



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Impianto di prova per sedimenti: progettazione meccanica del sistema  
d'iniezione e proposta di layout

**Relatore:** Prof. Giovanna Cavazzini

**Correlatore:** Ing. Giacomo Zanetti

**Laureando:** Francesco Besa 2088192

Anno Accademico 2023/2024



# Indice

<b>Introduzione</b> .....	<b>1</b>
<b>Capitolo 1</b> .....	<b>3</b>
1.1 Background .....	3
1.2 ApparatI di prova di tipo rotante.....	5
1.3 ApparatI di prova di tipo a getto .....	7
<b>Capitolo 2</b> .....	<b>25</b>
2.1 Descrizione e dati di progetto .....	25
2.2 Dimensionamento tubazioni .....	26
2.3 Dimensionamento corpo principale del sistema d'iniezione .....	34
2.4 Trasmissione di potenza.....	38
2.4.1 Carico resistente del sistema .....	41
2.4.2 Dimensionamento meccanismo vite senza fine.....	43
2.5 Verifiche strutturali, soluzioni costruttive e scelte da catalogo .....	49
2.5.1 Carichi del sistema d'iniezione .....	49
2.5.2 Soluzioni costruttive.....	55
2.5.3 Componenti da catalogo .....	59
2.5.4 Assieme.....	74
<b>Capitolo 3</b> .....	<b>77</b>
3.1 Layout d'impianto .....	77
3.1.1 Layout n°1.....	78
3.1.2 Layout n°2.....	86
3.2 Componenti da catalogo .....	88
<b>Capitolo 4</b> .....	<b>101</b>
4.1 Introduzione .....	101
4.2 Panoramica sui metodi .....	103
4.3 Impostazioni di simulazione .....	106
4.4 Risultati.....	110
<b>Conclusioni e sviluppi futuri</b> .....	<b>117</b>
<b>Bibliografia</b> .....	<b>119</b>



## Introduzione

Il presente lavoro si colloca nell'iniziativa dell'Università degli Studi di Padova di dotarsi di un impianto di prova per sedimenti per condurre indagini sperimentali sugli effetti dell'erosione.

Il lavoro è stato svolto con il supporto e la guida dello studio 45-eng e rappresenta un primo tassello per la realizzazione dell'impianto.

Dato il ventaglio di possibilità che un lavoro simile offre, ci si è concentrati su alcuni aspetti, ossia sulla progettazione meccanica del sistema di iniezione per sedimenti, su una proposta di layout in cui il sistema va ad inserirsi e su simulazioni fluidodinamiche preliminari volte a verificare l'integrazione del sistema nell'impianto.

Il primo capitolo offre una breve introduzione al fenomeno dell'erosione. Non pretende di essere un'analisi dettagliata del fenomeno fisico, ma mira a fornire un riassunto delle diverse tipologie di impianti utilizzati dalla ricerca in questo ambito.

Nel secondo capitolo si entra nel vivo della progettazione riportando i procedimenti di dimensionamento, le successive verifiche del sistema e le possibili scelte da catalogo.

Nel terzo capitolo sono descritti due proposte di layout. Una realizzata dal sottoscritto e una dallo studio 45-eng. Si analizza il funzionamento dell'impianto e le scelte da catalogo per la componentistica necessaria.

Infine, nel quarto capitolo si riporta l'impostazione delle simulazioni e l'analisi dei risultati ottenuti per quanto riguarda l'immissione dei sedimenti nelle condotte e l'effettivo funzionamento del sistema proposto.



## Capitolo 1

### 1.1 Background

Nell'ambito della produzione energetica mondiale, il settore idroelettrico svolge un ruolo determinante. In un mondo che punta a ridurre le emissioni di CO<sub>2</sub>, l'energia idroelettrica rappresenta una valida alternativa ai combustibili fossili come fonte di energia continua e affidabile.

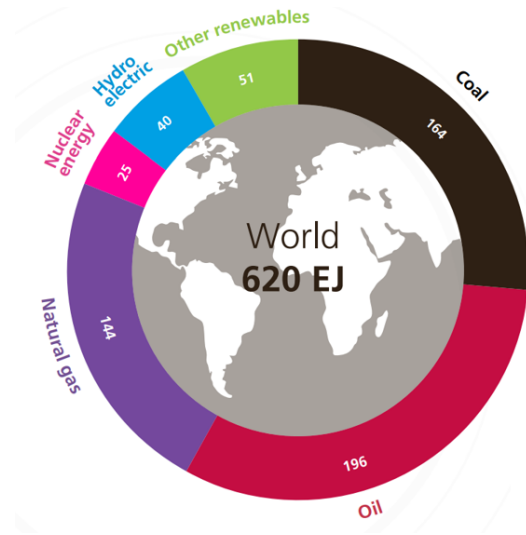


Figura 1.1: Consumo globale di energia nel 2023. Fonte: The Energy Institute Statistical Review of World Energy.

Nel caso dell'Europa, in cui la maggior parte dei siti disponibili è già stato sfruttato, i margini di sviluppo sono indirizzati verso l'aumento dell'efficienza degli impianti esistenti più che verso la costruzione di nuovi [1].

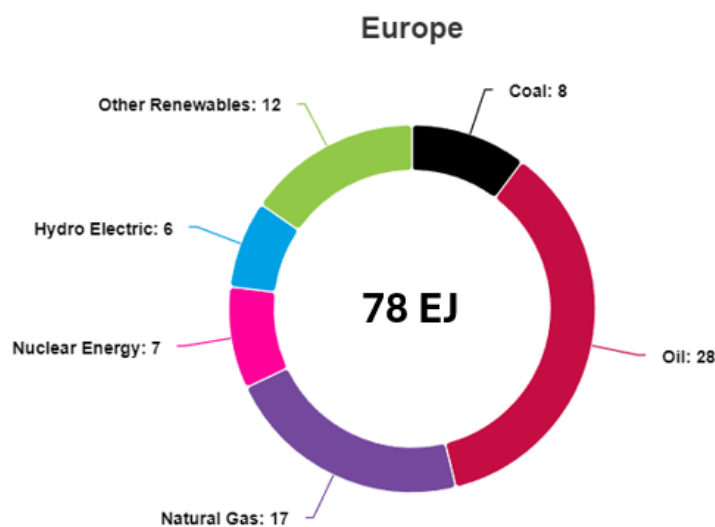


Figura 1.2: Consumo di energia in Europa nel 2023. Fonte: The Energy Institute Statistical Review of World Energy

Una delle sfide del settore idroelettrico è la gestione del fenomeno della siccità che va ad alterare le condizioni in cui operano le macchine e inficiarne le prestazioni. La riduzione dei flussi d'acqua, infatti, comporta un aumento della concentrazione di sedimenti nei fiumi e nei bacini e una conseguente intensificazione dei fenomeni erosivi [2].

L'erosione da sospensione (Slurry erosion) è un problema di cui ci si è interessati a partire dalla Seconda guerra mondiale nell'industria del petrolio e degli armamenti. In quel periodo molti componenti risultavano danneggiati dall'interazione con fluidi contenenti particelle in sospensione con conseguenti ricadute economiche che hanno acceso un riflettore sul problema [3].

Il fenomeno dell'erosione è legato a particelle erosive presenti in un fluido in moto e dotate di elevata energia cinetica. Quando una superficie solida è messa in contatto con tali particelle per un certo periodo di tempo si modifica, deformandosi o perdendo materiale. Se la superficie è parte di una turbina, questo risulta in un allontanamento dalle condizioni di progetto (perdita di efficienza) e frequenti interventi di manutenzione [4].

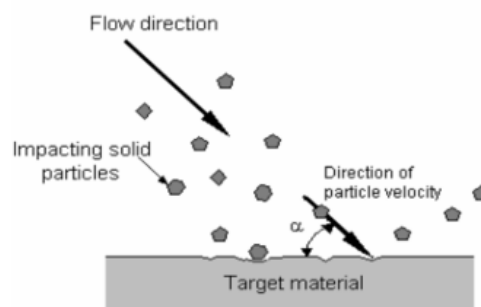


Figura 1.3: Schema del fenomeno erosivo [5]

L'intensità dell'erosione dipende da vari fattori tra cui:

- i. Proprietà dei sedimenti coinvolti (dimensione delle particelle, forma, durezza, materiale)
- ii. Proprietà del substrato (durezza, compatibilità chimica, materiale, forma della superficie)
- iii. Condizioni ambientali (velocità, angolo di impatto, concentrazione, fluido vettore, temperatura)

Per studiare il fenomeno si può fare riferimento ad un approccio numerico (mediante CFD) o di tipo sperimentale [6]. Per quanto riguarda la prima modalità, viene spesso utilizzata per predire l'erosione sulla base di modelli matematici disponibili. Tale approccio consente di studiare differenti combinazioni di materiali e condizioni al contorno senza ricorrere a costosi apparati sperimentali. Per natura del CFD, tuttavia, i risultati ottenuti devono essere opportunamente validati e questo può essere



fatto sulla base di dati presenti in letteratura o risultati sperimentali precedenti. Per ottenere questi ultimi la ricerca può essere effettuata secondo due approcci:

1. Il primo, fa riferimento alle reali condizioni operative degli impianti
2. Il secondo, mira a replicare in laboratorio le condizioni desiderate in scala ridotta

Entrambi possono essere perseguiti, tuttavia, i fenomeni erosivi richiedono tempo per manifestarsi chiaramente, soprattutto in condizioni operative standard. Per tale motivo la prima soluzione risulta tipicamente più impegnativa dal punto di vista dei tempi e dei costi. Ci si orienta dunque verso il secondo approccio che consente maggior controllo sui parametri operativi (velocità, angolo di impatto, concentrazione dell'erosivo).

Le norme di riferimento sono la ASTM G73 e G76 che forniscono indicazioni di massima sulle metodologie di test e alcuni esempi di setup operativi. Per tale motivo, ogni gruppo di ricerca tende a progettare e realizzare il proprio impianto di prova in base ai parametri che si vogliono controllare e ai risultati che si punta ad ottenere. Il numero di impianti risulta dunque consistente e differenti autori hanno cercato di proporre una classificazione sulla base delle caratteristiche principali. Tali classificazioni tendono ad essere abbastanza simili come linee generali variando poi in base all'interpretazione degli autori.

In questa trattazione si farà riferimento alla classificazione proposta da M. H. Buszko, A. K. Krella [5], i quali suddividono innanzitutto tra apparati di tipo a getto e rotanti. In questa prima parte si fornirà una descrizione approssimativa dei secondi, ritenuti meno affini agli obiettivi che si intende raggiungere, mentre si approfondiranno successivamente gli impianti a getto.

## 1.2 Apparati di prova tipo rotante

Questa tipologia di impianti, non coperta dalle norme, si suddivide ulteriormente in tre sottocategorie ed il movimento relativo tra erodente e provino è garantito dalla rotazione di questi ultimi e della soluzione (acqua e sedimenti). Le sottocategorie sono *Slurry Pot*, *Coriolis Erosion Device* e *Whirling Arm Device*.

### ➤ Slurry Pot

Questa prima tipologia è semplice come realizzazione e consiste in un recipiente riempito di una soluzione acquosa con concentrazione scelta, in cui sono inseriti i provini. Questi ultimi, nell'esempio proposto, sono montati su un supporto e messi in rotazione. La soluzione stessa è messa in rotazione, per evitare il deposito del materiale sabbioso, attraverso un miscelatore. Tra i

vantaggi c'è sicuramente la semplicità costruttiva ed il costo contenuto. Tuttavia, un apparato simile, non garantisce un buon controllo sui parametri operativi.

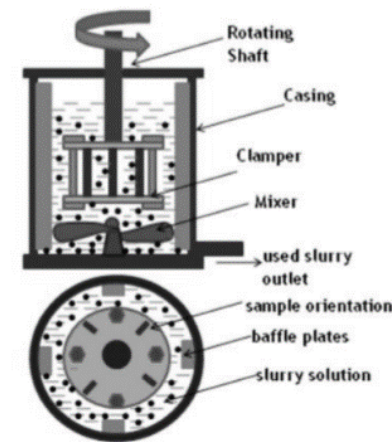


Figura 1.4: Tester utilizzato da L. Thakur e N. Arora, Indian Institute of Technology Roorkee

### ➤ Coriolis Erosion Device

Questa tipologia, come suggerisce il nome, punta a sfruttare le forze centrifughe e di Coriolis per erodere i provini. Questi sono montati alle estremità del dispositivo, quando quest'ultimo è messo in rotazione la soluzione acquosa, immessa nella parte centrale, è accelerata verso le estremità e premuta contro i provini dalle forze di Coriolis amplificando l'interazione col materiale da testare.

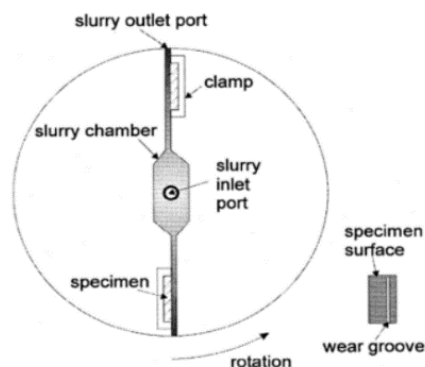


Figura 1.5: Coriolis test device proposto da J.J. Tuzson, Gas Research Institute, Chicago

## ➤ Whirling Arm Device

Questa tipologia, in sintesi, fa riferimento a due elementi. Il primo è un supporto, su cui sono montati i provini, messo in rotazione attraverso un motore, il secondo è un serbatoio posto al di sopra del supporto e mantenuto fisso da cui viene fatto cadere una miscela erosiva. L'impianto consente un buon controllo su velocità e angolo d'impatto.

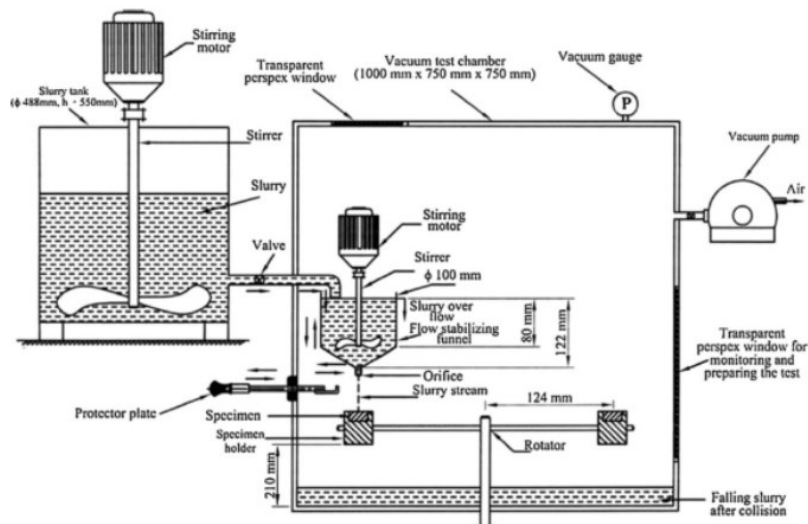


Figura 1.6: Whirling arm device sviluppato da F.Y. Lin e H.S. Shao, Beijing Graduate School, China University of Mining Technology, BeijingChina

## 1.3 Apparati di prova tipo a getto

Gli impianti di tipo a getto risultano molto diffusi grazie al controllo sui parametri di prova quali angolo d'impatto, velocità e concentrazione.



Figura 1.7: mappa geografica aggiornata al 2019 [3] che rappresenta il numero di set up sperimentali di tipo jet per paese.

Una prima suddivisione può essere fatta a seconda che il provino sia mantenuto fisso durante la prova o sia messo in movimento montandolo su un disco rotante. Tra le due tipologie si è scelto di approfondire la prima in quanto maggiormente trattata in letteratura. Della seconda si riporta di seguito un'immagine tratta dalla norma ASTM G73. Vale la pena segnalare che molte delle considerazioni fatte per provini fissi valgono anche per la controparte rotante.

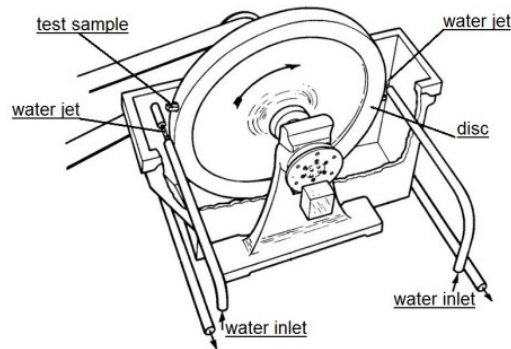


Figura 1.8: Apparato di prova di tipo getto con provino in movimento (ASTM G73)

Come già accennato, questa tipologia di apparati è la più diffusa e utilizzata, risulta quindi utile una ulteriore classificazione per definire al meglio le caratteristiche di ciascun impianto.

Poiché l'agente erosivo e il modo in cui viene miscelato con l'acqua sono fondamentali per le prove, la suddivisione si basa su come l'apparato gestisce questi elementi.

Si ritrovano dunque soluzioni premixing o postmixing a seconda che i sedimenti siano premiscelati con l'acqua oppure no, e soluzioni ricircolanti (RC) o non-ricircolanti (NRC) se la miscela è fatta circolare nell'impianto durante le prove.

Ognuna di queste soluzioni presenta vantaggi e svantaggi, la postmiscelazione richiede, ad esempio, di costruire un sistema di iniezione per l'erodente, mentre la premiscelazione comporta tipicamente una maggiore erosione della pompa.

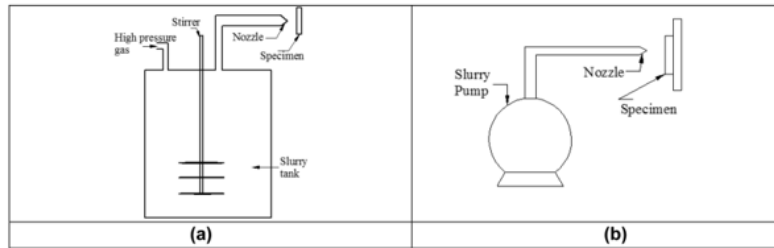
Soluzioni ricircolanti presentano il fenomeno dell'invecchiamento delle particelle erosive oltre che rendere più difficile il controllo delle concentrazioni a causa dell'evaporazione del fluido vettore. Tuttavia, hanno il vantaggio di essere più economiche rispetto alla controparte non-ricircolante. Queste ultime presentano pompe meno soggette ad erosione ma sono tipicamente caratterizzate da un legame tra le variabili velocità e concentrazione.

Nonostante il gran numero di impianti realizzati, la maggior parte dei gruppi di ricerca si basa su apparati già sviluppati e validati da altri ricercatori, andando a modificare alcuni aspetti in base alle esigenze. In

accordo con S. Karthik e H.J. Amarendra [3] è possibile raggruppare i setup sperimentali in quattro categorie che prendono i nomi dai ricercatori che hanno contribuito a idearli.

Pre mixing

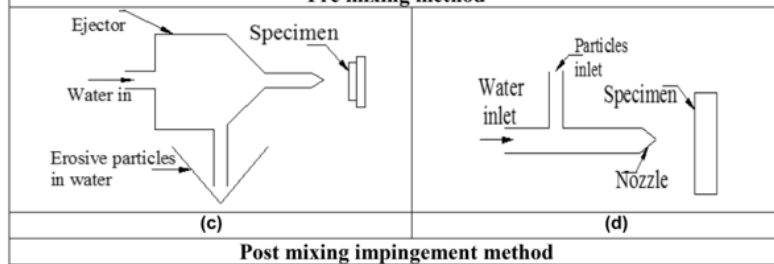
- a) Levy (NRC)
- b) Turenne (RC)



**Pre mixing method**

Post mixing

- c) Hutchings (RC)
- d) Thapa (NRC)



**Post mixing impingement method**

Figura 1.9: Metodi di prova a getto per l'erosione

A seguire è riportato anche un grafico a torta che rappresenta la diffusione di ciascun metodo tra i gruppi di ricerca. Si noti che l'approccio di Turenne è di gran lunga il più comune.

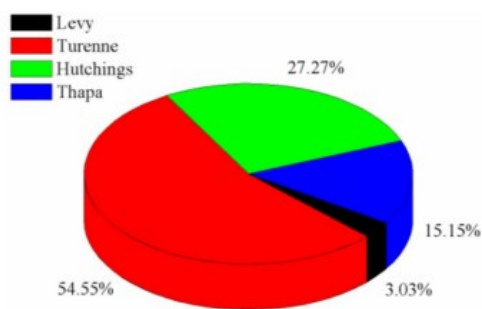
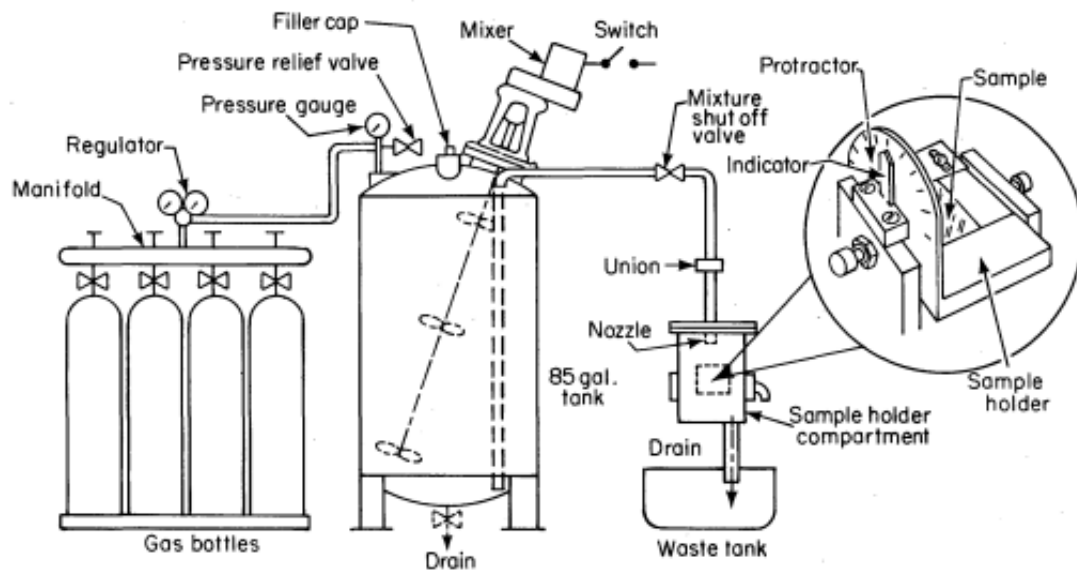


Figura 1.10: Metodi adottati dai ricercatori nel mondo [3]

Nelle prossime pagine si riportano alcuni esempi di soluzioni impiantistiche suddivise per categoria e accompagnate da una breve descrizione riportante autori, ambiente di ricerca e modalità di funzionamento. Ad alcuni è stato dato maggiore spazio in virtù delle informazioni trovate e delle differenti soluzioni tecniche proposte.

## a) Levy

- A. Levy, *Lawrence Berkeley National Laboratory, USA*, [7], [8], [9]



XBL 816-932

Figura 1.11: Schema setup sperimentale di tipo Levy

Il setup sperimentale proposto da Levy si classifica come sistema NRC a premiscelazione.

Si parte da un serbatoio in cui sono inseriti il liquido e l'agente erosivo in concentrazione nota. Il serbatoio ha capacità 85 galloni ( $\approx 320$  litri) e include un miscelatore per ottenere una soluzione omogenea.

La particolarità di questo set up è l'assenza della pompa, sostituita da una serie di bombole di gas collegate al serbatoio stesso. Agendo su una valvola è possibile variare la pressione all'interno, garantendo l'uscita di una certa portata di miscela che viene convogliata ad un ugello nella zona di test. Dopo aver interagito con il provino, la miscela è raccolta in una vasca.

Nonostante tale tipologia di setup vada a costituire una intera categoria per impianti di questo tipo, risulta utilizzata solo dallo stesso Levy o da ricercatori interni all'università di Berkeley. La scarsa diffusione può essere dovuta alla complessità del sistema (specie se comparato a setup più semplici come quello di Turenne) [3].



Figura 1.12: Fotografia setup di tipo Levy. Si notino le bombole e il miscelatore

## b) Turenne

- S. Turenne, *Polytechnique Montréal, Canada*, [10] [11]

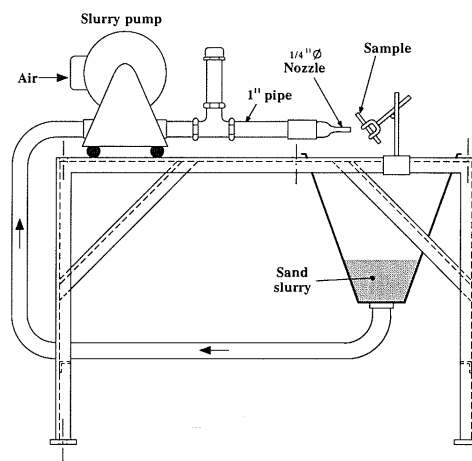


Figura 1.13: Schema setup di tipo Turenne

La soluzione proposta da Turenne risulta la più diffusa nella ricerca relativa ai fenomeni erosivi e ricade nelle categorie RC, premixing.

L'idea alla base è piuttosto semplice: la miscela acqua-sedimenti è creata in un serbatoio aperto, tale serbatoio è messo in comunicazione con una pompa per liquidi pesanti che indirizza la portata verso un ugello. Il getto colpisce il provino con un angolo che può essere modificato e ricade nello stesso serbatoio iniziale in modo da poter essere riutilizzato durante la prova.

Il fenomeno dell'invecchiamento dell'erodente costringe a limitare la durata delle prove, in modo da non alterare i risultati. Le velocità medie raggiungibili con questo setup sono riportate intorno a 15-18.5 m/s.

- S. Dallaire, *Canada* [12]

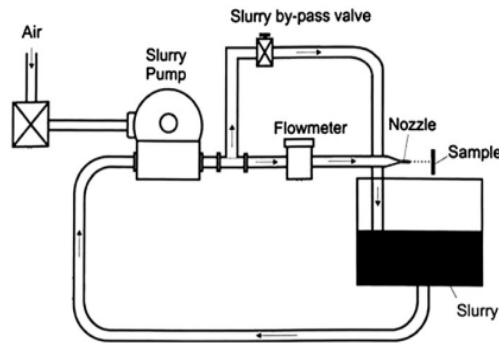
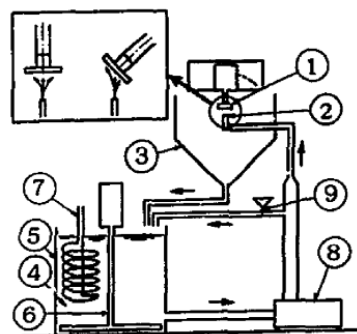


Figura 1.14: Setup di tipo Turenne utilizzato da Dallaire

Il setup proposto da S. Dallaire è del tutto analogo a quello proposto da Turenne. Si riporta lo schema che, a differenza del precedente, rappresenta la valvola di by-pass.

Qualche informazione in più sulla pompa, che è un modello pneumatico a doppia membrana, indicato per gestire fluidi abrasivi. Le velocità riportate durante le prove sono leggermente inferiori rispetto a Turenne (circa 10 m/s) mentre il volume ricircolante nell'impianto è di circa 12 L.

- Y. Iwai, *Fukui University, Fukui, Japan* [14]



- |                     |            |
|---------------------|------------|
| 1. Test piece       | 6. Stirrer |
| 2. Nozzle (dia.3mm) | 7. Cooler  |
| 3. Water bath       | 8. Pump    |
| 4. Test liquid      | 9. Valve   |
| 5. Tank             |            |

Figura 1.15: Setup utilizzato da Iwai e altri autori giapponesi.



Il setup proposto da Iwai (analogo ad altri autori giapponesi riportati nelle fonti [14], [15]) è ricircolante e a premixing.

Nel serbatoio viene miscelata la soluzione acqua-sedimenti con l'aiuto di un miscelatore. In letteratura se ne riporta l'utilizzo per aumentare i livelli di concentrazione dei sedimenti, ma i valori riportati da Iwai risultano inferiori a quelli di Turenne o Dallaire (0.5-4wt% contro ~15wt%) e la funzione va dunque associata ad una maggiore omogeneità della soluzione.

Da notare anche il sistema di raffreddamento nella vasca per contenere le temperature di esercizio. La miscela è aspirata dalla pompa e inviata alla zona di prova. Dopo aver interagito col provino viene raccolta e inviata al serbatoio iniziale. Le velocità all'ugello sono modificabili agendo sulla valvola di controllo fino ad un massimo di 25 m/s.

- B.S. Mann, *Surface Coating and Treatment Laboratory, BHEL (R&D), Vikasnagar, Hyderabad, India* [16]

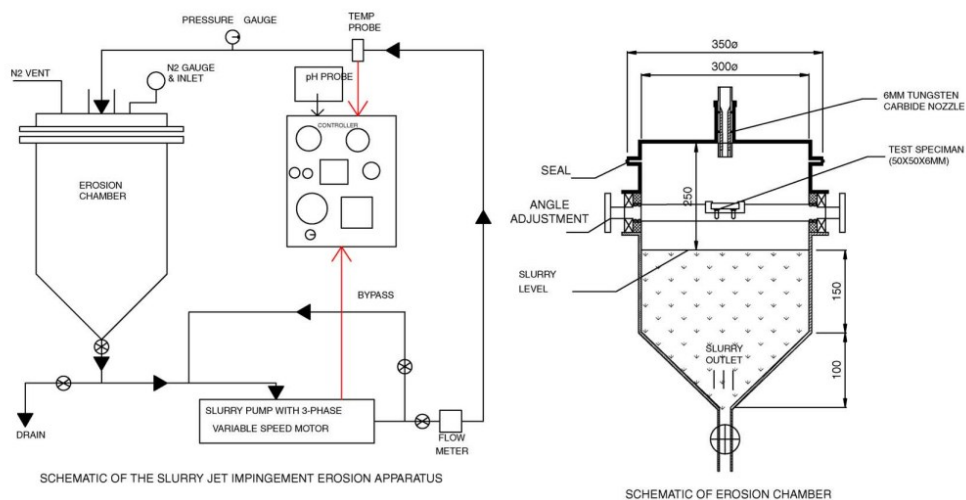


Figura 1.16: Setup di Mann con il particolare della camera di erosione

Il setup proposto da Mann e collaboratori è costituito da una camera di erosione che riassume la funzione di serbatoio e di zona di prova, una pompa ed una valvola di bypass. La camera (visibile nell'immagine a destra) è chiusa e mantenuta a pressione ambiente.

L'angolo di impatto è regolabile dall'esterno senza la necessità di aprire la camera. La velocità all'ugello è valutata come portata elaborata dalla pompa diviso sezione dell'ugello stesso ed è modificata tramite un inverter collegato alla pompa. Velocità massime di prova riportate in letteratura sono di 29 m/s.

- A.J. Gant, *NPL, Division of Engineering and Process Control, Teddington, UK* [13]

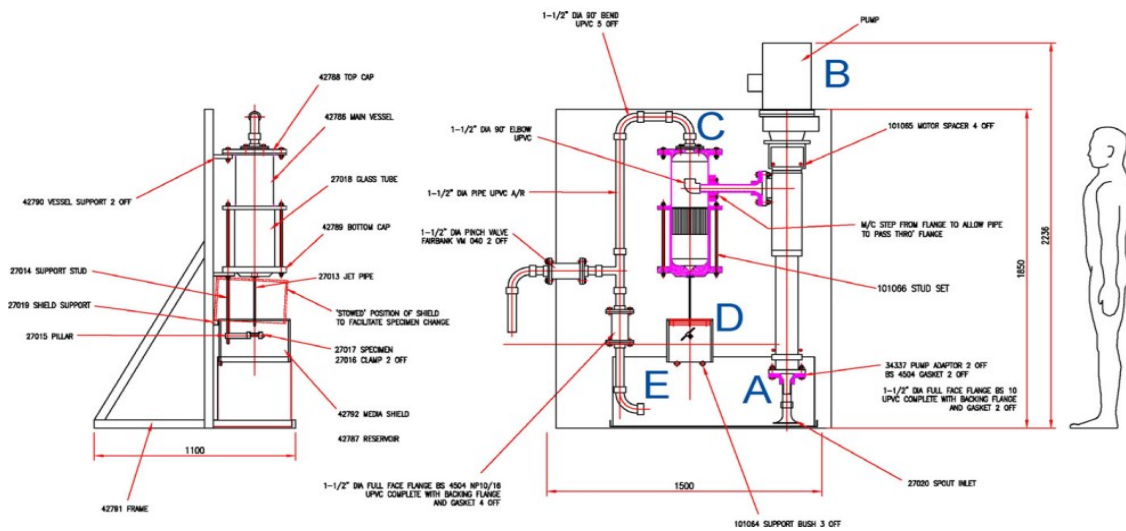


Figura 1.17: Schema del setup costruito da Gant

Il dispositivo progettato da Gant e collaboratori consiste dei seguenti elementi: una vasca in cui è raccolta la miscela erosiva, questa viene aspirata nel punto A da una pompa B che invia la portata ad una camera di controllo C. La camera è collegata ad una valvola di bypass E e ad un ugello che porta alla zona di prova D. La condotta che parte da C in direzione E ha una diramazione, che consente di deviare una parte della portata al di fuori della vasca di ricircolo.

I parametri di prova possono essere modificati variando la velocità di rotazione della pompa o agendo sulle valvole collegate alla camera di controllo C prima dell'ugello. Le velocità riportate in letteratura sono intorno ai 20 m/s.

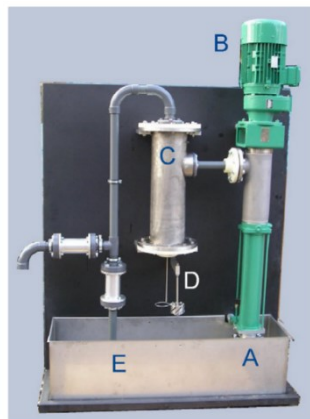


Figura 1.18: Fotografia del dispositivo

### c) Hutchings

- I.M. Hutchings, *University of Cambridge, Department of Materials Science and Metallurgy, Pembroke Street, Cambridge, UK* [19] [20]

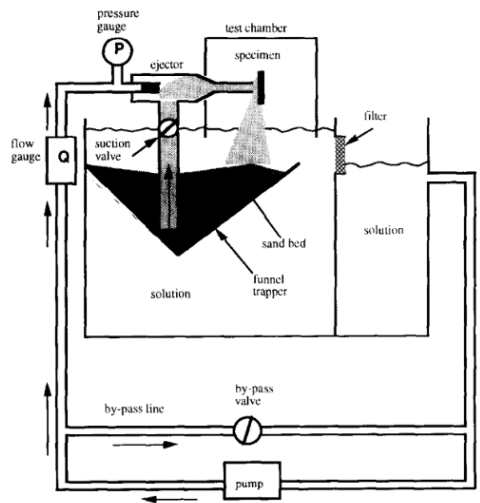


Figura 1.19: Schema del setup di tipo Hutchings

L'impianto suggerito da Hutchings e collaboratori è di tipo RC, postmixing secondo S. Karthik e H.J. Amarendra, tuttavia, alcuni autori tendono a classificarlo come semiricircolante [26].

La parte più interessante dell'impianto è il sistema di iniezione dei sedimenti descritto di seguito: La condotta di mandata sfocia in una camera collegata ad una vasca immersa, in cui è contenuto il materiale sabbioso, e ad una sezione convergente che porta all'ugello. Le elevate velocità del fluido all'ingresso della camera risultano in un brusco calo di pressione che tende ad aspirare l'erodente attraverso la condotta di collegamento.

Nella camera dell'eiettore avviene la miscelazione delle particelle erosive con l'acqua. L'aggiunta del materiale sabbioso tende a rallentare il getto, il tratto convergente e l'ugello hanno dunque la funzione di accelerare la miscela ottenuta fino all'area di prova. La soluzione viene poi raccolta nel contenitore conico al di sotto dell'iniettore per separare sabbia e fluido. L'acqua viene ulteriormente filtrata prima di essere rimessa in circolo tramite la pompa.

A differenza degli impianti a postmiscelazione di tipo Thapa, descritti nella sezione successiva, Questi non limitano la prova all'esaurimento del serbatoio di erodente, in quanto il materiale è rimesso a disposizione dell'iniettore attraverso la vasca. Questa caratteristica permette di aumentare la durata delle prove limitando le dimensioni del serbatoio dell'erodente. A differenza di un sistema RC di tipo Turenne, il ricircolo del materiale è parziale, da qui l'ambiguità nella classificazione del sistema come ricircolante o semiricircolante.

## d) Thapa

- B. Thapa, *NTNU/SINTEF, Trondheim, Norvegia* [4] [20]

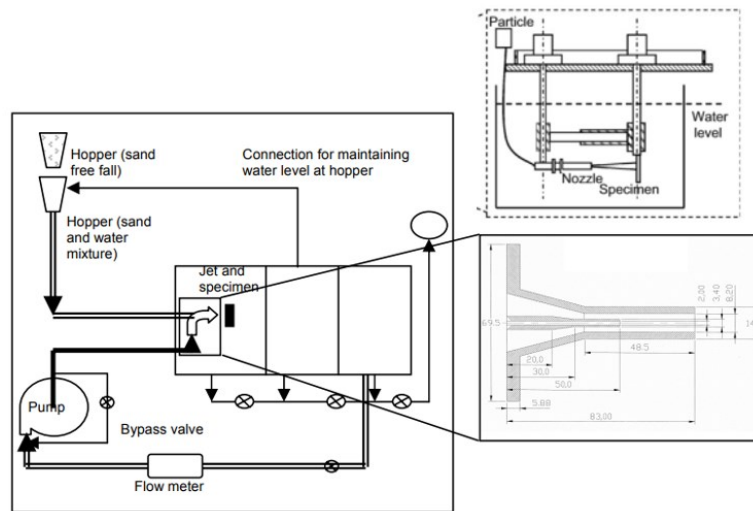


Figura 1.20: Schema del setup con particolari relativi all'area di prova e all'ugello

Il setup riportato a fianco si trova in Norvegia ed è stato descritto approfonditamente da Thapa [4]. L'elemento centrale dell'impianto è costituito da un serbatoio suddiviso in tre parti. Una pompa alternativa a tre cilindri aspira acqua priva di impurità dalla sezione a destra inviandola all'ugello, immerso insieme al supporto per provini nella prima vasca.

