della corrispondente sede.



*figura 2.1.30*

- Una volta trasferita sull'ultimo tratto di trasporto, essa viene condotta sul banco esterno.
- Dopo un ulteriore controllo svolto dall'operatore ed un eventuale completamento, gli operatori potranno chiudere le trousse e scaricarle negli appositi contenitori.

## 2.2 DESCRIZIONE PROBLEMA

Quando si progetta o si analizza un sistema del vuoto, stesso discorso vale anche per qualsiasi sistema pneumatico, uno degli aspetti che bisogna considerare è che l'energia è un bene limitato, prezioso e che comporta anche un notevole costo. Alla luce anche delle attuali vicende mondiali, tale aspetto non può non essere considerato.

Se il consumo d'aria nei sistemi funzionanti con il vuoto in passato poteva apparire un aspetto irrilevante e di poca importanza, attualmente è utile tener presente il dispendio di energia necessario per il funzionamento di un generatore di vuoto ad azionamento pneumatico. Dunque, l'aria ha un costo.

Per poter ottenere aria compressa dall'aria atmosferica, andando a considerare ad esempio le diverse voci legate ai costi di materiale, alle tariffe per le utenze elettriche e altro ancora, si richiede una spesa di circa 0,02 € al  $m^3$  di volume [7]. Tale costo fa riferimento ad un range di pressione sino a 10 bar; oltre tale soglia, i costi possono crescere di diversi ordini.

Come accennato all'inizio, per poter ottenere il vuoto, oltre alle note pompe da vuoto, si usano gli eiettori ad aria compressa, dispositivi leggeri e meno costosi delle pompe da vuoto. Come si vede nella figura (2.2.1), un eiettore è costituito da:

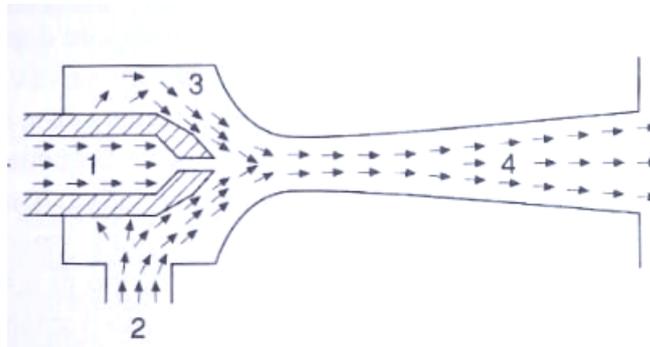


figura 2.2.1 [2]

un ugello 1 (ingresso) dove entra l'aria in pressione, un condotto di aspirazione 2 da cui proviene il flusso d'aria aspirato, una camera 3 dove i due fluidi entrano in contatto miscelandosi, un condotto 4 terminale mediante il quale i due fluidi miscelati vengono mandati allo scarico (ambiente esterno). Per via dell'interazione e del trascinamento di aria che si verifica nella camera 3, si ottiene una pressione più bassa di quella atmosferica e si verifica il fenomeno dell'aspirazione nel condotto 2. Affinché il sistema funzioni in maniera adeguata, è necessario che il costruttore dimensiona in maniera adeguata l'intero dispositivo del vuoto, con le dovute geometrie di sezione.

Raffigurato lo schema base come in fig. (2.2.2),

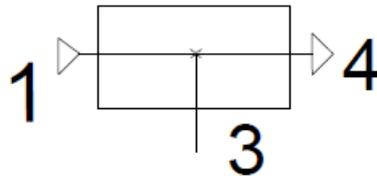


figura 2.2.2

la tecnologia odierna offre varianti rispetto alla modalità base in modo tale da migliorare le prestazioni in termini di efficienza, tempo di generazione del vuoto e flusso di aria aspirato.

A tal proposito, per via dei calcoli successivi affrontati, è bene citare la tipologia dell'eiettore multistadio, dove vi possono essere più di un condotto di aspirazione (più di uno stadio) come mostrato in fig. (2.2.3).

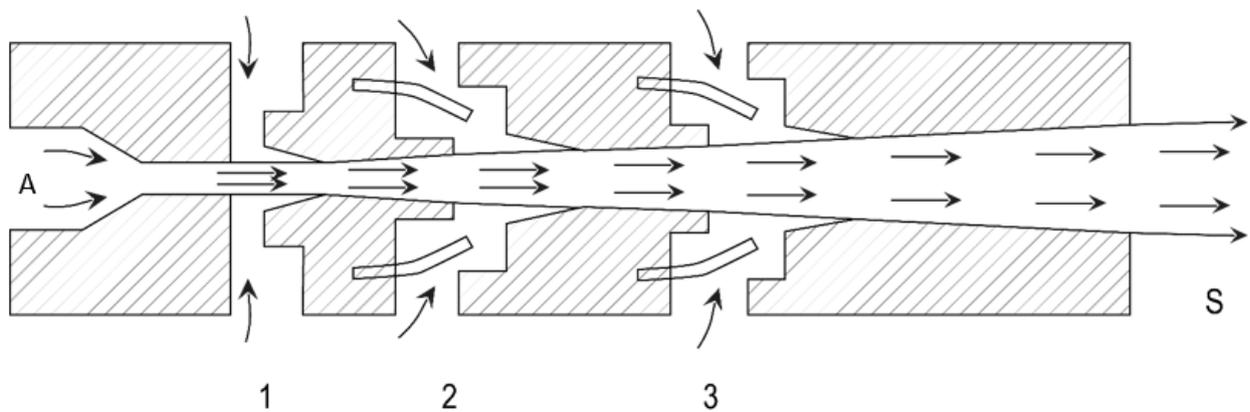


figura 2.2.3 [2]

Come si può evincere dall'immagine, esso si presenta con tre condotti di aspirazione provenienti da una sola ed unica camera di aspirazione. Se il condotto 1 risulta essere sempre aperto, i passaggi 2 e 3 possiedono delle valvole di non ritorno a membrana, le quali rimangono aperte solo in un primo momento durante la fase di aspirazione, andando a produrre una considerevole quantità di portata aspirata, e in un secondo momento si chiudono man mano che il vuoto cresce. Tra i vantaggi di tale tipologia di eiettore risultano:

- quello di poter essere impiegato in prossimità alla zona di prelievo dell'oggetto;
- elevata efficienza.

Punto chiave che induce a tale studio è che la funzione di un generatore di vuoto è sostanzialmente quella di produrre il vuoto nel tempo più breve possibile e con il minor consumo d'aria (energia) richiesto. Sulla base di quanto affermato, bisogna anche precisare che lo stato dell'arte, in alcune circostanze, spinge verso una scelta costruttiva che spesso è legata a diverse questioni anche di natura economica. A questo va aggiunto che scegliere tra le varie tipologie offerte dal mercato non è

nemmeno così immediato come processo, dati i diversi aspetti da tener in conto. Lo stesso confronto tra i punti costruttivi di generatori di vuoto monostadio e multistadio è tema di dibattito sui pro e contro dell'una o dell'altra tecnologia. Spesso accade che ogni produttore spinge verso una determinata tecnologia, rendendo il confronto abbastanza complesso. Certo che, come accennato precedentemente, il tempo di generazione del vuoto (necessario per ottenere un certo livello di vuoto), il consumo d'aria del generatore e la portata di aspirazione sono le variabili che influenzano fortemente le prestazioni del generatore di vuoto. Inoltre, è bene precisare come un errore fatale sia quello di misurare la potenza di un generatore di vuoto esclusivamente in base alla portata di aspirazione: se si aumenta il livello di vuoto, diminuisce il flusso di aspirazione. Ciò implica che una portata di aspirazione elevata non corrisponde ad un ridotto tempo di generazione del vuoto. Ecco perché è importante tener conto di più variabili a disposizione quando si valutano diversi dispositivi del vuoto.

Analizzando più nel dettaglio la variabile del tempo di generazione del vuoto, un eiettore multistadio è in grado di generare il vuoto in minor tempo rispetto ad uno monostadio, per una pressione d'esercizio compresa tra 0 e -0,4 bar, ossia un vuoto pari al 40 %. Al di sotto di tale valore, è il monostadio a generare la stessa pressione d'esercizio nel minor tempo. A questo punto, è facile intuire che più cresce il livello di vuoto, più il multistadio impiega tempo per ottenere quel target di vuoto. Il grafico (2.2.4) sottostante rende la questione molto chiara e di facile lettura.

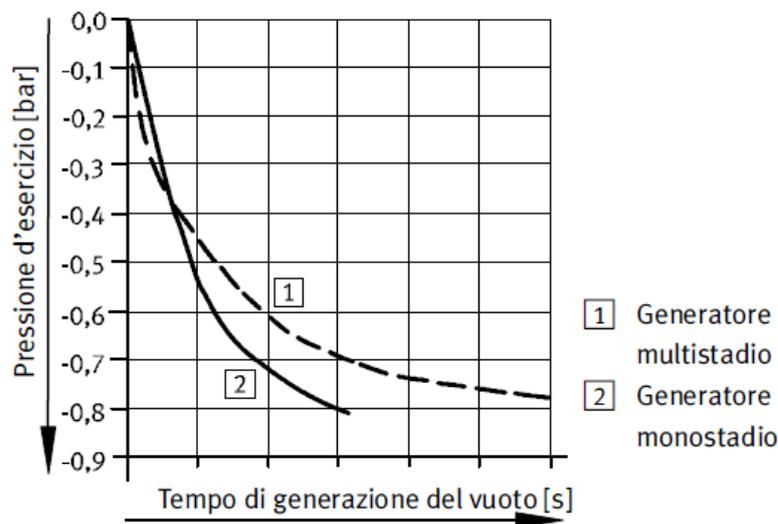


figura 2.2.4 [7]

In merito al consumo d'aria, nella maggior parte dei casi i generatori di vuoto multistadio presentano un consumo e, di conseguenza, di energia inferiore rispetto ai monostadio, favorendone il loro impiego. È naturale che va considerato contemporaneamente il tempo di generazione del vuoto per ottenere un esito adeguato alle esigenze.

Per quanto riguarda la portata di aspirazione, gli eiettori multistadio sono in grado di ottenere un flusso in aspirazione superiore rispetto ai monostadio, sino a circa il 50 % di vuoto. Oltre tale soglia, quindi se si va ad aumentare la pressione, i valori maggiori del flusso di aspirazione vanno giù rispetto

a quelli degli eiettori monostadio, rendendo vano il possibile vantaggio. Ecco uno schema che ne mostra in sintesi i vantaggi e gli svantaggi delle tipologie di dispositivo nominato.

Variabili/Criteri	Monostadio	Multistadio
Portata di aspirazione	media	alta
Tempo di generazione del vuoto	molto breve, nel range superiore di vuoto a partire da circa 40%	molto breve, nel range inferiore di vuoto a partire da circa 40%
Rumorosità	relativamente alta	bassa

tabella 2.2.5 [7]

Un altro aspetto non di poco conto è la posizione del generatore di vuoto rispetto all'effettiva zona di prelievo del pezzo, ossia l'intorno in cui si nota il fenomeno del risucchio, che consente il bloccaggio tra il picker (ventosa) e il componente e il suo rispettivo trasporto verso la corrispondente sede di deposito del prodotto. In tale figura (fig. 2.2.6), si nota l'eiettore utilizzato, in fig. (2.2.7), sia in alto nell'immagine, con le varie tubazioni del sistema pneumatico, connesse al canotto movimentato dal robot che si occupa del trasporto della cialda.



figura 2.2.6



figura 2.2.7



figura 2.2.8 [8]

Lo stato dell'arte ed anche l'esperienza suggeriscono ed invitano a realizzare brevi linee pneumatiche che legano il punto di generazione del vuoto (eiettore in tale situazione) e la zona di effettiva applicazione del vuoto, cosa che spesso non avviene per vari motivi come anche il peso dello stesso generatore di vuoto che vanno ad influenzare negativamente il sistema. Il fatto stesso di avere linee pneumatiche possibilmente brevi comporta una ridotta manutenzione ed anche una riduzione dei costi di manutenzione che si richiedono per via dell'usura nel tempo. Quanto detto, chiaramente è molto importante visto che avere il generatore di vuoto e la ventosa vicini fa sì che si evitino restrizioni e perdite non ottimali per il sistema.

Di conseguenza, un parametro da valutare è il volume totale, ovvero la somma geometrica dei volumi interposti tra generatore di vuoto e zona di applicazione del fenomeno dell'aspirazione. Esso include principalmente la ventosa (in tal caso nominato anche picker), le tubazioni ed in più altri componenti presenti nel sistema. È lecito aspettarsi che maggiore è tale volume, più sarà il tempo necessario a raggiungere il grado di vuoto stabilito. Tale precisazione rientra tra quelle variabili, citate inizialmente in tale paragrafo, che influenzano l'effettiva efficienza del funzionamento del generatore di vuoto. La tecnologia sempre più avanzata ci indirizza verso una scelta ponderata che rispetti i costi e in particolar modo la riduzione dello sfruttamento delle fonti energetiche a disposizione. Proprio per tali ragioni, una scelta opportuna è quella di avere di un generatore di vuoto quasi montato sulla mano di presa, sfruttando una tipologia (quelli a cartuccia), vedi fig. (2.2.9),



figura 2.2.9 [12]

che hanno un peso inferiore rispetto al sistema preesistente e degli ingombri contenuti. I materiali sfruttati tipo Al, NBR sono di ultima generazione, proprio per diminuire il peso, gli ingombri e per consentirne l'installazione direttamente a bordo macchina, non più lontano, riducendo così anche le tubazioni.

Dunque, per via delle questioni analizzate, ovvero cadute di pressioni, consumi e tempi di generazione del vuoto, tutti fattori importanti in un circuito dove si applica il fenomeno del vuoto, si è deciso di

effettuare l'analisi del sistema esistente, delle cadute di pressione ad esso connesso e di valutare i consumi connessi al prelievo della cialda, in particolare sulle due modalità di cialda per cui la macchina è stata testata, e di proporre una soluzione adeguata nel rispetto delle esigenze attuali, che vada incontro ad una filosofia del sistema più efficiente rispetto a quella installata.

## 2.3 CALCOLI E DISCUSSIONE DELLE CADUTE DI PRESSIONE DEL SISTEMA PRESENTE

Per poter iniziare l'analisi, è necessario rilevare i valori di pressione in ingresso del sistema pneumatico e i riferimenti di portata del dispositivo del vuoto, facendo chiaramente riferimento ai grafici relativi all'eiettore Festo monostadio VN-30-H-T6-PQ4-VA5-RO2, utilizzato nel sistema iniziale. Tenuto in considerazione che il sistema pneumatico generale della macchina è in funzione ad una pressione pari a 5,5 bar con aria secca, che garantisce anche il corretto funzionamento dei manipolatori adibiti al prelievo e allo scarico dei vassoi tra le varie operazioni, il flusso di aria, usato per la fase di aspirazione delle cialde, passa attraverso una elettrovalvola monostabile 2/2 (primo pedice si riferisce alle vie, secondo pedice indica le posizioni della valvola) per poi essere variato tramite un regolatore di pressione, inducendo una riduzione della pressione ed avendo come valore di ingresso nell'eiettore circa 2,5 bar. Per mezzo dei grafici resi disponibili dal produttore Festo inerentemente alle pompe per il vuoto [11], è possibile ricavare relativamente alla tipologia di eiettore Festo il valore della pressione di vuoto  $p_u$  e la portata aspirata  $Q_{ns}$  in funzione della pressione operante  $p_1$ ; i grafici a seguire illustrano in maniera chiara l'ottenimento di tali valori fondamentali per il prosieguo dell'analisi.

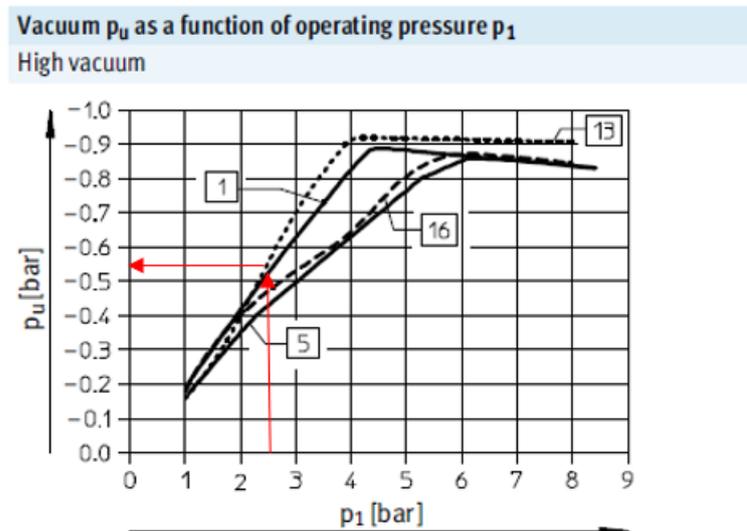


figura 2.3.1 [11]

Suction rate  $q_{ns}$  (with respect to atmosphere) as a function of operating pressure  $p_1$

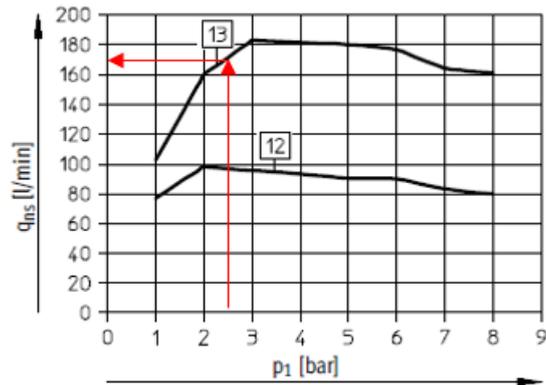


figura 2.3.2 [11]

La pompa per il vuoto sfruttata nel circuito è quella indicata con la dicitura 13 nei grafici Festo illustrati sopra. Rilevata una pressione relativa negativa pari a  $-0,55$  bar e convertita in pressione assoluta, ci si è trovati un valore pari a circa  $46.000$  Pa (assoluti) dal quale è iniziato il calcolo successivo delle perdite distribuite e concentrate del circuito.



figura 2.3.3

Inizialmente, come si può notare facilmente dalla figura 2.3.3, si è analizzata la caduta distribuita dovuta al tubo in plastica, mediante l'uso della seguente formula:

$$p_1 - p_2 = \lambda \rho \frac{w^2 l}{2 d}$$

Equazione 2.3.4 [2]

Rilevate le effettive dimensioni del condotto plastico, ossia la lunghezza del tubo pari a  $0,9$  m e il suo diametro interno uguale a  $7$  mm, si è proceduto al calcolo della velocità media del flusso all'interno della tubazione mediante la seguente espressione:

$$w = \frac{Q}{A}$$

Equazione 2.3.5 [2]

dove Q indica la portata (rilevata nel grafico 2.3.2 pari a 170 l/min) e al denominatore vi si trova la sezione trasversale al flusso. Per essere più precisi, il valore della velocità media si accosta in maniera netta a quello nella zona centrale del tubo per situazioni di turbolenza. Per quanto riguarda la densità, si è scelto un valore pari a 1,185 kg/m<sup>3</sup>, come specificato dalla norma ISO 6358. A questo punto, si è passati al calcolo del numero di Reynolds, utile per verificare lo stato del moto e per estrapolare il coefficiente adimensionale di attrito lambda tramite il grafico apposito.

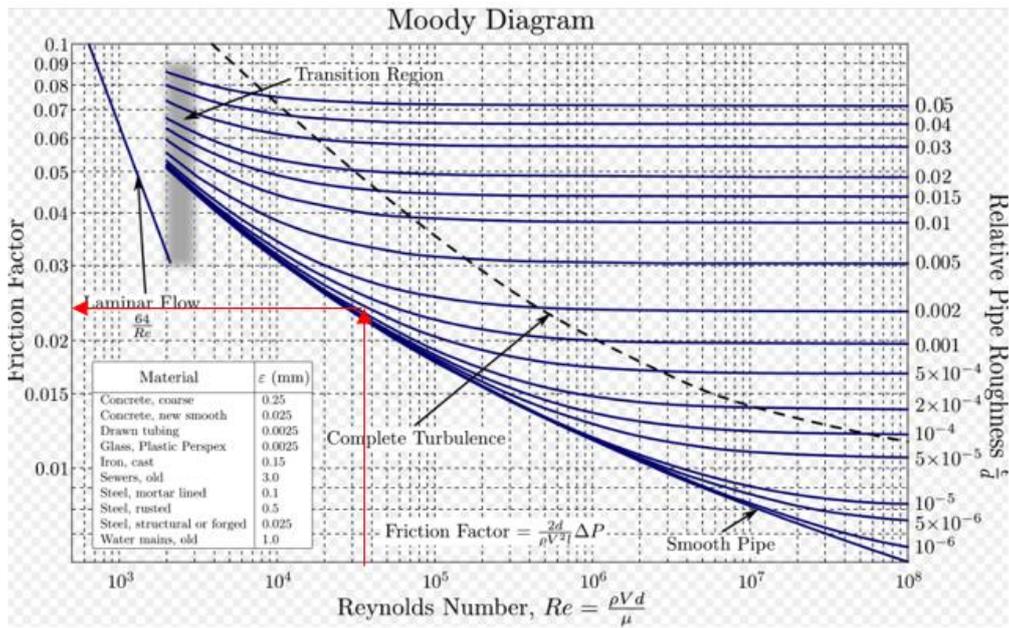


figura 2.3.6 a [18]

Come si evince dal grafico, è bene rilevare la curva di riferimento della scabrezza relativa  $\epsilon/d$ . Ipotizzata una rugosità equivalente del tubo pari a 0,0025 mm, sulla base di riferimenti trovati su schede tecniche connesse [19] ed indicazioni fornite da esperti del settore, si imposta il rapporto con il diametro del tubo d per ottenere la corretta curva della scabrezza relativa sul grafico. Avendo come input il numero di Reynolds, calcolato in precedenza e che si attesta intorno ai 34.000, e il rapporto  $\epsilon/d$  pari a 0,00035, si ottiene un lambda che è uguale a 0,025.

Tubazione	$\epsilon$ mm
<b>Tubazione tecnicamente liscia</b>	
Vetro, ottone, rame, trafilato, vetroresina, materiali plastici (a seconda delle condizioni di servizio)	0 - 0,02

figura 2.3.6 b [19]

È opportuno precisare che il sistema è in una situazione di moto turbolento, come confermato dai calcoli effettuati (il valore ottenuto è al di sopra della possibile soglia con la zona laminare) e come visibile dal grafico del coefficiente adimensionale di attrito. A seguire sono riportati nel grafico i coefficienti usati ed i parametri ottenuti per i calcoli successivi:

<b>CALCOLO DEL NUMERO DI REYNOLDS</b>	34136,40319	TURBOLENTO
densità aria $\rho$	1,185	kg/m <sup>3</sup>
Velocità media	73,62269476	m/s
diam. tubo	0,007	m
viscosità din. $\mu$	0,00001789	Pa*s
lungh. tubo	0,9	m
<b>Calcolo di Lambda</b>	0,025	<b>DA GRAFICO</b>

figura 2.3.7

Adesso si può procedere con l'effettivo calcolo della caduta di pressione lungo la tubazione: applicando la formula citata in precedenza (2.3.4) si ottiene una caduta di pressione pari a circa 10.300 Pa. Con lo scopo di avere un ulteriore riscontro dei calcoli ottenuti, si è utilizzata un'altra espressione (verifica di quanto ottenuto) che non sfrutta alcun genere di grafico nel calcolo della caduta di pressione lungo il componente plastico: andando a richiamare quanto citato in [2], si può utilizzare la seguente formula:

$$p_1 - p_2 = 0,158 \left(\frac{\mu}{d}\right)^{0,25} \rho^{0,75} \frac{l}{d} w^{1,75}$$

Equazione 2.3.8 [2]

L'unico parametro in più richiamato con tale formulazione è la viscosità dinamica  $\mu$ , prima sfruttato nel calcolo del numero di Reynolds. A tal proposito, l'equazione di Sutherland [5] fornisce una relazione connessa esclusivamente con la temperatura assoluta T, esplicitata come:

$$\mu = \frac{1,458 \cdot 10^{-6} T^{1,5}}{T + 110,4 K} \frac{kg}{m \cdot s \cdot \sqrt{K}}$$

Equazione 2.3.9 [5]

ottenendo un valore pari a  $0,1789 \cdot 10^{-4}$  Pa\*s. Avendo a disposizione il valore di  $\mu$ , si è calcolata una caduta di pressione che si attesta intorno ai 9.600 Pa, valore non lontano da quella ottenuta facendo uso del coefficiente adimensionale di attrito e del diagramma ad esso connesso. Per i calcoli connessi a seguire, viene presa in considerazione la caduta di pressione ottenuta con la formulazione (2.3.4), ossia quella che permette di trovare lambda tramite il metodo grafico. Gli ulteriori risultati calcolati sono mostrati nel grafico sottostante:

<b>CADUTA PRESSIONE formula tubo</b>	9599,285003	Pa
<b>CADUTA PRESSIONE formula-grafico tubo</b>	10322,77002	Pa
<b>Press tubo a Lungh. Tubo plast.</b>	56647,77002	Pa

figura 2.3.10

Attestata una pressione assoluta alla fine del componente plastico attorno a 57.000 Pa assoluti, ci si trova ad analizzare una resistenza pneumatica di natura concentrata: vi è sostanzialmente una variazione del diametro del passaggio in cui le particelle di aria vengono risucchiate, considerato l'effettivo cambio di diametro da Ø 14 mm del canotto di acciaio a Ø 7 mm del tubo in plastica. Un modello plausibile e adatto per analizzare tale perdita è la teoria degli ugelli, più precisamente la teoria esposta da Sanville, indicata in [5], che è divenuta la base per lo standard della ISO 6358. Tale norma si adopera a tutti i componenti pneumatici assimilabili ad una valvola. È fondamentale affermare che una valvola, da un punto di vista funzionale, agisce in modo quasi uguale ad un ugello convergente attraversato da un certo flusso e con un certo delta di pressione. Tale teoria si basa sulla conduttanza sonora  $C$  e sul rapporto critico  $b$ , due parametri utili per descrivere il comportamento della portata e l'andamento della pressione all'interno del componente pneumatico. Il coefficiente  $b$  è il rapporto critico tra la pressione di valle  $p_2$  e la pressione di monte  $p_1$  del componente per il quale l'aria raggiunge la condizione sonora. Per quanto riguarda  $C$ , esso è il rapporto tra la portata in massa tramite il componente e il prodotto della pressione a monte e della densità di massa alle condizioni standard quando il flusso è in situazioni sonora. Le condizioni di riferimento per lo standard ISO 6358 sono definite come:

- temperatura  $T_0 = 293,15$  K;
- costante dei gas  $R_0 = 288$  J/(kg · K)
- umidità relativa 65 %;
- densità aria  $\rho_0 = 1,185$  kg/m<sup>3</sup>.

