

# POLITECNICO DI MILANO

SCUOLA DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E DELL'INFORMAZIONE

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Modello dinamico e validazione sperimentale di un intensificatore di pressione per impianti Waterjet: analisi nelle condizioni nominali e di fault

Relatore: Prof. Gianni FERRETTI

Correlatore: Bruno SCAGLIONI

Tesi di laurea di:

Lorenzo DAVIDE

Matricola 787480

Anno Accademico 2013-2014





*“Se ascolto dimentico, se vedo ricordo, se faccio capisco”*  
Confucio

*A mia madre e a mio padre che mi hanno sostenuto e mai abbandonato.*

*A mio fratello e mia sorella che mi sono sempre accanto.*

*Ai miei amici di corso che hanno reso unica la mia  
"avventura"*

*A Daniela*

# Indice

Capitolo 1	Introduzione .....	1
1.2	Obiettivi .....	1
1.3	Contenuto della tesi .....	2
Capitolo 2	La tecnologia Waterjet .....	4
2.1	Descrizione della macchina Abrasive Waterjet.....	5
2.2	Parametri di processo .....	19
2.3	Applicazioni .....	21
Capitolo 3	L'intensificatore a pompanti paralleli Tecnocut .....	23
3.1	Schema idraulico complessivo .....	24
3.2	Quadro di comando .....	30
3.3	Fluidi di lavoro .....	32
3.4	Serbatoio olio.....	33
3.5	Motore elettrico primario .....	33
3.6	Pompa a cilindrata variabile .....	34
3.7	Valvola di ritegno .....	53
3.8	Accumulatore olio .....	55
3.9	Valvola di massima pressione .....	57
3.10	Cilindro a singolo effetto.....	59
3.10.1	Valvola di alta pressione.....	62
3.10.2	Circuito alimentazione cilindri .....	62
3.10.3	Fase di compressione .....	64
3.10.4	Fase di precompressione .....	66
3.10.5	Fase di ritorno .....	68
3.11	PLC.....	70
3.12	Circuito dell'olio secondario.....	72

3.13 Testa di taglio.....	72
Capitolo 4 Modellazione della macchina .....	74
4.1 Obiettivo della modellazione .....	74
4.2 Linguaggio Modelica .....	75
4.3 Software Dymola .....	77
4.3.1 La libreria standard Modelica.....	79
4.3.2 La libreria Hydraulics.....	79
4.4 Costruzione del modello .....	80
4.5 Circuito olio e circuito acqua .....	81
4.5.1 Connettore flangia traslazionale .....	82
4.6 Fluidi di lavoro.....	83
4.6.1 Olio minerale.....	84
4.6.2 Acqua.....	85
4.7 Modello oil.....	86
4.8 Modello water .....	89
4.9 Circuito primario dell'olio .....	91
4.10 Valvole di alimentazione pistoni.....	100
4.11 Cilindro lato olio .....	109
4.12 PLC .....	113
4.13 Cilindro lato acqua .....	116
4.14 Ugello primario .....	119
Capitolo 5 Campagna sperimentale e analisi dei dati.....	123
5.1 Sensori utilizzati.....	123
5.2 Condizioni di fault .....	124
5.3 Sperimentazioni condotte per la raccolta dei dati .....	126
5.4 Analisi preliminare dei dati.....	128
5.4.1 Influenza della pompa a cilindrata variabile nel segnale di alta pressione dell'acqua.....	132

5.5 Media sincrona ed analisi nel dominio del tempo del segnale in controllo .....	133
5.6 Analisi nel dominio delle frequenze del segnale in controllo .....	136
5.6.1 Power spectrum.....	136
5.6.2 Cepstrum.....	139
5.7 Fault cilindro criccato.....	141
5.8 Fault corpo valvola criccato .....	143
5.9 Fault sede valvola usurata .....	144
5.10 Fault orifizio rotto.....	146
Capitolo 6 Risultati di simulazione e tuning del modello.....	149
6.1 Impostazione dei parametri e simulazione .....	149
6.2 Risultato simulazione .....	151
6.3 Oscillazione della pressione durante la compressione .....	153
6.4 Simulazione del modello con corse reali .....	156
6.5 Effetto dell'attrito sulla forma sul segnale di pressione dell'acqua .....	160
Capitolo 7 Validazione del modello e implementazione dei fault.....	168
7.1 Confronto segnale acquisito e segnale simulato nelle condizioni in controllo.....	168
7.2 Implementazione del fault cilindro criccato .....	173
7.3 Implementazione del fault corpo valvola criccato.....	177
7.4 Implementazione del fault sede valvola usurata.....	179
7.5 Implementazione del fault orifizio rotto .....	182
Capitolo 8 Conclusioni .....	185
8.1 Risultati ottenuti .....	186
8.2 Sviluppi futuri.....	189
Bibliografia .....	190

## Indice delle figure

Figura 2.1 Schema di un impianto WJ/AWJ [1].....	6
Figura 2.2 Intensificatori a pompa diretta [2] .....	8
Figura 2.3 Schema funzionamento pompa diretta [2] .....	8
Figura 2.4 Schema intensificatore oleodinamico [2] .....	10
Figura 2.5 Schema intensificatore a doppio effetto [3] .....	11
Figura 2.6 Pistone singolo (a) e doppio (b) effetto [1] .....	12
Figura 2.7 Intensificatore elettrico [4] .....	13
Figura 2.8 Schema intensificatore elettrico [4].....	14
Figura 2.9 Tramoggia a monte della testa di taglio [1].....	15
Figura 2.10 Disco forato per la regolazione dell'abrasivo [1].....	16
Figura 2.11 Sezione testa di taglio [1] .....	17
Figura 2.12 Sistema di movimentazione assi con catcher .....	18
Figura 2.13 L'influenza di alcuni parametri sulla profondità di taglio [1] .....	21
Figura 3.1 Schema idraulico macchina WJ Tecnocut 120HP .....	26
Figura 3.2 Quadro di comando .....	31
Figura 3.3 Manometri e manopola di regolazione pressione di lavoro .....	31
Figura 3.4 Motore elettrico accoppiato alle 2 pompe a cilindrata variabile .....	34
Figura 3.5 Schema della pompa rotativa a pistoni assiali.....	35
Figura 3.6 Variazione della cilindrata in una pompa a piastra inclinata .....	36
Figura 3.7 Rexroth A10VSO 71 [9] .....	37
Figura 3.8 Curve caratteristiche Rexroth A10VSO nelle condizioni di cilindrata massima [9].....	38
Figura 3.9 Componente elementare di una macchina idrostatica a pistoni .....	39
Figura 3.10 Schema della pompa a piastra inclinata .....	41
Figura 3.11 Schema corpo cilindri.....	43
Figura 3.12 Variazione della cilindrata e andamento della funzione F .....	43
Figura 3.13 Andamento della portata istantanea e media della pompa .....	44
Figura 3.14 Spaccato della pompa A10VSO [9] .....	45
Figura 3.15 Spaccato del contenitore delle due valvole di regolazione del circuito DFR [9].....	46
Figura 3.16 schema idraulico del sistema di controllo DFR [9] .....	47
Figura 3.17 curva caratteristica pompa A10VSO con controllo pressione [9]...	49



Figura 3.18 curva caratteristica pompa A10VSO con controllo pressione e portata [9].....	51
Figura 3.19 tempi di reazione del cambiamento di cilindrata per la pompa A10VSO [9] .....	53
Figura 3.20 Valvola di ritegno Parker 6C616S [10] .....	54
Figura 3.21 Curva caratteristica valvola Parker 6C616S [10] .....	54
Figura 3.22 Schema esemplificativo del funzionamento di un accumulatore ...	56
Figura 3.23 Spaccato accumulatore Hydac sb330 [11].....	57
Figura 3.24 Spaccato valvola di massima pressione Rexroth dbdh 6 g18/315 [12].....	58
Figura 3.25 Curva caratteristica valvola di massima pressione Rexroth dbdh 6 g18/315 [12] .....	58
Figura 3.26 Schema semplificato pistone a singolo effetto [1].....	59
Figura 3.27 Cilindro a singolo effetto Tecnocut [5].....	60
Figura 3.28 Quote del cilindro a singolo effetto Tecnocut .....	61
Figura 3.29 Schema idraulico del circuito di alimentazione dei cilindri; configurazione generale .....	63
Figura 3.30 Schema idraulico del circuito di alimentazione dei cilindri; configurazione fase di compressione .....	64
Figura 3.31 Schema idraulico del circuito di alimentazione dei cilindri; configurazione fase di precompressione .....	66
Figura 3.32 Schema idraulico del circuito di alimentazione dei cilindri; configurazione fase di ritorno .....	68
Figura 3.33 Valvola di controllo direzione 2 posizioni 4 vie, Parker D1VW [14] .....	69
Figura 3.34 Valvola a cartuccia 2 posizioni 2 vie Parker CP421 N16 [15] .....	70
Figura 3.35 Segnale ideale di posizione relativo al movimento di tre pistoni [1] .....	71
Figura 4.1 Schema di un motore C.C. rappresentato in Dymola .....	77
Figura 4.2 Modello Intensificatore Tecnocut.....	81
Figura 4.3 Connettore flangia traslazionale .....	83
Figura 4.4 Confronto di modelli che vari modelli che caratterizzano la comprimibilità di un fluido [21].....	85
Figura 4.5 Icona modello "Oil" .....	86
Figura 4.6 Diagramma modello "Oil" .....	87
Figura 4.7 Connettori idraulici.....	88

Figura 4.8 Connettori Booleani .....	88
Figura 4.9 Icona modello "Water" .....	89
Figura 4.10 Diagramma modello "Water" .....	90
Figura 4.11 Icona modello "Circuito olio primario" .....	91
Figura 4.12 Diagramma modello "Circuito olio primario" .....	92
Figura 4.13 Andamento della cilindrata in funzione della portata .....	99
Figura 4.14 Schema a blocchi della regolazione cilindrata .....	99
Figura 4.15 Icona modello "Alimentazione" .....	100
Figura 4.16 Diagramma modello "Alimentazione" .....	101
Figura 4.17 Schema idraulico del circuito di alimentazione dei cilindri .....	101
Figura 4.18 Segnali reali delle corse dei pistoni derivanti dalle prove sperimentali; individuazione tempi di reazione delle valvole .....	105
Figura 4.19 Effetto della variazione del parametro conduttanza idraulica sul segnale di corsa simulato .....	108
Figura 4.20 Icona modello "Cilindro parte olio" .....	109
Figura 4.21 Diagramma modello "Cilindro parte olio" .....	110
Figura 4.22 Schema delle variabili del componente "DifferentialCylinder" ....	112
Figura 4.23 Icona modello "PLC" .....	113
Figura 4.24 Codice modelica del modello "PLC" .....	115
Figura 4.25 Icona del modello "Pistone lato acqua" .....	116
Figura 4.26 Diagramma del modello "Pistone lato acqua" .....	117
Figura 4.27 Icona del modello "Ugello 4 [s]" .....	119
Figura 4.28 Diagramma del modello "Ugello 4 [s]" .....	120
Figura 5.1 Setup dei sensori di posizione (sinistra) e di pressione (destra).....	124
Figura 5.2 Cilindri, Valvola di alta pressione, Orifizio .....	125
Figura 5.3 Cricche presenti sui cilindri usati nelle prove sperimentali .....	126
Figura 5.4 Estratto del segnale delle corse dei tre pistoni (RUN 1) .....	129
Figura 5.5 Profilo della corsa di un pistone durante un ciclo completo di pompaggio .....	129
Figura 5.6 Segnale della pressione durante 11 cicli di pompaggio (RUN1), con sovrapposto il segnale del primo proxymitor .....	130
Figura 5.7 Segnale di pressione durante un sono ciclo di pompaggio.....	131
Figura 5.8 Dettaglio dell'oscillazione ad alta frequenza del segnale di pressione .....	133

Figura 5.9 Sovrapposizione dei profili di pressione degli 11 cicli di pompaggio presenti nel RUN1 .....	134
Figura 5.10 Sovrapposizione dei profili mediati dei vari RUN .....	135
Figura 5.11 Valori di media e deviazione standard dei vari RUN .....	136
Figura 5.12 Power spectrum del RUN1 .....	137
Figura 5.13 Dettaglio del Power spectrum del RUN1 .....	138
Figura 5.14 Sovrapposizione Power spectrum dei RUN in controllo; dettaglio del picco a 223,3 Hz.....	138
Figura 5.15 Dettaglio della sovrapposizione dei Power spectrum del RUN in controllo .....	139
Figura 5.16 Sovrapposizione dei Cepstrum del RUN in controllo .....	140
Figura 5.17 Media sincrona dei profili di pressione per vari RUN.....	141
Figura 5.18 Sovrapposizione dei profili medi di pressione di ogni RUN .....	142
Figura 5.19 Cepstrum per vari RUN .....	142
Figura 5.20 Media sincrona dei profili di pressione per vari RUN.....	143
Figura 5.21 Sovrapposizione dei profili medi di pressione di ogni RUN .....	143
Figura 5.22 Cepstrum per vari RUN .....	144
Figura 5.23 Media sincrona dei profili di pressione per vari RUN.....	145
Figura 5.24 Sovrapposizione dei profili medi di pressione di ogni RUN .....	145
Figura 5.25 Cepstrum per vari RUN .....	146
Figura 5.26 Media sincrona dei profili di pressione per vari RUN.....	147
Figura 5.27 Sovrapposizione dei profili medi di pressione di ogni RUN .....	147
Figura 5.28 Cepstrum per vari RUN .....	148
Figura 6.1 Risultato simulazione; segnale pressione e corse pistoni in condizioni nominali.....	151
Figura 6.2 Dettaglio del segnale di pressione simulato.....	152
Figura 6.3 Diagramma del modello "Circuito olio primario" modificato in modo da avere cilindrata della pompa massima.....	153
Figura 6.4 Sovrapposizione segnali simulati .....	154
Figura 6.5 Segnali simulati; Pressione, Regolazione cilindrata, Corse pistoni	155
Figura 6.6 Modello Intensificatore Tecnocut modificato in modo da avere le posizioni reali dei pistoni .....	156
Figura 6.7 Diagramma del modello "posizione reale" .....	157
Figura 6.8 Sovrapposizione segnali simulato e reale .....	159
Figura 6.9 Sovrapposizione Power spectrum segnale simulato e reale.....	159

Figura 6.10 Finestra di dialogo di Dymola relativa al modello modello DifferentialCylinder.....	160
Figura 6.11 Segnale simulato; modello con attriti uguali.....	162
Figura 6.12 Sovrapposizione segnali simulati e reali .....	163
Figura 6.13 Sovrapposizione segnali simulati e reali .....	164
Figura 6.14 Sovrapposizione segnali simulati e reali .....	165
Figura 6.15 Sovrapposizione Power spectrum segnale di pressione simulato e reale.....	166
Figura 6.16 Sovrapposizione Power spectrum segnali di pressione simulati ...	167
Figura 7.1 Sovrapposizione segnali simulati e reali .....	170
Figura 7.2 Sovrapposizione Power spectrum segnale di pressione simulato e reale.....	171
Figura 7.3 Dettaglio sovrapposizione Power spectrum segnale simulato e reale .....	172
Figura 7.4 Sovrapposizione segnale simulato e reale; fault cilindro criccato ..	175
Figura 7.5 Cepstrum del segnale di pressione simulato; fault cilindro criccato .....	176
Figura 7.6 Sovrapposizione segnale simulato e reale; fault corpo valvola criccato .....	178
Figura 7.7 Cepstrum del segnale di pressione simulato; fault corpo valvola criccato.....	179
Figura 7.8 Sovrapposizione segnale simulato e reale; fault sede valvola usurata .....	181
Figura 7.9 Cepstrum del segnale di pressione simulato; fault sede valvola usurata.....	182
Figura 7.10 Sovrapposizione segnale simulato e reale; fault orifizio rotto .....	183
Figura 7.11 Cepstrum del segnale di pressione simulato; fault orifizio rotto...	184
Figura 8.1 Effetto del circuito di regolazione DFR sul segnale di pressione simulato.....	186
Figura 8.2 Sovrapposizione segnale pressione simulato e reale .....	187
Figura 8.3 Effetto dell'attrito dei pistoni sul segnale di pressione simulato .....	187

## Indice delle tabelle

Tabella 3.1 Dati di targa intensificatore Tecnocut 120HP .....	24
Tabella 3.2 Prestazioni intensificatore Tecnocut 120HP .....	24
Tabella 3.3 Proprietà olio minerale .....	32
Tabella 3.4 Proprietà acqua filtrata .....	32
Tabella 3.5 Specifiche tecniche motore circuito primario .....	33
Tabella 3.6 specifiche tecniche Rexroth A10VSO [9] .....	38
Tabella 5.1 Casistica delle prove sperimentali effettuate.....	126
Tabella 5.2 Ordine dei test effettuati.....	128
Tabella 7.1 Indici per il confronto dei segnali di pressione simulati e reali; condizioni "in controllo" .....	170
Tabella 7.2 Indici per il confronto dei segnali di pressione simulati e reali; fault cilindro criccato.....	176
Tabella 7.3 Indici per il confronto dei segnali di pressione simulati e reali; fault corpo valvola criccato .....	178
Tabella 7.4 Indici per il confronto dei segnali di pressione simulati e reali; fault sede valvola usurata .....	181
Tabella 7.5 Indici per il confronto dei segnali di pressione simulati e reali; fault orifizio rotto .....	183

## Sommario

Il processo del taglio Waterjet abrasivo si fonda su un getto d'acqua ad elevata pressione e viene realizzato grazie all'utilizzo di appositi intensificatori. Essendo questi componenti critici e di costo elevato, è conveniente per l'utilizzatore cercare di ridurre al minimo i tempi legati alla riparazione di guasti e di malfunzionamenti, attraverso la realizzazione di sistemi interni di monitoraggio.

Il primo passo per la realizzazione di un sistema di monitoraggio completo è quello di progettare un modello virtuale molto affidabile dell'intensificatore in modo da prevedere il suo funzionamento completo

Nell'ambito del presente lavoro di tesi è stato sviluppato un modello di un intensificatore oleodinamico a pompanti paralleli in linguaggio Modelica in grado di simulare il segnale di pressione dell'acqua.

Rispetto ad altri modelli sviluppati in questa direzione, sono stati modellati fenomeni interni all'intensificatore prima d'ora non tenuti in considerazione, che come dimostrato in questo lavoro sono risultati essere determinanti per una corretta simulazione dell'intensificatore.

Viene effettuata una validazione confrontando i segnali simulati con i segnali derivanti da prove sperimentali, sia nelle condizioni di normale funzionamento che nelle condizioni di fault, nell'ottica dimostrare la robustezza del modello nel simulare tali condizioni di guasto.

I risultati ottenuti dimostrano che il modello riesce a rappresentare con buona approssimazione il funzionamento della macchina in entrambe le condizioni operative.

Grazia alla scalabilità del modello è inoltre stato possibile fare importanti considerazioni sull'influenza di alcune dinamiche interne alla macchina sul segnale di pressione dell'acqua.

**Parole chiave:** Waterjet, Intensificatori, Modelica, Dymola, Pressione dell'acqua, Pompa a cilindrata variabile

## Abstract

The process of Abrasive Waterjet Cutting (AWJ) is based on a jet of water at high pressure and is realized using specific intensifiers. Because many components are critical and very expensive, it is convenient for the user to minimize the periods involved in fault and malfunction repairings, making some internal monitoring systems.

The first step for the making of a complete monitoring system is to design a virtual model for the intensifier very reliable, in order to predict its full operation.

In this thesis we developed a model of a hydraulic intensifier with parallel pumpings using Modelica language, able to simulate the signal of pressure.

Compared to other models developed in this way, we modelled some internal phenomenas of the intensifier, never taken into account before and, as demonstrated in this study, they showed to be crucial for a correct simulation of the intensifier.

In this work a validation of the model is developed comparing simulated signals and experimental test signals, both in normal operating conditions and in fault conditions, in order to show the capability of the model to simulate these fault conditions.

The results obtained demonstrate that the model is able to represent with a good approximation the functioning of the WJ machine for both these operation conditions.

Thanks to the scalability of the model it has also been possible to make important considerations about the influence of some internal dynamics of the machine on the pressure water signal.

**Key words:** Waterjet, Intensifier, Modelica, Dymola, Water pressure, variable displacement pump





# Capitolo 1 Introduzione

La tecnologia Waterjet consente di tagliare una grande varietà di materiali, metallici e non metallici, utilizzando un getto d'acqua a elevatissima velocità.

Il processo fisico su cui si basa la tecnologia consiste nella conversione di energia di pressione di un fluido in energia cinetica, dunque l'energia che viene utilizzata è di tipo meccanico, a differenza delle note tecnologie non convenzionali laser e plasma, alla cui base vi è processo termico.

Il getto di acqua ad alta pressione viene ottenuto grazie all'utilizzo di intensificatori oleodinamici, a pompa diretta o elettrici.

Mentre per le tecnologie convenzionali il livello di diagnostica è molto avanzato e le macchine di lavorazione sono dotate di sistemi sofisticati, per quanto riguarda il Waterjet tali tecniche presentano ampi margini di miglioramento.

Nel taglio a getto d'acqua l'elevata instabilità dei parametri di processo rappresenta un aspetto critico: la pressione, che viene impostata ad un valore nominale, subisce, infatti, variazioni cicliche durante la lavorazione, con effetti sulla qualità del taglio.

## 1.2 Obiettivi

L'obiettivo del presente lavoro consiste nella costruzione di un modello di simulazione di un intensificatore oleodinamico mediante supporto informatico.

Il modello dovrà simulare correttamente l'andamento della pressione dell'acqua durante la lavorazione e nel contempo potrà essere uno strumento utile anche per comprendere quali dinamiche interne all'intensificatore stesso influenzano la pressione dell'acqua.

Questo modello ha lo scopo di riprodurre, una volta impostato il livello di pressione nominale desiderato, l'andamento reale del segnale di pressione

dell'acqua. Inoltre, esso dovrà essere anche idoneo a verificare delle condizioni operative con la presenza di guasto (fault).

La realizzazione di un siffatto modello di simulazione permetterà, attraverso successivi ampliamenti, anche lo sviluppo di strumenti di diagnostica on-line.

### 1.3 Contenuto della tesi

In questo paragrafo vengono descritte le modalità secondo cui è stato strutturato il presente lavoro di tesi.

- **Capitolo 2:** Viene introdotta la tecnologia WJ (Waterjet) e AWJ (Abrasive Waterjet), analizzando tutti i componenti presenti in un impianto di taglio. Viene fatta anche una breve panoramica di tutte le tipologie di intensificatori presenti sul mercato.
- **Capitolo 3:** Vengono analizzati i tre circuiti idraulici presenti nell'intensificatore. Ogni componente presente in tali circuiti viene analizzato, descritto e ne viene studiata l'interazione con i componenti adiacenti.
- **Capitolo 4:** Viene descritta la fase di modellazione che consiste nella descrizione dei singoli componenti, giustificando i valori dei parametri scelti e le eventuali semplificazioni. Viene spiegato l'utilizzo dei componenti già modellati presenti nelle librerie e la creazione di componenti nuovi.
- **Capitolo 5:** Viene descritta la campagna sperimentale svolta sulla macchina AWJ Tecnocut in dotazione del Laboratorio MUSP. Le prove sono state realizzate sulla macchina in condizioni "in controllo" e in condizioni "di fault"; si descrive poi l'analisi dei dati con tecniche di analisi nel dominio del tempo e delle frequenze.
- **Capitolo 6:** Si analizza la simulazione del modello. Verranno fatte alcune considerazioni sull'importanza della modellazione di alcuni componenti all'interno del modello.
- **Capitolo 7:** I risultati ottenuti con il sw Dymola vengono confrontati con i dati sperimentali e vengono calcolati gli indici di valutazione dei risultati nelle condizione di controllo e di fault. Seguono delle considerazioni in merito al confronto dei dati.

- **Capitolo 8:** Si riportano le conclusioni del lavoro, i possibili margini di miglioramento del modello e gli sviluppi futuri derivanti dall'utilizzo di tale modello.

## Capitolo 2 La tecnologia Waterjet

Il taglio Waterjet è una tecnologia in grado di tagliare una grande varietà di materiali usando un getto focalizzato ed ad alta pressione di acqua, oppure nel caso di Abrasive Waterjet (AWJ), di acqua addizionata da particelle di materiale abrasivo.

Il getto è ottenuto grazie a un ugello realizzato con materiale a elevata durezza con un foro d'uscita di diametro compreso tra i 0,05 mm e 0,6 mm.

La pressione dell'acqua prima di arrivare alla testa di taglio può variare dai 2000 bar fino oltre i 6000 bar negli impianti di ultima generazione.

Nel taglio Waterjet a sola acqua (WJ), la funzione del getto è quella di erodere il materiale, nell'AWJ il getto d'acqua serve invece a trasferire la propria quantità di moto alle particelle di abrasivo che avranno un maggiore potere erosivo sul materiale.

Un importante vantaggio della tecnologia WJ/AWJ rispetto alle altre tecnologie di taglio a fascio (laser e plasma) è che, essendo una lavorazione a freddo, non si avranno distorsioni o effetti termici.

Altre caratteristiche chiave di questa tecnologia che la rendono versatile sia per quanto riguarda i materiali sia per quanto riguarda le tipologie di taglio sono [1]:

- Gli spessori di taglio sono molto elevati, fino anche a 150 mm di acciaio.
- Le pareti del solco di taglio hanno rugosità contenute.
- Le bave di lavorazione sono estremamente ridotte, eccezion fatta per materiali molto duttili in piccoli spessori.
- La precisione del taglio è dell'ordine del centesimo di millimetro.
- I tempi di esecuzione sono in generale ridotti, grazie al fatto che non si hanno tempi passivi dovuti alla rigenerazione e cambio utensile.
- Possibilità di realizzare sagome complesse, anche con presenza di spigoli vivi e quindi con scarti limitati di materiale.

- Solchi di taglio con ampiezze molto contenute ( 0,5÷1,3 mm ) anche su spessori molto elevati.
- Il bloccaggio del pezzo è minimo o addirittura assente dato che le forze in gioco sono molto basse nell'ordine della decina di newton.
- Il processo è caratterizzato da tolleranze naturali piuttosto contenute, pertanto è riproducibile.

E' opportuno precisare che nell'utilizzo della tecnologia AWJ resta il vincolo della durezza del materiale da tagliare, durezza che deve essere chiaramente inferiore a quella della polvere abrasiva. In generale i materiali abrasivi utilizzati sono comunque di elevata durezza, come per esempio: la sabbia comune da fonderia (olivina), il carburo di silicio e il granato (in inglese garnet, ortosilicato di formula chimica  $R_3R_2(SiO_4)_3$  con  $R_2$  metallo bivalente e  $R_3$  metallo trivalente).

Per contro i principali svantaggi sono:

- Nel caso di materiali con spessori ridotti, la velocità di avanzamento può essere inferiore rispetto a quelle permesse dalle altre tecnologie di taglio a fascio.
- I costi elevati sia d'investimento sia di manutenzione dei vari componenti della macchina, specialmente se rapportati alla produttività.
- La rumorosità del processo è molto elevata a causa della velocità supersonica dell'acqua in uscita dall'ugello primario.

### **2.1 Descrizione della macchina Abrasive Waterjet**

In generale un sistema Abrasive Waterjet (AWJ) è composto da:

- impianto trattamento dell'acqua
- sistema di pompaggio
- sistema adduzione abrasivo
- la testa di taglio
- il sistema di movimentazione e controllo
- la vasca di raccolta (catcher)

Si riporta uno schema semplificato dove è possibile individuare i suddetti componenti (Figura 2.1).

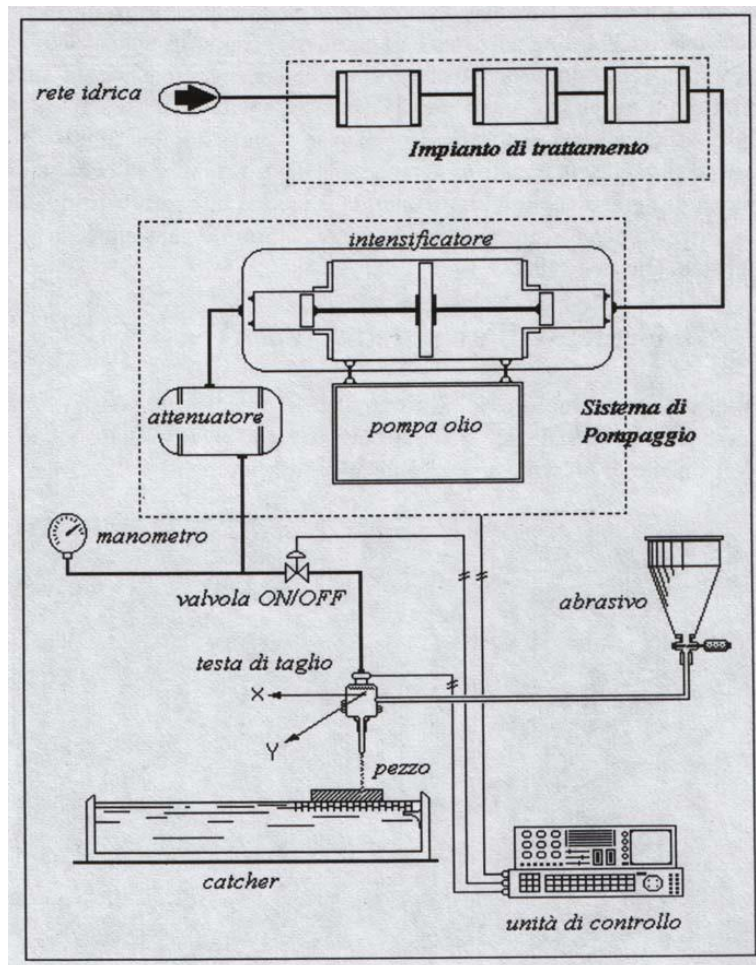


Figura 2.1 Schema di un impianto WJ/AWJ [1]

### Impianto trattamento dell'acqua

L'acqua necessaria al funzionamento dell'impianto AWJ viene prelevata direttamente dalla rete idrica, risulta quindi necessario un processo di depurazione che renda il fluido adatto all'utilizzo nell'impianto.