A causa delle turbolenze il materiale sabbioso tenderà a non depositarsi in prossimità dell'ugello e passerà nella parte centrale del serbatoio, qui un sistema di paratie tende a rallentare il flusso e favorire la deposizione dell'erodente.

Dalla vasca centrale viene prelevata una portata d'acqua che alimenta il sistema di iniezione dei sedimenti. Quest'ultimo è composto da una prima tramoggia, dotata di un foro per permettere la caduta controllata del materiale, e da un secondo contenitore sottostante, al quale si collega la portata prelevata dalla vasca. La miscela sabbiosa viene quindi inserita immediatamente prima della sezione convergente dell'ugello.

Tale sistema presenta un buon controllo dei parametri di prova e soprattutto elevate velocità (oltre 80 m/s), con conseguenti tempi ciclo ridotti.

Il principale inconveniente, messo in luce dallo stesso Thapa, è il filtraggio dell'acqua prima di arrivare alla pompa. Nonostante la suddivisione in scomparti, infatti, una parte del materiale sabbioso arriva alla terza vasca e viene aspirata dalla pompa. Questo risulta in perdite nella pompa stessa e difficoltà nel definire con precisione la concentrazione di erodente durante la prova, in quanto avviene un ricircolo.

- B. Thapa, *Department of Mechanical Engineering, Kathmandu University, Nepal* [21]

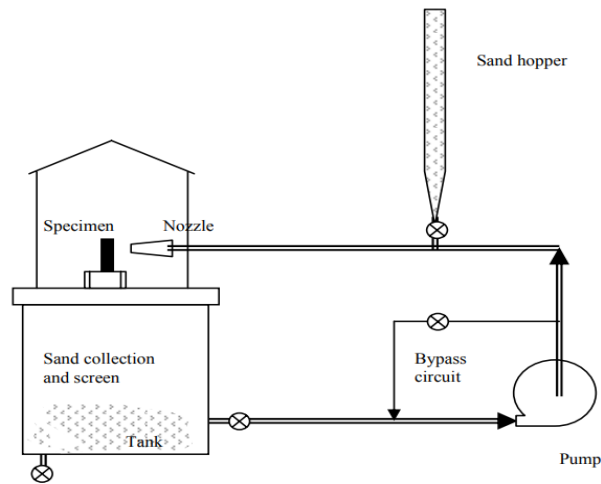


Figura 1.21: Schema del setup a Kathmandu

L'impianto descritto sempre da Thapa si presenta come una versione semplificata del precedente. I componenti sono quelli base di un impianto di questa tipologia (pompa, serbatoio, valvola di bypass, ugello e supporto per provini).

Qualche parola in più sul sistema di iniezione dei sedimenti, anch'esso estremamente semplice rispetto ad altre soluzioni proposte, che si configura come un serbatoio riempito di materiale sabbioso messo in comunicazione con la condotta attraverso una valvola.

All'avviamento dell'impianto la valvola è tenuta chiusa, quando si è arrivati alla condizione di regime la valvola viene aperta e il materiale sabbioso si miscela progressivamente con il flusso. La prova termina allo svuotamento del serbatoio dei sedimenti.

- M.C. Lin, *Department of Materials Engineering, National ChungHsing University, Taichung, Taiwan* [19]

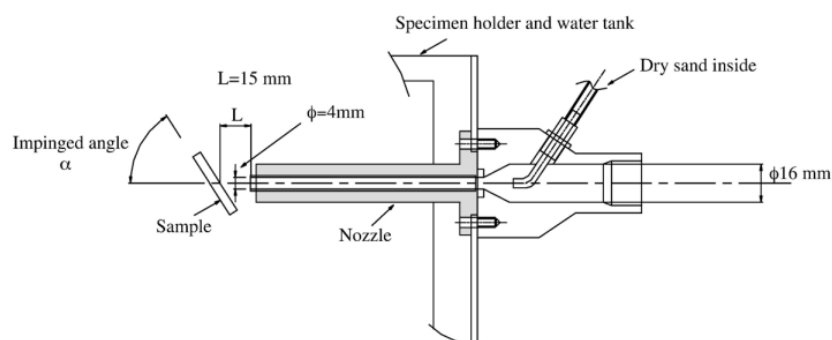
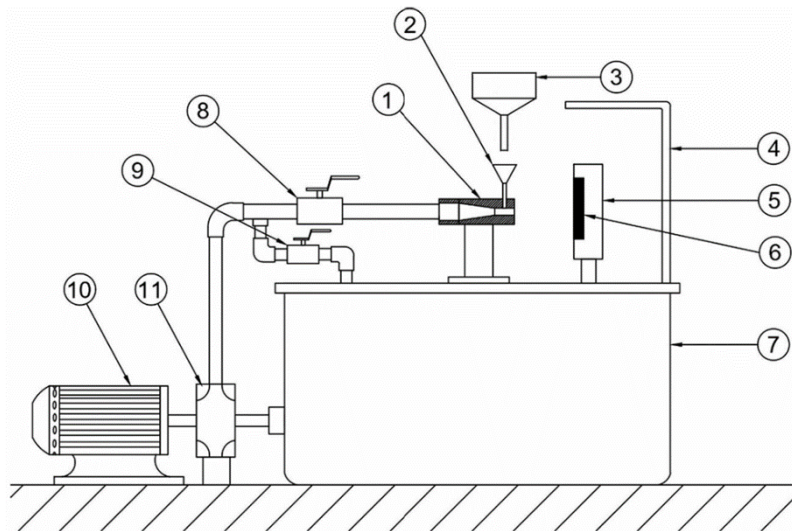


Figura 1.22: Dettaglio del sistema di iniezione proposto da Lin

Per quanto riguarda il sistema proposto da Lin e collaboratori si sono trovati dettagli solo per quanto concerne il sistema di iniezione dei sedimenti.

Questo è in parte simile alla soluzione adottata dall'NTNU (Norvegia), tuttavia in questo caso il materiale sabbioso non è premiscelato con acqua ma viene inserito direttamente nella sezione convergente prima dell'ugello e aspirato per differenza di pressione. La miscelazione avviene direttamente nel convergente e nell'ugello stesso.

- S. Karthik, *Department of Mechanical Engineering, Malnad College of Engineering, Hassan, Visvesvaraya Technological University, Belagavi, India* [23]



*Figura 1.23: 1. Dispositivo venturi modificato; 2. Tramoggia collegata al venturi; 3. Tramoggia per il caricamento dell'erodente; 4. Camera di prova; 5. Porta provino; 6. Provino; 7. Serbatoio; 8. Valvola di regolazione; 9. Valvola di bypass; 10. Motore; 11. Pompa*

L'impianto di prova rappresentato nell'immagine è stato riportato in quanto suggerisce un metodo alternativo per l'iniezione dei sedimenti. Questa è realizzata attraverso un venturimetro privo della sezione divergente, in quanto quest'ultima comporterebbe un aumento della capacità richieste alla pompa e un allargamento del getto all'uscita del dispositivo. Nella sezione di gola è praticato un foro per permettere l'inserimento del materiale sabbioso che avviene per differenza di pressione.

Il sistema di iniezione può essere visto come una versione semplificata di quello proposto da Hutchings, sebbene in questo caso il materiale non venga riutilizzato durante la prova.

- M.J. Sandstorm, *Department of Mechanical Engineering, University of Utah, USA* [24]

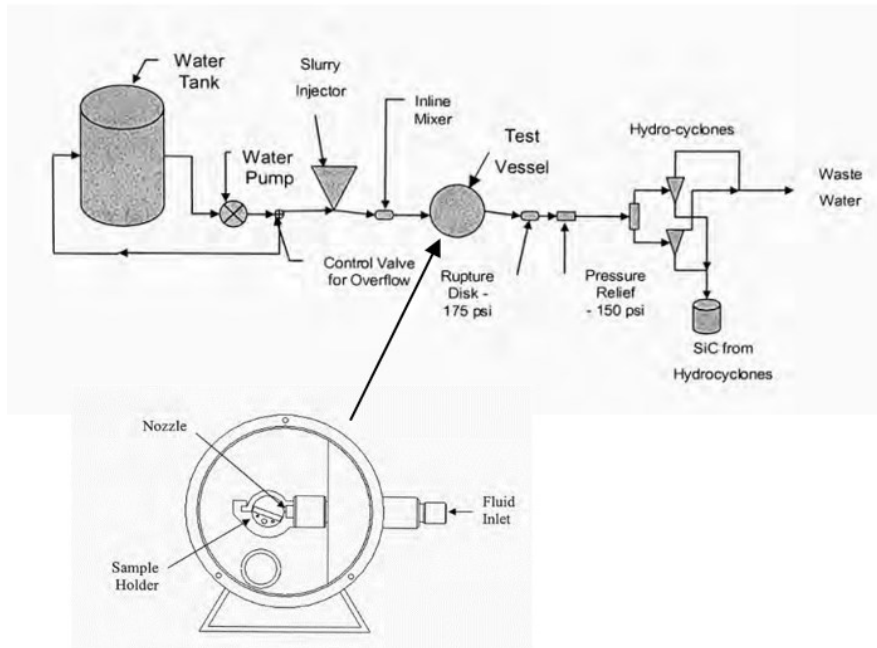


Figura 1.24: Schema del setup con il particolare della camera di prova

L'impianto è costituito da un serbatoio di acqua pulita da cui aspira una pompa alternativa a tre cilindri. A valle della pompa è posto uno smorzatore di pulsazioni per ridurre le fluttuazioni di pressione in condotta.

La portata elaborata dalla pompa e controllata tramite una valvola prosegue poi fino alla sezione di immissione dell'erosivo, effettuata tramite una pompa di iniezione di particelle (particle injection pump PIP).

Questa è costituita da due cilindri idraulici, il primo è un cilindro motore controllato da una power unit separata che lo fa oscillare, il secondo è collegato al primo attraverso un'asta rigida ed è utilizzato per pompare una miscela acqua-erosivo nella condotta principale. La corsa del cilindro motore è governata attraverso degli interruttori a contatto: quando il cilindro, muovendosi in una direzione tocca un interruttore questo invia un segnale alla valvola di controllo che va a modificare la direzione di moto del cilindro, garantendo un andamento oscillante.

A valle del sistema di iniezione è posto un miscelatore, che altro non è che un tratto di tubo alettato per aumentare la turbolenza del moto e favorire l'integrazione della portata proveniente dall'iniettore con il flusso principale.

La miscela ottenuta prosegue poi verso la camera di prova, dove il provino orientabile è posto di fronte all'ugello. La portata è poi inviata a due idrocycloni per separare il materiale sabbioso dall'acqua. Durante le prove la concentrazione dell'erodente nell'acqua è mantenuta sotto il 2%, in modo da ridurre l'interazione particella-particella che tende a ridurre gli effetti erosivi.

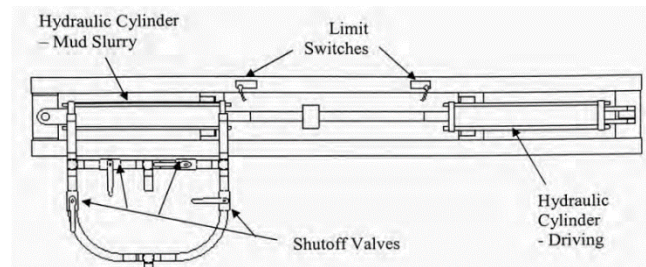


Figura 1.25: Dettaglio della Particle Injection Pump (PIP)

## Soluzioni ibride

Segue ora una breve raccolta di impianti di prova che non si riconoscono nella classificazione a cui si è fatto riferimento fino a questo punto (S. Karthik, H.J. Amarendra). Per tale motivo si è preferito definire una sezione a parte per descriverli.

- J. Zhao, *College of Mechanics and Materials, Hohai University, Nanjing, China* [25]

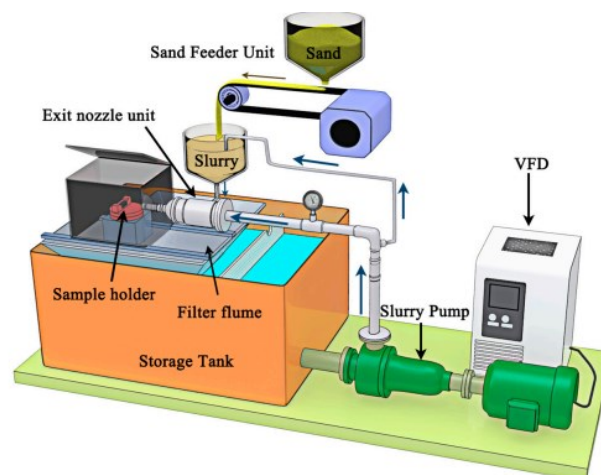


Figura 1.26: Setup proposto da Zhao

Il setup proposto da Zhao viene classificato da Karthik e Amarendra come tipo Turenne, tuttavia, la presenza di un sistema di iniezione e di un filtro a valle della zona di prova rendono difficile una sua interpretazione come sistema RC premixing. Per tale ragione si è preferito includerlo in questa sezione aggiuntiva.



L'elemento centrale dell'impianto è la vasca, a cui è collegata una pompa. Compito di quest'ultima è inviare il fluido ad una camera in cui è immessa una miscela sedimenti-acqua. La camera termina poi in un ugello che dà sulla zona di prova. La miscela è poi filtrata e rimessa in circolo.

Tale sistema garantisce un buon controllo dei parametri operativi: La velocità di rotazione della pompa è modificata attraverso un inverter, il che risulta in una variazione della portata circolante nell'impianto. La concentrazione di sedimenti è controllata attraverso la velocità di rotazione del motore collegato alla cinghia di trasporto del sistema di iniezione.

- H.S. Grewal, *School of Mechanical, Materials and Energy Engineering, Indian Institute of Technology Ropar, Nangal Road, Rupnagar, Punjab, India* [26]

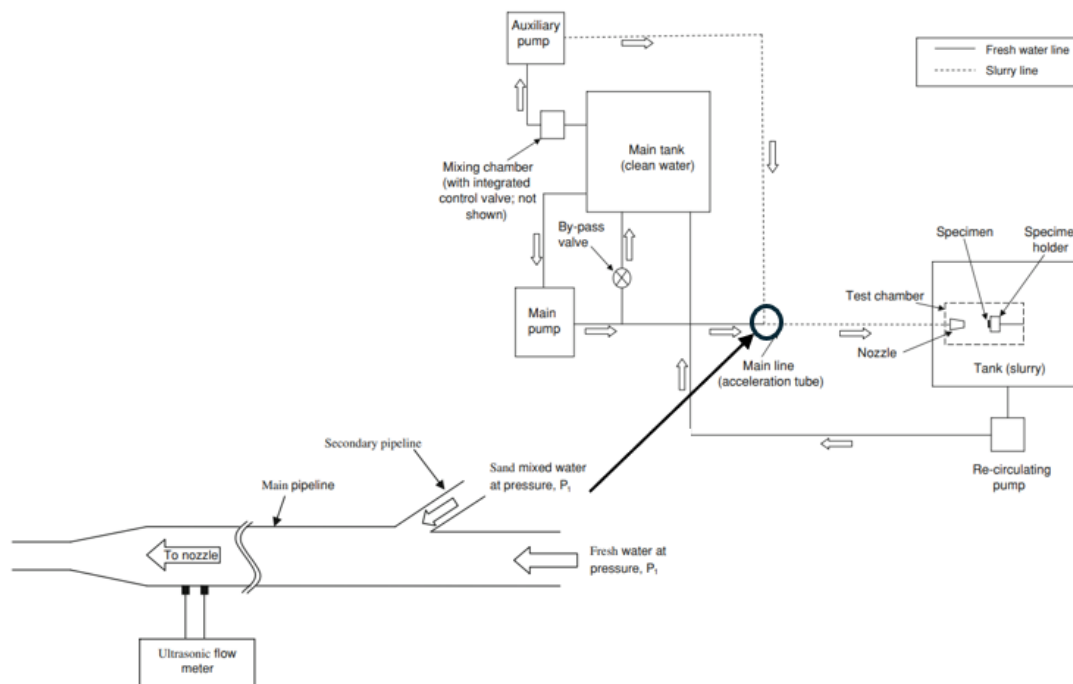


Figura 1.27: Schema del setup con particolare del sistema di iniezione. (NB: il particolare è specchiato)

Al pari del sistema descritto al punto precedente, anche l'impianto di prova proposto da Grewal e collaboratori viene incluso nella categoria Turenne secondo la classificazione a cui si è fatto riferimento.

Nonostante ciò, nell'articolo di descrizione dell'impianto, gli autori stessi lo classificano come sistema ibrido RC e NRC. Per tale ragione si preferisce fare riferimento a quanto dichiarato dagli autori e includerlo in questa sezione.

Segue la descrizione dell'impianto: la pompa principale aspira acqua pulita dal serbatoio. Allo stesso serbatoio è collegata una condotta che porta alla pompa ausiliaria. Tra la pompa e il serbatoio è posta una camera di miscelazione, dunque, il fluido che scorre lungo il circuito ausiliario è una miscela sabbia-acqua. Questa è poi iniettata nella condotta dove un lungo tubo di accelerazione consente di ottenere una soluzione omogenea prima dell'ugello.

L'utilizzo di una pompa ausiliaria consente di evitare tubi di venturi o sistemi che giocano con brusche cadute di pressione in condotta, in quanto, lungo la linea ausiliaria, si garantisce una pressione pari o superiore alla condotta principale grazie alla pompa stessa.

- A. Kapali, *Department of Mechanical engineering, Kathmandu University, Nepal* [24]

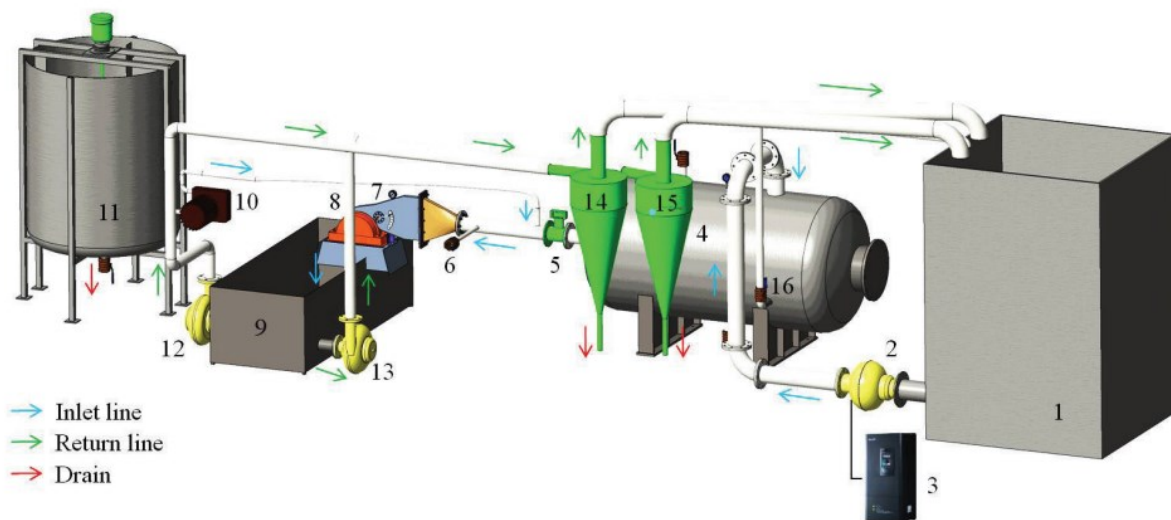


Figura 1.28: Setup proposto da Kapali. Per i componenti si faccia riferimento alla descrizione che segue

L'impianto proposto da Kapali et al. viene utilizzato per testare le turbine ad erosione e può essere classificato, secondo gli autori stessi, come ibrido tra premixing e postmixing.

In 1 si ha il serbatoio principale riempito di acqua pulita, a questo è collegata una pompa (2) controllata da un inverter (3). La pompa dà su un serbatoio in pressione (4) da cui parte una condotta che porta alla zona di prova (8). Prima di questa sono posti i controlli di concentrazione (6) e pressione (7). L'erodente è aggiunto attraverso una pompa peristaltica (10) che elabora una soluzione acqua-sabbia premiscelata (11).

Data la portata che deve essere elaborata dalla turbina durante la prova, la concentrazione di erodente è controllata variando la velocità di rotazione della pompa peristaltica. Quando la miscela elaborata dalla pompa è tale da garantire la concentrazione richiesta dalle condizioni

operative della turbina, viene aperta la valvola di collegamento tra la pompa e la condotta principale e inizia la fase di test.

Durante la prova la miscela è raccolta in una vasca (9) da cui due pompe secondarie (12, 13) la inviano agli idrocycloni (14, 15) per separare la fase solida da quella liquida. Quest'ultima è poi riciclata nel serbatoio 1.

- T.R. Bajracharya, *Department of Mechanical Engineering, Pulchowk Campus, Institute of Engineering, Tribhuvan University, Nepal* [28] [29]

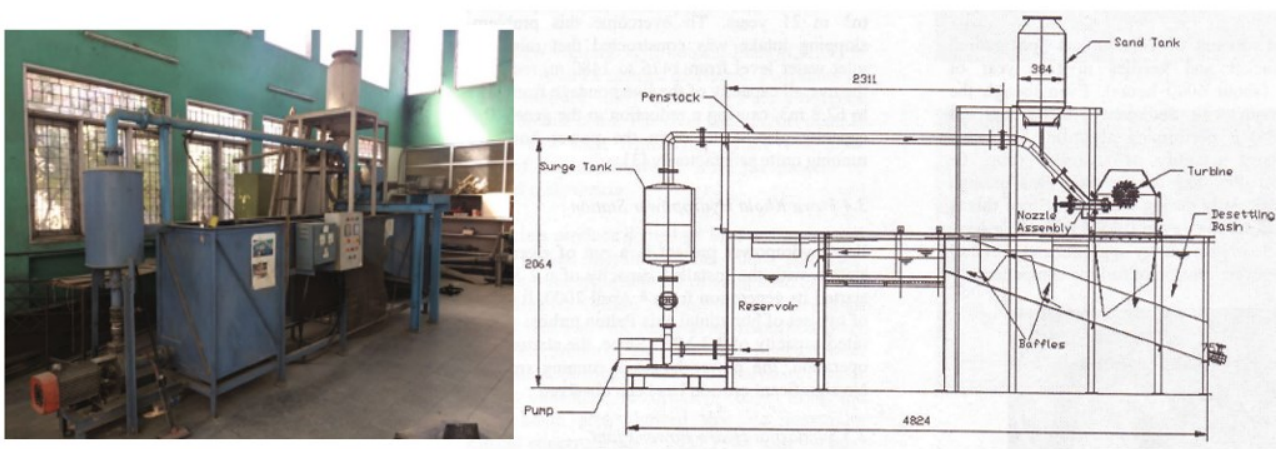


Figura 1.29: Fotografia e schema del setup sperimentale

L'impianto rappresentato in Fig. 1.29 è stato proposto da Bajracharya per studiare gli effetti dell'erosione sulle turbine Pelton delle centrali nepalesi ed è stato realizzato nella centrale di Chilime. Secondo l'autore stesso, infatti, la ricerca fino a quel momento si era concentrata su provini e non su reali sistemi idroelettrici. La soluzione proposta punta, dunque, a ricreare la configurazione turbina-alternatore di una centrale in laboratorio.

Il sistema è non ricircolante e postmixing ed è costituito da una vasca da cui aspira una pompa che invia la portata ad un serbatoio di compensazione. Da qui parte una condotta che si biforca per alimentare il sistema di iniezione. Una volta iniettati i sedimenti la condotta prosegue fino alla spina della turbina da testare.

Durante la prova la miscela viene raccolta in una vasca di dissabbiamento suddivisa in due parti: la prima, inclinata di 18° e posta al di sotto della turbina include una serie di *baffles*, la seconda funge da tramite con il serbatoio di alimentazione della pompa.

Ci si concentra ora sul sistema di iniezione dei sedimenti. Quest'ultimo è costituito da una vite cava rotante e della camera esterna fissa in cui è alloggiata. All'inizio della prova, il materiale sabbioso viene caricato in un serbatoio collegato ad una tramoggia, la quale è saldata alla camera esterna del sistema di iniezione. L'erodente presente nel serbatoio viene fatto entrare nel sistema attraverso un foro nella camera statorica ed è raccolto nei filetti della vite. Ad ogni rotazione, il materiale viene scaricato in un allargamento della cavità della camera esterna, noto come *mixing zone*.

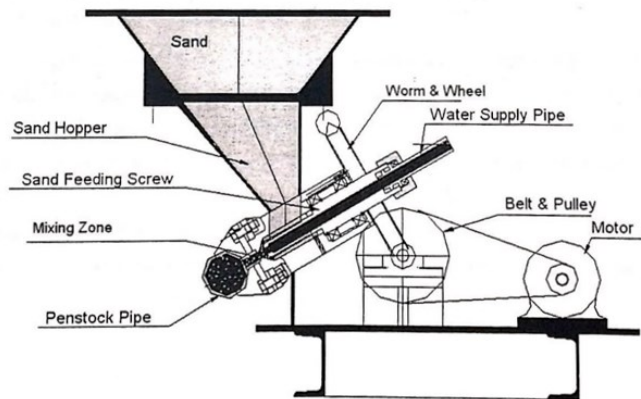


Figura 1.30: Sistema di iniezione

Posteriormente, la vite cava è collegata ad una diramazione della condotta principale ed è attraversata internamente da fluido in pressione. La sezione terminale della vite presenta un restringimento che accelera il flusso, generando un brusco calo di pressione all'uscita della vite stessa. Questa differenza di pressione richiama il materiale sabbioso rilasciato a ogni rotazione dai filetti, favorendone la miscelazione con l'acqua proveniente dalla condotta di alimentazione. La miscela ottenuta viene successivamente immessa nella condotta principale e indirizzata verso la zona di prova.

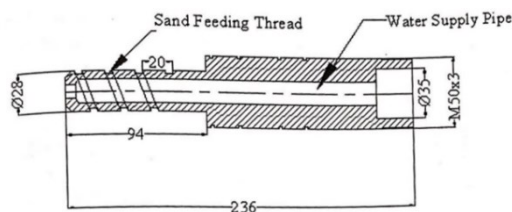


Figura 1.31: Particolare della vite del sistema di iniezione

Il sistema proposto da Bajracharya risulta relativamente semplice, offrendo, tuttavia, un controllo migliore di molti altri setup sui parametri di prova e rappresenta il modello a cui ci si è ispirati per la progettazione del sistema di iniezione.

## Capitolo 2

### 2.1 Descrizione e dati di progetto

Nella fase preliminare l'Università non ha fornito informazioni specifiche relative alla tipologia di impianto, chiedendo, tuttavia, di concentrare le attenzioni su un possibile sistema di iniezione.

Al termine della fase di ricerca bibliografica si è individuato un modello che rispettasse i seguenti desiderata:

- Semplicità → numero limitato di componenti a vantaggio anche del costo
- Robustezza → la componentistica è soggetta a fenomeni erosivi
- Controllo concentrazione sedimenti → maggiore flessibilità dell'impianto

Il modello scelto come riferimento è quello proposto da Bajracharya, già descritto nel Capitolo 1 e schematizzato di seguito:

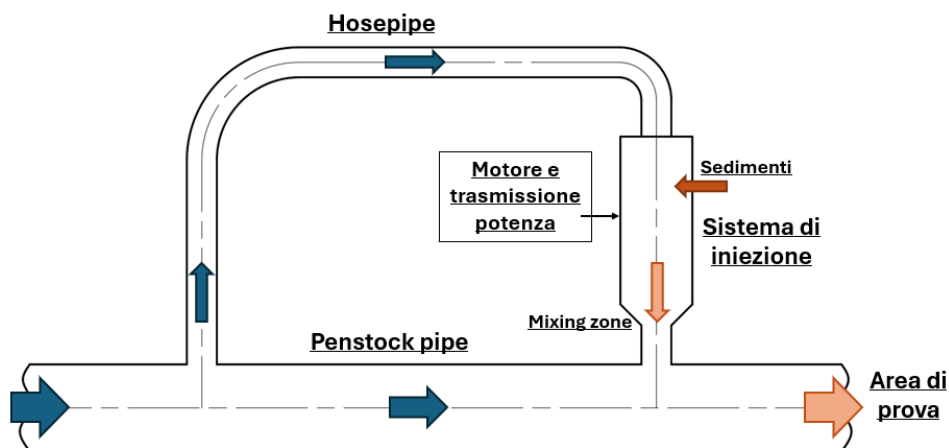


Figura 2.1: Schema sistema di iniezione

Il sistema può essere scomposto nei tre macroblocchi funzionali riportati di seguito:

1. una parte dedicata al trasporto del fluido
2. una porzione relativa alla miscelazione e trasferimento del materiale sabbioso
3. una parte dedicata alla trasmissione di potenza

Questa suddivisione aiuterà nella descrizione della procedura di dimensionamento del sistema.

Le uniche specifiche fornite dall'Università relative alle caratteristiche dell'impianto sono la portata, la prevalenza e la portata di sedimenti. I dati sono preliminari ma consentono di orientare le scelte in fase di progettazione.

- Portata volumetrica →  $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$

- Prevalenza  $\rightarrow H = 80 \text{ m}$
- Portata di sedimenti  $\rightarrow \dot{m}_s = 100 \text{ g/s}$

Nei paragrafi successivi si seguirà il processo logico fatto per dimensionare il sistema a partire dai dati di progetto.

## 2.2 Dimensionamento tubazioni

Prima di andare a dimensionare gli ingombri del sistema va fatta qualche considerazione relativa alle condotte. La vite di iniezione, infatti, è cava e questa cavità definisce un vincolo sulle dimensioni radiali minime dei componenti.

Data la portata elaborata dal sistema è possibile farsi un'idea dei diametri delle tubazioni dell'impianto. In generale, per condotte che trasportano liquido è consigliato mantenere le velocità in un range compreso tra 0.5 e 3 m/s. Le velocità minori si avranno all'aspirazione per contenere il pericolo cavitazione, mentre alla mandata si potranno avere velocità maggiori.

La dimensione della condotta si è stabilita nel seguente modo:

- Si è imposta una velocità fittizia  $v^* = 1 \text{ m/s}$
- Si è calcolato il diametro del tubo a partire dalla seguente formula:
- $Q = A \cdot v = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot v \rightarrow d = \sqrt{\frac{Q}{\frac{\pi}{4} v}}$ , con  $Q$  portata volumetrica
- A partire dal valore ottenuto si è scelto un valore normalizzato (DN)
- Si è ricalcolato il valore della velocità effettiva

Poiché il sistema di iniezione è previsto a valle della pompa, si è fatto riferimento al sottointervallo superiore per le velocità ( $\sim 1.5 - 3 \text{ m/s}$ ). Questo comporta che, a partire dal valore del diametro corrispondente ad una velocità unitaria, ci si sia orientati verso diametri nominali inferiori in modo da avere velocità superiori. I due diametri considerati sono i seguenti:

- DN150  $\rightarrow v = 1.57 \text{ m/s}$
- DN125  $\rightarrow v = 2.26 \text{ m/s}$

Tra le due si è scelta la seconda (DN125). Un diametro maggiore consentirebbe, infatti, di ridurre le velocità e dunque le perdite di carico. Poiché tuttavia la portata transitante nell'impianto va variata in base alle condizioni di prova, un diametro inferiore consente di ottenere velocità sufficienti per portate inferiori a quelle di progetto.

Un'altra considerazione da fare è relativa al fatto che, almeno per un tratto dell'impianto, il fluido trasporta il materiale erosivo. Un valore troppo basso della velocità nella tubazione potrebbe non essere

sufficiente per mantenere i solidi in sospensione portando alla sedimentazione nelle condotte. In base all'intensità del fenomeno questo comporterebbe una progressiva ostruzione dei tubi e frequenti fermi impianto.

Per evitare questo fenomeno la velocità deve essere superiore ad un valore limite detto velocità critica (*critical velocity*). In letteratura esistono numerose correlazioni empiriche che consentono di avere un valore di riferimento in fase preliminare.

In questa sede si è fatto riferimento alla formula di Durand et al.:

$$v_c = F_L \sqrt{2gD(s-1)}, \quad \text{formula di Durand}$$

- $v_c \rightarrow$  velocità critica  $[\frac{m}{s}]$
- $F_L \rightarrow$  coefficiente di Durand  $[-]$
- $g \rightarrow$  accelerazione di gravità  $(9.81 \frac{m}{s^2})$
- $D \rightarrow$  diametro della condotta  $[m]$
- $s = \frac{\rho_s}{\rho_f} \rightarrow$  rapporto tra le densità di solido e liquido  $[-]$

Per quanto riguarda il coefficiente FL è funzione della concentrazione in volume e della dimensione di particella

$$F_L = f(C_v, d_p)$$

In letteratura è possibile trovare numerosi grafici proposti anche da altri studiosi del settore. Quello riportato di seguito è stato pubblicato da Condolios & Chapus e corretto da A. Miedema [30].

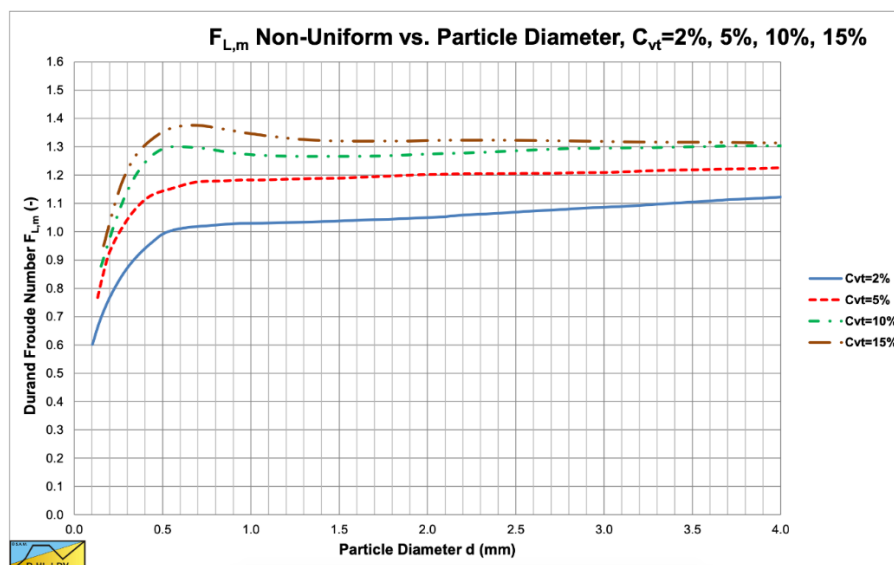


Figura 2.2: Grafico di FL per distribuzioni non uniformi di particelle.

Si ipotizzano i seguenti dati in prima approssimazione

- $\rho_s = 2650 \text{ kg/m}^3 \rightarrow$  *particle density per sabbia silicea*
- $\rho_f = 1000 \text{ kg/m}^3 \rightarrow$  *densità acqua*
- $D = DN \rightarrow$  *diametro nominale in metri*
- $d = 0.06 \div 2\text{mm} \rightarrow$  *diametro particelle da [28]*
- $C_v = \frac{V_s}{V_s+V_f} = 0.14\% \rightarrow$  *concentrazione volumetrica calcolata sfruttando le portate note*
- $F_L = 1 \div 1.05$

NB: Il valore di concentrazione volumetrica è inferiore al 2%, valore minimo riportato nel grafico di Fig. 2.2. Per avere comunque un'idea si fa riferimento a quella curva per determinare  $F_L$ .

La velocità critica risultante per i due diametri esaminati è la seguente:

- $v_{c\_DN150} = 2.20 \text{ m/s} > v = 1.57 \text{ m/s}$
- $v_{c\_DN125} = 2.01 \text{ m/s} < v = 2.26 \text{ m/s}$

Il DN150 non risulterebbe dunque verificato secondo la correlazione di Durand. Tuttavia, i valori riportati sono riferiti a concentrazioni volumetriche superiori e le stime risultano eccessivamente cautelative. Entrambi i diametri sono dunque validi ma si è scelto comunque il diametro DN125 quantomeno per la zona in prossimità del sistema di iniezione.

Confermato il diametro della condotta principale, si passa alla dimensione della biforcazione che attraversa la vite di iniezione.

Il sistema è stato studiato con l'ipotesi di condotte in parallelo.

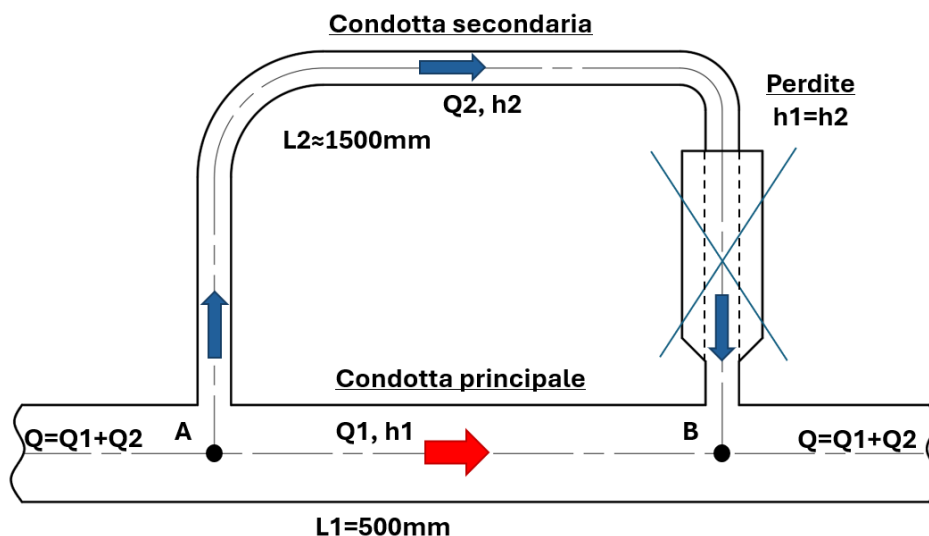


Figura 2.3: Schematizzazione del sistema secondo l'ipotesi di condotte in parallelo



Secondo questa configurazione le particelle del fluido che viaggiano dal punto A al punto B possono seguire uno dei due percorsi disponibili purché siano rispettate le equazioni del problema:

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$h_1 = h_2$$

Ossia, purché la somma delle portate nei due rami sia pari alla portata complessiva (continuità) e le perdite di carico totali lungo le due tubazioni siano uguali. Poiché le informazioni sul sistema sono scarse (è nota solo la portata in ingresso  $Q$ ) è necessario fare delle assunzioni e risolvere il problema per tentativi.