L'espressione alla base della norma ISO 6358, usata per effettuare i calcoli successivi, è la seguente:

$$G = p_i \rho_0 C \sqrt{\frac{T_0}{T_i}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_i - b}{1 - b}\right)^2}$$

Equazione 2.3.11 [5]

dove:

- $p_i$  indica la pressione a monte del componente;
- $C$  è la conduttanza sonora;
- $T_i$  è la temperatura a monte del componente;
- $b$  è il rapporto critico delle pressioni;
- $G$  è la portata in massa;
- $p_0$  indica la pressione a valle del componente.

Gli altri parametri non elencati sono quelli definiti dalle condizioni di riferimento per lo standard ISO 6358 citate in precedenza.

Visto l'obiettivo di calcolare la caduta di pressione concentrata nell'intorno della valvola, si è andati ad individuare come incognita la variabile  $p_i$ , pressione a monte. Si sono considerate costanti le variabili di densità dell'aria  $\rho_0$  e di temperatura  $T_0$ , e assunta la  $T_i$ , la temperatura a monte del

componente pari a 293,15 K. Inizialmente, dato che dalla portata in massa  $G$  (kg/s) divisa per la densità  $\rho_0$  in  $\text{kg/m}^3$  si ha una portata volumica, espressa in  $\text{m}^3/\text{s}$ , si è proseguito con tale parametro, disponibile dai rilevamenti effettuati in precedenza sul volume di controllo preso in esame.

Per quanto riguarda i coefficienti  $b$  e  $C$  connessi con la formula ISO, a seconda delle condizioni al contorno, essi possono essere calcolati mediante formulazioni disponibili da diverse fonti del campo oppure mediante valori tabellari dal seguente grafico (intercettato nella fonte [2]):

Coefficienti di elementi pneumatici							
Elemento pneumatico	Coefficienti	Dimensioni					
		1/8"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"
Tubo lungo 1 m	C	0,67	3,14		16,5		76
	b	0,32	0,41		0,5		0,5
Valvole	C	0,8-3,5	4-10	4-10	10-25	20	50
	b	0,25-0,35	0,2-0,3		0,2-0,3		0,2
Valvole e tubo lungo 1 m	C	0,4-0,6	1,5-2,8	9	10-13	28	40
	b	0,3	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35

tabella 2.3.12

In tale tabella ricordiamo che i valori del rapporto critico  $b$  sono adimensionali mentre quelli della conduttanza  $C$  sono espressi  $\text{dm}^3/(\text{s bar})$ . Di conseguenza, si è preferito durante i calcoli convertire le pressioni da Pascal in bar. In base a quanto consigliato dall'esperienza da esperti del settore e ad i valori forniti da tabella (2.3.11) trovata all'interno di [2], si è ricorso alla scelta di un valore di  $b$  pari a 0,225 e come conduttanza  $C$  pari a 6. A questo punto, avendo tutte le variabili note, è stato possibile procedere con il calcolo andando ad elevare al quadrato gli opportuni termini. Si ottiene un'espressione del secondo grado dove conviene invertire l'espressione (2.3.11) in modo da mettere in evidenza l'incognita  $p_i$  con i coefficienti ad essa annessi. Si procede all'identificazione della tipologia di equazione di secondo grado in modo da calcolare il discriminante. Quindi, si sceglie in maniera opportuna, una volta calcolate ed ottenute, la soluzione corretta inerente al modello configurato. In tale calcolo, la soluzione che si presenta con valore negativo (maggiore in valore assoluto) viene scartata e viene considerata quella con valore positivo. Il tutto è ben visibile nell'immagine a seguire (2.3.13) dove vengono mostrati i coefficienti dimensionati ed evidenziati i parametri principali del calcolo. L'incognita  $p_i$  fornisce il risultato adatto a quanto si poteva pensare e la prevista caduta di pressione si attesta attorno ai 13.000 Pa.

<b>CADUTA PRESSIONE VALVOLA</b> diam.interno $\phi$ 7	14022,28393	Pa
<b>Conduttanza C</b>	6	dm <sup>3</sup> (ANR)/(s*bar)
<b>Rapporto critico b</b>	0,225	
p out	56647,77002	Pa
p in		
coefficiente b <sup>2</sup>	0,064981639	bar
coefficiente 4*a*c	-1,000631835	bar
DELTA	1,065613474	bar
soluz.1 p in	0,70670054	bar
soluz.2 p in	-1,170182294	bar
<b>Press. valvola acciaio inizio</b>	70670,05395	Pa

figura 2.3.13

Calcolata la pressione assoluta a monte della restrizione, che si attesta attorno ai 70.500 Pa assoluti, nel circuito pneumatico si ha nuovamente a che fare con una perdita distribuita all'interno del sistema del vuoto: come si può vedere dalla figura (2.3.14), la portata d'aria, dopo condotto in plastica e la restrizione citata, transita all'interno del condotto in acciaio di diametro  $\phi$  14 mm e lunghezza 550 mm.



figura 2.3.14

Si è analizzata la caduta di pressione dovuta al tubo in acciaio per mezzo della seguente espressione:

$$p_1 - p_2 = \lambda \rho \frac{w^2 l}{2 d}$$

Equazione 2.3.4 [2]

Nota la sezione di riferimento e la formulazione  $Q = w \cdot A$ , anche in questa situazione si è proceduto al calcolo della velocità, sfruttando la conservazione della portata  $Q$  all'interno del volume di controllo analizzato, ossia quello che dalla bocca aspirante dell'eiettore giunge sino al picker terminale di prelievo.

Anche in tale caso il parametro della densità  $\rho$  è invariato, la velocità si stabilizza sul valore di 18,4 m/s e, avendo noti i valori di diametro interno e della viscosità dinamica, è possibile ottenere un numero di Reynolds che ci dia informazioni sull'effettivo stato del moto.

Chiaramente, ci si aspetta una situazione di turbolenza ed il valore ottenuto di 17.068 conferma che il regime ottenuto è distante dalla zona laminare e presenta moti vorticosi. Come effettuato nella prima perdita distribuita, ad inizio paragrafo, è necessario rilevare il coefficiente di attrito adimensionale  $\lambda$ . Ipotizzata una rugosità equivalente del tubo pari a 0,03 mm, sulla base di riferimenti forniti da schede tecniche del settore, si imposta il rapporto con il diametro del tubo  $d$  per ottenere la corretta curva della scabrezza relativa  $\epsilon/d$  sul grafico.

### Tabella dettagliate

Tubazione	$\epsilon$ mm
<b>Tubazione tecnicamente liscia</b>	
Vetro, ottone, rame, trafilato, vetroresina, materiali plastici (a seconda delle condizioni di servizio)	0 - 0,02
<b>Tubazione d'acciaio</b>	
<b>Nuovi</b>	
Grezzi non saldati	0,03 - 0,06
Grezzi saldati (produzione di serie)	0,03 - 0,08

figura 2.3.15 a [19]

Avendo come input il numero di Reynolds, calcolato in precedenza e pari a circa 17.000, e il rapporto  $\epsilon/d$  pari a 0,0021, si ottiene un  $\lambda$  che è uguale a 0,03.

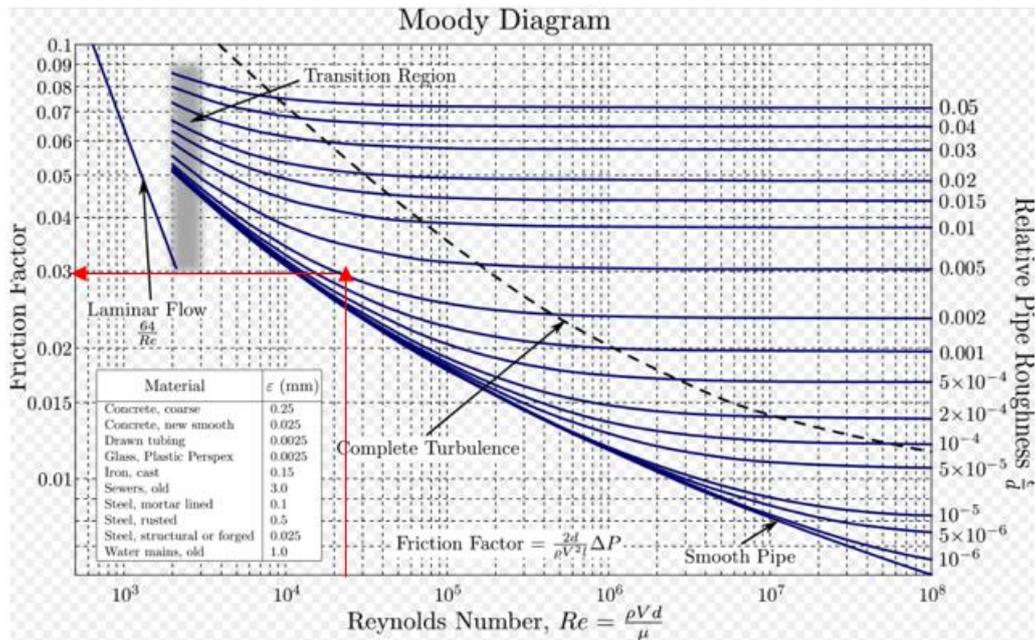


figura 2.3.15 b [18]

Come visibile anche dal grafico del coefficiente adimensionale di attrito  $\lambda$ , il sistema è in una situazione di moto turbolento. Procedendo con l'effettivo calcolo della caduta di pressione lungo la tubazione, tramite l'applicazione della formula citata in precedenza (2.3.4), si ottiene una caduta di pressione pari a circa 236 Pa, caduta molto bassa influenzata dal diametro della sezione del tubo in acciaio. A seguire vi è la tabella (2.3.16) che riporta i valori dei calcoli analitici effettuati:

densità aria $\rho$	1,185	kg/m <sup>3</sup>
Velocità media	18,40567369	m/s
diam. tubo	0,014	m
viscosità din. $\mu$	0,00001789	Pa*s
<b>Calcolo di Lamda</b>	0,03	
<b>lung.h.tubo</b>	0,55	m
<b>CALCOLO DEL NUMERO DI REYNOLDS</b>	17068,20159	<b>TURBOLENTO</b>

<b>CADUTA PRESSIONE lung.h. condotto tubo acciaio</b>		
<b>CADUTA PRESSIONE tubo acciaio</b>	236,5634797	Pa
Press. Canotto acciaio fine	70906,61743	Pa

figura 2.3.16

A questo punto, all'interno del canotto di diametro  $\varnothing$  14 mm, vi è una zona con una sorta di gola o restrizione del diametro  $\varnothing$  pari a 8 mm: tale parte del canotto è stata realizzata in tale maniera in modo da sostenere il perno trasversale che aggancia il canotto al terminale. Tale accoppiamento è stato costruito per favorire un eventuale cambio del picker: allo stato attuale, per tale macchina, a seconda della tipologia del prodotto (forma, dimensioni), è stato previsto un terminale rotondo per la cialda rotonda e uno rettangolare per quella rettangolare. Eventuali sviluppi verranno discussi in seguito

(certamente la possibilità di rendere quanto più possibile versatile il meccanismo resta una questione aperta).

Quindi, a causa di questo restringimento (gola), vi è una certa caduta di pressione concentrata che si è analizzata: anche in tale circostanza si è fatto ricorso alla formula base (2.3.11) della norma ISO 6358, esplicitata in precedenza nella prima caduta concentrata analizzata. Per quanto riguarda la conduttanza C e il rapporto critico b si è potuto ricorrere alla formulazione di Gidlund [5], espressa come:

$$C = 0,128 \cdot d^2$$

Equazione 2.3.17 [5]

$$b = 0,41 + 0,272 \sqrt{\frac{d}{D}}$$

Equazione 2.3.18 [5]

dove:

- D è il diametro interno della linea in mm;
- d è il diametro interno della restrizione in mm;
- L è la lunghezza della restrizione in mm;
- C è la conduttanza sonora in  $\text{dm}^3/(\text{s} \cdot \text{bar})$ .

Tale formulazione si basa sull'ipotesi che il rapporto L/d debba essere  $< 10$ . Tenuto conto che d è pari a 8 mm e la lunghezza L equivale a 35 mm, l'ipotesi sul rapporto tra le due grandezze viene ampiamente accettata. Il valore di b conseguito è pari a 0,6; quello di C è uguale a 8,2  $\text{dm}^3/(\text{s} \cdot \text{bar})$ . Nell'immagine a seguire vengono illustrati i parametri usati ed i calcoli effettuati.

GIDLUND FORMULA	
$C=0,128 \cdot d^2,$	
$b=0,41+0,272 \cdot (d/D)^{1/2}$	
d	8
D	14
C	8,2
b	0,6

figura 2.3.19

Altre formulazioni sono state discusse e rese disponibili. Belforte e altri [5] eseguirono alcuni test sulla portata attraverso piccoli orifizi con diametri che andavano da 4 a 10 mm e rapporti lunghezza-diametro che erano in un range tra 0,33 e 10; essi giunsero alla conclusione che vi era una connessione diretta tra la conduttanza sonora e il diametro di riferimento della portata. L'espressione, usata anche qui nei calcoli per avere un ulteriore riscontro, è la seguente:

$$\frac{C}{d^2} = \frac{8 \text{ dm}^3}{\text{min} \cdot \text{bar} \cdot \text{mm}^2}$$

Equazione 2.3.20 [5]

dove C è la conduttanza sonica espressa in  $\text{dm}^3/(\text{s}\cdot\text{bar})$  e d è il diametro interno in mm. Il risultato ottenuto per il parametro C è di  $8,5 \text{ dm}^3/(\text{s}\cdot\text{bar})$ .

Tra le due formulazioni si è scelta in tal caso quella di Gidlund, indicata in [5]: risulta essere più adeguata e idonea per via della forma “a clessidra” della sezione interna del condotto. Di conseguenza, per i calcoli successivi si imposta un valore di C pari a 8,2 e un rapporto critico b pari a 0,6, come mostrato nella figura (2.3.19) soprastante.

A questo punto si può procedere con il calcolo della caduta di pressione come sviluppato nelle altre perdite concentrate: rifacendosi alla formulazione della norma ISO 6358 (2.3.11), ed avendo disponibile il valore di portata Q (sfruttando la densità aria  $\rho_o = 1.185 \text{ kg/m}^3$ ) nella formulazione, si va a calcolare la caduta di pressione concentrata nell’intorno della restrizione. Si è proceduto andando ad individuare come incognita la variabile  $p_i$ , pressione a monte della gola. Si sono considerate costanti le variabili di densità dell’aria  $\rho_o$  e di temperatura  $T_o$ , e si è assunta la  $T_i$ , la temperatura a monte del componente, pari a 293,15 K. Pertanto, avendo nota la pressione a valle dal precedente calcolo effettuato in precedenza, pari a circa 72.000 Pa assoluti, si va a calcolare la variabile  $p_i$ . Avendo tutte le variabili note, è stato possibile procedere con il calcolo andando ad elevare al quadrato gli opportuni termini. Cosicché, si ottiene un’espressione del secondo grado dove conviene invertire l’espressione (2.3.11) in modo da mettere in evidenza l’incognita  $p_i$  con i coefficienti ad essa annessi. Si procede all’identificazione della tipologia di equazione di secondo grado in modo da calcolare il discriminante. Quindi, si sceglie in maniera opportuna, una volta calcolate ed ottenute, la soluzione corretta inerente al modello configurato. Anche qui, la soluzione che si presenta con valore negativo (maggiore in valore assoluto) viene scartata e viene considerata quella con valore positivo. Il tutto è ben visibile nell’immagine a seguire (2.3.21) dove vengono mostrati i coefficienti dimensionati ed evidenziati i parametri principali del calcolo. L’incognita  $p_i$  fornisce il risultato adatto a quanto si poteva pensare e la prevista caduta di pressione si attesta attorno ai 3.400 Pa.

<b>CADUTA PRESSIONE CANOTTO ACCIAIO- VALVOLA diam.interno <math>\phi</math> 8 GOLA</b>	3408,486841	Pa
<b>Conduttanza C</b>	8,2	$\text{dm}^3(\text{ANR})/(\text{s}\cdot\text{bar})$
<b>Rapporto critico b</b>	0,6	
p out	70906,61743	Pa
p in		
coefficiente $b^2$	0,723995769	bar
coefficiente $4\cdot a\cdot c$	0,417501781	bar
DELTA	0,306493988	bar
soluz.1 p in	0,743151043	bar
soluz.2 p in	-1,170182294	bar
Press. pre picker-fine tubo acciaio	74315,10427	Pa

figura 2.3.21

Ricavata la pressione assoluta a monte della gola che si attesta attorno ai 75.000 Pa assoluti, ci si trova ad analizzare un componente abbastanza particolare del sistema pneumatico realizzato appositamente per la tipologia di prodotto che deve essere movimentato ad alte velocità all'interno della macchina: il picker. Solitamente, si è soliti avere a che fare con ventose che aderiscono al pezzo, lo prelevano e lo depositano nella zona richiesta. In tale circostanza, a causa della fragilità e dell'elevato grado di qualità richiesto dal mercato per tale componente (trattasi di cialda con peso molto basso ed impiegata nel campo della cosmetica), si è sfruttato un componente in acciaio con dei mini-fori all'interno in modo da favorire il fenomeno del vuoto.

I mini-fori presenti nel picker, illustrati nell'immagine (2.3.22), sono di quantità pari a 6 e possono essere valutati come una serie di mini-ugelli (valvole) disposti in parallelo. Il modello scelto e più adatto per descrivere il flusso attraverso questi piccoli passaggi è quello di una caduta pneumatica concentrata che risente delle sei resistenze in maniera analoga e nello stesso istante.

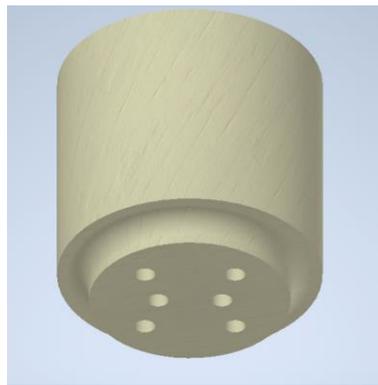


figura 2.3.22

In tale circostanza, si è adoperata nuovamente la norma ISO 6358 in maniera abbastanza simile a quanto realizzato nei precedenti passaggi. Trattandosi di piccoli orifizi collegati insieme, visti come valvole di sezione ridotta, con la formula ISO è possibile ottenere le conduttanze e i rapporti critici di più mini-fori connessi. Quando vi è una connessione tra un certo numero di  $n$  "componenti" pneumatici, si possono reperire e sfruttare le seguenti espressioni che permettono di calcolare portate e valori di pressioni legati. Per valvole connesse in serie, la conduttanza equivalente  $C_E$  vale:

$$\frac{1}{C_E^3} = \frac{1}{C_1^3} + \frac{1}{C_2^3} + \dots + \frac{1}{C_n^3}$$

Equazione 2.3.23 [3]

Per il rapporto critico equivalente  $b_E$  si ha:

$$b_E = 1 - C_E^2 \left[ \frac{1 - b_1}{C_1^2} + \frac{1 - b_2}{C_2^2} + \dots + \frac{1 - b_n}{C_n^2} \right]$$

Equazione 2.3.24 [3]

Mentre, nel caso di connessioni in parallelo (come quello che si sta analizzando), le espressioni per le conduttanze e i rapporti critici sono le seguenti:

$$C_E = C_1 + C_2 + \dots + C_n$$

*Equazione 2.3.25 [3]*

$$\frac{C_E}{\sqrt{1 - b_E}} = \frac{C_1}{\sqrt{1 - b_1}} + \frac{C_2}{\sqrt{1 - b_2}} + \dots + \frac{C_n}{\sqrt{1 - b_n}}$$

*Equazione 2.3.26 [3]*

Tramite queste ultime espressioni è stato possibile ottenere un modello adeguato al sistema in funzione. Per poter ottenere dei valori quanto più adeguati e inerenti al sistema reale, si è scelto questa volta una formulazione diversa per il calcolo della conduttanza sonora  $C$ ; dato che i passaggi attraversati dal flusso d'aria hanno una sezione abbastanza ridotta, con un diametro che è pari a 2 mm, nessuna delle teorie sfruttate in precedenza risponde in maniera opportuna e con certezza al problema esposto. Alcuni esperti del campo fluidico, tramite studi effettuati, come riportato ampiamente in [6], hanno condotto diverse serie di test su orifizi di piccole sezioni di passaggio per analizzare e individuare un legame tra diametri di piccola entità e la conduttanza sonora  $C$ . Sulla base di approfondimenti e leggi come la conservazione dei momenti e la conservazione della massa, strumenti software come Matlab per ottimizzare e risolvere le funzioni, sono giunti a derivare l'espressione ottenuta andando a scrivere la conduttanza sonora  $C$  come:

$$C = 2,28 \cdot 10^{-3} d^2 \sqrt{\frac{0,559}{1,531 - 1,344\beta^2 + 0,028 \frac{L}{d}}}$$

*Equazione 2.3.27 [6]*

Tale formulazione ottenuta è stata poi convertita in una versione più adeguata alle varie applicazioni ingegneristiche:

$$C = \sqrt{\frac{d^2}{54 - 48\beta^2 + \frac{L}{d}}}$$

*Equazione 2.3.28 [6]*

dove in (2.3.28)  $C$  è sempre la conduttanza sonora espressa in L/ (s bar),  $\beta = \frac{d}{D}$  è il rapporto tra il diametro dell'orifizio e il diametro di ingresso,  $d$  è il diametro interno di un piccolo orifizio in mm e  $L$  è la lunghezza dell'orifizio in mm. Tale formulazione risulta utile per il calcolo della conduttanza dei mini-fori. Il risultato che si ottiene è in linea con quanto si poteva prevedere sulla base di quanto è stato analizzato. Come diametro di ingresso è stato scelto un valore pari a 5 mm, riferito a quella zona che circonda il diametro più piccolo interno di 2 mm e dove il flusso d'aria impatta sul picker

(sui suoi minifori) una volta che il generatore di vuoto ed il circuito sono attivi. Al parametro  $L$  è stato assegnato il valore di 3 mm.

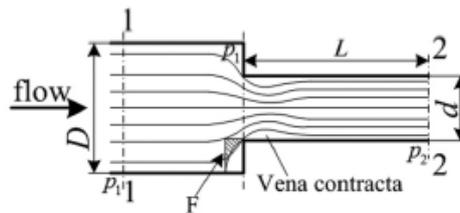


figura 2.3.29 [6]

Dalla formula (2.3.28) si è conseguito un valore di conduttanza  $C$  pari a 0,6.

Per quanto riguarda il rapporto critico si è assegnato un valore pari a 0,3. Come riportato in [5], il rapporto critico (delle pressioni)  $b$  ha solitamente un valore minore uguale a 0,5 ma, comunque spesso sopra il riferimento di 0,2 per le valvole.

A questo punto, sulla base delle formule enunciate in precedenza (2.3.25) e (2.3.26), è possibile calcolare la conduttanza equivalente e il rapporto critico equivalente delle sei mini-restrizioni. La tabella seguente riporta i parametri dichiarati con i rispettivi valori ottenuti ed assunti.

D	5	mm
d	2	mm
Conduttanza C	0,6	$\text{dm}^3(\text{ANR})/(\text{s} \cdot \text{bar})$
Rapporto critico b	0,3	
Num. Mini fori	6	
<b>Conduttanza C eq</b>	<b>3,6</b>	<b><math>\text{dm}^3(\text{ANR})/(\text{s} \cdot \text{bar})</math></b>
<b>Rapporto critico b eq</b>	<b>0,3</b>	

figura 2.3.30

Giunti in questa fase con l'ottenimento dei coefficienti richiesti, si può procedere con il calcolo della caduta di pressione come sviluppato nelle altre perdite concentrate: rifacendosi alla formulazione della norma ISO 6358 (2.3.11), avendo disponibile il valore di portata  $Q$  (sfruttando la densità aria  $\rho_o = 1,185 \text{ kg/m}^3$ ) nella formulazione, si va a calcolare la caduta di pressione concentrata inerente alle sei resistenze in essere. Si è proceduto andando ad individuare come incognita la variabile  $p_i$ , pressione a monte del picker che si presume debba essere, a meno di variazioni esigue dovute al metodo analitico sfruttato, molto vicina alla pressione atmosferica pari a 101.325 Pa assoluti. Si sono considerate costanti le variabili di densità dell'aria  $\rho_o$  e di temperatura  $T_o$ , e si è assunta la  $T_i$ , la temperatura a monte del componente, pari a 293,15 K. Pertanto, avendo nota la pressione a valle dal precedente calcolo effettuato, pari a circa 75.000 Pa assoluti, si va a calcolare la variabile  $p_i$ . Come effettuato in precedenza, è stato possibile procedere con il calcolo andando ad elevare al quadrato gli opportuni termini. Cosicché, si ottiene un'espressione del secondo grado dove conviene invertire l'espressione (2.3.11) in modo da mettere in evidenza l'incognita  $p_i$  con i coefficienti ad essa annessi. Si procede all'identificazione della tipologia di equazione di secondo grado in modo da calcolare il discriminante. Quindi, si sceglie in maniera opportuna, una volta calcolate ed ottenute, la soluzione corretta inerente al modello configurato. Anche qui, la soluzione che si presenta con valore negativo

(maggiore in valore assoluto) viene scartata e viene considerata quella con valore positivo. Il tutto è ben visibile nell'immagine a seguire (2.3.31) dove vengono mostrati i coefficienti dimensionati ed evidenziati i parametri principali del calcolo.