Questo processo di depurazione è effettuato in 3 passaggi:

- *Filtro anti sabbia*: l'acqua prelevata dalla sorgente passa attraverso vari filtri meccanici che eliminano eventuali particelle solide presenti e attraverso un filtro a carboni attivi utile alla rimozione del cloro (sfruttando l'effetto catalitico che favorisce la riduzione del cloro a ione cloruro).
- *Addolcitore*: è uno strumento atto ad addolcire l'acqua, ovvero a diminuirne la durezza, termine con cui si indica la concentrazione di sali di calcio e magnesio che precipitando formano le incrostazioni di calcare sulle superfici.
- *Dosatore di polifosfati*: è uno strumento che riduce ulteriormente la durezza dell'acqua, e inoltre protegge dalla corrosione l'impianto idraulico effettuando un dosaggio automatico e proporzionale di un prodotto anticalcare e anticorrosivo. Questa soluzione è in grado di impedire i depositi di carbonato di calcio, e formare al contempo, all'interno delle tubazioni, un film protettivo.

A valle di questi passaggi l'acqua è raccolta in un serbatoio, per poi essere immessa in un autoclave attraverso una pompa.

All'interno dell'autoclave l'acqua è tenuta ad una pressione imposta di circa 5 bar.

### **Intensificatore di pressione**

Il cuore di un sistema di taglio a idrogetto è l'intensificatore di pressione. Questo componente pressurizza l'acqua prelevata dall'autoclave e la eroga in modo continuo in modo che la testa di taglio possa trasformare l'acqua pressurizzata in un idrogetto supersonico.

Nelle applicazioni di taglio WJ/AWJ è possibile utilizzare tre tipi di intensificatori:

- Intensificatori a pompa diretta
- Intensificatori oleodinamici
- Intensificatori a pompa elettrica

### Intensificatori a pompa diretta

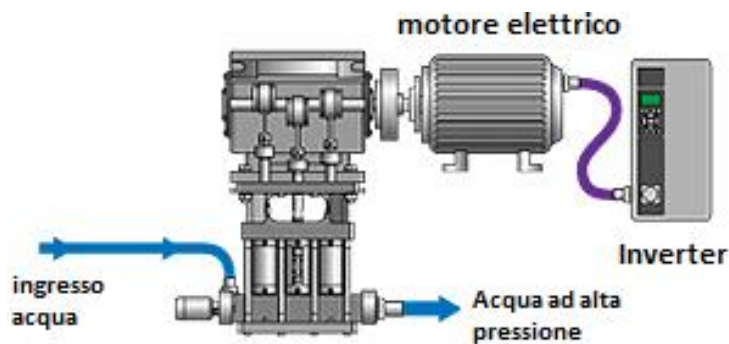


**Figura 2.2 Intensificatori a pompa diretta [2]**

Questa tipologia di intensificatore funziona con una pompa a pistoni ad azionamento diretto.

Generalmente si usa una pompa triplex i cui tre pistoni sono azionati direttamente dal motore elettrico attraverso un albero a camme.

Si riporta in Figura 2.3 lo schema di funzionamento [2].



**Figura 2.3 Schema funzionamento pompa diretta [2]**

La principale limitazione delle pompe a pistoni ad azionamento diretto è che la pressione di esercizio continua massima risulta essere inferiore del 10-25% rispetto alle pompe con intensificatore oleodinamico.

Attualmente, la grande maggioranza di pompe UHP (ultra high pressure) per sistemi di taglio WJ/AWJ è del tipo con intensificatore oleodinamico, questo



perché storicamente questa tipologia di pompe avevano come vantaggio una più lunga durata delle guarnizioni della valvola di ritegno.

I miglioramenti intercorsi negli ultimi decenni nella progettazione e nei materiali di costruzione, rendono possibile operare con una pompa diretta fino a 60.000 PSI (4.137 bar) con lunghi intervalli tra una manutenzione e l'altra, garantendo quindi grande affidabilità.

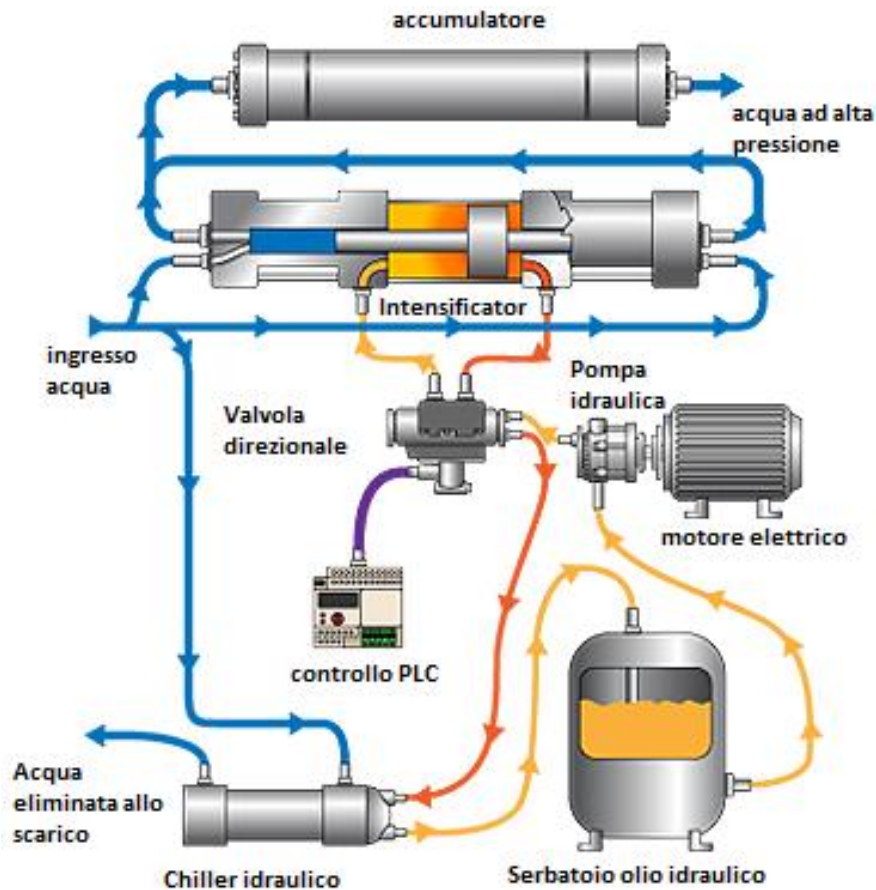
Il vantaggio principale di questa soluzione rispetto all'intensificatore oleodinamico è legato all'assenza del impianto oleodinamico e quindi al risparmio dei consumi ad esso connessi.

La trasmissione diretta puramente meccanica avviene con attriti minimi e le efficienze così oscillano tipicamente tra il 85 e il 90%.

### **Intensificatori oleodinamici**

Questa tipologia di intensificatore è composto da 2 circuiti idraulici, uno di bassa e uno di alta pressione. I fluidi di lavoro sono rispettivamente olio minerale per quello di bassa pressione, e l'acqua precedente depurata dall'impianto di trattamento per il circuito di alta pressione.

Come si nota dallo schema di funzionamento riportato in Figura 2.4, una pompa idraulica, azionata grazie ad un motore elettrico, immette l'olio in pressione all'interno dell'intensificatore.



**Figura 2.4** Schema intensificatore oleodinamico [2]

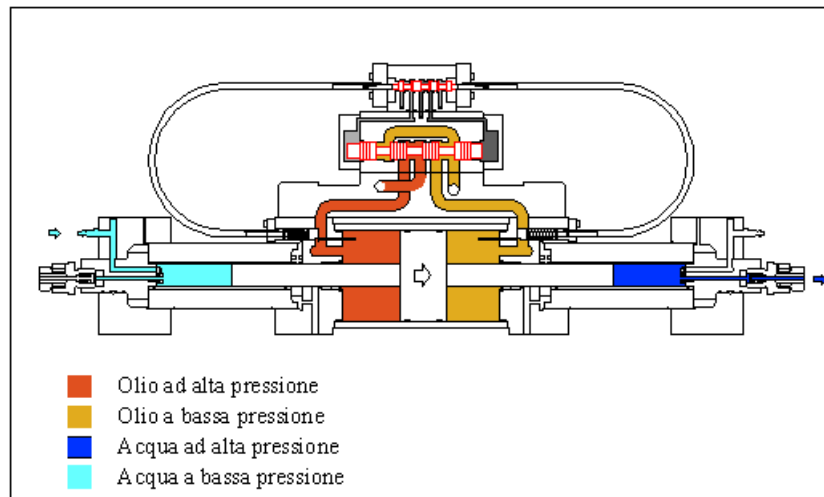
Il funzionamento dell'intensificatore avviene grazie al principio di equilibrio di forze agenti su superfici di area diversa (principio di Pascal).

Il pistone dell'intensificatore è in contatto con i 2 fluidi in questione attraverso superfici di area diversa, il rapporto tra queste aree determina l'incremento di pressione del circuito dell'acqua rispetto a quello dell'olio, generalmente questo rapporto di moltiplicazione (chiamato coefficiente di intensificazione) può variare dai 10 alle 40 volte.

Nello schema si può inoltre notare un chiller idraulico atto al raffreddamento del circuito dell'olio.

Esistono due tipologie di intensificatori oleodinamici:

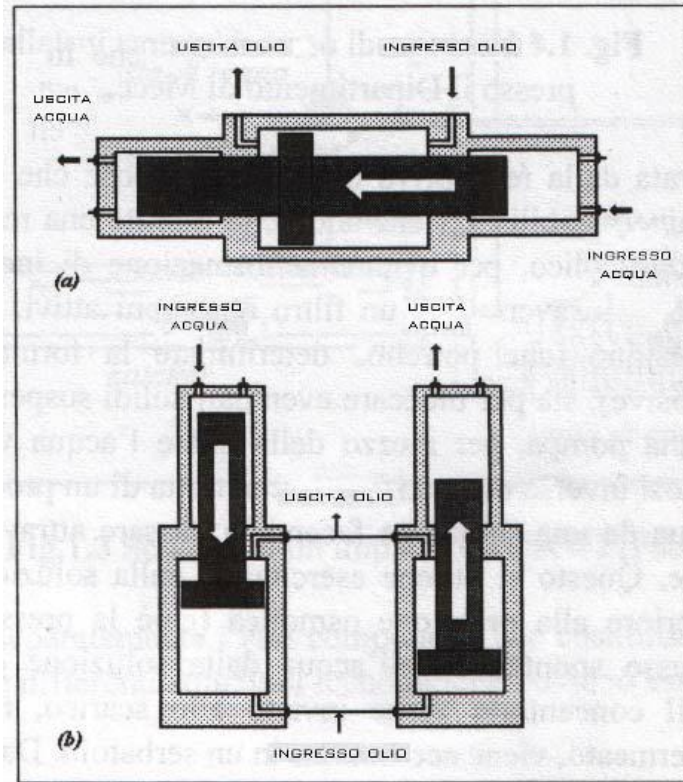
- *intensificatori a pompanti contrapposti*: questa tipologia sfrutta l'azione di un pistone a doppio effetto, la conformazione del pistone permette quindi di incrementare la pressione dell'acqua durante entrambe le corse. In Figura 2.5, si può vedere lo schema di funzionamento. Intensificatori di questo tipo prevedono la presenza di uno o più pistoni a doppio effetto, e necessitano di un accumulatore di alta pressione (vedi Figura 2.4), le pressioni di lavoro raggiunte arrivano fino ai 6000 bar.



**Figura 2.5 Schema intensificatore a doppio effetto [3]**

- *intensificatori a pompanti paralleli*: i pistoni di un intensificatore di questo tipo effettuano l'intensificazione solamente durante la fase di mandata, la fase di ritorno invece è atta all'aspirazione dell'acqua. Gli intensificatori a pompanti paralleli necessitano di 2 o più pistoni, questo perché durante il funzionamento almeno un pistone deve essere sempre nella fase di compressione per garantire la continuità della portata di acqua. Con la presenza di tre o più pistoni opportunamente controllati, è possibile contenere le oscillazioni di portata e pressione dell'acqua, è quindi possibile fare a meno dell'accumulatore di alta pressione. L'impianto AWJ preso in considerazione per questo lavoro di tesi, è dotato di un intensificatore di questa tipologia, pertanto il funzionamento nel dettaglio verrà analizzato nel capitolo 4.

Si riporta nella Figura 2.6 uno schema di confronto tra i pistoni a doppio effetto (a) e singolo effetto (b) presenti in queste 2 tipologie di intensificatori.



**Figura 2.6 Pistone singolo (a) e doppio (b) effetto [1]**

### Intensificatori a pompa elettrica



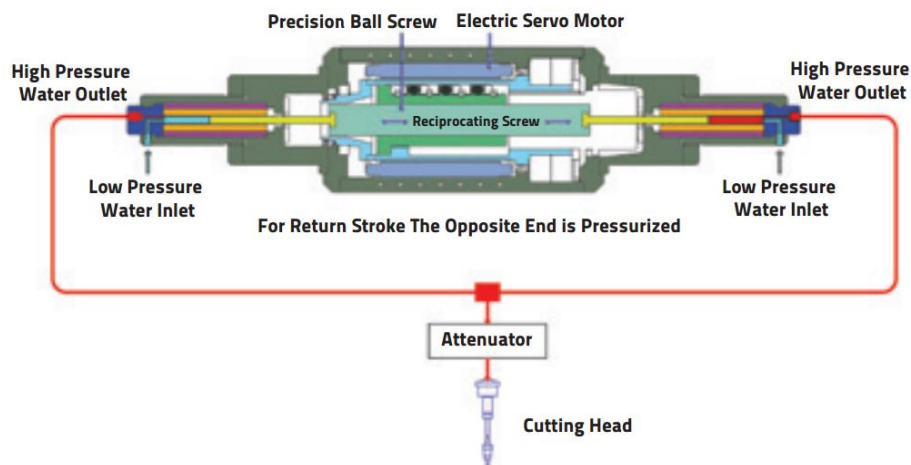
**Figura 2.7 Intensificatore elettrico [4]**

Da poco presenti sul mercato, questa tipologia di intensificatori introduce parecchi vantaggi infatti generalmente consente di eguagliare o superare le prestazioni degli intensificatori a pompa diretta ed oleodinamici in termini di efficienza, manutenzione e ingombro [4] (vedi Figura 2.7).

Il funzionamento avviene grazie ad un servomotore elettrico che mette in rotazione una vite a ricircolo di sfere. La vite a ricircolo è collegata direttamente ai due pistoni in ceramica, questo fa sì che il movimento rotatorio del motore si trasformi nel movimento traslatorio dei pistoni così da creare l'azione di pompaggio.

I due cilindri si alterneranno quindi nelle fasi di aspirazione e compressione dell'acqua.

Come si può notare in Figura 2.8 le due camere idrauliche sono dotate di due valvole: una di bassa pressione dalla quale entrerà l'acqua in aspirazione, l'altra di alta pressione che consentirà la fuoriuscita dell'acqua ad alta pressione.



**Figura 2.8 Schema intensificatore elettrico [4]**

L'elevata controllabilità del servomotore e la precisione della vite a ricambio, permettono un controllo estremamente preciso sulla pressione di uscita e sul volume di acqua spostata, tanto da permettere la compensazione dei picchi di pressione in corrispondenza dei finecorsa dei cilindri.

### **Sistema adduzione abrasivo**

Esistono due macro categorie di getti idroabrasivi, che si differenziano in base alla modalità con cui è formato il getto miscelato di acqua con la fase solida di abrasivo:

- *Getti iniettati*: Solitamente l'abrasivo è contenuto in una tramoggia a bordo macchina e viene condotto alla camera di miscelazione all'interno della testa di taglio tramite una tubazione di gomma, passando attraverso una piccola tramoggia a bordo della testa di taglio avente funzione di buffer (Figura 2.9). Questa è la metodologia tradizionale che caratterizza la tecnologia AWJ



**Figura 2.9** Tramoggia a monte della testa di taglio [1]

La portata di abrasivo è in genere regolata attraverso un disco rotante a posizioni discrete sul quale sono ricavati fori calibrati di diverso diametro: il disco (Figura 2.10) è posto a bordo della testa di taglio, subito a valle della tramoggia buffer



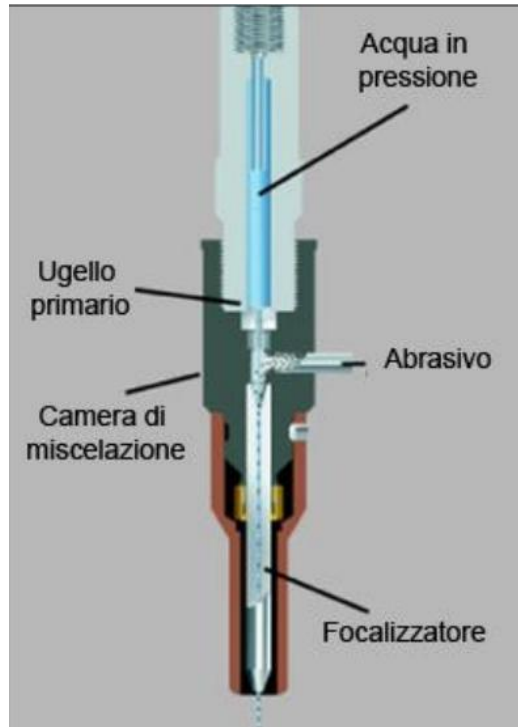
**Figura 2.10 Disco forato per la regolazione dell'abrasivo [1]**

- *Getti premescolati*: in questa tecnologia l'abrasivo è premescolato all'acqua e condotto con essa alla testa di taglio: questa tecnica prende il nome di iniezione diretta di abrasivo o meglio può essere riferita alla tipologia ASJ (Abrasive Suspension-Slurry Jet)



### La testa di taglio

La testa di taglio si inserisce nell'ultima fase del ciclo dell'acqua, si compone essenzialmente di tre parti: camera di miscelazione, ugello primario e ugello focalizzatore (Figura 2.11).



**Figura 2.11 Sezione testa di taglio [1]**

- *Ugello primario*: è il componente all'interno del quale avviene il passaggio da energia di pressione a energia cinetica.
- *Camera di miscelazione*: La camera di miscelazione, posizionata a valle dell'ugello primario, consente di ottenere la miscelazione dell'abrasivo con il fluido acqua; la geometria della camera deve essere in grado di facilitare l'ingresso dell'abrasivo e garantire una miscelazione omogenea tra le due fasi (acqua-abrasivo).

La miscelazione avviene sfruttando l'effetto Venturi per cui l'acqua in arrivo nella camera crea una depressione che impone all'abrasivo di entrare; la camera di miscelazione accoglie infatti i canali di adduzione dell'abrasivo.

- *Ugello focalizzatore*: Questo componente della testa di taglio consente di migliorare la coerenza del getto sul pezzo da lavorare aumentando

l'omogeneità delle due fasi (acqua-abrasivo) e, tramite un diametro adeguato, consente di aumentare l'energia specifica.

### **Il sistema di movimentazione e controllo**

Il sistema AWJ è solitamente automatizzato e gestito attraverso controllo numerico: la testa di taglio non è soggetta a forze di reazione elevate in quanto molto leggera, così la struttura portante e gli assi da movimentare non hanno problemi di dimensionamento e i parametri di lavorazione sono facilmente gestibili dal controllo di processo numerico.

Il sistema di movimentazione può essere realizzato con due assi per le lavorazioni in piano, oppure può essere costituito da più assi, fino a sei, per il posizionamento del getto in ogni punto del volume di lavoro e secondo qualsiasi orientazione.

La programmazione del sistema è realizzata in codice ISO ed è possibile integrare il sistema con stazioni CAD-CAM.



**Figura 2.12 Sistema di movimentazione assi con catcher**

### **La vasca di raccolta**

La funzione della vasca di raccolta (catcher) (Figura 2.12) si concretizza nel recuperare il flusso uscente dal pezzo in lavorazione al fine di:

- dissipare l'energia residua posseduta dal getto.
- impedire pericolose riflessioni del getto verso gli organi della macchina
- ridurre la rumorosità
- accumulare il materiale asportato dal pezzo in lavorazione e l'abrasivo per consentirne l'eventuale il riciclo o l'eliminazione.

### **2.2 Parametri di processo**

L'insieme dei parametri che caratterizzano il processo WJ/AWJ possono essere suddivisi in due categorie: i parametri idraulici-fluidodinamici, legati direttamente alle peculiarità del getto, e i parametri tecnologici, legati principalmente al processo.

Tra i parametri idraulici-fluidodinamici si trovano:

- pressione dell'acqua
- portata dell'acqua
- diametro e geometria dell'ugello primario
- potenza idraulica

Tra i parametri tecnologici:

- velocità di avanzamento della testa di taglio
- stand off distance (distanza tra l'ugello e il pezzo in lavorazione)
- numero di passate
- angolo di incidenza del getto rispetto al pezzo in lavorazione

Nel caso di getto idroabrasivo tra i parametri idraulici-fluidodinamici è necessario aggiungere:

- geometria della camera di miscelazione
- diametro focalizzatore

- lunghezza focalizzatore

e tra i parametri tecnologici:

- tipo di abrasivo
- dimensione delle particelle di abrasivo
- portata di abrasivo

Il processo di taglio è fortemente dipendente dal tipo di materiale da tagliare e i parametri tecnologici che regolano il processo di taglio sono adattati a seconda delle diverse situazioni operative.

La pressione influenza direttamente la velocità effettiva, ed è quindi direttamente proporzionale all'energia posseduta dal getto: un aumento di pressione è accompagnato da un incremento della profondità di passata (Figura 2.13 a).

Anche tra la portata di abrasivo e la profondità di passata esiste una diretta proporzionalità; oltre un certo limite, però, si presentano problemi di intasamento e difficoltà nel trasferimento della quantità di moto a tutte le particelle di abrasivo, riducendo l'energia del getto (Figura 2.13 b).

La stand off distance rappresenta la distanza che percorre il getto libero in aria, nel caso di taglio WJ tale misura corrisponde alla lontananza dell'ugello primario dal pezzo in lavorazione, mentre nel caso di taglio con getto idroabrasivo, corrisponde alla distanza tra l'uscita del getto dal focalizzatore ed il pezzo stesso. Tale distanza viene generalmente mantenuta tra 1 e 5 mm; come appare dalla Figura 2.13 c, per valori elevati di questa distanza la profondità di taglio diminuisce fortemente a causa della divergenza del getto, mentre per valori troppo piccoli la velocità di usura del focalizzatore aumenta.

Le dimensioni delle particelle di abrasivo (mesh) influenzano sensibilmente la velocità di asportazione: minore è questa dimensione e maggiore è la velocità di asportazione.

Un incremento della velocità di avanzamento è comunemente accompagnato da una riduzione della profondità di taglio (Figura 2.13 d) e da un decadimento della finitura superficiale.

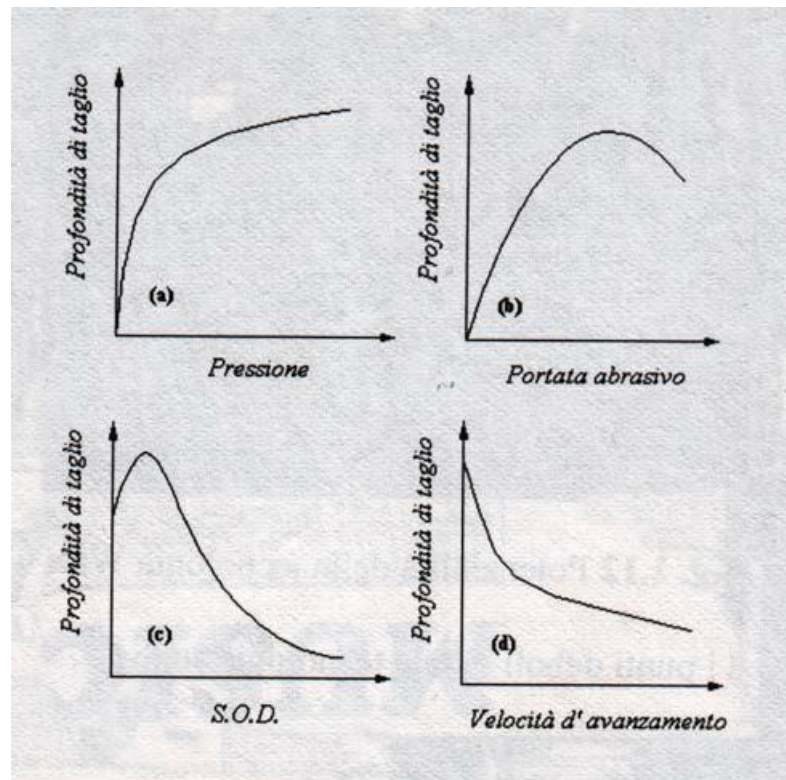


Figura 2.13 L'influenza di alcuni parametri sulla profondità di taglio [1]

### 2.3 Applicazioni

In campo industriale, il getto puro (WJ) viene utilizzato per tagliare materiali a bassa durezza e densità quali pelle, carta, cartone, spessori sottili di legno, alimenti, plastiche, etc. Invece, per le maggiori potenzialità di taglio, la tecnologia AWJ può soddisfare una gamma molto più ampia di applicazioni, come ad esempio: materiali metallici, materiali compositi, vetro e pietre naturali.

Molti materiali compositi, che sono difficili da lavorare con tecnologie tradizionali, trovano nella tecnologia AWJ il metodo ideale di taglio in quanto il getto d'acqua non produce danneggiamento termico. La tecnologia AWJ è adatta anche a materiali fragili e duri come il granito, la ceramica e il vetro di

## Capitolo 2. La tecnologia Waterjet

---

spessori elevati e caratterizzati da geometrie complesse difficilmente realizzabili con tecnologie tradizionali.

La tecnologia WJ/AWJ trova larga applicazione anche in ambiti non industriali. Si pensi ai sistemi a getto d'acqua (lance) molto economici per la pulizia di superfici e pareti di edifici a pressioni e portate d'acqua ridotte. Nel campo dell'edilizia viene utilizzato per la rimozione di incrostazioni presenti in tubi, serbatoi od anche strutture marine off-shore.

Nel settore medicale è altresì possibile trovare applicazioni di questa tecnologia: i diametri interni ed esterni degli aghi ipodermici vengono rifiniti col getto d'acqua in modo da non danneggiare il rivestimento in tantalio.

Esistono due applicazioni innovative della tecnologia a getto d'acqua, la prima riguarda il WJ Forming, ovvero una vera e propria operazione di deformazione plastica effettuata da un getto d'acqua che preme su una lamiera sotto cui viene posto il negativo della forma desiderata. La seconda riguarda invece la realizzazione di prototipi sia di grandi dimensioni (attraverso la sovrapposizione di più strati di materiale tagliato) che di piccole (per cui è comunque garantita un'ottima precisione).

## **Capitolo 3 L'intensificatore a pompanti paralleli Tecnocut**

L'impianto WJ utilizzato per questo lavoro di tesi è quello presente presso il laboratorio MUSP, Consorzio di ricerca di cui fa parte il Politecnico di Milano.

In questo capitolo si illustrerà il funzionamento della macchina in questione, attraverso l'analisi dei quattro circuiti idraulici presenti all'interno dell'intensificatore e dei loro componenti. Particolare attenzione verrà posta negli elementi che più vanno ad influenzare il parametro chiave di questo lavoro di tesi, ovvero la pressione all'interno del circuito dell'acqua.

Di tali elementi si riporteranno anche i parametri funzionali utili poi per il lavoro di modellazione svolto nel capitolo 5, si trascurerà invece la descrizione dettagliata degli elementi non rilevanti a questo fine.

L'intensificatore in questione è un modello a pompanti paralleli della Tecnocut [5], in Tabella 3.1 si riportano i dati di targa e in Tabella 3.2 le prestazioni. Si consideri che l'intensificatore ha la peculiarità di poter funzionare a regime dimezzato, infatti al suo interno sono di fatto presenti due gruppi di cilindri che lavorano in parallelo.