Si parte con l'esaminare le perdite. Queste sono scomponibili in un contributo distribuito e uno localizzato.

$$h = h_{dist} + h_{loc}$$

### ➤ Perdite distribuite

Le perdite distribuite possono essere scritte tramite la formula di Darcy-Weisbach valida per fluidi incomprimibili in moto stazionario completamente sviluppato in condotta [31]:

$$h_{dist} = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad [mca]$$

Con

- $L$  lunghezza della condotta
- $d$  diametro della condotta
- $v$  velocità di attraversamento
- $\lambda$  coefficiente che dipende dal regime di moto (Darcy friction factor)

La formulazione di  $\lambda$  dipende dal valore del numero di Reynolds, definito come:

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

Con

- $\rho$  densità del mezzo ( $\sim 1000 \text{ kg/m}^3$  per acqua in condizioni standard)
- $\mu$  viscosità dinamica ( $\sim 1 \times 10^{-3} \text{ Pa s}$ )

In particolare

$$se \ Re < \sim 2100 \rightarrow regime \ laminare, \lambda = f(Re) = \frac{64}{Re}$$

$se \ \sim 2100 < Re < \sim 4000 \rightarrow regime \ di \ transizione, \lambda \ indeterminato \ (moto \ instabile)$

se  $Re > \sim 4000 \rightarrow$  regime turbolento,  $\lambda = f\left(Re, \frac{\varepsilon}{d}\right)$  da Abaco di Moody o da correlazioni

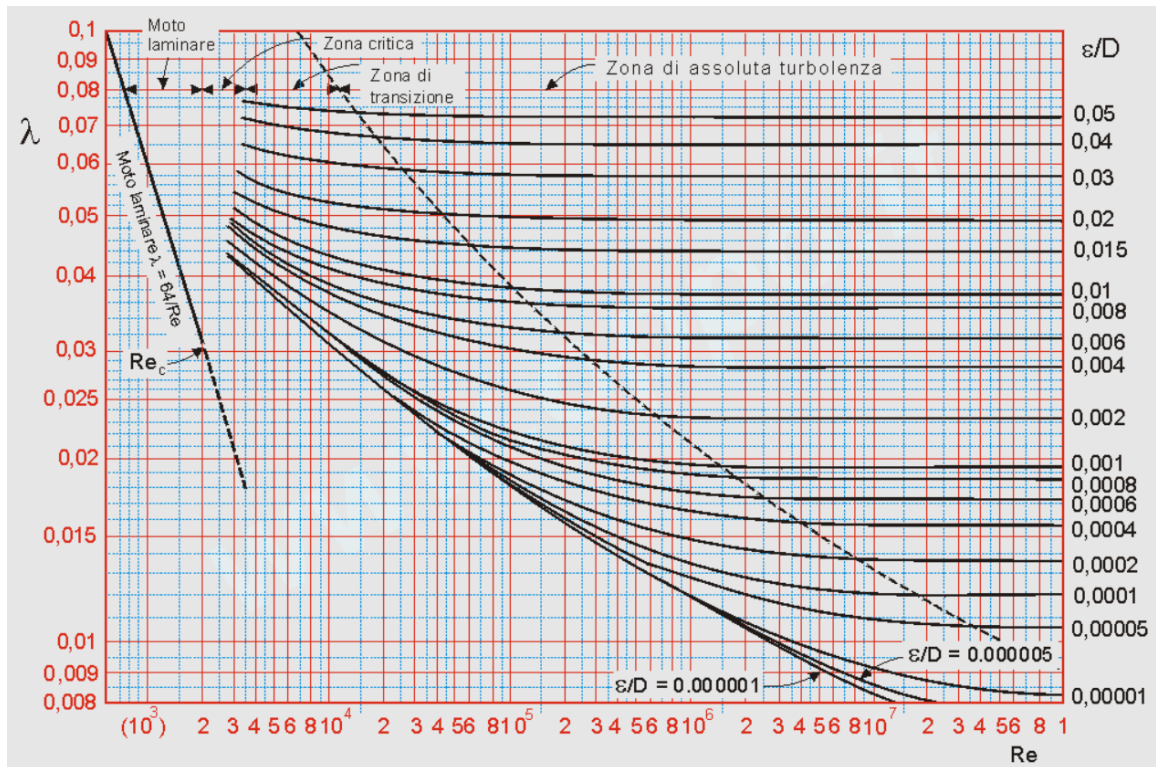


Figura 2.4: Abaco di Moody

Nel caso di regime turbolento il fattore  $\lambda$  dipende sia dal numero di Reynolds che dalla rugosità relativa del tubo. Nel caso di tubi lisci ( $\varepsilon=0$  con  $\varepsilon$  rugosità assoluta)  $\lambda$  mantiene la dipendenza solo dal numero di Reynolds.

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{1/4}}, \text{ per tubi lisci}$$

La correlazione a cui si può fare riferimento per il caso generale è la seguente:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}}\right), \quad \text{Colebrook}$$

Tale formula empirica vale per tutto il campo di moto turbolento ma essendo in forma implicita è di difficile applicazione. In alternativa si può fare riferimento alla seguente relazione che approssima abbastanza bene la formula di Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \cdot \log\left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7}\right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re}\right), \quad \text{Haaland}$$

## ➤ Perdite localizzate

Le perdite localizzate riassumono l'effetto di componenti come curve, valvole, raccordi ecc. che alterano il campo di moto del fluido. Per calcolarle si può fare riferimento alla seguente espressione:

$$h_{loc} = K \frac{v^2}{2g}$$

Con K coefficiente di perdita. In generale:

$$K = f(\text{geometria}, Re)$$

Per un calcolo preliminare è anche possibile fare riferimento a tabelle presenti in letteratura che forniscono dei valori medi di riferimento come quella riportata di seguito:

COEFF.  $\beta$  PER ALCUNE ACCIDENTALITÀ  
PRESENTI IN UN CIRCUITO IDRAULICO.















	$r/d$	1 0.50 2 0.35 3 0.30
	$r/d$	1 0.35 2 0.25 3 0.20
		2
	a/d	0.5
	b/d	1.5
	a/d	0.5
	b/d	1.0
	a/d	0.2
	b/d	1.6
	a/d	0.3
	b/d	0.7
		0.05
		0.5
		1.0

Figura 2.5: Coefficienti K per alcuni casi comuni. Da dispense online P.C. Farina

Note le varie forme di perdita si è in grado di esprimere le perdite compressive in ciascun tubo.

Il problema presenta due equazioni e 5 incognite che sono

- L1 e L2 → lunghezze dei tubi
- Q1 e Q2 → portate nei tubi
- D2 → diametro condotta secondaria

Per semplificarlo si è scelto di fissare il valore della lunghezza dei tubi a dei valori considerati ragionevoli

- $L_1 = 500 \text{ mm}$  → condotta principale
- $L_2 = 1500 \text{ mm}$  → condotta secondaria

In questo modo si riduce a 3 il numero di incognite. Si è scelto di risolvere il problema in questa configurazione andando a iterare fino ad ottenere dei valori accettabili per il diametro e le portate. Di seguito il ciclo utilizzato in un foglio di calcolo in cui i valori delle incognite andavano cambiati manualmente fino a verificare la condizione di convergenza.

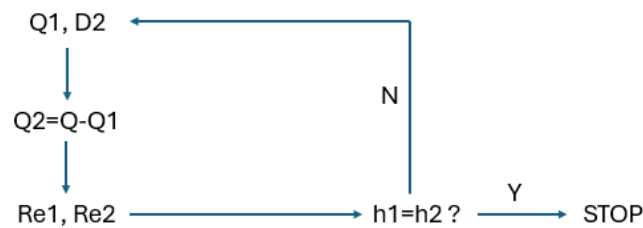


Figura 2.6: Ciclo iterativo per determinare le incognite del problema

Il ciclo utilizzato è volutamente rozzo in quanto l'obiettivo è solo orientare nella scelta del diametro della condotta secondaria. Una volta individuata una dimensione di riferimento si sono cercati i valori delle portate con maggior precisione.

Il valore calcolato per il numero di Reynolds definisce il tipo di moto e la correlazione a cui fare riferimento. Per entrambe le condotte il regime è turbolento. Si è esclusa l'ipotesi di tubi lisci (valida nel caso di tubi nuovi e per determinati materiali) in quanto il fluido trasportato è sporco e di conseguenza si prevede una maggiore usura delle tubazioni. Si è scelto di fare riferimento alla correlazione di Haaland in quanto consente di calcolare direttamente il fattore  $\lambda$  senza passare per cicli iterativi.

Per quanto riguarda le perdite concentrate si è utilizzata la tabella di Fig. 2.5.

➤ Condotta principale

→ perdita nel raccordo a T (flusso nella direzione principale) =  $2 \cdot 0.5$

➤ Condotta secondaria

→ raccordo a T (flusso nella diramazione) =  $1 + 1.5$

→ convergente =  $2 \cdot 0.05$

Poiché i valori utilizzati sono solo indicativi e non si è in grado di descrivere con precisione le perdite all'interno del sistema di iniezione si è scelto di aggiungere un ulteriore 10% al coefficiente di perdita localizzata complessivo ( $2.6 \cdot 0.1 = 0.26$ ).

Già dopo un paio di tentativi il diametro che risulta più promettente è il DN32. Di seguito sono riportati i risultati ottenuti per le due condotte:

Condotta principale				Condotta secondaria			
item	value	unit	commenti	item	value	unit	commenti
Q1	96.807	m <sup>3</sup> /h		Q2	3.193	m <sup>3</sup> /s	
l1 (lunghezza)	500	mm		l2 (lunghezza)	1500	mm	
D1 (diametro)	125	mm		D2 (diametro)	32	mm	
Re1	2.74E+05		>4000	Re2	3.53E+04		>4000
ε	6.00E-02	mm	da OPPO	ε (PE)	0.02		da OPPO
ε/D1	4.80E-04			ε/D2	0.000625	mm	
λ1	0.018		Haaland	λ2	0.0293		Haaland
β (concentrate)	1			β (concentrate)	2.86		
h1	3.176	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>		h2	3.175	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	
Δ	0.019%						

Figura 2.7: Riassunto dei calcoli. Le rugosità sono prese da catalogo OPPO. Le perdite sono in J/kg in quanto si sono semplificati i termini comuni.

Per confermare la scelta del diametro va verificato che la velocità nella condotta sia superiore alla velocità critica per il trasporto dei sedimenti.

Anche in questo caso si fa riferimento alla formula di Durand usata precedentemente. Tuttavia, va ricalcolata la concentrazione in volume, in quanto la portata di acqua è solo quella che circola nella diramazione:

$$C_v \approx 4.5\% \rightarrow 5\%$$

Il coefficiente  $F_L$  è al massimo 1.2 e la velocità critica, confrontata con la velocità di attraversamento, è:

$$v_c = 1.221 \text{ m/s} > v = \frac{Q2}{A2} = \frac{3.193}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.032)^2} = 1.103 \text{ m/s}$$

La velocità in condotta non sembra sufficiente a garantire il trasporto dei sedimenti. La formula di Durand utilizzata, tuttavia, fa riferimento a condotte orizzontali, mentre il sistema di iniezione è inclinato di un angolo  $\beta$ . In questo caso la forza peso presenta una componente lungo l'asse del tubo che ostacola il processo di sedimentazione. In letteratura S.A. Miedema suggerisce la seguente correzione per condotte inclinate [32]:

$$v_{c_\beta} = v_c \cdot (\cos(\beta))^{1/3} = 0.906 \text{ m/s} < 1.103 \text{ m/s}$$

Ipotizzando un angolo  $\beta=20^\circ$ . La velocità in condotta risulta ora superiore alla velocità critica e si può confermare la dimensione della condotta secondaria.

## 2.3 Dimensionamento corpo principale del sistema di iniezione

Una volta determinate le dimensioni delle condotte è possibile passare ad un predimensionamento del sistema di iniezione sulla base dei requisiti forniti dall'Università. Il corpo principale del sistema è separabile in una parte statorica e una parte rotante:

1. vite – rotore: la vite è cava in modo da permettere il passaggio del fluido ed è suddivisa in una parte posteriore con funzione strutturale e una anteriore dedicata al trasferimento della sabbia.
2. camera – statore: ha il compito di chiudere la zona di miscelazione e di dare sostegno alla vite interna

Ci si concentra sulla vite (1). Questa è funzionalmente suddivisa in tre zone, una anteriore di diametro inferiore su cui è praticata una cavità spiraliforme, con la funzione di convogliare la sabbia alla zona di miscelazione, una intermedia che si connette tramite cuscinetti alla parte statorica del sistema e una posteriore per l'alloggiamento del riduttore di velocità (trattata nel Paragrafo 2.4). La porzione anteriore della vite presenta inoltre una zona convergente che ha la funzione di accelerare il fluido in uscita, in modo da aspirare il materiale sabbioso per differenza di pressione.

Il materiale sabbioso è raccolto nelle cavità della vite che, ruotando, lo scarica nella zona di miscelazione. Per ottenere una certa portata di massa di sedimenti bisogna agire sulle dimensioni della cavità e sulla velocità di rotazione della vite stessa. Durante il dimensionamento è opportuno tenere presenti le seguenti osservazioni:

- Velocità → Il materiale sabbioso è in moto rispetto alla cassa esterna del sistema di iniezione. Una velocità eccessiva porterebbe ad un'usura prematura dello statore.
- Dimensione cavità → Maggiori sono le dimensioni della cavità più materiale scarico ad ogni rivoluzione e minore è la velocità del sistema a beneficio dell'usura. Tuttavia, avendo un vincolo legato alla condotta passante, aumentare le dimensioni comporta incrementare gli ingombri radiali.

Di seguito si riporta uno schizzo della vite con le grandezze da determinare in questa prima fase:

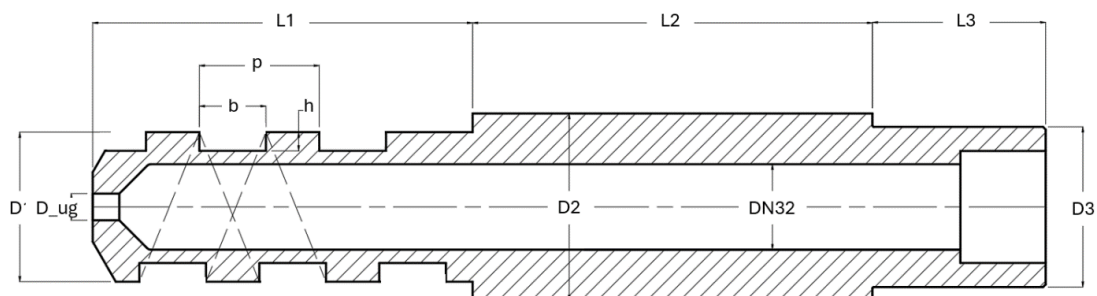


Figura 2.8: Schizzo della vite con le principali quote. L'unica grandezza nota a questo punto è il diametro interno DN.

Il problema presenta un ulteriore vincolo legato a come il sistema viene azionato. Come motore si prevede l'utilizzo di uno stepper che ha il vantaggio di essere robusto, mediamente economico e di garantire un buon controllo sulla velocità di rotazione. La velocità di rotazione, infatti, è direttamente proporzionale alla frequenza degli impulsi di comando. Questo rende facile la regolazione della velocità tramite un semplice cambiamento della frequenza di impulso.

Gli stepper presentano coppie elevate alle basse velocità. In particolare, si ha una coppia praticamente costante per un certo range e un brusco calo oltre una certa velocità (*cutoff speed*).

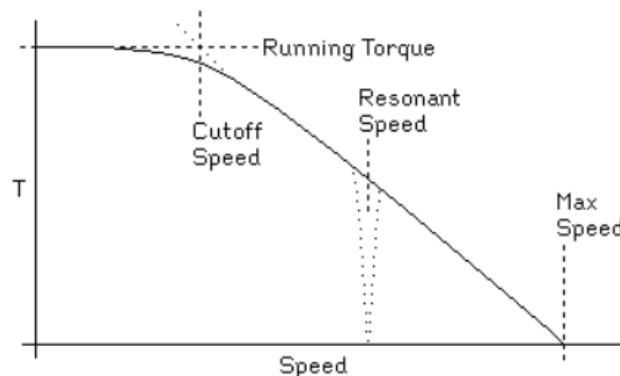


Figura 2.9: Caratteristica tipo di uno stepper [33]

Per questa ragione gli stepper vengono fatti lavorare tipicamente a basse velocità. Esaminando una serie di cataloghi commerciali le velocità operative consigliate non superano i 1000-1500 rpm per le soluzioni più comuni. Si introduce dunque un vincolo relativo alla velocità di rotazione del motore che non deve superare la suddetta soglia.

La velocità di rotazione del motore non coincide con la velocità di rotazione del sistema. Infatti, dato che posteriormente la vite si collega alla condotta, è necessario prevedere un disassamento tra gli assi di rotazione della vite e del motore. Si è scelto di replicare la scelta di Bajracharya utilizzando una coppia ruota-vite senza fine che introduce dunque una nuova incognita del problema, che è il rapporto di trasmissione.

Una volta definite le grandezze da determinare e i vincoli è possibile cercare una combinazione di valori accettabili che diano una prima stima degli ingombri e che soddisfino le condizioni al contorno.

Di seguito è riportata una lista dei parametri da fissare in questa fase e lo schema iterativo usato per ottenerne una combinazione accettabile. In parallelo ai conti si aggiornava uno schizzo in modo da visualizzare come le variazioni si riflettessero sulla geometria.

- $p$  → passo della vite [mm]
- $b$  → lunghezza assiale della cavità [mm]

- $h$  → altezza/profondità della cavità [mm]
- $D1$  → diametro esterno gambo della vite [mm]
- $L1$  → lunghezza complessiva gambo [mm]
- $D_{avg}$  → diametro medio, calcolato come:  $D_{avg} = \frac{D1+(D1-2h)}{2}$  [mm]
- $l_{eq}$  → lunghezza equivalente del filetto per una rivoluzione completa [mm]

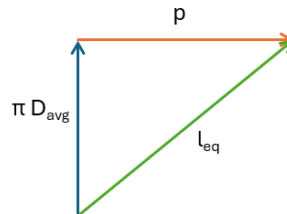


Figura 2.10: Schema per il calcolo della lunghezza equivalente filetto

- $V$  → volume scaricato ad ogni rivoluzione completa [m<sup>3</sup>]
- $\dot{m}_s$  → portata di massa di sedimenti [g/s]
- $\rho_s$  → densità sedimenti [kg/m<sup>3</sup>]
- $\omega_v$  → velocità di rotazione della vite [rpm]
- $\tau$  → rapporto di trasmissione riduttore:  $\tau = \frac{z_{motrice}}{z_{condotta}}$ ,  $z$  = numero di denti [-]
- $\omega_m$  → velocità di rotazione del motore [rpm]

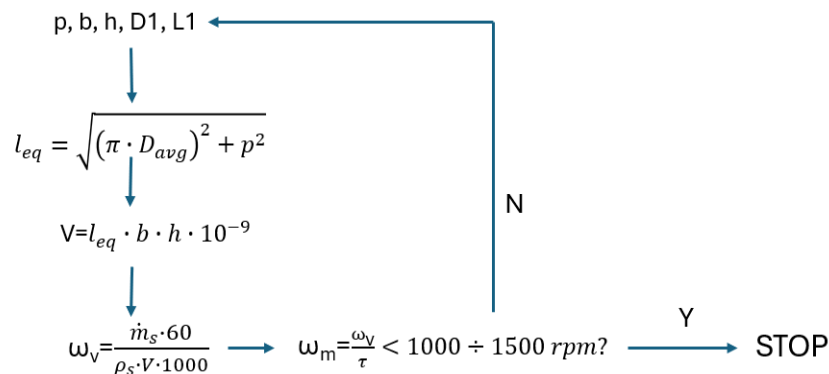


Figura 2.11: loop iterativo per la determinazione dei parametri liberi

A seguire è riportata una tabella riassuntiva con i valori scelti per le varie grandezze. Qualche nota sui valori riportati:

Per quanto riguarda la densità di sedimenti bisogna distinguere tra *bulk density* (tiene conto delle porosità) e *particle density* (densità del materiale senza spazi vuoti). Per materiale sabbioso questi valori si aggirano rispettivamente intorno a 2650 kg/m<sup>3</sup> e 1750 kg/m<sup>3</sup>. Il materiale raccolto nelle



cavità della vite risulta compattato mantenendo tuttavia una sua porosità. Per tenere conto di questo si è scelto di prendere un valore intermedio tra i due.

Bajracharya nel suo lavoro di tesi [28] considerava una densità di  $2500 \text{ kg/m}^3$  prossima al valore di *particle density*. In questa sede si è scelto di considerare un valore inferiore in quanto più cautelativo. Maggiore è il valore della densità, infatti, minore sarà il valore di velocità necessaria ad ottenere una certa portata di massa fissata.

Con riferimento al valore del rapporto di trasmissione si è fatto il seguente ragionamento: Nel caso di vite senza fine la motrice è la vite e la condotta è la ruota. La vite può essere a uno o più principi. Per contenere la velocità al motore il rapporto deve essere elevato. Dato il diametro dell'alloggiamento della ruota ( $D1 \sim 60 \text{ mm}$ ) il numero di denti della condotta non potrà essere limitato, il che comporta un numero di principi maggiore di uno. Sotto queste ipotesi un rapporto di trasmissione di  $\sim 0.1$  è considerato ragionevole.

Per quanto riguarda il valore di  $L1$  (lunghezza gambo della vite) deve essere sufficiente a separare la zona di carico del materiale sabbioso dalla zona di miscelazione, in modo da garantire un adeguato controllo alla portata di erodente scaricata. Una lunghezza eccessiva risulterebbe dannosa in termini di ingombri assiali, un valore troppo basso non garantirebbe un adeguato isolamento tra le zone di carico e scarico. Come compromesso si è scelta una lunghezza tale da contenere due rivoluzioni complete della vite.

item	value	unit	commenti
p	45	mm	
D1	56	mm	
b	25	mm	
h	7	mm	
L1	143	mm	2 riv complete
$l_{eq}$	160.38	mm	
V	2.807E-05	$\text{m}^3$	
$\rho$	2200	$\text{kg/m}^3$	valore mediato
ms (portata sabbia)	100	g/s	
$\omega_v$	97.17	rpm	
$\tau$	0.1	-	ipotesi
$\omega_m$	971.71	rpm	<1500 stepper

Figura 2.12: Risultati del predimensionamento

Note a questo punto le dimensioni relative alla zona anteriore (eccezion fatta per il diametro dell'ugello che verrà trattato successivamente) è possibile passare al tratto intermedio. Questo ha unicamente una funzione di sostegno, in quanto deve consentire il collegamento alla camera esterna (statorica). Le incognite sono due:

- $L2 \rightarrow$  lunghezza del tratto centrale

- D2 → diametro esterno

La lunghezza L2 deve essere tale da consentire l'alloggiamento dei cuscinetti e delle tenute e dipende dunque dalle caratteristiche dei componenti scelti da catalogo. Il diametro D2, invece, deve essere maggiore di D1 in modo da separare la zona centrale da quella anteriore e da limitare il contatto tra le tenute e i sedimenti. Aumentare troppo questa dimensione, tuttavia, comporta sia un aumento dell'ingombro sia un incremento della taglia di cuscinetti e tenute con conseguente aumento del costo.

Il diametro D2 dipende inoltre dal diametro D3 in quanto deve consentire uno spallamento sufficiente alla ruota dentata.

Tenendo conto di questi aspetti si sono definiti i seguenti valori di partenza con la possibilità di modificarli a posteriori.

- L2 = 150 mm
- D2 = 70 mm

## 2.4 Trasmissione di potenza

In questa sezione approfondiamo la trasmissione di potenza.

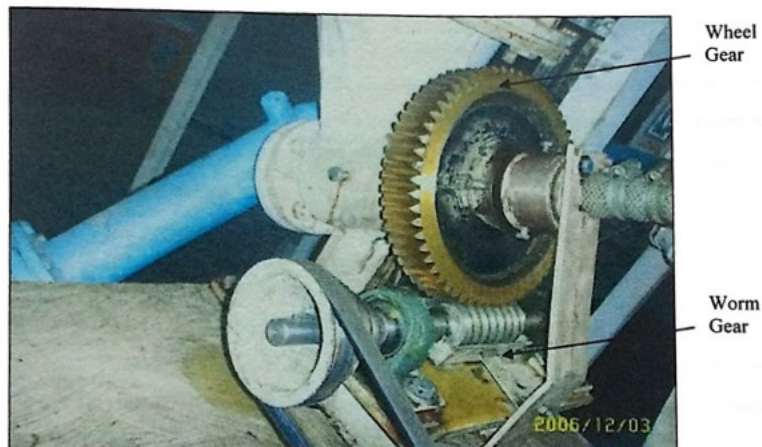


Figura 2.13: Sistema di trasmissione proposto da Bajracharya

Nel caso preso a riferimento [28] l'energia è fornita da un motore elettrico. Collegare direttamente la vite al motore non è possibile, in quanto la vite è alimentata posteriormente dalla condotta. La soluzione più semplice consiste nell'utilizzare un riduttore di velocità o, meglio, una coppia vite senza fine-ruota che consente di modificare l'asse della trasmissione di potenza. Il meccanismo ha un rapporto di trasmissione fisso, per modificarlo, data una certa velocità di rotazione del motore, Bajracharya

prevede un sistema di pulegge rappresentato in Fig. 2.14 che consente di ottenere quattro differenti rapporti di velocità.

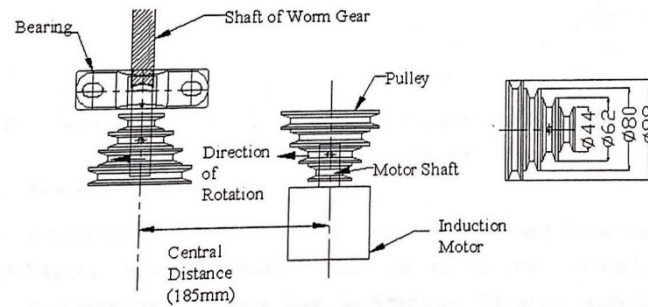


Figura 2.14: Sistema di pulegge per la trasmissione

Nel presente lavoro si è deciso di ricorrere ad uno stepper come motore che rappresenta una soluzione economica per il controllo della velocità del sistema. In questo modo si evita l'utilizzo del sistema di pulegge aumentando il range di velocità disponibili.

Si mantiene invece il meccanismo vite senza fine-ruota. La vite (worm) verrà collegata direttamente all'albero del motore tramite giunto e sostenuta attraverso cuscinetti e supporti, la ruota (wheel) troverà invece alloggiamento sulla vite del sistema di iniezione.

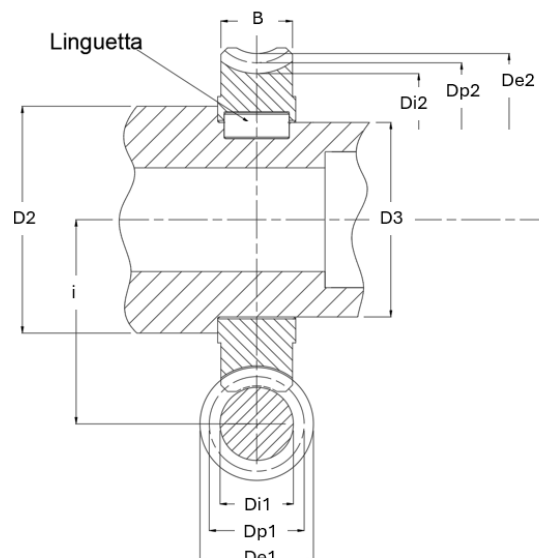


Figura 2.15: Schizzo meccanismo vite senza fine

Per montare l'ingranaggio si possono adottare differenti soluzioni: Bajracharya aveva optato per un calettamento con interferenza, in questo caso tuttavia si preferisce favorire lo smontaggio dei pezzi, in

modo da agevolare l'eventuale sostituzione dei singoli e si sceglie un sistema a linguetta. Quest'ultima ha il vantaggio di non forzare un'eccentricità nell'accoppiamento (a differenza della chiavetta) e di bloccare la rotazione reciproca tra albero e ruota, lasciando tuttavia libera la traslazione assiale.

Per bloccare questo grado di libertà, in un verso si prevede uno spallamento, utile anche a separare la zona di montaggio di cuscinetti e tenute dalla parte terminale della vite. Nell'altro verso, invece, si fanno le seguenti considerazioni: il sistema risulta inclinato di  $20^\circ$  quindi la ruota è mantenuta in contatto con lo spallamento dalla forza peso. Dato che l'ingranaggio non è a denti dritti ma elicoidali si ha comunque una componente della forza trasmessa in direzione assiale che potrebbe spostare la ruota.

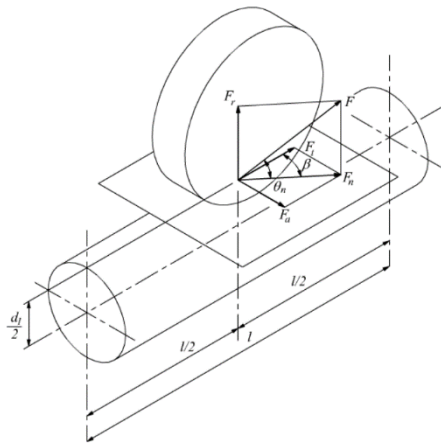


Figura 2.16: Sistema di forze sulla ruota, le forze sulla vite sono uguali in modulo ed opposte

Le forze trasmesse sono di entità ridotta ma per evitare una eventuale oscillazione dell'ingranaggio rispetto alla posizione di equilibrio va verificato il verso di rotazione applicato alla vite senza fine, in modo che la forza assiale trasmessa alla ruota sia tale da forzarla a contatto con lo spallamento.

Nel caso si volesse essere sicuri del bloccaggio si è pensato ad un anello di posizionamento, aggirando sistemi di fissaggio più complessi.

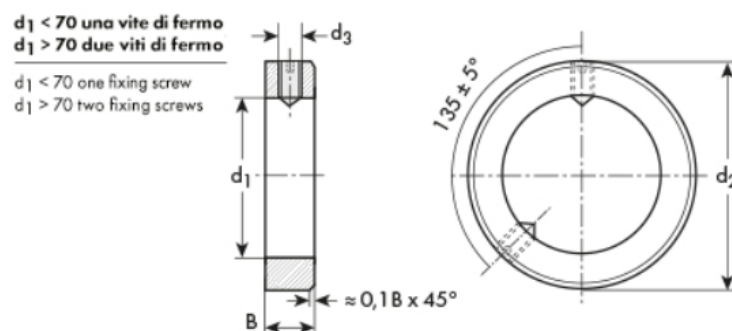


Figura 2.17: Anello di posizionamento da catalogo Gandini

Di seguito si riportano le metodologie adottate per la determinazione del carico e, successivamente, il dimensionamento del meccanismo.

### 2.4.1 Carico resistente del sistema

Si parte dal carico resistente, ossia il carico che il motore deve vincere per mettere in rotazione il sistema. Per caratteristiche del sistema stesso questo è legato unicamente all'inerzia della vite rotante. Per un primo calcolo si può schematizzare la vite come una composizione di cilindri, in modo da calcolare il momento d'inerzia rispetto all'asse di rotazione come somma dei singoli componenti. Durante questa fase si è avuto cura di scegliere il diametro pari alla dimensione esterna di ciascuna zona in modo che la semplificazione fosse in vantaggio di sicurezza.

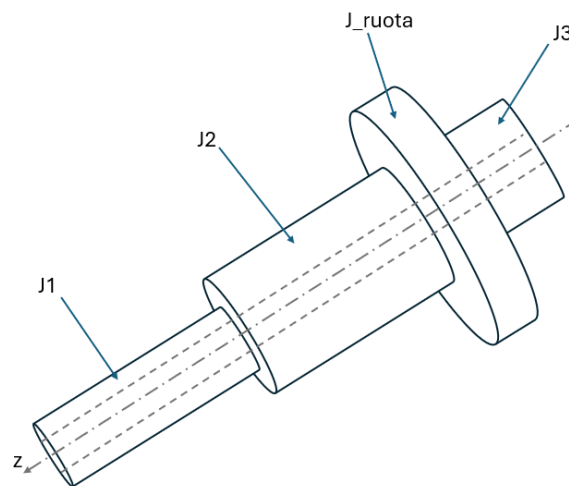


Figura 2.18: Schizzo del modello semplificato usato per il calcolo delle inerzie

Il momento d'inerzia rispetto ad un asse passante per un cilindro di diametro  $D$  e lunghezza  $L$  è pari a:

$$J_{zz} = \frac{1}{2} m \left( \frac{D}{2} \right)^2$$

Con

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{\pi}{4} D^2 L$$

Massa del cilindro.

Per quanto riguarda i materiali si ipotizza acciaio per la vite d'iniezione, mentre la ruota del meccanismo è tipicamente realizzata in bronzo. Le densità di riferimento sono dunque:

➤  $\rho_v = 7900 \text{ kg/m}^3 \rightarrow$  acciaio

➤  $\rho_r = 8800 \text{ kg/m}^3 \rightarrow$  bronzo

L'estremità posteriore della vite deve essere in dimensioni tali da garantire l'alloggiamento della ruota (di cui non si conosce ancora la larghezza di fascia) e del sistema di connessione alla condotta (che verrà trattato successivamente. Si scelgono dunque dei valori di riferimento con la possibilità di cambiarli successivamente.

item	value	unit	commenti
L1	143	mm	
D1	56	mm	
L2	150	mm	
D2	70	mm	
L3	65	mm	
D3	60	mm	

Figura 2.19: Tabella riassuntiva dimensioni geometriche vite

Poiché non si hanno ancora informazioni relative alla ruota dentata, si è scelto di fare un primo calcolo senza contare l'inerzia della ruota. L'inerzia complessiva rispetto all'asse si calcola in questo caso come:

$$J_{tot_2} = J_1 + J_2 + J_3 - J_{DN32}$$

È poi possibile calcolare la coppia come

$$M_{t_2} = J_{tot_2} \cdot \alpha_2$$

Con  $\alpha_2$  accelerazione del sistema di iniezione per arrivare a regime. Non avendo informazioni su questa si è scelto di approssimarla tramite la seguente formula:

$$\alpha_2 = \frac{\omega_v - \omega_{v_0}}{\Delta t}$$

Dove  $\Delta t$  è il tempo necessario al sistema a portarsi a regime.

Di seguito è riportata una tabella coi risultati ottenuti da questi primi calcoli.

item	value	unit	commenti
Jtot	0.00425	kg*m <sup>2</sup>	inerzia sistema
$\omega_v$	97.17	rpm	
$\Delta t$	3	s	
$\alpha_2$	3.392	rad/s <sup>2</sup>	
Mt2 (preliminare)	0.0144	Nm	lato ruota
W2 (preliminare)	0.1466	W	

Figura 2.20: Tabella riassuntiva risultati preliminari

Il valore della potenza lato ruota ( $W_2$ ), in particolare è necessario per il dimensionamento del meccanismo che si tratterà nella sezione seguente.

$$W_2 = Mt_2 \cdot \omega_v$$

I risultati ottenuti in termini di ingombri consentiranno di aggiornare i valori di coppia e potenza lato ruota e di ottenere anche i valori necessari per la scelta del motore.

## 2.4.2 Dimensionamento meccanismo vite senza fine

Passando al dimensionamento del meccanismo si sono seguite le procedure riportate in [34]. I dati in ingresso sono:

- $n_1 = \omega_m = 971.71 \text{ rpm} \rightarrow$  velocità di rotazione lato vite
- $n_2 = \omega_v = 97.71 \text{ rpm} \rightarrow$  velocità di rotazione lato ruota
- $W_2 = 0.1466 \text{ W} \rightarrow$  potenza lato ruota (carico)

È inoltre noto il valore del rapporto di trasmissione da considerazioni precedenti  $\tau=0.1$ . Valgono inoltre le seguenti relazioni:

$$\tau = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

Con  $z$  numero di denti (numero di principi nel caso della vite).

$z_1$	$\tau$
1	<0,033
2	<0,066
3	<0,1
4	<0,166
6	>0,166

Figura 2.21: Tabella numero principi della vite in funzione del rapporto di trasmissione [34]

Si ottengono dunque sia il numero di principi che il numero dei denti della ruota.

È possibile fare riferimento alle seguenti relazioni per il rendimento della trasmissione ( $\eta$ ) e il diametro di nocciolo ( $d_n$ ).

$$\eta = 0.6 \div 0.9 \text{ crescente con il numero di principi } z_1$$

$$d_n = 140 \div 160 \sqrt[3]{\varphi W_2 / (1000 \cdot \eta \cdot n_1)}$$

Con  $\varphi$  coefficiente dinamico che riassume l'effetto d'urto e che varia sulla base delle condizioni di lavoro. Nel caso in esame si è scelto un valore di 1.5 (urti sensibili) in vantaggio di sicurezza nonostante non si prevedano fenomeni significativi.

coefficiente dinamico	
assenza di urti	1
urti limitati	1.25
urti sensibili	1.5
urti notevoli	1.75

Figura 2.22: Tabella riassuntiva di  $\varphi$  nel caso di azionamento tramite motore elettrico [34]

In ipotesi di vite tagliata sull'albero valgono inoltre le seguenti formule preliminari per diametro primitivo della vite ( $Dp_1$ ) e angolo di inclinazione dell'elica della vite ( $\alpha$ ):

$$Dp_1 = 2.5 \cdot dn$$

$$\tan \alpha = \frac{z_1}{4\sqrt{z_1} + 3}$$

La procedura di dimensionamento è di tipo modulare. Nel caso di ingranaggi a denti elicoidali è necessario distinguere le grandezze su tre piani: trasversale (ortogonale all'asse della ruota), normale (ortogonale all'asse del dente), assiale (passante per l'asse della ruota). Non si avrà dunque un unico valore del modulo ma tre valori legati tra loro dall'angolo  $\alpha$  che sono analoghi per ruote accoppiate. Nel caso del meccanismo vite senza fine, dato che la vite e la ruota devono ingranare tra loro ma ruotano attorno ad assi ortogonali vale che il modulo trasversale della ruota ( $m_{t_2}$ ) deve essere analogo al modulo assiale della vite ( $m_{a_1}$ ).