<b>CADUTA PRESSIONE PICKER 6 Mini fori- VALVOLE</b>	26478	Pa
p out	74315,10427	Pa
p in		
coefficiente $b^2$	0,19881845	bar
coefficiente $4*a*c$	-1,369268557	bar
DELTA	1,568087007	bar
soluz.1 p in	1,007927729	bar
soluz.2 p in	-1,170182294	bar
Press. picker prelievo	100793	Pa

*figura 2.3.31*

Dai risultati ottenuti si nota come la pressione assoluta prima del picker sia molto vicina a quella assoluta. Ciò permette di affermare che il modello di analisi si è rivelato adatto a riconoscere le resistenze pneumatiche del circuito del vuoto, confermato anche dall'ottenimento di un valore estrapolato con il modello analitico molto consono a quello reale.

## 2.4 CALCOLO E ANALISI DEL CONSUMO DEL SISTEMA PRESENTE

La progettazione e la gestione di un sistema deve tener conto di tanti aspetti di vario genere. Se si considera l'aspetto tecnologico di un sistema, esso richiede tanta attenzione nella scelta dei componenti che forniscono delle prestazioni accurate, spesso nell'immediato, tralasciando in alcuni casi altri aspetti o trascurando alcune questioni che, a seguito di un certo lasso di tempo, vanno ad inficiare sul funzionamento del sistema, sull'effettiva usura e, di conseguenza, sulla durata dei componenti. Ciò, avviene perché in alcune situazioni non si fa un approfondimento adeguato sulla componentistica posseduta o da acquistare da esterni. In tempi particolari, come quelli attuali, dove reperire materie prime adeguate o elementi tecnologici adatti al tipo di circuito diventa sempre più complicato, non si può prescindere dal principio anche di dover procedere con un'analisi dettagliata che vada a prevedere e a quantificare il reale uso e consumo della tecnologia. Anche alla luce delle nuove normative europee, il tema della sicurezza diventa un aspetto fondamentale dal quale nessuno può esimersi e, perciò, avere delle informazioni anche sull'effettiva affidabilità o durata in base alle condizioni di lavoro di quello specifico componente risulta oltremodo di naturale rilevanza.

Bisogna anche tenere in mente e riconoscere che qualsiasi spreco nell'epoca in cui viviamo si tramuta in spese che, anche se nell'immediato possono apparire esigue, in seguito possono risultare di notevole importanza. Di conseguenza, risulta essenziale e significativo progettare in maniera proporzionata alla richiesta effettiva del progetto ponendo particolare attenzione ai costi e alle problematiche ecologiche, che nell'industria 4.0 sono interconnesse. Di fatto, gli aspetti ambientali influenzano e comportano dei costi che se vengono analizzati in una visione più chiara (conoscendo più nel dettaglio la tecnologia e la normativa odierna), possono essere ridotti e ammortati senza gravare come era facile pensare nell'epoca passata.

In merito alle macchine del campo dell'automazione industriale, e quindi tutta quella tecnologia che richiede un avviamento di tipo elettropneumatico, un'importante fetta del costo di esercizio è raffigurata dal consumo dell'aria compressa, sulla quale gravano il consumo di energia elettrica per la compressione dell'aria e il costo di ammortamento e di manutenzione dell'impianto di generazione. In aggiunta, in grandi linee, l'energia elettrica assorbita è legata alla portata e ad i livelli di pressione di lavoro. Tali aspetti sono poi connessi alla rete di distribuzione e alle caratteristiche proprie delle utenze. Da un punto di vista ecologico, è bene far presente che l'aria è un gas naturale e che i problemi principali sorgono per via dell'impiego di lubrificanti che vanno a facilitare la movimentazione dei componenti.

Come affermato in [2], i problemi di sicurezza, o meglio di durata e di consumo degli impianti entrano in un discorso molto vasto e spesso complesso. Allo stesso tempo, però, è importante precisare e tener conto che spesso si possono rintracciare dei componenti che non stanno lavorando nella maniera adeguata secondo progetto ed allora diventa di fondamentale importanza effettuare una diagnostica precisa per giungere ad una soluzione ottimale da un punto di vista tecnico in termini di efficienza e ad un compromesso ecologico, dove i benefici dovuti ad una progettazione che tuteli l'ambiente siano a lungo andare evidenti.

In un sistema pneumatico, l'aria viene presa dall'ambiente: in un momento successivo, viene compressa e trattata nel dispositivo di generazione. Dopodiché, tramite le linee preposte viene inviata e fatta immettere nei circuiti elettropneumatici. Qui, viene sfruttata per poter consentire le operazioni di movimentazione di ciclo preposte. Al termine del processo, l'aria viene espulsa nell'ambiente circostante.

Questo fa sì che vi sia un continuo scambio di energia dall'esterno del sistema verso l'aria e dall'aria verso componenti esterni, senza andare a dimenticare i trasferimenti di calore tra le varie parti del sistema e l'ambiente che lo circonda. La figura (2.4.1) posta a seguire da una visione più precisa e chiara sui trasferimenti energetici all'interno dei sistemi ad aria compressa.

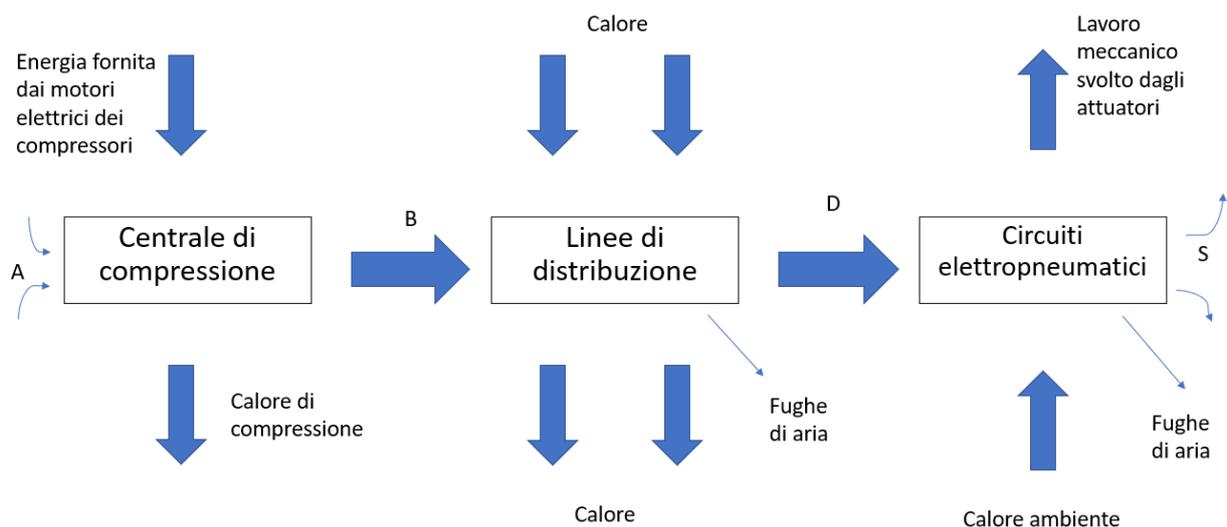


figura 2.4.1

È facile notare (vedi fig. 2.4.1) come il ciclo dell'aria compressa inizia sulla sx con l'aspirazione A, per poi procedere con la fase di compressione e di distribuzione. Una volta impiegata nei circuiti, essa si conclude con lo scarico S nell'ambiente.

A questo punto, entrando più nel dettaglio del circuito analizzato, si va ad incentrarsi sull'effettivo consumo del circuito esistente guidato dal generatore di vuoto Festo VN-30-H-T6-PQ4-VA5-RO2. In questa fase, uno dei parametri su cui verte l'analisi è il consumo d'aria (l/min) del generatore, cioè quanta portata di aria necessita il sistema per esser messo in funzione ad un determinato livello di vuoto.

Come può essere facilmente intuibile, più il sistema richiede portata, più il dispositivo consuma aria, più crescono i costi in merito all'impiego di quel macchinario.

Prima di poter procedere con il calcolo, si deve effettuare un rilevamento effettivo dei vari elementi in questione all'interno del circuito pneumatico. Tale operazione risulta fondamentale in modo da poter determinare i volumi totali che si indicheranno con la sigla  $V_G$  del sistema, cioè i volumi relativi alla fase di aspirazione. In merito a quest'ultima, è bene ricordare che l'aria compressa e, di

conseguenza, l'energia viene sfruttata solo in fase di aspirazione e manipolazione (prelievo e conseguente spostamento) del pezzo durante un ciclo di assemblaggio del pezzo.

Per la parte restante del ciclo, invece, ossia la fase di scarico e di ritorno in posizione del robot che funge da connettore tra il picker e la pompa del vuoto in questo specifico sistema, il generatore di vuoto è disinserito. I generatori di vuoto hanno tempi di reazione molto brevi (tempi di start e stop) che ne agevolano la disconnessione quando non è più richiesto il livello di vuoto ottenuto in precedenza. Oltre a questo, non richiedono una manutenzione particolare a differenza di altri dispositivi simili, visto che non presentano alcun tipo di parti mobili al loro interno.

La fase di rilevamento consta nell'individuare il volume totale effettivo del circuito (volume da aspirare). Esso consta del volume della ventosa (a seconda dei casi potrebbero essere impiegate più ventose per la stessa presa), dei raccordi e dei tubi. Una volta ricavati, li si somma e si ottiene il volume totale legato all'aspirazione. In questo caso, essendo il picker colui che svolge la funzione di presa senza contatto, si è rilevato il suo volume interno: indicato con  $V_1$ , fa riferimento ai fori interni dove vi è il passaggio dell'aria compressa. Tali mini-fori si presentano in quantità pari a 6 (indicati con  $N$ ) con un diametro di 2 mm cadauno ed una lunghezza di ogni singolo foro pari a 3 mm. In  $V_1$  rientra anche una mini-zona (modellizzata come una capacità pneumatica) connessa e posta subito dopo i mini-fori a sezione circolare con diametro pari a 14 mm e di lunghezza assiale pari a 3 mm. Il tutto è stato ottenuto tramite il calcolo effettuato con la seguente espressione:

$$V_1 = N \cdot \frac{d_1^2}{4} \cdot L_1 \cdot \pi + \frac{d_2^2}{4} \cdot L_2 \cdot \pi$$

Equazione 2.4.2

In tale maniera, si ottiene un valore del volume  $V_1$  pari a 518,4 mm<sup>3</sup>. Tale misura si riferisce al picker relativo e adoperato nel prelievo della cialda tonda (fig.2.4.4), per cui la macchina è adibita. Nei calcoli successivi, si va ad accertare anche il volume relativo al picker impiegato per il prelievo della cialda rettangolare. Nel grafico seguente (2.4.3) sono illustrati i valori ed i calcoli relativi al picker sfruttato per le cialde tonde:

Cialde tonde						
PASSO 1						
Rilevamento V1 picker						
d2	14	mm				
L2	3	mm				
Num. Mini fori	6					
d1	2	mm	Volume V1			
L1	3	mm	518,3627878	mm^3	0,518363	cm^3

figura 2.4.3

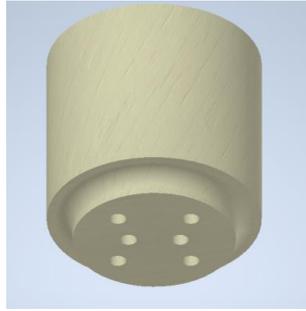


figura 2.4.4

A questo punto, si è passati al calcolo del volume  $V_2$ , riferito ai raccordi. Tramite misurazioni effettuate con il calibro, si sono rilevati i seguenti valori mostrati nel grafico:

Rilevamento V2 raccordi		tramite misure manuali calibro		
	d1	7	mm	
	L1	30	mm	
	d2	8	mm	
	L2	15	mm	
	d3	10	mm	
	L3	40	mm	
Volume V2	6958,627728	mm <sup>3</sup>	6,958628	cm <sup>3</sup>

figura 2.4.5

Tramite l'espressione indicata con (2.4.5), si è ottenuto il valore relativo al volume  $V_2$ , che risulta pari a 6,95 cm<sup>3</sup>.

$$V_2 = \frac{d_1^2}{4} \cdot L_1 \cdot \pi + \frac{d_2^2}{4} \cdot L_2 \cdot \pi + \frac{d_3^2}{4} \cdot L_3 \cdot \pi$$

Equazione 2.4.6

Successivamente, si è proceduto al calcolo del volume  $V_3$  legato ai tubi che connettono il circuito. Tale valore, come si può appurare a breve, è quello che influenza maggiormente il risultato finale date le dimensioni nettamente differenti rispetto allo stesso  $V_1$  e  $V_2$ . All'interno del volume  $V_3$  si fa rientrare il tubo in plastica che (connette il generatore di vuoto con il canotto in acciaio, vedi fig. (2.4.7a)) è lungo 900 mm e ha un diametro interno pari a 7 mm. Si ottiene naturalmente un volume del tratto in plastica che corrisponde a 34,6 cm<sup>3</sup>.



figura 2.4.7 a-b

In  $V_3$  rientra anche il tratto di canotto in acciaio (vedi fig.2.4.7 b) al quale il picker viene agganciato per mezzo di un perno trasversale: il condotto è lungo 550 mm e si presenta con un diametro che è pari a 14 mm. Si procede al calcolo di tale ingombro che è pari a  $84,7 \text{ cm}^3$ . Adesso, è possibile andare a calcolare il volume  $V_3$  totale, somma dei due volumi appena ricavati. Il risultato corrisponde a  $119,3 \text{ cm}^3$ .

Prendendo tutti i volumi calcolati e sommandoli in  $\text{cm}^3$  si va ad ottenere un volume totale  $V_G$  che è uguale a  $127 \text{ cm}^3$ , riferito alla figura (2.4.8).



figura 2.4.8

Nella tabella seguente sono riportati i parametri usati per i calcoli appena analizzati e le voci di riferimento per il prosieguo dei ragionamenti in merito ai consumi del sistema.

Rilevamento V3				
diam.tubo plastica	7	mm		
lung.h.tubo	900	mm		
Volume plastica	34636,05901	mm <sup>3</sup>	34,636059	cm <sup>3</sup>
diam.tubo acciaio	14	mm		
lung.h.tubo	550	mm		
Volume acciaio	84665,92201	mm <sup>3</sup>	84,665922	cm <sup>3</sup>
<b>V3 totale</b>	<b>119301,981</b>	<b>mm<sup>3</sup></b>	<b>119,301981</b>	<b>cm<sup>3</sup></b>
<b>Vg totale</b>	<b>126797,8211</b>	<b>mm<sup>3</sup></b>	<b>127</b>	<b>cm<sup>3</sup></b>

figura 2.4.9

La tabella seguente illustra i calcoli effettuati in merito al volume  $V_1$ , relativo al picker per la configurazione di prelievo cialda rettangolare (ricordiamo che varia la forma del picker ma rimane invariato il percorso del vuoto in merito). Si ottiene un volume totale  $V_g$  uguale. Il calcolo di  $V_2$  e  $V_3$  rimane invariato così come i rispettivi risultati.

Cialde rettangolari				
PASSO 1				
Rilevamento V1picker	518,3627878	mm <sup>3</sup>	0,518362788	cm <sup>3</sup>
	d	14	mm	
	L	3	mm	
	Numero minifori	6		
	d1	2	mm	
	L1	3	mm	

figura 2.4.10

Dopo aver effettuato il passo 1 (calcolo dei volumi del vuoto in questione), si è proceduto con la determinazione del tempo ciclo, indicato con la variabile  $T_Z$ . Un ciclo operativo può essere diviso in singoli intervalli di tempo, alcuni dei quali possono essere misurati mentre altri vanno calcolati. Dal totale dei singoli intervalli scaturisce il tempo ciclo. Esso consta di quattro fasi: la prima consiste nel tempo di generazione del vuoto  $t_E$ , la seconda è riferita al tempo di manipolazione  $t_1$ , la terza consiste nel tempo di alimentazione  $t_B$ , la quarta si rifà al tempo di ritorno  $t_2$ .

Il tempo di generazione del vuoto  $t_E$  è l'intervallo di tempo necessario per portare il fluido (in questo caso l'aria) ad un preciso volume di vuoto. Esso costituisce un utile criterio per valutare l'efficacia di un generatore di vuoto. Tale tempo si calcola tramite dati tecnici legati all'eiettore.

Il tempo di manipolazione  $t_1$  è quell'intervallo di tempo essenziale per la manipolazione del pezzo, una volta esaurita la fase di aspirazione. Tale tempo si calcola adoperando un cronometro.

Il tempo di alimentazione  $t_B$  è quello dove si annulla il fenomeno del vuoto e necessario al sistema per rilasciare il pezzo dove è stato preventivamente scelto. Tale tempo si calcola tramite dati tecnici legati all'eiettore.

Il tempo di ritorno  $t_2$  è quello necessario al sistema (il robot nel sistema pneumatico della macchina) per ritornare in posizione di partenza, dopo che il pezzo è stato opportunamente depositato nella sede prestabilita. Tale tempo si calcola adoperando un cronometro.

Il grafico seguente (2.4.11) facilita la comprensione di quanto affermato sul ciclo operativo, oltre a dare una chiara visione dell'andamento che si ripete ogni qual volta la macchina è in funzione:

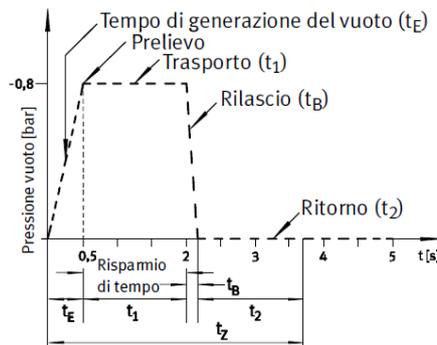


figura 2.4.11 [11]

Per determinare i tempi esatti, si è ricorso all'uso della strumentazione adeguata (cronometro) e alle tabelle e ai grafici forniti dal fornitore Festo nei riferimenti [8] e [11]. Viste le due varianti di prodotto per cui la macchina è stata testata, si è deciso di conteggiare ed analizzare i tempi ciclo sia quando la macchina è preposta per il deposito della cialda rettangolare sia per il deposito della cialda tonda. È importante precisare che nel caso della cialda tonda ogni robot (eiettore) preleva una singola cialda e la va a depositare all'interno di una delle quattro sedi disponibili della trousse posta sul tappeto scorrevole: tale operazione viene eseguita simultaneamente dai due robot della macchina (i quali in base al sistema di visione intelligente riconoscono le sedi disponibili e depositano la cialda in maniera opportuna). Mentre, nel caso della cialda rettangolare, viene sempre presa una singola cialda da ogni robot (eiettore) per ciclo ma vi è una sola sede all'interno della trousse. Ciò prima di tutto comporta dei tempi ciclo completamente differenti nelle due modalità d'uso della macchina, oltre che dei consumi e dei costi per i diversi cicli operativi.

Nella modalità cialda rettangolare, si è ottenuto un tempo ciclo superiore rispetto alla configurazione prevista per la cialda tonda: il fatto di poter disporre di una certa versatilità sulla tipologia di prodotto influenza tale questione ma non solo. Per tale configurazione, il tempo di generazione del vuoto  $t_E$  è pari a 0,15 s. Tale valore si calcola in base alle informazioni grafiche fornite e disponibili per lo specifico generatore di vuoto. Esso si determina considerando tale espressione:

$$t_E = V_G \frac{t_{E1}}{1000}$$

Equazione 2.4.12 [7]

dove  $V_G$  è il volume totale di aria pari a  $127 \text{ cm}^3$  calcolato in precedenza,  $t_{E1}$  è il tempo di generazione del vuoto per un volume pari a  $1.000 \text{ cm}^3$  e corrisponde al valore di 1,2 s. Tale parametro è reso disponibile dal grafico seguente (2.4.13):

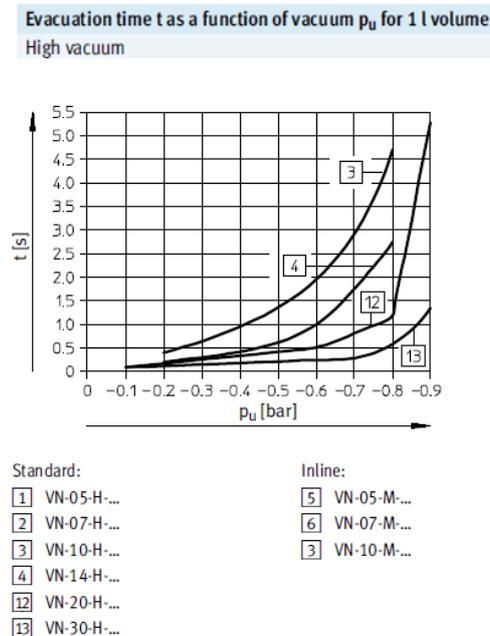


figura 2.4.13 [8]

Proseguendo nell'analisi del tempo ciclo, il parametro  $t_1$  (tempo di manipolazione) è rilevato manualmente e corrisponde a 2,4 s. Il tempo  $t_B$  (tempo di rilascio) è pari a 0,01 s. Tale valore ricordiamo che si calcola dall'espressione (2.4.14) sulla base delle informazioni tabellari disponibili per lo specifico generatore di vuoto. Esso si determina considerando tale espressione:

$$t_B = V_G \frac{t_{B1}}{1000}$$

Equazione 2.4.14 [7]

dove  $V_G$  è il volume totale di aria pari a  $127 \text{ cm}^3$  calcolato in precedenza,  $t_{B1}$  è il tempo di generazione del vuoto riferito ad un volume pari a  $1.000 \text{ cm}^3$  e corrisponde a 0,1 s per tale generatore di vuoto, come indicato dalla seguente tabella illustrata (2.4.15):

Performance data – High vacuum							
Ejector characteristic		Standard H					
Nominal size of laval nozzle	[mm]	0.45	0.7	0.95	1.4	2.0	3.0
Max. vacuum	[%]	88	88	89	88	92	93
Operating pressure for max. vacuum	[bar]	4.5	4.7	4.5	5.0	3.5	3.7
Max. suction rate with respect to atmosphere	[l/min]	6.2	16	25	51.6	98	186
Operating pressure for max. suction rate	[bar]	2.1	2.1	3.1	5.1	2.0	3.0
Air supply time at nominal operating pressure	[s]	4.8	1.9	1.1	0.5	0.2	0.1

tabella 2.4.15 [8]

Mentre, il tempo  $t_2$  (tempo di ritorno) viene rilevato manualmente ed equivale a 1 s.

Ottenuti tutti i valori esatti di ogni singolo intervallo, si sommano e si ottiene il singolo tempo ciclo  $T_Z$ , che è pari a 3,6 s. Un altro parametro utile per il prosieguo dei calcoli è il tempo  $T_{ON}$ , preso come somma della variabile  $t_E$  e della variabile vuoto  $t_1$ , entrambi riferiti alla fase di aspirazione del sistema in funzione. Esso è pari a 2,55 s. La tabella sottostante (2.4.16) riporta i risultati dei calcoli effettuati insieme a tutti i parametri citati ed analizzati nella procedura di analisi del tempo ciclo.

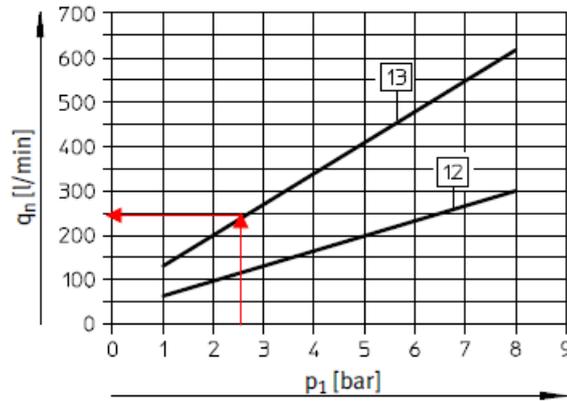
PASSO 2	Tz: determinazione del tempo ciclo				
Calcolo Tz					
$t_e$	0,152134766	s	Grafico-> $t_{e1}$	1,2	s
$t_1$	2,4	s	Cronometro		
$t_b$	0,012677897	s	Tabella-> $t_{b1}$	0,1	s
$t_2$	1	s	Cronometro		
$T_z = t_e + t_1 + t_b + t_2$	3,56	s			
Tempo ON	2,552134766	s			

tabella 2.4.16

A questo punto, si può procedere con la fase successiva dell'analisi. Nel passo 3, si incentra il discorso sulla verifica dell'economicità del sistema pneumatico considerato. Tale aspetto risulta di particolare rilevanza viste le tante questioni di varia natura ad esso connesso. Come si può immaginare, i costi di energia vengono determinati in base al consumo di aria che quel preciso generatore di vuoto va a produrre. In partenza, si deve andare a ricavare il possibile consumo. Per fare ciò, si sfrutta il diagramma seguente (2.4.17) (fornito dal produttore Festo [8] e [11] per quello specifico eiettore) che illustra l'andamento del consumo d'aria espresso mediante la variabile  $q_n$ , espressa in l/min in funzione della pressione di esercizio  $p_1$  in bar.

Questo lo si fa per poter determinare e avere un riscontro sul consumo legato ad ogni ciclo operativo per ogni generatore di vuoto installato. La variabile interessata si indica con la sigla  $Q_z$ , espressa in l. Intercettato il consumo  $Q$  del generatore di vuoto dal grafico (vedi fig. 2.4.17),

**Air consumption  $q_n$  as a function of operating pressure  $p_1$**   
High vacuum/high suction rate



- Standard:
- 12 VN-20-H-...  
VN-20-L-...
  - 13 VN-30-H-...  
VN-30-L-...

figura 2.4.17 [7]

si calcola  $Q_z$ , tramite la seguente espressione:

$$Q_z = (t_e + t_1) \times \frac{Q}{60}$$

Equazione 2.4.18 [7]

dove  $t_E$  è il tempo di generazione del vuoto e  $t_1$  è il tempo di manipolazione, parametri espressi in s del tempo ciclo ampiamente approfonditi in precedenza,  $Q$  è il consumo citato nel grafico sopra in l/min. L'espressione restituisce un valore pari a 10,6 l per ogni ciclo operativo riferito ad ogni singolo eiettore Festo monostadio montato per il prelievo cialda nella macchina. La seguente tabella (2.4.19) mostra quanto ottenuto in questa fase.