In seguito si illustrerà il funzionamento di uno solo di questi intensificatori, tenendo presente che l'unione di questi due elementi avviene nel condotto dell'acqua appena prima della testa di taglio. L'accensione di uno solo dei due intensificatori dimezzerà quindi la potenza richiesta rispetto a quella di targa con il risultato di avere metà portata di acqua all'ugello.

Il presente lavoro è di tipo modellistico, pertanto ci si è concentrati sulla modellazione di un solo intensificatore ed il modello proposto nel capitolo 5 riguarda un solo intensificatore di pressione, così come le prove sperimentali effettuate.

Modello	120HP
Anno di costruzione	2000
Numero di matricola	203
Potenza installata	90 [kW]
Alimentazione	380 [V] / 50 [Hz]
Corrente a pieno carico	175 [A]

**Tabella 3.1 Dati di targa intensificatore Tecnocut 120HP**

Massima pressione di lavoro	4130 [bar]
Massima portata acqua	89 [l/min]
Massimo diametro orifizio	0,50 [mm]

**Tabella 3.2 Prestazioni intensificatore Tecnocut 120HP**

I pistoni a singolo effetto realizzano l'intensificazione solo durante la fase di mandata, nella fase di ritorno invece si ha l'aspirazione dell'acqua.

Per garantire la continuità della portata di acqua alla testa di taglio è quindi necessario che un pistone si trovi sempre in fase di compressione.

L'intensificatore in questione adotta la soluzione con tre pistoni a singolo effetto, le fasi di funzionamento saranno tre e si alterneranno per ognuno dei pistoni.

La prima fase è la precompressione: in questo stadio il pistone comprime l'acqua senza tuttavia espellerla dal cilindro, grazie ad una valvola che rimarrà in posizione di chiusura. Segue la seconda fase di compressione durante la quale viene generata la portata di acqua, per poi finire con la terza fase di ritorno.

### 3.1 Schema idraulico complessivo

In Figura 3.1, si riporta lo schema idraulico dell'intensificatore. Al suo interno sono presenti 4 circuiti fondamentali rappresentati attraverso colori differenti:

- *Circuito primario olio*: è il circuito di maggiore importanza nell'intensificatore, è atto alla movimentazione dei 3 pistoni idraulici durante le fasi di precompressione e compressione (cioè il movimento dal PMI al PMS).



Questo movimento avviene tramite l'immissione opportunamente sincronizzata di olio in pressione nelle loro camere anteriori (camera in grigio nello schema idraulico).

- *Circuito secondario olio*: alimenta la camera secondaria dei cilindri (camera in rosso nello schema), questo circuito ha l'utilità di permettere la fase di ritorno del pistone che ha appena finito la compressione (cioè il movimento dal PMS al PMI).
- *Circuito acqua*: questo circuito ha una doppia utilità:
  - Durante la fase di ritorno del cilindro permette l'inserimento dell'acqua depurata all'interno della sua terza camera idraulica (quella in azzurro nello schema).
  - Durante la fase di compressione del cilindro permette l'invio dell'acqua precedentemente aspirata fino alla testa di taglio.
- *Circuito di raffreddamento*: consente di raffreddare l'olio che in alcuni parti del circuito primario e secondario può surriscaldarsi notevolmente.

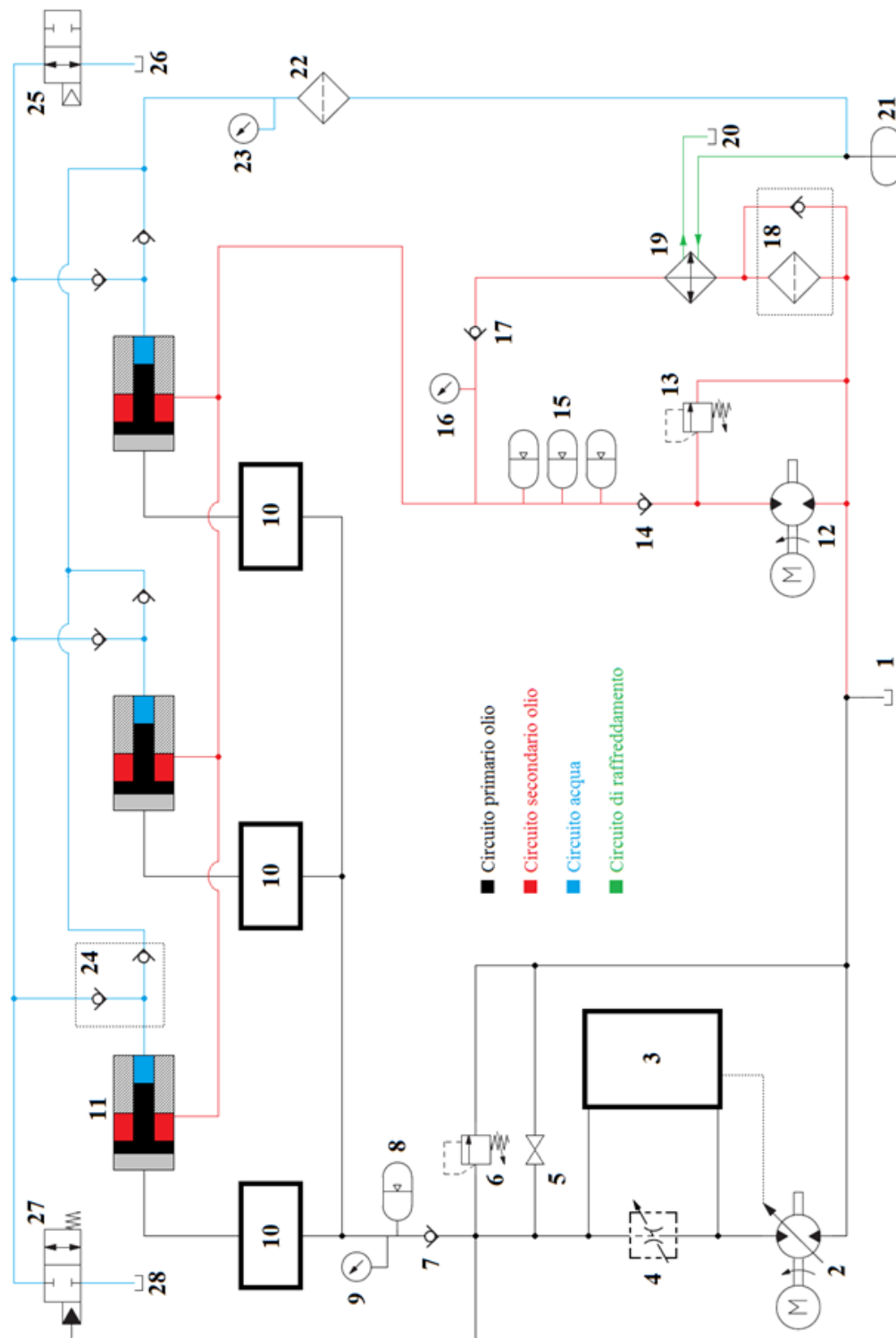


Figura 3.1 Schema idraulico macchina WJ Tecnocut 120HP

Si elencano ora i singoli elementi che compongono questi 4 circuiti:

1. Serbatoio dell'olio
2. Pompa cilindrata variabile azionata da un motore asincrono trifase
3. Circuito regolazione cilindrata variabile della pompa
4. Strozzatore regolabile
5. Valvola a farfalla
6. Valvola di massima pressione circuito olio primario
7. Valvola di ritegno
8. Accumulatore oleodinamico per il circuito olio primario
9. Manometro circuito olio primario
10. Circuito regolazione alimentazione cilindri
11. Cilindro oleo-idraulico a singolo effetto
12. Pompa a cilindrata fissa azionata da un motore asincrono trifase
13. Valvola di massima pressione circuito olio secondario
14. Valvola di ritegno
15. Accumulatori oleodinamici per il circuito olio secondario
16. Manometro circuito olio secondario
17. Valvola di ritegno
18. Sistema di filtraggio olio
19. Scambiatore di calore
20. Scarico dell'acqua
21. Autoclave dell'acqua
22. Filtro dell'acqua in mandata
23. Manometro circuito dell'acqua
24. Valvola di alta pressione cilindro a singolo effetto
25. Testa di taglio
26. Vasca di raccolta (catcher)
27. Valvola di sicurezza alta pressione
28. Catcher

All'interno del circuito primario dell'olio si può notare la presenza di due sottocircuiti (gli elementi 3 e 10) che, data la loro rilevanza, verranno descritti nei paragrafi successivi.

### **Circuito primario olio**

La pompa a cilindrata variabile azionata dal motore elettrico (2) aspira l'olio dal serbatoio (1), genera quindi una portata all'interno del circuito.

Ai capi dello strozzatore (4) si genera una differenza di pressione proporzionale alla portata passante in quest'ultimo, questa differenza di pressione risulterà utile al circuito di regolazione (3) per variare la cilindrata della pompa (2) in modo che essa generi solo la portata necessaria al funzionamento del circuito.

La pressione nel circuito a valle della pompa è determinata dalla valvola di massima pressione (6) che consentirà la fuoriuscita di olio dal circuito qualora si raggiunga la massima pressione di taratura di quest'ultima.

La valvola a farfalla (5) non è rilevante ai fini del normale funzionamento dell'impianto, viene aperta soltanto per permettere la manutenzione dei filtri presenti nel circuito.

La valvola di ritegno (7) permette di indirizzare il flusso di olio nella direzione di cilindri impedendogli il percorso inverso, questa valvola impedisce quindi lo svuotamento della parte di circuito a valle, nel caso di arresto della pompa.

L'accumulatore (8) è atto ad immagazzinare energia mettendo a disposizione una riserva di fluido sotto pressione per regolare l'erogazione o la pressione di alimentazione dell'impianto.

Il manometro (9) misura la pressione dell'intero circuito primario dell'olio.

I tre sotto-circuiti (10) rappresentati come black-box, servono a realizzare le tre differenti fasi (precompressione, compressione, ritorno) dei cilindri, regolando di fatto la pressione presente nella camera principale del cilindro (11). Questi elementi verranno descritti nel dettaglio successivamente data la loro rilevanza modellistica.

### **Circuito secondario olio**

Sempre dal serbatoio dell'olio (1) un'altra pompa, questa volta a cilindrata fissa (12) crea una portata all'interno del circuito secondario.

Anche in questo caso è presente una valvola di massima pressione (13) che determina la pressione all'interno di questo circuito

La valvola di ritegno (14) impedisce lo svuotamento del circuito qualora la pompa fosse arrestata.

I tre accumulatori (15) come quelli presenti nel circuito primario oltre l'accumulo di energia, serviranno all'attenuazione delle sovrappressioni all'interno del circuito.

La pressione all'interno di questo circuito, misurata dal manometro (16), come vedremo successivamente è sempre inferiore a quella presente nel circuito primario, ciò determina l'espulsione dell'olio dalla camera secondaria durante le fasi di compressione e precompressione creando un flusso nella sola direzione permessa dalla seconda valvola di ritegno presente (17). Nella fase di ritorno invece il sottocircuito di regolazione dei cilindri (10) isolerà la camera primaria del cilindro dal circuito primario permettendo quindi alla pressione presente nel circuito secondario di realizzare la fase di ritorno del pistone.

Nelle fasi di precompressione e compressione il flusso di olio uscente dalla valvola di ritegno (17) viene inviato allo scambiatore di calore (19) e successivamente al sistema di filtraggio (18) per poi ritornare al serbatoio (1).

### **Circuito acqua**

L'autoclave contenente acqua (21) alimenta questo circuito, creando un flusso in direzione del filtro (22) e delle valvole di alta pressione dei cilindri (24).

La valvola di alta pressione (24) rappresentata nello schema come due valvole di ritegno ha la funzione di consentire il passaggio dell'acqua in una direzione o nell'altra a seconda della fase in cui si trova il pistone a cui è collegata.

La valvola di sicurezza (27) come si vede dallo schema idraulico è comandata dall'circuito primario dell'olio in modo da permettere lo scarico dell'acqua (28), qualora si spenga la pompa (2), pertanto rimane sempre chiusa durante la lavorazione.

In condizione di normale funzionamento della macchina AWJ l'acqua in alta pressione viene inviata alla testa di taglio (25) e quindi scaricata nel carter (26)

La pressione misurata dal manometro (23) è quella di alimentazione dell'acqua nel tratto di circuito che precede le valvole di alta pressione.

### **Circuito di refrigerazione**

Il circuito di refrigerazione, di poco interesse al fine della modellazione dell'intensificatore, consente di avere il flusso di acqua necessario al funzionamento del refrigeratore (19), prelevando acqua dall'autoclave in pressione (21) e scaricandola nel impianto idraulico (20).

### **3.2 Quadro di comando**

Nel quadro di comando della macchina AWJ Figura 3.2 Figura 3.3 sono presenti i vari comandi che consentono all'operatore il controllo dell'intensificatore in modalità manuale e la visualizzazione di eventuali allarmi. Tuttavia una volta messo in funzione l'intensificatore ai fini della lavorazione (modalità automatica) l'unico parametro su cui sarà possibile agire è il comando che regola la pressione di lavoro (manopola nera in Figura 3.3).

La manopola nera presente sul quadro di comando agisce direttamente sulla taratura della valvola di massima pressione del circuito primari dell'olio (valvola (6) nel Figura 3.1) regolando di fatto la pressione presente all'interno di questo circuito.

La regolazione di tale valvola da parte dell'operatore avviene tenendo presente che la pressione dell'acqua in uscita dalla testa di taglio corrisponde al valore della pressione oleodinamica dell'olio visualizzata sul manometro moltiplicata per 22 (che è il rapporto di intensificazione prodotto dai pistoni tra il lato olio e acqua per il principio di Pascal). A seconda della lavorazione da effettuare si sceglierà la pressione di lavoro opportuna.

Nel quadro di comando oltre al manometro della pressione di lavoro, sono presenti altri due manometri che indicano la pressione ausiliaria (che è quella del circuito olio secondario) e la pressione di alimentazione dell'acqua.

### Capitolo 3. L'intensificatore a pompanti paralleli Tecnocut

Nello schema idraulico Figura 3.1 possiamo vedere dove sono posizionati i 3 manometri (elementi (9),(16) e (23) )



**Figura 3.2 Quadro di comando**



**Figura 3.3 Manometri e manopola di regolazione pressione di lavoro**

### 3.3 Fluidi di lavoro

#### Olio

L'olio minerale usato all'interno dell'impianto è un olio ad alto indice di viscosità avente le seguenti caratteristiche Tabella 3.3 con sostituzione programmata ogni 2000 ore di lavoro [5].

Questa tipologia di olio è ad elevate prestazioni anti usura, è subisce minime variazioni di viscosità con la temperatura [6].

Viscosità ISO VG a 40°C	68 [ ]
Punto di scorrimento,	-36 [°C]
Indice di viscosità ASTM D-2270	160 [ ] min

**Tabella 3.3 Proprietà olio minerale**

#### Acqua

Le caratteristiche dell'acqua impiegata sono determinanti per il buon funzionamento della macchina WJ e per la durata di molti suoi componenti, a valle del sistema di filtraggio infatti è necessario verificare che siano rispettati i seguenti parametri.

Contenuto totale di minerali in soluzione:	500 [mg/l] max
Durezza totale °F	25°F max
Ferro (Fe):	0,2 [mg/l] max
Manganese (Mn):	0,1 [mg/l] max
Cloro libero:	1,0 [mg/l] max
pH:	6,0 a 8,0
Cloruri (Cl):	100 [mg/l] max
Torbidità	5 NTU max

**Tabella 3.4 Proprietà acqua filtrata**



### 3.4 Serbatoio olio

Il serbatoio dell'olio ha la funzione di contenere l'olio minerale necessario al funzionamento del circuito, questo non è pressurizzato quindi l'olio al suo interno rimanere a pressione atmosferica.

Al serbatoio sono collegate varie flange che permettono l'accoppiamento con le tubazioni collegate alle 2 pompe e agli scarichi del circuito. Date le alte pressioni di funzionamento le perdite di olio nel circuito sono frequenti.

All'interno del serbatoio è presente anche un sensore di temperatura che permetterà l'attivazione del sistema di refrigerazione qualora la temperatura dell'olio superi i valori consentiti.

### 3.5 Motore elettrico primario

Il motore elettrico presente del circuito primario è un motore asincrono trifase della FIMET modello M280M4 [7].

Tale motore alimenta le due pompe a cilindrata variabile dei due intensificatori che lavorano in parallelo. Come si vede nella Figura 3.4 le due pompe sono collegate in serie, qualora uno dei due intensificatori fosse spento la pompa relativa a quell'intensificatore sarà movimentata comunque ma funzionerà a cilindrata nulla.

Il motore viene alimentato da una tensione di 380 V a 50 Hz ed è caratterizzato da due coppie di poli e dalle seguenti specifiche tecniche:

Potenza	90 [kW]
Velocità di rotazione	1475 [giri/min]
Rendimento	94 %
Coppia	585 [Nm]
Massa	590 [Kg]
Inerzia rotore	1,35 [Kg·m <sup>2</sup> ]

**Tabella 3.5 Specifiche tecniche motore circuito primario**



**Figura 3.4 Motore elettrico accoppiato alle 2 pompe a cilindrata variabile**

### **3.6 Pompa a cilindrata variabile**

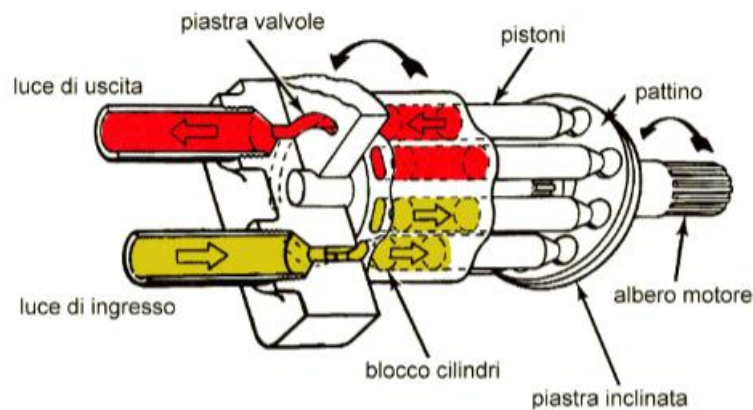
La pompa del circuito primario rappresenta l'elemento più complesso e più importante dell'intero circuito in quanto ha il compito di trasferire il fluido idraulico e realizzare il flusso di portata che permette la conversione dell'energia meccanica in energia di pressione del fluido, la pressione invece viene determinata in relazione all'entità della resistenza da vincere.

L'energia di pressione del fluido sviluppata nel circuito primario viene poi utilizzata per azionare i pistoni che effettueranno l'intensificazione di pressione dell'acqua, sarà mostrato infatti che l'andamento nel tempo della pressione del circuito dell'acqua è fortemente legata a quella del circuito primario.

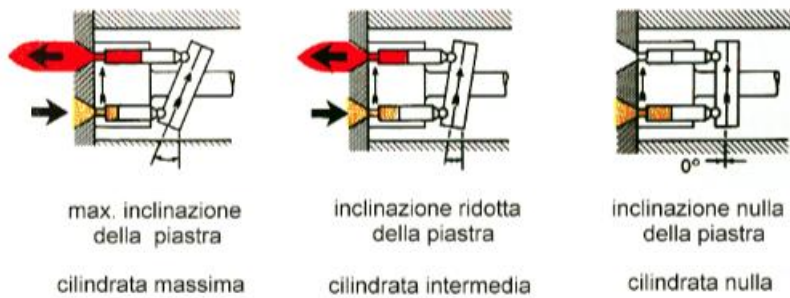
Data la forte influenza che questo componente ha nei confronti della pressione dell'acqua risulta necessario studiare nel dettaglio il suo funzionamento [8].

La tipologia di pompa presente in questo circuito è quella a pistoni assiali in linea, normalmente questo tipo di pompa rappresenta la soluzione più diffusa per le piccole e medie cilindrate. In queste pompe i corpi pompanti sono disposti su di un cilindro il cui asse coincide con quello di rotazione. Il moto alterno dei pompanti è determinato da una piastra inclinata sulla quale scivola un pattino unito ai pompanti da snodi sferici. Il moto alterno dei pistoni si ottiene solo quando esiste un moto relativo fra la piastra inclinata e il blocco cilindri e questo si realizza indifferentemente ponendo in rotazione la piastra o il blocco cilindri.

L'angolo di inclinazione della piastra determina la corsa dei pompanti e quindi la cilindrata della pompa che quindi può essere variata intervenendo sull'inclinazione della piastra. Le differenti configurazioni che vengono proposte prevedono pompe a cilindrata fissa nella quale l'inclinazione della piastra è fissata dal costruttore e soluzioni a cilindrata variabile in cui l'inclinazione della piastra può essere modificata dall'esterno mediante un comando di varia natura: meccanico con apposita leva o vite di regolazione, idraulico elettrico ecc. Quando la piastra si trova in posizione neutra, corrispondente alla condizione di perpendicolarità con l'asse dei cilindri, la corsa dei pompanti è nulla. In Figura 3.6 è rappresentato uno schema utile alla comprensione del meccanismo.



**Figura 3.5 Schema della pompa rotativa a pistoni assiali**



**Figura 3.6 Variazione della cilindrata in una pompa a piastra inclinata**

L'autodistribuzione del flusso si ottiene con facilità nella soluzione con blocco cilindri rotante. Infatti quando i pompanti iniziano la corsa che prevede l'aumento del volume all'interno del rispettivo cilindretto, si scopre la luce di aspirazione attraverso la piastra di distribuzione che è anch'essa forata. L'olio richiamato dal moto del pompante, entra nel cilindretto quasi per mezza rotazione del corpo cilindri e fino a quando esso non viene isolato dalla piastra di distribuzione che presenta una piccola zona cieca. Solo quando il pistone inizia la corsa di pompaggio il cilindretto viene posto in comunicazione con la luce di mandata attraverso l'apertura praticata sulla piastra di distribuzione, consentendo in tal modo l'invio dell'olio presente nel pompante verso la linea di alta pressione del circuito.

### Specifiche tecniche

La pompa in questione è il modello A10VSO 71 della Rexroth, con un sistema di controllo della cilindrata denominato DFR [9].



**Figura 3.7 Rexroth A10VSO 71 [9]**

Il sistema DFR che verrà approfondito nel paragrafo 3.6 è un controllo di tipo idraulico che agisce controllando sia la pressione che la portata generata dalla pompa.

La pompa è caratterizzata da:

- buone caratteristiche di aspirazione
- possibilità di lavoro continuativo fino a 250 bar
- bassi livelli di rumore
- lunga vita utile
- alto rapporto peso potenza
- bassi tempi di controllo

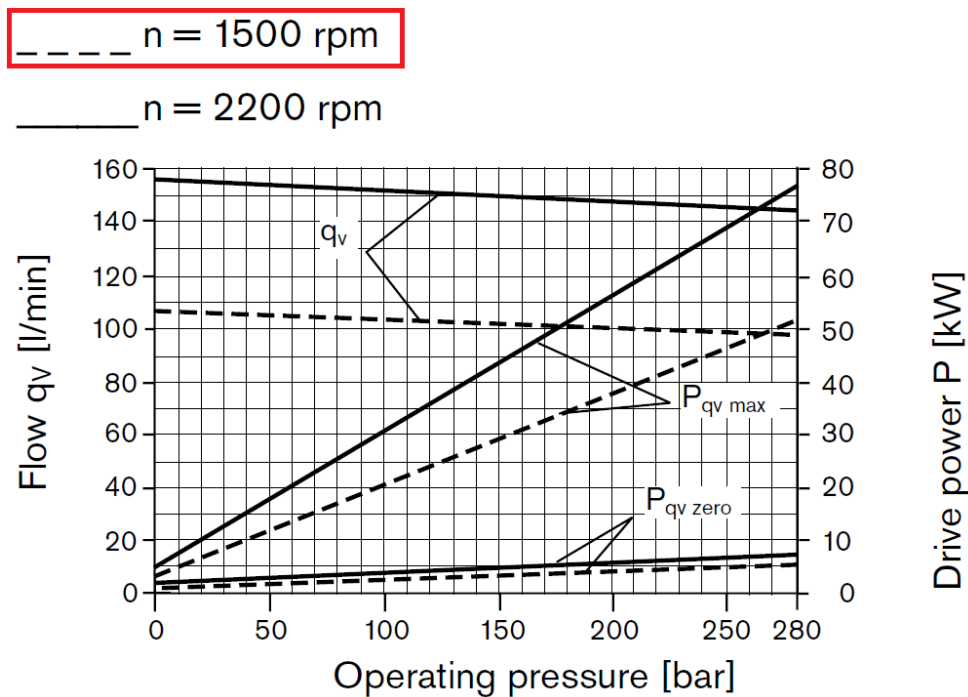
Le specifiche tecniche di nostro interesse ai fini della modellazione sono presenti in Tabella 3.6:

Modello	Rexroth A10VSO
Cilindrata per rivoluzione	71 [cm <sup>3</sup> ]
Numero pompanti	9
Momento d'inerzia	0.0083 [Kg·m <sup>2</sup> ]
Sistema di controllo	DRF

**Tabella 3.6** specifiche tecniche Rexroth A10VSO [9]

Nella Figura 3.8 (linea tratteggiata) vediamo inoltre la curva caratteristica portata-pressione presente nel catalogo.

Bisogna precisare che tale curva è relativa alle condizioni di funzionamento in cilindrata massima. Nelle condizioni operative tale curva verrà modificata dal circuito DFR, tale aspetto verrà approfondito successivamente.



**Figura 3.8** Curve caratteristiche Rexroth A10VSO nelle condizioni di cilindrata massima [9]

**Cilindrata istantanea per una pompa a pistoni assiali a piastra inclinata**

Come descritto in precedenza, la pompa genera una portata di fluido idraulico che permette la conversione dell'energia meccanica in energia di pressione del fluido; ne consegue che la pressione del fluido sarà influenzata dalla portata istantanea erogata dalla pompa. Risulta quindi necessario analizzare nel dettaglio come varia la portata di tale pompa [8].

Le principali variabili idrauliche di esercizio delle macchine idrostatiche sono essenzialmente la portata volumetrica e la pressione di esercizio.

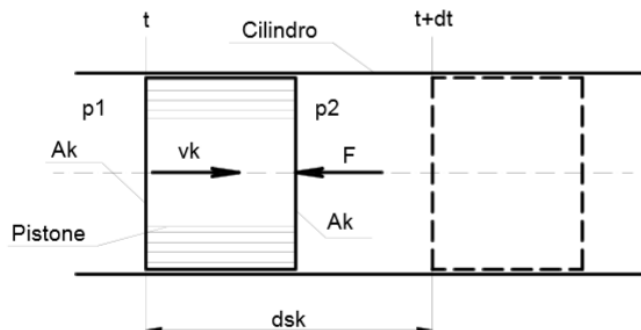
I costruttori esprimono la cilindrata delle unità idrostatiche  $V$  abitualmente in  $\text{cm}^3/\text{giro}$  mentre si indica con  $\tilde{V}$  la cilindrata espressa in  $\text{cm}^3/\text{rad}$  ne viene quindi che:

$$V = \tilde{V}2\pi$$

La portata volumetrica elaborata dalla pompa è direttamente dipendente dalla cilindrata della macchina e dalla sua velocità di rotazione:

$$Q = \omega\tilde{V}$$

La differenza di pressione presente ai capi della macchina determina la coppia assorbita dalla pompa ovvero quella disponibile all'asse del motore idraulico, tale relazione può essere facilmente determinata esprimendo la potenza richiesta/fornita dal componente elementare di una macchina idrostatica a pistoni schematizzato in Figura 3.9



**Figura 3.9 Componente elementare di una macchina idrostatica a pistoni**

La differenza di pressione  $\Delta p$  agli estremi del pistone determina la forza di pressione  $F$  che ne permette lo spostamento lineare  $ds_k$ . Tenendo conto delle espressioni seguenti

$$F = \Delta p \cdot A_k \quad ds_k = v_k \cdot dt \quad Q = v_k \cdot A_k$$

Si può esprimere la potenza meccanica in funzione delle grandezze idrauliche pressione e portata:

$$P = F \cdot v = \Delta p \cdot A_k \cdot v_k = \Delta p \cdot Q$$

Inoltre tenendo conto che:

$$P = C \cdot \omega = Q \cdot \Delta p$$

Si ottiene che:

$$C = \Delta p \cdot \tilde{V}$$

Tali equazioni definiscono le caratteristiche ideali delle macchine idrostatiche perché non tengono conto del loro reale comportamento che invece è caratterizzato dalla presenza di perdite. Tali relazioni ideali si applicano indifferentemente sia alle pompe sia ai motori ed in maniera indipendente dal senso di rotazione e dalla direzione del flusso.