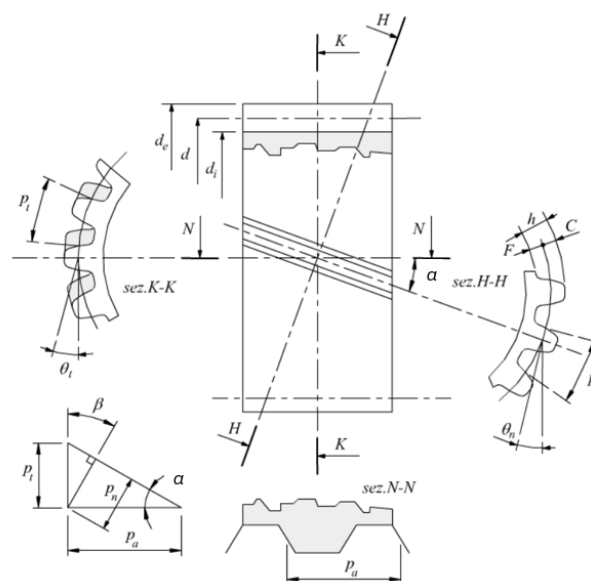


Figura 2.23: Rappresentazione grandezze sui tre piani che caratterizzano l'ingranaggio.



Il valore del modulo minimo (assiale per la vite, trasversale per la ruota) si ricava dalle seguenti relazioni.

$$m = m_{t_2} = m_{a_1} \geq 85 \sqrt[3]{\varphi W_2 q_2 / (1000 z_1 n_1 \lambda k)}$$

Con:

$$q_2 = z_2 / (5.8 z_2 - 75)$$

$$\lambda = B/m = 2\sqrt{1 + z_1/\tan \alpha}, \quad B \text{ larghezza di fascia}$$

$k$  si ricava dalla seguente tabella

Materiali accoppiam.	Raffredd. artif. funz. intermitt.	Funzionam. continuo
caso a)*	$0,7 + 0,08 v_s$	$v_s < 2$ $0,64 + 0,08 v_s$ $v_s > 2$ $1,6/v_s$
caso b)*	$0,35 + 0,05 v_s$	$v_s < 3$ $0,3 + 0,05 v_s$ $v_s > 3$ $1,35/v_s$
caso c)	$0,3 + 0,05 v_s$	$v_s < 3$ $0,6/(1 + 0,5 v_s)$
caso d)	$0,2 + 0,03 v_s$	$0,4/(1 + 0,5 v_s)$
caso e)	$0,6 + 0,08 v_s$	$v_s < 2$ $0,55 + 0,08 v_s$ $v_s > 2$ $1,35/v_s$

\* La ruota, se in bronzo fosforoso, si intende fusa in conchiglia; se fusa in sabbia, ridurre  $k$  all'80%.

Figura 2.24: Tabella per la scelta di  $k$

Dove  $v_s$  (velocità di strisciamento primitiva) si ottiene da:

$$v_s = n_1 D_{p1} / (19100 \cos \alpha)$$

Le lettere corrispondono ai materiali accoppiati ossia:

- Acciaio temprato, rettificato - bronzo fosforoso
- Acciaio bonificato, tagliato al tornio - bronzo fosforoso
- Acciaio - ghisa
- Ghisa - ghisa
- Acciaio - leghe leggere

Le ruote in commercio sono spesso in bronzo, dunque si è scelto tra le prime due opzioni. Si è fatto riferimento alla seconda in quanto forniva, a parità di  $v_s$ , un valore di  $k$  minore e dunque un modulo minimo  $m$  maggiore (più cautelativo).

Poiché non si prevede un'applicazione continua si sono utilizzate le formule relative al funzionamento intermittente.

Di seguito è riportata una tabella riassuntiva dei valori ottenuti.

item	value	unit	commenti
$1/\tau$	10	-	
$z_1$ (n of starts)	3	-	da tabella
$z_2$ (n denti)	30	-	
$\eta$ (rendimento)	0.7	-	valore medio (0.6-0.9)
$\phi$ (coeff dinamico)	1.50	-	urti sensibili
$\alpha$ (angolo elica)	16.81	°	
$d_n$	1.098	mm	diametro nocciolo
$D_{p1}$	2.745	mm	
$v_s$	0.146	m/s	
$m$	0.195	mm	valore minimo
$q_2$	0.303	-	
$\lambda$	6.61	-	
$k$	0.29	-	f. intermittente

Figura 2.25: Tabella dei valori di primo tentativo per il meccanismo

Il passo successivo è scegliere un modulo  $m$  tra i valori unificati forniti da normativa. In teoria sarebbe sufficiente il valore immediatamente successivo a quello ottenuto da verifica. Il valore del modulo definisce tuttavia la dimensione della dentatura e, a parità di numero di denti, influenza il diametro  $D_{p2}$  della ruota. Nel caso in esame si ha un vincolo legato al diametro della condotta passante. Fissato quello, infatti, la dimensione del foro della ruota deve lasciare sufficiente materiale per la realizzazione della cava per la linguetta. Un valore del modulo troppo basso porterebbe ad un diametro  $D_{p2}$  inferiore a quello del foro o appena sufficiente. Si è scelto, dunque, un valore del modulo tale da garantire un diametro  $D_{p2}$  adeguato.

Moduli unificati (dalla UNI 6586)				
0,50	2	4	9	22
0,75	2,25	4,5	10	25
<b>1</b>	<b>2,5</b>	<b>5</b>	<b>11</b>	<b>28</b>
1,125	2,75	5,5	12	32
<b>1,25</b>	<b>3</b>	<b>6</b>	<b>14</b>	<b>36</b>
1,375	3,25	6,5	16	g
<b>1,5</b>	<b>3,5</b>	<b>7</b>	<b>18</b>	<b>45</b>
1,75	3,75	8	20	50

Nota: Impiegare di preferenza i moduli scritti in neretto. Evitare quelli scritti in chiaro.

Figura 2.26: Valori unificati per i moduli.

Nota il modulo si calcolano gli ingombri del meccanismo con le seguenti relazioni:

$$D_{p1} = (6, 8, 10, 14 \text{ o } 20) D_p \text{ da calcolo precedente}$$

$$\tan \alpha = m z_1 / D_{p1}$$

$$D_{p2} = m z_2$$

$$B = \lambda m$$

$$m_n = m \cos \alpha$$

$$add = m_n, ded = 1.2 m_n \text{ per } \alpha > 15^\circ$$

$$p = \pi z_1 m \rightarrow \text{passo assiale vite}$$

$$i = \frac{Dp_2 + Dp_1}{2} \rightarrow \text{interasse}$$

item	value	unit	commenti
m	3	mm	perche diam interno 60mm
Dp1	30	mm	
$\alpha$ (angolo elica)	16.70	°	
mn (modulo normale)	2.87	mm	
Dp2	90	mm	
B	19.83	mm	larghezza di fascia $\rightarrow$ 20mm
Add	2.87	mm	$\alpha > 15^\circ$
Ded	3.35	mm	
p (passo)	28.27	mm	passo assiale vite
i (interasse)	60	mm	

Figura 2.27: Tabella con le dimensioni del meccanismo.

Prima di procedere è opportuno fare una verifica geometrica della ruota. Va infatti verificato che, una volta realizzato il foro per l'albero e la cava per la linguetta, il mozzo abbia abbastanza materiale prima di arrivare alla dentatura della ruota.

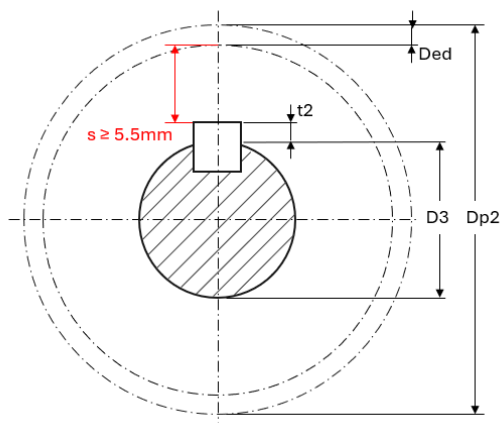


Figura 2.28: Schizzo del mozzo della ruota. La condizione di minimo materiale viene da [35]

Il minimo materiale disponibile al mozzo può essere calcolato nel seguente modo

$$s = \frac{Dp_2 - D_3 - 2 \cdot Ded}{2} - t_2 = 7.25 \text{mm} \geq 5.5 \text{mm}$$

Con  $t_2$  dimensione cava della linguetta nel mozzo. Tale valore è unificato e riportato da normativa sulla base della dimensione dell'albero (in questo caso  $53 < D \leq 65$ ).

$$t_2 = 4.4 \text{ mm da UNI 6604}$$

Note le informazioni relative agli ingombri del meccanismo è possibile calcolare il momento d'inerzia della ruota rispetto all'asse e aggiornare il carico resistente del sistema. Si calcola dunque l'inerzia totale riferita alla velocità di rotazione della ruota:

$$J_{eff_2} = J_{tot_2} + J_r + (J_m + J_v) \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 = J_{tot_2} + (J_m + J_1) \left( \frac{1}{\tau} \right)^2$$

Dove:

- $J_{tot_2} \rightarrow$  momento d'inerzia della vite d'iniezione
- $J_r = \frac{1}{2} \rho_r \left[ B \cdot \frac{\pi}{4} (Dp_2)^2 \right] \left( \frac{Dp_2}{2} \right)^2 \rightarrow$  momento d'inerzia della ruota
- $J_v = \frac{1}{2} \rho_v \left[ Dp_2 \cdot \frac{\pi}{4} (Dp_1)^2 \right] \left( \frac{Dp_1}{2} \right)^2 \rightarrow$  momento d'inerzia della vite senza fine (una stima)
- $J_m \rightarrow$  momento d'inerzia del rotore dello stepper

L'ultimo valore dipende dalla scelta del motore elettrico e varia in base alle dimensioni. Esaminando il catalogo *Oriental Motor* si va da un minimo di  $\sim 10^{-7}$  kg m<sup>2</sup> a un massimo di  $\sim 10^{-4}$  kg m<sup>2</sup>. Senza ulteriori informazioni si fa riferimento al limite maggiore per avere una stima del carico.

item	value	unit	commenti
Jtot_2	0.00425	kg*m^2	inerzia sistema iniez.
J_r	0.00091	kg*m^2	
J_v	5.65E-05	kg*m^2	
J_m	0.0001	kg*m^2	
Jeff_2	0.0208	kg*m^2	inerzia ridotta a velocità ruota
$\alpha_2$	3.392	rad/s^2	
Mt2	0.0706	Nm	aggiornata
W2	0.7183	W	aggiornata

Figura 2.29: Tabella riassuntiva dei carichi aggiornati.

Essendo cambiato il carico Mt2 va verificato che il modulo scelto (m) sia maggiore del valore minimo ricalcolato.

$$m = 3 \text{ mm} \geq 85 \sqrt[3]{\varphi W_2 q_2 / (1000 z_1 n_1 \lambda k)} = 0.33 \text{ mm}$$

Verificata questa condizione è possibile confermare quanto fatto.

Nota la potenza necessaria al carico è possibile calcolare quella richiesta al motore tramite la seguente relazione

$$W_1 = \frac{W_2}{\eta}$$

È inoltre possibile calcolare la coppia richiesta al motore a partire dall'espressione precedente

$$Mt_1 = \frac{Mt_2}{\eta} \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Mt_2}{\eta} \tau$$

Tipicamente, il valore ottenuto viene moltiplicato per un fattore di sicurezza (*Sf*) per tenere conto di urti e oscillazioni del carico [36]. In questo caso è stato scelto un coefficiente pari a 2.

item	value	unit	commenti
W1	1.026	W	
Mt1	0.0101	Nm	(motore)
Sf	2	-	safety factor
Mt1_Sf	0.0202	Nm	

Figura 2.30: Carichi al motore.

## 2.5 Verifiche strutturali, soluzioni costruttive e scelte da catalogo

Una volta dimensionata la trasmissione di potenza è necessario stimare i carichi a cui è soggetto il sistema per verificare che sia in grado di sopportarli strutturalmente. È inoltre necessario distinguere tra componenti che possono essere scelti da catalogo e componenti da realizzare ex-novo. Per questi ultimi va garantita la compatibilità con la tecnologia produttiva scelta.

### 2.5.1 Carichi del sistema d'iniezione

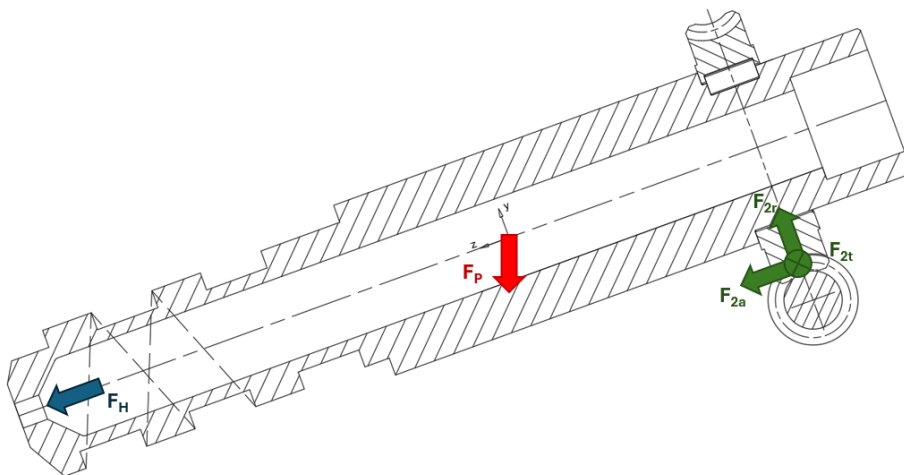


Figura 2.31: Schema dei carichi divisi per tipologia

I carichi a cui è soggetto il sistema possono essere divisi in tre categorie:

- Carichi idraulici
- Forza peso
- Carichi della trasmissione

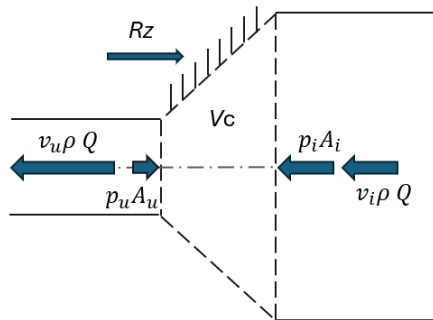


Figura 2.32: Schema della sezione convergente vite d'iniezione.

Si parte dalla prima categoria. Nella sezione terminale della vite il flusso viene accelerato da una riduzione della sezione di attraversamento.

Questo risulta in una spinta agente sulle pareti solide che è calcolabile tramite il teorema della quantità di moto.

$$\int_{sc} v \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = R_z + p_i A_i - p_u A_u$$

Dove l'integrale è calcolato sulla superficie di controllo del volume  $V_c$

- $v$  → velocità nella direzione del deflusso (considero il valore medio)
- $\rho$  → densità acqua ( $\sim 1000 \text{ kg/m}^3$ )
- $A = \frac{\pi}{4} D^2$  → sezione di attraversamento
- $p$  → pressione
- $R_z$  → reazione vincolare della parete ( $< 0$  per la convenzione scelta)

In ipotesi di distribuzione uniforme della velocità lungo le sezioni di passaggio e di fluido incomprimibile e assumendo come verso positivo la direzione del deflusso si ha

$$\dot{m}_u v_u - \dot{m}_i v_i = R_z + p_i A_i - p_u A_u$$

Dove  $\dot{m}$  è la portata di massa calcolata come prodotto tra la densità  $\rho$  e la portata volumetrica nella diramazione calcolata al Paragrafo 2.1.

Obiettivo del calcolo è individuare la spinta sulle pareti definita come l'opposto della reazione vincolare  $R_z$ .

$$F_H = -R_z = -\dot{m}_u v_u + \dot{m}_i v_i + p_i A_i - p_u A_u$$

La pressione  $p_i$  può essere espressa in funzione delle velocità tramite il teorema di Bernoulli

$$\frac{p_i}{\rho} + \frac{v_i^2}{2} = \frac{p_u}{\rho} + \frac{v_u^2}{2}$$

Dove  $p_u$  può essere assunto pari alla pressione atmosferica e quindi nullo lavorando con le pressioni relative.

Spinta su ugello			
item	value	unit	commenti
$\rho$ (densità)	1000	kg/m <sup>3</sup>	
Q	0.00089	m <sup>3</sup> /s	portata diramazione
A <sub>i</sub>	0.00080425	m <sup>2</sup>	DN32
A <sub>u</sub>	7.854E-05	m <sup>2</sup>	D <sub>ug</sub> = 10mm
F <sub>H</sub>	41.76	N	

Figura 2.33: Riassunto calcoli relativi alla spinta sul convergente.

Passando agli effetti della massa del sistema, questi possono essere rappresentati da una forza concentrata applicata al centro di massa del sistema. Essendo la vite inclinata la forza peso ha una componente nella direzione assiale (z) e una nella componente ortogonale (y). Calcoliamo innanzitutto la forza peso complessiva e scomponiamola nelle due direzioni.

Forza peso			
item	value	unit	commenti
$\beta$	20	°	inclinazione
F <sub>p</sub>	70.065	N	Peso
F <sub>p_z</sub>	23.964	N	
F <sub>p_y</sub>	-65.840	N	

Figura 2.34: Carichi legati alla forza peso

Per calcolare la posizione del punto di applicazione si ricorre alla semplificazione geometrica utilizzata per il calcolo delle inerzie. Per ogni solido cilindrico il centro di massa si trova alla mezz' Altezza ed è possibile studiare il sistema come un insieme di masse concentrate nei rispettivi baricentri. Una volta fissato un riferimento comune rispetto a cui calcolare le distanze dei centri di massa locali è possibile applicare la definizione di baricentro per sistemi discreti.

$$z_{cdm} = \frac{\sum_k^N (m_k z_k)}{\sum_k^N m_k}$$

Il riferimento comune rispetto a cui si sono calcolate le distanze  $z$  è la mezzeria del tratto centrale della vite (L2). Il valore ottenuto per il baricentro è:

$$z_{cdm} = 15.397 \text{ mm}$$

Infine, vanno calcolati i carichi relativi alla trasmissione. Dato che i denti della ruota sono inclinati di un angolo  $\alpha$  rispetto all'asse, la forza periferica trasmessa può essere scomposta in tre componenti:

- $F_t \rightarrow$  componente trasversale
- $F_a \rightarrow$  componente assiale
- $F_r \rightarrow$  componente radiale

Poiché gli assi di motrice e condotta sono ortogonali, la componente trasversale per la condotta eguaglia l'assiale per la motrice e viceversa. Per calcolarle si è fatto riferimento a quanto descritto in [34].

$$F_{t2} = F_{a1} = \varphi 19\,800\,000 W_2 / (\omega_2 D p_2)$$

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \tan(\alpha + \phi)$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \tan \theta_n \cos(\phi) / \cos(\alpha + \phi)$$

$$\phi = \arctan(f)$$

$$f = 0.045 + 0.04/v_s$$

item	value	unit	commenti
W2	7.18E-04	kW	
phi (coeff dinamico)	1.50	-	urti notevoli
$\omega_2$	97.171	rpm	
$v_s$	0.146	m/s	
f	0.319	-	fattore attrito
$\phi$	17.70	°	angolo attrito
$\theta_n$	22.5	°	ang. di pressione piano norm

Figura 2.35: Tabella riassuntiva dei valori utilizzati nelle formule.

$\alpha$	$\theta_n$
$< 15^\circ$	$20^\circ$
$15^\circ \div 25^\circ$	$22^\circ 30'$
$25^\circ \div 35^\circ$	$25^\circ$
$> 35^\circ$	$30^\circ$

Figura 2.36: Valori normalizzati di  $\theta_n$  forniti da [34]



Carichi trasmissione			
Ruota	↔		Vite
Ft2	2.439	N	Fa1
Fa2	1.670	N	Ft1
Fr2	1.167	N	Fr1

Figura 2.37: Carichi relativi alla trasmissione di potenza.

Noti i carichi è opportuno fare delle verifiche strutturali per confermare il proporzionamento geometrico fatto fino a questo momento.

Le forzanti ottenute sono tutte abbastanza contenute. La sezione su cui ci si concentra per le analisi è quella che manifesta una sezione resistente inferiore, ossia la porzione anteriore della vite d'iniezione.

A causa della cavità spiraliforme, la sezione è irregolare e ulteriormente ridotta. Per semplificare le cose e rimanere in vantaggio di sicurezza si interpreta la vite come un cilindro cavo avente come dimensione esterna il diametro misurato sul fondo dei filetti.

Il problema viene affrontato secondo lo schema di calcolo della trave.

Nella cavità scorre fluido in pressione e sarebbe dunque possibile ricorrere allo schema di gusci spessi. Tuttavia, il carico di pressione in questa applicazione è contenuto e si decide di trascurarlo.

Nella sezione d'interesse i carichi sono di due tipi:

- Trazione (N) → legata alla spinta idraulica sul convergente
- Torsione (Mt) → legata al momento trasferito alla vite d'iniezione dalla trasmissione di potenza

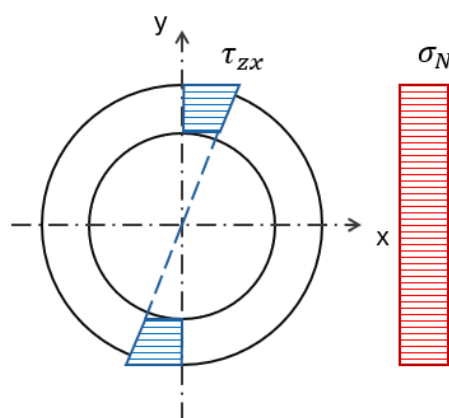


Figura 2.38: Distribuzione tensioni di trazione e torsione.

La tensione di trazione ha una distribuzione uniforme lungo la sezione ed è calcolabile secondo la seguente espressione

$$\sigma_N = \frac{N}{A}$$

Con A area resistente.

La tensione di torsione varia linearmente lungo il raggio e assume valore massimo sul diametro esterno.

La tensione massima o *tau di torsione* ( $\tau_t$ ) è calcolabile con la seguente espressione

$$\tau_t = \frac{Mt}{Wf}$$

Con  $Wf$  modulo di resistenza a torsione, che per una sezione anulare può essere calcolata come

$$Wf = \frac{\pi(De^3 - Di^3)}{16}$$

La tensione equivalente agente sulla sezione è data dal criterio di Von Mises

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$$

Data una tensione di snervamento  $\sigma_s$  per il materiale è possibile calcolare un coefficiente di sicurezza

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{id}} > \sim 1.5 \div 1.6$$

Di seguito i risultati ottenuti

item	value	unit	commenti
N (sforzo normale)	41.756	N	
Ft2	2.439	N	
Dp2	90	mm	braccio
Mt (momento torcente)	109.7668	Nmm	compresivo di coeff dinamico
De	42	mm	
Di	32	mm	
A	581.1946	mm <sup>2</sup>	
Wt	8113.163	mm <sup>3</sup>	
$\sigma_N$	0.0135	MPa	
$\tau_t$	0.0718	MPa	
$\sigma_{id\_vm}$	0.125	MPa	Von Mises
$\sigma_s$	205	MPa	AISI 303
$v_s$	1637.744		coeff di sicurezza

Figura 2.39: Tabella riassuntiva verifiche statiche

Non è necessario fare una verifica a fatica, dato che il coefficiente di sicurezza è molto alto e il sistema non viene impiegato con continuità.

## 2.5.2 Soluzioni costruttive

Nei punti precedenti ci si è dedicati al proporzionamento dei vari componenti sulla base delle specifiche e si sono verificati da un punto di vista strutturale.

A questo punto è opportuno analizzare il problema da un punto di vista tecnologico. I componenti non individuabili da catalogo vanno lavorati per asportazione di truciolo. In termini di materiali, i requisiti per la vite nel suo complesso sono:

- Resistenza a corrosione, in quanto il sistema è costantemente a contatto con l'acqua
- Lavorabilità alla macchina utensile, dato il processo tecnologico utilizzato per produrla

La parte anteriore, inoltre, necessita proprietà di resistenza all'usura abrasiva dovuta al contatto con la sabbia e richiede dunque un rivestimento antiusura.

Poste queste condizioni si prevede di realizzare la vite in un acciaio inossidabile consigliato per la lavorazione alla macchina utensile. L'AISI303 è un acciaio inossidabile austenitico comunemente utilizzato in applicazioni che richiedano una buona resistenza alla corrosione e una lavorabilità superiore [37].

La vite, nel suo complesso, manifesta una lunghezza complessiva di:

$$L_{vite} = L_1 + L_2 + L_3 \approx 360mm$$

Si fanno le seguenti considerazioni

- Rivestire interamente la vite sarebbe molto costoso
- Realizzare al tornio la cavità DN32 in un componente lungo oltre 350 mm risulterebbe scomodo oltre che complesso (flessione dell'utensile)

Per tali ragioni si è scelto di separare la vite in due parti sulla base della funzionalità. Il tratto posteriore (L2+L3) viene realizzato direttamente alla macchina utensile. Per la porzione anteriore (L1) si prevede invece un trattamento di rivestimento, atto a garantire i requisiti di resistenza all'usura del pezzo (es: HVOF).

L'HVOF (High Velocity Oxygen Fuel) è una tecnica di rivestimento termico per superfici. Gli spessori medi di deposizione variano intorno a 50-500  $\mu m$  [38]. Per favorire l'adesione del rivestimento è preferibile una finitura del pezzo più grossolana [39]. Questi due aspetti vanno tenuti in conto nelle messe in tavola (tolleranze geometriche e di superficie).

Le due porzioni della vite si collegano attraverso una filettatura, il collegamento deve rispondere ad un'esigenza di tenuta dettata dal fluido in pressione che attraversa internamente il sistema.

Si considera dunque una filettatura di tipo gas cilindrica, preferita alla filettatura metrica nel caso di tubi in virtù della forma dei filetti. Dato che la filettatura è realizzata al tornio, si è inclusa una gola di scarico per consentire il disimpegno dell'utensile al termine della lavorazione. La filettatura è inoltre prevista sinistra dato il senso di rotazione del sistema, per evitare svitamento durante l'esercizio.

Per garantire la tenuta si inseriscono inoltre una guarnizione piatta alla base della vite e un O-ring alla radice.

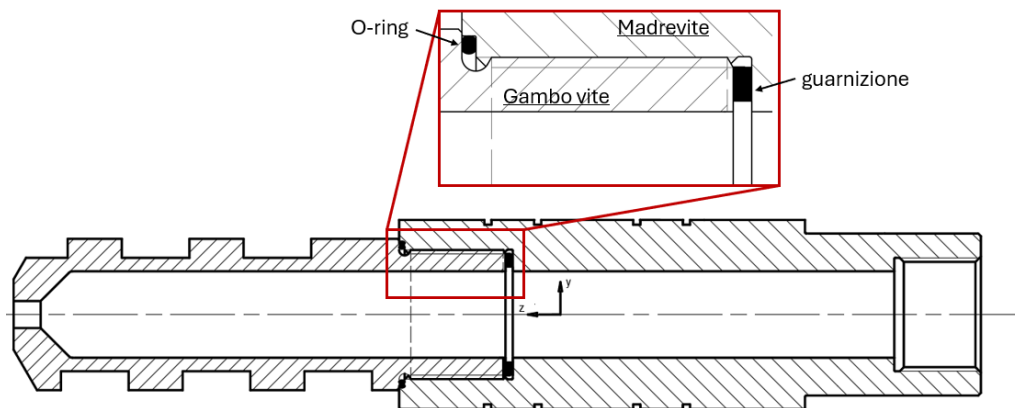


Figura 2.40: Schema dei componenti della vite. La filettatura per l'attacco alla condotta e le gole per gli anelli elastici verranno trattate successivamente.

Per quanto riguarda la lunghezza di avvitamento questa è tipicamente  $1 \div 1.5$  volte il diametro nominale della filettatura. In questo caso si è scelto di prevedere una lunghezza leggermente inferiore dati i carichi contenuti e per non togliere troppo materiale alla zona di montaggio di cuscinetti e anelli elastici.

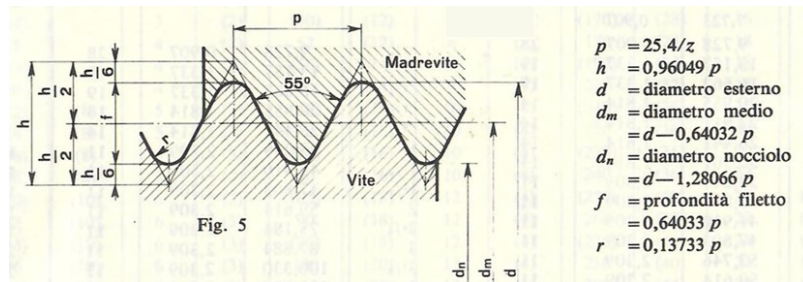
Si è scelto di verificare la filettatura secondo quanto riportato da [34].

Nel caso di vite avvitata sotto carico di trazione statico, il manuale riporta dei valori di tensioni ammissibili per la verifica. Queste derivano dalla tensione di snervamento del materiale abbattuta di un coefficiente che dipende dalle condizioni operative.

Nel caso di vite che comprime una guarnizione elastica la formula approssimativa è la seguente

$$\sigma_{adm} = 0.45 \div 0.34 \sigma_s$$

Dove un valore di riferimento per  $\sigma_s$  nel caso di acciaio AISI303 è 190 Mpa.



Designaz. convenz. pollici	Diam. di filett. d mm	Passo p mm	Numero di filetti per poll. z
G 1/16	7,723	0,907	28
G 1/8	9,728	0,907	28
G 1/4	13,157	1,337	19
G 3/8	16,662	1,337	19
G 1/2	20,955	1,814	14
(G 3/4)	22,911	1,814	14
G 3/4	26,441	1,814	14
(G 7/8)	30,301	1,814	14
G 1	33,249	2,309	11
(G 1 1/8)	37,897	2,309	11
G 1 1/4	41,910	2,309	11
<b>G 1 1/2</b>	<b>47,803</b>	<b>2,309</b>	<b>11</b>
(G 1 3/4)	53,746	2,309	11
G 2	59,614	2,309	11
G 2 1/4	65,710	2,309	11
G 2 1/2	75,814	2,309	11
(G 2 3/4)	81,534	2,309	11
G 3	87,884	2,309	11

Figura 2.41: Filettatura gas non a tenuta stagna.

item	value	unit	commenti
d (diametro esterno)	47.803	mm	G 1 1/2
p (passo)	2.309	mm	
dn (nocciolo)	44.846	mm	
Sn (area di nocciolo)	775.313	mm <sup>2</sup>	tengo conto del foro DN32
σs (AISI303)	190	MPa	
σam	64.6	MPa	vite avvitata con guarnizione elastica
σ	0.0539	MPa	carico

Figura 2.42: Tabella riassuntiva dei conti fatti.

Poiché  $\sigma < \sigma_{adm}$  la filettatura risulta verificata ed è possibile proseguire.

In questa sezione vale la pena anche fare qualche considerazione sulla parte statorica del sistema di iniezione, ossia la camera.

Il compito di questo componente è dare sostegno alla vite, fornire un punto di accesso attraverso cui inserire il materiale sabbioso nel sistema e isolare la zona di carico dei sedimenti dalla zona di miscelazione. La faccia frontale della camera deve inoltre prevedere lo spazio per elementi di collegamento che consentano il montaggio di una flangia di dimensione opportuna per la saldatura al tubo DN32.

Anche per la camera, così come per la vite, individuiamo zone con funzionalità e requisiti differenti:

- Tratto anteriore → comprende la zona di miscelazione e di carico.
- Tratto posteriore → si collega alla vite rotante.

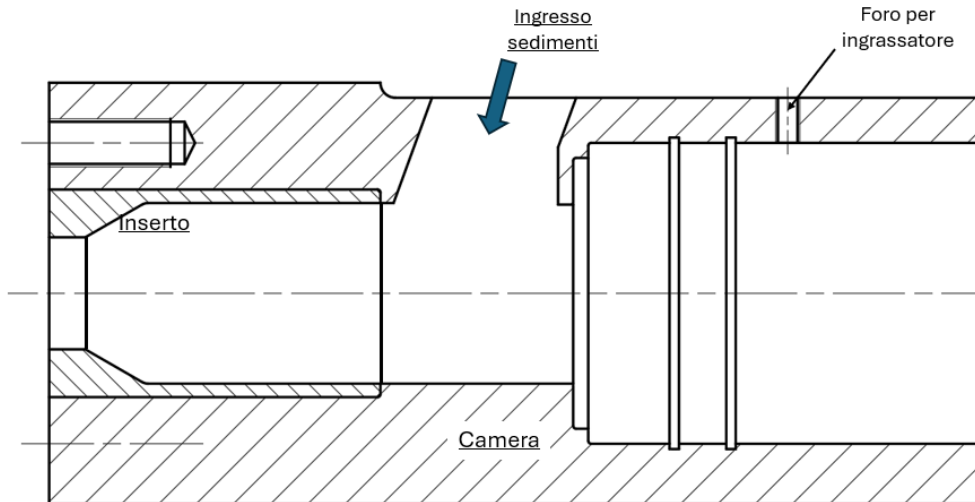


Figura 2.43: Schizzo della camera. Si noti l'inserto e la zona di collegamento alla tramoggia esterna.

La parte anteriore della camera, presenta gli stessi requisiti di resistenza all'usura della vite anteriore e va previsto un rivestimento analogo. Per evitare di rivestire tutta la camera si considera l'utilizzo di un inserto che vada in battuta sulla camera esterna coprendo l'area di trasferimento e miscelazione.

Questa soluzione consente inoltre di sostituire solo l'inserto, componente dalla geometria più semplice rispetto alla camera, nel caso di danneggiamento per usura. Per garantire la tenuta è opportuno che le tolleranze relative allo sviluppo assiale sia dell'inserto che della cavità in cui viene alloggiato siano tali da evitare un difetto di materiale e preferire un eventuale eccesso. Questo eccesso infatti, se contenuto, verrebbe "assorbito" dalla guarnizione tra la camera e la flangia di accoppiamento.

Tra l'inserto e la vite va mantenuto comunque un certo gioco, in modo da tenere conto anche dello spessore del rivestimento (nel caso di HVOF spessore massimo dell'ordine dei decimi di millimetro).

Per quanto riguarda la parte posteriore, si ha il foro per l'ingrassatore e uno spallamento per mandare in battuta il gruppo tenute. Poiché la camera è di forma cilindrica, per agevolare la realizzazione del foro si prevede una spianatura, in modo da lavorare su una superficie piana. La spianatura prosegue fino al punto di attacco della tramoggia cercando di semplificare le operazioni di attacco della camera al sistema di alimentazione sabbia. Per quanto riguarda la zona di carico del materiale sabbioso si prevede un'apertura rettangolare inclinata di 20° rispetto alla normale all'asse della camera, in modo da risultare verticale una volta che il sistema sarà montato e favorire il deflusso della sabbia.

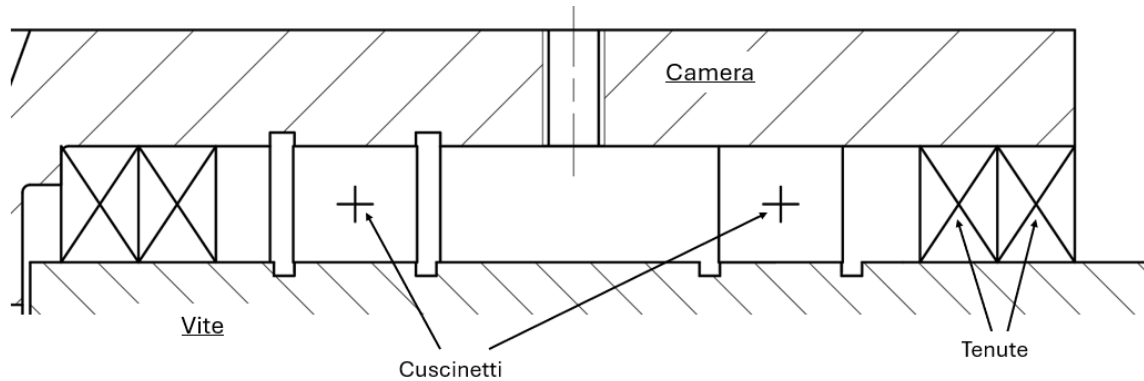


Figura 2.44: Schizzo degli elementi di collegamento tra la camera e la vite.

Noti l'elemento rotante e l'elemento statorico è opportuno fare qualche riflessione su come collegarli. Nel tratto di lunghezza  $L_2$  della vite vanno montati due cuscinetti e delle tenute per mantenerli ben lubrificati e prevenire l'infiltrazione di sporcizia.

Per evitare frequenti smontaggi si prevedono due tenute in serie, mentre i cuscinetti sono cuscinetti radiali uguali in modo da evitare di aggiungere variabilità ai componenti. Sempre in ottica di semplificazione è opportuno che la dimensione radiale di tenute e cuscinetti sia analoga, in modo da poter utilizzare un supporto monoblocco. In base a questo valore è possibile definire la dimensione della cavità della camera.

Il fissaggio assiale dei cuscinetti, dati i carichi molto contenuti, è affidato unicamente ad anelli elastici di tipo seeger, con l'accortezza di lasciare un cuscinetto libero di traslare assialmente per avere un sistema di vincoli isostatico.

Nel capitolo seguente sono riportati i calcoli fatti e la scelta da catalogo.