PASSO3		Verifica dell'economicità	
Determinazione del consumo d'aria per ciclo operativo ( $Q_z$ )			
Q	250	l/min	Q: consumo d'aria per generatore di vuoto
$t_e$	0,152157385	s	
$t_1$	2,4	s	
<b><math>Q_z</math></b>	<b>10,63398911</b>	<b>l</b>	

figura 2.4.19

Da qui, calcolato il valore  $Q_z$ , si può continuare nell'analisi andando a ricavare il numero dei cicli operativi per ogni ora  $Z_h$  del singolo generatore di vuoto: si prende come riferimento il tempo ciclo calcolato in precedenza  $T_z$  e lo si applica alla seguente espressione (2.4.20):

$$Z_h = \frac{3600}{T_z}$$

Equazione 2.4.20 [7]

la quale, con  $T_z$  pari a 3,56 s, restituisce un valore pari a 1010 cicli operativi ad ora per il singolo generatore del vuoto usato per il deposito delle cialde.

Chiaramente, dato che la macchina si presenta con due eiettori adibiti al prelievo e collocamento delle cialde, se si moltiplica per due il parametro  $Z_h$  si ottiene un valore pari a 2020.

Ottenuto  $Z_h$ , si avanza nel calcolo potendo definire il consumo d'aria per ora di ogni pompa del vuoto. Di fatto, basta effettuare il prodotto tra il parametro  $Z_h$  ed il valore  $Q_z$  per poter ricavare la variabile  $Q_h$ , ossia l'effettivo consumo d'aria orario dell'eiettore. Esso è pari a circa 10.740 l. La seguente tabella (2.4.21) mostra i coefficienti inerenti all'analisi dei consumi fin qui esaminati, con i risultati dei parametri  $Z_h$  e  $Q_h$ .

Determinazione dei cicli operativi per ora (Zh)				
$T_z$	3,56	s		
$Z_h$	1010		SINGOLO EIETTORE	
Ciclo operativo doppio eiettore				
$Z_h \cdot 2$	2020			
Determinazione del consumo d'aria per ora (Qh)				
$Q_z$	10,63389486	l		
$Z_h$	1010			
$Q_h$	10738,85926	l	10,73885926	m <sup>3</sup>

figura 2.4.21

Ottenuti i consumi del sistema considerato, si può realizzare una rilevazione relativa ai costi che l'uso della macchina in termini di consumo d'aria comporta. Il costo dell'aria compressa si può considerare pari a 0,02 € al m<sup>3</sup>[7]: avendo tale riferimento, si può evincere, usando il prodotto  $Q_h \times \text{costo al m}^3$ , che il costo rilevato per ogni generatore di vuoto (adibito al prelievo cialda) è pari a 0,21 €, riferito ad una singola ora di lavoro.

Ora, se si vanno a considerare più turni lavorativi all'interno dello stesso giorno lavorativo, ad esempio due, per un totale di 16 ore di funzionamento macchina al giorno, l'effettivo costo diventa pari a circa 3,50 € al giorno. Facendo riferimento a 255 giorni feriali in un anno (o comunque di effettivo lavoro per quel generatore di vuoto), allora si può calcolare il costo annuale per il consumo riscontrato. Nella tabella seguente (2.4.22) sono riportate le voci citate sino a questo momento:

Qh	10738,85926	l	10,73885926	m <sup>3</sup>
COSTO €/h Aria Compressa			0,02	euro/m <sup>3</sup>
COSTO ALL'ORA			0,214777185	euro
ORE TURNO LAVORATIVO			16	h
<b>COSTO AL GIORNO</b>			<b>3,44</b>	<b>euro/gg</b>

figura 2.4.22

Il costo annuale riscontrato è pari a 876,3 €. Data la presenza dei due eiettori con caratteristiche uguali, si può effettuare il costo annuale relativo al consumo di entrambi. Esso è pari a 1.753 €. La tabella seguente (2.4.23) mostra i costi ottenuti mediante i calcoli realizzati.

<b>COSTO AL GIORNO</b>		<b>3,44</b>	<b>euro/gg</b>
GIORNI LAVORATIVI		255	gg
COSTO ANNUO		876,3	euro
<b>COSTO ANNUO doppio eiettore</b>		<b>1753</b>	<b>euro</b>

figura 2.4.23

Tutto quanto appena indicato, è riferito alla modalità d'uso della macchina nella configurazione di prelievo cialda rettangolare. Come evidenziato in precedenza, la sostanziale differenza tra le due situazioni (configurazione cialda rettangolare e cialda tonda) si presenta dal momento in cui si analizza il tempo ciclo, dato che nella variante rettangolare la trousses dispone di una sola sede disponibile per il deposito cialda. Esso rimane invariato in termini di andamento ma varia la durata di alcuni degli intervalli del processo (ciclo) rispetto al caso precedente. In tale configurazione, vi si riscontra un tempo ciclo  $T_z$  che è inferiore rispetto al ciclo analizzato in precedenza. Il tempo di generazione del vuoto  $t_e$  rimane sostanzialmente invariato ma ciò che varia è il tempo di manipolazione  $t_1$  che corrisponde a 0,8 s. Sommando quest'ultimi due parametri, si evince che il tempo  $T_{ON}$ , riferito alla fase di aspirazione del sistema in funzione, è pari a 0,95 s. Il tempo di alimentazione  $t_b$  (tempo per ridurre il vuoto e depositare il pezzo) resta immutato all'intervallo della configurazione analizzata in precedenza. Mentre, il tempo di ritorno  $t_2$  risulta essere pari a 0,8, rilevato tramite cronometro in fase di collaudo.

A questo punto si possono considerare gli intervalli di tempo di quanto discusso e si rileva un tempo ciclo  $T_z$  pari a 1,8 s. Nella tabella seguente (2.4.24) sono riportati i calcoli citati e i parametri sfruttati per giungere alla determinazione del tempo ciclo.

PASSO 2	Tz: determinazione del tempo ciclo				
Calcolo Tz					
te	0,152134766	s	Grafico->te1	1,2	s
t1	0,8	s	Cronometro		
tb	0,012677897	s	Tabella->tb1	0,1	s
t2	0,8	s	Cronometro		
Tz	1,8	s			
Tempo ON	0,952134766	s			

figura 2.4.24

Eseguita anche la fase due per tale configurazione, si prosegue con il passo successivo all'interno dell'analisi inerente al consumo degli eiettori quando si preleva la cialda di tipo rotonda. Di fatto, nel passo 3 si esegue in primis una verifica dell'economicità del sistema considerato: anche qui, viene eseguita una determinazione del consumo d'aria  $Q_z$  per il singolo ciclo operativo. Come effettuato in maniera del tutto analoga per la cialda rettangolare, cioè con lo stesso grafico di riferimento (2.4.17) e con la stessa formulazione (2.4.18) sfruttata nella configurazione prima vista, si giunge al calcolo di  $Q_z$ , che risulta essere pari a circa 4 l di consumo d'aria per il singolo generatore di vuoto. La tabella seguente (2.4.25) illustra i parametri specifici di tale procedura con i rispettivi valori citati.

PASSO3		Verifica dell'economicità		
Determinazione del consumo d'aria per ciclo operativo ( $Q_z$ )				
Q	250	l/min	Q: consumo d'aria per generatore di vuoto	
$t_e$	0,15213477	s		
$t_1$	0,8	s		
$Q_z$	3,96722819	l		

figura 2.4.25

Giunti a tale punto, si esegue il calcolo dei cicli operativi per ogni ora, indicato con il parametro  $Z_h$ , del singolo generatore di vuoto: si prende come riferimento il tempo ciclo calcolato in precedenza  $T_z$  e lo si applica alla seguente espressione (2.4.20):

$$Z_h = \frac{3600}{T_z}$$

Equazione 2.4.20 [7]

la quale, con  $t_z$  pari a 1,8 s, restituisce un valore pari a 2.040 cicli operativi ad ora per un generatore del vuoto usato per il deposito delle cialde.

Come affermato anche nell'altra configurazione, dato che la macchina si presenta con due eiettori adibiti al prelievo e collocamento delle cialde, se si moltiplica per due il parametro  $Z_h$  si ottiene un valore pari a 4.080. La figura sotto (2.4.26) riporta i risultati dei calcoli eseguiti con i rispettivi parametri impiegati nella procedura di calcolo:

Determinazione dei cicli operativi per ora ( $Z_h$ )				
$T_z$	1,8	s		
$Z_h$	2040		SINGOLO EIETTORE	
Ciclo operativo doppio eiettore				
$Z_h * 2$	4080			

figura 2.4.26

È opportuno osservare come i calcoli effettuati ci mostrano come quanto ottenuto vada a rispecchiare quello che avviene nella realtà in fase di collaudo o di esercizio della macchina, con un tempo ciclo

abbastanza breve e con un alto numero di cicli operativi in cui l'eiettore viene azionato nella configurazione di prelievo della cialda tonda.

Giunti a questo punto, si procede con il calcolo del consumo d'aria per ora  $Q_h$  riferito al singolo generatore di vuoto adibito al deposito cialda. Si prende il valore  $Q_z$  precedentemente determinato, pari a 3,96 l, lo si moltiplica per il parametro  $Z_h$  (numero dei cicli operativi all'ora) e si ottiene un valore  $Q_h$  che si attesta attorno agli 8092 l di aria, che corrispondono a circa  $8 \text{ m}^3$  di aria consumati da ogni generatore di vuoto. La tabella posta sotto (2.4.27) illustra quanto determinato ed analizzato tramite i vari calcoli effettuati:

Determinazione del consumo d'aria per ora ( $Q_h$ )				
$Q_z$	3,96722819	l		
$Z_h$	2040			
$Q_h$	8092,65583	l	8,092655831	$\text{m}^3$

figura 2.4.27

Anche in tale circostanza, ottenuti i consumi della configurazione considerata, si può realizzare una rilevazione relativa ai costi che l'uso della macchina comporta in termini di consumo d'aria. Come affermato precedentemente, il costo dell'aria compressa si può considerare pari a 0,02 € al  $\text{m}^3$ : avendo tale riferimento, si può considerare, usando il prodotto  $Q_h \times \text{costo al m}^3$ , che il costo rilevato per ogni generatore di vuoto (adibito al prelievo cialda) è pari a 0,16 €, riferito ad una singola ora di lavoro.

Ora, considerando più turni lavorativi all'interno dello stesso giorno lavorativo, ad esempio due, per un totale di 16 ore di funzionamento macchina al giorno, l'effettivo costo diventa pari a circa 2,6 € al giorno. Facendo riferimento a 255 giorni feriali in un anno (o comunque di effettivo lavoro per quel generatore di vuoto), allora si può calcolare il costo annuale per il consumo riscontrato.

Nella tabella seguente (2.4.28) sono riportate le voci citate sino a questo momento:

$Q_h$	8092,655831	l	8,092655831	$\text{m}^3$
COSTO €/h Aria Compressa			0,02	euro/ $\text{m}^3$
COSTO ALL'ORA			0,161853117	euro
ORE TURNO LAVORATIVO			16	h
COSTO AL GIORNO			2,59	euro/gg

figura 2.4.28

Il costo annuale riscontrato è pari a 660,4 €. Data la presenza dei due eiettori con caratteristiche uguali, si può effettuare il costo annuale relativo al consumo di entrambi. Esso è pari a 1.321 €. La tabella seguente (2.4.29) mostra i costi ottenuti mediante i calcoli realizzati.

<b>COSTO AL GIORNO</b>		<b>2,59</b>	<b>euro/gg</b>
GIORNI LAVORATIVI		255	gg
COSTO ANNUO		660,4	euro
<b>COSTO ANNUO doppio eiettore</b>		<b>1321</b>	<b>euro</b>

*figura 2.4.29*

### 3. NUOVO SISTEMA ADOTTATO

#### 3.1 TECNOLOGIA IMPIEGATA

Effettuati i calcoli sul sistema pneumatico montato sulla macchina adibito al prelievo della cialda e al deposito della cialda, alcune considerazioni possono essere già esplicitate alla luce anche di quanto menzionato nei paragrafi precedenti. La posizione dell'eiettore, lontana dalla zona vera e propria di prelievo cialda, conduce ad un'analisi come quella affrontata la quale fa illustrare le diverse cadute pneumatiche del circuito. È chiaro che una posizione diversa del generatore di vuoto all'interno del sistema, praticamente più vicina alla zona di aspirazione, favorirebbe il funzionamento del sistema e non solo: lo "sforzo" per ottenere quel tipo di prestazione potrebbe essere ridotto sotto certi aspetti di natura tecnica ed economica. Inoltre, la stessa indagine espone come ci sia un determinato consumo che induce dei costi rilevanti, soprattutto nell'ottica di avere più prototipi che lavorano in parallelo all'interno dello stesso impianto.

Ricordiamo che il tipo di eiettore montato sul circuito pneumatico (lo stesso vale anche per il duale sistema pneumatico funzionante con la stessa tecnologia) si presenta con il modello Festo monostadio VN-30-H-T6-PQ4-VA5-RO2. Come già accennato, un eiettore a singolo stadio è adatto in condizioni di alta portata di vuoto oppure di alto livello di vuoto. Ma, il generatore in essere, alla luce dei calcoli si evince che non si adatta in maniera adeguata alle caratteristiche del circuito.

Tenuto conto di quanto analizzato, si è pensato di poter proporre una variante tramite opportune considerazioni. Esse hanno condotto allo svolgimento di calcoli per giungere ad una soluzione che risultasse più adeguata a quanto accade durante il funzionamento effettivo della macchina nella fase di generazione del vuoto e di aspirazione del vuoto.

Dopo varie ricerche ed opportune analisi, si è pensato che una variante molto valida da considerare su cui poter svolgere degli specifici approfondimenti fosse l'eiettore multistadio COAX. Tale componente del vuoto è dotato di una combinazione di differenti ugelli che consentono la possibilità di essere in situazioni in cui vi sia l'alta portata che prestazioni di alto livello di vuoto nello stesso eiettore. Le cartucce interne risultano essere più piccole, efficienti ed affidabili rispetto agli eiettori comuni e fruibili sul mercato. Consentono la possibilità di poter riprogettare il sistema del vuoto rendendolo estremamente flessibile e modulare. Tale tecnologia, come analizzeremo in seguito, permette anche di aumentare la velocità con l'affidabilità e un minor consumo energetico a parità di prestazioni rispetto alla stessa configurazione sfruttata sino ad ora. Nell'immagine seguente si nota che quando il flusso d'aria compressa in ingresso da (1) passa attraverso gli ugelli (2), l'aria esterna viene aspirata per via del getto di aria compressa. Si viene a generare una situazione di aspirazione in corrispondenza di ogni stadio (3), con la presenza di un determinato livello di vuoto.

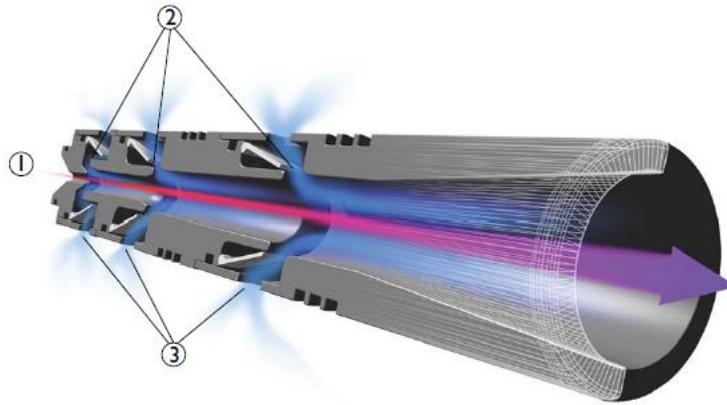


figura 3.1.1 [12]

Gli eiettori COAX di Piab si presentano in modalità 2 o 3 stadi, in diverse dimensioni (MICRO, MINI E MIDI) e con diverse caratteristiche (Si, Xi, Ti e Bi/Pi), in modo da poter assolvere ai diversi funzionamenti [12].

La tecnologia di Piab garantisce ottime prestazioni sia ad alte pressioni di alimentazione che a quelle basse. Alcuni modelli sono disponibili sia nella versione a due stadi che nella versione tre stadi. La configurazione a tre stadi solitamente si presenta con una portata maggiore, mentre quella a due stadi risulta essere più economica e adeguata a impieghi dove il peso e le geometrie risultano essere degli aspetti fondamentali. Il grafico seguente mette in luce le tre differenti tipologie confrontandoli sulla caratteristica del livello di vuoto insieme alla portata aspirata del componente.

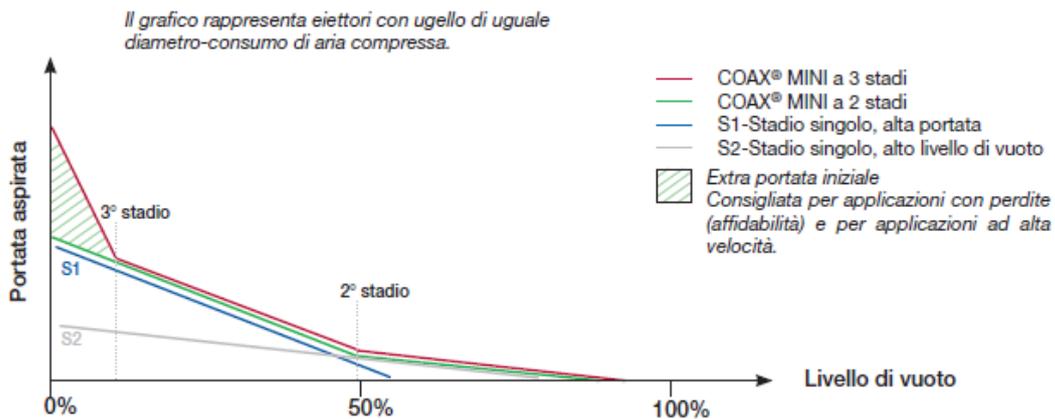


figura 3.1.2 [12]

Oltre a ridurre al minimo il consumo di energia, quindi ad avere a che fare con costi ridotti rispetto alle convenzionali tecnologie, la tecnica di generazione del vuoto Coax di Piab garantisce al contempo una presa sicura e veloce, grazie alla sua elevata portata iniziale. Gli eiettori COAX® forniscono una portata tre volte maggiore rispetto ad un eiettore a vuoto tradizionale con lo stesso consumo d'aria, risultando fino a due volte più veloci.

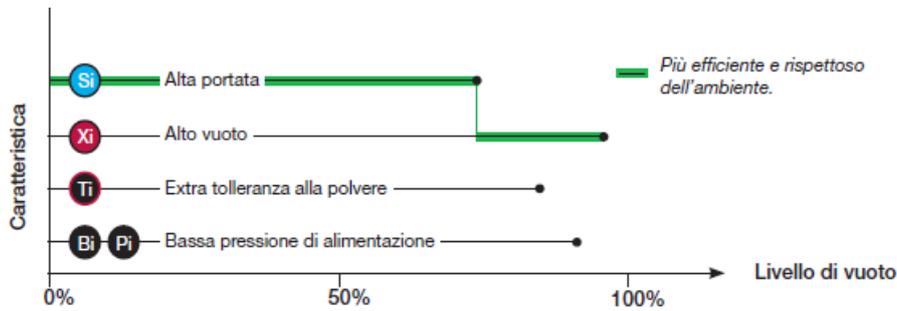


figura 3.1.3 [12]

Il grafico precedente mette in evidenza come la tecnologia Si sia quella più adeguata a svariate applicazioni all'interno di sistemi pneumatici in termini di consumi e di conformità alle norme ambientali, sempre più restrittive sulle emissioni prodotte dagli impianti. Di fatto, tale ragionamento va a braccetto con l'idea progettuale che l'eiettore deve essere collocato il più vicino possibile alla zona di aspirazione, in quanto quella più efficiente, più veloce ed affidabile [12]. In base al processo di calcolo effettuato in precedenza, si intuisce come trasportare volume di aria in tubi con lunghezze sproporzionate per il sistema in funzione comporta perdite di flusso. Allora, proprio per questa ragione e per altre ad essa annessa, è indispensabile possedere l'eiettore corrispondente per favorire l'affidabilità ed aumentare i prelievi orari del sistema.

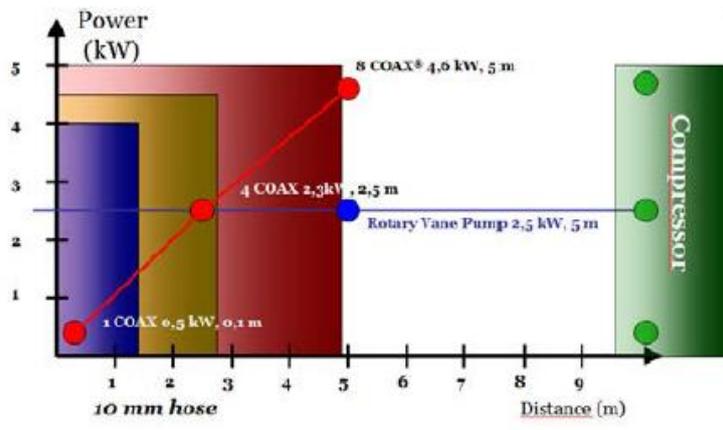


figura 3.1.4 [12]

Con tale generico esempio grafico, utile per una chiarezza generale, si evince come quanta energia in meno occorre posizionando la pompa del vuoto vicino al punto di applicazione.

Nel sistema pneumatico considerato con l'eiettore monostadio, il sistema per funzionare e svolgere le operazioni richieste di prelievo e deposito cialda necessita dell'uso di specifiche e apposite valvole che comandate dal sistema centrale della macchina regolano gli intervalli del ciclo operativo. Nel prototipo originale della macchina all'interno del circuito vi sono diversi componenti che vengono impiegati per compiere determinate operazioni:

- una elettrovalvola monostabile (2 posizione, 2 vie, con comando elettrico) che, quando viene attivata, consente il passaggio del flusso d'aria che va a raggiungere la sezione di

alimentazione dell'eiettore. Nel momento in cui viene disattivata, il flusso d'aria viene arrestato in quel condotto tramite il rientro del corpo mobile della valvola azionato dal ritorno della molla nella configurazione di partenza;

- un regolatore di pressione, posto prima della posizione dell'eiettore nel circuito ed a valle della elettrovalvola monostabile 2/2, che regola la portata d'aria all'ingresso del generatore di vuoto. Viene fatto ruotare manualmente dall'operatore a seconda delle esigenze del circuito in funzione. È presente anche un manometro che illustra la pressione durante la fase attiva del vuoto;
- una ulteriore elettrovalvola monostabile 2/2 che quando risulta attiva favorisce il rilascio della cialda nella zona di deposito. Praticamente, si tratta della valvola che tramite un piccolo soffio d'aria, che giunge sempre dallo stesso tubo di alimentazione del circuito pneumatico, agevola il distacco della cialda dal picker (ventosa) in questione.

Proprio il rilascio del mini-oggetto rientra anche nella variazione che viene presentata nel nuovo circuito pneumatico. È di particolare rilevanza la modalità con cui avviene il rilascio dell'oggetto all'interno della generazione del vuoto. Di fatto, la stessa efficienza del sistema è legata allo sfruttamento della più bassa quantità possibile di aria compressa. Proprio per tale discorso, nel nuovo circuito pneumatico si è adoperata una variante in merito alla fase di "soffio" del ciclo. Non vi è più una valvola che assolve a tale compito con quella modalità, ma si è pensato di adottare una differente valvola: una valvola di rilascio, detta anche Quick Release.

È una soluzione tecnologica pensata e prodotta per piccoli eiettori, per soddisfare le applicazioni, le quali necessitano del ripristino della pressione atmosferica nel circuito del vuoto, con dimensioni e peso ridotti. Il funzionamento di tale componente, molto piccolo nelle dimensioni, è molto semplice da comprendere: quando l'eiettore viene alimentato da aria compressa, essa lavora sulla valvola internamente bloccando l'ingresso di aria a pressione ambiente nel dispositivo a rilascio rapido. Nel momento in cui l'intervallo del vuoto si arresta perché si è bloccata la generazione della pressione del vuoto, la pressione ambiente tramite dei mini fori circolari entra nella valvola e favorisce il rilascio rapido del prodotto in maniera automatica. L'immagine seguente fornisce una chiara spiegazione della variante applicata nel circuito.

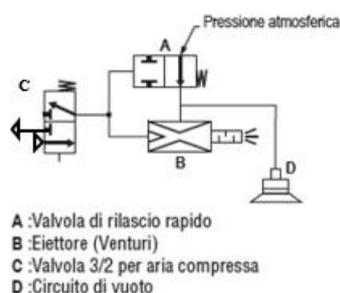


figura 3.1.5 [12]

Tra i vari vantaggi di tale soluzione tecnologica, si può annoverare il fatto che ristabilisce la pressione atmosferica all'interno della zona richiesta del vuoto in maniera molto rapida. Ciò induce a ridurre i tempi ciclo e, come appare palesemente chiaro, si evita l'aggiunta di una valvola per l'effettuarsi del

contro soffio. Inoltre, insieme a questi vantaggi appena citati, si può annoverare anche la questione che vi sia una valvola ed un comando comune all'alimentazione dell'eiettore e, soprattutto, non induce nessun quantitativo di consumo di energia aggiuntivo. È di facile smontaggio per l'eventuale pulizia da effettuare a seconda dei casi. Le immagini seguenti illustrano il componente tecnologico impiegato nella nuova configurazione del circuito.



*figura 3.1.6 [12]*

## 3.2 PROGETTAZIONE DEL NUOVO CIRCUITO DEL VUOTO

Per poter procedere con la fase iniziale dello studio, è necessario rilevare i valori di pressione in ingresso del sistema pneumatico e i riferimenti di portata del dispositivo del vuoto, facendo riferimento ai grafici e alle acquisizioni sviluppate con l'eiettore Festo monostadio VN-30-H-T6-PQ4-VA5-RO2, utilizzato nel sistema iniziale. Si deve considerare che il sistema pneumatico generale della macchina è in funzione ad una pressione pari a 5,5 bar con aria secca, che garantisce anche il corretto funzionamento dei manipolatori adibiti al prelievo e allo scarico dei vassoi tra le varie operazioni. Si è mantenuta la soluzione tale per cui il flusso di aria, usato per la fase di aspirazione delle cialde, passa attraverso una elettrovalvola monostabile 2/2 con a valle un regolatore di pressione. In questa nuova configurazione, l'idea è stata di rimuovere l'eiettore dalla posizione in alto fissato alla struttura della macchina e di porlo in vicinanza alla zona di prelievo. Con tale modello, come lo si nota nei successivi calcoli, si va a rimuovere buona parte delle cadute distribuite e concentrate nel circuito del vuoto: in pratica, si va a rimuovere il condotto in plastica che legava l'eiettore al canotto interno del robot e una certa lunghezza del canotto in acciaio. In realtà, tali passaggi non vengono eliminati ma, vengono rimossi dal circuito del vuoto e vengono impiegati con le dovute dimensioni come tubi che portano l'aria compressa alla bocca di alimentazione del generatore di vuoto, impiegato per ottenere la formazione del vuoto nel sistema.