In Figura 3.10 viene schematizzata la pompa a piastra inclinata, si indica con  $d$  il diametro dei pompanti, con  $R$  il raggio della circonferenza descritta dalla rotazione dei pompanti, con  $N$  il numero di pistoni e con  $\beta$  l'angolo di inclinazione della piastra inclinata rispetto alla normale all'asse di rotazione, si ha quindi che:

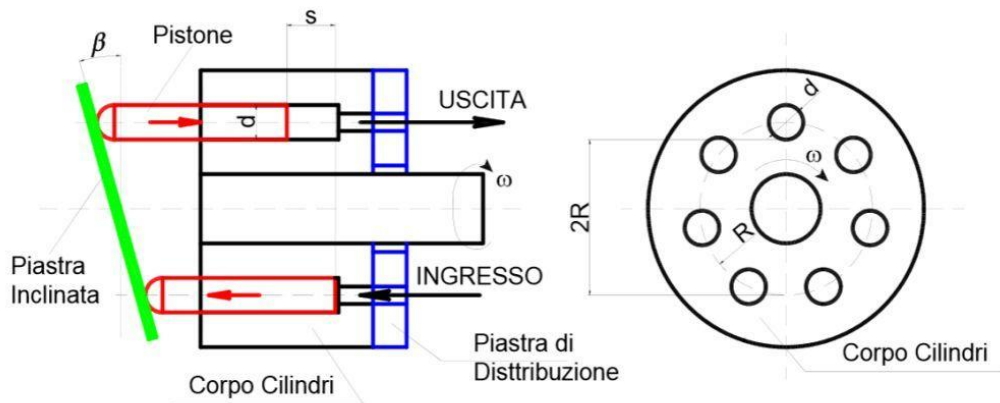
Corsa  $s = 2R \cdot \tan\beta$

Sezione pistone  $A = \pi \cdot (d^2/4)$

Volume cilindro  $V_i = s \cdot A = \pi \cdot (d^2/2) \cdot R \cdot \tan\beta$

Cilindrata  $V = N \cdot V_i = N \cdot \pi \cdot (d^2/2) \cdot R \cdot \tan\beta = K \cdot \tan\beta$





**Figura 3.10 Schema della pompa a piastra inclinata**

La modalità di funzionamento delle macchine volumetriche si basa sul fatto che il volume della camera di compressione subisce un aumento del volume durante la fase di aspirazione della pompa ed una riduzione del volume durante la fase di compressione. Si può pertanto affermare che il volume istantaneo trasferito da ciascun cilindro di una macchina a pistoni dipende dall'angolo di rotazione  $\theta$  dell'albero della pompa:  $V_i = V_i(\theta)$ . La portata volumetrica istantanea elaborata da ciascun cilindro può essere quindi espressa come:

$$Q_i = \frac{dV_i}{dt} = \frac{dV_i}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{dV_i}{d\theta}$$

La portata istantanea fornita dalla pompa, composta da N cilindri, sarà quindi pari a:

$$Q = \omega \sum_{i=1}^N \frac{dV_i}{d\theta} = \omega \sum_{i=1}^N F_i(\theta) = \omega \cdot N \cdot F_i(\theta)$$

Poiché si deve valutare la portata fornita dalla pompa, il contributo definito dalla variazione del volume deve essere limitata alla sola fase di mandata durante la quale si realizza la riduzione del volume con la luce di mandata aperta e quella di aspirazione chiusa. Pertanto la funzione  $F_i(\theta)$  risulta così definita

$$\begin{cases} F_i(\theta) = 0 & \text{se } \frac{dV_i}{d\theta} > 0 \\ F_i(\theta) = -\frac{dV_i}{d\theta} & \text{se } \frac{dV_i}{d\theta} < 0 \end{cases}$$

La portata media della macchina sarà determinata integrando fra 0 e  $2\pi$  (un giro completo) la portata istantanea.

$$\bar{Q} = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q d\theta = \frac{\omega N}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_i(\theta) d\theta = \frac{\omega N V_0}{2\pi} = \omega \tilde{V}$$

Anche la coppia istantanea assorbita dalla pompa non è costante ma dipende dall'angolo di rotazione  $\theta$ .

$$\begin{aligned} P = C \cdot \omega = \Delta p \cdot Q & \quad C \frac{d\theta}{dt} = \Delta p \frac{dV}{dt} & \quad C = \Delta p \frac{dV}{d\theta} = \Delta p \sum_{i=1}^N \frac{dV_i}{d\theta} \\ & = \Delta p \cdot N \cdot F_i(\theta) \end{aligned}$$

Pertanto in analogia con quanto trovato per la portata media anche la coppia media sarà determinabile con la seguente espressione:

$$\bar{C} = \frac{\Delta p}{2\pi} \int_0^{2\pi} C d\theta = \frac{\Delta p N}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_i(\theta) d\theta = \frac{\Delta p N V_0}{2\pi} = \Delta p \tilde{V}$$

La funzione  $F_i(\theta)$  dipende dalle caratteristiche costruttive e geometriche della pompa. Riferendosi ad una pompa a pistoni assiali a piastra inclinata si osserva dalla Figura 3.11 che:

$$\begin{cases} S_{max} = 2R \cdot \tan\beta \\ S = b \cdot \tan\beta \end{cases} \quad \rightarrow \quad S = \frac{S_{max} b}{2R}$$

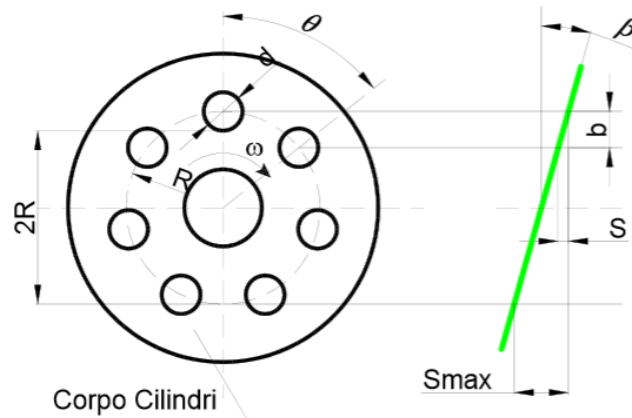


Figura 3.11 Schema corpo cilindri

Inoltre poiché  $b = R(1 - \cos \theta)$ , sostituendo nella relazione precedente si ottiene:

$$S = \frac{S_{max}}{2} (1 - \cos \theta) = R \cdot \tan \beta (1 - \cos \theta)$$

Pertanto se  $A_i$  rappresenta la sezione del singolo cilindro di diametro  $d$ , si può ricavare il volume  $V_i$  del cilindro e la funzione  $F_i$  ricercata:

$$V_i(\theta) = A_i \cdot R \cdot \tan \beta (1 - \cos \theta)$$

$$F_i(\theta) = A_i \cdot R \cdot \tan \beta \cdot \sin \theta$$

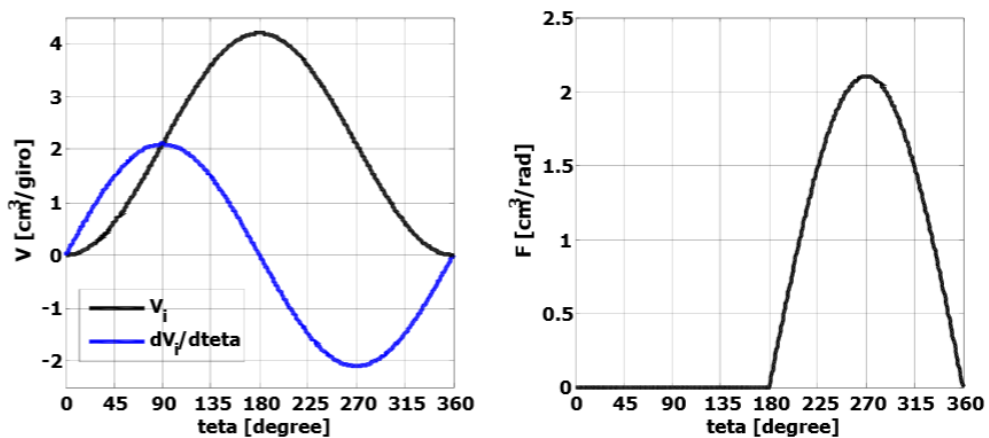


Figura 3.12 Variazione della cilindrata e andamento della funzione F

Le espressioni precedenti permettono di determinare la cilindrata istantanea e media della pompa e quindi la portata elaborata. Considerando una pompa con 7 pistoni assiali viene rappresentato in Figura 3.13 l'andamento della cilindrata del singolo cilindro, quella istantanea e media della pompa.

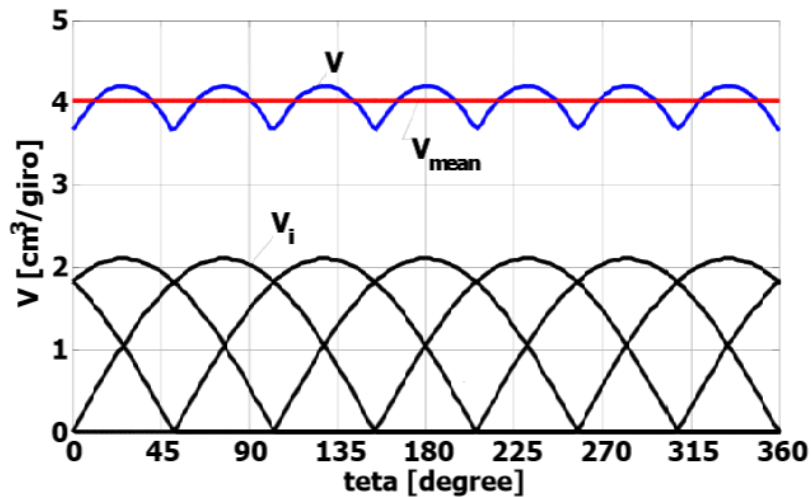


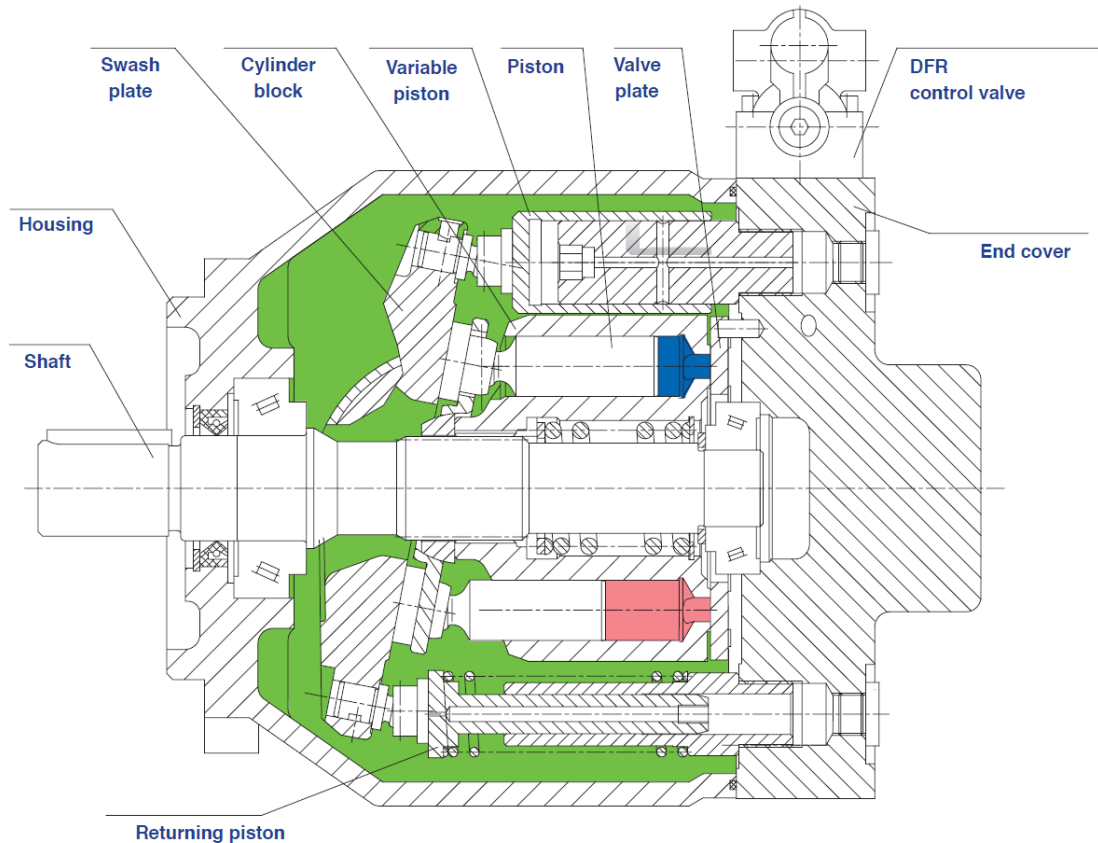
Figura 3.13 Andamento della portata istantanea e media della pompa

#### Sistema di regolazione della cilindrata e della pressione DFR

Nello spaccato in Figura 3.14 possiamo vedere gli elementi che costituiscono la pompa A10VSO.

Oltre agli elementi base presenti in ogni pompa a cilindrata variabile a piastra inclinata, possiamo riconoscere gli elementi che in questa pompa effettuano l'inclinazione della piastra che va a regolare la cilindrata.

Gli elementi in questione sono i due pistoni collegati all'estremità della piastra identificati nello schema come "Variable piston" e "Returning piston". E' presente inoltre un gruppo di valvole, indicate nello schema identificatore come "DFR control valve".



**Figura 3.14 Spaccato della pompa A10VSO [9]**

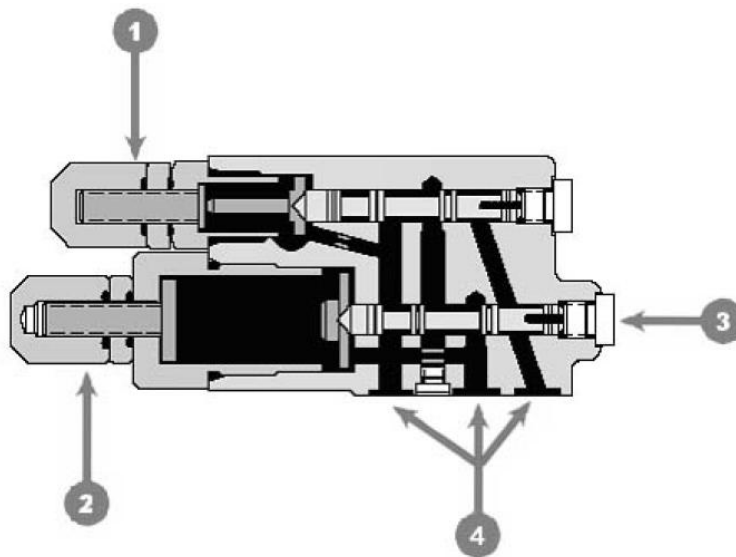
Le due valvole di controllo si trovano in un contenitore removibile imbullonato alla pompa. Queste effettuano un controllo di tipo DFR che agisce sia sulla pressione che sulla portata.

Il DFR ha lo scopo di regolare il flusso e la pressione a valle della pompa come richiesto dal sistema. Questo sistema di controllo regola automaticamente la cilindrata della pompa in modo da fornire una portata che consenta di mantenere una caduta di pressione costante ai capi di un dispositivo di limitazione di flusso.

Per proteggere il sistema da sovrappressioni, il sistema regola o azzerla, la cilindrata della pompa in modo da non superare la pressione nominale.

Il sistema DFR in sintesi è la fusione di 2 sistemi di controllo, uno di controllo pressione e uno di controllo portata, ognuno dei quali funziona grazie a una valvola dedicata, in Figura 3.15 si può vedere uno spaccato del contenitore delle due valvole di regolazione, nel quale troviamo:

1. Vite regolazione pressione di standby
2. Vite regolazione massima pressione
3. Porta di test con manometro
4. Connettori ai pistoni di regolazione



**Figura 3.15 Spaccato del contenitore delle due valvole di regolazione del circuito DFR [9]**

In Figura 3.16 vediamo lo schema idraulico del sistema di controllo DFR applicato alla pompa, dove si trovano i componenti appena descritti.

1. Piastra inclinata pompa
2. Variable piston
3. Returning piston
4. Valvola di controllo flusso
5. Valvola di controllo pressione
6. Strozzatore proporzionale

Le flange di connessione sono identificate come:

- B. Linea di mandata
- S. Linea di aspirazione
- L, L<sub>1</sub> Drenaggio contenitore pompa
- X Pressione pilota

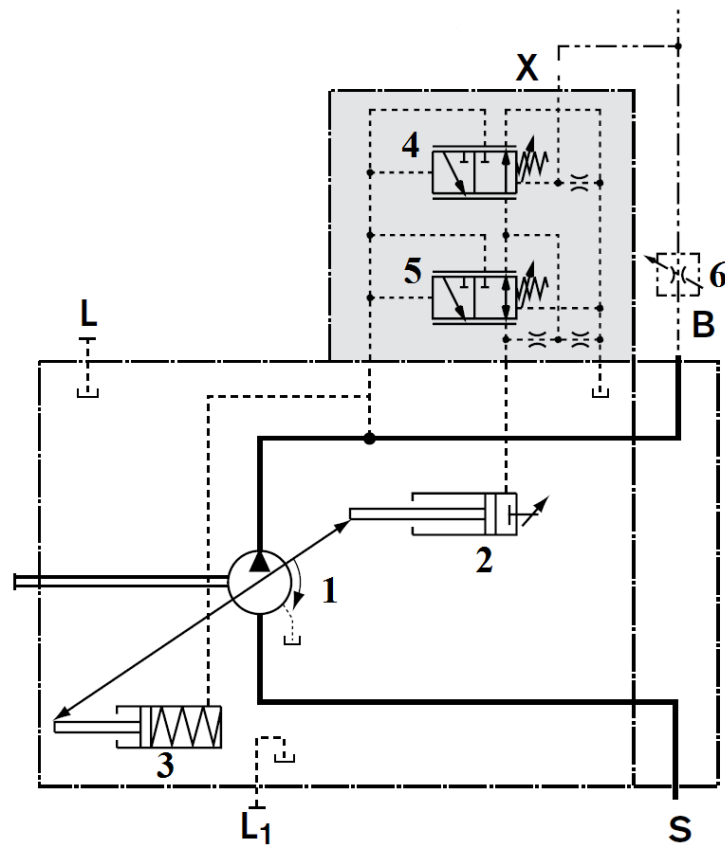


Figura 3.16 schema idraulico del sistema di controllo DFR [9]

### **Controllo pressione**

La valvola (5) si occupa del controllo della pressione, questo controllo limita la massima pressione nel circuito di mandata della pompa entro un definito campo di regolazione.

La pompa funziona a cilindrata massima (o comunque quella imposta dal controllore di portata (4)) fintanto che non si raggiunge la pressione di taratura del regolatore, raggiunta tale pressione la cilindrata sarà diminuita.

La taratura avviene regolando la molla della valvola (5) che come vediamo in Figura 3.16 presenta una freccia che indica la possibilità di regolazione.

L'attuazione della valvola (5) avviene idraulicamente, nello schema vediamo che ai lati di tale valvola agiscono due pressioni differenti, a sinistra è presente la pressione di mandata della pompa mentre a destra è presente la pressione del serbatoio dell'olio, tuttavia la forza della pressione che agisce sul lato destro viene incrementata della forza sviluppata della molla.

A seguito della taratura della molla è quindi possibile definire la pressione di mandata della pompa alla quale la valvola commuta la posizione con freccia verticale (posizione presente nello schema), a quella con freccia obliqua.

A seguito di questa commutazione viene modificata la pressione presente nella camera del pistone (2).

Nella situazione di valvola (5) in posizione di freccia verticale, nella camera del pistone (2) si trova la pressione del serbatoio dell'olio mentre nel pistone (3) è sempre presente la pressione di mandata della pompa. Siccome la pressione di mandata sempre è maggiore di quella presente nel serbatoio dell'olio i pistoni manterranno la piastra inclinata in modo da far avere alla pompa la cilindrata massima.

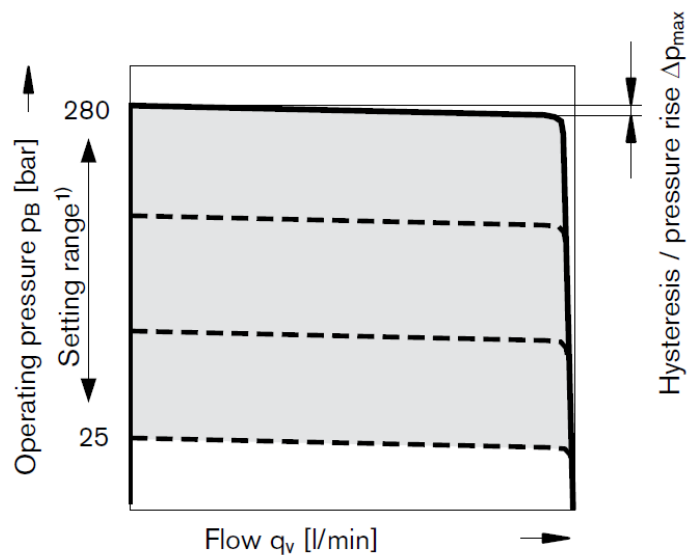
Quando si raggiunge la pressione massima determinata dalla taratura della molla, la valvola (5) commuta in posizione di freccia obliqua, ciò determina la presenza nel pistone (2) della stessa pressione presente anche nel pistone (3) ovvero quella di mandata della pompa.



Avendo il pistone (2) un' area leggermente maggiore del pistone (3), la presenza della stessa pressione nelle loro camere determinerà lo spostamento della piastra in condizione verticale ovvero cilindrata nulla per la pompa.

Nella Figura 3.17 è rappresentata la curva caratteristica portata-pressione della pompa e il range entro cui è possibile tarare la pressione, oltre la quale la portata verrà annullata agendo sull'inclinazione della piastra.

Il range della pressione limite è 25÷280 bar, nel nostro impianto questo valore è impostato a 280 bar.



**Figura 3.17 curva caratteristica pompa A10VSO con controllo pressione [9]**

### **Controllo portata**

La valvola (4) si occupa del controllo della portata, tale controllo avviene regolando la cilindrata della pompa per garantire il flusso richiesto dall'utente.

La portata della pompa è quindi funzione della sezione trasversale dello strozzatore proporzionale (6), che è situato tra la pompa e l'utenza.

Il controllore di flusso confronta la pressione a monte dello strozzatore con quella a valle dello stesso e agisce sulla cilindrata in modo da mantenere questo valore di  $\Delta p$  costante.

Agire per mantenere un  $\Delta p$  fissato (a pari sezione dello strozzatore) significa agire per mantenere costante la portata, dato che il  $\Delta p$  su uno strozzatore è proporzionale alla portata che lo attraversa.

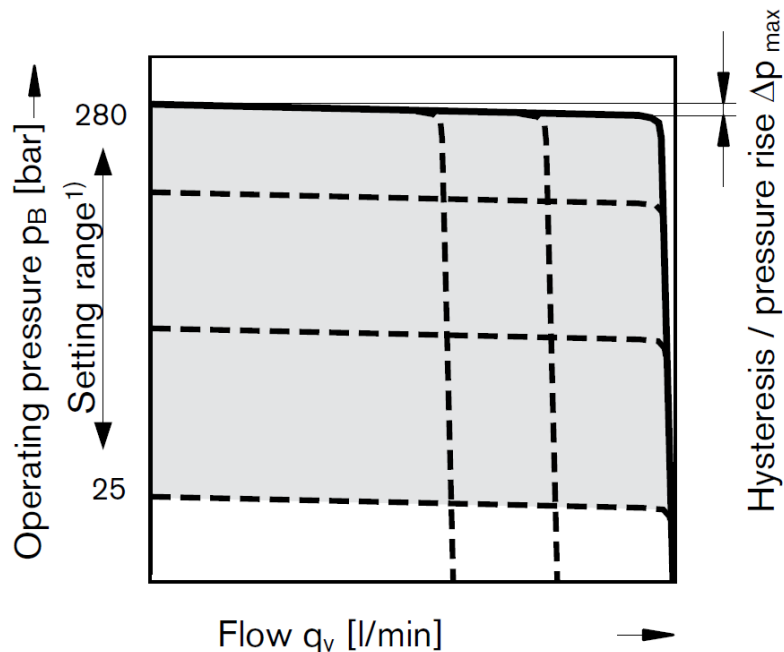
Se la differenza di pressione  $\Delta p$  aumenta (cioè se passa più portata di quella richiesta), il controllo agisce riducendo la cilindrata, mentre se il  $\Delta p$  diminuisce la cilindrata aumenterà, questo fino a ripristinare l'equilibrio.

Se si diminuisce la sezione trasversale dello strozzatore, a pari  $\Delta p$  presente su di esso diminuirà la portata passante, dato che il controllore agisce per mantenere lo stesso  $\Delta p$  indipendentemente dalla sezione dello strozzatore, diminuendo quest'ultima è possibile regolare la portata che erogherà la pompa.

Il modo con cui la valvola (4) effettua la regolazione della cilindrata è del tutto simile alla modalità con cui viene effettuato il controllo di pressione, la valvola (4) viene azionata idraulicamente attraverso due pressioni presenti sui suoi lati, sulla sinistra è presente la pressione di mandata della pompa, sulla destra è presente la pressione a valle dello strozzatore (che non è altro che la pressione di mandata della pompa ridotta del  $\Delta p$  causato dello strozzatore). Sulla destra è presente una molla regolabile che servirà a compensare il  $\Delta p$  di caduta di pressione dello strozzatore, la molla infatti deve essere tarata in modo tale da compensare il  $\Delta p$  negativo presente sul lato destro della valvola rispetto al lato sinistro quando a cavallo dello strozzatore si raggiunge il  $\Delta p$  di taratura, la valvola commuta dalla posizione con freccia verticale a quella con freccia inclinata in modo da premettere la riduzione di cilindrata.

Il valore della taratura della molla risulta essere equivalente ad un  $\Delta p = 14 \text{ bar}$ , quindi questa è anche il  $\Delta p$  che il regolatore cercherà di mantenere a cavallo dello strozzatore, mentre la differenza di pressione oltre la quale la cilindrata sarà annullata è circa 20 bar (indicazioni tecnici Rexroth). Dato che la suddetta valvola è proporzionale, la commutazione tra la posizione a freccia verticale e quella a freccia inclinata non avviene istantaneamente, ciò permette di poter regolare la cilindrata gradualmente tra il massimo e il minimo.

Nella Figura 3.18, è possibile vedere la curva caratteristica portata-pressione della pompa con il sistema di controllo pressione e portata. Come si vede al setting range, effettuato dal regolatore di portata, si aggiunge la possibilità di variare la portata massima.



**Figura 3.18** curva caratteristica pompa A10VSO con controllo pressione e portata [9]

#### **Effetto del controllo pressione-portata**

Nel circuito idraulico della macchina WJ in questione il controllo di pressione nelle condizioni di normale funzionamento non entra in funzione, ciò accade perché nel circuito dell'olio primario è presente sempre una pressione inferiore ai 280 bar di taratura, grazie alla presenza di una valvola di massima pressione.

Il controllo di portata invece è sempre in funzione, e cerca di mantenere una portata costante controllando il  $\Delta p$  a cavallo dello strozzatore.

Una volta fissata la sezione dello strozzatore il sistema di controllo dovrebbe garantire una portata fissata, in realtà il sistema di regolazione della pompa è semplicemente, ma non asintoticamente stabile quindi l'inclinazione della

piastra non raggiunge mai una condizione di stazionarietà, e questo a causa di vari fattori:

1. Il carico resistente che crea la pressione all'interno del circuito è in continuo cambiamento.
2. A causa del rendimento volumetrico della pompa, a pari cilindrata, all'aumentare della pressione di esercizio diminuisce la portata erogabile (vedi pendenza curva caratteristica Figura 3.17). Nell'ottica di mantenere la portata il più possibile costante, il regolatore agirà modificando la cilindrata.
3. Il movimento della piastra che regola la cilindrata, come abbiamo visto è effettuato per mezzo di due pistoni contrapposti. Uno di essi viene movimentato per mezzo di una valvola proporzionale che modificherà la pressione che lo aziona. C'è quindi da tenere in considerazione i tempi di risposta di questo sottocircuito.