### 2.5.3 Componenti da catalogo

Nelle sezioni precedenti si è trattata la progettazione di quei componenti del sistema che vanno realizzati sulla base delle specifiche del progetto. In questo paragrafo si affronta invece la scelta da catalogo dei componenti rimanenti.

#### ➤ Cuscinetti

Per i cuscinetti si è fatto riferimento al catalogo SKF [40]. La scelta è influenzata da tre parametri:

- Forze
- Temperatura (trascurata in questo caso)
- Durata

Consideriamo il primo e dunque facciamo riferimento ai carichi già stimati. Per valutare le forze agenti sui cuscinetti il sistema va schematizzato come una trave, scomposto in due piani ortogonali e vanno calcolate le reazioni vincolari.

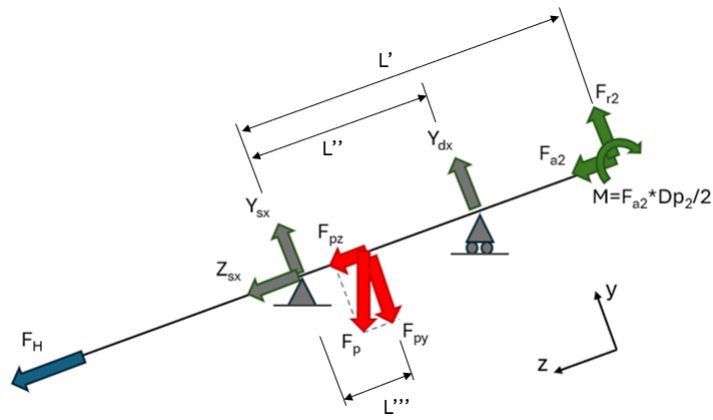


Figura 2.45: Schema dei carichi nel piano YZ

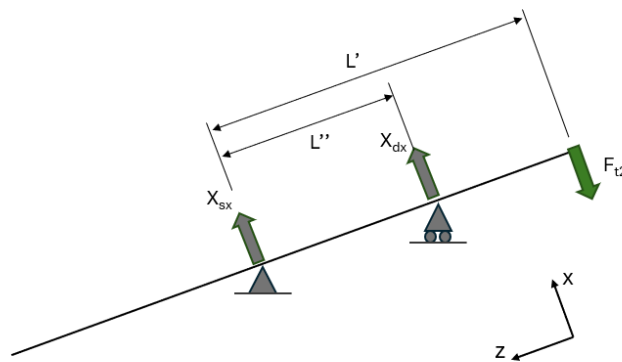


Figura 2.46: Schema dei carichi nel piano XZ. Non si sono riportati i carichi lungo z in quanto già espressi in Fig. 2.45.

Una volta fissate le posizioni assiali dei cuscinetti le incognite del problema sono 5 e sono necessarie 5 equazioni per ottenere una soluzione:

$$X = 0 \rightarrow X_{sx} + X_{dx} - F_{t2} = 0$$

$$Y = 0 \rightarrow Y_{sx} + Y_{dx} - F_{py} + F_{r2} = 0$$

$$Z = 0 \rightarrow F_H + F_{pz} + F_{a2} = 0$$

$$M_{yy,sx} = 0 \rightarrow F_{t2} \cdot L' - X_{dx} \cdot L'' = 0$$

$$M_{xx,sx} = 0 \rightarrow Y_{dx} \cdot L'' - F_{py} \cdot L''' + F_{r2} \cdot L' - M = 0$$



I carichi complessivi scomposti lungo la direzione radiale e assiale per ciascun cuscinetto sono

$$R_{dx} = \sqrt{X_{dx}^2 + Y_{dx}^2} = F_{R-dx}$$

$$R_{sx} = \sqrt{X_{sx}^2 + Y_{sx}^2} = F_{R-sx}$$

$$A_{dx} = Z_{dx} = F_{A-dx}$$

item	value	unit	commenti
Ft2	2.439	N	carichi ruota
Fa2	1.670	N	
Fr2	1.167	N	
F_H	41.756	N	spinta idraulica
Fp	70.065	N	Peso
$\beta$	20	°	inclinazione
L'	102.397	mm	
L''	55	mm	
L'''	17.6	mm	
Zsx	-67.390	N	
Ysx	44.410	N	
Xsx	-2.102	N	
Ydx	20.263	N	
Xdx	4.541	N	

Figura 2.47: Tabella riassuntiva con le reazioni vincolari del sistema.

Individuati i carichi a cui è soggetto ciascun cuscinetto passiamo alla formula della durata

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Con

- $L_{10}$  → durata base (milioni di giri) con probabilità di rottura al 10%
- $C$  → capacità di carico del cuscinetto (necessaria alla scelta)
- $P$  → carico dinamico equivalente
- $p$  → esponente che dipende dal tipo di cuscinetto (es:  $p=3$  cuscinetto a sfere)

La durata base può essere riscritta nel seguente modo

$$L_{10} = \frac{60 \omega L_{10h}}{10^6}$$

Con

- $\omega = \omega_v$  → velocità di rotazione del sistema [rpm]
- $L_{10h}$  → durata in ore del cuscinetto (Fornito dal catalogo sulla base dell'applicazione specifica)

Il carico dinamico equivalente viene invece calcolato come

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A$$

Dove  $X$  e  $Y$  sono due coefficienti forniti da manuale SKF.

- Carico puramente radiale  $\rightarrow X = 1$  e  $Y = 0$
- Carico misto  $\rightarrow X, Y = f\left(\frac{f_0}{C_0} F_A\right)$

Dove  $f_0$  e  $C_0$  dipendono dal cuscinetto scelto.

Nel caso di cuscinetti radiali ad una corona di sfere, in realtà, un carico assiale influenza il carico dinamico equivalente solo se si verifica la seguente condizione

$$\frac{F_A}{F_R} > e$$

Con  $e = f\left(\frac{f_0}{C_0} F_A\right)$

Dato che si prevede di utilizzare la stessa tipologia di cuscinetto a destra e a sinistra, ma i coefficienti necessari a stimare il carico a sinistra dipendono dalla scelta fatta, si è partiti con il determinare il cuscinetto di destra, verificando poi a posteriori che la capacità di carico fosse sufficiente.

La scelta del cuscinetto è inoltre vincolata dal diametro  $D2 \sim 70\text{mm}$ .

Cuscinetto dx: SFERE			
item	value	unit	commenti
L10h	30000	h	durata richiesta in ore sovrastimata
L10	174.91	mln giri	prob rottura 10%
p (sfere)	3		
FR	20.766	N	
FA	0	N	
X	1		pure radial load
Y	0		
P (carico dinamico eq)	20.766	N	
C richiesto	0.116134	kN	< 23.8 kN
vincolo su diametro interno 70mm $\rightarrow$ <b>SKF61914</b>			ricavo dati per cusc sx

Figura 2.48: Tabella riassuntiva cuscinetto di destra.

Il cuscinetto risulta sovradimensionato dati i carichi in gioco ma si conferma la scelta in virtù dei vincoli geometrici del problema.

Individuato un candidato è necessario verificare che la capacità di carico sia sufficiente anche a sinistra. Dati i valori ottenuti per il cuscinetto di destra non ci si aspetta di dover modificare la scelta ma per completezza si riportano ugualmente i conti fatti.

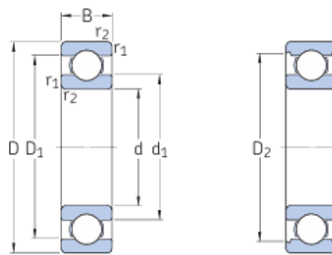
Cuscinetto sx: SFERE			
item	value	unit	commenti
L10h	30000	h	
L10	174.91	mln giri	durata base
p (sfere)	3		
FR	44.459	N	
FA	67.390	N	
f0 (skf61914)	14		
CO (skf61914)	18.3	kN	
f0*FA/CO	0.0516		inferiore ai valori dati
e	0.19		per rapp 0.172
X	0.56		
Y	2.3		
P (carico dinamico eq)	179.894	N	
C richiesto	1.006	kN	< 23.8 kN

Figura 2.49: Tabella riassuntiva cuscinetto di sinistra.

Single row and double row bearings Normal clearance			
$f_0 F_a / C_0$	e	X	Y
<b>0,172</b>	0,19	0,56	2,3
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71

Figura 2.50: Tabella da catalogo SKF per i fattori di calcolo.

Di seguito gli ingombri da catalogo per il cuscinetto scelto, necessari per fissare la dimensione del foro nella camera della vite.



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Reference speed	Limiting speed <sup>1)</sup>	kg	Bearing open or capped on both sides
mm			kN		kN	r/min			-
70	100	16	23,8	18,3	0,9	14 000	8 500	0,34	► 61914

Figura 2.51: Dati cuscinetto SKF61914

## ➤ Tenute

Scelti i cuscinetti, si passa alle tenute, sempre da catalogo SKF [41]. I vincoli geometrici in questo caso sono due:

- $D_i=D_2=70\text{mm}$  → vincolo sul diametro interno imposto dal dimensionamento della vite.
- $D_e=100\text{mm}$  → vincolo sul diametro esterno fissato una volta scelti i cuscinetti.

Si è scelto tra le tenute della serie CRW1 con involucro in metallo. Questa soluzione può favorire il montaggio data la minor deformabilità del materiale e garantisce maggior resistenza all'usura. Quest'ultima considerazione risulta vantaggiosa, dato che la sostituzione della tenuta, per come è pensato il sistema, richiede uno smontaggio completo. Scegliere una tenuta con una resistenza all'usura maggiore consente di ridurre gli interventi di manutenzione.



item	value	unit	commenti
v (tangenziale)	0.356	m/s	
<b>SKF CRW1 R</b>	<u>70x100x10</u>		
vmax	9	m/s	
$\omega_{max}$	2520	rpm	
$\Delta p_{max}$	0.07	Mpa	

Figura 2.52: Tabella riassuntiva dati della tenuta e design del labbro.

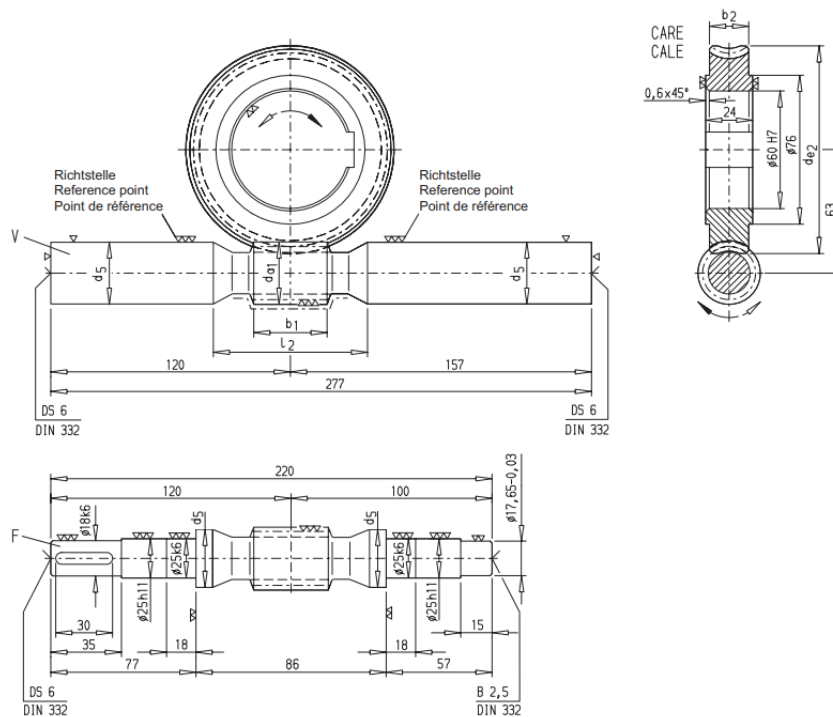
I valori limite sono riportati da catalogo. La velocità tangenziale è calcolata come

$$v = \omega_v [\text{rpm}] \cdot \frac{2\pi D_2 [\text{mm}]}{60 \cdot 2000} < v_{max}$$

## ➤ Coppia ruota e vite senza fine

Nella sezione di progettazione è stato proposto un predimensionamento del riduttore. Tuttavia, realizzare un meccanismo di questo tipo su specifiche del cliente risulta economicamente oneroso. Per ridurre i costi associati al sistema progettato, è opportuno cercare componenti da catalogo che si avvicinino il più possibile alle specifiche richieste.

In particolare, si è optato per la coppia ruota-vite senza fine da catalogo CAVEX [42].



Ratio <i>i</i>	Worm shaft					Worm wheel			Weights		
	$Z_1$	$da_1$ mm	$d_5$ mm	$b_1$ mm	$l_2$ mm	$Z_2$	$de_2$ mm	$b_2$ mm	Worm V kg	F kg	Worm wheel kg
10.33	3	34.9	32	43	83	31	106	22	1.7	0.8	1.0

Figura 2.53: Dati meccanismo taglia 63 da catalogo CAVEX.

Il meccanismo trovato ha parametri simili a quelli ottenuti tramite il dimensionamento. Il rapporto di trasmissione definito qui come:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = 10.33 > 10$$

Con il pedice 2 riferito alla ruota e 1 alla vite, come già fatto nelle sezioni precedenti.

Avendo a disposizione informazioni relative alle dimensioni effettive del meccanismo, è possibile fare delle verifiche sulla vite. Questa è soggetta a carichi di flessione, taglio e trazione ma sono soprattutto i primi che vengono considerati nella verifica.

Mantenendo lo stesso sistema di riferimento usato fino ad ora (terna destrorsa con asse  $z$  nella direzione del deflusso della portata e asse  $y$  opposto alla gravità) la vite è soggetta ai seguenti momenti flettenti

$$M_{yy} = F_{t1} \frac{L}{4} \quad M_{zz} = F_{a1} \frac{L}{4}$$

Con L distanza tra i due supporti della vite senza fine. Le tensioni che si generano sulla sezione della vite hanno una distribuzione a farfalla e ciascuna delle due distribuzioni raggiunge valori massimi dove l'altra si annulla.

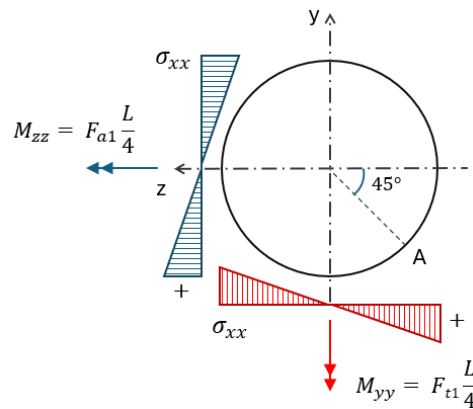


Figura 2.54: Distribuzione tensioni sulla sezione della vite.

Per la verifica si sono dunque considerati i valori massimi di ciascuna delle due distribuzioni separatamente e il punto A dove gli effetti delle due azioni vanno a sovrapporsi.

item	value	unit	commenti
L (distanza cuscinetti)	104	mm	da catalogo
Ft1	1.670	N	
Fr1	1.167	N	
Myy	43.427	Nmm	
Mzz	30.331	Nmm	
dn	23.295	mm	diametro nocciolo
Wf	1241.081	mm <sup>3</sup>	mod resist a flex
J	14455.625		momento inerzia
$\sigma_{x\_yy}$	0.035	MPa	
$\sigma_{x\_zz}$	0.024	MPa	
$\sigma_{x\_A}$	0.042	MPa	

Figura 2.55: Tabella riassuntiva verifica vite senza fine a flessione.

Nella tabella sono riportati i risultati ottenuti dai calcoli. Si è omesso il calcolo del coefficiente di sicurezza  $\nu_s$  dati i valori ottenuti per le tensioni.

### ➤ Linguetta

Per collegare la ruota alla vite d'iniezione si prevede l'utilizzo di una linguetta. Le linguette sono organi di collegamento che bloccano la rotazione lasciando libera la traslazione assiale. Per inserirle, si realizza una cavità sul mozzo e sull'albero, lasciando un gioco in direzione radiale. Per come sono

concepite, sono organi che lavorano a taglio, trasmettendo lo sforzo sulle pareti laterali della cava. Le sollecitazioni agenti, rispetto a cui va verificata la linguetta sono riportate in figura:

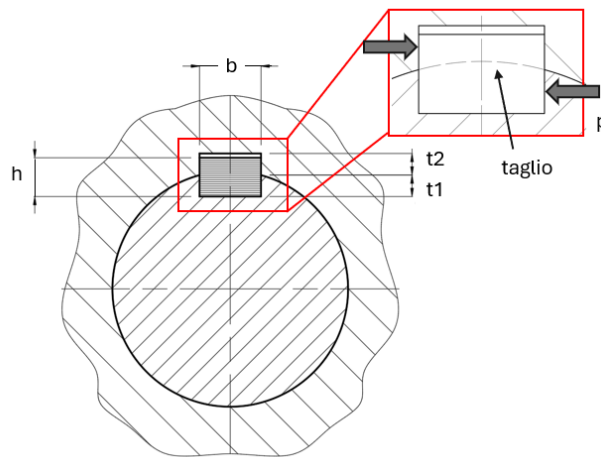


Figura 2.56: Schema di una linguetta.

Le dimensioni della linguetta sono normate secondo la UNI6604 che riporta la seguente designazione

$$\text{Linguetta } A \quad b \times h \times l$$

Con  $l$  lunghezza assiale.

La linguetta va verificata sia rispetto alla pressione  $p$  agente sulle facce sia allo sforzo di taglio  $\tau$

$$p = \frac{2 M_{t2}}{D_2 t_1 l} \leq p_{adm}$$

$$\tau = \frac{2 M_{t2}}{D_2 b l} \leq \tau_{adm}$$

Consideriamo un acciaio C45 per la linguetta, la vite d'iniezione è realizzata in AISI303 mentre la ruota da catalogo CAVEX è in lega di bronzo (CuSn12Ni-C).

La tensione ammissibile è definita sulla base delle proprietà del materiale della linguetta

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{\sigma_s}{v_s \sqrt{3}} = \frac{370}{1.5 \cdot \sqrt{3}} = 142.41 \text{ MPa}$$

Per la pressione di contatto ammissibile il manuale dell'ingegnere [34] riporta dei range di valori di riferimento sulla base del materiale. Dato che l'AISI303 non ha proprietà meccaniche particolarmente elevate si è utilizzato il limite inferiore del range per il contatto acciaio-acciaio ( $p_{adm} = 75 \div 115 \text{ MPa}$ ).

Le formule di verifica consentono di ricavare la lunghezza minima della linguetta per trasmettere il carico una volta scelta la dimensione  $b \times h$ . Larghezza e altezza sono definite dalla normativa sulla base della dimensione dell'albero.

$$l \geq \frac{2 M_{t2}}{D_2 t_1 p_{adm}}$$

item	value	unit	commenti
Mt (lato ruota)	70.586	Nmm	
b	18	mm	18x11 per 53<d<65
h	11	mm	
t1	7	mm	
p <sub>adm</sub>	75	MPa	
l (lunghezza min)	0.006274	mm	

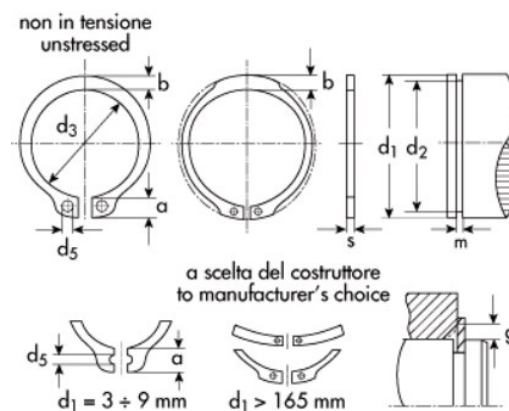
La normativa riporta inoltre delle lunghezze standard tra cui scegliere.

La ruota della trasmissione presenta una larghezza di fascia pari a 24mm. La lunghezza minima per linguette 18x11 da catalogo Gandini è pari a 30mm [43].

Il catalogo CAVEX afferma che le cave delle linguette per i loro prodotti seguono lo standard DIN 6885/1 (equivalente alla UNI6604) [42]. Si sceglie dunque di realizzare una cava per linguetta 18x11x20 sulla vite d'iniezione prevedendo dunque di tagliare il componente di collegamento alla lunghezza desiderata.

### ➤ Anelli elastici

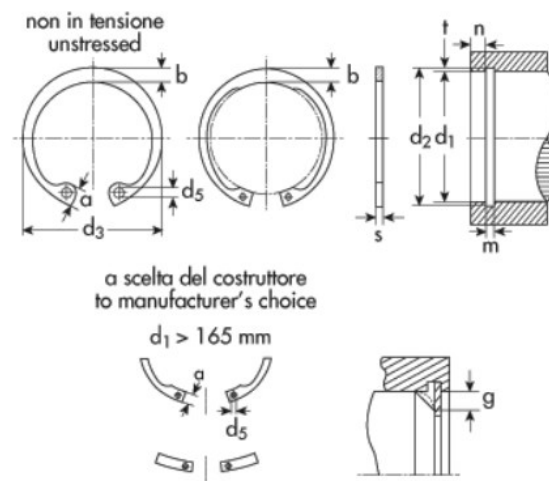
Per il fissaggio dei cuscinetti ci si affida ad anelli elastici tipo Seeger da catalogo Gandini [44]. Le dimensioni di questi sono note una volta definito il diametro del foro o dell'albero su cui montarli. Il catalogo riporta inoltre le dimensioni e le tolleranze delle cave secondo normativa (UNI 7435 per alberi e UNI 7437 per fori).





ANELLO D'ARRESTO		GOLA		DATI COMPLEMENTARI	
d <sub>1</sub>	70,00	d <sub>2</sub>	67,0	n	4,5
s	2,50	toll d <sub>2</sub>	-0,30	FN (kN)	53,8
toll s	-0,07	m	2,65	FR (kN)	134,00
d <sub>3</sub>	65,5	t	1,50	g	2,5
toll d <sub>3</sub>	+0.46 -1.10			FRg (kN)	23,00
a max	8,1			AN (mm <sup>2</sup> )	323,0
b ~	6,6			K (kN.mm)	241,00
d <sub>5</sub> min	3,0			n <sub>abl</sub> x1000 (giri/min)	7,0
peso kg/1000	22,000			pinza	ZGA 3

Figura 2.57: Anello per alberi A 70



ANELLO D'ARRESTO		GOLA		DATI COMPLEMENTARI	
d <sub>1</sub>	100,00	d <sub>2</sub>	103,5	n	5,3
s	3,00	toll d <sub>2</sub>	0,35	FN (kN)	93,00
toll s	-0,08	m	3,15	FR (kN)	188,0
d <sub>3</sub>	105,5	t	1,75	g	3,0
toll d <sub>3</sub>	+1.30 -0.54			FRg (kN)	30,8
a max	9,2			AN (mm <sup>2</sup> )	559,0
b ~	8,4			K (kN.mm)	359,0
d <sub>5</sub> min	3,5			pinza	ZGJ 3-4
peso kg/1000	42,000				

Figura 2.58: Anello per fori J 100

Le tabelle da catalogo riportano anche i carichi massimi sopportabili dall'anello (FR) e dalla cava (FN). In questo caso si omette un calcolo più preciso dato che le forze a cui è soggetto il sistema sono circa tre ordini di grandezza inferiori ai valori riportati da tabella.

## ➤ Motore

Per il motore si è scelto di fare riferimento alla selezione offerta da Oriental Motor [45].

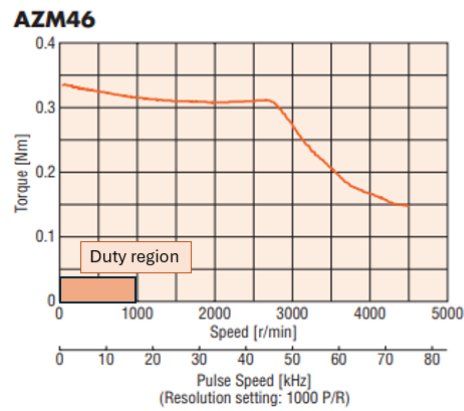


Figura 2.59: Curva coppia-velocità per il modello AZM46AC.

Motor Product Name	Single Shaft		<b>AZM46A□C</b>
	With Electromagnetic Brake		<b>AZM46M□C</b>
Driver Product Name			
Max. Holding Torque		Nm	0.3
Holding Torque at Motor Standstill	Power ON	Nm	0.15
	Electromagnetic Brake	Nm	0.15
Rotor Inertia		J: kgm <sup>2</sup>	55×10 <sup>-7</sup> (71×10 <sup>-7</sup> )*1
Resolution		Resolution setting: 1000 P/R	0.36°/Pulse

Figura 2.60: Dati del modello proposto.

Scelto il motore è necessario verificare che il rapporto delle inerzie si inferiore ad un valore limite fornito dal costruttore. Per i motori di questa serie [36] suggerisce un rapporto inferiore a 30.

$$\text{inertia ratio} = \frac{J_L}{J_m} \leq 30$$

item	value	unit	commenti
JL	1.08E-04	kg*m <sup>2</sup>	
Jm	5.50E-06	kg*m <sup>2</sup>	
inertia ratio	19.654		<30

Figura 2.61: Risultati ottenuti per il rapporto delle inerzie.

Osservando la curva della coppia per il modello scelto si nota come il motore garantisce prestazioni molto superiori a quelle necessarie.

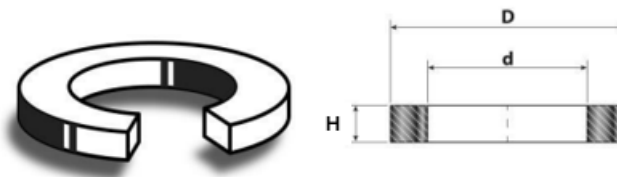
Si erano considerati anche motori con valori più vicini a quelli richiesti dall'applicazione, tuttavia, l'inerzia del rotore era molto inferiore e il rapporto d'inerzia calcolato sfiorava i limiti suggeriti dal costruttore.

### ➤ O-ring e guarnizioni

Dato che la vite d'iniezione risulta divisa fisicamente in due parti ed è internamente attraversata da fluido in pressione è necessario garantire una tenuta. Per fare ciò si è previsto una guarnizione piatta da posizionare tra il fondo della cava filettata e il gambo e un O-ring in corrispondenza della battuta tra porzione anteriore e posteriore del componente.

Affinché la guarnizione faccia tenuta deve risultare compressa, dunque lo spazio in direzione assiale tra il fondo del gambo filettato e il foro deve essere inferiore allo spessore della guarnizione.

Si è scelto di fare riferimento al catalogo Tedeschi gomma per la guarnizione [46] in modo da avere a disposizione delle dimensioni.



Codice Articolo	Descrizione Articolo	D.	d.	H.
PT01715	PIATTA	45	35	3

Figura 2.62: Dimensioni guarnizione piatta PT01715.

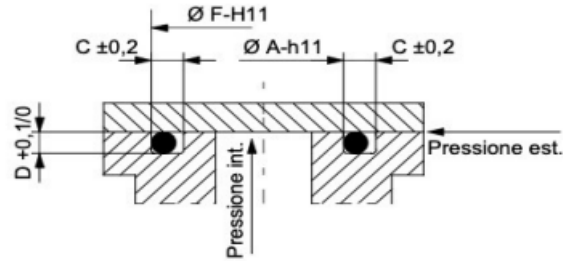
Considerando una compressione intorno al 10% la distanza assiale tra fondo del gambo e foro è pari a

$$s = 0.9 \cdot H \approx 2.7\text{mm}$$

Il valore fa riferimento alla guarnizione scelta. In presenza di guarnizioni con dimensioni differenti o nel caso in cui la compressione non fosse sufficiente a garantire la tenuta è anche possibile inserirne più di una.

Per quanto riguarda l'O-ring si è fatto riferimento al catalogo Dilanda [47] che riporta per ogni prodotto le dimensioni della cava. La forma di quest'ultima dipende dall'applicazione, ossia cambia se la tenuta è in direzione radiale o assiale e se è di tipo statico o dinamico.

Nel caso in esame, l'O-ring viene compresso in direzione perpendicolare al piano dell'anello, ci si orienta dunque verso una tenuta statica assiale.



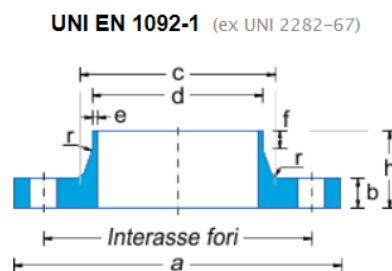
Norme AS 568A - BS 1806				Tenute statiche			
Riferimenti		$\varnothing d1$	$\varnothing d2$	F	C	D	A
OR 2200	033	50,52	1,78	54	2,5	1,3	51

Figura 2.63: Dimensioni della cava e dell'O-ring per tenuta statica assiale.

## ➤ Flangia

Il sistema di iniezione deve poter essere inserito nella condotta secondaria e collegato ai tubi. Anteriormente, questo obiettivo è raggiunto mediante una flangia con collarino di diametro opportuno. La flangia viene saldata alla tubazione e collegata alla camera tramite viti. Questa soluzione consente di separare il sistema di iniezione dalla condotta per operazioni di manutenzione o controllo.

La flangia è normata secondo la UNI EN 1092-1 sulla base del diametro nominale (DN32) e sulla pressione massima di esercizio (PN16 o PN10).

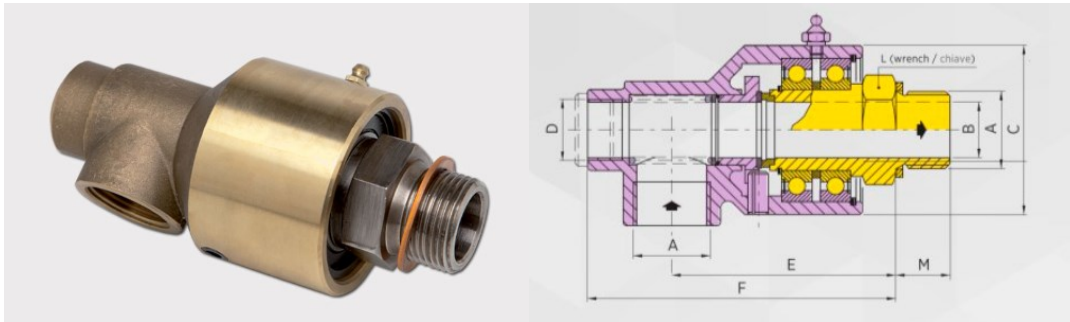


DN mm	a mm	b mm	c mm	d mm	e mm	f mm	h mm	r mm	Fori			Peso kg
									Interasse mm	$\varnothing$ mm	Numero	
32	140	18	56	42,4	2,6	6	42	6	100	18	4	2,0

Figura 2.64: Dimensioni normate flangia di tipo 11 da catalogo OPPO.

➤ Giunto rotante

Posteriormente, la vite d'iniezione deve essere collegata alla condotta d'alimentazione. Poiché la vite è in movimento rispetto alla condotta, è necessario prevedere un sistema di connessione a giunto rotante che consenta la rotazione relativa e garantisca la tenuta idraulica.



type tipo	A	B	C	D	E	F	G optional	H	L	M	N	R	S	U	V	Z	weight peso	RPM	
U 125	1"1/4 BSP	32	87	1" BSP	113	158	3/8" 1/2"	-	20	50	29	3/4" BSP	25	60	155	190	203	3,2 Kg	1500

Figura 2.65: Giunto rotante U125 da catalogo Re.spa

Per collegare il giunto è necessario realizzare un foro filettato sulla parte posteriore della vite. La filettatura deve seguire lo stesso standard del giunto. Per consentire il montaggio di una guarnizione si è realizzata un allargamento sul fondo della filettatura.

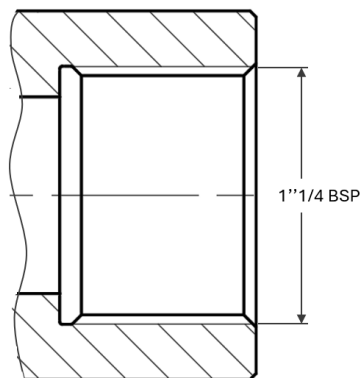


Figura 2.66: Foro filettato sulla parte posteriore della vite

## 2.5.4 Assieme

Nel paragrafo che segue sono riportati il disegno 2D dell'assieme e il modello 3D realizzato su Solidworks. Il lavoro prevedeva anche la realizzazione delle tavole tecniche dei componenti che non potevano essere scelti da catalogo che sono state fornite a 45-eng.

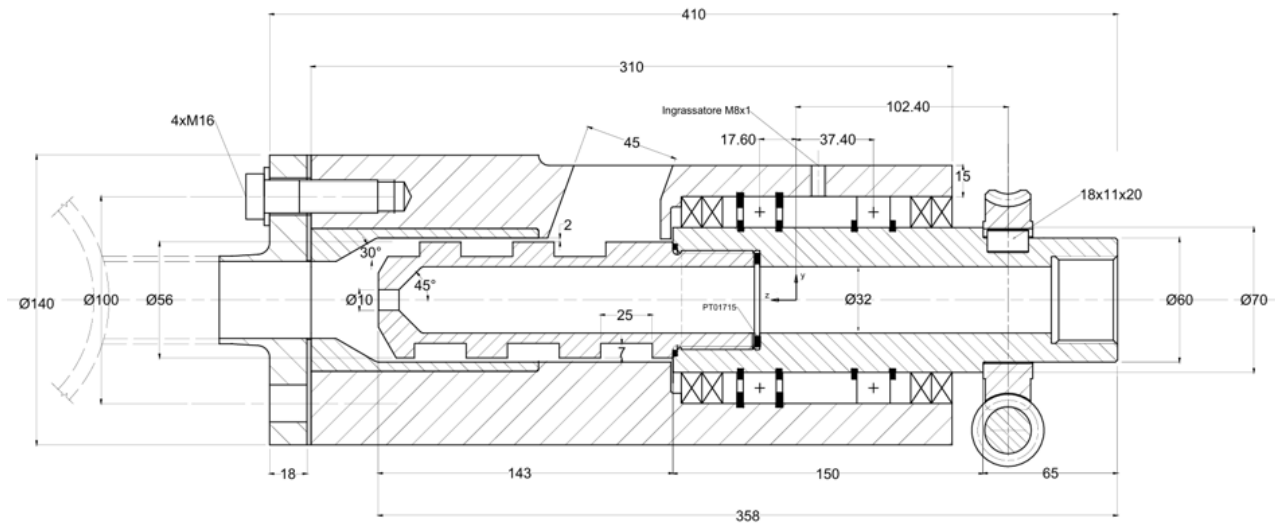


Figura 2.67: Schizzo 2D dell'assieme su AutoCAD.

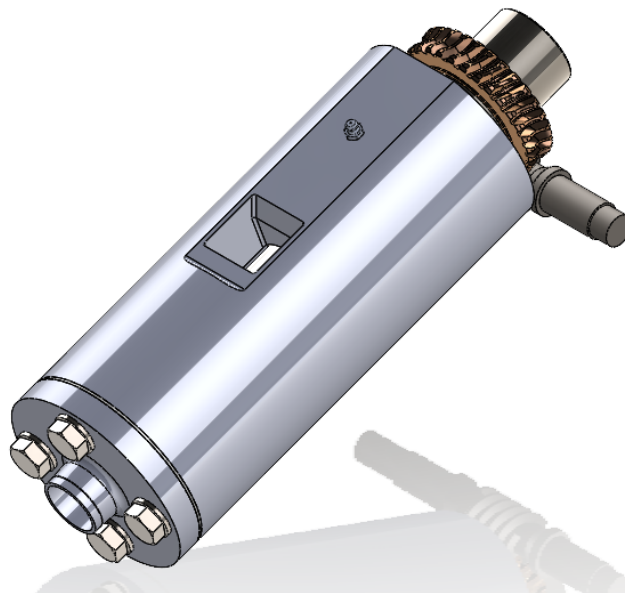
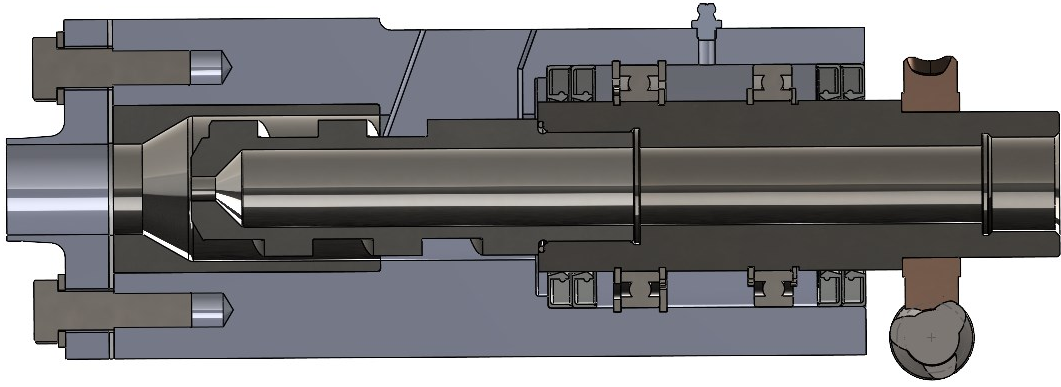


Figura 2.68: Assieme assemblato realizzato su Solidworks.



*Figura 2.69: Sezione del sistema.*





## Capitolo 3

### 3.1 Layout di impianto

Una volta definito il sistema di iniezione, si è passati a considerare l'impianto di prova nel suo complesso. Per determinare la componentistica da inserire nel layout, è necessario inquadrare le caratteristiche dell'impianto stesso.

Nel Capitolo 1 si sono classificati gli impianti sulla base della presenza o meno di un sistema di iniezione dei sedimenti (premixing o postmixing) e se la miscela venisse fatta ricircolare o no all'interno dell'impianto (recirculating o non-recirculating). Un impianto che si colloca in una delle precedenti categorie presenta vantaggi e svantaggi già messi in luce (si faccia riferimento al Capitolo 1).

L'idea avanzata dall'Università è stata quella di proporre una soluzione alternativa rispetto a quanto visto in letteratura, che potesse sfruttare i vantaggi di tutte le categorie elencate in precedenza.