In prima fase, si è pensato di svolgere i calcoli delle cadute pneumatiche nella nuova configurazione del circuito sfruttando il generatore Festo monostadio disponibile dalla vecchia configurazione.

In tale studio, si è deciso di partire, disponendo dei valori dell'eiettore, da monte del picker, quindi con una pressione iniziale in ingresso pari a 101.325 Pa assoluti, ossia la pressione atmosferica.

Per poter compiere i calcoli delle cadute concentrate, anche qui il modello pensato come quello più adatto e, di conseguenza, utilizzato è la teoria esposta da Sanville, divenuta la base per lo standard della ISO 6358 [5]. Tale norma si adopera a tutti i componenti pneumatici assimilabili ad una valvola. Ricordiamo che una valvola, da un punto di vista funzionale, agisce in modo quasi uguale ad un ugello convergente attraversato da un certo flusso e con un certo delta di pressione. Ed ancora, che tale teoria si basa sulla conduttanza sonica  $C$  e sul rapporto critico  $b$ . Il coefficiente  $b$  è il rapporto critico tra la pressione di valle  $p_2$  e la pressione di monte  $p_1$  del componente per il quale l'aria raggiunge la condizione sonica. Per quanto riguarda  $C$ , esso è il rapporto tra la portata in massa tramite il componente e il prodotto della pressione a monte e della densità di massa alle condizioni standard quando il flusso è in situazioni sonica. Le condizioni di riferimento per lo standard ISO 6358 sono definite come:

- temperatura  $T_0 = 293,15$  K;
- costante dei gas  $R_0 = 288$  J/(kg · K)
- umidità relativa 65 %;
- densità aria  $\rho_0 = 1,185$  kg/m<sup>3</sup>.

L'espressione alla base della norma ISO 6358, usata per effettuare i calcoli successivi, è la seguente:

$$G = p_i \rho_o C \sqrt{\frac{T_o}{T_i}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_o - b}{p_i}\right)^2}$$

Equazione 3.2.1 [5]

Dove:

- $p_i$  indica la pressione a monte del componente;
- $C$  è la conduttanza sonora;
- $T_i$  è la temperatura a monte del componente;
- $b$  è il rapporto critico delle pressioni;
- $G$  è la portata in massa;
- $p_o$  indica la pressione a valle del componente.

Gli altri parametri non elencati sono quelli definiti dalle condizioni di riferimento per lo standard ISO 6358 citate in precedenza.

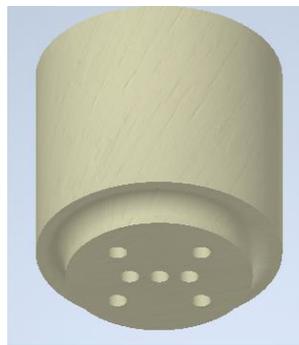


figura 3.2.2

I mini-fori presenti nel picker, illustrati nell'immagine (3.2.2), sono di quantità pari a 7 in tale situazione e sono valutati anche in tale circostanza come una serie di mini-ugelli (valvole) disposti in parallelo. Il modello scelto è più consono per descrivere il flusso attraverso questi piccoli passaggi è quello di una caduta pneumatica concentrata che risente delle sette resistenze in maniera analoga e nello stesso intervallo di tempo. Si è scelto di aumentare di una unità il numero dei fori nel picker per avere una minore perdita pneumatica concentrata nei dintorni della bocca del picker.

Trattandosi di piccoli orifizi collegati insieme, visti come valvole di sezione ridotta, con la formula ISO è possibile ottenere le conduttanze e i rapporti critici di più mini-fori connessi. Avendo una connessione tra un certo numero di  $n$  "componenti" pneumatici, ricordiamo che, come sviluppato nel paragrafo 2.3, per valvole connesse in parallelo, si ricorda che la conduttanza equivalente  $C_E$  vale:

$$C_E = C_1 + C_2 + \dots + C_n$$

Equazione 3.2.3 [2]

Per il rapporto critico equivalente  $b_E$  si ha:

$$\frac{C_E}{\sqrt{1 - b_E}} = \frac{C_1}{\sqrt{1 - b_1}} + \frac{C_2}{\sqrt{1 - b_2}} + \dots + \frac{C_n}{\sqrt{1 - b_n}}$$

Equazione 3.2.4 [2]

Tramite queste ultime espressioni è stato possibile ottenere dei valori idonei per il modello sviluppato e relativo al sistema da modellizzare.

Considerato che i passaggi attraversati dal flusso d'aria hanno una sezione abbastanza ridotta, che si presenta con un diametro che è pari a 2 mm, si è utilizzata l'espressione formulata e riportata ampiamente in [6], dove è esplicitata il legame tra diametri di piccola entità e la conduttanza sonora C. L'espressione ricavata in [6] appare come:

$$C = \sqrt{\frac{d^2}{54 - 48\beta^2 + \frac{L}{d}}}$$

Equazione 3.2.5 [6]

dove C è sempre la conduttanza sonora espressa in L/ (s bar),  $\beta = \frac{d}{D}$  è il rapporto tra il diametro dell'orifizio e il diametro di ingresso, d è il diametro interno di un piccolo orifizio in mm e L è la lunghezza dell'orifizio in mm. Il risultato che si ottiene è in linea con quanto si poteva prevedere sulla base di quanto è stato analizzato. Per tale analisi, come diametro di ingresso è stato scelto un valore pari a 5 mm, zona che circonda il diametro più piccolo interno di 2 mm e che il flusso d'aria impatta sul picker (sui suoi minifori) una volta che il generatore di vuoto ed il circuito sono attivi. Al parametro L è stato assegnato il valore di 3 mm. Dalla formulazione sopra (3.2.5) e dall'espressione della conduttanza equivalente (3.2.4), si è conseguito un valore di conduttanza C pari a 4,2.

Per quanto riguarda il rapporto critico si è assegnato un valore pari a 0,3. Come riportato in [5], il rapporto critico (delle pressioni) b ha solitamente un valore minore uguale a 0,5 ma, comunque spesso sopra il riferimento di 0,2 per le valvole. Le tabelle seguenti riportano i parametri dichiarati con i rispettivi valori ottenuti ed assunti:

L	3
Beta=d/D	0,4
C	0,6

figura 3.2.6

D	5	mm
d FORO	2	mm
Conduttanza C	0,6	$\text{dm}^3(\text{ANR})/(\text{s} \cdot \text{bar})$
Rapporto critico b	0,3	
Numero minifori	7	
Conduttanza C eq	4,2	$\text{dm}^3(\text{ANR})/(\text{s} \cdot \text{bar})$
Rapporto critico b eq	0,3	

figura 3.2.7

Considerato lo scopo di determinare la caduta di pressione concentrata riferita ai mini fori del picker, si è andati ad individuare come incognita la variabile  $p_o$ , pressione a valle del picker. Si sono considerate costanti le variabili di densità dell'aria  $\rho_o$  e di temperatura  $T_o$ , e assunta la  $T_i$ , la temperatura a monte del componente pari a 293.15 K. Inizialmente, dato che dalla portata in massa  $G$  (kg/s) divisa per la densità  $\rho_o$  in  $\text{kg}/\text{m}^3$  si ha una portata volumica, espressa in  $\text{m}^3/\text{s}$ , si è proseguito con tale parametro, che risulta essere pari a 170 l/min.

Adesso, avendo tutte le variabili note, è stato possibile procedere con il calcolo. Quindi, si sceglie in maniera opportuna, una volta determinata, la soluzione corretta inerente al modello configurato. In tale calcolo, la soluzione che si presenta con valore negativo (maggiore in valore assoluto) non viene valutata e si considera quella con valore positivo. Il tutto è ben visibile nella tabella a seguire (3.2.8) dove vengono mostrati i coefficienti dimensionali ed evidenziati i parametri principali del calcolo. L'incognita  $p_{out}$  fornisce il risultato adatto che viene convertito poi in Pa assoluti che si attesta attorno agli 83.000 Pa.

p out		Pa
p in	1,01325	bar
coefficiente $b^2$	0,369603203	bar
coefficiente $4 \cdot a \cdot c$	-0,750705591	bar
DELTA	1,120308794	bar
soluz.1 p out	0,833198203	bar
soluz.2 p out	-0,225248203	bar
Press. picker post fori	83320	Pa

figura 3.2.8

Dai valori ottenuti si evince che la caduta di pressione inerente ai 7 minifori del picker sia pari a circa 18.000 Pa.

A questo punto, si è passati al calcolo della caduta di pressione legata alla gola (una gola di diametro pari a 8 mm) posta all'interno del canotto di diametro  $\varnothing$  14 mm. Tale soluzione è rimasta per sostenere il perno trasversale che mantiene l'accoppiamento tra il canotto ed il terminale. Infatti, anche in tale soluzione con l'eiettore vicino alla zona di prelievo, si è pensato di poter usufruire del cambio picker: si conserva la scelta di avere un terminale rotondo per la cialda rettangolare ed uno rettangolare per quella rettangolare.

Quindi, a causa di questo restringimento (gola), vi è una certa caduta di pressione concentrata che si è calcolata: anche in tale circostanza si è fatto ricorso alla formula base (3.2.1) della norma ISO 6358, presa in considerazione nella prima caduta concentrata analizzata. Per quanto riguarda la conduttanza C e il rapporto critico b si è potuto ricorrere alla formulazione di Gidlund, resa disponibile in [5], espressa come:

$$C = 0,128 \cdot d^2$$

Equazione 3.2.9 [5]

$$b = 0,41 + 0,272 \sqrt{\frac{d}{D}}$$

Equazione 3.2.10 [5]

Tale formulazione si basa sull'ipotesi che il rapporto L/d debba essere < 10. Tenuto conto che d è pari a 8 mm e la lunghezza L equivale a 35 mm, l'ipotesi sul rapporto tra le due grandezze viene ampiamente accettata. Il valore di b conseguito è pari a 0,6; quello di C è uguale a 8,2 dm<sup>3</sup>/(s·bar). Nell'immagine a seguire vengono illustrati i parametri usati ed i calcoli effettuati.

GIDLUND FORMULA	
C=0,128*d^2,	
b=0,41+0,272*(d/D)^1/2	
d	8
D	14
C	8,2
b	0,6

figura 3.2.11

Ottenuti tali valori, si può procedere con il calcolo della caduta di pressione come sviluppato nelle altre perdite concentrate: rifacendosi alla formulazione della norma ISO 6358 (3.2.1), ed avendo disponibile il valore di portata Q (sfruttando la densità aria  $\rho_o = 1,185 \text{ kg/m}^3$ ) nella formulazione, si va a calcolare la caduta di pressione concentrata nell'intorno della restrizione. Si è proceduto andando ad individuare come incognita la variabile  $p_{out}$ , pressione a valle della gola. Si sono considerate costanti le variabili di densità dell'aria  $\rho_o$  e di temperatura  $T_o$ , e si è assunta la  $T_i$ , la temperatura a monte del componente, pari a 293,15 K. Pertanto, avendo nota la pressione a monte dal precedente calcolo, si va a determinare la variabile  $p_i$ . Avendo tutte le variabili note, è stato possibile procedere con il calcolo andando a scegliere in maniera opportuna, una volta calcolata ed ottenuta, la soluzione corretta inerente al modello configurato. Anche qui, la soluzione che si presenta con valore negativo (maggiore in valore assoluto) viene scartata e viene considerata quella con valore positivo. Il tutto è ben visibile nell'immagine a seguire (3.2.12) dove vengono mostrati i coefficienti dimensionati ed evidenziati i parametri principali del calcolo. L'incognita  $p_{out}$  fornisce il risultato adatto a quanto si poteva pensare e la prevista caduta di pressione si attesta attorno ai 3.000 Pa.

<b>CADUTA PRESSIONE CANOTTO - diam.interno <math>\phi</math> 8 GOLA</b>	<b>3001</b>	<b>Pa</b>
<b>Conduttanza C</b>	8,2	dm <sup>3</sup> (ANR)/(s*bar)
<b>Rapporto critico b</b>	0,6	
p out		Pa
p in	0,83320	bar
coefficiente b <sup>2</sup>	0,999675713	bar
coefficiente 4*a*c	0,631784941	bar
DELTA	0,367890772	bar
soluz.1 p out	0,803188922	bar
soluz.2 p out	0,196648921	bar
Press. pre picker-fine tubo acciaio	80318,89221	Pa

figura 3.2.12

Adesso, in tale sistema si ha nuovamente a che fare con una perdita distribuita all'interno del circuito del vuoto: come si può vedere dalla figura (3.2.13), la portata d'aria transita all'interno del condotto in acciaio di diametro  $\phi$  14 mm e lunghezza 150 mm.



figura 3.2.13

Si è analizzata la caduta di pressione dovuta alla parte di tubo in acciaio per mezzo della seguente espressione:

$$p_1 - p_2 = \lambda \rho \frac{w^2 l}{2 d}$$

Equazione 3.2.14 [2]

Nota la sezione di riferimento (diametro  $\phi$  14 mm) e la formulazione  $Q = w \cdot A$ , anche in questa situazione si è proceduto al calcolo della velocità, sfruttando la conservazione della portata  $Q$  all'interno del volume di controllo analizzato. Anche in tale caso, il parametro della densità  $\rho$  è invariato, pari a  $1,185 \text{ kg/m}^3$ . La velocità si stabilizza sul valore di  $18,4 \text{ m/s}$  e, avendo noti i valori di

diametro interno e della viscosità dinamica, è possibile ottenere un numero di Reynolds che ci dia informazioni sull'effettivo stato del moto. Come si poteva immaginare, il valore ottenuto di 17.068 conferma che il regime ottenuto è distante dalla zona laminare e presenta moti vorticosi, ossia vi è una situazione di moto turbolento. Come effettuato nelle precedenti perdite distribuite, è necessario rilevare il coefficiente di attrito adimensionale  $\lambda$ . Ipotizzata una rugosità equivalente del tubo pari a 0,03 mm, sulla base di riferimenti forniti da schede tecniche del settore, si imposta il rapporto con il diametro del tubo  $d$  per ottenere la corretta curva della scabrezza relativa  $\epsilon/d$  sul grafico. Avendo come input il numero di Reynolds, calcolato in precedenza e pari a circa 17.000, e il rapporto  $\epsilon/d$  pari a 0,0021, si ottiene un  $\lambda$  che è uguale a 0,03 (vedi fig 2.3.15 a-b). Lo stesso grafico del coefficiente adimensionale di attrito  $\lambda$  conferma il moto turbolento. Procedendo con l'effettivo calcolo della caduta di pressione lungo la tubazione, tramite l'applicazione della formula citata in precedenza (3.2.14), si ottiene una caduta di pressione pari a circa 65 Pa, delta di pressione molto basso influenzata dal diametro della sezione e dalla lunghezza ridotta del tubo in acciaio. A seguire vi sono le tabelle (3.2.15 e 3.2.16) che riportano i calcoli analitici effettuati:

<b>CADUTA PRESS. CANOTTO ACCIAIO</b>		
Q	2,833333333	L/s
Area condotto	0,000153938	m <sup>2</sup>
densità aria $\rho$	1,185	kg/m <sup>3</sup>
Velocità media	18,40567369	m/s
diam. tubo	0,014	m
viscosità din. $\mu$	0,00001789	Pa*s
<b>Calcolo di Lamda</b>	0,03	
<b>lungh.tubo</b>	0,15	m
<b>CALCOLO DEL NUMERO DI REYNOLDS</b>	17068,20159	<b>TURBOLENTO</b>

figura 3.2.15

<b>FORMULA GENERALE PERDITA PRESS.TUBI</b>		
<b>CADUTA PRESSIONE effettiva tubo acciaio</b>	64,51731265	Pa
<b>Press.fine Canotto -eiettore</b>	80254	Pa

figura 3.2.16

Il valore di pressione che si viene a ritrovare è pari a circa 80.000 Pa assoluti.

Giunti a questa fase, si è pensato di poter cambiare l'eiettore e cercare un modello che potesse fornire delle prestazioni migliori soprattutto in termini di consumo. Date le premesse espresse nel paragrafo 3.1 Tecnologia impiegata, si è deciso di far ricadere la scelta su un eiettore Coax di Piab, versione multistadio. Nella tabella sottostante sono riportate alcune delle caratteristiche principali dei generatori del vuoto Coax disponibili sul mercato della tecnologia Si e Xi. Di fatto, su indicazione del costruttore Piab, esse risultano quelle più idonee in termini di efficienza e di rispetto verso l'ambiente. Come si può prevenire, i parametri fondamentali nella ricerca del componente adatto sono la portata aspirata massima in l/s di riferimento, espressa nella prima colonna per ogni pompa, e il consumo d'aria in l/s, indicato nella seconda colonna per ogni componente. Ulteriore indicazione è la terza cifra di ogni modello dove si precisa il numero degli stadi di quella particolare pompa per il vuoto. Inoltre, la tecnologia Coax di Piab dispone anche di tre versioni che si distinguono in Micro,

Mini e Midi: la differenza tra queste tre tipologie risiede anche in questioni di natura geometrica del componente.

Eiettori coax PIAB		
Si		
Modello	Portata aspirata max [l/s]	Consumo d'aria NI/s
Micro Si 02-2	0,27	0,1
Mini Si 08-2	0,77	0,38
Mini Si 08-3	1,23	0,38
Mini Si 08-3 FS	1,23	0,38
Midi Si 32-2	3,2	1,5
Midi Si 32-3	5,7	1,5

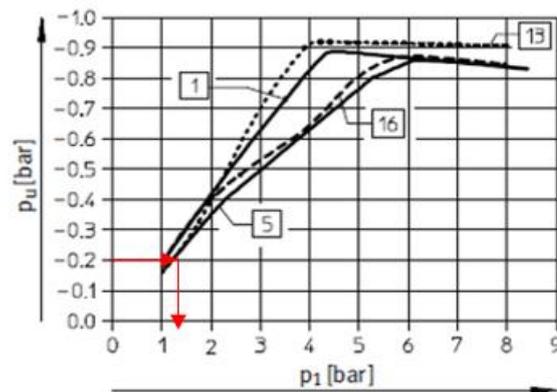
Xi		
Modello	Portata aspirata max [l/s]	Consumo d'aria NI/s
Micro Xi 2.5-2	0,263	0,13
Mini Xi 10-2	0,75	0,46
Mini Xi 10-3	1,43	0,46
Mini Xi 10-3 FS	1,43	0,46
Midi Xi 40-2	2,8	2
Midi Xi 40-3	6,2	2

figura 3.2.17

Di fatto, con la tecnologia Micro si richiede un diametro minimo sulla sezione di aspirazione pari a 3 mm, con la tecnologia Mini pari a 6 mm e con la Midi è necessario un diametro minimo pari a 12 mm sempre sulla sezione di aspirazione.

A questo punto, per rintracciare i valori di riferimento di portata e consumo, si è sviluppato un procedimento di “reverse engineering”. La procedura sfruttata per poter individuare l’eiettore più consono a tale circuito del vuoto è la seguente: rilevata una pressione assoluta sulla bocca di aspirazione pari a 80.000 Pa, cioè il valore calcolato  $p_u$ , si è rintracciato sul grafico seguente (3.2.18) dell’eiettore Festo monostadio sfruttato in precedenza la pressione di alimentazione  $p_1$ , espressa in bar. Il valore ottenuto corrisponde a circa 1,3 bar, che convertito in Pascal equivale a 130.000. Si precisa che tale ragionamento è stato eseguito per poter individuare quel generatore di vuoto che funziona in maniera adatta ai livelli di pressioni ( $\Delta p$ ) adeguati.

**Vacuum  $p_u$  as a function of operating pressure  $p_1$**   
High vacuum

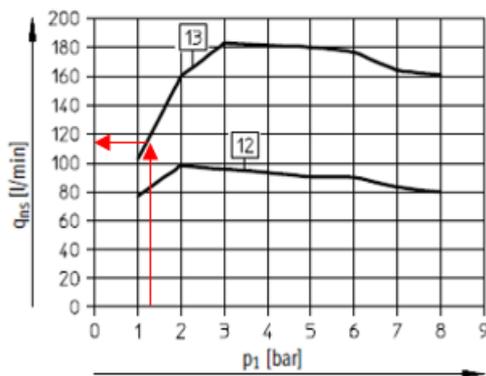


- |                  |                |
|------------------|----------------|
| <b>Standard:</b> | <b>Inline:</b> |
| 1 VN-05-H-...    | 5 VN-05-M-...  |
| VN-07-H-...      | 6 VN-07-M-...  |
| VN-10-H-...      | 16 VN-10-M-... |
| 4 VN-14-H-...    |                |
| 12 VN-20-H-...   |                |
| 13 VN-30-H-...   |                |

figura 3.2.18 [11]

Procedendo su quanto sino ad ora discusso, avendo come riferimento la  $p_1$ , si procede nell'individuare la portata aspirata  $Q_{ns}$  e il consumo di aria  $Q_n$  relativi all'eiettore Festo monostadio in precedenza citato, sfruttando i seguenti grafici (fig. 3.2.19 e 3.2.20) resi disponibili dal costruttore.

**Suction rate  $q_{ns}$  (with respect to atmosphere) as a function of operating pressure  $p_1$**



**Air consumption  $q_n$  as a function of operating pressure  $p_1$**   
High vacuum/high suction rate

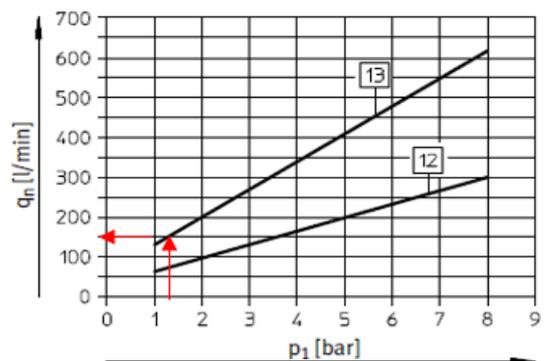


figura 3.2.19-figura 3.2.20 [11]

I valori intercettati risultano essere pari a 150 l/min per il consumo di aria  $Q_n$  e di 115 l/min per  $Q_{ns}$  per la portata aspirata, che corrisponde a 1,9 l/s.

Partendo dalla considerazione di avere un generatore del vuoto che possa lavorare in modo funzionale a -20.000 Pa con una portata aspirata presunta pari a 1,9 l/s, si è individuato come eiettore idoneo il

modello Coax Midi 32 Si-3, con tre stadi. Come anche consigliato dal produttore, tale modello risulta essere a tali condizioni quello più efficiente e più rispettoso dell'ambiente. Tale "cartuccia" si presenta con una rilevante portata iniziale, con un elevato rapporto tra portata aspirata e consumo di aria compressa. È il componente ideale per l'evacuazione di grandi volumi di aria nella manipolazione di oggetti porosi o quando è presente una perdita sulla superficie di contatto.

### Caratteristiche tecniche

Descrizione	Unità	Valore
Pressione di alimentazione, max.	MPa	0.7
Temperatura di lavoro	°C	-10-80
Peso	g	33-70
Materiale		Al, NBR, (FKM)*, PA, SS

figura 3.2.21 [12]

### Portata aspirata

Press. alim.* MPa	Consumo aria NI/s	Portata aspirata (NI/s) ai diversi gradi di vuoto (-kPa)								Vuoto max. -kPa
		0	10	20	30	40	50	60	70	
0.40	1.25	5.0	2.9	1.9	1.2	0.80	0.40	0.10	—	60
0.50	1.5	5.7	3.3	2.2	1.4	0.85	0.62	0.35	0.18	70
0.60	1.75	6.0	3.5	2.6	1.7	0.90	0.60	0.50	0.35	75

figura 3.2.22 [12]

Nel grafico sottostante si evince proprio quanto affermato in precedenza: tale tipologia di eiettore multistadio si presenta come un modello perfetto per sistemi del vuoto in cui l'intervallo di pressione è circa il 20 % di vuoto;

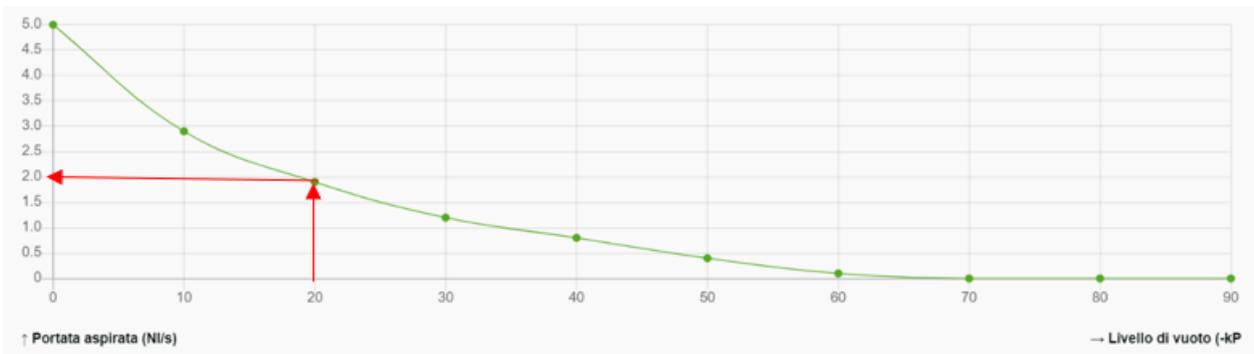


figura 3.2.23 [12]

A questo punto, per calcolare le cadute di pressione che si potrebbero registrare con l'eiettore multistadio Piab, si è effettuato il calcolo tramite le resistenze concentrate e distribuite del nuovo modello (le stesse a quelle menzionate nel calcolo di tale paragrafo) mediante però la portata aspirata appena individuata pari a 1,9 l/s. I calcoli effettuati vengono illustrati nelle figure seguenti dove si applicano le stesse formule con la stessa procedura utilizzate per individuare la caduta di pressione del nuovo circuito del vuoto. Si precisa, che adesso non si fa più riferimento all'eiettore monostadio Festo ma, al multistadio Coax Midi.