Informazioni più dettagliate sulla dinamica del controllo della cilindrata ci vengono dati dal catalogo che ci fornisce alcuni tempi di reazione del cambiamento di cilindrata (Figura 3.19):

- stand by - 280 [bar] :  $t_{SA} = 60 [ms]$
- 280 [bar] - stand by :  $t_{SE} = 30 [ms]$

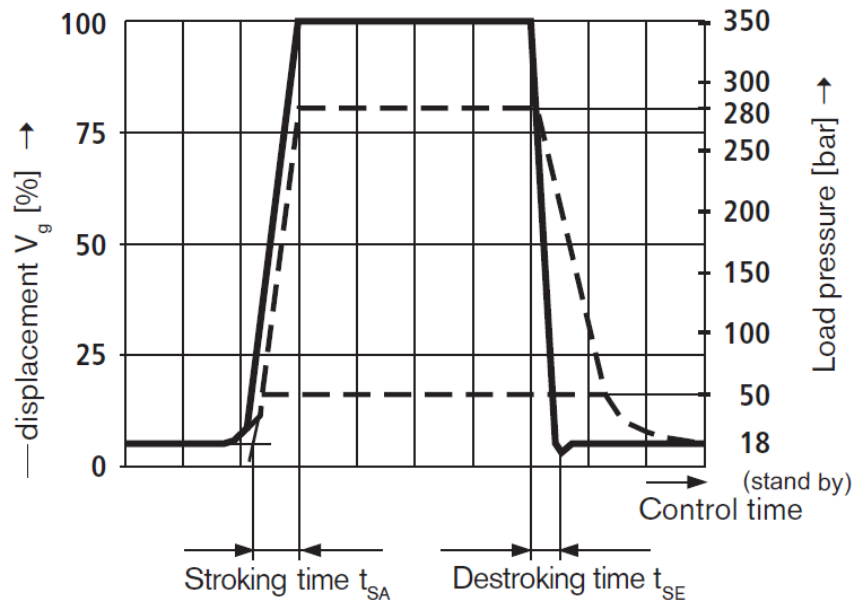


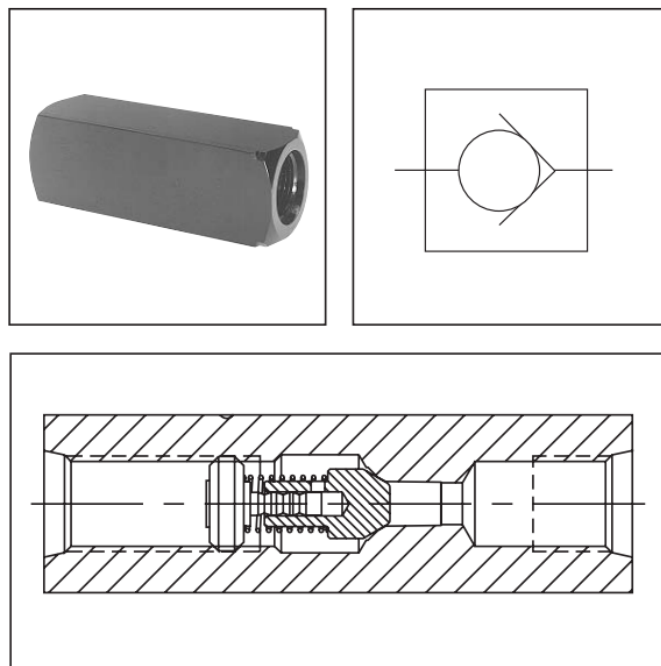
Figura 3.19 tempi di reazione del cambiamento di cilindrata per la pompa A10VSO [9]

Particolare attenzione è stata riposta nella realizzazione del modello di anello di controllo, dato che la determinazione dell'influenza di queste dinamiche sul segnale di pressione costituisce uno dei principali risultati di questa tesi.

### 3.7 Valvola di ritegno

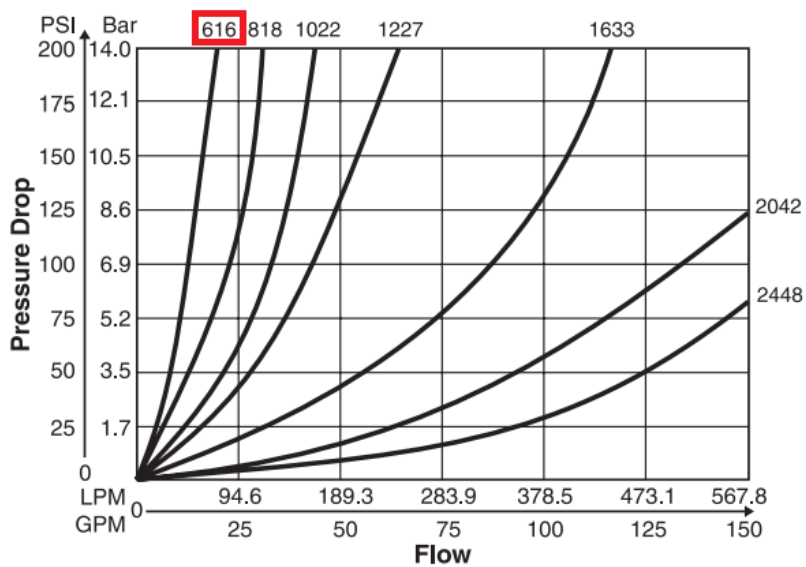
La valvola di ritegno è un elemento idraulico che permette una sola direzione del flusso [8].

Essa contiene un corpo con otturatore sferico che in un senso si solleva per effetto del flusso del fluido e nel senso opposto si richiude automaticamente. La valvola di ritegno presente nel circuito è il modello 6C616S della Parker [10].



**Figura 3.20 Valvola di ritegno Parker 6C616S [10]**

In Figura 3.21 (modello 616) si riporta la curva caratteristica caduta di pressione-portata.



**Figura 3.21 Curva caratteristica valvola Parker 6C616S [10]**

I dati di interesse sono:

- Diametro di passaggio del fluido: 0,0254 [m]
- $\Delta p$  inizio apertura valvola: 0.3 [bar]

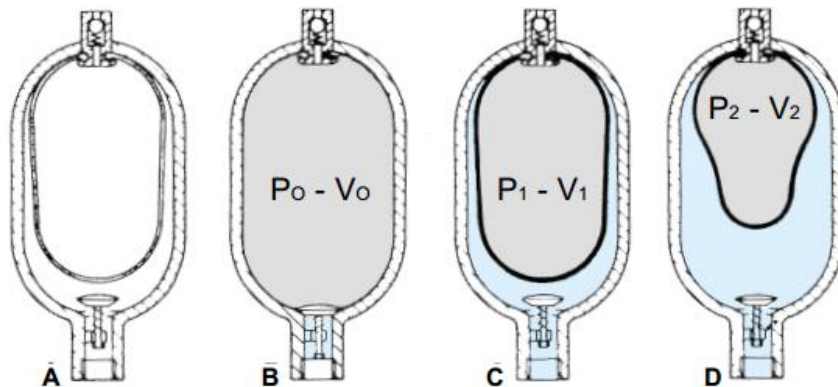
### 3.8 Accumulatore olio

L'accumulatore idraulico ha diverse funzioni, in primo luogo è adibito a riserva di olio: la pompa non è dimensionata sulla portata massima, ma bensì su quella media e, quando le condizioni di esercizio richiedono per brevi intervalli elevate portate di fluido, l'accumulatore fornisce la portata aggiuntiva. L'accumulatore dell'olio funge anche da accumulatore di energia da rilasciare quando occorrono velocità del pistone molto alte per tempi brevi [8].

L'accumulatore è anche adibito a compensatore di dilatazione per evitare che le variazioni di temperatura dell'olio nel circuito provochino variazioni di pressione.

L'accumulatore provvede infine a smorzare i picchi di pressione generati da eventuali colpi d'ariete nel caso di brusche aperture e chiusure delle valvole o di organi di intercettazione. L'accumulatore ha anche la funzione di smorzare le pulsazioni che, date le caratteristiche del moto delle pompe, sono sempre presenti. L'utilità dell'accumulatore si riconduce, quindi, alla necessità di ottenere un flusso il più possibile costante ed esente da pulsazioni.

Si descrive brevemente il funzionamento di un accumulatore idropneumatico a sacca come quello presente nell'impianto:



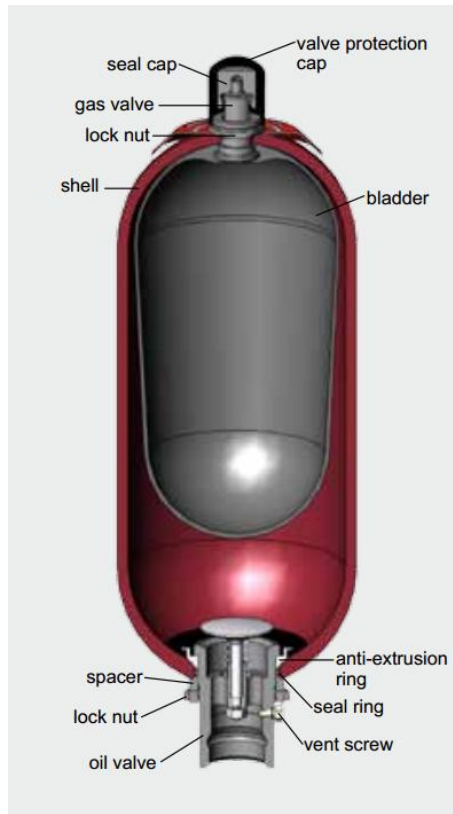
**Figura 3.22 Schema esemplificativo del funzionamento di un accumulatore**

- In un contenitore (corpo accumulatore) è montato un separatore elastico (sacca)
- Da un' apposita valvola si immette gas inerte (azoto) nella sacca a pressione  $P_0$ . La sacca si espande occupando tutto il volume interno del corpo accumulatore  $V_0$ .
- Quando la pressione  $P_1$  nel circuito supera la pressione di precarico  $P_0$ , si ha l'apertura della valvola liquido e la compressione della sacca con riduzione del volume a  $V_1$ .
- Aumentando la pressione del liquido a  $P_2$ , si ha una riduzione del volume del gas a  $V_2$  con aumento della sua pressione in modo da equilibrare la pressione del liquido.

L'accumulatore presente nel circuito primario è un accumulatore a sacca della Hydac modello sb330 (Figura 3.23) [11]. Le caratteristiche di nostro interesse sono:

- Volume accumulatore: 10 [l]
- Pressione precarico gas: 110 [bar]
- Portata nominale valvola: 90 [l/min]
- Caduta di pressione valvola alla portata nominale: 10 [bar]



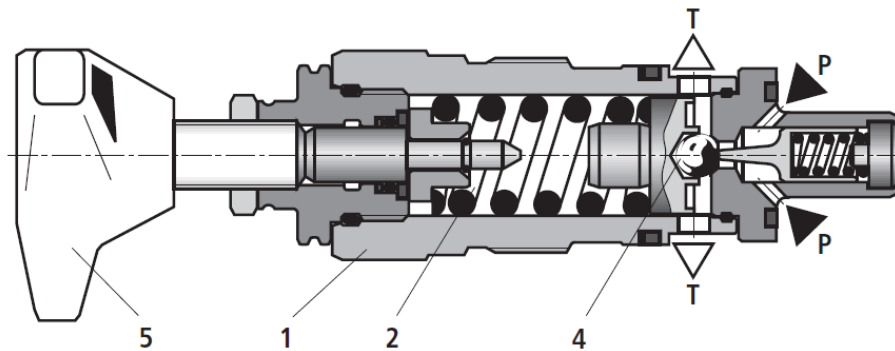


**Figura 3.23 Spaccato accumulatore Hydac sb330 [11]**

### 3.9 Valvola di massima pressione

La valvola di massima pressione presente nel circuito è il modello "dbdh 6 g18/315" della Rexroth (Figura 3.24) [12] questa valvola consiste in una copertura (1), molla (2), un otturatore con una sfera (4) ed una manopola di regolazione (5). La pressione massima può essere variata regolando la manopola.

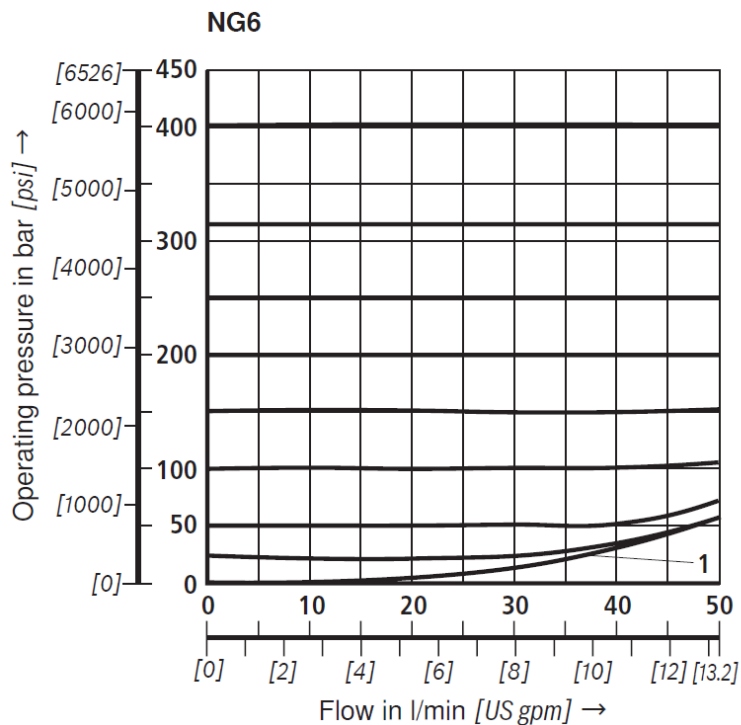
La molla (2) preme la sfera (4) contro la sua sede. L'ingresso (P) è collegato al circuito, quindi la pressione presente nel circuito agisce sull'area della sfera, quando la pressione in P supera il valore regolato sulla molla (2), la sfera (4) si apre vincendo la forza della molla. Il fluido idraulico può ora passare dal condotto (P) al condotto (T)



**Figura 3.24 Spaccato valvola di massima pressione Rexroth dbdh 6 g18/315 [12]**

La pressione massima di operatività della valvola è 315 bar, un valore molto superiore alle pressioni che raggiunge il circuito primario (massimo 250 bar).

In Figura 3.25 è riportata la curva caratteristica pressione-portata della valvola alle variare della regolazione



**Figura 3.25 Curva caratteristica valvola di massima pressione Rexroth dbdh 6 g18/315 [12]**

### 3.10 Cilindro a singolo effetto

Il cilindro a singolo effetto è l'elemento che effettua l'intensificazione, tale pistone è a contatto con il circuito primario dell'olio e con quello dell'acqua attraverso due aree diverse, il rapporto tra le aree determinerà il rapporto di intensificazione secondo il principio di Pascal.

La Figura 3.26 denota che l'area più grande  $S_{oil}$  a contatto con il circuito dell'olio primario è alla pressione  $P_{oil}$ , mentre l'area più piccola  $S_w$  a contatto con il circuito dell'acqua è alla pressione  $P_w$ .

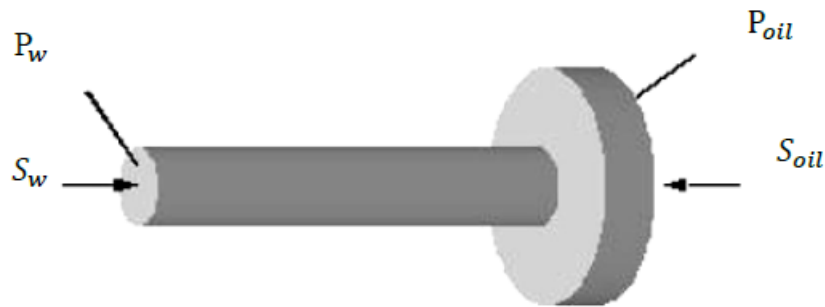


Figura 3.26 Schema semplificato pistone a singolo effetto [1]

Dall'equilibrio delle forze deriva l'equazione:

$$P_w \cdot S_w = P_{oil} \cdot S_{oil}$$

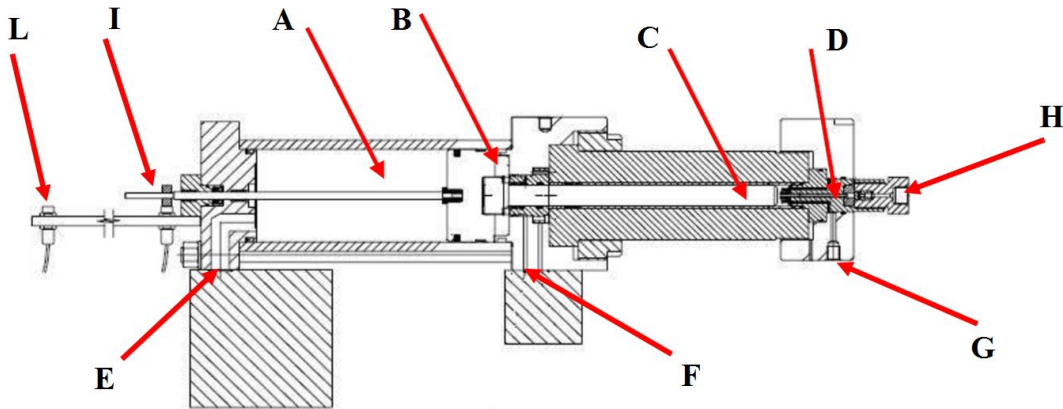
da cui:

$$P_w = P_{oil} \cdot \frac{S_{oil}}{S_w}$$

Ciò significa che la pressione dell'acqua nel circuito di alta pressione sarà quella presente nel circuito primario moltiplicata per il rapporto delle aree. Si ricorda infatti che il parametro che noi controlliamo è  $P_{oil}$  mentre  $S_{oil}/S_w$  è un parametro costruttivo della macchina.

### Il pistone Tecnocut

Il pistone presente nell'impianto in esame è un pistone a singolo effetto, quindi effettuerà la compressione solo nella fase di mandata. Si riporta uno spaccato preso dal manuale della macchina Tecnocut [5].



**Figura 3.27 Cilindro a singolo effetto Tecnocut [5]**

Facendo riferimento alla Figura 3.27, il cilindro a singolo effetto è formato da una camera primaria (A), una camera secondaria (B) e una camera in cui viene invece inserita l'acqua (C). L'acqua viene poi inviata verso la testa di taglio sfruttando una valvola di alta pressione (D).

I condotto (E) collega la camera primaria al circuito primario dell'olio mentre il condotto (F) collega la camera secondaria al circuito secondario.

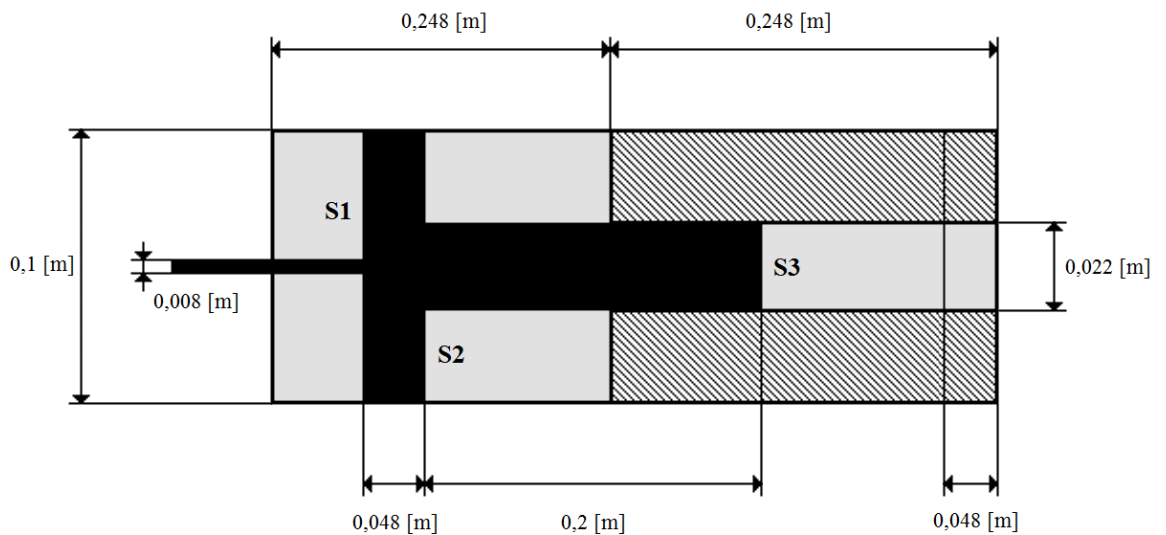
La valvola di alta pressione (D) ha una doppia utilità; permette nella fase di ritorno di far entrare l'acqua dal condotto (G) collegato al serbatoio dell'acqua, oppure di inviare nella fase di compressione l'acqua alla testa di taglio attraverso il condotto (H).

In questo cilindro a singolo effetto sono presenti due pistoni solidali tra loro, uno di diametro maggiore che separa la camera primaria da quella secondaria, un altro di diametro più piccolo che scorre all'interno della camera dell'acqua.

Solidale ai due pistoni c'è inoltre uno stelo che si vede uscire dalla parte sinistra della camera primaria, che serve a rilevare la corsa dei due pistoni. Sono presenti infatti due proxymitor che rilevano il PMS (I) o al PMI (L) del pistone.

I segnali di fine corsa serviranno poi al PLC che comanderà di conseguenza le valvole che si occupano dell'alimentazione idraulica dei cilindri stessi.

Nello schema semplificato della Figura 3.28, si riportano le quote del cilindro, sono stati trascurati i volumi morti per le camera primaria e secondaria perché molto ridotti, mentre per la camera dell'acqua tali volumi sono stati considerati.



**Figura 3.28 Quote del cilindro a singolo effetto Tecnocut**

E' possibile ricavare le aree di del pistone con le tre camere.

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_{pistone\_olio}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{stelo}^2}{4} = 0,0078037 [m^2]$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d_{pistone\_olio}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{pistone\_acqua}^2}{4} = 0,0074738 [m^2]$$

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_{pistone\_acqua}^2}{4} = 0,0003801 [m^2]$$

Il coefficiente di intensificazione per questo cilindro sarà quindi:

$$\frac{S_{oil}}{S_w} = \frac{S_1}{S_3} = 20,53$$

### 3.10.1 Valvola di alta pressione

All'estremità della camera dell'acqua è presente la valvola di alta pressione che funziona come una doppia valvola di non ritorno. Tale valvola ha un diametro di passaggio del fluido pari a 0.0025 m in tutte e due le direzioni di flusso [13].

### 3.10.2 Circuito alimentazione cilindri

Come si vede dallo schema idraulico (Figura 3.1) questo sottocircuito mette in contatto la camera primaria dei cilindri con il resto del circuito primario.

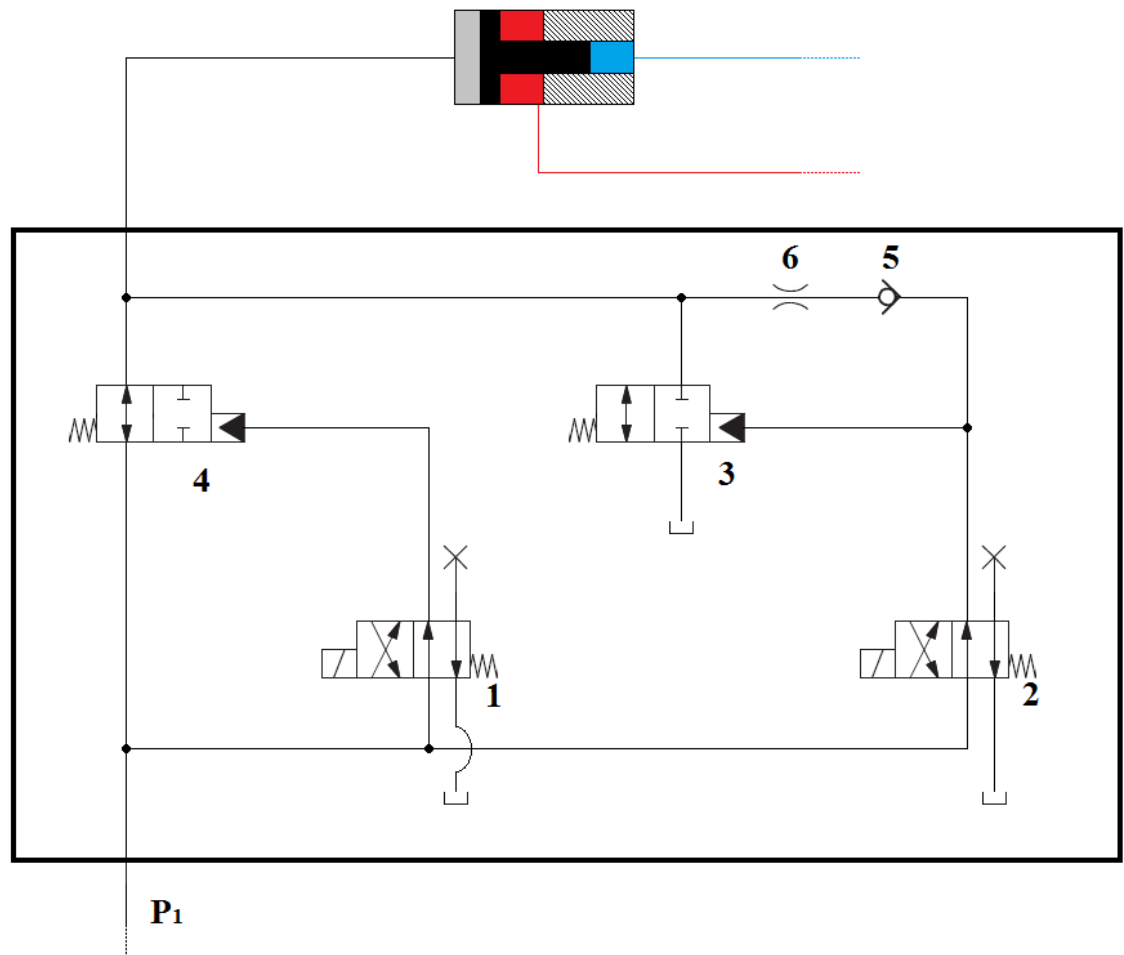
La pressione nel circuito primario è tendenzialmente costante durante la lavorazione, a meno delle fluttuazioni dovute al sistema di regolazione della pompa. Sarà compito di questo sottocircuito regolare la portata del fluido in modo da poter creare all'interno della camera primaria la pressione opportuna per effettuare le fasi di compressione, precompressione e ritorno.

In Figura 3.29 possiamo vedere lo schema idraulico, al suo interno sono presenti questi elementi:

- (1) , (2) valvola di controllo direzione 2 posizioni 4 vie
- (3) , (4) valvola a cartuccia 2 posizioni 2 vie
- (5) valvola di ritegno
- (6) valvola di controllo portata (strozzatore)
- sono inoltre presenti 3 collegamenti al serbatoio dell'olio (ricordiamo essere a pressione atmosferica).

Si indica con  $P_1$  la pressione di lavoro del circuito primario che a seconda della lavorazione può variare tra 125÷200 bar.

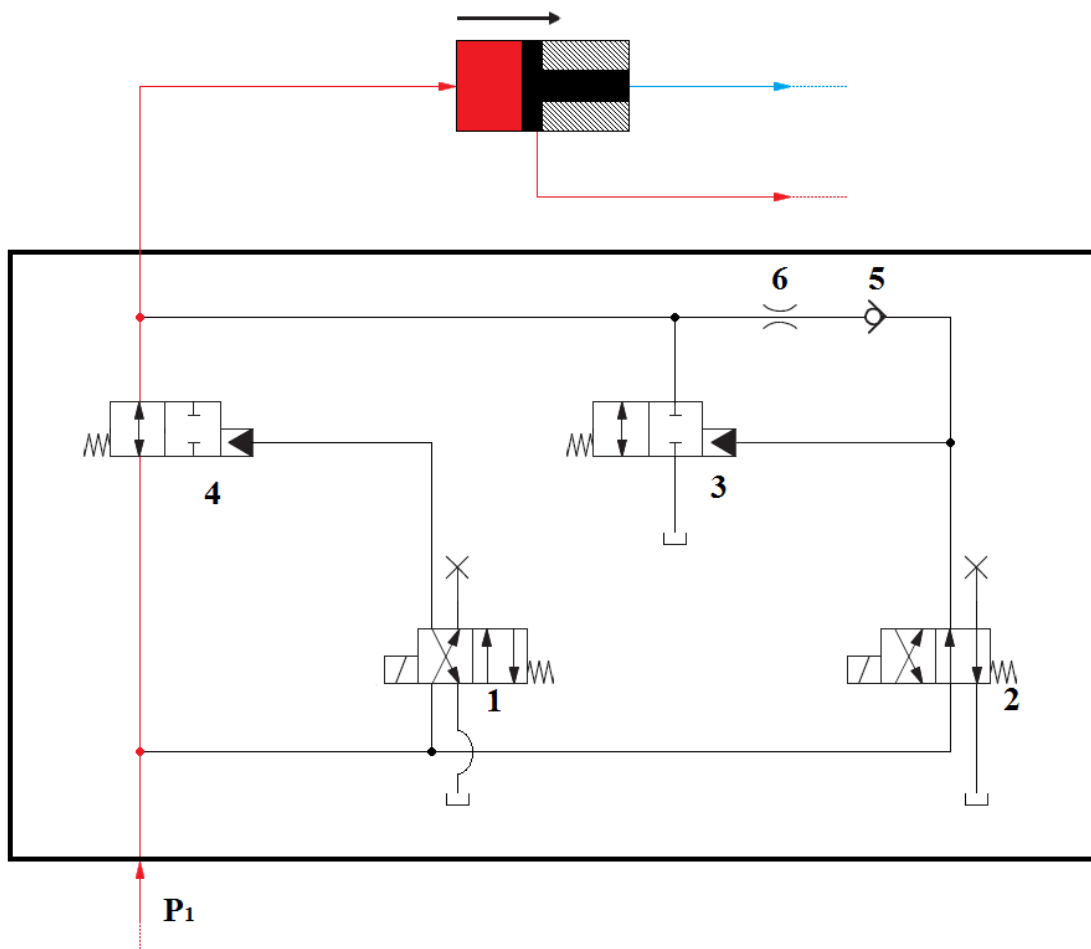
Le due valvole di controllo sono comandate elettricamente del PLC, mentre le due valvole a cartuccia vengono comandate idraulicamente dal condotto presente sulla loro destra.