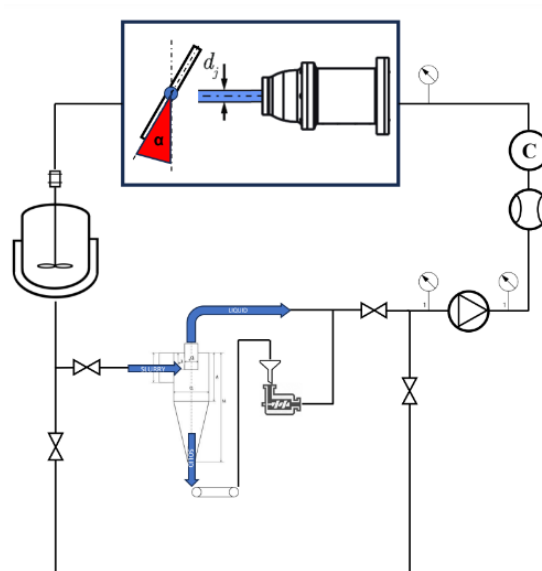


Figura 3.1: Schema dell'impianto fornito dall'Università.

L'impianto così pensato è in realtà l'unione di due sistemi che funzionano in parallelo. La componentistica tipica di ciascuna categoria (es: idrociclone, sistema d'iniezione ecc.) viene montata su condotte separate, collegate mediante valvole alla tubazione principale. Quest'ultima ospita le parti comuni alle diverse categorie e necessarie a far funzionare l'impianto (es: pompa, flussimetro ecc.).

In base alle esigenze richieste dal particolare test di erosione è possibile attivare uno dei due rami (ricircolante con premiscelazione o non-ricircolante con postmiscelazione) agendo sulle valvole.

Lo schema fornito dall'Università è preliminare ma dà i riferimenti necessari per proporre riflessioni più approfondite. A partire da questo si sono formulate due differenti proposte di layout, una ad opera del sottoscritto (layout n°1) e una ad opera dello studio 45-eng (layout n°2). Le due proposte sono state sviluppate separatamente in modo da non influenzarsi a vicenda e ricercare soluzioni differenti.

Lo spazio messo a disposizione dall'Università per l'impianto è 3mx8m. Tale dato non è interpretato come un vero e proprio vincolo ma come un'indicazione sullo spazio disponibile per sviluppare la proposta.

Nei paragrafi che seguono si analizzeranno le due proposte separatamente a partire dai modelli realizzati su Solidworks, ponendo l'accento sul funzionamento e sulle soluzioni costruttive.

### 3.1.1 Layout n°1

Il primo layout è riportato nell'immagine che segue.

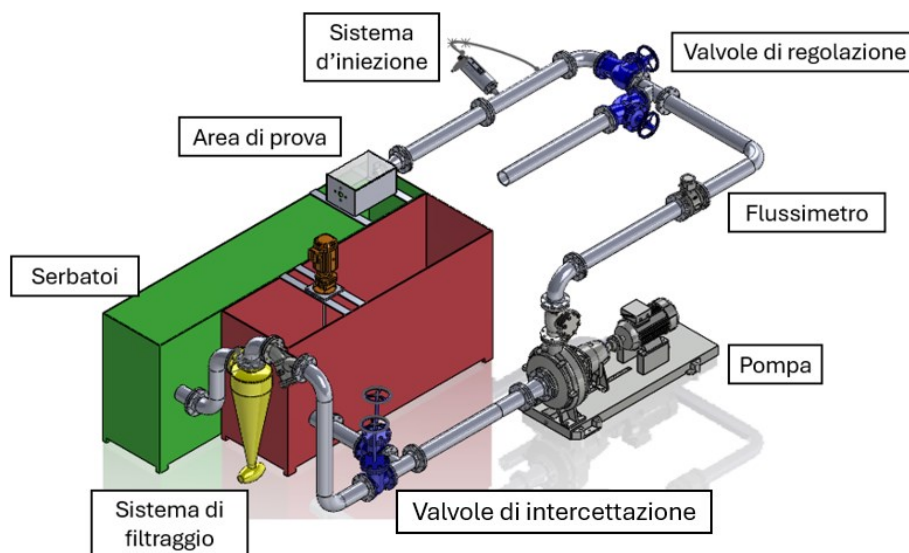


Figura 3.2: Layout n°1

Si notano:

- Due serbatoi
- Un mixer (sul serbatoio rosso)
- Una zona di filtraggio (in questo caso un idrociclone e un filtro a rete)
- Due valvole di intercettazione per definire quale ramo dell'impianto stia funzionando
- Una pompa
- Una valvola di ritegno a valle della pompa
- Un flussometro
- Due valvole di regolazione (una per ciascun ramo)

- Il sistema di iniezione
- L'area di prova

Di seguito sono riportati anche gli ingombri di questa configurazione.

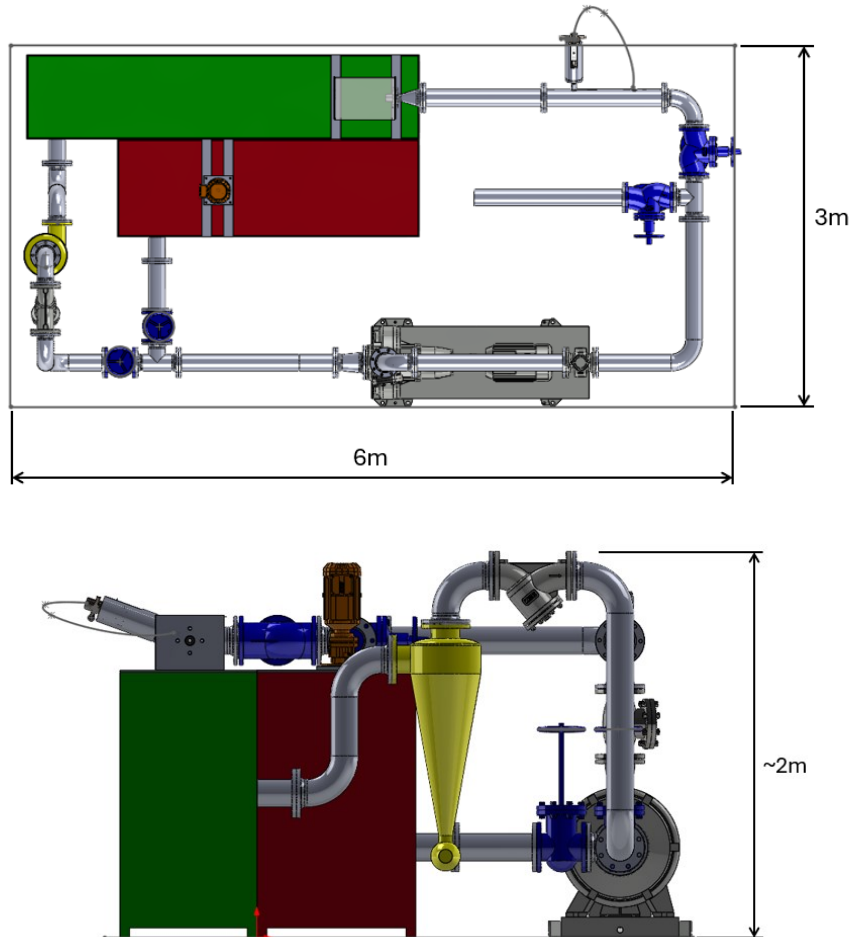


Figura 3.3: Ingombri del layout n°1.

Come già accennato, l'impianto presenta due rami con caratteristiche differenti che funzionano in parallelo. Facendo riferimento ai colori dei serbatoi distinguiamo

- Ramo rosso → ricircolante premixing (RC-Premix)
- Ramo verde → non ricircolante postmixing (NRC-Postmix)

Di seguito si riporta il funzionamento dei due sistemi separatamente.

➤ Sistema ricircolante (RC-premix)

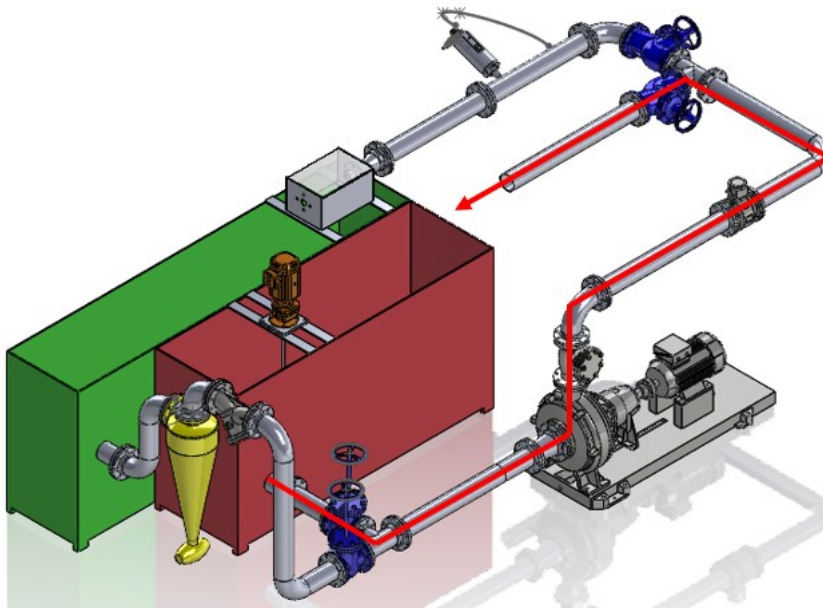


Figura 3.4: Percorso della corrente nella linea dedicata (non si è rappresentata la parte terminale che dà sull'area di prova)

Si parte con il descrivere il sistema ricircolante. Questa prima soluzione è quella più semplice, in quanto non richiede sistemi di filtraggio e iniezione dei sedimenti.

Il materiale erodente è inserito direttamente all'interno del serbatoio (in rosso). In base al volume di acqua si inserisce una quantità di sabbia tale da ottenere la concentrazione richiesta.

Tramite un miscelatore elettrico si crea una soluzione omogenea che viene aspirata dalla pompa. Quest'ultima dovrà essere in grado di gestire fanghi senza andare incontro ad eccessiva usura. Essendo installata sottobattente si può evitare il calcolo dell'NPSH.

Il punto di attacco del tubo di aspirazione al serbatoio è previsto in basso, in modo da aspirare acqua ricca di sedimenti. A monte della pompa c'è una valvola che funziona unicamente on-off e che ha lo scopo di collegare o isolare il ramo dell'impianto.

A valle della pompa si posiziona una valvola di ritegno e un flussimetro per misurare la portata effettiva inviata all'utenza. Per garantire una misura accurata è consigliato installare un certo numero di lunghezze di tubo rettilineo a monte e a valle del flussimetro stesso.

Questo serve a stabilizzare il flusso riducendo al minimo le turbolenze e le distorsioni che potrebbero influenzare la precisione delle misurazioni.

Il numero di diametri necessari a monte e a valle del flussimetro può variare in base a diversi fattori, tra cui le caratteristiche dell'impianto e le specifiche del flussimetro stesso.

In generale è possibile fare riferimento alle seguenti misure:

- $\geq 10$  DN a monte
- $\geq 5$  DN a valle

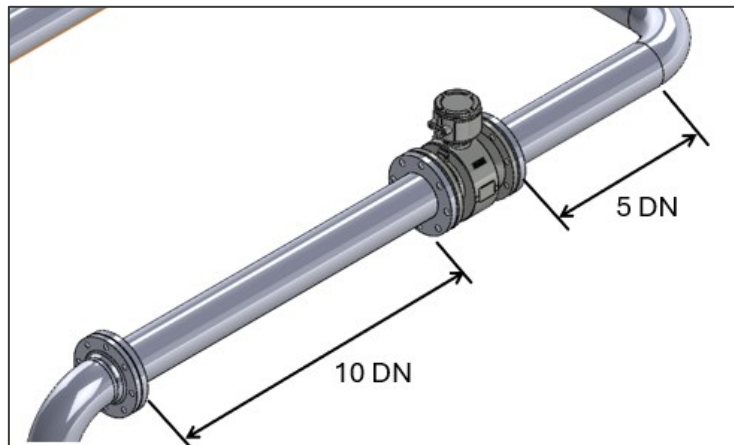


Figura 3.5: Lunghezze rettilinee a monte e a valle del flussimetro.

Superato il flussimetro, si incontra una valvola di regolazione della portata e l'area di prova (non rappresentata).

- Sistema non ricircolante (NRC-postmix)

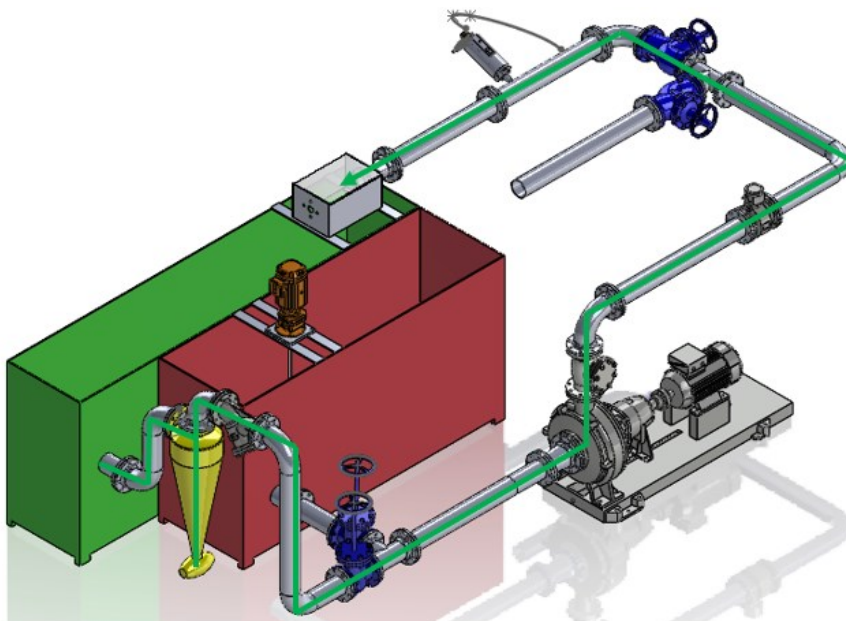


Figura 3.6: Percorso della corrente nel sistema non ricircolante.

Questa seconda soluzione risulta più elaborata:

Il serbatoio (in verde) è collegato attraverso un tubo all'idrociclone. Il tubo pesca più in alto rispetto al caso precedente per il motivo opposto: si cerca di evitare il materiale sabbioso sedimentato sul fondo del serbatoio per non sovraccaricare l'idrociclone.

Va tuttavia verificato che l'attacco sia in posizione tale da mantenere il tubo costantemente in pressione durante l'esercizio. A valle dell'idrociclone è posizionato un ulteriore filtro (a maglia metallica) e successivamente una valvola di controllo che porta alla pompa.

A valle della pompa si ritrovano la valvola di ritegno, il flussimetro e la valvola di regolazione. Da qui si passa all'area di iniezione costituita da un tubo su cui è innestato il sistema descritto nel Capitolo 2.

Subito dopo l'iniezione è posto un tubo di accelerazione (*acceleration tube*). L'inserimento di tale componente è suggerito da [26] con l'obiettivo di omogeneizzare la velocità di fluido e particelle sospese.

A valle di questo si entra nell'area di prova: La soluzione proposta in questa sede prevede un tratto convergente per passare da DN125 a DN50. Il convergente è fissato attraverso una flangia con collarino alla piastra dell'area di prova e al supporto dell'ugello. All'interno di quest'ultimo è posizionato un inserto in carburo di tungsteno.

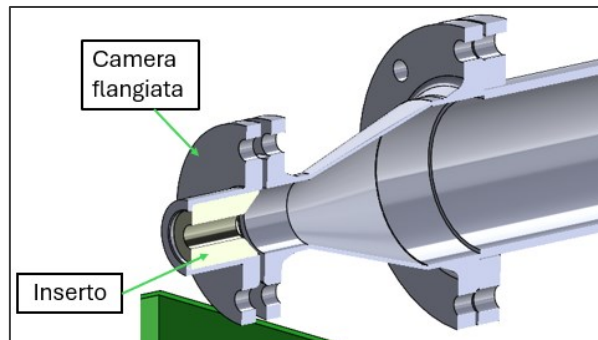


Figura 3.7: Sezione dell'ugello.

La sezione di uscita dell'ugello è dimensionata in modo tale da ottenere valori di velocità intorno ai massimi previsti in letteratura.

S. Karthik e H. J. Amarendra riportano il seguente grafico relativo alle velocità di prova per impianti di prova di tipo a getto [3].

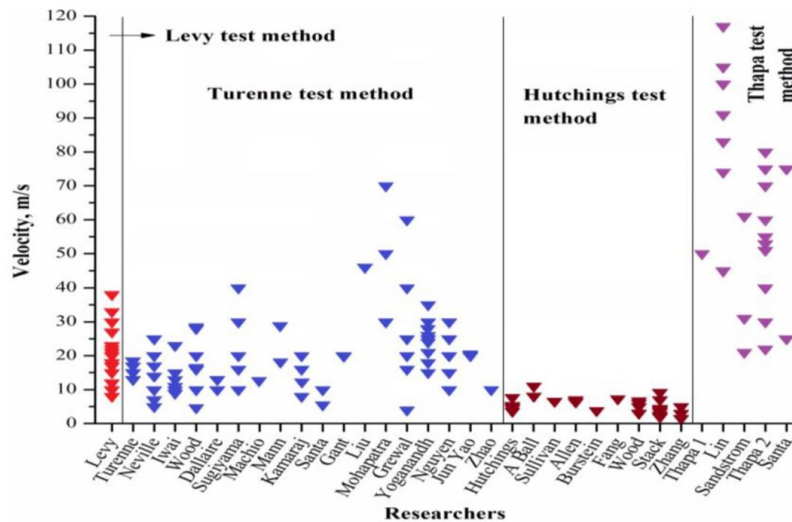


Figura 3.8: Velocità di prova. I gruppi di ricerca sono suddivisi sulla base del metodo di test.

Dalla Fig. 3.8 è possibile notare come la velocità massima sia pari a 117 m/s. Tale valore risulta limitato ad un unico gruppo di ricerca, mentre le velocità massime più comuni tra i ricercatori sono intorno agli 80 m/s.

Si è deciso di dimensionare la sezione di uscita sulla base di questo valore, consapevoli che per ottenere velocità maggiori è sufficiente sostituire l'inserito con uno di sezione minore.

Data la portata circolante nell'impianto ( $Q=100 \text{ m}^3/\text{h}$ ) e la velocità desiderata alla sezione di uscita ( $v_{out} = 80 \text{ m/s}$ ) si ottiene

$$Q = A \cdot v_{out} = \frac{\pi}{4} (d_{out})^2 \cdot v_{out} \rightarrow d_{out} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v_{out}}} = 21.03 \approx 20 \text{ mm}$$

Note le dimensioni della sezione di uscita è possibile fare una prima proposta relativa all'area di prova.

Quest'ultima è costituita fondamentalmente da una piastra metallica piegata a C e forata sulle due facce parallele e da una parete a L, realizzata in polimero e aperta sul fondo per consentire lo scarico della portata.

Il sistema deve essere smontabile per consentire l'accesso al provino e all'ugello e permettere la visibilità durante la prova.

Le facce parallele della piastra vanno fissate tramite staffe angolari bullonate a due lamiere metalliche saldate al serbatoio. La piastra a contatto con il tubo deve prevedere un foro per il passaggio della portata. A questa piastra va fissata da un lato la flangia DN50 del convergente (massima riduzione da

normativa rispetto a DN125) e dall'altro il supporto dell'ugello. La parete in polimero va semplicemente ad appoggiarsi sulle lamiere saldate al serbatoio e sulla faccia laterale della cassa metallica.

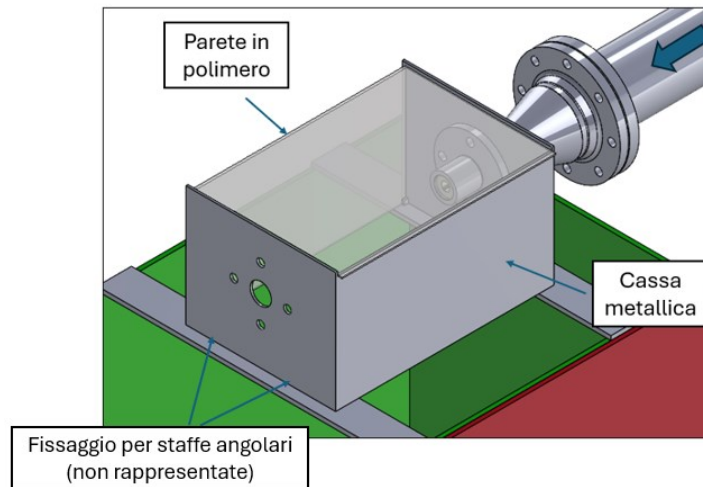


Figura 3.9: Area di prova proposta.

A questo punto è opportuno fare qualche considerazione sulla posizione dell'attacco della condotta per il sistema non ricircolante.

All'avviamento dell'impianto la pompa inizia ad aspirare il fluido dal serbatoio. Di conseguenza il livello del liquido cala fino a che non si raggiunge la condizione di regime, ossia fino a che le prime particelle del fluido completano il percorso all'interno dell'impianto tornando al serbatoio.

Se questo non viene riempito a sufficienza o se l'attacco della condotta è troppo in alto la tubazione smette di essere in pressione.

Si intende dunque stimare l'abbassamento del livello di fluido nella vasca in modo da verificare il posizionamento dell'attacco della condotta e orientare per il riempimento del serbatoio.

Per prima cosa si è calcolato il tempo impiegato dalla prima particella di fluido a percorrere la lunghezza complessiva delle tubazioni

$$\Delta t = \frac{l_{tubi}}{v_{avg}}$$

Dove  $l_{tubi}$  è la lunghezza delle condotte misurate da CAD e  $v_{avg}$  è la velocità di attraversamento ipotizzando una condotta di diametro DN125 uniforme e una portata pari alla portata di progetto ( $Q=100 \text{ m}^3/\text{h}$ ).

Noto il tempo e la portata volumetrica è possibile calcolare il volume di fluido presente nelle condotte



$$\Delta V = \frac{Q}{\Delta t}$$

Note larghezza (b) e lunghezza (a) del serbatoio è possibile calcolare di quanto si abbassi il livello del fluido

$$\Delta h = \frac{\Delta V}{a \cdot b}$$

item	value	udm	comment
l_tubi	14468	mm	~15 m
a	3250	mm	lunghezza serbatoio
b	700	mm	larghezza serbatoio
Q	100	m <sup>3</sup> /h	
DN	125	mm	
v_avg	2.264	m/s	velocità media in condotta
$\Delta t$	6.627	s	tempo di attraversamento (~7s)
$\Delta V$	0.194	m <sup>3</sup>	volume aspirato
delta_h	85.470	mm	abbassamento livello

Figura 3.10: Tabella riassuntiva dei conti fatti.

Definito il valore di  $\Delta h$  si procede con il verificare il margine di sicurezza nel caso del layout proposto

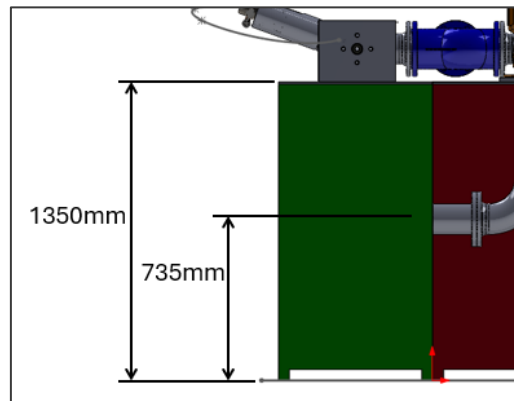


Figura 3.11: Quote geometriche layout proposto.

La differenza di quota, immaginando il pelo libero ad un metro da terra, sarà pari a

$$\Delta = 1000 - \left( 735 + \frac{125}{2} \right) = 202.5 \text{ mm} > 85.47 \text{ mm}$$

Il valore ottenuto lascia un buon margine di sicurezza e consente di confermare il posizionamento dell'attacco della condotta.

### 3.1.2 Layout n°2

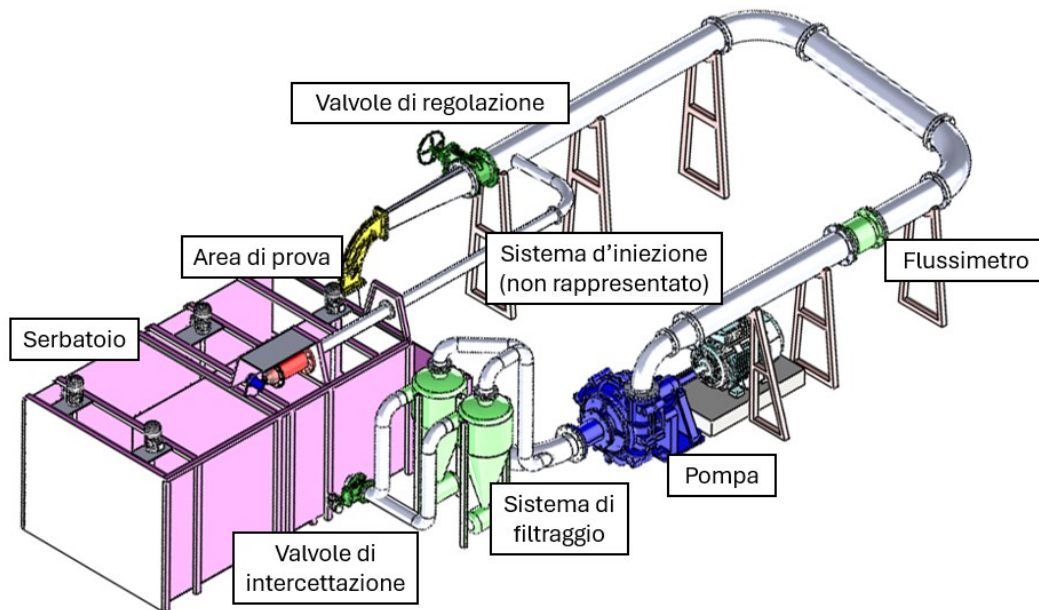


Figura 3.12: Layout n°2.

Come già accennato nelle sezioni precedenti il layout n°2 è stato realizzato dallo studio 45-eng come proposta alternativa per l'impianto. Analogamente al caso precedente si possono notare due rami in parallelo con caratteristiche differenti. La componentistica necessaria risulta fondamentalmente analoga. Si notano infatti

- Un serbatoio
- Una serie di mixer
- Una zona di filtraggio (in questo caso due idrocycloni in parallelo)
- Due valvole di intercettazione per definire quale ramo dell'impianto stia funzionando (ne è rappresentata solo una)
- Una pompa
- Un flussimetro
- Due valvole di regolazione (ne è rappresentata solo una)
- Il sistema di iniezione (non rappresentato)
- L'area di prova

Il layout così pensato ha uno sviluppo spaziale leggermente superiore al caso precedente. Si riportano di seguito gli ingombri.

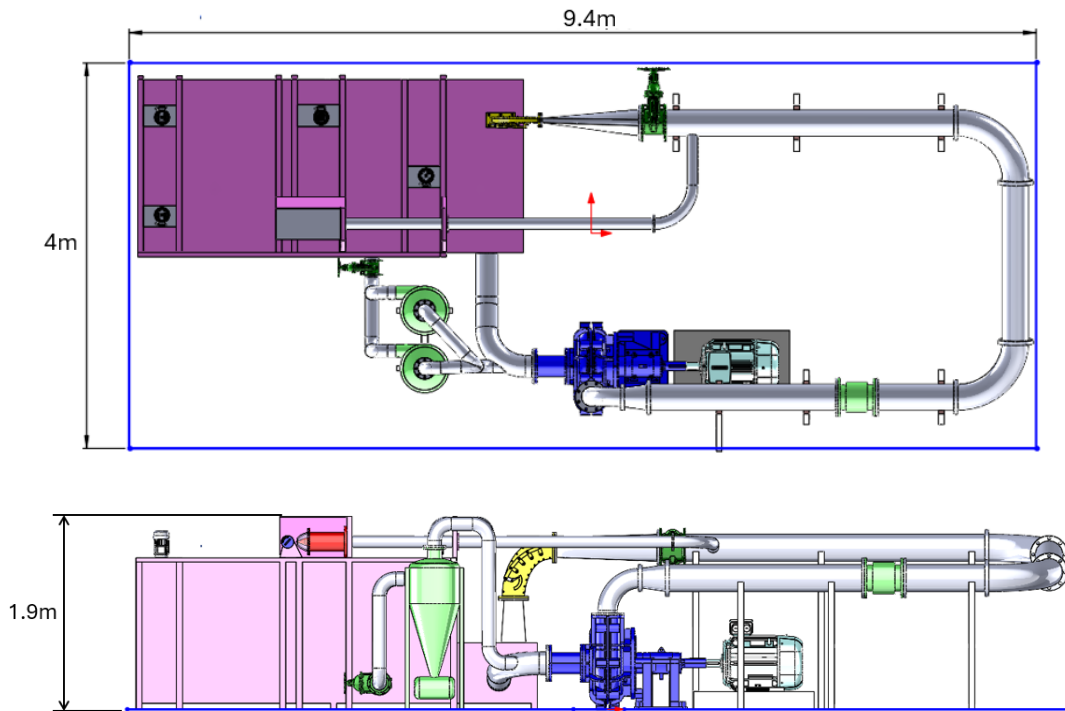


Figura 3.13: Ingombri layout n°2.

Il punto focale del layout così pensato è il serbatoio. A differenza del caso precedente questo non è diviso in due ma è unico. Nel caso di funzionamento di tipo ricircolante-premixing il fluido è obbligato a seguire un percorso prestabilito che porta dall'area di prova all'attacco della condotta (in blu nell'immagine).

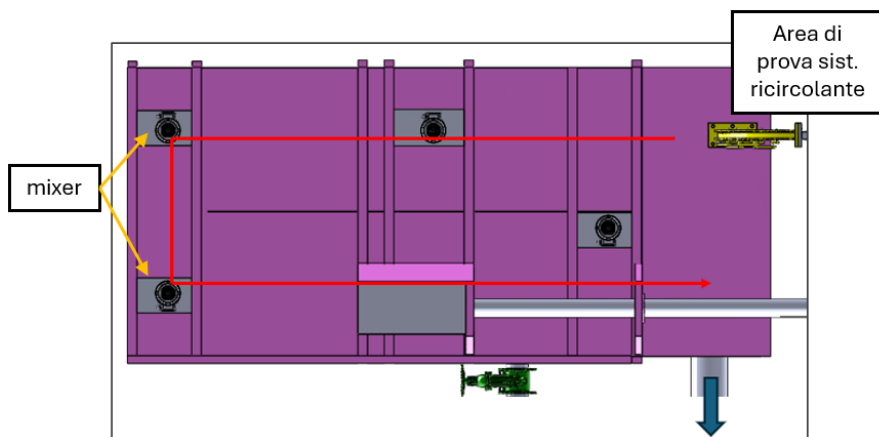


Figura 3.14: Percorso del fluido nel serbatoio per il ramo ricircolante-premixing.

Lungo il percorso sono posizionati una serie di agitatori elettrici che consentono di mantenere le particelle in sospensione fino alla condotta. Avere una soluzione il più possibile omogenea permette di

garantire la concentrazione richiesta dal test durante la prova, condizione che potrebbe non verificarsi se i sedimenti si depositassero sul fondo del serbatoio.

Nel caso di funzionamento di tipo non ricircolante-postmixing il fluido percorre un tratto molto inferiore all'interno del serbatoio.

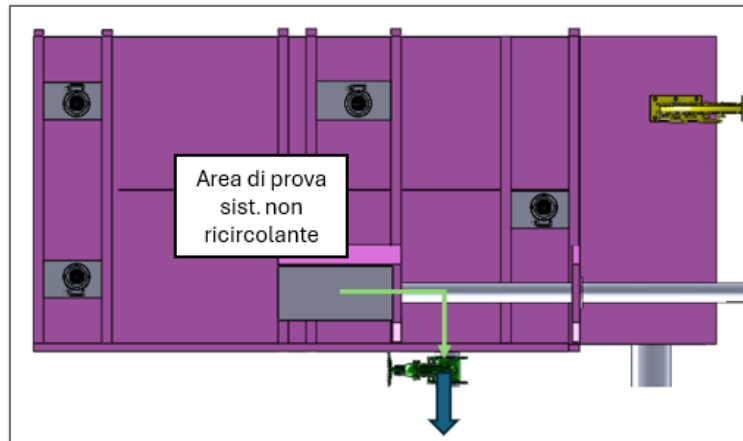


Figura 3.15: Percorso del fluido nel serbatoio per il ramo non ricircolante.

Se nel ramo opposto si desiderava ottenere all'aspirazione una soluzione omogenea acqua-sedimenti, in questo caso l'obiettivo è avere un fluido il più possibile pulito.

Dato il percorso limitato all'interno del serbatoio, tuttavia, le particelle non hanno il tempo di sedimentare e la funzione di filtraggio è ascritta interamente agli idrocycloni a valle del serbatoio.

Va comunque notato che le dimensioni del serbatoio sono tali per cui si ottenga comunque una diluizione della soluzione in uscita dall'area di prova, prima di arrivare all'attacco della condotta. Questo soprattutto nelle fasi iniziali della prova.

### 3.2 Componenti da catalogo

Una volta confermati i layout in termini concettuali si è passati a cercare della componentistica da catalogo che potesse rispondere alle esigenze dell'impianto.

La scelta di molte parti (come la pompa) è solo orientativa e può essere sostituita da componenti da cataloghi differenti.

#### ➤ Tubazioni

Per quanto riguarda il diametro delle tubazioni dobbiamo distinguere tra i due layout.

- Layout n°1

Data una portata di progetto di 100 m<sup>3</sup>/h si è scelto un diametro DN125. Per tenere conto delle variazioni di direzione è necessario includere anche gomiti, raccordi TEE, oltre che tratti divergenti/convergenti per collegare la pompa, che dipenderanno dalla scelta della pompa stessa. Complessivamente, per come è rappresentato nel CAD, il sistema prevede:

- **≈11 m** di tubo rettilineo in acciaio
  - **8 curve a saldare 90°** (R190mm) secondo normativa UNI EN10253
  - **2 raccordi TEE** sempre secondo norma UNI EN10253
  - **1 riduzione concentrica a saldare** (D1=125mm, D2=150mm) in virtù della pompa scelta
  - **2 riduzione concentrica a saldare** (D1=125mm, D2=50mm) che danno sull'area di prova
  - **≈1m Tubo flessibile DN32**
- Layout n°2

Rispetto al layout precedente le tipologie e le dimensioni dei tubi risultano più variegate. La zona di tubazioni relativa agli idrocycloni presenta infatti diametri inferiori, come la zona in prossimità dell'ugello del circuito non ricircolante. Il resto dei tubi ha invece dimensioni maggiori in modo da contenere le velocità e, di conseguenza, le perdite e i fenomeni erosivi (per il sistema ricircolante). Osservando le dimensioni fornite dal CAD e confrontando con la normativa UNI EN10253 (Raccordi per tubazioni da saldare di testa) si propone la seguente combinazione per le condotte:

Idrocycloni (si veda sezione apposita e Fig. 3.13) e attacco alla pompa

- **≈ 3.5 m tubo in acciaio DN80**
- **8 curve a saldare 90° (DN80 raggio 114mm)**
- **3 TEE saldato uguale (DN80)**
- **1 riduzione concentrica (DN80-DN100)**

Condotta principale

- **≈ 8.5 ÷ 9 m tubo in acciaio DN200**
- **1 curve a saldare 90° (DN80 raggio 114mm)**
- **1 riduzione concentrica (DN80-DN200)**
- **2 curve a saldare 90° (DN200 raggio 305mm)**
- **1 TEE saldato ridotto (DN100-DN80)**
- **1 TEE saldato ridotto (DN125-DN200)**

Sistema di iniezione (con riferimento al dimensionamento della vite di iniezione)

- **≈ 3 m tubo acciaio DN125**
- **1 curva a saldare 90° (DN125 raggio 190)**

- **1 riduzione concentrica a saldare (DN125-DN50)**
- **≈1m Tubo flessibile DN32**

### ➤ Flange

Il sistema di tubi si interfaccia con gli elementi dell'impianto attraverso una serie di flange. Queste sono state scelte in modo da garantire il facile smontaggio dei componenti più critici e sono di due tipi: piane o con collarino (per i gomiti e i raccordi TEE).

Poiché le flange con collarino secondo normativa EN1092 sono solo di tipo B (con gradino) anche le flange piane sono scelte secondo questa configurazione. A seguire l'elenco per i due layout distinti:

- Layout n°1
  - **16 flange piane a saldare EN1092-1 TYPE 01B, DN125 PN16**
  - **17 flange a collarino da saldare a testa EN1092-1 TYPE 11, DN125 PN16**
  - **1 flangia a collarino da saldare a testa EN1092-1 TYPE 11, DN150 PN16** (per la pompa)
  - **2 flangia a collarino da saldare a testa EN1092-1 TYPE 11, DN50 PN16** (per il convergente)
- Layout n°2
  - **6 flange piane a saldare EN1092-1 TYPE 01B, DN80 PN10**
  - **20 flange a collarino da saldare a testa EN1092-1 TYPE 11, DN80 PN10**
  - **1 flange a collarino da saldare a testa EN1092-1 TYPE 11, DN100 PN10**
  - **9 flange piane a saldare EN1092-1 TYPE 01B, DN200 PN10**
  - **7 flange a collarino da saldare a testa EN1092-1 TYPE 11, DN200 PN10**
  - **8 flange piane a saldare EN1092-1 TYPE 01B, DN125 PN10**
  - **4 flange a collarino da saldare a testa EN1092-1 TYPE 11, DN125 PN16**

Non si sono riportati i componenti relativi alla zona dell'ugello (flange DN50).

### ➤ Guarnizioni

In corrispondenza degli attacchi flangiati è necessario prevedere delle guarnizioni. Queste possono essere in diversi materiali ma in generale possiamo distinguere tra guarnizioni metalliche e in gomma.

Guarnizioni metalliche possono garantire una resistenza all'usura superiore, indicata nel tratto ricircolante dell'impianto, tuttavia, possono comportare un costo maggiore e una frequente sostituzione causa deformazioni durante gli smontaggi dei componenti dell'impianto [48].