D	5	mm
d FORO	2	mm
Conduttanza C	0,6	$\text{dm}^3(\text{ANR})/(\text{s} \cdot \text{bar})$
Rapporto critico b	0,3	
Numero minifori	7	
Conduttanza C eq	4,2	$\text{dm}^3(\text{ANR})/(\text{s} \cdot \text{bar})$
Rapporto critico b eq	0,3	
p out		Pa
p in	1,01325	bar
coefficiente $b^2$	0,369603203	bar
coefficiente $4 \cdot a \cdot c$	-1,198236456	bar
DELTA	1,567839658	bar
soluz.1 p out	0,930042021	bar
soluz.2 p out	-0,322092021	bar
Press. picker post fori	93004	Pa

figura 3.2.24

Nella figura soprastante, sono riportati i coefficienti ed evidenziati i parametri principali del calcolo della caduta pneumatica concentrata relativa ai sette mini fori posti all'interno del picker. I valori sono stati determinati come effettuato precedentemente con le equazioni 3.2.3, 3.2.4 e 3.2.5. L'incognita  $p_{out}$  fornisce il risultato che viene convertito poi in Pa assoluti che si attesta attorno ai 93.000 Pa.

<b>CADUTA PRESSIONE CANOTTO - diam.interno <math>\phi</math> 8 GOLA</b>	1302	Pa
<b>Conduttanza C</b>	8,2	$\text{dm}^3(\text{ANR})/(\text{s} \cdot \text{bar})$
<b>Rapporto critico b</b>	0,6	
p out		Pa
p in	0,93004	bar
coefficiente $b^2$	1,245568551	bar
coefficiente $4 \cdot a \cdot c$	0,730055104	bar
DELTA	0,515513447	bar
soluz.1 p out	0,917021538	bar
soluz.2 p out	0,199028887	bar
Press. pre picker-fine tubo acciaio	91702,15379	Pa

figura 3.2.25

Nell'immagine sopra (3.2.25), si illustra il calcolo della caduta di pressione concentrata legata alla gola (una gola di diametro pari a 8 mm) posta all'interno del canotto di diametro  $\phi$  14 mm. Sfruttando le stesse formulazioni per la determinazione della conduttanza C (3.2.9), del rapporto critico b (3.2.10) e rifacendosi alla formulazione della norma ISO (3.2.1), si individua il livello di pressione raggiunto che si attesta attorno ai 91.700 Pa assoluti.

Giunti a tale punto, si calcola la perdita distribuita all'interno del canotto di acciaio con diametro  $\phi$  14 mm e lunghezza 150 mm, tramite la nota espressione 3.2.14, con la stessa identica procedura. Si

ottiene una caduta di pressione pari a circa 30 Pa, delta di pressione molto basso influenzata dal diametro della sezione e dalla lunghezza ridotta del tubo in acciaio. Nelle figure sottostanti (3.2.26 e 3.2.27) sono riportati i coefficienti adoperati e i calcoli ottenuti. Si ottiene una pressione nella zona della bocca di aspirazione dell'eiettore che si attesta attorno ai 90.000 Pa assoluti.

CADUTA PRESS. CANOTTO ACCIAIO		
Q	1,9	L/s
Area condotto	0,000153938	m <sup>2</sup>
densità aria ρ	1,185	kg/m <sup>3</sup>
Velocità media	12,34262824	m/s
diam. tubo	0,014	m
viscosità din. μ	0,00001789	Pa*s
Calcolo di Lamda	0,03	
lungh.tubo	0,15	m
CALCOLO DEL NUMERO DI REYNOLDS	11445,73519	TURBOLENTO

figura 3.2.26

FORMULA GENERALE PERDITA PRESS. TUBI		
CADUTA PRESSIONE effettiva tubo acciaio	32	Pa
Press.fine Canotto -eiettore	91670	Pa

figura 3.2.27



figura 3.2.28

La figura sopra presenta l'assieme realizzato tramite software Inventor in cui viene presentata la nuova soluzione con l'eiettore Piab scelto e il nuovo canotto del circuito del vuoto. Si nota anche la presenza del dispositivo di Quick release, necessario per la fase di rilascio della cialda. Sia la valvola di rilascio veloce che la bocca di alimentazione dell'eiettore sono collegati al tubo di alimentazione (qui non presente).

### 3.3 CALCOLI DEL SISTEMA E DEI NUOVI CONSUMI

Anche per tale analisi, la fase di rilevamento consta nell'individuare il volume totale effettivo del circuito del vuoto  $V_G$  (volume da aspirare), e quindi, il volume interno degli elementi annessi come la ventosa (a seconda dei casi potrebbero essere impiegate più ventose per la stessa presa), dei raccordi e dei tubi. Determinati questi valori, li si addiziona e si ottiene il volume del vuoto legato all'aspirazione. Anche in questo caso, si è rilevato il volume interno del picker: indicato con  $V_1$ , si riferisce ai fori interni dove vi è il passaggio delle particelle aspirate. Tali mini-fori sono di numero uguale a 7 ed ognuno con un diametro di 2 mm ed una lunghezza di ogni singolo foro pari a 3 mm. In  $V_1$  rientra anche una mini-zona (modellizzata come una capacità pneumatica) connessa e posta subito dopo i mini-fori a sezione circolare con diametro pari a 14 mm e di lunghezza assiale pari a 3 mm. Il tutto è stato ottenuto tramite la seguente espressione:

$$V_1 = N \cdot \frac{d_1^2}{4} \cdot L_1 \cdot \pi + \frac{d_2^2}{4} \cdot L_2 \cdot \pi$$

Equazione 3.3.1

Cialde rettangolari				
PASSO 1				
		d	14	mm
		L	3	mm
		Numero minifori	7	
		d	2	mm
		L	3	mm
Rilevamento V1 picker				
Volume V1	527,7875658	mm <sup>3</sup>	0,527787566	cm <sup>3</sup>

figura 3.3.2

Come si vede dalla tabella (3.3.2), si ottiene un valore del volume  $V_1$  pari a 527 mm<sup>3</sup>. Tale misurazione si riferisce al picker adoperato nel prelievo della cialda rettangolare.

Dopodichè, si è effettuato la determinazione del volume  $V_2$ , riferito ai raccordi. Tenuto conto che nel circuito del vuoto non rientra più buona parte dei tubi (quello in plastica totalmente e buona parte di quello in acciaio) presenti nel vecchio sistema, in questo caso il volume dei raccordi  $V_2$  è pari a 3,39 cm<sup>3</sup>, avendo sfruttato l'espressione (3.3.3). La tabella sottostante illustra i parametri di riferimento in merito a  $V_2$ .

$$V_2 = \frac{d^2}{4} \cdot L \cdot \pi$$

Equazione 3.3.3

Rilevamento V2 raccordi		
d	12	mm
L	30	mm
	3392,920066	mm <sup>3</sup>
Volume V2	3,392920066	cm <sup>3</sup>

figura 3.3.4

Successivamente, si è proseguito alla determinazione del volume  $V_3$  legato ai tubi del circuito del vuoto. In tale volume, si fa rientrare parte del nuovo canotto in acciaio al quale il picker viene agganciato. Esso è lungo 150 mm e viene realizzato con un diametro uguale a 14 mm: si determina tale quantità  $V_3$  che risulta essere pari a 23 cm<sup>3</sup>. A questo punto, è fattibile effettuare il calcolo  $V_g$  totale, somma di tutti i volumi calcolati: si ottiene un valore pari a 27 cm<sup>3</sup>. Nella tabella seguente sono riportati i parametri ed i rispettivi calcoli, riferimenti utili per l'analisi dei consumi del sistema del vuoto.

Rilevamento V3				
diam.tubo acciaio	14	mm		
lungh.tubo	150	mm		
Volume V3	23090,706	mm <sup>3</sup>	23,090706	cm <sup>3</sup>
Vg totale	27011,41364	mm <sup>3</sup>	27,0	cm <sup>3</sup>

figura 3.3.5

La tabella seguente illustra i calcoli effettuati in merito al volume  $V_1$ , relativo al picker per la configurazione di prelievo cialda rettangolare (ricordiamo che varia la forma del picker ma rimane invariato il percorso del vuoto in merito). Si ottiene un volume totale  $V_g$  uguale. Il calcolo di  $V_2$  e  $V_3$  rimane invariato così come i rispettivi risultati.

Cialde tonde				
PASSO 1				
Rilevamento V1 picker	d	14	mm	
	L	3	mm	
	Numero minifori	7		
	d	2	mm	
	L	3	mm	
Volume V1	527,7875658	mm <sup>3</sup>	0,52778757	cm <sup>3</sup>

figura 3.3.6

Dopo aver eseguito il passo 1 (rilevazione dei volumi d'aria in questione), si è determinato il tempo ciclo  $T_Z$ . Come visto in precedenza, esso è costituito da quattro fasi che sono il tempo di generazione del vuoto  $t_E$ , il tempo di manipolazione  $t_1$ , il tempo di alimentazione  $t_B$ , il tempo di ritorno  $t_2$ .

Per rilevare gli intervalli in modo corretto, si è fatto uso del cronometro, delle indicazioni e dei grafici forniti dal fornitore Piab. Anche in tale studio, si è analizzato i tempi ciclo sia quando la macchina è disposta per il deposito della cialda rettangolare e sia per il deposito della cialda tonda. Valgono le stesse considerazioni espresse nel paragrafo 2.3 CALCOLO E ANALISI DEL CONSUMO DEL

SISTEMA PRESENTE, in merito al prelievo e deposito delle cialde tonde e rettangolari all'interno della trousse sul tappeto in moto. Di conseguenza, anche qui si avranno dei tempi ciclo differenti nelle due modalità previste di uso della macchina, oltre che dei consumi e dei costi per i diversi cicli operativi.

Nella modalità cialda rettangolare, si è ottenuto anche in tale caso un tempo ciclo superiore rispetto alla configurazione prevista per la cialda tonda. Per tale configurazione, il tempo di generazione del vuoto  $t_E$  è pari a 0,027 s. Come analizzato in precedenza, tale valore si calcola in base alle informazioni grafiche fornite e disponibili per lo specifico generatore di vuoto [12]. Esso si determina considerando tale espressione:

$$t_E = V_G \frac{t_{E1}}{1000}$$

Equazione 3.3.7 [12]

dove, con  $V_G$  che risulta pari a 27 cm<sup>3</sup>,  $t_{E1}$  è il tempo di generazione del vuoto per un volume pari a 1.000 cm<sup>3</sup> e corrisponde al valore di 1 s. Tale parametro è reso disponibile dal grafico seguente (3.3.8):

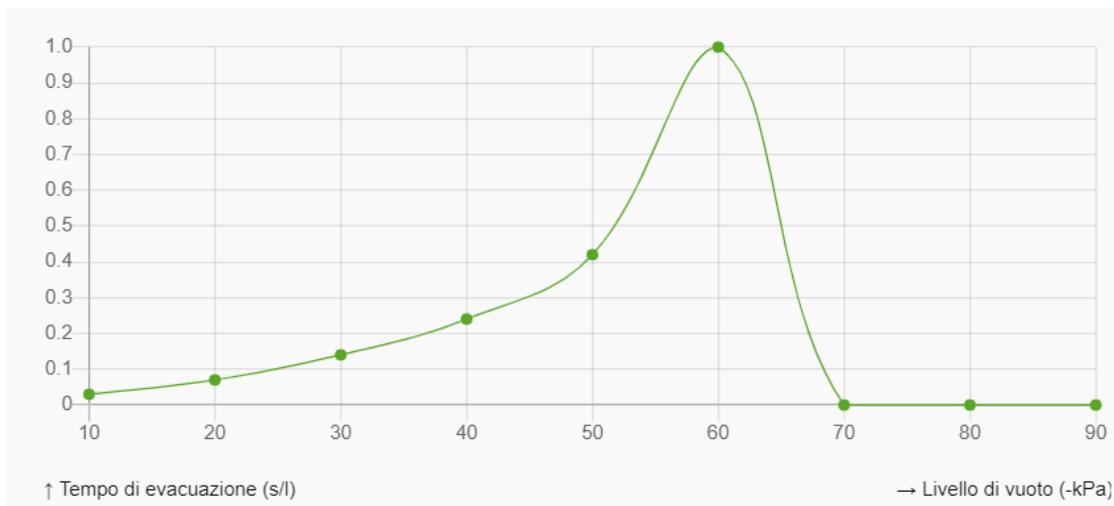


figura 3.3.8 [12]

Continuando l'analisi del tempo ciclo, il parametro  $t_1$  (tempo di manipolazione) è rilevato tramite il cronometro ed è pari a 2,35 s. Il tempo  $t_B$  (tempo di rilascio) è pari a 0,005 s. Tale valore si è calcolato sulla base di parametri resi disponibili dal fornitore Piab per lo specifico generatore di vuoto. Esso si determina considerando tale espressione:

$$t_B = V_G \frac{t_{B1}}{1000}$$

Equazione 3.3.9 [12]

dove con  $V_G$  pari a  $27 \text{ cm}^3$  calcolato in precedenza,  $t_{B1}$  è il tempo di generazione del vuoto riferito ad un volume pari a  $1.000 \text{ cm}^3$  e corrisponde a  $0,2 \text{ s}$ . Il tempo  $t_2$  (tempo di ritorno) viene rilevato manualmente ed equivale a  $1 \text{ s}$ .

Sommando tutti i precisi valori dei singoli intervalli, si ottiene il singolo tempo ciclo  $T_Z$ , che è pari a  $3,38 \text{ s}$ . Un altro parametro utile per il prosieguo dei calcoli è il tempo  $T_{ON}$  (somma della variabile  $t_E$  e della variabile vuoto  $t_1$ , riferite alla fase di aspirazione del sistema in funzione). Esso è pari a  $2,38 \text{ s}$ . La tabella sottostante (3.3.10) riporta i risultati dei calcoli effettuati insieme a tutti i parametri citati ed analizzati nella procedura di analisi del tempo ciclo.

PASSO 2	Tz: determinazione del tempo ciclo				
Calcolo Tz					
$t_e$	0,027011414	s	Grafico-> $t_{e1}$	1	s
$t_1$	2,35	s	Cronometro		
$t_b$	0,005402283	s	Tabella-> $t_{b1}$	0,2	s
$t_2$	1	s	Cronometro		
$T_z$	3,38	s			
Tempo ON	2,38	s			

figura 3.3.10

In questa nuova fase, nel passo 3, si verifica l'economicità del sistema del vuoto proposto. Come discusso, i costi di energia vengono determinati in base al consumo di aria che quel preciso generatore di vuoto va a produrre. Quindi, si deve andare a ricavare il possibile consumo. Si sfrutta la tabella seguente (3.3.11) (fornita dal produttore Piab [12]) che illustra il parametro richiesto.

In tale maniera, si va a determinare e avere un riscontro sul consumo legato ad ogni ciclo operativo per ogni generatore di vuoto installato. La variabile interessata si indica con la sigla  $Q_z$ , espressa in l. Intercettato il consumo  $Q$  dalla tabella seguente:

#### Portata aspirata

Press. alim.* MPa	Consumo aria NI/s	Portata aspirata (NI/s) ai diversi gradi di vuoto (-kPa)								Vuoto max. -kPa
		0	10	20	30	40	50	60	70	
0.40	1.25	5.0	2.9	1.9	1.2	0.80	0.40	0.10	—	60
0.50	1.5	5.7	3.3	2.2	1.4	0.85	0.62	0.35	0.18	70
0.60	1.75	6.0	3.5	2.6	1.7	0.90	0.60	0.50	0.35	75

figura 3.3.11 [12]

si calcola  $Q_z$ , tramite la seguente espressione:

$$Q_z = (t_e + t_1) \times \frac{Q}{60}$$

Equazione 3.3.12 [12]

dove  $t_E$  è il tempo di generazione del vuoto e  $t_1$  è il tempo di manipolazione,  $Q$  è il consumo citato nel grafico sopra in l/s. L'espressione restituisce un valore pari a quasi  $3 \text{ l}$  per ogni ciclo operativo riferito ad ogni singolo eiettore Piab adibito al prelievo cialda rettangolare nella macchina. La seguente tabella mostra quanto ottenuto in questa fase.

PASSO3		Verifica dell'economicità		
Determinazione del consumo d'aria per ciclo operativo (Qz)				
Q	75	l/min	Q: consumo d'aria per generatore di vuoto	
te	0,027020838	s		
t1	2,35	s		
Qz	2,971276048	l		

figura 3.3.13

Da qui, calcolato il valore  $Q_z$ , si procede nel ragionamento andando a ricavare il numero dei cicli operativi per ogni ora  $Z_h$  del singolo generatore di vuoto: si prende come riferimento il tempo ciclo calcolato in precedenza  $T_z$  e lo si applica alla seguente espressione (3.3.14):

$$Z_h = \frac{3600}{T_z}$$

Equazione 3.3.14 [12]

la quale, con  $t_z$  pari a 3,38 s, restituisce un valore pari a 1.064 cicli operativi ad ora per il singolo generatore del vuoto utilizzato per il deposito delle cialde.

Chiaramente, dato che la macchina si presenta con due eiettori adibiti al prelievo e al collocamento delle cialde, se si moltiplica per due il parametro  $Z_h$ , si ottiene un valore pari a 2.129.

Con il valore di  $Z_h$  disponibile, si avanza nel calcolo potendo definire il consumo d'aria per ora  $Q_h$  di ogni pompa del vuoto. Si effettua il prodotto tra il parametro  $Z_h$  ed il valore  $Q_z$  per poter ricavare la variabile  $Q_h$ . Essa è pari a circa 3162 l. La seguente tabella illustra i parametri ed i valori inerenti all'analisi dei consumi fin qui determinati, con i risultati di  $Z_h$  e  $Q_h$ .

Determinazione dei cicli operativi per ora (Zh)				
Tz	3,38	s		
Zh	1064,3		SINGOLO EIETTORE	
Ciclo operativo doppio eiettore				
Zh*2	2129			
Determinazione del consumo d'aria per ora (Qh)				
Qz	2,971264267	l		
Zh	1064,328708			
Qh	3162,401859	l	3,16	m <sup>3</sup>

figura 3.3.15

Ricavato il presumibile consumo orario, si può realizzare una rilevazione relativa ai costi che l'uso della macchina comporta. Il costo dell'aria compressa si può considerare pari a 0,02 € al m<sup>3</sup>[7]: avendo tale riferimento, anche in tale sviluppo si può considerare, usando il prodotto

$Q_h \times \text{costo al } m^3$ , che il costo rilevato per eiettore (adibito al prelievo cialda) è pari a 0,06 €, riferito ad una singola ora di lavoro.

Ora, se si vanno a considerare più turni lavorativi all'interno dello stesso giorno lavorativo, prendendo come valore ad esempio due, per un totale di 16 ore di funzionamento macchina al giorno, l'effettivo costo diventa pari a circa 1,01 € al giorno. Facendo riferimento a 255 giorni feriali in un anno (o comunque di effettivo lavoro per quel generatore di vuoto), allora si può calcolare il costo annuale per il consumo riscontrato. Nella tabella seguente sono riportate le voci citate sino a questo momento:

Qh	3162,401859	l	3,16	m <sup>3</sup>
COSTO €/h Aria Compressa			0,02	euro/m <sup>3</sup>
COSTO ALL'ORA			0,063	euro
ORE TURNO LAVORATIVO			16	h
COSTO AL GIORNO			1,01	euro/gg

figura 3.3.16

Il costo annuale riscontrato è pari a 258 €. Data la presenza dei due eiettori con caratteristiche uguali, si può effettuare il costo annuale relativo al consumo di entrambi. Esso equivale a 516 €. La tabella seguente mostra i costi ottenuti mediante i calcoli realizzati.

COSTO AL GIORNO		1,01	euro/gg
GIORNI LAVORATIVI		255	gg
COSTO ANNUO		258	euro
COSTO ANNUO doppio eiettore		516	euro

figura 3.3.17

Quanto appena individuato, è connesso alla modalità d'uso della macchina nella configurazione di prelievo cialda rettangolare. Come evidenziato nei paragrafi precedenti, la sostanziale differenza tra le due situazioni (configurazione cialda rettangolare e cialda tonda) si presenta dal momento in cui si analizza il tempo ciclo. In esso varia la durata di alcuni degli intervalli del processo tra la configurazione tonda e rettangolare. In quella tonda, vi si riscontra un tempo ciclo  $T_z$  che dura molto meno rispetto al ciclo analizzato in precedenza. Il tempo di generazione del vuoto  $t_e$  rimane sostanzialmente invariato ma ciò che varia è il tempo di manipolazione  $t_1$  che corrisponde a 0,8 s. Considerando il totale di quest'ultimi due parametri, si evince che il tempo  $T_{ON}$ , è pari a 0,83 s. Il tempo di alimentazione  $t_b$  (tempo per ridurre il vuoto e depositare il pezzo) resta pari all'intervallo della configurazione analizzata in precedenza. Mentre, il tempo di ritorno  $t_2$  risulta essere pari a 0,8, rilevato tramite cronometro in fase di collaudo.

A questo punto, si possono illustrare gli intervalli di tempo sulla base di quanto discusso. Si rileva un tempo ciclo  $T_z$  pari a 1,63 s. Nella tabella seguente sono riportati i calcoli citati e i parametri sfruttati per giungere alla determinazione del tempo ciclo.

PASSO 2	Tz: determinazione del tempo ciclo				
Calcolo Tz					
te	0,027011414	s	Grafico->te1	1	s
t1	0,8	s	Cronometro		
tb	0,005402283	s	Tabella->tb1	0,2	s
t2	0,8	s	Cronometro		
Tz	1,63	s			
Tempo ON	0,83	s			

figura 3.3.18

Eseguita il passo 2 per tale configurazione, si prosegue con il passo successivo in merito all'analisi del consumo degli eiettori quando si preleva la cialda di tipo rotonda. Si esegue nel passo 3 una verifica della convenienza del sistema considerato: anche qui, viene eseguita subito una determinazione del consumo d'aria  $Q_z$  per il singolo ciclo operativo. Con lo stesso procedimento logico sfruttato per la cialda rettangolare, si giunge al calcolo di  $Q_z$ , che risulta essere pari a circa 1 litro di consumo d'aria per il singolo generatore di vuoto. La tabella seguente illustra i parametri specifici di tale procedura con i rispettivi valori citati.

PASSO3	Verifica dell'economicità				
Determinazione del consumo d'aria per ciclo operativo ( $Q_z$ )					
Q	75	l/min	Q: consumo d'aria per generatore di vuoto		
te	0,027011414	s			
t1	0,8	s			
Qz	1,033764267	l			

figura 3.3.19

Arrivati a tale punto dell'analisi di tale sistema del vuoto, si esegue il calcolo dei cicli operativi per ogni ora,  $Z_h$ , del singolo generatore di vuoto. Applicando la seguente espressione (3.3.20):

$$Z_h = \frac{3600}{T_z}$$

Equazione 3.3.20 [12]

la quale, con  $T_z$  pari a 1,63 s, restituisce un valore pari a 2205 cicli operativi ad ora per il generatore del vuoto usato per il deposito delle cialde. Visto e considerato che la macchina si presenta con due eiettori adibiti al prelievo e collocamento delle cialde, se si moltiplica per due il parametro  $Z_h$  si ottiene un valore pari a 4.410. La figura sotto riporta i risultati dei calcoli eseguiti con i rispettivi parametri impiegati nella procedura di calcolo:

Determinazione dei cicli operativi per ora (Zh)				
Tz	1,632413696	s		
Zh	2205,3		SINGOLO EIETTORE	
Ciclo operativo doppio eiettore				
Zh*2	4411			

figura 3.3.21

Arrivati a questo punto, si prosegue con il calcolo del consumo d'aria per ora  $Q_h$  riferito al singolo generatore di vuoto adibito al deposito cialda. Si prende il valore  $Q_z$  precedentemente determinato, pari a 1,03 l, lo si moltiplica per il parametro  $Z_h$  (numero dei cicli operativi all'ora) e si ottiene un valore  $Q_h$  che si attesta attorno ai 2.280 l di aria, che corrispondono a circa 2,28 m<sup>3</sup> di aria sfruttati da ogni generatore di vuoto.

La tabella posta sotto illustra quanto determinato ed analizzato tramite i vari calcoli effettuati:

Determinazione del consumo d'aria per ora (Qh)				
Qz	1,033764267	l		
Zh	2205			
Qh	2280	l	2,28	m <sup>3</sup>

figura 3.3.22

Anche in tale modello, ottenuti i consumi relativi al vuoto considerato, si può realizzare una rilevazione relativa ai costi che l'uso della macchina comporta in termini di consumo d'aria. Come affermato precedentemente, il costo dell'aria compressa si considera pari a 0,02 € al m<sup>3</sup>[7]: avendo tale riferimento, si può determinare, usando il prodotto  $Q_h \times \text{costo al m}^3$ , che il costo rilevato per ogni generatore di vuoto (adibito al prelievo cialda) è pari a 0,046 €, riferito ad una singola ora di lavoro.

Dal momento che si prospetta di avere più turni lavorativi all'interno dello stesso giorno lavorativo, ipotizzandone due, per un totale di 16 ore di funzionamento macchina al giorno, l'effettivo costo diventa pari a circa 0,73 € al giorno. Facendo riferimento a 255 giorni feriali in un anno (o comunque di effettivo lavoro per quel generatore di vuoto), allora si può calcolare il costo annuale per il consumo prodotto. Nella tabella seguente sono riportate le voci citate sino a questo momento.