**Figura 3.29** Schema idraulico del circuito di alimentazione dei cilindri;  
configurazione generale

Si illustra ora il funzionamento di questo sottocircuito durante le tre fasi di movimentazione dei cilindri, tuttavia si ricorda che ogni cilindro effettua le 3 fasi ciclicamente nella sequenza: precompressione, compressione, ritorno.

### 3.10.3 Fase di compressione



**Figura 3.30** Schema idraulico del circuito di alimentazione dei cilindri; configurazione fase di compressione

Durante la fase di compressione il PLC imposta le valvole (1) e (2) nella posizione visibile in Figura 3.30. La valvola (3) viene azionata idraulicamente dalla pressione  $P_1$  che la tiene in posizione di chiusura, la valvola (4) invece viene tenuta in posizione di apertura dalla molla che riesce a vincere la pressione del serbatoio dell'olio.

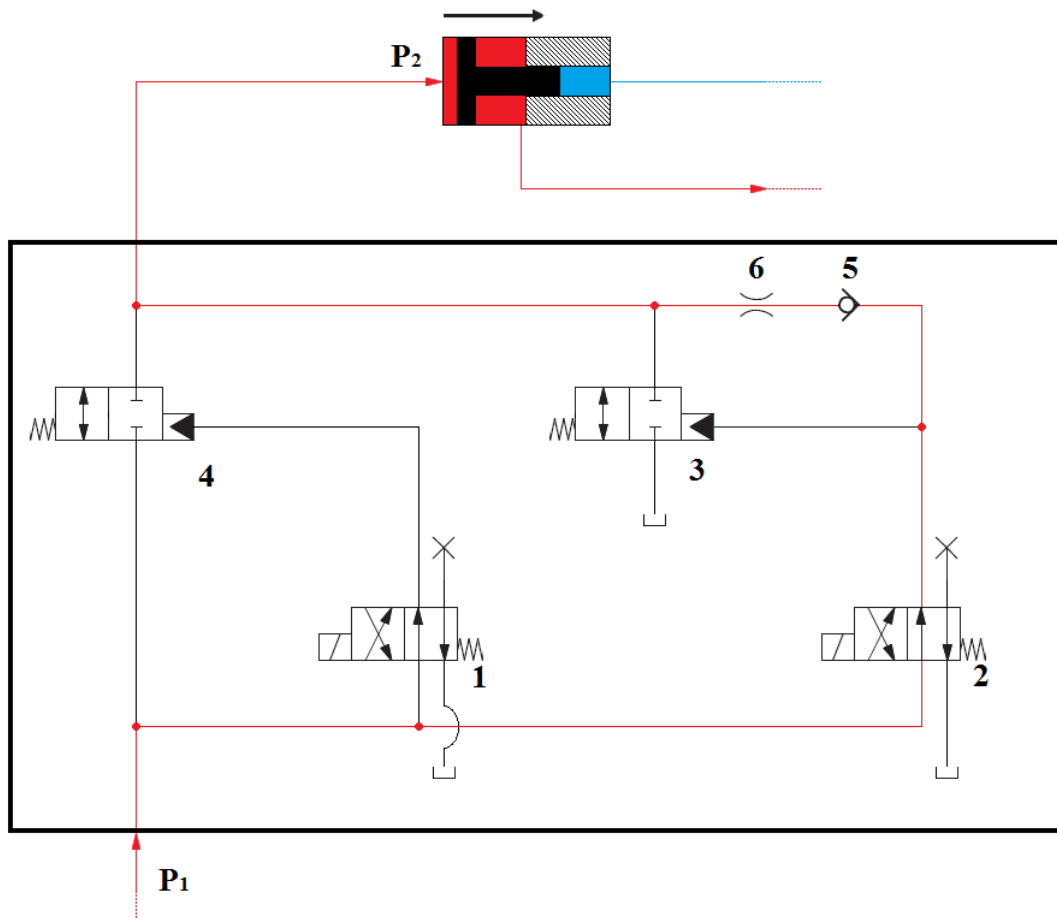
Il flusso viene quindi indirizzato (percorso in rosso) nella camera primaria dell'olio sostanzialmente mantenendo la pressione  $P_1$ .



L'acqua presente nella terza camera sarà quindi inviata al circuito di alta pressione con una pressione massima di  $P_1$  moltiplicato per il coefficiente di intensificazione.

Il circuito secondario dell'olio che alimenta la camera secondaria del cilindro, ha una pressione circa costante (11 bar) e molto inferiore a quella del circuito primario (125÷200 bar), nella fase di compressione il flusso sarà quindi uscente da questa camera.

### 3.10.4 Fase di precompressione



**Figura 3.31** Schema idraulico del circuito di alimentazione dei cilindri; configurazione fase di precompressione

Durante la fase di precompressione il PLC imposta le valvole (1) e (2) nella posizione visibile in Figura 3.31, quest'azione fa sì che le due valvole a cartuccia vengano azionate idraulicamente dalla pressione  $P_1$  che le tiene in posizione di chiusura, il flusso viene quindi indirizzato (percorso in rosso) attraverso gli elementi (5) e (6) prima di arrivare alla camera primaria del cilindro.

Lo strozzatore aumenta la resistenza idraulica, in modo da diminuire la velocità di riempimento del cilindro durante la precompressione allo scopo di non avere una richiesta eccessiva di portata a scapito del cilindro in compressione.

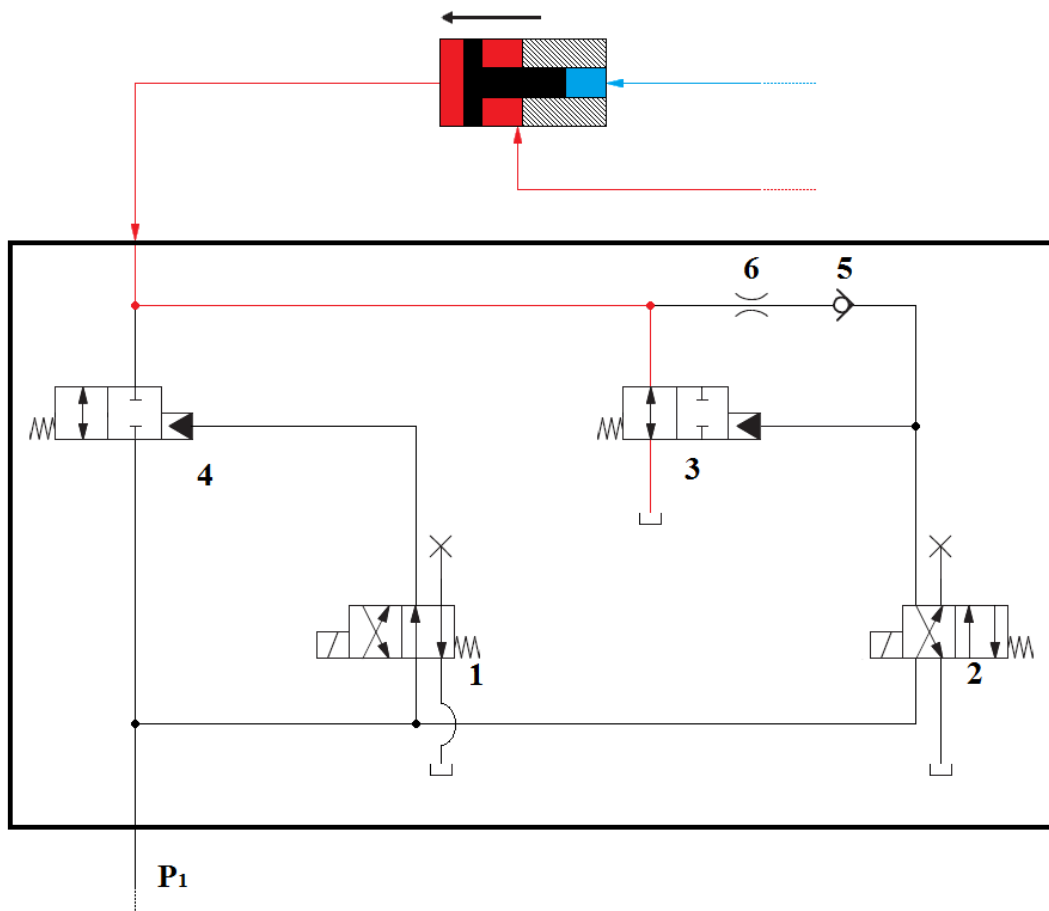
La valvola di ritegno oltre a indirizzare il flusso in una sola direzione ha lo scopo di far avere al flusso una piccola caduta di pressione ( 5 bar ).

Il passaggio del flusso attraverso questi due elementi garantisce quindi che la pressione nella camera primaria  $P_2$  sia leggermente inferiore a  $P_1$ .

Ne consegue che la pressione dell'acqua sarà inferiore a quella presente nel circuito di alta pressione (determinata dal pistone in compressione), con la conseguente non apertura della valvola di alta pressione. Non potendo espellere l'acqua il pistone si ferma, in una posizione intermedia tra il PMI e il PMS determinata dall'equilibrio delle forze agenti sul pistone.

Il flusso nella camera secondaria come nella fase di compressione sarà uscente.

### 3.10.5 Fase di ritorno

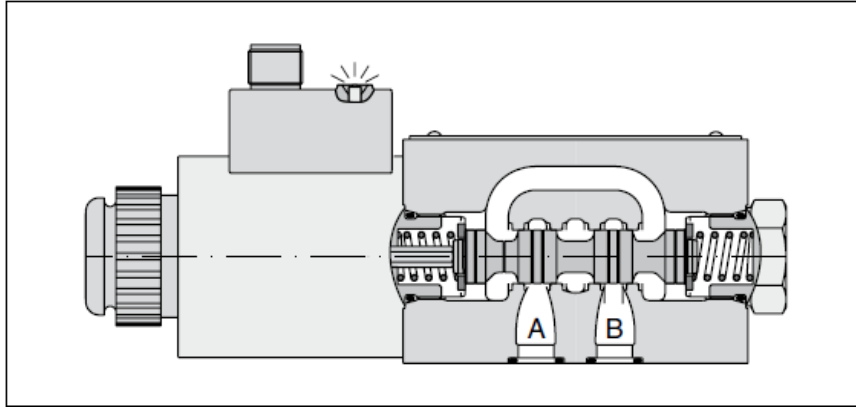


**Figura 3.32 Schema idraulico del circuito di alimentazione dei cilindri; configurazione fase di ritorno**

Durante la fase di compressione il PLC imposta le valvole (1) e (2) nella posizione visibile in Figura 3.32. La valvola (4) viene azionata idraulicamente dalla pressione  $P_1$  che la tiene in posizione di chiusura, la valvola (3) invece viene tenuta in posizione di apertura dalla molla che riesce a vincere la pressione del serbatoio dell'olio.

In questa configurazione la camera primaria risulta collegata al serbatoio dell'olio. La pressione presente nella camera secondaria è quindi sufficiente a far ritornare il pistone al suo PMI

### Valvola di controllo direzione 2 posizioni 4 vie



**Figura 3.33 Valvola di controllo direzione 2 posizioni 4 vie, Parker D1VW [14]**

Le valvole di controllo direzionale deviano un flusso d'aria tra le vie interne scambiando le connessioni mediante un azionamento[8].

La valvola di controllo direzione presente su retro sei cilindri è una valvola Parker serie D1VW [14], azionata elettricamente, è caratterizzata da 2 posizioni e 4 vie.

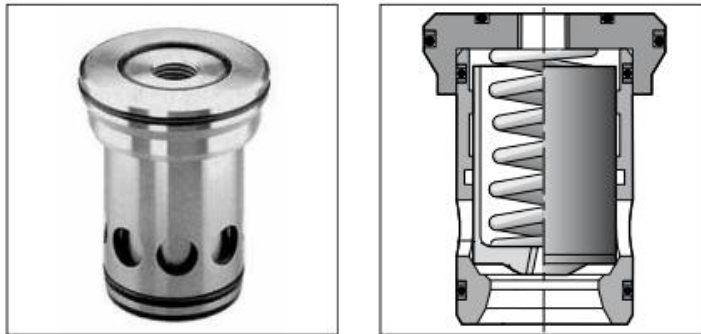
I dati di nostro interesse ricavati dal catalogo sono:

- portata nominale = 60 [l/min]
- caduta di pressione alla portata nominale = 13,5 [bar]

Sono di interesse i tempi relativi al cambio di posizione, che sono diversi a seconda della direzione del movimento della spola. La spola infatti nel movimento da sinistra verso destra è movimentata da un solenoide che poi la terrà in posizione (movimento Energized), nel movimento da sinistra verso destra è azionata da una molla (movimento De-energized).

- Tempo di risposta Energized = 80÷120 [ms]
- Tempo di risposta De-energized = 35÷55 [ms]

**Valvola a cartuccia 2 posizioni 2 vie**



**Figura 3.34 Valvola a cartuccia 2 posizioni 2 vie Parker CP421 N16 [15]**

Le valvole a cartuccia a 2 vie a incasso sono valvole a sede a controllo idraulico progettate per l'installazione in blocchi compatti. Il modello presente nel sistema è il CP421 N16 della Parker [15] (Figura 3.34)

Quando la pressione di comando idraulico vince la resistenza opposta dalla molla presente nella valvola, questa consentirà il passaggio del fluido.

I dati di interesse ricavati dal catalogo sono:

- portata nominale = 215 [l/min]
- caduta di pressione alla portata nominale = 3,5 [bar]
- pressione di apertura = 2,7 [bar]

### 3.11 PLC

Il Controllore a Logica Programmabile (PLC) riceve in ingresso i segnali dei finecorsa dei 3 pistoni e commuta le valvole di controllo direzione presenti su ognuno dei cilindri per realizzare le 3 fasi di movimentazione, il PLC realizza in sequenza le fasi di precompressione-compressione-ritorno.

Lo scopo ultimo del PLC è di garantire che l'intensificatore eroghi un flusso d'acqua costante, quindi la fase più importante che comanderà sulle altre è quella della compressione. Nel momento in cui un cilindro in fase di compressione

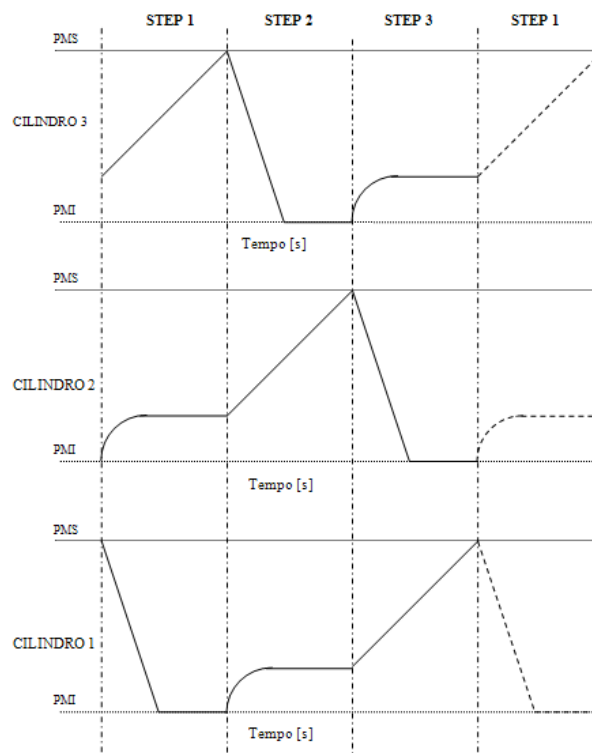
arriva al PMS, il PLC agisce per iniziare la fase di compressione al cilindro che stava effettuando la precompressione.

Prendendo in riferimento la Figura 3.35 che rappresenta i segnali ideali di posizione dei 3 cilindri, si analizza ora il funzionamento del PLC.

- Il cilindro 1 è al PMS inizia quindi la fase di ritorno, quando raggiunge il PMI vi ci rimane fintanto che il cilindro 3 non arriva al PMS
- Il cilindro 2 è al PMI inizia la fase di precompressione, tenderà a fermarsi quando raggiungerà l'equilibrio delle forze sul pistone
- Il cilindro 3 che era in fase di precompressione inizia la fase di compressione, appena arriva al PMS il PLC passerà allo step successivo

Ne consegue che l'unico segnale utile al PLC durante la lavorazione è quello derivante dal proxymitor sul PMS.

Il segnale derivante dal proxymitor sul PMI infatti è utile solo in fase di manutenzione.



**Figura 3.35 Segnale ideale di posizione relativo al movimento di tre pistoni [1]**

### 3.12 Circuito dell'olio secondario

Lo scopo di questo circuito è di garantire una pressione il più possibile costante nella camera secondaria dei cilindri al fine di effettuare la fase di ritorno e di opporre una minima resistenza durante le fasi di compressione e precompressione.

Nella fase di ritorno, nella camera primaria del cilindro è presente la pressione di serbatoio dell'olio ( $P_{atm}$ ), la pressione necessaria per lo spostamento del cilindro sarà quindi contenuta.

Questo circuito è tarato per avere una pressione non superiore agli 11 [bar] (questa è infatti la differenza di pressione a cui si apre la di ritegno (17) che scaricherà la portata in eccesso).

Durante le fasi di compressione e precompressione, la dinamica della pressione che si ha nella camera secondaria influirà quindi minimamente sulla corsa del pistone, dato che la pressione nella camera primaria sarà sempre superiore ai 125 bar.

Per questo motivo si ritiene che ai fini di questo lavoro, lo studio nel dettaglio di questo circuito non sia necessario, si ipotizza quindi che nella camera secondaria sia sempre presente una pressione costante di 11 bar.

### 3.13 Testa di taglio

La testa di taglio, è composta da un ugello primario, una camera di miscelazione e un ugello focalizzatore.

Dal punto di vista del circuito idraulico l'unico componente di maggior interesse è l'ugello primario che è sostanzialmente un orifizio di diametro stabilito oltre il quale tutta l'energia di pressione del fluido verrà convertita in energia cinetica (dato che la pressione di scarico è quella ambientale) .

La camera di miscelazione e l'ugello focalizzatore serviranno soltanto per il trasferimento della quantità di moto dall'acqua alle particelle di abrasivo (fenomeno che avviene a pressione ambiente).



L'unico parametro di nostro interesse per questo componente è quindi la geometria dell'ugello primario. Il diametro dell'ugello primario utilizzato nelle prove sperimentali è stato 0,33 mm

### **Valvola a spillo**

Nella testa di taglio, prima dell'ugello primario è presente una valvola a spillo, che schematizzata nello schema idraulico come una valvola on-off. Questa valvola è azionata dal pannello di comando e alla sua apertura consente il passaggio dell'acqua attraverso la testa di taglio.

La valvola a spillo presenta un pistoncino sostenuto da una molla a tazza che va a battuta su un tappo di chiusura . Il pistone è collegato all'otturatore chiamato spillo che si muove solidale con questo.

Ai fini della modellazione del circuito idraulico, la perdita di carico prodotta una volta aperta la valvola non è ritenuta rilevante.

## Capitolo 4 Modellazione della macchina

In questo capitolo si spiega come è stato realizzato il modello dell'intensificatore WJ.

Lo scopo di tale lavoro è la costruzione di un modello che permetta di prevedere l'oscillazione di pressione dell'acqua in uscita dall'ugello, dando la possibilità di modificare uno o più parametri del sistema contemporaneamente.

La modifica di tali parametri ha una doppia finalità:

- Dare la possibilità ogni qualvolta venga sostituita una parte meccanica del sistema, di vedere questa parte che influenza ha sul segnale di pressione dell'acqua senza dover eseguire prove sperimentali a tale scopo, ma semplicemente andando ad inserire i nuovi parametri nel modulo.
- Vedere quali parametri vengono modificati nel logoramento delle parti usurabili, andando a confrontare il segnale simulato con il segnale reale derivante da prove sperimentali fatte in questo senso. Lo scopo è di avere un modello che possa essere usato per la diagnostica di sistemi WJ.

Il vantaggio si presenta quindi in termini di tempo e costi. Un modello opportunamente tarato può essere usato in molte occasioni in sostituzione di prove sperimentali, inoltre, un modello ben validato fornisce un importante strumento di supporto a decisioni riguardo a modifiche, miglioramenti o sviluppi di progetto.

### 4.1 Obiettivo della modellazione

Un modello fisico ha lo scopo di rappresentare un sistema reale e il suo funzionamento, definendo le grandezze fisiche in gioco e le relazioni

matematiche fra queste, al fine di poter simulare il comportamento a regime, ma soprattutto durante i transitori non analizzabili attraverso le classiche tecniche di schematizzazione.

La costruzione del modello deve rispecchiare la costruzione della macchina reale che si va a simulare quindi risulta necessario far interagire tra di loro i vari componenti che lo costituiscono.

Risulta necessario raggiungere un compromesso tra la fedeltà del modello rispetto alla macchina reale e la complessità del modello stesso. Questo viene fatto grazie all'individuazione dei componenti che più influenzano il parametro di nostro interesse per la modellazione, ovvero la pressione dell'acqua in uscita dall'ugello.

Un impianto d'intensificazione funziona grazie a dinamiche dovute all'azione combinata di differenti componenti fluidodinamici e meccanici. E' necessario utilizzare un software/linguaggio di programmazione che permette di trattare congiuntamente elementi fluidi e meccanici in modo da sviluppare un modello che ne simuli il comportamento.

### **4.2 Linguaggio Modelica**

Il linguaggio Modelica viene sviluppato a partire dal 1996 da Hilding Elmqvist, con l'obiettivo di raggruppare i linguaggi di modellazione sviluppati fino a quel momento (Dymola, OMOLA, ASEND, NMF, MOSES, gPROMS) [16] [17].

L'idea principale è quella di creare un unico linguaggio di programmazione che possa esprimere il comportamento di modelli da un ampio range di domini ingegneristici (meccanici, elettrici, fluidodinamici, ecc.) senza limitare il tutto ad un singolo software commerciale [18] [19].

Modelica permette di conseguenza di risolvere differenti varietà di problemi traducibili in termini di equazioni differenziali. Le principali caratteristiche sono:

- è un linguaggio acausale basato su equazioni.

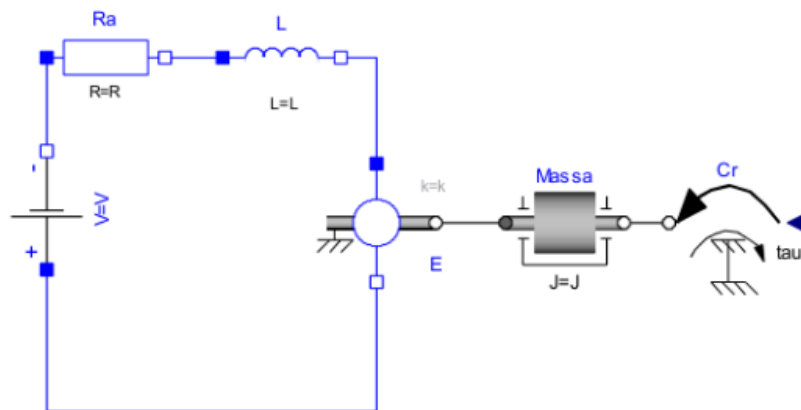
- è un linguaggio multidominio. Questo permette di poter realizzare modelli che interfacciano campi ingegneristici differenti.
- è un linguaggio object-oriented. Questo permette di raggruppare in un'unica entità (la classe) sia le strutture dati che le procedure che operano su di esse, creando per un "oggetto" software dotato di proprietà (dati) e metodi (procedure) che operano sui dati dell'oggetto stesso. Le interfacce che si utilizzano sono indipendenti dall'implementazione del modello che può essere strutturato gerarchicamente.
- definisce un modello "rigido" dei componenti software, dotato di costrutti per creare e connettere componenti.

I modelli che descrivono i fenomeni fisici vengono generalmente codificati mediante dei sistemi di equazioni; i linguaggi di modellazione tradizionali, come Simulink, utilizzano una sintassi di tipo dichiarativo, il che implica che il progettista deve manipolare tali equazioni per poter arrivare alla definizione dell'espressione dichiarativa che espliciti la grandezza di interesse, definendo input, stati e output.

Modellare un componente secondo tale approccio presenta una serie di svantaggi. Il principale consiste, spesso, nella necessità di manipolare pesantemente il sistema per giungere alla soluzione. Per questo motivo piccoli cambiamenti nella descrizione del problema, o delle condizioni al contorno, possono comportare di dover modificare l'intero modello.

Il vantaggio di poter utilizzare un linguaggio acausale basato su equazioni come Modelica è che, una volta definite le stesse nel modello, non sarà necessario manipolarle ogni volta che il problema affrontato è posto in modo differente.

Si prenda come esempio un motore in corrente continua che aziona un sistema meccanico costituito da un'inerzia e una coppia resistente, il cui modello è rappresentato in Figura 4.1.



**Figura 4.1** Schema di un motore C.C. rappresentato in Dymola

Il sistema che lo descrive è il seguente:

$$\begin{cases} V = L \frac{di}{dt} + Ri + E & \text{dominio elettrico} \\ C_m = C_r + J\dot{\omega} & \text{dominio meccanico} \\ C_m = iK_t & \text{connessioni tra i domini} \end{cases}$$

Nel linguaggio Modelica sarà sufficiente scrivere questo insieme di equazioni per realizzare il modello; a seconda di quale grandezza si sceglierà come incognita sarà il solutore stesso a trovare la soluzione, sia questa l'accelerazione della massa dato un voltaggio in ingresso, che il voltaggio necessario ad imprimere una certa accelerazione.

### 4.3 Software Dymola

Dymola è il software di modellazione utilizzato per la realizzazione del modello; esso è una piattaforma per la simulazione multidominio e la progettazione model-based di sistemi dinamici basata sul linguaggio di modellazione open source Modelica [20].

E' possibile simulare le interazioni complesse fra sistemi in molti campi dell'ingegneria: meccanica, elettrica, termodinamica, idraulica, pneumatica, termica e sistemi di controllo. Dymola permette quindi di costruire modelli

integrati e ottenere dalla simulazione risultati che rappresentano in modo più corretto e dettagliato il sistema reale.

L'ambiente mette a disposizione sia un'interfaccia grafica che una testuale per la creazione dei modelli, incorpora il solutore e mette a disposizione un ambiente per la visualizzazione dei risultati, sia per i video delle simulazione che per la creazione di grafici. La principale caratteristica è la capacità di manipolazione simbolica attraverso la quale lo strumento `e in grado di trattare problemi complessi.

### 4.3.1 La libreria standard Modelica

La libreria Standard Modelica [20] è nata dalla necessità di mettere a disposizione di tutti gli utilizzatori di Modelica una rassegna dei componenti di uso comune per velocizzare la modellazione di sistemi e per garantire una completa compatibilità fra i modelli. Essa viene sviluppata ed aggiornata dalla Modelica Association, e può essere utilizzata in qualsiasi ambiente di simulazione basato su Modelica.

La versione 3.2 della libreria Standard Modelica, contiene circa 1280 modelli e 910 funzioni divisi in vari domini, si riportano quelli che sono stati utilizzati nella modellazione di questo lavoro di tesi.

- Blocks: Blocchi con causalità input, output che coprono tutte le necessità per quanto riguarda la modellazione di algoritmi di controllo. Sono inclusi blocchi continui, discreti, logici, funzioni matematiche, nonlineari, sorgenti, tabelle e routing.
- Constants: Costanti fisiche e matematiche
- Icons: Libreria di icone
- Math: Funzioni matematiche per scalari e matrici
- Mechanics: Componenti meccanici (Rotazionale, Traslazionale e Multibody)

### 4.3.2 La libreria Hydraulics

La libreria Hydraulics (HyLib) [21] è uno strumento per la modellazione di sistemi idraulici ad olio minerale o sintetico. Le principali applicazioni includono macchine utensili, cambio automatico e sistemi di azionamento a circuito aperto o circuito chiuso utilizzati ad esempio in escavatori o carrelli elevatori.

La libreria Hydraulics fornisce modelli di base per la modellazione di pompe, motori e cilindri, restrizioni e valvole, linee idrauliche e sensori divisi in vari domini.

Questi modelli hanno al loro interno dei parametri modificabili di uso comune che caratterizzano i vari elementi.

In questa libreria sono presenti la maggior parte dei sottomodelli utilizzati in questo lavoro.