Per tale ragione ci si orienta verso guarnizioni in gomma sintetica (es. NBR) o naturale. In tal caso, tuttavia, andrebbe verificata la compatibilità tra materiale della guarnizione e i fanghi trasportati nelle tubazioni.

- Layout n°1

- **26 guarnizioni DN125**, PN16 senza fori (UNI1514)
- **1 guarnizione DN150**, PN16 senza fori (UNI1514)
- **2 guarnizioni DN50**, PN16 senza fori (UNI1514) [per l'area di prova]

- Layout n°2

- **19 guarnizioni DN80**, PN16 senza fori (UNI1514)
- **1 guarnizione DN100**, PN16 senza fori (UNI1514)
- **5 guarnizione DN125**, PN16 senza fori (UNI1514)
- **8 guarnizione DN200**, PN16 senza fori (UNI1514)

Le guarnizioni, così come le flange, sono PN16. Date le pressioni in gioco sarebbe possibile prendere anche PN10. In ogni caso elementi a PN10 e PN16 sono accoppiabili geometricamente.

### ➤ Idrocycloni

Il compito di filtrare la portata in arrivo alla pompa nel ramo non-riciccolante è svolto da filtri a idrociclone. In questi dispositivi l'acqua, entrando con direzione tangenziale crea un vortice all'interno del filtro che consente di separare le particelle più pesanti per effetto della forza centrifuga.

Nei due layout sono proposte due differenti configurazioni, la prima con un singolo filtro, la seconda con due filtri in parallelo. Quest'ultima comporta un aumento di complessità dell'impianto ma consente di aumentare il range di portate elaborabili dall'impianto, migliorandone la flessibilità ed è consigliata dai cataloghi dei costruttori [49].

Sulla base di queste due configurazioni si sono cercati dei modelli che potessero rispondere alle esigenze dell'impianto.

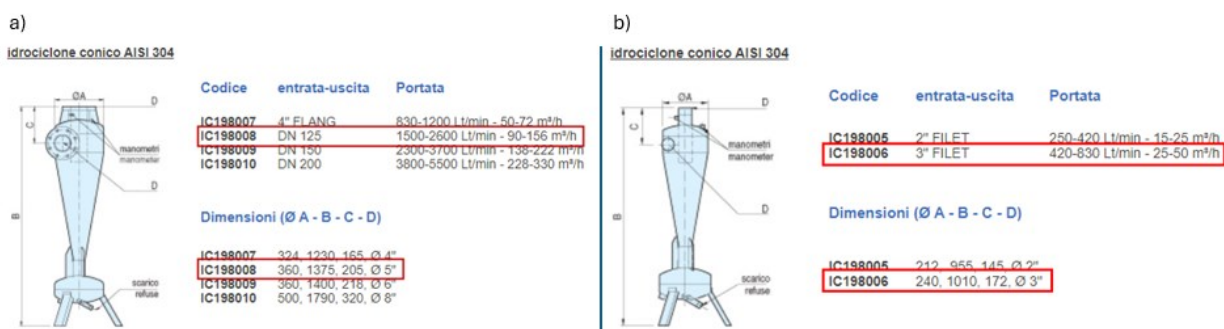


Figura 3.16: Modelli per la configurazione a) singola b) in parallelo da Officine Parenti.

Per quanto riguarda le capacità filtranti, il catalogo garantisce una buona efficacia per particelle fino a  $37\mu\text{m} \div 75\mu\text{m}$ .

Osservando le portate consentite per i due modelli si osserva come il filtro in configurazione singola garantisca un range contenuto, limitando le velocità di prova dell'impianto. Di conseguenza, si tende a optare per il montaggio in parallelo schematizzato di seguito.

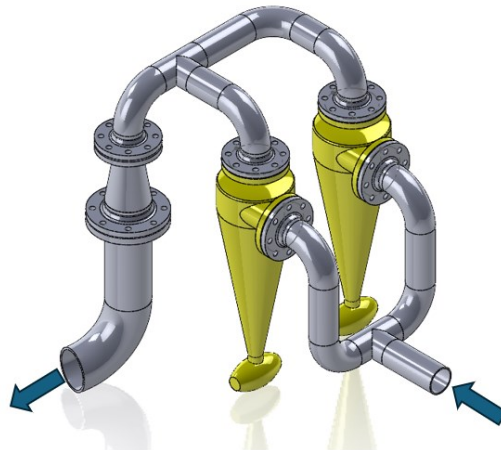


Figura 3.17: Proposta di configurazione a due filtri in batteria.

### ➤ Filtro

Il montaggio di un filtro a rete a valle dell'idrociclone è stato considerato su indicazioni da catalogo Amis [50]. Tale soluzione impiantistica, tuttavia, può comportare il rischio di un intasamento della condotta e conseguenti fermi impianto frequenti per la pulizia. Inoltre, è una configurazione che risulta vantaggiosa solo nel momento in cui le capacità filtranti siano superiori agli idrocycloni.



Figura 3.18: KSB BOA-S.

Si è verificato un filtro a y da catalogo KSB. Il catalogo riporta due modelli di griglia, standard e fine. Facendo riferimento a quest'ultima la dimensione di maglia riportata da catalogo è  $0.25\text{ mm}$  [51], dunque, la capacità filtrante è inferiore a quella dell'idrociclone, rendendo l'aggiunta del filtro una spesa



inutile. Per tali ragioni, in assenza di filtri più performanti, si propende per la configurazione a due idrocycloni in parallelo suggerita da [49].

### ➤ Pompa

Nei layout riportati la pompa è unica per entrambi i rami dell'impianto e questo comporta che debba soddisfare le esigenze di entrambi i sistemi. Il ramo ricircolante richiede un'elevata resistenza all'usura e la possibilità di gestire fluidi con solidi in sospensione, in quanto il fluido è già premiscelato al serbatoio. Per quanto riguarda il sistema a post-miscelazione, nonostante in linea teorica ammetta l'utilizzo di una pompa centrifuga classica, è preferibile associarlo ad una macchina in grado di gestire sostanze abrasive, dato l'inevitabile ricircolo di sedimenti.

La scelta si riduce dunque a pompe per fanghi o comunque in grado di mettere in circolo fluidi con solidi in sospensione.

Di seguito si riportano due possibili scelte per la pompa, individuate tra i cataloghi esaminati.

- KSB KWP K 150-125-500

La prima viene da catalogo KSB ed è la KWP K 150-125-500 dove K sta per il tipo di girante, 150 e 125 sono i diametri nominali ad aspirazione e mandata e 500 è la dimensione nominale della girante.



Characteristic	Value	
Flow rate	Q [m <sup>3</sup> /h]	≤ 15000 <sup>1)</sup>
Head	H [m]	≤ 100 <sup>1)</sup>
Operating temperature	T [°C]	≥ -40 <sup>1)</sup>
		≤ +140 <sup>1)</sup>
Operating pressure	p [bar]	≤ 10 <sup>1)</sup>

Figura 3.19: KSB KWP K 150-125-500 [52]

**Fluids handled**

- Contaminated fluids
- **Fluids containing solids**
- Pre-treated waste water
- **All types of slurries without stringy material**
- Industrial and municipal waste water
- Pulpes up to 5% bone dry with a maximum density of 2000 kg/m<sup>3</sup>, max. permissible viscosity 500 cSt

Figura 3.20: Fluidi gestibili dalla KWP K 150-125-500.




	Closed multi-channel impeller (impeller type K)	Suitable for the following fluids: <b>Contaminated, solids-laden fluids not containing stringy material and containing no or very little entrapped gas</b>
	Open multi-vane impeller (impeller type O)	Suitable for the following fluids: Uncontaminated or slightly contaminated fluids containing very little entrapped gas as well as fluids liable to form deposits and bunch
	Free-flow impeller (impeller type F)	Suitable for the following fluids: Fluids containing coarse solids and stringy material as well as fluids with entrapped gas and entrapped air

Figura 3.21: Tipi di girante e caratteristiche.

KWP K 150-125-500, n = 1450 rpm

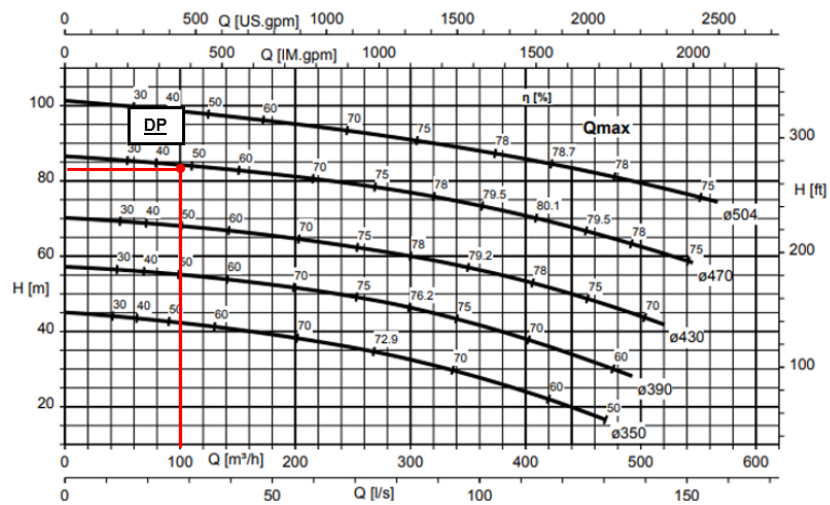


Figura 3.22: Curva H-Q a 1450 rpm e punto di lavoro. Rendimento intorno al 50% [53].

- METSO serie Orion HM100

La seconda proposta viene dal catalogo METSO ed è una pompa per fanghi ad elevata prevalenza.

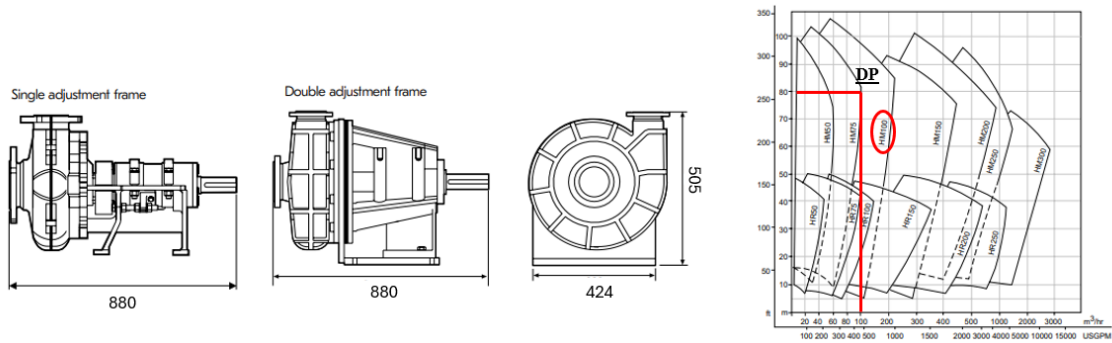


Figura 3.23: Ingombri e scelta modello [54].

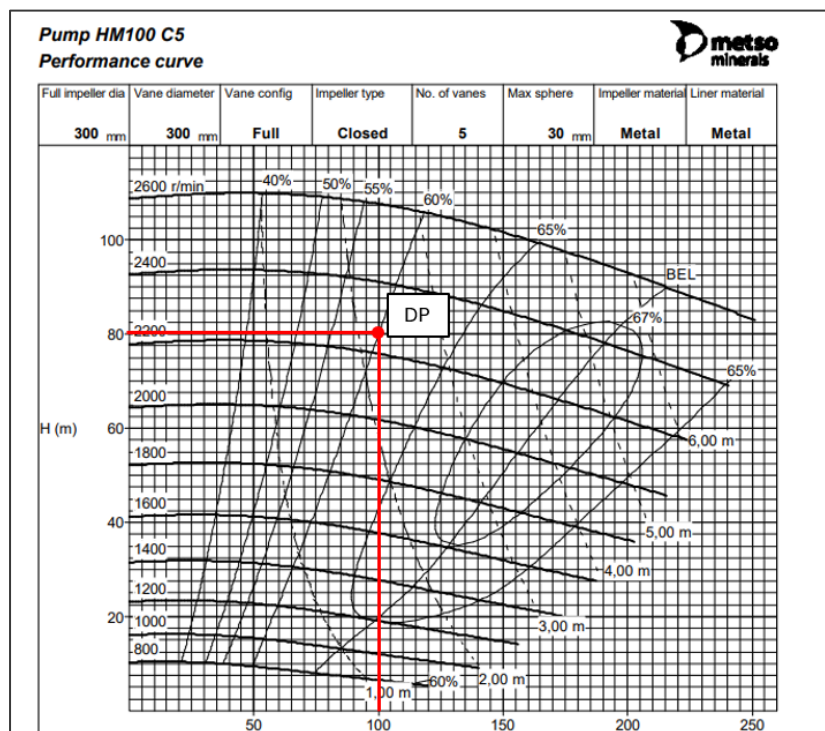


Figura 3.24: Caratteristica pompa H-Q e linee iso- $\eta$  (prestazioni maggiori rispetto alla KSB in prossimità del DP) [55].

### ➤ Valvole di intercettazione

Queste due valvole (una per circuito) hanno solo la funzione di mettere in collegamento la pompa con il serbatoio desiderato.

Come buona parte della componentistica, anche queste vengono da catalogo KSB in virtù della vasta libreria CAD messa a disposizione gratuitamente.

Al di là del modello scelto, la valvola dovrebbe essere semplice e resistente all'usura (soprattutto nel ramo ricircolante). Si è pensato ad una valvola a saracinesca come quella riportata di seguito.



Characteristic	Value
Nominal pressure	PN 10
Nominal size	DN 50 - 1200
Max. permissible pressure [bar]	10
Min. permissible temperature [°C]	≥ -10
Max. permissible temperature [°C]	≤ +120

Figura3.25: KSB HERA-BD. Saracinesca a wafer indicata per trasporto solidi e lavorazione fanghi [56].

Main applications	Fluids handled
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Waste water treatment plants</li> <li>• Biogas plants</li> <li>• Solids transport</li> <li>• Water treatment</li> <li>• Paper industry / pulp industry</li> <li>• Drainage systems</li> <li>• Drainage</li> <li>• Washing plants</li> <li>• Sludge disposal</li> <li>• Sludge processing</li> <li>• Food industry / beverage industry</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Waste water with/without faeces<sup>1)</sup></li> <li>• Activated sludge</li> <li>• Service water</li> <li>• Digested sludge</li> <li>• Solids-laden fluids</li> <li>• River water, lake water and groundwater</li> <li>• Raw sludge</li> <li>• Grey water</li> <li>• Other fluids on request.</li> </ul>

Figura 3.26: Applicazioni e fluidi gestibili.

### ➤ Valvole di regolazione della portata

Per quanto riguarda le valvole di regolazione, invece, va fatta la seguente riflessione.

La valvola a saracinesca, infatti, è sconsigliata per la regolazione, in particolare nel caso di fluidi con solidi in sospensione, a causa della turbolenza che si genera in prossimità della valvola stessa e che porta a oscillazioni di pressione nella condotta e usura amplificata del componente.

Una valvola a globo, pensata generalmente per la regolazione, non è consigliata nel caso di applicazioni per fanghi. Infatti, la forma del corpo valvola accentua la turbolenza, che, nel caso di solidi in sospensione, comporta una usura accentuata della valvola stessa, al pari della saracinesca.

Una soluzione consigliata è invece la valvola a farfalla se rivestita opportunamente. Da catalogo KSB si è individuato il seguente modello.



Characteristic	Value	
	ISORIA 10	ISORIA 16
Nominal pressure	PN 10	PN 16
Nominal size	DN 40 - 1000	DN 40 - 1000
Max. permissible pressure [bar]	10	16
Min. permissible temperature [°C]	≥ -10	≥ -10
Max. permissible temperature [°C]	≤ +200	≤ +200
Actuation at ΔP [bar] at ambient temperature	10 max.	16 max.
Vacuum operation down to	0.3 bar absolute	
Max. permissible flow velocity at operating pressure	1.5 to 3 m/s (max.) for water	

Figura 3.27: ISORIA 10/16 (in questo caso nella configurazione con attuatore) [57].

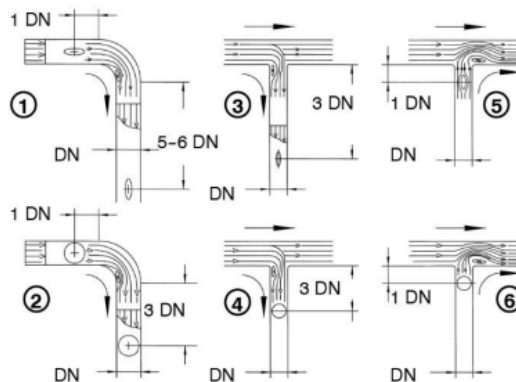


Figura 3.28: Distanze minime consigliate tra la posizione della valvola e quella del pezzo a T o gomito [58].

#### Fluids handled

- Wash water
- Seawater
- Service water
- Cooling water
- Fire-fighting water
- Drinking water
- Brackish water
- River water, lake water and groundwater
- Abrasive fluids
- Fluids containing mineral oils
- Solids-laden fluids

Figura 3.29: Alcuni dei fluidi consentiti.

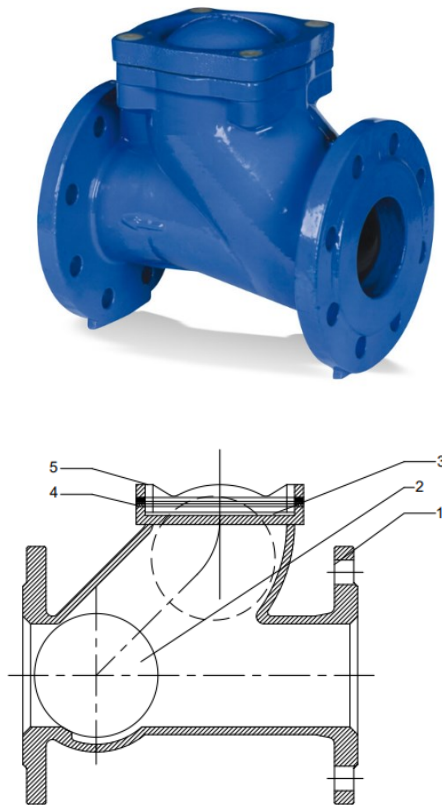
### ➤ Valvola di ritegno

Subito a valle della pompa si prevede inoltre una valvola di ritegno per evitare il *backflow* della portata.

Nel caso di fluidi sporchi è consigliato l'utilizzo di valvole di ritegno a palla in quanto tendono a non intasarsi, hanno un numero molto limitato di componenti, garantiscono una semplice manutenzione e la sfera è facilmente sostituibile [59].

In questo caso si propone una valvola da catalogo KSB con sfera rivestita in NBR. Tale rivestimento, sebbene resistente all'usura, non è il più indicato per fluidi abrasivi.

Si è scelto di fare comunque riferimento a questa soluzione sia perché la sfera è facilmente sostituibile, sia perché era l'unica valvola di questo tipo da catalogo KSB.



Part No.	Description	Material	Material number	Comment
1	Body	EN-GJS-400-15	EN-JS1030	Epoxy-coated
2	Ball	Aluminium		NBR-coated
3	Cover	EN-GJS-400-15	EN-JS1030	
4	Cover gasket	NBR		
5	Screw/bolt	SS304		

Figura 3.30: BOA-RPL da catalogo KSB [60]

### ➤ Flussimetro

Il misuratore di portata è posto a valle della pompa per misurare la portata effettivamente inviata alle utenze.

Il misuratore di portata deve essere indicato per lavorare con fluidi sporchi. Tra le tipologie considerate (anche sulla base di impianti descritti in letteratura) ci sono

- flussimetri a ultrasuoni
- elettromagnetici
- di tipo Coriolis.

Nel caso dei flussimetri a ultrasuoni si fa riferimento solo al tipo doppler consigliato per fluidi sporchi [61].

Il modello riportato è un flussimetro elettromagnetico da catalogo ABB.



*Figura 3.31: Electromagnetic flowmeter ProcessMaster FEP610*





## Capitolo 4

### 4.1 Introduzione

Una volta definito il sistema di iniezione e il suo inserimento nell'impianto, è necessario verificarne l'operatività. In particolare, occorre accertarsi che il sistema sia in grado di soddisfare due requisiti fondamentali per il corretto funzionamento dell'impianto, ossia:

- Inviare i sedimenti nella concentrazione desiderata all'area di prova.
- Garantire una buona miscelazione tra fase solida e liquida.

Per effettuare queste prime verifiche la soluzione più veloce ed economica per farsi un'idea è ricorrere ad un simulatore CFD, in questo caso ANSYS Fluent.

L'idea è quella di creare un modello semplificato dei volumi fluidi contenuti nelle condotte, in modo da poterli meshare successivamente su Fluent.

Poiché l'obiettivo delle analisi è limitato al sistema di iniezione e alla sezione di uscita della condotta ci si concentra unicamente sul tratto di condotta a valle della pompa.

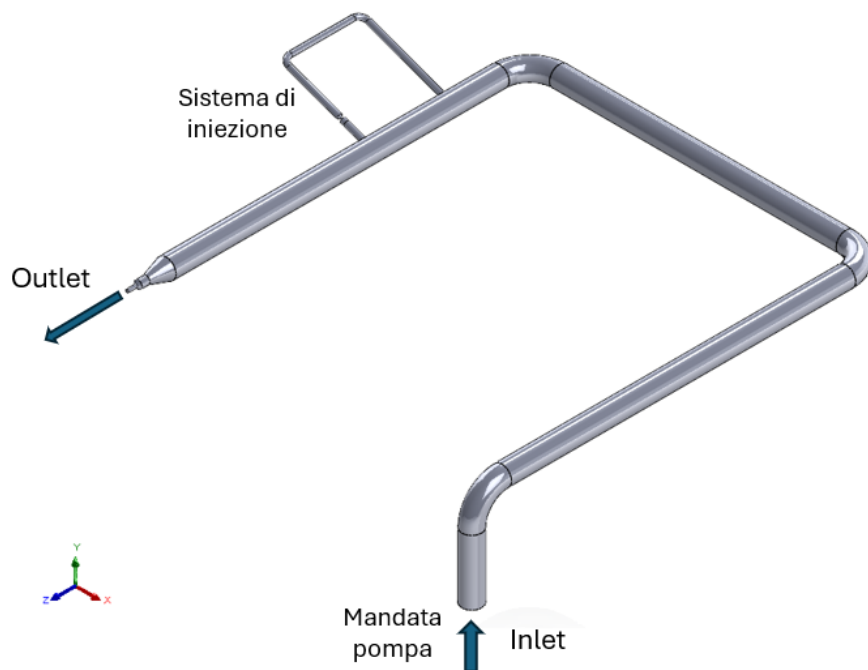


Figura 4.1: Modello preliminare. Considero tutto ciò che sta a valle della pompa.

Modellare i volumi direttamente a valle della pompa comporta due controindicazioni:

- La distribuzione delle grandezze all'uscita della pompa non è uniforme. Questo richiede una determinazione dell'effettiva ripartizione sulla base del tipo di pompa.
- Più grande è il modello, maggiore è il numero di nodi necessari ad ottenere una buona griglia di calcolo e maggiori sono i tempi della simulazione.

Si sceglie dunque di limitare l'estensione dei tubi considerati. Poiché a valle della pompa è presente un flussimetro si fa partire il volume di controllo da quel punto.

La condizione di montaggio per il misuratore di portata è infatti che la distribuzione delle grandezze sia più possibile uniforme in quella zona per garantire l'efficacia della misura.

Questo facilita l'imposizione delle condizioni al contorno nelle simulazioni in quanto non è necessario prevedere una distribuzione delle grandezze in ingresso al dominio.



Figura 4.2: Modello finale.

Definito il modello per il dominio di calcolo delle simulazioni è necessario approfondire i metodi messi a disposizione dal software per studiare fluidi multifase.

Infatti, poiché va simulata l'iniezione di materiale solido nel flusso della condotta, nel dominio di calcolo sono presenti due differenti fasi.

Nella sezione che segue si fornisce una breve panoramica sugli approcci risolutivi disponibili su ANSYS Fluent.

## 4.2 Panoramica sui metodi

Per la simulazione di fluidi con particelle solide in sospensione ANSYS Fluent mette a disposizione diversi metodi per rappresentare accuratamente questi fenomeni.

I due principali approcci che possono essere impiegati per simulare sistemi con solidi in sospensione sono i modelli multifase (Multiphase models) e il Discrete Phase Model (DPM).

In questo paragrafo ci si concentra sulle differenze principali tra questi due approcci, evidenziandone i vantaggi, gli svantaggi e i contesti di applicazione più appropriati [62], [63].

### ➤ Multiphase models

I modelli multifase in Fluent, utilizzano un approccio euleriano per tutte le fasi presenti nel sistema, trattando sia il fluido che le particelle solide come fasi continue. Tra le varianti disponibili su Fluent:

- Modello Euleriano (Eulerian Model)
- Volume of Fluid (VOF)
- Modello Mixture

Dove gli ultimi due sono delle semplificazioni del primo. Il modello Euleriano è infatti il più completo e sofisticato tra i modelli multifase ed è particolarmente adatto a sistemi con alte concentrazioni di solidi o quando le interazioni tra le fasi sono intense.

In questo approccio, ogni fase (fluido e particelle solide) viene trattata come un continuo con il proprio insieme di equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia. Le interazioni tra le diverse fasi vengono risolte attraverso termini di scambio tra le fasi.

Le interazioni, come la resistenza viscosa o gli scambi di calore, vengono modellate esplicitamente attraverso coefficienti di interazione fase-fase. Questo approccio è utilizzato in situazioni in cui esistono concentrazioni elevate di particelle solide o dove le particelle influenzano significativamente il comportamento del fluido.

Tra i vantaggi dei modelli multifase si trovano:

- Gestione di alte concentrazioni di particelle: L'approccio multifase è ideale per simulare sistemi con una densità elevata di particelle solide (Concentrazione volumetrica > 10%), poiché le interazioni particella-particella sono trattate direttamente.
- Trattamento accurato delle interazioni fase-fase: Le interazioni tra particelle solide e fluido, così come tra le stesse particelle, vengono modellate accuratamente.

Tra i limiti dei modelli:

- Maggiore complessità computazionale: Poiché tutte le fasi sono trattate come continui, il numero di equazioni da risolvere aumenta significativamente rispetto al DPM, portando a tempi di calcolo più lunghi.
- Limitazioni nei regimi a basse concentrazioni di particelle: Quando la concentrazione di particelle è molto bassa, l'approccio euleriano può risultare eccessivamente complesso e meno efficiente rispetto al DPM.
- Maggiore richiesta di dati fisici: Per impostare correttamente il modello, sono necessari parametri per ciascuna fase e per le interazioni fase-fase, il che può complicare la configurazione iniziale.

### ➤ Discrete Phase Model (DPM)

Il Discrete Phase Model (DPM) è un approccio lagrangiano utilizzato in Fluent per simulare il comportamento di particelle discrete di cui si seguono le traiettorie in un flusso continuo. In questo modello, il fluido è trattato come una fase continua utilizzando l'approccio euleriano, mentre le particelle solide sono trattate come entità discrete. Ogni particella è seguita nel tempo e nello spazio, tenendo traccia delle sue interazioni con il fluido.

Il DPM è particolarmente utile per modellare flussi in cui la concentrazione di particelle solide è bassa o moderata, e in cui le particelle hanno una distribuzione non omogenea nello spazio. In questo contesto, il DPM si occupa principalmente delle interazioni particella-fluido, ma non include direttamente le interazioni particella-particella.

L'accoppiamento tra fluido e particelle può essere gestito mediante due modalità: *one-way coupling* o *two-way coupling*. Nel primo caso la fase continua influenza la fase dispersa ma le particelle non influenzano il campo di moto del fluido, nel secondo caso l'interazione è invece reciproca. Il primo approccio è preferito per flussi semplici e basse concentrazioni e per particelle piccole e leggere.

Il DPM si basa su una soluzione del campo di moto del fluido come fase continua, risolvendo le equazioni di Navier-Stokes per il fluido. Parallelamente, le particelle vengono seguite nel tempo come una fase lagrangiana attraverso l'integrazione delle loro traiettorie. Il movimento delle particelle è influenzato da forze come:

- Forza di resistenza tra il fluido e la particella.
- Forza gravitazionale.

- Forza di trascinamento dovuta a gradienti di pressione e turbolenza.

Il DPM può anche includere fenomeni come evaporazione, scambio di massa e reazioni chimiche tra particelle e fluido.

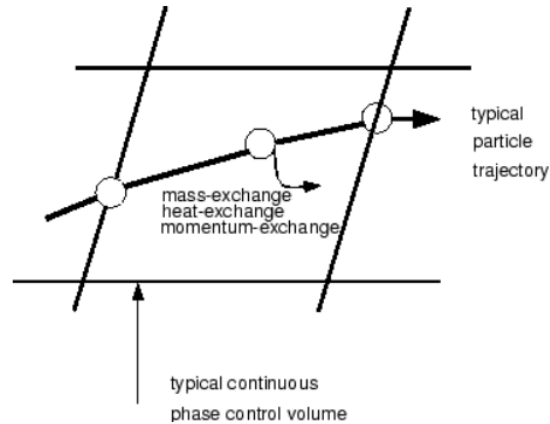


Figura 4.3: Schema dell'interazione tra fase continua e discreta.

Tra i vantaggi del DPM:

- Tracciamento dettagliato delle particelle: Ogni particella viene simulata individualmente, consentendo un'analisi dettagliata delle traiettorie e delle dinamiche particellari.
- Efficienza computazionale in presenza di basse concentrazioni: Poiché il DPM si concentra solo su particelle discrete e non sull'intero volume di fase solida, è relativamente efficiente per concentrazioni di particelle basse o moderate.

Tra i limiti:

- Non adatto a concentrazioni elevate: In presenza di una sospensione con concentrazioni elevate di particelle, il DPM diventa meno accurato, poiché le interazioni particella-particella non vengono trattate adeguatamente.
- Richiesta di calcolo elevata per concentrazioni alte: Se il numero di particelle aumenta, il tracciamento individuale delle particelle richiede un maggiore sforzo computazionale.
- Imprecisioni nei regimi multifase complessi: Per sistemi con fasi multiple (ad esempio solidi e gocce di liquido), il DPM potrebbe non essere il modello più appropriato.

Considerate le caratteristiche del modello e il caso applicativo in esame, si è optato per l'utilizzo del DPM, che consente di ridurre il costo computazionale. Infatti, le concentrazioni volumetriche in gioco sono state valutate inferiori al 10% (Capitolo 2).

### 4.3 Impostazioni di simulazione

Noto il dominio di calcolo (rappresentato dal modello 3D riportato al paragrafo 4.1) è possibile passare alle fasi successive per il lancio della simulazione. I passaggi necessari possono essere riassunti nei seguenti punti:

1. Realizzazione della geometria (il CAD già disponibile)
2. Creazione di una griglia di calcolo
3. Setup della simulazione su Fluent
4. Lancio della simulazione
5. Analisi dei risultati

Il problema è affrontato attraverso la piattaforma ANSYS Workbench che consente di integrare strumenti di modellazione, analisi e simulazione in un'unica interfaccia.

La griglia è realizzata su Fluent meshing, meshatore integrato direttamente con il solutore e di facile utilizzo per problemi tridimensionali.

La dimensione della mesh è limitata dai vincoli della versione Student del programma (circa un milione di celle) impedendo l'utilizzo di griglie particolarmente fini.

Nonostante i limiti, l'obiettivo delle analisi è circoscritto alla parte del dominio a valle del sistema di iniezione, dove il programma deve ricostruire il percorso delle particelle solide. Per questo motivo, si è creata una griglia più fitta in questa zona, mentre nella parte a monte della condotta la griglia è stata resa più rada.

Il modello presenta dunque zone con spaziatura della mesh diversa. In base a come viene gestita l'interfaccia tra le zone la griglia può essere conforme o non conforme. Nel primo caso i nodi delle celle sulle superfici di contatto coincidono e dunque il trasferimento delle grandezze fisiche tra zone diverse della griglia è diretto. Nella seconda tipologia, invece, le celle all'interfaccia hanno dimensioni diverse e i nodi non coincidono. Questa caratteristica richiede l'applicazione di metodi numerici aggiuntivi per garantire che le informazioni siano scambiate tra zone diverse a contatto, con il rischio di accumulare errori numerici a danno della soluzione. Fluent meshing consente, tramite l'opzione "apply share topology", di ottenere automaticamente una griglia conforme.

Un altro vantaggio di Fluent meshing è legato alla creazione degli *inflation layer* a parete. Per risolvere opportunamente il campo di moto è necessario analizzare con precisione lo strato limite, ossia quella zona a ridosso della parete in cui gli effetti viscosi non sono trascurabili anche ad alti numeri di Reynolds. Per fare ciò è necessaria una risoluzione di griglia molto elevata in prossimità della parete.

L'utilizzo di *inflation layer* consente di cogliere con maggior accuratezza i gradienti delle grandezze raccordandosi poi alla mesh più rada lontano dalle pareti.

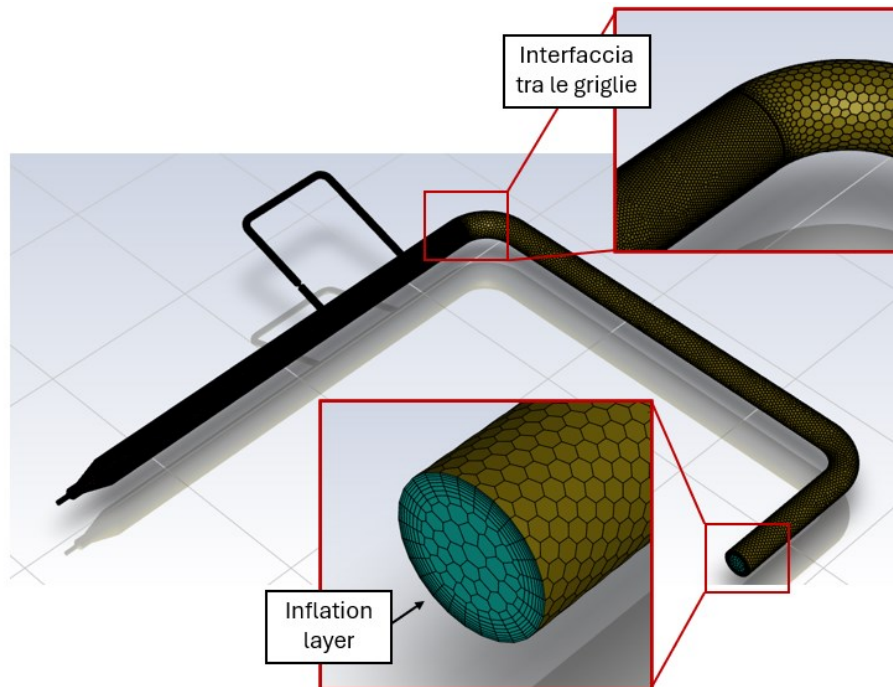


Figura 4.4: Mesh poliedrica da inviare al solutore.

Definita la griglia la si importa in Fluent solver. Per prima cosa si attivano gli effetti della gravità, si impostano le analisi su stazionarie e si sceglie un modello di turbolenza.

Per questa prima simulazione si è scelto di provare un modello  $k-\varepsilon$  di tipo Realizable (RKE). Tale modello presenta i vantaggi del  $k-\varepsilon$ , come la robustezza e la possibilità di utilizzare griglie meno fitte rispetto ad altri modelli, uniti ad una maggior accuratezza nel risolvere gradienti di pressione avversi e fenomeni di separazione dello strato limite e ricircolo [64]. Questi ultimi, in particolare, sono attesi in prossimità delle perdite concentrate del sistema. Il modello RKE è utilizzato in letteratura in associazione con il DPM con buoni risultati [23].

Il passo successivo è attivare il modello DPM. Nel menù apposito si è scelto di inserire l'opzione *two-way coupling* per il seguente motivo. La condotta principale presenta una concentrazione volumetrica ridotta ( $C_v = 0.14\%$ ) per la quale sarebbe sufficiente un approccio *one-way coupling* in quanto l'influenza delle particelle sul fluido è trascurabile. In corrispondenza dell'iniezione, tuttavia, non è possibile conoscere con precisione la concentrazione in quanto questa dipende dalla portata circolante nella biforcazione e dunque dalle perdite calcolate nei due rami (schema di condotte in parallelo).

È chiaramente possibile fare una stima analiticamente (come fatto nel Capitolo 2) ma questa può risultare molto approssimativa. Per tale ragione si preferisce optare per un approccio *two-way coupling* che tenga conto anche dell'interazione tra le particelle e come queste influenzino il flusso.

Una volta attivata l'opzione DPM è necessario indicare un'iniezione, ossia un punto o una zona del dominio in cui vengono immesse le particelle solide durante la simulazione. Il software mette a disposizione differenti tipologie di iniezione, in questo caso si è optato per l'opzione *surface* che individua i punti di inserimento delle particelle nel dominio a partire dai nodi della griglia.

Questa tipologia consente anche di indicare solo il modulo della velocità di immissione attivando l'opzione "normale alla superficie" per i vettori velocità.

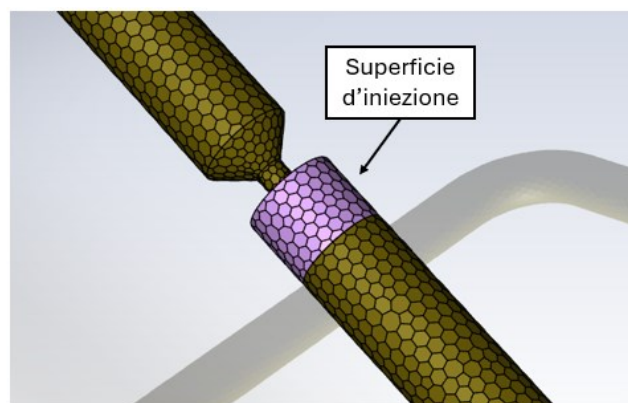


Figura 4.5: Superficie d'iniezione in prossimità dell'uscita del sistema a vite.