Qh	2280	l	2,28	m <sup>3</sup>
COSTO €/h Aria Compressa			0,02	euro/m <sup>3</sup>
COSTO ALL'ORA			0,046	euro
ORE TURNO LAVORATIVO			16	h
COSTO AL GIORNO			0,73	euro/gg

figura 3.3.23

Il costo annuale riscontrato è pari a 186 €. Per via della contemporanea messa in funzione dei due eiettori uguali, si può effettuare il costo annuale relativo al consumo di entrambi. Esso è pari a 372 €. La tabella seguente mostra i costi ottenuti mediante i calcoli realizzati:

COSTO AL GIORNO		0,73	euro/gg
GIORNI LAVORATIVI		255	gg
COSTO ANNUO		186	euro
COSTO ANNUO doppio eietto		372	euro

*figura 3.3.24*

### 3.4 MODELLAZIONE CON AMESIM DEI CIRCUITI PNEUMATICI

Effettuati tutti i calcoli inerenti alle cadute di pressione del sistema originale con l'eiettore monostadio e quelli connessi all'eiettore multistadio della nuova soluzione, si è svolto un ulteriore passo all'interno dello studio legato a tale meccanismo del vuoto. Per poter effettuare un'analisi più approfondita e per essere in possesso di riscontri in merito a quanto calcolato in maniera analitica, si è sfruttato il software Simcenter Amesim, prodotto della famiglia Siemens. Tale programma è molto sfruttato da esperti del settore ingegneristico nella realizzazione di modelli che raffigurano componenti meccanici, sistemi mecatronici e circuiti pneumatici. In tale maniera, si va a realizzare un modello del circuito reale andando a valutare, dati alcuni parametri in input, quei valori opportuni per esprimere una valutazione sul comportamento dinamico di quanto considerato. Come si vede a breve, tale software consente di ottenere in uscita gli opportuni grafici relativi alle variabili fisiche scelte dalle finestre apposite. Di fatto, esso si presenta con un'interfaccia denominata SKETCH nella quale, tramite le librerie configurate (LIBRARY TREE) o mediante la realizzazione e poi connessione degli elementi base, si va a realizzare lo schema base (modello) del circuito o una versione base che raffiguri l'insieme meccanico. Dopo il primo passaggio, si procede con la fase del SUBMODEL, utile per decidere il modello matematico più idoneo per i singoli componenti in base anche al tipo di simulazione che si richiede di effettuare. Successivamente, si procede con la fase PARAMETER, in cui si va a parametrizzare il modello in maniera ben definita. Infine, si prosegue con l'ultimo step della SIMULATION dove, una volta avviata, si ha accesso ad i risultati e agli andamenti dei parametri individuati. A seguito, una figura (3.4.1) che presenta in maniera generale l'interfaccia del software sfruttato.

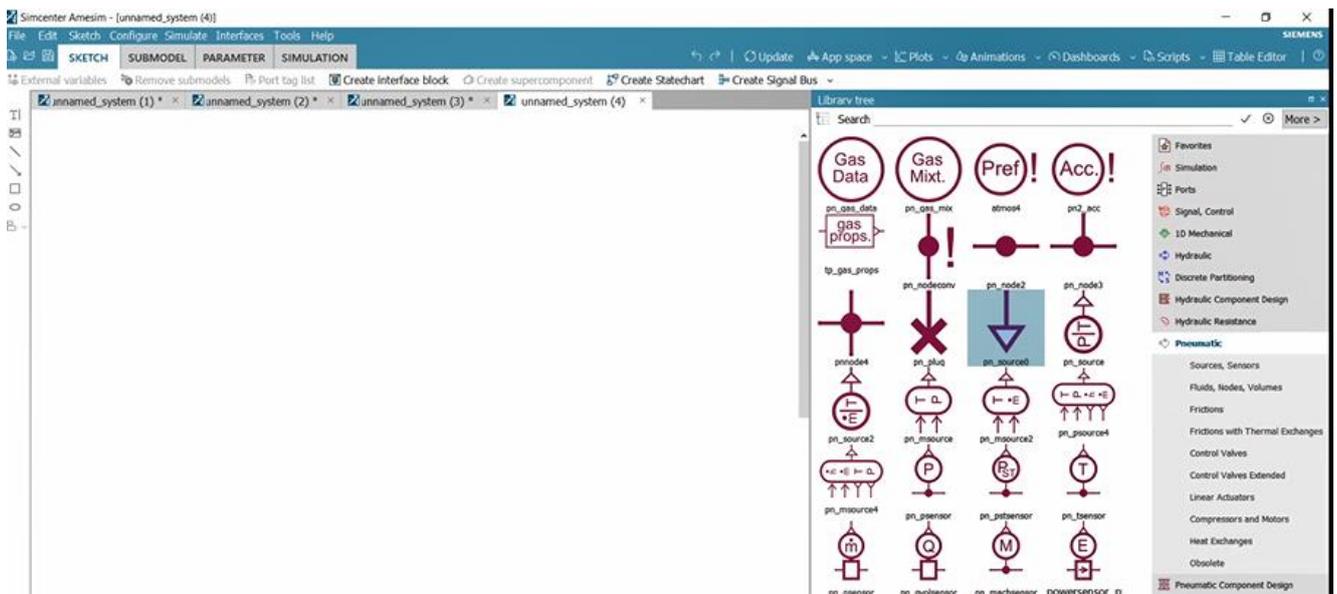


figura 3.4.1

In tale contesto, si è prima realizzato tramite le opportune procedure il modello inerente al sistema del vuoto funzionante con l'eiettore monostadio Festo. Nella figura sottostante (3.4.2), si illustra il modello prodotto che rappresenta il circuito del vuoto analizzato nel paragrafo 2.3.

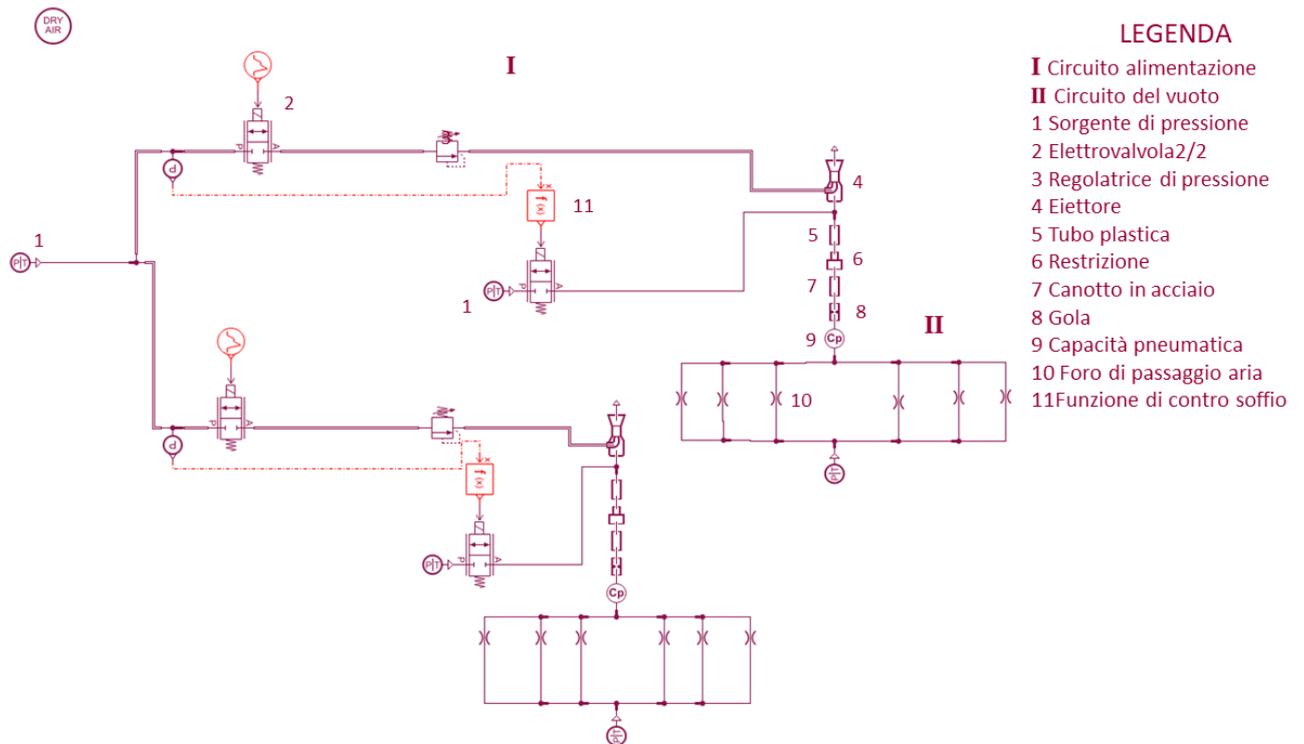
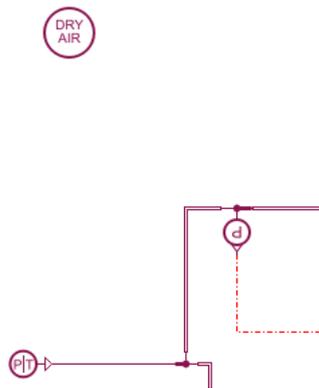


figura 3.4.2



Chiaramente, per giungere ai risultati previsti della rappresentazione sopra proposta, oltre ad inserire in maniera opportuna i componenti raffigurati, è stato necessario introdurre i parametri geometrici e dimensionali dei singoli componenti (tubi, eiettore, valvole) e le sorgenti in chiave funzionale al modello realizzato.

Come indicato nel ritaglio sopra di fig. (3.4.2), il circuito viene alimentato ad una pressione relativa pari a 5,5 bar con il fluido aria, indicato in alto a sinistra nell'immagine. Nell'immagine e nel

proseguo del discorso viene riportato solo metà del circuito dato che la parte inferiore è speculare a quella illustrata.

Da lì in poi, l'aria procede nel sistema (condotto di alimentazione) tramite i tubi e delle valvole per poi giungere alla bocca di alimentazione dell'eiettore. In merito a tali componenti, è bene fornire alcuni dettagli impiegati in quanto utili all'ottenimento dei valori legati alla parte del vuoto calcolata e simulata. Per ciò che riguarda l'elettrovalvola (alimentata a 40 mA da standard), inserito il diametro che determina una sezione di passaggio dell'aria pari a  $95 \text{ mm}^2$  con un coefficiente di flusso pari a 0,72, si è controllato che il sistema procedesse ad effettuare la completa apertura della valvola negli intervalli di tempo funzionali alla generazione del vuoto e nei tempi previsti dal tempo ciclo  $T_z$ , come analizzati nel paragrafo 2.4 "Calcolo e analisi del consumo del sistema presente". Come si nota dalla figura seguente (3.4.3), l'apertura totale dell'elettrovalvola avviene nei tempi richiesti: ricordiamo che il tempo ciclo  $T_z$  era al di sotto di 1,8 s.

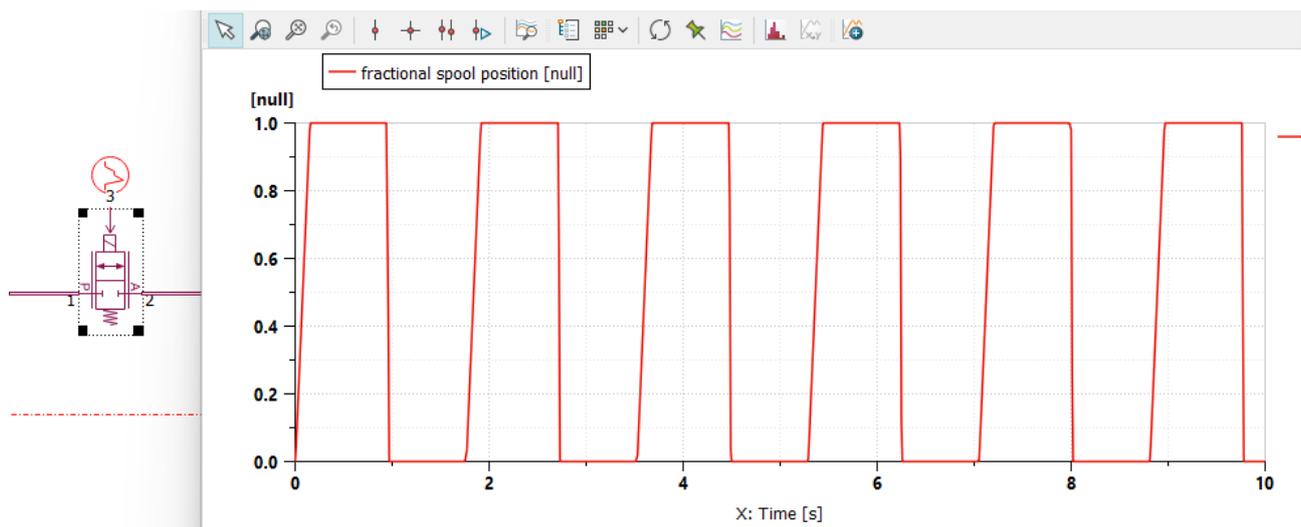


figura 3.4.3

Successivamente all'elettrovalvola, si analizza il funzionamento della valvola regolatrice di pressione, con un coefficiente di flusso pari a 0,5 (fig. 3.4.4), ed in particolar modo si pone attenzione sull'andamento e i livelli di pressione che il sistema presenta prima che l'aria giunga alla bocca di alimentazione dell'eiettore: anche in tale il tempo ciclo è ampiamente rispettato ( $T_z$  pari a 1,8 s), così come i livelli di pressione richiesti alla porta 1 e alla porta 2 del componente, in linea con i valori del sistema reale.

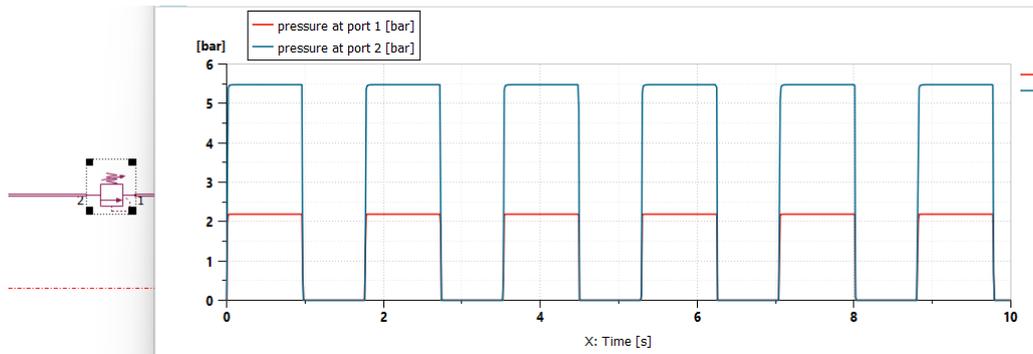


figura 3.4.4

Una volta che l'aria entra nell'eiettore per via della bocca di alimentazione (che in input ha una sezione relativa all'ugello di  $5 \text{ mm}^2$ ), allora il vuoto si può generare lungo il condotto di aspirazione.

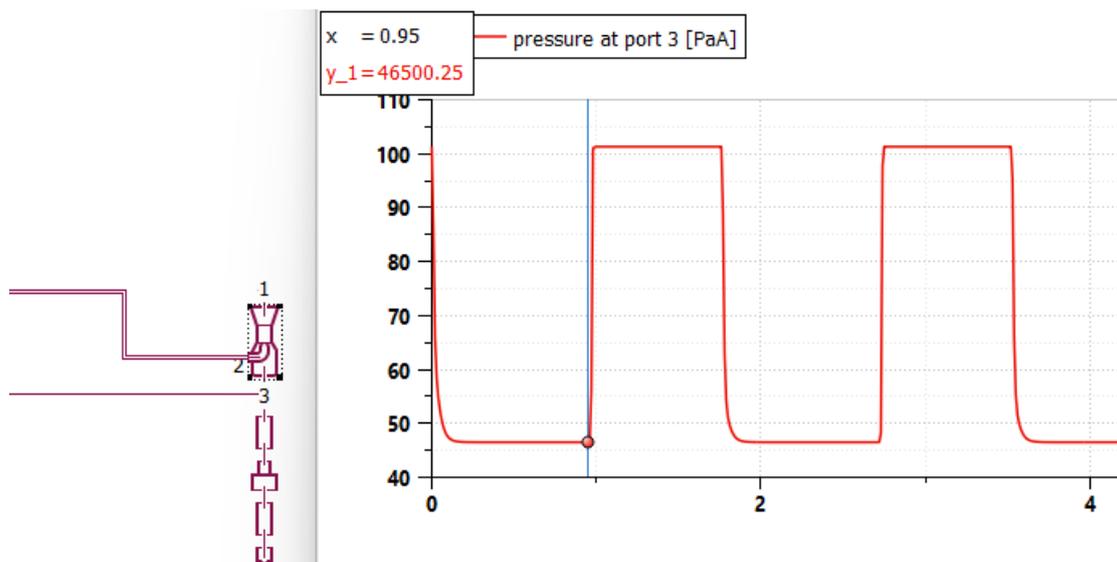


figura 3.4.5

Come visibile dalla figura sopra (3.4.5), l'eiettore sulla sua bocca di aspirazione (con una sezione di  $40 \text{ mm}^2$  e indicata con il numero 3 nell'immagine) genera un livello di vuoto (parametro di output) che è pari a quello calcolato in precedenza per via analitica, intorno ai 46.000 Pa assoluti. In base a ciò, si può affermare che l'analisi prodotta in precedenza risulta esatta dato che viene confermata anche dal software, in uno dei punti di fondamentale importanza per il funzionamento adeguato del circuito del vuoto. I coefficienti di flusso impiegati nell'analisi sono pari a 0,72, sia per la bocca di alimentazione che quella di aspirazione. L'andamento in output rispecchia quello previsto ed individuato in precedenza nel calcolo del tempo ciclo  $T_z$ .

Un altro punto preso come riferimento per capire l'entità e la buona riuscita del procedimento di analisi è quello posto a valle del picker, ossia dopo che l'aria attraversa i mini-fori iniziali di diametro pari a 2 mm (fig. 3.4.6). Anche qui, il livello di vuoto in output rispecchia in maniera simile il valore riscontrato nell'analisi analitica precedente. Di fatto siamo sullo stesso ordine di grandezza, con un valore che si attesta attorno ai 70.000 Pa assoluti, molto vicino ai 74.000 Pa ottenuti nei calcoli

iniziali. Anche qui l'andamento rispecchia i tempi ciclo e le modalità preventivate. Il coefficiente di flusso impiegato per i mini fori è pari a 0,72.

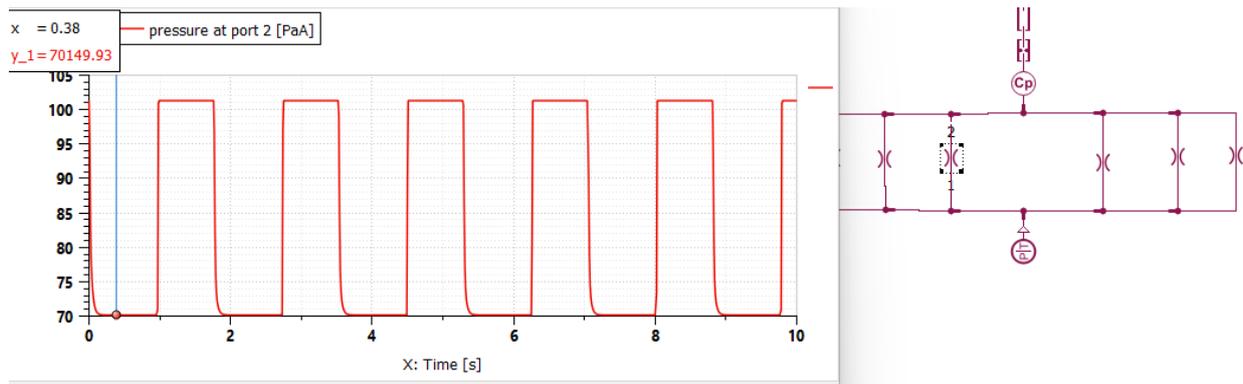


figura 3.4.6

Per una corretta valutazione ed adeguato ragionamento, si precisa che anche nei punti in cui il valore non è assolutamente uguale si è deciso di accettarlo in quanto in linea con i valori avuti in precedenza. Proprio per questo, si è imposto una soglia di accettazione pari al 10-15 % rispetto ai valori calcolati analiticamente, range intorno al quale nessun valore in output fornito dal software ha superato tale limite e perciò ritenuto adeguato.

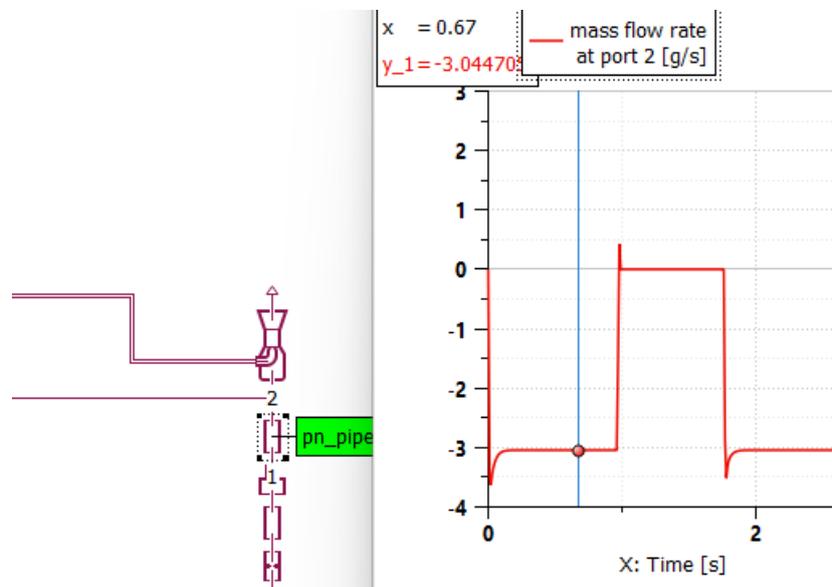


figura 3.4.7

Nella figura sopra (3.4.7), si è messo in evidenza come la portata massica (parametro in output fornito dal software) all'interno dei circuiti connessi con il vuoto rispecchi i valori negativi messi in conto e l'andamento previsto inerentemente al tempo ciclo: il valore riscontrato di portata massica indicato nel riquadro (-3,04 g/s) si avvicina molto a quanto valutato nella precedente analisi analitica (che si attestava attorno ai 170 l/min, espresso come portata volumica). Tra l'altro si nota anche il picco di portata massica positivo una volta che la fase di generazione del vuoto si è conclusa: questo improvviso innalzamento di portata è necessario per compiere quel piccolo soffio d'aria utile al deposito cialda all'interno della trousse effettuato dal sistema reale. Per realizzare tale meccanismo

nel software, è stata impiegata un'opportuna funzione dove, una volta esaurita la fase di generazione del vuoto, intervenisse per poter immettere il flusso d'aria positivo all'interno del circuito del vuoto.

Giunti a questo punto, si è realizzato il modello che va a illustrare la nuova configurazione del circuito del vuoto presentata nel paragrafo 3.2 Progettazione del nuovo circuito del vuoto, con l'eiettore Piab multistadio che genera un livello di vuoto molto vicino a quanto trovato in maniera analitica durante i calcoli precedenti eseguiti nel paragrafo 3.2. La figura sottostante (3.4.8) illustra il modello realizzato relativo alla nuova configurazione

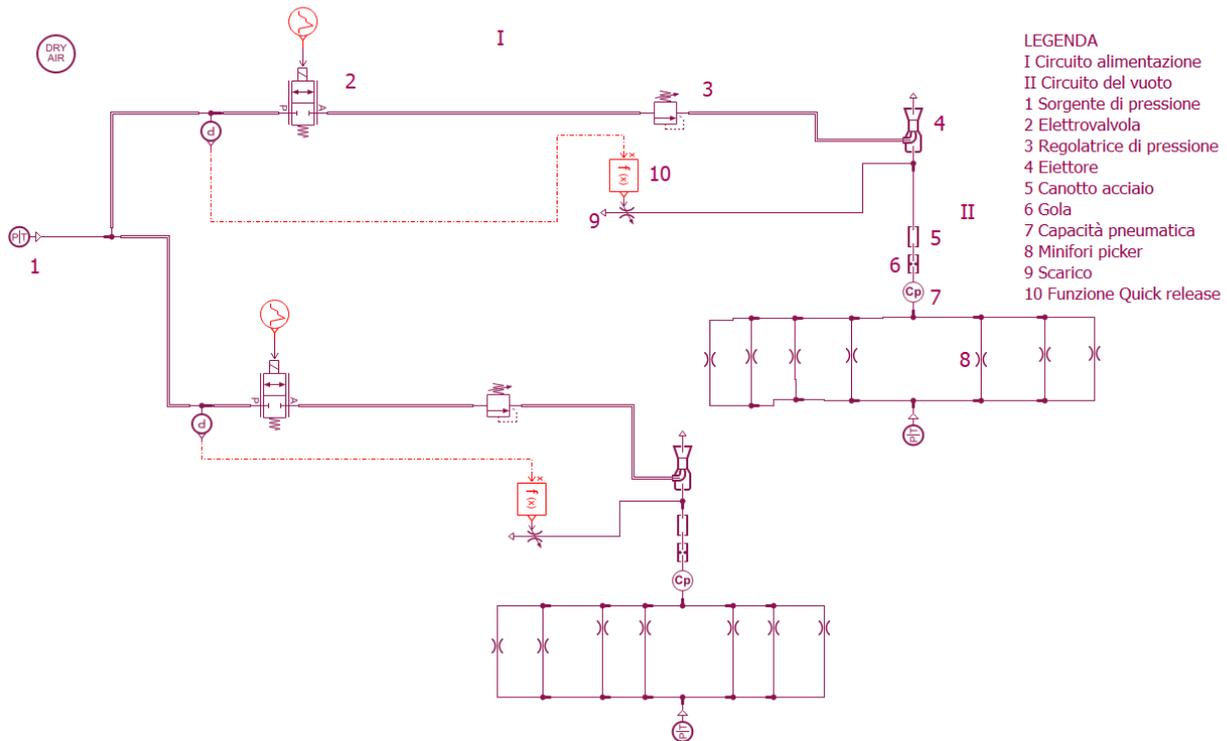
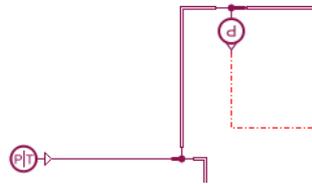


figura 3.4.8

Chiaramente, il dettaglio che balza agli occhi è quello della presenza questa volta dei 7 mini fori (ugelli) disposti in parallelo, che raffigurano i passaggi all'interno del picker predisposto. Rispetto alla versione precedente, risalta anche la questione del circuito del vuoto molto più breve in modo da disporre di una zona di prelievo cialda molto più vicina alla pompa del vuoto preposta.