I domini utilizzati in questo modello sono:

- Interfaces: interfacce per componenti
- Cylinders: modelli di cilindri idraulici
- DirectionalControl: modelli di valvole controllo direzione
- HydraulicResistance: modelli di resistenze idrauliche
- Lines: Modelli di tubazioni lunghe
- Pumps: Modelli di pompe e motori idraulici
- Restrictions: Modelli di restrizioni nei componenti idraulici
- Sensor: Sensori di grandezze idrauliche.
- Valves: Modelli di valvole idrauliche
- Volumes: Modelli di volumi idraulici
- Fluids: Modelli di fluidi idraulici.

### **4.4 Costruzione del modello**

La costruzione del modello avviene andando a creare dei sottomodelli che rappresentino i vari macrocircuiti presenti nella macchina, per poi assemblarli andando a formare il modello completo

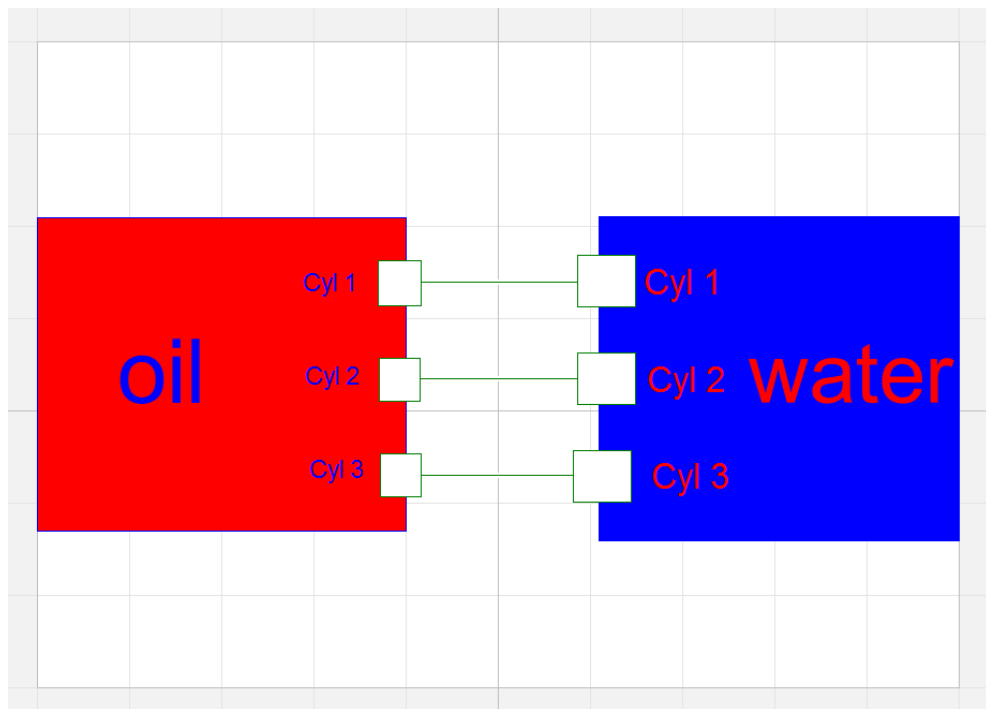
Dove possibile si useranno gli oggetti presenti nelle librerie Modelica, impostando i parametri necessari. Nel caso non siano presenti i componenti necessari saranno sviluppati nuovi modelli, scrivendo a mano il codice che li compone.



### 4.5 Circuito olio e circuito acqua

Facendo riferimento allo schema idraulico della macchina presente nella Figura 3.1 si nota che è possibile riassumere l'intero circuito idraulico come due sottocircuiti separati che interagiscono tra loro meccanicamente attraverso i pistoni che effettuano l'intensificazione.

Come visibile in Figura 4.2 sono stati creati due sottomodelli: Oil e Water. All'interno del sottomodello Oil sarà presente la parte di circuito della macchina che utilizza l'olio come fluido di lavoro, mentre in Water la parte di circuito che utilizza l'acqua.



**Figura 4.2 Modello Intensificatore Tecnocut**

Questa prima divisione è utile perché all'interno di ognuno dei due sottomodelli si andrà a definire grazie all'oggetto Oil presente in Hydraulics, il fluido di lavoro con le relative proprietà.

Questo significa che basterà definire in questi due sottomodelli i fluidi di lavoro rispettivi, e poi tutti i componenti al loro interno ne richiameranno automaticamente le proprietà.

Come si è detto il pistone interagisce nello stesso momento con due fluidi diversi, ecco perché ogni cilindro è stato diviso in due sottomodelli, uno che interagisce con l'olio e che è presente nel modello oil, uno che interagisce con l'acqua ed è presente nel modello water.

I modelli oil e water interagiscono attraverso 3 flange traslazionali presenti su ognuno di essi, queste conetteranno rigidamente la parte di cilindro a contatto con l'olio con quella a contatto con l'acqua, per ognuno dei 3 cilindri.

### 4.5.1 Connettore flangia traslazionale

I connettori, nel paradigma di modellazione proprio del linguaggio Modelica, specificano l'interazione tra i componenti. Un connettore contiene tutte le quantità necessarie a descrivere un' interazione. Per una connessione di tipo elettrico, ad esempio il connettore rappresentato da un PIN elettrico, sarà caratterizzato dall'intensità della corrente ed il voltaggio.

La connessione tra due PIN determinerà la nascita di due equazioni di bilancio, i voltaggi dei due connettori verranno eguagliati, mentre le correnti entreranno in un'equazione di bilancio.

Le linee di connessione fra i connettori definiscono poi gli accoppiamenti fra i sottosistemi. Esse possono essere dirette o indirette e rappresentano delle connessioni fisiche fra componenti come ad esempio cavi elettrici, connessioni meccaniche rigide, flussi di calore o flussi di fluidi.

Quando un connettore è collegato ad un altro connettore dello stesso tipo sono eguagliate le variabili che esso trasporta.

I connettori in verde rappresentano delle flange traslazionali specifiche per sistemi meccanici traslazionali 1D.

Le variabili di questo connettore sono :

- $s$ : Posizione assoluta della flangia in [m]. Una traslazione positiva significa che la flangia viene traslato lungo l'asse della flangia.
- $f$ : Forza di taglio in direzione dell'asse di flangia in [N].

Unire due elementi che presentano queste flange significa vincolarli rigidamente tra di loro.



**Figura 4.3 Connettore flangia traslazionale**

### 4.6 Fluidi di lavoro

In un sistema idraulico il fluido è necessario per trasportare energia. Come una corda che può trasmettere solo una forza di trazione un fluido di lavoro può trasmettere solo pressione positiva. Nella libreria questo effetto è descritto nella modellazione dei componenti, ad esempio una pompa si ferma se la pressione di aspirazione è troppo bassa.

Esistono diverse proprietà di un fluido che possono richiedere una modellazione accurata, ecco perché, nel componente Oil che definisce le proprietà del liquido di lavoro possono essere settate le caratteristiche che gestiscono i vari parametri del fluido di lavoro (temperatura di lavoro, pressione di vapore, viscosità cinematica, viscosità dinamica, modulo di comprimibilità, densità, pressione di saturazione)

La più importante caratteristica per il controllo di sistemi idraulici ad altissima pressione è l'effetto della comprimibilità del liquido, tale parametro è caratterizzato dal modulo di comprimibilità che definisce la capacità della stessa di resistere ad una forza di compressione uniforme. È definito come l'incremento di pressione necessario a causare un relativo decremento di volume secondo la relazione:

$$\beta_e = \frac{V \cdot \Delta P}{\Delta V} [Pa]$$

Nella maggior parte delle applicazioni idrauliche gli effetti della comprimibilità dei fluidi vengono trascurati: essendo le pressioni in gioco basse, i fluidi si possono sostanzialmente considerare incomprimibili. Tuttavia, nella nostra

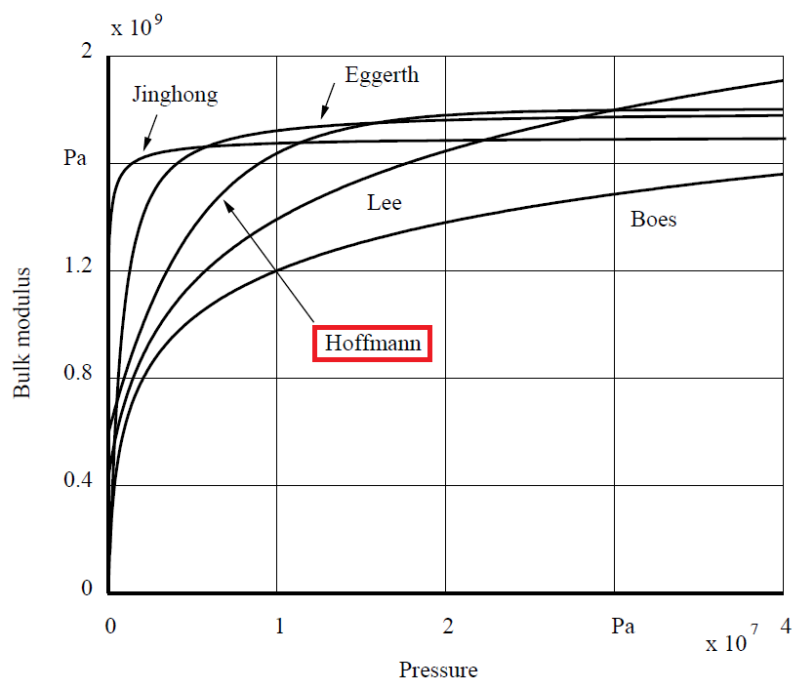
applicazione, le pressioni in gioco sono molto alte (fino a 200 bar lato olio, fino a 4000 bar lato acqua) e pertanto è importante che gli effetti della comprimibilità siano modellati.

### 4.6.1 Olio minerale

Esistono vari modelli che caratterizzano la comprimibilità di un fluido, nella libreria Hydraulics, viene utilizzato il modello di Hoffmann [21] che prevede che il modulo di comprimibilità sia solo funzione della pressione in base alla formula:

$$\beta_e(P) = \beta_{max}(1 - e^{-0.4 - P \cdot 2 \cdot 10^7})$$

Come vediamo nella Figura 4.4 vengono confrontati vari i vari modelli che gestiscono la comprimibilità di un fluido, notiamo che nel range delle nostre pressioni di lavoro (125÷200 bar) le varie leggi hanno un comportamento quasi equivalente.



**Figura 4.4 Confronto di modelli che vari modelli che caratterizzano la comprimibilità di un fluido [21]**

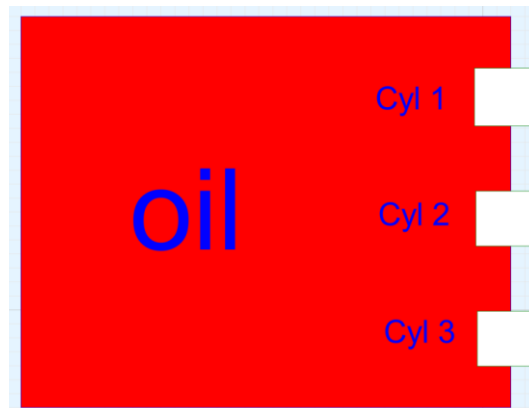
All'interno della libreria Hydraulics sono presenti i parametri dei più comuni oli utilizzati in impianti idraulici di potenza, troviamo infatti l'olio denominato Oil\_ISO\_VG\_68\_MOBIL\_DTE\_26 che fa riferimento all'olio con viscosità ISO VG a 40°C di 68 che è quello di nostro interesse [6].

#### 4.6.2 Acqua

La libreria Hydraulics mette a disposizione anche un modello di acqua comprimibile con le relative funzioni che ne gestiscono i parametri. Per questo fluido viene utilizzato una funzione lineare di calcolo del modulo di comprimibilità basata su valori sperimentali. La formula è del tipo:

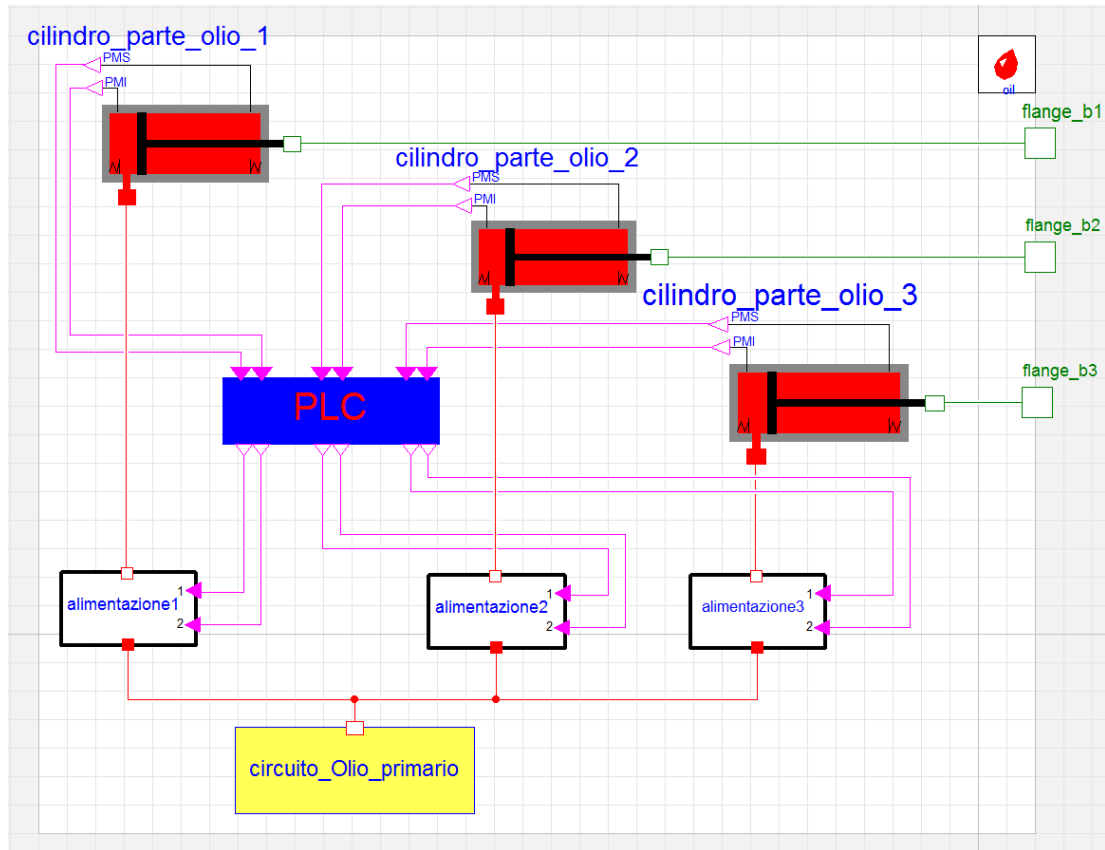
$$\beta_e = \alpha_0 + P \cdot \beta_0 \quad [Pa]$$

## 4.7 Modello oil



**Figura 4.5 Icona modello "Oil"**

Il modello oil la cui icona è raffigurata nella Figura 4.5 ,contiene al suo interno vari componenti che modellano la parte dell'impianto che funziona ad olio. Nella Figura 4.6 dove viene mostrato il diagramma del modello vediamo infatti che è definito l'oggetto oil (in alto a destra) che definisce le proprietà dell'olio minerale a cui tutti le sottostrutture faranno riferimento.



**Figura 4.6 Diagramma modello "Oil"**

Il modello possiede tre connettori esterni di tipo traslazionale che lo conetteranno al modello water.

Il modello contiene i seguenti componenti che verranno approfonditi nei paragrafi successivi:

- cilindro\_parte\_olio: modello che rappresenta la parte del cilindro che funziona a contatto con l'olio, quindi conterrà la camera primaria e secondaria dell'olio.
- alimentazione: modello che schematizza il gruppo valvole che gestisce l'alimentazione dei cilindri secondo lo stesso schema visto nel capitolo 3.
- circuito\_Olio\_primario: modello che contiene la maggior parte dei componenti del circuito dell'olio escluso i componenti presenti nelle due strutture precedenti.
- PLC: componente che modella il controllore PLC della macchina

Si noti, come nella macchina reale ogni cilindro è collegato al circuito di alimentazione rispettivo, e questi sono collegati al resto del circuito dell'olio come rappresentato nel diagramma.

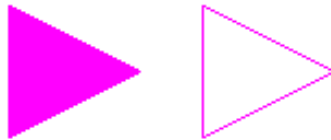
Le connessioni in rosso sono appunto interazioni di tipo idraulico che connettono i connettori Port\_A, Port\_B che trasmettono le variabili idrauliche pressione e portata.



**Figura 4.7 Connettori idraulici**

Le connessioni in viola che connettono i tre cilindri al PLC e poi il PLC ai circuiti di alimentazione sono connessioni di tipo Booleano.

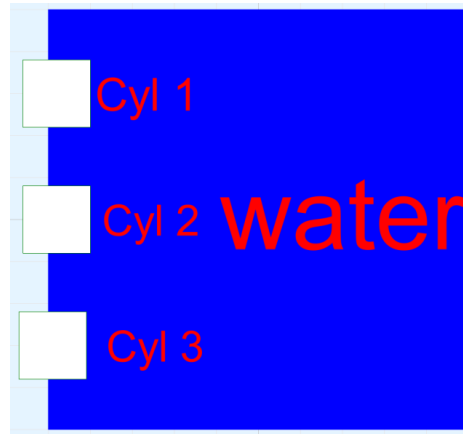
Questi connettori trasmettono i segnali dei proxymitor presenti nei cilindri al PLC che poi trasmetterà al circuito di alimentazione i segnali di comando delle valvole.



**Figura 4.8 Connettori Booleani**



## 4.8 Modello water



**Figura 4.9 Icona modello "Water"**

Il modello water la cui icona è raffigurata nella Figura 4.9, contiene al suo interno vari componenti che modellano la parte dell'impianto che funziona con il fluido acqua. Nella Figura 4.10 dove viene mostrato il diagramma del modello vediamo definito in alto a destra l'oggetto oil al cui interno è stato definito il fluido acqua sfruttando i parametri presenti nella libreria Hydraulics "cold water model with linear compressibility".

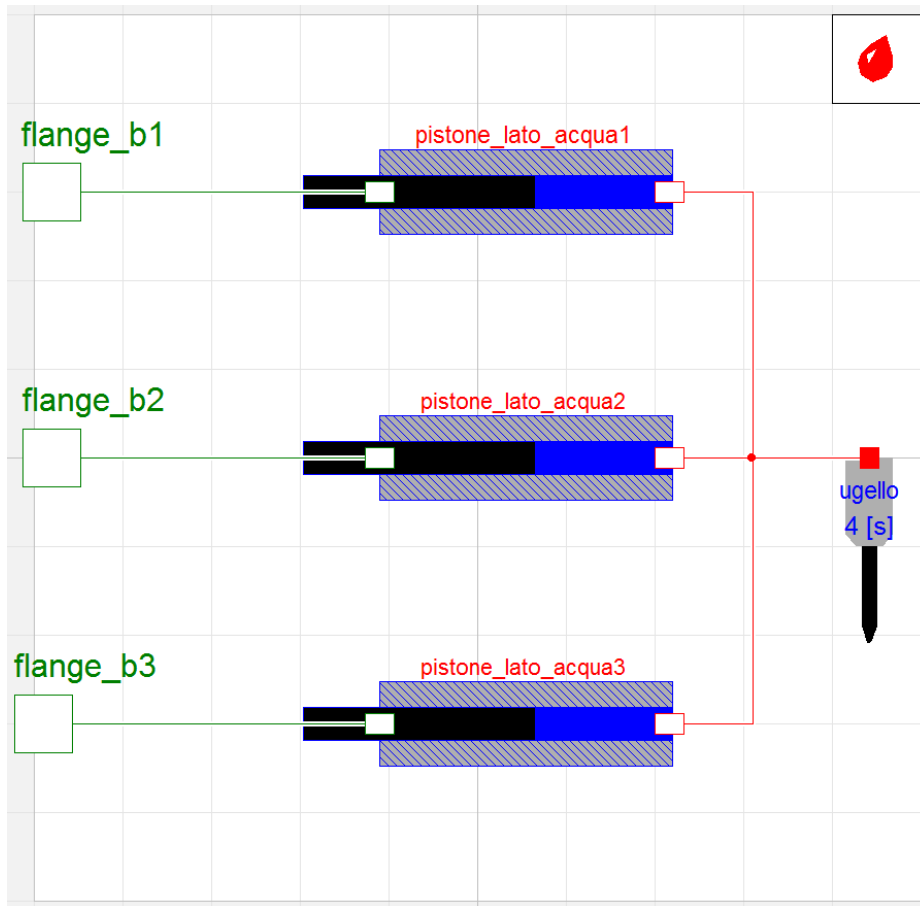


Figura 4.10 Diagramma modello "Water"

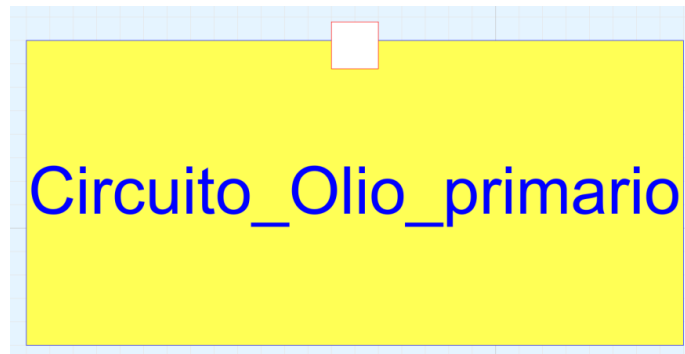
Come nel modello oil anche qui sono presenti tre connettori esterni di tipo traslazionale, questi saranno connessi alla parte dei cilindri che è a contatto con l'acqua.

I componenti presenti in questo modello sono:

- pistone\_lato\_acqua: componente che modella la parte di cilindro che interagisce con l'acqua comprese la valvola di alta pressione.
- ugello 4[s]: componente che modella l'ugello e la valvola a spillo.

Oltre alla connessione traslazionale presente tra le flange e i pistoni, è presente la connessione di tipo idraulica tra i pistoni e l'ugello.

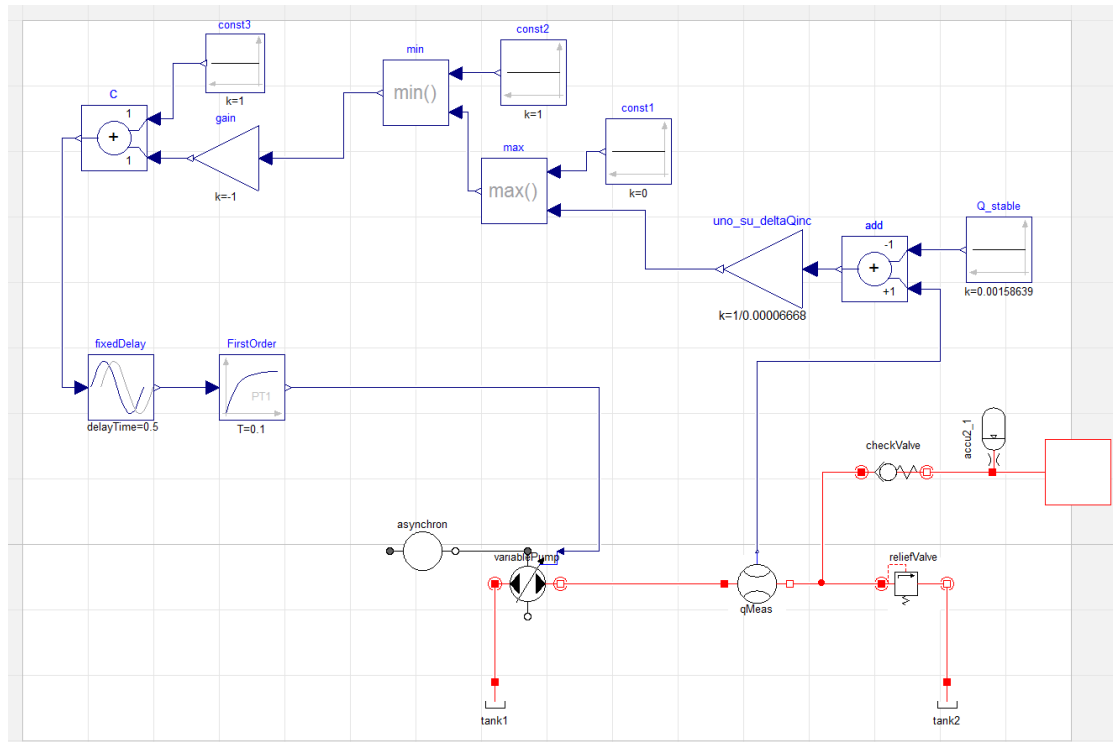
#### 4.9 Circuito primario dell'olio



**Figura 4.11** Icona modello "Circuito olio primario"

Il modello la cui icona è raffigurata in Figura 4.11 contiene al suo interno la maggior parte dei componenti del circuito dell'olio, si riporta in Figura 4.12 il diagramma del modello.

Questo modello è caratterizzato dalla presenza di un solo connettore esterno di tipo idraulico.



**Figura 4.12 Diagramma modello "Circuito olio primario"**

Si noti, che coerentemente allo schema del circuito dell'olio reale, (Figura 3.1) sono presenti in questo modello i seguenti elementi idraulici:

- tank1, tank2 : componenti che modellano il serbatoio dell'olio.
- asynchron: componente che modella il motore asincrono
- variablePump: componente che modella la pompa a cilindrata variabile
- reliefValve: componente che modella la valvola di massima pressione
- checkValve: componente che modella la valvola di ritegno
- accu2\_1: componente che modella l'accumulatore dell'olio

Le connessioni in rosso sono di tipo idraulico, pertanto le variabili di stato ad esse associate sono pressione e portata. La connessione presente tra il motore asincrono (asynchron) e la pompa (variablePump), raffigurata in grigio, è una connessione tra flange rotazionali, che trasmette le variabili di angolo e coppia, vincolando quindi la rotazione del motore a quella della pompa.

I blocchi presenti nella parte superiore dello schema costituiscono il circuito di regolazione della cilindrata, questi elementi sono contornati di colore blu, in

quanto, nella veste grafica della libreria standard Modelica, il blu identifica i segnali di tipo Real, che rappresentano numeri reali senza un significato fisico specifico.

### **Tank**

Componente presente nella libreria Hydraulics.Pumps che modella un serbatoio con una pressione di precario, il parametro di nostro interesse che viene modificato in tale componente è:

- ppreload = 1,01325 [bar], che indica la pressione di carico del serbatoio dell'olio che nella macchina waterjet è a pressione atmosferica.

### **Asynchron**

Componente presente nella libreria Hydraulics.Pumps.Actuators che modella un motore elettrico asincrono. Questo modello assume una tensione alimentazione sinusoidale simmetrica a tre fasi ed una coppia costante.

I parametri d'interesse che vengono modificati in questo componente compatibilmente con i dati tecnici del motore descritti nel paragrafo 3.5 sono:

- $w_0=1475$  [rpm] , velocità angolare motore
- $peaktorque= 585$  [N·m] , coppia motore
- $J=1,35$  [kg · m<sup>2</sup>], momento d'inerzia motore

### **ReliefValve**

Componente presente nella libreria Hydraulics.Valves, che modella una valvola di massima apertura, la portata dipende dalla differenza di pressione  $\Delta P$  tra le due sue porte idrauliche.

Per pressioni inferiori al limite "p\_closed" la portata attraverso la valvola è solo quella di leakage:

$$Q = \Delta P \cdot GLeak$$

Per pressioni superiori al limite "  $p_{open}$  " la portata attraverso la valvola è:

$$Q = \Delta P \cdot G_{Open}$$

I parametri di nostro interesse da modificare in questo modello sono appunto queste due pressioni limite.

Nella macchina reale tuttavia il valore di  $p_{closed}$  è un parametro modificabile, dato che dipende dalla regolazione della manopola presente sulla valvola.

Il parametro  $p_{open}$  invece viene settato come la pressione  $p_{closed}$  sommata ad un valore  $\Delta P$  di 1 bar

Come valore predefinito viene scelta la pressione di lavoro a cui sono state svolte le prove sperimentali in questo lavoro di tesi.

- $p_{closed} = 185$  [bar]
- $p_{open} = p_{closed} + 1$  [bar]

E' inoltre possibile settare i valori della conduttanza idraulica  $G_{Leak}$   $G_{Open}$ , vengono tuttavia lasciati quelli predefiniti impostati nella libreria che sostanzialmente forniscono una resistenza infinita quando la valvola è chiusa (cioè non si ha leakage), e non oppongono resistenza quando la valvola è completamente aperta.

### **CheckValve**

Componente presente nella libreria Hydraulics.Valves che modella una valvola di ritegno caricata a molla con moto laminare o turbolento. Come per la valvola di ritegno la portata dipende dalla differenza di pressione  $\Delta P$  tra le due sue porte idrauliche.

I parametri di nostro interesse modificati compatibilmente con i dati tecnici della valvola sono

- $p_{closed} = 0,3$  [bar]  $\Delta P$  al quale la valvola incomincia ad aprirsi.
- $p_{open} = 1,3$  [bar]  $\Delta P$  al quale la valvola è completamente aperta.
- $diameter = 0,0254$  [m] diametro di passaggio del fluido.