L'iniezione richiede inoltre la definizione della portata di sedimenti complessiva (pari a 100 g/s) la densità del materiale ( $2650 \text{ kg/m}^3$ ) e i diametri delle particelle. Per questi ultimi si è scelta una distribuzione di Rosin-Rammler che richiede la precisazione degli estremi del range (presi da [28]), del valore medio e di un parametro di spread che indica quanto la distribuzione è concentrata attorno al valore medio (più è basso più i diametri creati si allontanano dalla media). L'espressione è riportata di seguito

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n} \quad \text{Rosin Rammler}$$

Con  $Y_d$  frazione di massa delle particelle con diametro maggiore di  $d$ ,  $\bar{d}$  diametro medio e  $n$  parametro di spread.



Variable	Value
Velocity Magnitude [m/s]	0.0262
Total Flow Rate [kg/s]	0.1
Min. Diameter [m]	6e-05
Max. Diameter [m]	0.002
Mean Diameter [m]	0.0001
Spread Parameter	5
Number of Diameters	10

Figura 4.6: Parametri impostati per l'iniezione.

Per quanto riguarda la velocità, questa è approssimata a partire dalla portata di massa delle particelle e dalla sezione di attraversamento compresa tra il diametro di nocciolo della vite rotante che trasporta i sedimenti e il diametro interno della cassa statorica.

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} = \frac{\dot{m}}{\rho \left( \frac{\pi}{4} \cdot (d_e^2 - d_i^2) \right)}$$

Dove  $\dot{m}$  è la portata di massa dei sedimenti (100 g/s),  $\rho$  è la densità dei sedimenti (2650 kg/m<sup>3</sup>),  $d_e$  è il diametro della cassa (60 mm) e  $d_i$  è il diametro del nocciolo (42 mm).

Nel caso di flussi turbolenti è possibile usare anche una tecnica di tracciamento stocastico (Discrete Random Walk Model) per tenere conto degli effetti delle fluttuazioni di velocità sulle traiettorie.

**Stochastic Tracking**

Dispersion Model

Random Eddy Lifetime

Number of Tries

Time Scale Constant

Length Scale Constant

Figura 4.7: Impostazione tracciamento stocastico.

Passando alle condizioni al contorno si è scelta una combinazione *velocity inlet* e *pressure outlet* per cui è sufficiente la definizione della velocità in ingresso nel dominio.

Si è infine inizializzata la soluzione con un approccio ibrido, che va a risolvere le equazioni di Eulero nel dominio. Successivamente, è stata avviata una inizializzazione Full Multigrid (FMG), la quale risolve anch'essa le equazioni di Eulero, ma su una serie di griglie di calcolo progressivamente più fitte, per avviare la simulazione da una soluzione più accurata e ridurre così i tempi di calcolo.

## 4.4 Risultati

Una volta che la simulazione è andata a convergenza è possibile raccogliere e analizzare i risultati.

Innanzitutto, si riporta l'andamento dei residui che risulta abbastanza regolare a beneficio di come è stato impostato il problema.

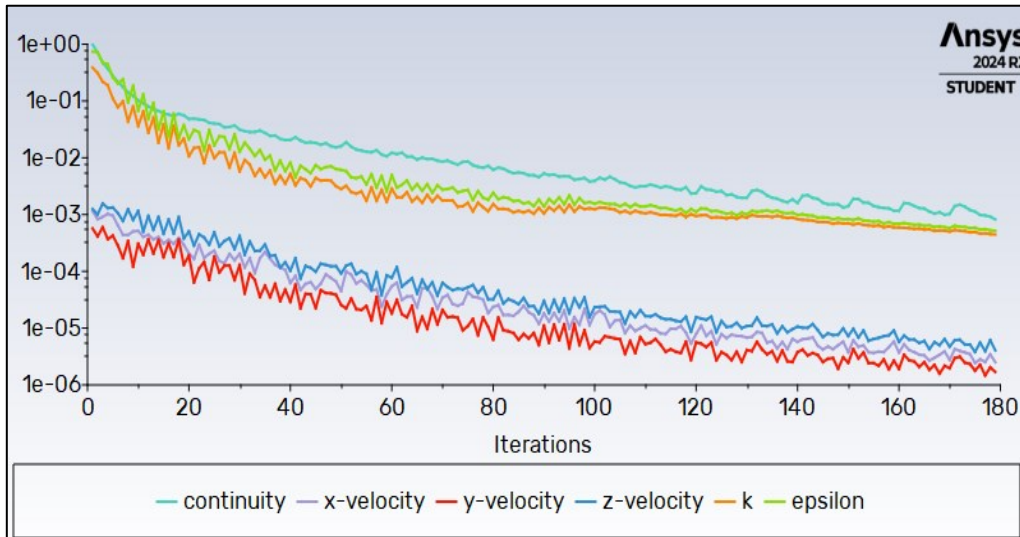


Figura 4.8: Andamento dei residui in funzione del numero di iterazioni.

Un altro aspetto da visualizzare subito per verificare l'effettiva convergenza della soluzione è in questo caso la velocità media all'uscita del dominio. Il grafico riportato in Fig. 4.9 mostra un plateau all'aumentare delle iterazioni, segno che la soluzione si è assestata ad un valore costante.

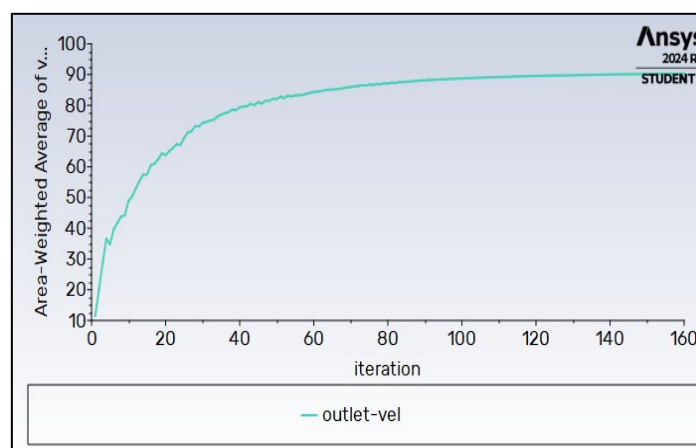


Figura 4.9: Andamento della velocità media all'outlet (m/s) in funzione del numero di iterate.

Vale la pena inoltre verificare la qualità della griglia di calcolo e quindi anche della soluzione ottenuta tramite il controllo dell'y-plus, definito come.

$$y^+ = \frac{y}{\nu}$$

$$\nu = \frac{\mu_w}{\rho_w \cdot u_\tau} \quad \text{lunghezza viscosa}$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_w}} \quad \text{velocità d'attrito}$$

Dove il pedice w indica le grandezze a parete. L'andamento di u-plus ( $u/u_\tau$ ) in funzione di y-plus è il seguente.

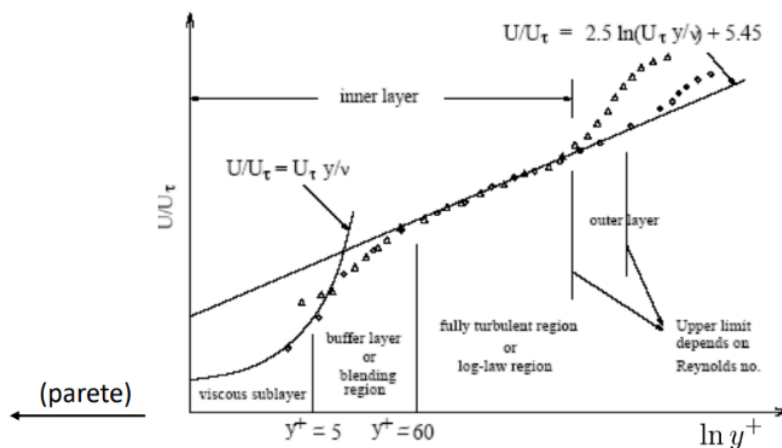


Figura 4.10: Grafico di  $u^+$  in funzione di  $y^+$ .

In generale, il valore medio di y-plus deve risultare inferiore a 5 (sottostrato viscoso) in modo da avere abbastanza punti per ricostruire con precisione i gradienti a parete. Nel caso di modelli di turbolenza della famiglia k- $\epsilon$  il valore deve essere invece superiore a 30, in quanto l'andamento delle grandezze a parete viene ricostruito mediante apposite funzioni di parete.

Questa soluzione introduce una approssimazione in più, nonostante consenta l'utilizzo di griglie con una risoluzione inferiore.

I risultati di un'analisi CFD andrebbero sempre confrontati con dati sperimentali dato il gran numero di approssimazioni e ipotesi legate ai modelli di turbolenza necessario per ottenere la soluzione.

Non essendo disponibili dati sperimentali, i risultati ottenuti devono essere presi con cautela e considerati più da un punto di vista qualitativo che quantitativo.

Inoltre, le analisi fatte richiederebbero quantomeno una verifica del modello, ossia un confronto dei valori ottenuti al variare della risoluzione di griglia e del modello di turbolenza.

Date le limitazioni intrinseche alla versione Student di ANSYS un infittimento della mesh risulta infattibile. È invece possibile confrontare i risultati modificando il modello di turbolenza. In particolare, si è lanciata la soluzione con un modello della famiglia  $k-\omega$  ( $k-\omega$  SST) avendo cura di creare una griglia ad hoc per gestire l'y-plus.

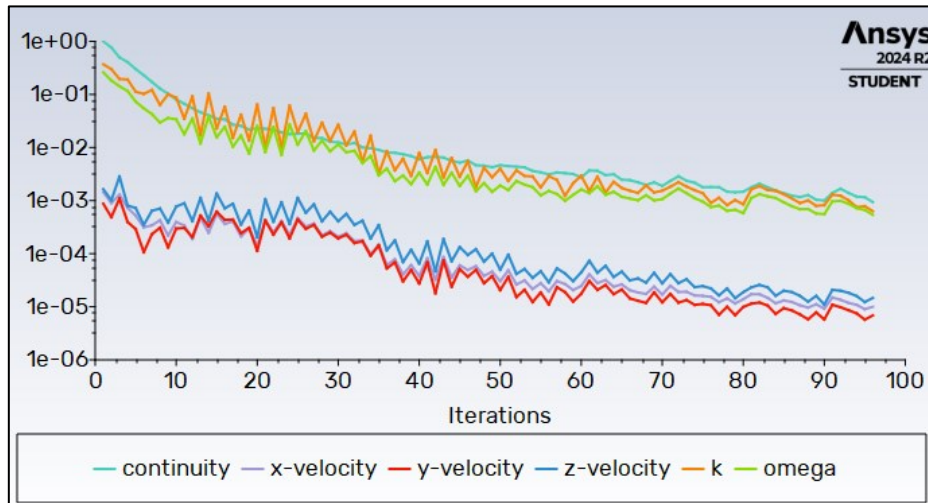


Figura 4.11: Andamento dei residui in funzione del numero di iterazioni ( $k-\omega$  SST).

	analitico	$k-\epsilon$ RKE	$k-\omega$ SST	
velocità_out	88.42	90.38	89.6	m/s
		2.22	1.33	%
portata sedimenti	0.1	0.1	0.1	kg/s
portata diramazione	0.89	0.051	0.044	kg/s
		94.25	95.04	%
n° nodi	-	1541520	2377830	[-]
y-plus	-	47.58	10.94	[-]

Figura 4.12: Tabella riassuntiva dei risultati delle analisi confrontati con i dati ottenuti analiticamente.

Nella tabella di Fig. 4.12 sono riportati alcuni risultati utili a fare un confronto tra i due modelli di turbolenza. Si sono riportati anche i corrispettivi risultati ottenuti analiticamente.

Un dato significativo per il confronto tra i modelli è la portata circolante nella diramazione. Questa è rappresentativa delle perdite di carico calcolate nella condotta principale e nella secondaria in cui è inserito il sistema di iniezione.

Il risultato ottenuto con entrambi i modelli è simile e si discosta significativamente da quello ottenuto analiticamente. Quest'ultimo, come già accennato, è ricco di approssimazioni e fatica a interpretare le interazioni tra le fonti di perdita concentrate quando la distanza tra queste è limitata. Per tali ragioni il valore analitico ottenuto è inaffidabile.

Un altro dato su cui porre attenzione è il valore dell' $y$ -plus. Questo rientra nel range consentito per il modello RKE, mentre sfora i limiti per il modello SST a causa delle limitazioni della versione Student del programma.

La similarità dei risultati ottenuti con i due metodi, tuttavia, rende lecito supporre che la griglia realizzata per il modello  $k$ - $\omega$  sia quantomeno sufficiente.

Per quanto riguarda la portata di sedimenti in uscita dal dominio, Fluent consente di tracciare un campione delle particelle iniettate nel dominio fornendo una serie di informazioni. Interrogando il programma in corrispondenza della sezione di *outlet* è possibile conoscere la portata complessiva in uscita dal dominio.

Il valore ottenuto per entrambi i modelli coincide con la portata immessa nel sistema, segno che tutte le particelle riescono ad uscire dal dominio raggiungendo l'area di prova.

Nelle analisi si è riscontrata, tuttavia, una sensibilità di questo dato ai metodi di discretizzazione utilizzati per la soluzione delle equazioni di trasporto.

Si è infatti osservata una variazione della portata in uscita nel passaggio dalla discretizzazione del primo ordine (First Order Upwind) a quella del secondo ordine (Second Order Upwind), e in particolare in base alla combinazione di questi metodi.

Tale fenomeno risulta evidente per il modello  $k$ - $\omega$  SST mentre nel caso del modello  $k$ - $\epsilon$  Realizable non si sono notate variazioni del valore di portata.

I differenti valori ottenuti in base alla combinazione scelta sembrano legati al numero di particelle che il programma riesce a tracciare con successo durante la simulazione. Maggiore è questo numero, migliore è la possibilità del software di ricostruire il percorso dei sedimenti nella condotta e minore è lo scostamento del valore di portata in uscita dal risultato atteso.

Si è deciso di attenersi ai risultati ottenuti utilizzando combinazioni che consentissero il tracciamento completo di un numero sufficiente di particelle, privilegiando i metodi del secondo ordine, considerati più accurati [65].

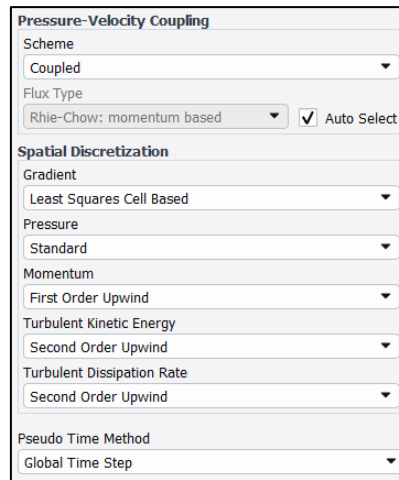


Figura 4.13: Schemi risolutivi e metodi di discretizzazione per i due modelli di turbolenza.

Uno degli aspetti da verificare mediante queste analisi preliminari è la capacità del sistema proposto di garantire una buona miscelazione tra particelle e fase liquida. Si sono dunque plottate le traiettorie delle particelle ricostruite dal programma mediante il *particle tracking*.

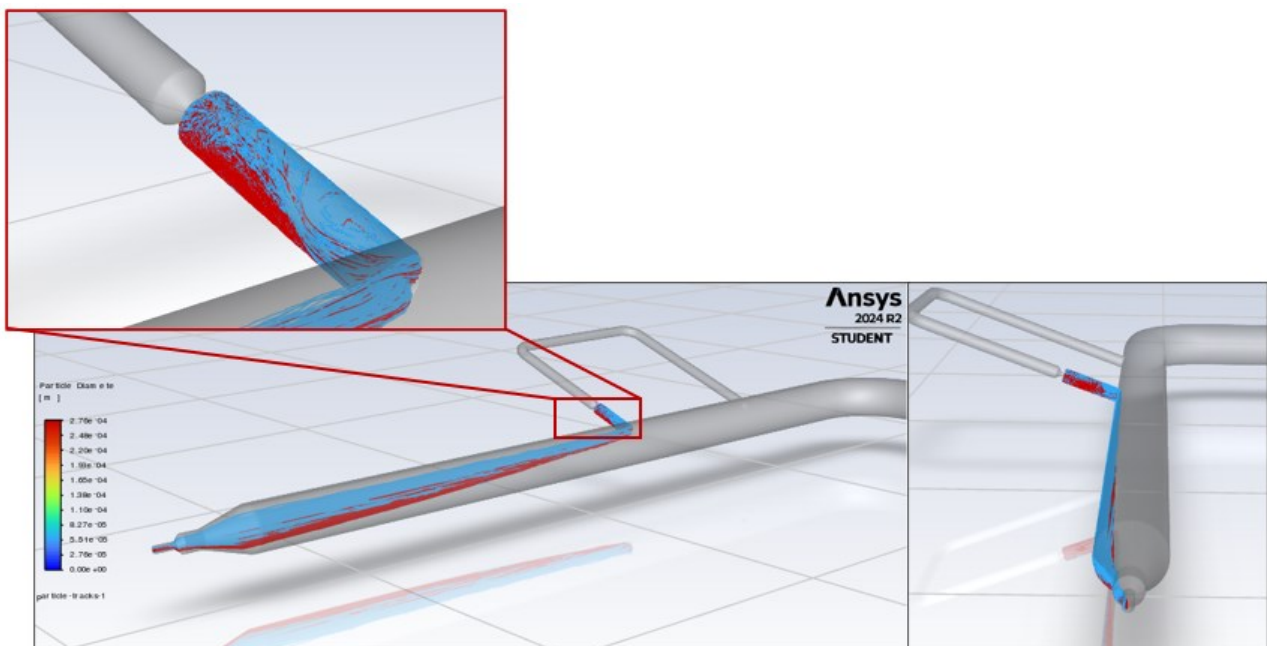


Figura 4.14: Particle tracking colorato in base ai diametri delle particelle (*k-ε Realizable*).

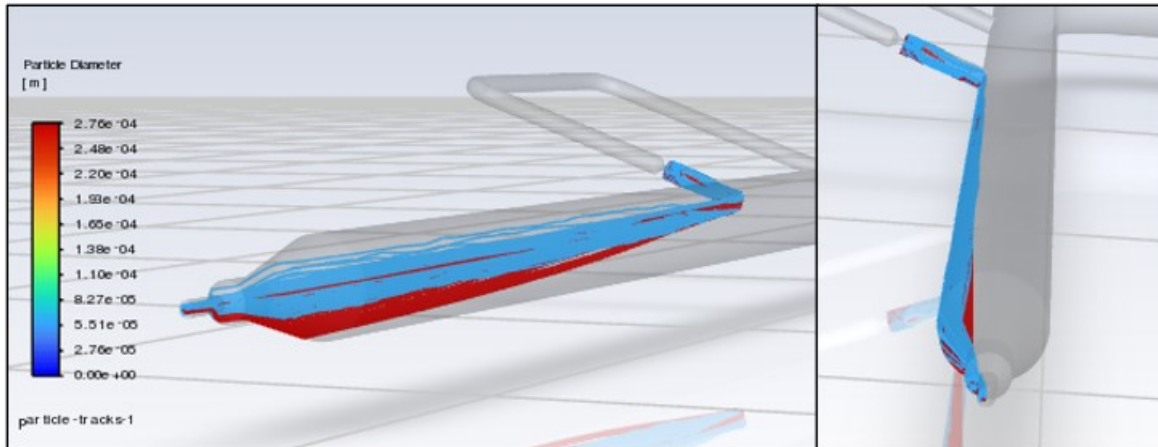


Figura 4.15: Particle tracking ottenuto con il  $k-\omega$  SST.

Come si nota dalle Fig. 4.14 e 4.15 le particelle tendono a distribuirsi su una parete della condotta e questo risulta in una sospensione non omogenea all'uscita dell'ugello.

Le traiettorie calcolate con i due modelli sono qualitativamente analoghe e presentano una distribuzione non uniforme nel volume della tubazione.

Nella condotta secondaria è possibile osservare un ricircolo del flusso (più evidente in Fig. 4.16) dovuto alla presenza del raccordo a TEE con la tubazione principale.

Questo ricircolo non sembra compromettere la capacità del sistema di trasportare le particelle all'area di prova (confermato dal valore di portata di massa misurato all'uscita del dominio). Tuttavia, esso aumenta il tempo di residenza dei sedimenti nella condotta, favorendo un'erosione prematura delle pareti del tubo e richiedendo conseguenti interventi di manutenzione.

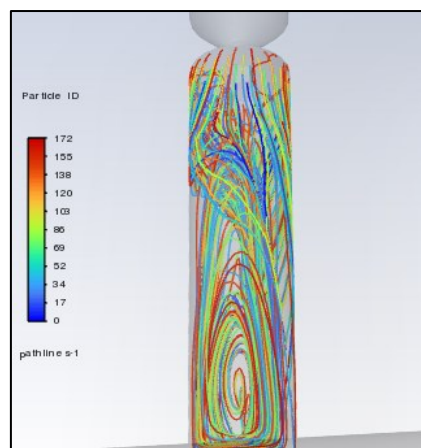


Figura 4.16: Ricircolo in corrispondenza del raccordo TEE (traiettorie colorate secondo particle id.).

Un altro aspetto evidenziato dal tracciamento delle particelle nel dominio riguarda la distribuzione dei diametri. Questa segue una distribuzione di Rosin-Rammler (Paragrafo 4.3), secondo cui le particelle immesse nel sistema hanno dimensioni comprese tra un valore minimo e uno massimo, tanto più concentrate attorno al valore medio quanto maggiore è il parametro di spread.

Tuttavia, nel caso in esame, si osserva come il programma abbia generato due gruppi di diametri molto lontani uno dall'altro una volta fissato il valore di spread. Aumentando quest'ultimo, si ottiene invece una distribuzione molto concentrata che praticamente coincide con il valore medio specificato.

Questo problema potrebbe essere legato a vari fattori. Tra questi, l'ampiezza del range di variazione dei diametri.

Le particelle immesse infatti passano da una dimensione minima di 0.06 mm a una massima di 2 mm con un'escursione di due ordini di grandezza. Inoltre, il numero di diametri scelto per le simulazioni è quello consigliato di default dal programma, ossia 10. Tale valore potrebbe non essere sufficiente a mappare con successo il range fornito.

La soluzione per ottenere una distribuzione più accurata dei diametri potrebbe essere aumentare il numero delle classi, consentendo così a Fluent di generare una suddivisione più dettagliata.

In questo caso si è comunque scelto di mantenere i risultati ottenuti per 10 diametri, poiché le variazioni nei risultati sono minime e i valori generati si concentrano principalmente verso i limiti del range, permettendo di individuare i comportamenti estremi.

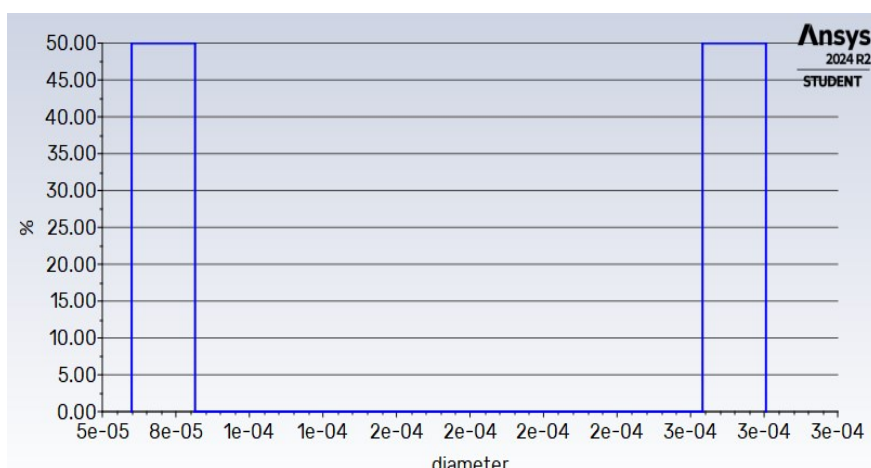


Figura 4.17: Istogramma dei diametri tracciati dal programma all'uscita del dominio.



## Conclusioni e sviluppi futuri

Questa tesi si inserisce all'interno di un più ampio progetto finalizzato alla realizzazione di un impianto di prova per sedimenti per l'Università di Padova. Il primo passo è stato quello di analizzare le tecnologie esistenti per la progettazione di setup sperimentali volti allo studio degli effetti dell'erosione. Dopo aver ottenuto una panoramica sugli apparati esistenti nel mondo della ricerca, ci si è concentrati sullo sviluppo di un sistema in grado di immettere sedimenti all'interno di una condotta in pressione, assicurando un controllo accurato dei parametri di prova.

Successivamente, è stata esplorata l'integrazione del sistema proposto con la configurazione tridimensionale dell'impianto, elaborando una proposta di layout complessivo capace di coniugare diverse esigenze operative, al fine di assicurare maggiore flessibilità durante le prove. Infine, sono state condotte simulazioni fluidodinamiche per valutare la funzionalità del sistema di iniezione, sebbene i risultati ottenuti non siano stati ancora sottoposti a una valida verifica sperimentale.

Di seguito sono riportate alcune riflessioni sui contenuti trattati fino a questo punto e, poiché il lavoro svolto rappresenta una fase preliminare, include anche alcune considerazioni sugli sviluppi futuri.

Queste osservazioni si concentrano soprattutto sul Capitolo 4 in quanto è quello che ha dato più spunti su cui riflettere.

- Un aspetto su cui si vuole porre l'accento è relativo alla portata effettivamente circolante nella diramazione. Nel capitolo 2 si sono fornite alcune considerazioni relative al fenomeno della sedimentazione nelle condotte. I valori ottenuti con strumenti analitici confermavano le scelte fatte per le dimensioni delle condotte.

Il valore di portata calcolato analiticamente e dipendente dalla stima delle perdite di carico, tuttavia, è circa un ordine di grandezza superiore al valore ottenuto dalle analisi CFD. Per quanto quest'ultimo valore vada opportunamente validato, tale risultato indica una sottostima delle perdite calcolate analiticamente.

Per agevolare il deflusso delle particelle verso l'area di prova si potrebbe ridurre la dimensione della condotta principale in corrispondenza del sistema d'iniezione. Questo consentirebbe una redistribuzione della portata a favore della diramazione e dunque un aumento della velocità nella condotta senza andare a modificare quanto fatto nella fase di progettazione del sistema.

- Questa osservazione è in realtà collegata alla precedente e riguarda i metodi utilizzati per stimare le perdite di carico in fase preliminare.

Nonostante la comodità di ricorrere a tabelle contenenti i coefficienti di perdita localizzata, le ridotte dimensioni del sistema e le conseguenti interazioni tra le diverse fonti di perdita potrebbero suggerire l'adozione anticipata di semplici analisi CFD, finalizzate esclusivamente a una valutazione preliminare delle portate circolanti nei due rami del sistema e, di conseguenza, delle velocità coinvolte.

- Una considerazione da fare è relativa al valore delle analisi svolte su Fluent. In assenza di dati sperimentali che validino il modello, infatti, quanto ottenuto va preso con cautela.

Per tale ragione sarebbe opportuno realizzare un setup sperimentale che consenta di ricavare dei risultati da confrontare con le analisi CFD per validare il modello.

- Uno degli aspetti fondamentali messo in luce dalle analisi fluidodinamiche è la distribuzione non omogenea dei sedimenti lungo tutto il tubo di accelerazione fino ad arrivare all'ugello. Se questo si dovesse manifestare nel sistema reale porterebbe a invalidare la configurazione scelta.

Per facilitare il mescolamento tra le fasi, una soluzione potrebbe essere inserire un elemento di disturbo nella condotta a valle del sistema d'iniezione, come una lamiera opportunamente piegata in modo da donare alla corrente una componente tangenziale utile al mescolamento [24]. Successivamente andrebbe posto un raddrizzatore in modo da rimuovere tale componente dal flusso prima che arrivi all'ugello.

## Bibliografia

- [1] J.P Ramião, C Carvalho-Santos, R Pinto, et al., *Hydropower Contribution to the Renewable Energy Transition Under Climate Change*, *Water Resources Management* 37, 175–191, 2023
- [2] TD Bhaga, T Dube, MD Shekede, C Shoko, *Impacts of Climate Variability and Drought on Surface Water Resources in Sub-Saharan Africa Using Remote Sensing: A Review*, *Remote Sensing*, 12(24):4184, 2020
- [3] S Karthik, H. J Amarendra, *Slurry Jet Erosion Test Rig: A Review of Erosive Particles Induction Methods and Its Test Parameters*, *Journal of Bio- and Tribo-Corrosion* 6:101, 2020
- [4] B Thapa, *Sand erosion in hydraulic machinery*, PhD Thesis, Norwegian University of Science and Technology, Norway, 2004
- [5] M.H Buszko, A.K Krella, *Slurry erosion – design of test devices*, *ADVANCES IN MATERIALS SCIENCE*, Vol. 17, No. 2 (52), June 2017
- [6] A Kapali, S Chitrakar, O Shrestha, H.P Neopane, B.S Thapa, *A Review on Experimental Study of Sediment Erosion in Hydraulic Turbines at Laboratory Conditions*, *J. Phys.: Conf. Ser.* 1266 012016, 2019
- [7] S.K.K Li, J.A Humphrey, A Levy, *Erosive wear of ductile metals by a particle-laden high velocity liquid jet*, *Wear* 73(2):295–309, 1981
- [8] A Levy, P Yau, *Erosion of steels in liquid slurries*, *Wear* 98:163–182, 1984
- [9] A Levy, J Yan, *Sand-water slurry erosion of carburized AISI 8620 steel*, *Wear* 101:117–126, 1985
- [10] S Turenne, Y Chatigny, D Simard, S Caron, J Masounave, *The effect of abrasive particle size on the slurry erosion resistance of particulate-reinforced aluminum alloy*, *Wear* 141:147–158, 1990
- [11] J Mirza, S Turenne, J Masounave, *Influence of structural parameters on abrasion–erosion resistance of various repairing mortars*, *Civ Eng* 17:12–18, 1990
- [12] S Dallaire, *Slurry erosion resistance of boride-based overlays containing boride crystals oriented perpendicularly to the wearing surface*, *Wear* 297:1006–1015, 2013
- [13] Y Iwai, K Nambu, *Slurry wear properties of pump lining materials*, *Wear* 210:211–219, 1997
- [14] K Sugiyama, S Nakahama, S Hattori, K Nakano, *Slurry wear and cavitation erosion of thermal-sprayed cermets*, *Wear* 258:768–775, 2005
- [15] K Sugiyama, K Harada, S Hattori, *Influence of impact angle of solid particles on erosion by slurry jet*, *Wear* 265:713–720, 2008
- [16] B.S Mann, V Arya, A.K Maiti, M.U.B Rao, P Joshi, *Corrosion and erosion performance of HVOF/TiAlN PVD coatings and candidate materials for high pressure gate valve application*, *Wear* 260:75–82, 2006

- [17] A.J Gant, M.G Gee, G Plint, *A new concept in liquid jet erosion: commissioning and proving trials*, *Wear* 263:284–288, 2007
- [18] Y Li, G.T Burstein, I.M Hutchings, *The influence of corrosion on the erosion of aluminium by aqueous silica slurries*, *Wear* 186–187:515–522, 1995
- [19] J.B Zu., G.T Burstein., I.M Hutchings, *A comparative study of the slurry erosion and free-fall particle erosion of aluminium*. *Wear* 149:73–84, 1991
- [20] B.S Thapa, O.G Dahlhaug, B. Thapa, *Sediment erosion in hydro turbines and its effect on the flow around guide vanes of Francis turbine*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49(0): 1100-1113, 2015
- [21] B.S Thapa, O.G Dahlhaug, B Thapa, *Current research in hydraulic turbines for handling sediments*, *Energy* 47, 62-69, 2012
- [22] M.C Lin, L.S Chang, H.C Lin, C.H Yang, K.M Lin, *A study of high-speed slurry erosion of NiCrBSi thermal-sprayed coating*, *Surf Coat Technol* 201:3193–3198, 2006
- [23] S Karthik, H.J Amarendra, K.K Rokhade, M.S Prathap, *Experimental and numerical approach to predict slurry erosion in jet erosion test rig*, *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials* 105, 105807, 2022
- [24] M.J Sandstrom, *The solid particle erosion of tungsten carbide in silicon carbide slurry*, MS Thesis, University of Utah, 2003
- [25] J Zhao, A Ma, X Ji, J Jiang, Y Bao, *Slurry erosion behavior of AlxCoCrFeNiTi0.5 high-entropy alloy coatings fabricated by laser cladding*, *Metals* 8:1–12, 2018
- [26] H.S Grewal, A Agrawal, H Singh, *Design and development of high-velocity slurry erosion test rig using CFD*, *Mater Eng Perform* 22(1):152–161, 2013
- [27] A Kapali, H.P Neopane, S Chitrakar, O Shrestha, *Design and development of non-recirculating type erosion test setup for hydraulic turbines*, *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 1079 012013, 2022
- [28] T.R Bajracharya, *Efficiency Deterioration in Pelton Turbines Due to Sand-Particle-Led Bucket Erosion*, Tribhuvan University, 2007
- [29] T.R Bajracharya, R Shrestha, A Sapkota, A.B Timilsina, *International Journal of Rotating Machinery* Volume 2022, Article ID 9772362, 2022
- [30] SA Miedema, *The Durand and Condolios (1952) School*, in *Slurry Transport*, TU Delft Open, 2019
- [31] B.R Munson, T.H Okiishi, W.W Huesbch, A.P Rothmayer, *Meccanica dei fluidi*, Città Studi Edizioni, 2016
- [32] SA Miedema, *Inclined pipes*, in *Slurry Transport*, TU Delft Open, 2019
- [33] D.W. Jones, *Control of Stepping Motors: A Tutorial*, University of Iowa, 1995
- [34] G. Colombo, *Manuale dell'ingegnere*, 82esima ed. Milano, Italia: Hoepli, 1994

- [35] G Meneghetti, *Progetto di un riduttore meccanico*, Appunti del corso di Costruzione di Macchine 1, Università degli Studi di Padova, Padova, 2022
- [36] Oriental Motor, *Technical reference H1*, Oriental Motor, 2015
- [37] The World Material, *AISI 303 Stainless Steel Properties, SS 303 Density, Hardness, Magnetic Properties*, The World Material. [Online]
- [38] HTC special processes engineering, *HVOF (High Velocity Oxy Fuel) Coating and Grinding*, htcenter. [Online]
- [39] Y.Y. Wang, C.J. Li, A. Ohmori, *Influence of substrate roughness on the bonding mechanisms of high velocity oxy-fuel sprayed coatings*, Thin Solid Films, Volume 485, Issues 1–2, 2005
- [40] SKF, *SKF rolling bearings catalogue*, SKF Group, Gothenburg, Sweden, 2018
- [41] SKF, *SKF industrial shaft seals*, SKF Group, Gothenburg, Sweden, 2020
- [42] CAVEX, *Worm and Wheel Sets*, CAVEX GmbH & Co. KG, Ofterdingen, Germany, 2015
- [43] Gandini, *Linguette*, Gandini Fasteners srl, Milano, Italia, 2024
- [44] Gandini, *Anelli d'arresto*, Gandini Fasteners srl, Milano, Italia, 2024
- [45] Oriental Motor, *Hybrid Stepper Servo Motors AZ Series*, Oriental Motor Italia s.r.l., Pero, Italia, 2024
- [46] Tedeschi gomma, *Guarnizioni piate o piane*, Tedeschi gomma sintetica srl, Cadelbosco di Sopra, Italia, 2020
- [47] Dilanda, *Catalogo dimensionale O Ring*, Dilanda srl, Milano, Italia, 2021
- [48] Garlock Sealing Technologies, *Gasket Handbook*, Fluid Sealing Association, Wayne, USA, 2017
- [49] Officine Parenti, *Filtri separatori idrocicloni*, Officine Meccaniche Parenti srl, Anzola dell'Emilia, Italia, 2022
- [50] AMIS, *Filtri idrociclone*, AMIS srl, Torino, Italia, 2017
- [51] KSB, *BOA-S straine*, Type Series Booklet, KSB SE & Co. KGaA, Frankenthal, Germany, 2023
- [52] KSB, *KWP Dry-installed Volute Casing Pump*, Type Series Booklet, KSB SE & Co. KGaA, Frankenthal, Germany, 2024
- [53] KSB, *KWP 50Hz K impeller Dry-installed Volute Casing Pump*, Characteristic Curves Booklet, KSB SE & Co. KGaA, Frankenthal, Germany, 2024
- [54] Metso, *The Orion Series of horizontal slurry pumps*, Brochure, Metso Corporation, 2023
- [55] Metso, *The Orion Series of Horizontal Slurry Pumps HM100 MHC-D*, Operation & Maintenance Manual, Metso Corporation, 2006
- [56] KSB, *HERA-BD Knife Gate Valve*, Type Series Booklet, KSB SE & Co. KGaA, Frankenthal, Germany, 2022
- [57] KSB, *ISORIA 10/16 Butterfly Valve*, Type Series Booklet, KSB SE & Co. KGaA, Frankenthal, Germany, 2022

- [58] KSB, *ISORIA 10/16 Butterfly Valve*, Operating Instructions, KSB SE & Co. KGaA, Frankenthal, Germany, 2022
- [59] AVK International, *How to choose the right check valve?*, AVK International A/S, Galten, Denmark, 2024
- [60] KSB, *BOA-RPL/RPL F-F Lift Check Valve*, Type Series Booklet, KSB SE & Co. KGaA, Frankenthal, Germany, 2022
- [61] M Pertile, A Valmorbida, *Misuratori di flusso*, Appunti del corso di Misure Meccaniche e Termiche, Università degli Studi di Padova, Padova, 2022
- [62] ANSYS Inc., *ANSYS Fluent User's Guide*, ANSYS Inc., Canonsburg, USA, 2024
- [63] ENEA, *ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide*, AFS ENEA Portal
- [64] A Bottacin Busolin, *Introduzione alla Fluidodinamica computazionale*, Appunti del corso di Fluidodinamica Applicata - Modulo pratico, Università degli Studi di Padova, Padova, 2024
- [65] ENEA, *First-Order Accuracy vs. Second-Order Accuracy*, AFS ENEA Portal