In merito alla rappresentazione sopra proposta (3.4.8), oltre ad inserire in maniera opportuna i componenti raffigurati, e con un certo ragionamento legato alla verifica della casualità (C-R-C) dei sotto modelli di alcuni componenti, è stato necessario introdurre i parametri geometrici e dimensionali reali dei singoli componenti (tubi, eiettore, valvole), i parametri adatti se disponibili (ad esempio la sezione di alimentazione dell'eiettore o quella di aspirazione) oppure presi da default del software e le sorgenti in chiave funzionale al modello realizzato.



Anche in tale caso, la sorgente del circuito pneumatico è stata mantenuta a 5,5 bar: lo schizzo sopra riporta solo la parte iniziale della metà superiore dato che si è deciso di mantenere il circuito del vuoto uguale per entrambi i generatori del vuoto.

A questo punto, l'aria procede tramite le opportune valvole e i configurati tubi per giungere alla bocca di aspirazione della pompa: è bene però fornire dettagli in merito alle valvole presenti nel circuito di alimentazione dell'eiettore in modo da rendere chiaro come si è giunti all'ottenimento dei valori (in merito al sistema del vuoto) e ai loro rispettivi andamenti simulati. Per quanto riguarda l'elettrovalvola 2/2, alimentata a 40 mA ed inserita l'effettiva sezione di 95 mm<sup>2</sup>, si è progettato e controllato che la valvola vada a compiere la completa apertura negli intervalli di tempo prestabiliti per il tempo ciclo  $T_z$ , rispettando le fasi di aspirazione delle particelle di vuoto (sulla base di quanto visto nel paragrafo 3.3 "Calcoli del sistema e dei nuovi consumi"). Come illustra la figura sottostante (3.4.9), la valvola si apre completamente in sintonia con le fasi di ciclo previste: si ricorda che il tempo ciclo  $T_z$  era pari a 1,63 s. Il coefficiente di flusso è pari a 0,72.

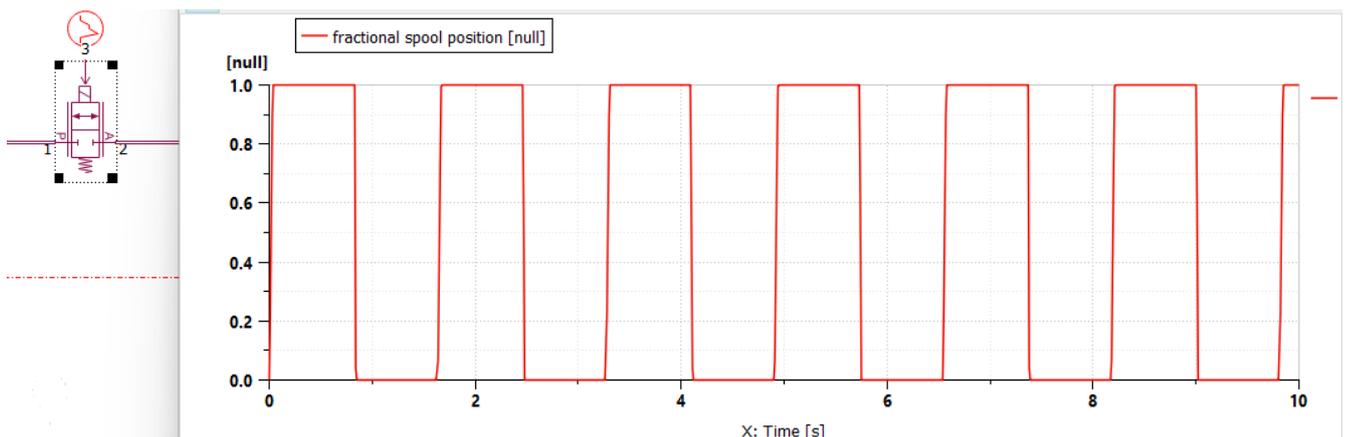


figura 3.4.9

Adesso, si procede analizzando e riportando il comportamento della valvola regolatrice di pressione (fig. 3.4.10), prestando attenzione all'andamento e ai livelli di pressione che il sistema di alimentazione presenta prima che l'aria giunga alla bocca di alimentazione del generatore di vuoto: i livelli di pressione alla porta 1 e porta 2 del componente sono in sintonia con quelli relativi al nuovo sistema e il tempo ciclo  $T_z$  viene ampiamente modellato in maniera precisa con i tempi delle singole quattro fasi in perfetto accordo. Il coefficiente di flusso è pari a 0,5.

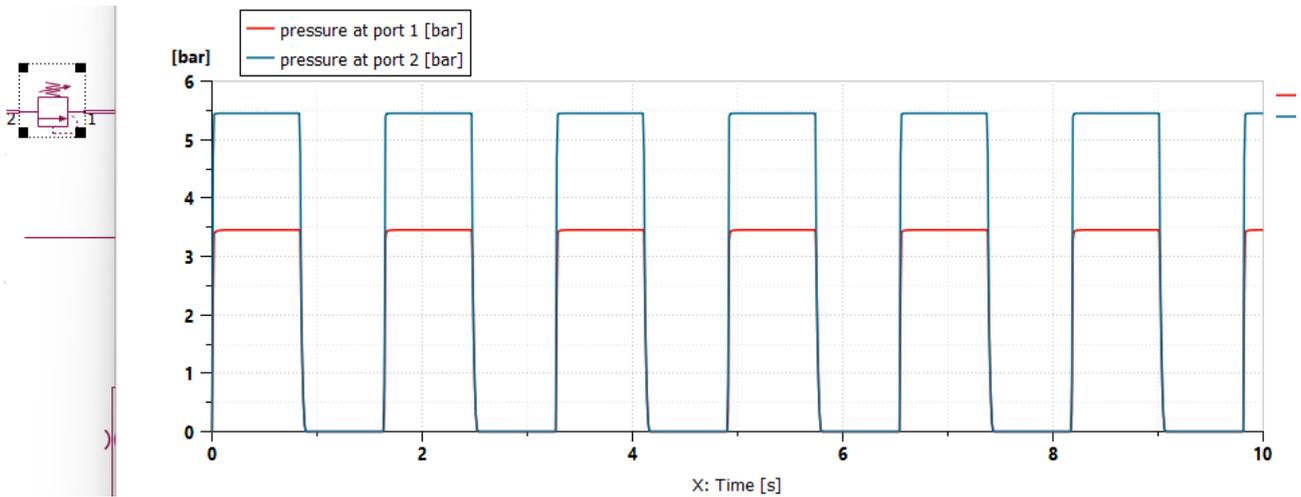


figura 3.4.10

Quando l'aria entra nel generatore di vuoto tramite la sezione di alimentazione (pari a  $10 \text{ mm}^2$ ) si viene a creare il vuoto all'interno della zona di aspirazione, come si vede dal livello di pressione presentato nella figura seguente.

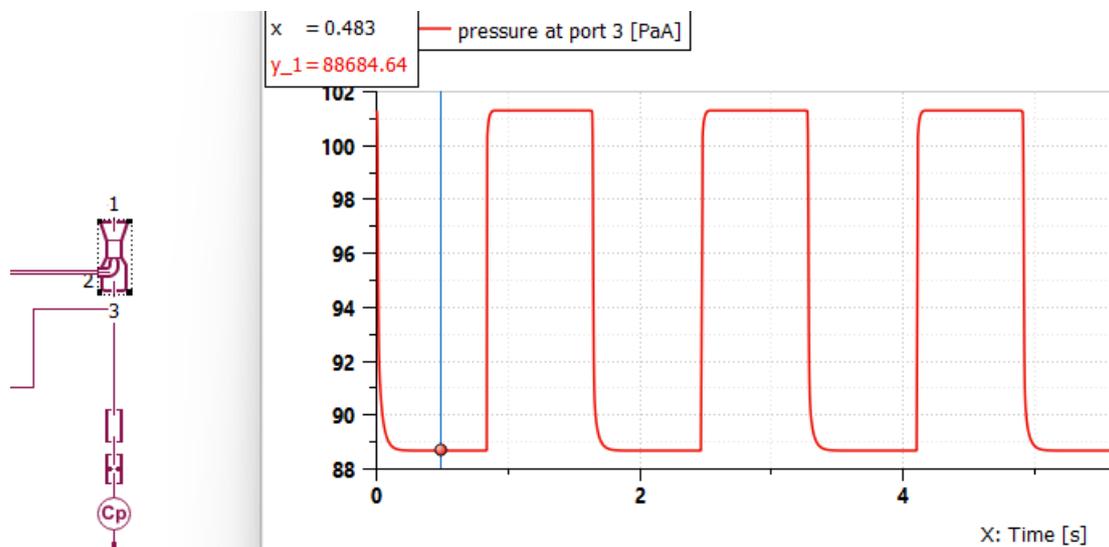


figura 3.4.11

Come illustrato dalla figura sopra (3.4.11), l'eiettore sulla sua bocca di aspirazione (con una sezione pari a  $110 \text{ mm}^2$  e indicata con il numero 3 nell'immagine sopra) genera un livello di vuoto (parametro di output) intorno agli  $88.000 \text{ Pa}$  assoluti, che si avvicina molto a quello calcolato in precedenza per via analitica. Di conseguenza, si può affermare che l'analisi prodotta in precedenza risulta esatta dato che viene confermata anche dal software, in uno dei punti di fondamentale importanza per il funzionamento adeguato del circuito del vuoto. L'andamento in output rispecchia quello previsto ed individuato in precedenza nel calcolo del tempo ciclo  $T_z$ . I coefficienti di flusso impiegati sono pari a 0,5 per il flusso di alimentazione e 0,72 per il condotto di aspirazione.

Un'altra zona presa come riferimento per capire l'entità e la buona riuscita del procedimento di simulazione è quello posto a valle del picker, ossia dopo che l'aria attraversa i mini-fori iniziali di diametro pari a 2 mm (fig. 3.4.12) con un coefficiente di flusso pari a 0,72.

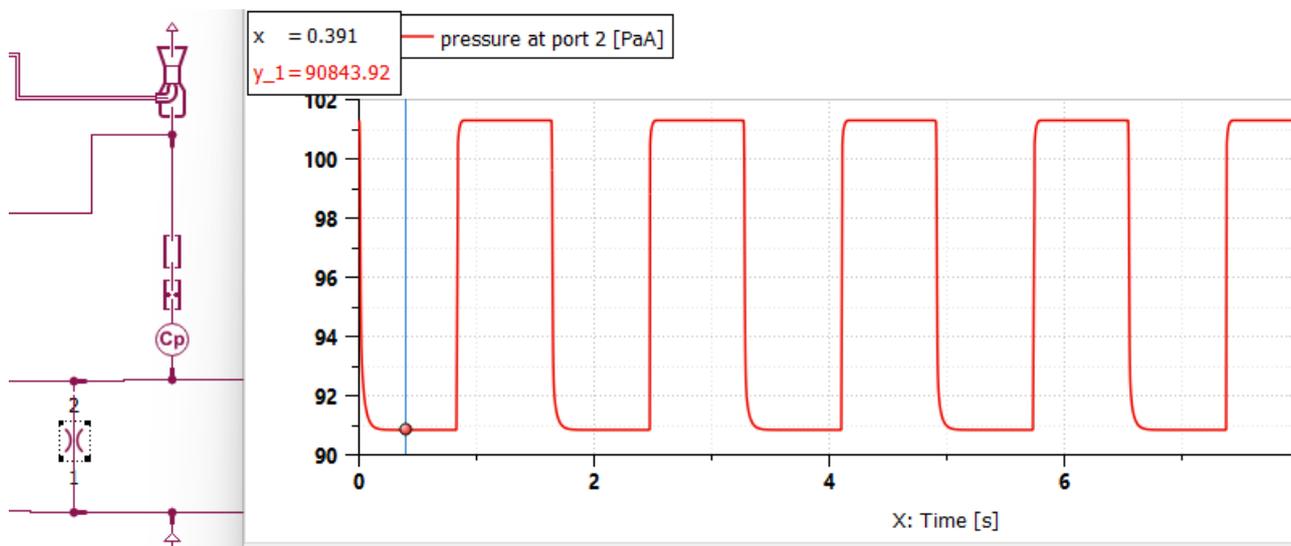


figura 3.4.12

Anche qui, il livello di vuoto in output rispecchia in maniera simile il valore riscontrato nell'analisi analitica precedente. Di fatto siamo sullo stesso ordine di grandezza, con un valore che si attesta attorno ai 90.000 Pa assoluti, molto vicino ai Pa ottenuti nei calcoli iniziali. Si nota anche come l'andamento rispecchia i tempi ciclo e le modalità preventivate.

Al fine di avere una adeguata valutazione sulla base di un opportuno ragionamento, si precisa che, anche nei punti in cui il valore non è assolutamente uguale a quanto ottenuto analiticamente, si è deciso di accettarlo in quanto in linea con i valori avuti in precedenza. Proprio per questo, si è imposto una soglia di accettazione pari al 10-15 % rispetto ai valori calcolati analiticamente, range intorno al quale nessun valore in output fornito dal software ha superato tale limite e perciò ritenuto adeguato.

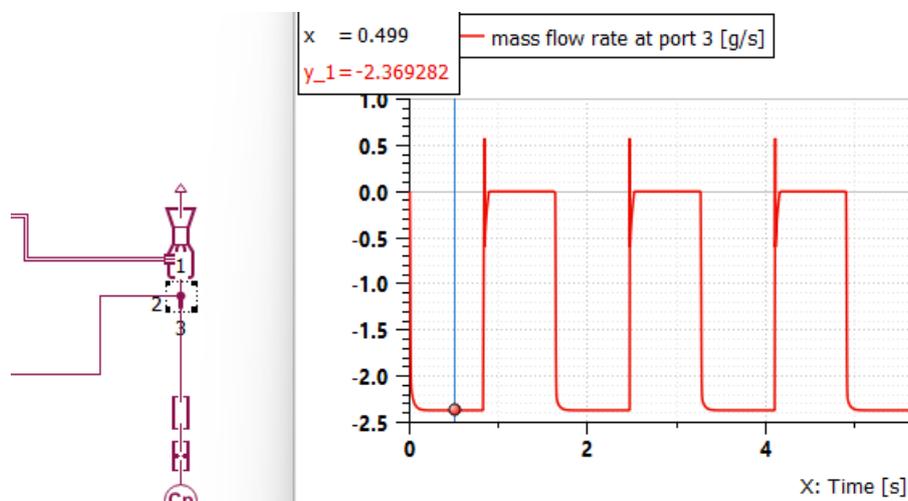


figura 3.4.13

Nell'immagine soprastante (3.4.13), si è messo in evidenza come la portata massica (parametro in output fornito dal software) all'interno dei circuiti connessi con il vuoto rispecchi i valori negativi messi in conto e l'andamento previsto inerentemente al tempo ciclo. il valore riscontrato di portata massica indicato nel riquadro (-2,3 g/s) si avvicina molto a quanto valutato nella precedente analisi analitica (che si attestava attorno ai 2 l/s, espresso come portata volumica). Tra l'altro si nota anche il picco di portata massica positivo una volta che la fase di generazione del vuoto si è conclusa: questo improvviso innalzamento di portata è necessario e raffigura quel minimo passaggio d'aria tramite la valvola di Quick Release utile al deposito cialda all'interno della trousse.

## 4. CONCLUSIONI

Dopo aver modellizzato il circuito del vuoto nella originaria e nuova soluzione, la quale verrà adoperata nelle future versioni di tale macchina, è opportuno presentare i confronti tra le due soluzioni sotto gli opportuni aspetti di natura tecnica ed economica.

Come già espresso in precedenza, la nuova versione del circuito del vuoto si presenta con un consumo nettamente inferiore ma, non solo dato che anche altri parametri risultano migliorati. Per poter fare un primo confronto di natura tecnica legata al funzionamento, si è calcolato il rendimento per entrambi gli eiettori nelle due versioni e per i circuiti del vuoto ad essi annessi. Avendo a disposizione i parametri di tempo di generazione del vuoto legato al determinato livello di vuoto, la portata aspirata dal preciso eiettore e il volume in cui si viene a realizzare il vuoto, si può calcolare il rendimento, come indicato in [7], per ogni soluzione valutata sfruttando tale espressione:

$$\eta(\Delta p_U) = \frac{1}{1 + \frac{t(\Delta p_U) \times Q}{V \times 60}}$$

Equazione 4.1 [7]

Come abbastanza evidente, con la variabile  $t(\Delta p_U)$  si indica il tempo di generazione del vuoto espresso in s, con Q si indica il consumo d'aria espresso in l/min dello specifico eiettore e con V si fa riferimento al volume legato al fenomeno del vuoto espresso in l nella formulazione sopra (4.1). Nella tabella sottostante (4.2), si riportano i coefficienti appena citati con i rispettivi valori e il rendimento trovato per entrambe le versioni.

Rendimento:				
EIETTORE Festo				
t(ΔPu)	0,152	s		
Q	250	l/min		
V	127	cm <sup>3</sup>	0,127	l
η(ΔPu)			0,2	
COAX Midi32 Si-3- 0.4				
t(ΔPu)	0,027			
Q	75	l/min		
V	27,0	cm <sup>3</sup>	0,027	l
η(ΔPu)			0,5	

figura 4.2

La nuova soluzione pensata si presta in maniera più efficiente per l'applicazione prevista, visto e considerato che risulta con un rendimento pari a 0,5. Chiaramente un minor consumo, un valore di portata aspirata più basso, un tempo di generazione del vuoto inferiore, un volume più piccolo in cui si va a sviluppare il vuoto sono tutti elementi che, oltre che la scelta di un dispositivo del vuoto

multistadio per la nuova applicazione, conducono ad una soluzione con un rendimento migliore rispetto a quello ottenuto per la versione antecedente che si attesta attorno allo 0,2.

Ora, se si considera una valutazione economica inerente ai due sistemi, si nota la sostanziale differenza che si presenta in termini di spese per l'azienda una volta che la macchina (o magari più macchine all'interno dello stesso impianto) è in funzione a pieno regime. Considerati i calcoli fatti in precedenza sul periodo temporale dell'anno, si nota subito che la nuova versione modellata è più economica in entrambi gli usi (configurazione cialda tonda e cialda rettangolare). È bene riportare le tabelle sviluppate per mettere in evidenza quanto appena discusso.

<b>COSTO AL GIORNO</b>		<b>3,44</b>	<b>euro/gg</b>
GIORNI LAVORATIVI		255	gg
COSTO ANNUO		876,3	euro
<b>COSTO ANNUO doppio eiettore</b>		<b>1753</b>	<b>euro</b>

figura 4.3

<b>COSTO AL GIORNO</b>		<b>2,59</b>	<b>euro/gg</b>
GIORNI LAVORATIVI		255	gg
COSTO ANNUO		660,4	euro
<b>COSTO ANNUO doppio eiettore</b>		<b>1321</b>	<b>euro</b>

figura 4.4

Le figure precedenti (fig. 4.3 e 4.4) riportano i costi legati alla versione originaria del meccanismo del vuoto rispettivamente per la configurazione di prelievo cialda rettangolare e di prelievo cialda tonda. A seguire, si illustrano (fig 4.5 e 4.6) i costi legati alla nuova variante modellizzata rispettivamente sia per la configurazione di prelievo cialda rettangolare e sia per la configurazione di prelievo cialda tonda nei precedenti paragrafi del capitolo 3:

<b>COSTO AL GIORNO</b>		<b>1,01</b>	<b>euro/gg</b>
GIORNI LAVORATIVI		255	gg
COSTO ANNUO		258	euro
<b>COSTO ANNUO doppio eiettore</b>		<b>516</b>	<b>euro</b>

figura 4.5

<b>COSTO AL GIORNO</b>		<b>0,73</b>	<b>euro/gg</b>
GIORNI LAVORATIVI		255	gg
COSTO ANNUO		186	euro
<b>COSTO ANNUO doppio eiettore</b>		<b>372</b>	<b>euro</b>

figura 4.6

Considerata la voce del costo annuo relativo al doppio eiettore, si intuisce come la nuova variante idealizzata sia molto più economica, meno dispendiosa per ciò che concerne il consumo d'aria in merito ai cicli operativi determinati. In sostanza, si può dichiarare che la nuova soluzione, con l'eiettore Piab multistadio, il quale è molto più vicino alla zona di prelievo, risulti effettivamente ben

impostata e consona con le esigenze economiche ed ambientali dell'industria meccanica. È bene tener in mente che quanto più un'azienda impiega aria per l'esecuzione dei propri processi più essa sarà costretta a pagare per quanto usufruito: come noto da esperti del settore, sulla base di normative europee sempre più stringenti, ogni azienda ha a che fare con tasse importanti relativamente alle emissioni di biossido di carbonio, grave minaccia per l'ambiente.

In tale contesto, come è abbastanza chiaro, i sistemi di manipolazione utilizzano eiettori ad aria compressa nelle loro applicazioni. L'energia consumata è determinata dalla quantità di aria compressa che il generatore di vuoto sfrutta per creare il vuoto: se si considera un valore di 0,03 kg CO<sub>2</sub>/m<sup>3</sup> prodotta per la compressione dell'aria come indicato in [16], è chiaro che una soluzione progettuale adeguata e rispettosa dei parametri ambientali è fortemente indicata. Prendendo in considerazione i valori ottenuti nel calcolo del consumo d'aria nei precedenti paragrafi 2.4 e 3.3, si può notare esplicitamente nelle figure (4.7 a-b) che:

Qh	10738,85926	l	10,73885926	m <sup>3</sup>
Ore lavorative			4080	h
Consumo d'aria per anno			43814,54579	m <sup>3</sup>
Anidride carbonica al m <sup>3</sup>			0,03	kg/m <sup>3</sup>
Anidride carbonica emessa			1314	kg

figura 4.7 a

Qh	8092,655831	l	8,092655831	m <sup>3</sup>
Ore lavorative			4080	h
Consumo d'aria per anno			33018,03579	m <sup>3</sup>
Anidride carbonica al m <sup>3</sup>			0,03	kg/m <sup>3</sup>
Anidride carbonica emessa			991	kg

figura 4.7 b

prendendo il valore Qh, ossia il consumo d'aria orario di un singolo eietto, sia per la configurazione rettangolare che per la configurazione tonda si producono rispettivamente 1.314 e 991 kg di CO<sub>2</sub>, contro la nuova versione che presenta per la cialda rettangolare e quella tonda rispettivamente i seguenti valori (fig. 4.8 a-b).

Qh	3162	l	3,16	m <sup>3</sup>
Ore lavorative			4080	h
Consumo d'aria per anno			12902,59958	m <sup>3</sup>
Anidride carbonica emessa al m <sup>3</sup>			0,03	kg/m <sup>3</sup>
Anidride carbonica emessa			387	kg

figura 4.8 a

Qh	2280	l	2,28	m <sup>3</sup>
Ore lavorative			4080	h
Consumo d'aria per anno			9301,520557	m <sup>3</sup>
Anidride carbonica emessa al m <sup>3</sup>			0,03	kg/m <sup>3</sup>
Anidride carbonica emessa			279	kg

*figura 4.8 b*

Praticamente, i kg di CO<sub>2</sub> emessi si sono ridotti sulla cadenza temporale dell'anno di circa il 70% con la nuova variante sviluppata. Per avere un'idea della grandezza e soprattutto del suo valore quantitativo, basti pensare che un'auto produce circa 180 g di anidride carbonica al km. E, tenuto conto della tassa relativa all'emissioni di biossido di carbonio che è pari a 0,015 e 0,03 € al kg, il risparmio fiscale che ne deriva dal nuovo prototipo è da tenere in considerazione.

## BIBLIOGRAFIA-SITOGRAFIA

- [1] <https://pneumaxspa.com/wp-content/uploads/Pneumax-SoluzioniVuoto.pdf>
- [2] G. Belforte Manuale di pneumatica Tecniche nuove III edizione 2019
- [3] M. Carello, A. Ivanov, L. Mazza Pressure drop in pipe lines for compressed air: comparison between experimental and theoretical analysis WIT Press 1998
- [4] AA.VV., "Atlas Copco Air Compendium", Stoccolma, 1975.
- [5] P. Beater Pneumatic Drives System Design, Modelling and Control, Springer 2007
- [6] Fan Yang<sup>1,2</sup>, Gangyan Li<sup>1</sup>, Dawei Hu<sup>1</sup>, and Toshiharu Kagawa<sup>2</sup>  
A new method for calculating the sonic conductance of airflow through a short-tube orifice Sage Journals 2017
- [7] <https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/7746/vacuum-itOK.pdf>
- [8] [https://www.festo.com/cat/it\\_it/data/doc\\_it/PDF/IT/VN\\_IT.PDF](https://www.festo.com/cat/it_it/data/doc_it/PDF/IT/VN_IT.PDF)
- [9] [https://pdf.directindustry.it/pdf/vuototecnica/vacuum-solutions/26412-903458-\\_13.html](https://pdf.directindustry.it/pdf/vuototecnica/vacuum-solutions/26412-903458-_13.html)
- [10] Howard Goodfellow and Esko Tahti Industrial Ventilation Design Guidebook 2001
- [11] <https://www.festo.com/it/it/>
- [12] <https://www.piab.com/it-it/>
- [13] <https://www.vuototecnica.net/>
- [14] <https://www.vacuumdaily.com/>
- [15] <http://www.imballaggioitalia.it/>
- [16] Josef Karbassi, PIAB Business Unit Manager, Ridurre le emissioni di gas serra adeguando i sistemi in depressione, 2020
- [17] Appunti del corso di Automazione a Fluido, prof. Raparelli, a.a. 2021/2022
- [18] [https://it.wikipedia.org/wiki/Diagramma\\_di\\_Moody](https://it.wikipedia.org/wiki/Diagramma_di_Moody)
- [19] [https://www.oppo.it/calcoli/coef\\_scabrezza\\_tubi.htm](https://www.oppo.it/calcoli/coef_scabrezza_tubi.htm)