### **Accu2**

Componente presente nella libreria Hydraulics.Volumes che modella un accumulatore idro-pneumatico a sacca di gas con una valvola nella porta d'ingresso.

Nella libreria Hydraulics.Volumes sono presenti due modelli di accumulatori idro-pneumatici il modello accu2 è il più accurato perché non considera il gas presente nell'accumulatore come un gas ideale.

L'olio fluisce dentro l'accumulatore se nella porta d'ingresso dell'accumulatore è presente una pressione maggiore di quella di precarico del gas, altrimenti l'olio fluisce nel verso opposto.

I parametri del nostro accumulatore sono:

- volume nominale accumulatore = 10 [l]
- pressione di precarico gas = 110 [bar]

Tuttavia la pressione di precarico non è un parametro direttamente inseribile nel modello.

Essendo questo un modello molto elaborato che si basa sulla equazione di conservazione dell'energia per il gas all'interno della sacca, sarà necessario in base al tipo di gas presente nel accumulatore, e alla pressione di precarico, ricavare i relativi parametri necessari al modello.

Dymola fornisce una routine matlab (bbp.m bbvs.m) per il calcolo di tali parametri. All'interno di tale routine sono presenti le costanti relative all'azoto, quindi una volta impostata la pressione di precarico del valore di 110 bar, e il volume dell'accumulatore si ricavano i parametri da inserire nel modello accu2.

I parametri inseriti sono:

- AccVol= 10 [l] m volume accumulatore
- GasVol\_T0= 9,825 [l] volume del gas al tempo t=0
- gm= 1,7 [kg] massa gas
- CvBar= valore medio del calore specifico a volume costante

All'interno del modello è inoltre possibile settare i parametri relativi alla valvola all'ingresso dell'accumulatore, facendo riferimento ai dati di targa dell'accumulatore si imposta:

- $q_{nom}=90$  [l/min] portata nominale della valvola
- $dp_{nom}=10$  [bar] caduta di pressione sulla valvola alla pressione nominale

### **VariablePump**

Componente presente nella libreria Hydraulics.Pumps, che modella una pompa a cilindrata variabile con la possibilità di impostare il rendimento volumetrico.

Questo strumento presenta tre connettori, due idraulici che modellano la porta di aspirazione e di mandata della pompa, uno di tipo reale (freccia blu) che rappresenta l'ingresso di controllo della cilindrata.

Per valori reali maggiori di 1, la cilindrata è massima, per valori inferiori a 0, la cilindrata è nulla, per valori intermedi la cilindrata varia linearmente tra 0 e 1.

I parametri di nostro interesse che vengono modificati compatibilmente con i dati tecnici della pompa sono:

- $D_{pump}= 0.071$  [l] cilindrata per rivoluzione
- $J= 0,0083$  [kg · m<sup>2</sup>] momento d'inerzia
- $G_{int}:0,0357$  [l/(min·bar)] conduttanza idraulica del leakage interno della pompa

Il valore della conduttanza idraulica  $G_{int}$  rappresenta la perdita di carico causata dal rendimento volumetrico della pompa, questo valore è stato estratto dalla curva caratteristica della pompa (Figura 3.8).

Dalla curva caratteristica vediamo che tra la pressione minima e massima si ha un decremento di portata pari a 10 l/min quindi:

$$G_{int} = \frac{\Delta Q}{\Delta P} = \frac{10 \text{ [l/min]}}{280 \text{ [bar]}} = 0,0357 \text{ [l/(min · bar)]}$$



### **Circuito di regolazione**

Il regolatore di portata discusso nel paragrafo 3.6, utilizza la differenza di pressione che si crea a cavallo di uno strozzatore per regolare attraverso una servo-pressione una valvola a controllo idraulico.

Il fine di questo circuito è controllare la portata passante a valle della pompa e mantenerla il più possibile costante, ricordiamo infatti che a causa rendimento volumetrico della pompa, a pari cilindrata, la portata cambia in base alla pressione resistente.

Vista la complessità di tale circuito, per non appesantire il modello, si adotta un'alternativa di comodo che prevede l'utilizzo dello strumento QMeas presente nella libreria Hydraulics atto a misurare la portata che lo attraversa (senza opporre resistenza idraulica).

QMeas ha quindi un output reale (freccia in blu) che indica la porta passante attraverso i suoi due connettori idraulici.

I blocchi in cascata a Qmeans implementano una funzione che, a partire dalla misura di portata in QMeans, producono in output un valore compreso tra 0 ed 1 che viene utilizzato in ingresso alla pompa per regolare la portata.

Il valore di portata obiettivo è stato individuato nella curva caratteristica della pompa (Figura 3.8) (che rappresenta la curva a cilindrata massima) nelle condizioni di pressione massima di utilizzo della pompa (280 bar).

$$Q_{stable} = 0.00158639 \text{ [m}^3\text{/s]} = 95,1834 \text{ [l/min]}$$

A causa di un abbassamento della pressione di esercizio, a pari cilindrata, la portata aumenta (Figura 3.8) ecco quindi che entra in gioco la regolazione di cilindrata che cerca di mantenere la porta costante.

Il regolatore agisce progressivamente per abbassare la cilindrata quando il valore di portata  $Q_{stable}$  viene superato.

Nel circuito reale la portata uscente dalla pompa che annulla la cilindrata è quella che crea una perdita incrementale di pressione a cavallo dello strozzatore di 1 bar, sarà quindi necessario ricavare un valore massimo di portata oltre il quale la funzione manderà la cilindrata a zero.

Non disponendo della scheda tecnica dello strozzatore regolabile presente nel circuito, si è fatto riferimento ad una scheda tecnica di uno strozzatore commerciale che opera alle stesse portate nominali.

Avendo il grafico della curva caratteristica P-Q dello strozzatore si è preso un valore incrementale di portata che crea una perdita di pressione di 1 bar, è stato scelto:

$$\Delta Q_{inc} = 0,00006668 \text{ [m}^3/\text{s]} = 4 \text{ [l/min]}$$

Aggiungendo questo valore incrementale di portata alla  $Q_{stable}$  è stata quindi ricavata la  $Q_{max}$  oltre il quale il regolatore manderà a zero la cilindrata della pompa.

$$Q_{max} = 0.00165307 \text{ [m}^3/\text{s]} = 99,1834 \text{ [l/min]}$$

Definendo C il parametro reale cilindrata tra 0 e 1, dove 1 vuol dire cilindrata massima e 0 cilindrata nulla, la funzione che esprime la variabilità di C in base alla portata può essere espresso come:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q \leq Q_{stable} \\ Q_{stable} < Q < Q_{max} \\ Q \geq Q_{max} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} C = 1 \\ C = 1 - \frac{1}{Q_{max} - Q_{stable}} \cdot (Q - Q_{stable}) \\ C = 0 \end{array}$$

La funzione  $C=f(Q)$  avrà quindi questo andamento;

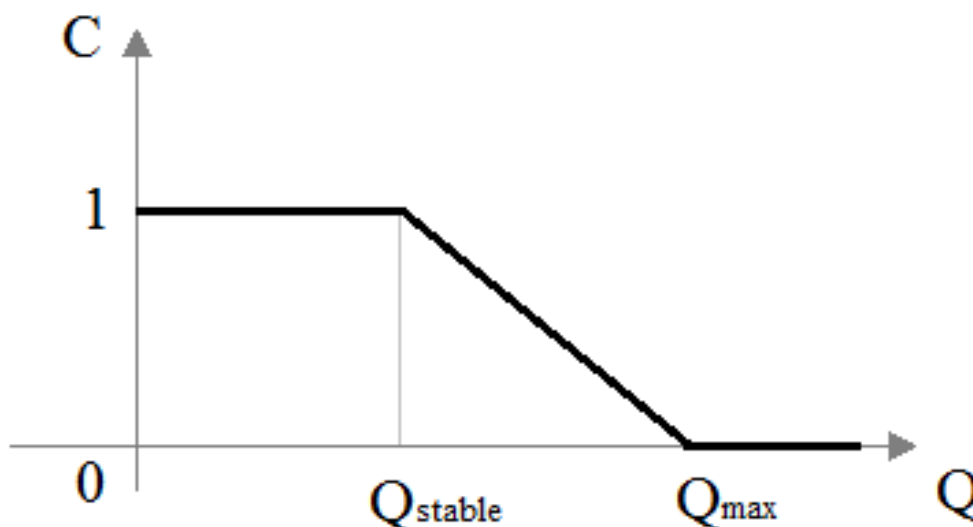


Figura 4.13 Andamento della cilindrata in funzione della portata

Lo schema a blocchi in blu che parte dal sensore  $Q_{meas}$  e arriva alla pompa deve implementare la funzione descritta.

Lo schema a blocchi nella Figura 4.14 prende in ingresso (punto A) il valore di portata da  $Q_{meas}$ , in uscita (punto B) da il valore di  $C$  coerentemente con la funzione definita in precedenza.

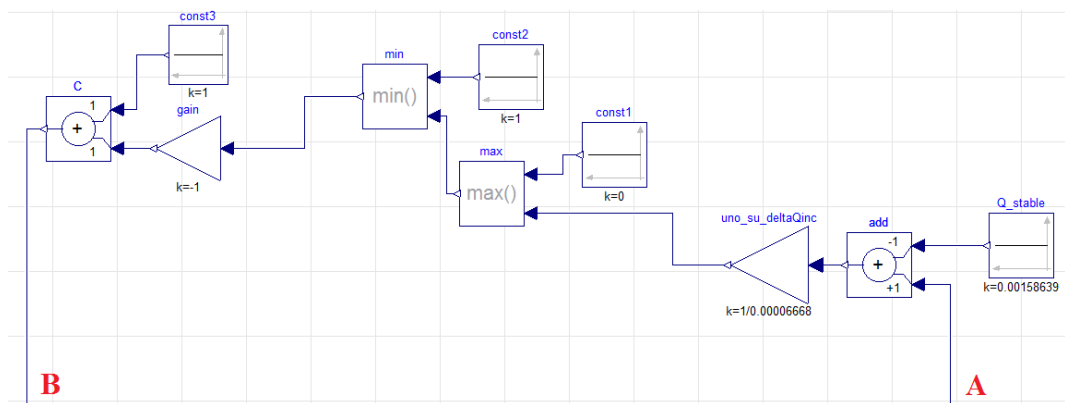


Figura 4.14 Schema a blocchi della regolazione cilindrata

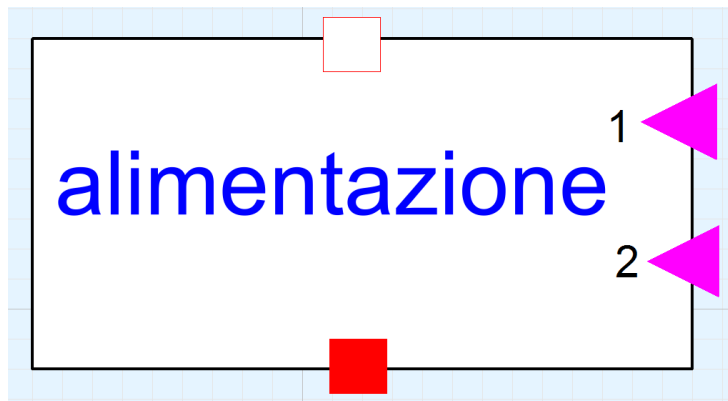
A valle del blocco C sono stati aggiunti due elementi "Delay" (vedi Figura 4.12), che simulano il tempo di risposta del sistema di regolazione, ricordiamo

infatti che la regolazione della cilindrata ha dei tempi specifici di reazione (paragrafo 3.6), in particolare (vedi Figura 3.19) erano tabulati i tempi di regolazione dalle condizioni di massima a minima cilindrata, e viceversa.

Vengono utilizzati due blocchi tarati opportunamente per simulare questo fenomeno:

- FixedDelay: blocco che impone un delay di tempo al segnale reale in output rispetto all'input.
- FirstOrder: blocco che impone che una funzione di trasferimento del primo ordine tra il segnale in input e quello in output.

### 4.10 Valvole di alimentazione pistoni



**Figura 4.15 Icona modello "Alimentazione"**

Il modello la cui icona è raffigurata in Figura 4.15 contiene al suo interno il sottocircuito di alimentazione dei cilindri compatibilmente con quanto discusso 3.10.2

Nel modello completo sono presenti tre di queste strutture, una per ogni cilindro.

Questo sottomodello è caratterizzato da due connettori idraulici, la porta di ingresso è connessa al circuito primario dell'olio, quella in uscita è connessa al cilindro.

## Capitolo 4. Modellazione della macchina

Sono inoltre presenti due connettori di tipo booleano che introdurranno all'interno del modello i segnali derivanti dal PLC per la gestione dell'azionamento delle valvole.

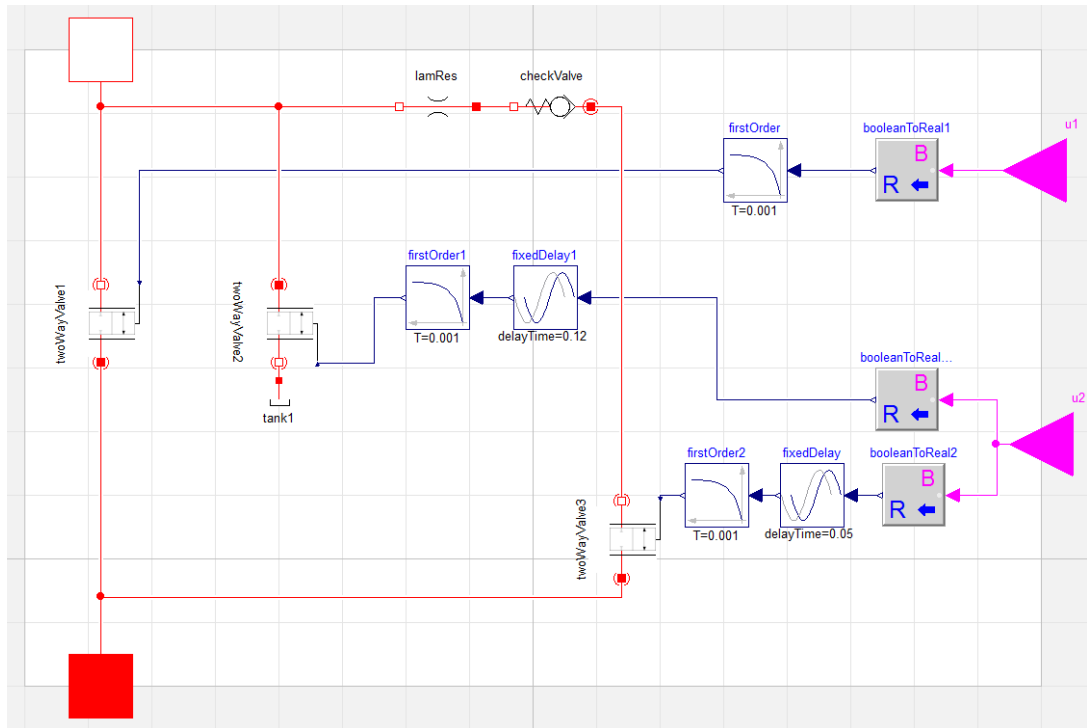


Figura 4.16 Diagramma modello "Alimentazione"

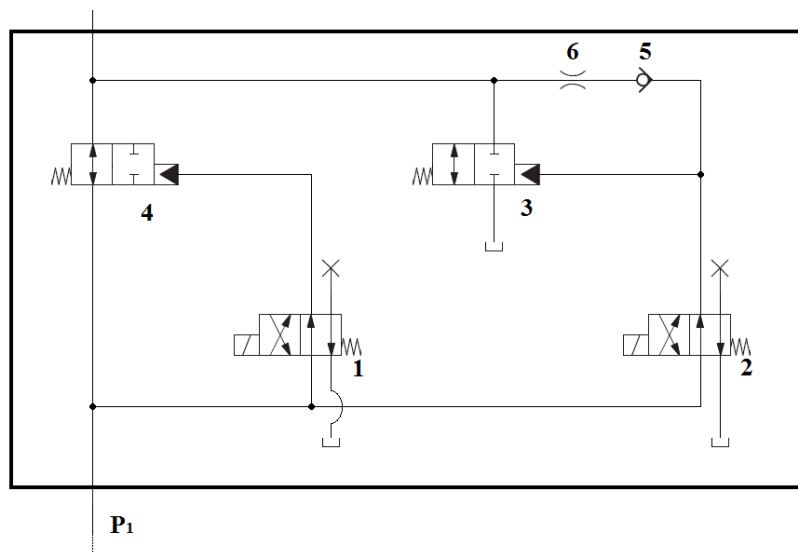


Figura 4.17 Schema idraulico del circuito di alimentazione dei cilindri

Nella Figura 4.16 viene riportato il diagramma di questo modello, si noti che compatibilmente con lo schema idraulico di questo circuito che viene riproposto in Figura 4.17 vengono riportati tutti gli elementi presenti, eccezion fatta per la valvola di controllo direzione 2 posizioni 4 vie (elemento (1)).

Gli elementi idraulici presenti nel modello, sono quindi le tre valvole (twoWayValve), la valvola di ritegno (checkValve), lo strozzatore (lamRes) ed il collegamento al serbatoio dell'olio (tank1).

Il modello delle tre valvole (come verrà discusso successivamente) ha bisogno in ingresso di una variabile reale che la comandi, ecco perché il modello necessita di un blocco convertitore booleano-reale (booleanToReal) che trasformi la variabile booleana in ingresso in una reale. Sono presenti poi dei blocchi reali (fixedDelay e firstOrder) la cui utilità verrà spiegata successivamente.

### **Semplificazioni**

La mancanza nel modello della valvola (1), che ricordiamo essere controllata dal PLC, è una semplificazione dettata dalla poca importanza che ha tale valvola ha all'interno di questo circuito. Infatti la sua utilità è semplicemente quella di consentire o negare il passaggio di liquido e pertanto della pressione ( $P_1$ ) al circuito di alimentazione al fine di comandare idraulicamente la valvola a cartuccia (4).

Il PLC agisce per comandare la valvola (1) che a sua volta comanda la valvola (4).

Essendo la portata passante per questa valvola minima e utile solo al controllo della valvola (4), si sceglie di non modellare tale elemento, e controllare la valvola (4) direttamente con il comando booleano del PLC che avrebbe controllato la valvola eliminata.

L'altra semplificazione fatta in questo modello riguarda la valvola (2). Anche questa come la valvola (1) controlla idraulicamente la valvola a cartuccia (3), nel momento in cui viene commutata la valvola (2) si ha anche il cambiamento di posizione della valvola (3).

Analogamente a quanto svolto prima, si semplifica il circuito comandando direttamente con una variabile booleana la valvola (3), tuttavia in questo caso la valvola (2) non potrà essere eliminata dato che attraverso essa passa una portata che uscirà poi dal circuito (cosa che non succedeva per la valvola (1)).

A causa delle considerazioni appena fatte, non servirà più che la valvola (2) sia modellata come una valvola a 4 vie, dato che due di queste vie servono soltanto al controllo della valvola (3).

Sarà possibile quindi modellare la valvola (2) come una semplice valvola 2 posizioni 2 vie, cioè una valvola che in una posizione consenti flusso, nell'altra lo blocchi.

Anche il funzionamento delle due valvole a cartuccia (3) e (4) è analogo ad una valvola 2 posizioni 2 vie, dato che il loro compito è quello di consentire o non consentire il passaggio del fluido.

Nel modello quindi tutte e tre le valvole saranno modellate con la stessa valvola 2 posizioni 2 vie (elemento `twoWayValve`)

Analizziamo ora gli elementi che compongono questo modello.

### **Valvola `twoWayValve`**

Componente presente nella libreria `Hydraulics.Valves` che modella una valvola a due vie di tipo on-off azionata tramite una bobina elettrica.

Questa valvola possiede oltre ad i due connettori idraulici un connettore di tipo reale. Questo connettore permette il controllo della commutazione della valvola. Per valori reali maggiori o uguali di 1 la valvola è completamente aperta, per valori minori o uguali di 0 è completamente chiusa, per valori intermedi il valore di apertura è lineare tra 0 e 1.

Nonostante sia possibile impostare un leakage nelle condizioni di chiusura, viene trascurato questo effetto per la poca importanza ai fini della modellazione.

Sono presenti inoltre dei parametri per controllare la dinamica dell'azionamento della valvola che avviene attraverso la bobina elettrica. Questi parametri

andranno ad influenzare il tempo di risposta della commutazione della valvola rispetto al segnale che la comando.

Come vedremo del capitolo successivo, nelle prove sperimentali si avrà a disposizione i segnali delle corse dei cilindri, grazie a questi segnali è stato possibile calcolare con precisione i tempi di risposta delle valvole che determinano il cambio di fase del movimento dei pistoni.

Avendo a disposizione queste informazioni, è stata modellata la dinamica della commutazione delle valvole, non attraverso la modifica dei parametri del modello della valvola, ma imponendo un ritardo nel segnale di comando.

La scelta è stata inoltre dettata dal fatto che per le valvole a cartuccia non è possibile determinare con precisione i tempi dell'azionamento idraulico.

Vediamo nello schema in Figura 4.16 che il segnale di comando proveniente dal PLC dopo essere passato per il convertitore booleano-reale passa attraverso un blocco `fixedDelay` che applica appunto un delay temporale nel segnale.

I segnali passano anche attraverso un blocco `firstOrder` che applica tra il segnale di ingresso e uscita una funzione di trasferimento del primo ordine. Questo perché c'è la necessità di non dare in ingresso alle strutture `twoWayValve` un segnale a scalino, che potrebbe creare problemi a livello computazionale, si usa comunque una costante di tempo molto bassa che non influenza la dinamica della valvola.

I parametri di nostro interesse che vengono modificati in queste tre strutture compatibilmente con i dati tecnici delle valvole sono:

- `twoWayValve1` , `twoWayValve2`
  - `qnom` = 215 [l/min]
  - `dpnom` = 3,5 [bar]
- `twoWayValve3`
  - `qnom` = 60 [l/min]
  - `dpnom` = 13,5 [bar]

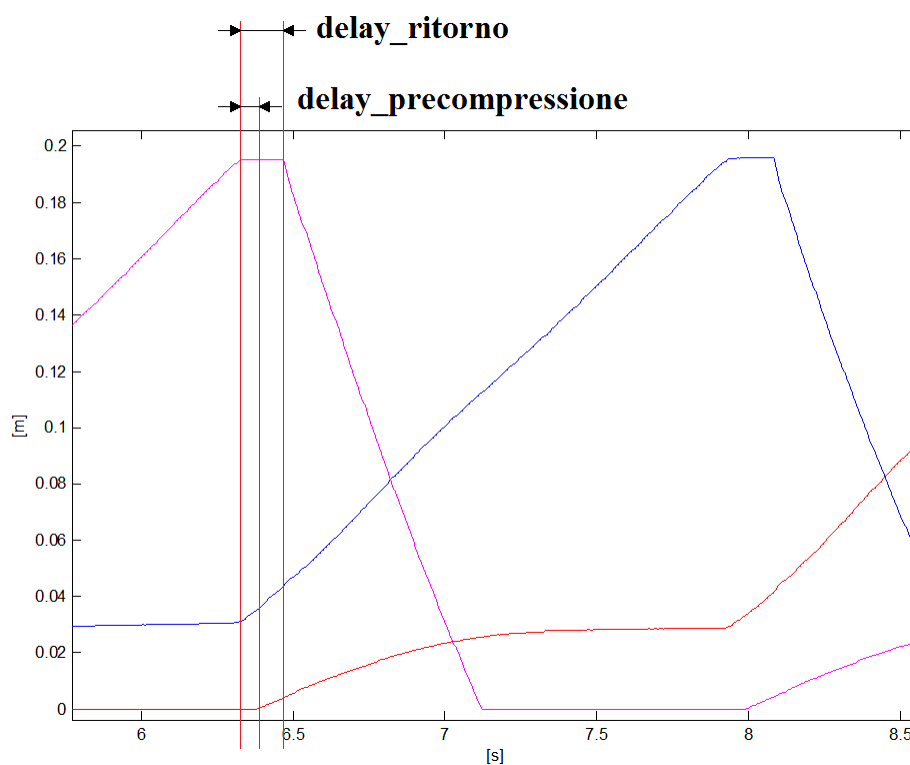


### Determinazione del ritardo di azionamento delle valvole

In questo paragrafo si descrive come si sono determinati i delay temporali che simulano i tempi di risposta delle valvole presenti in questo circuito.

In Figura 4.18 sono rappresentati i segnali reali delle corse dei pistoni derivanti dalle prove sperimentali descritte nel successivo capitolo 5, ogni pistone viene rappresentato in un colore diverso.

Ricordiamo che il PLC invia il segnale per la commutazione delle valvole nel momento in cui il proxymitor del pistone in compressione segnala l'arrivo dello stesso al PMS. Da questo momento in poi è possibile calcolare il tempo di reazione delle valvole (e comunque del circuito idraulico).



**Figura 4.18** Segnali reali delle corse dei pistoni derivanti dalle prove sperimentali; individuazione tempi di reazione delle valvole

Come si vede in figura, nel momento in cui il pistone in compressione tocca il PMS, senza evidente ritardo il pistone che era in precompressione inizia la

compressione. Di conseguenza, rispetto al segnale del proxymitor, non si ha delay temporale per l'entrata in compressione.

Il pistone che era al PMI prima di entrare nella fase di precompressione subisce un ritardo definito `delay_precompressione`.

Il pistone posizionato al PMS prima di iniziare la fase di ritorno rimane al PMS per un tempo definito `delay_ritorno`.

Dalle prove sperimentali si potrà disporre di più segnali delle corse dei pistoni; facendo la media dei delay ricavati da queste corse, si ottengono i seguenti valori:

- `delay_precompressione = 0,05 [s]`
- `delay_ritorno = 0,12 [s]`

Come vediamo nello schema in Figura 4.16 questi valori vengono opportunamente impostati nei blocchi `fixedDelay` delle rispettive valvole. Notiamo in particolare che la valvola (4) attraverso la quale fluisce la portata della fase di compressione non ha un `fixedDelay` appunto perché questa fase non ha ritardo rispetto al comando derivante dal PLC.

### **CheckValve**

La valvola di ritegno presente in questo circuito, è di particolare importanza dato che è l'elemento idraulico che genera la perdita di pressione di 5 bar utile durante la precompressione.

La molla di tale valvola sarà tarata in modo da aprirsi soltanto quando è presente un  $\Delta P$  di 5 bar.

I parametri modificati sono:

- `pclosed = 5[bar]`  $\Delta P$  al quale la valvola incomincia ad aprirsi.
- `popen = 6 [bar]`  $\Delta P$  al quale la valvola è completamente aperta.
- `diameter=0.0254 [m]` diametro di passaggio del fluido.

### **LamRes**

Componente presente nella libreria Hydraulics.Restrictions che modella una resistenza idraulica.

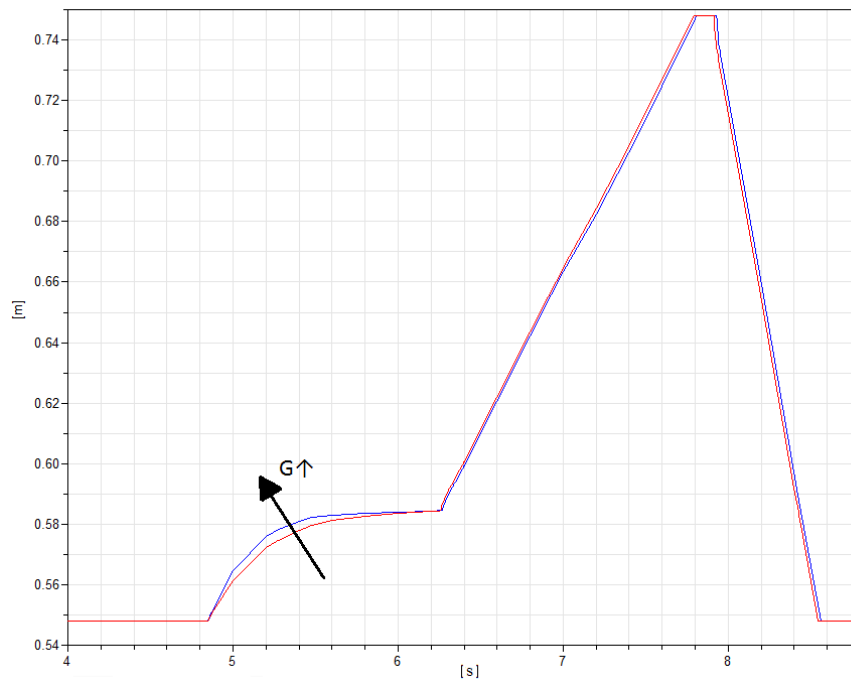
L'unico parametro di nostro interesse è la conduttanza idraulica  $G$ , tuttavia non avendo i dati tecnici dello strozzatore, è stato necessario ricavare questo parametro dai dati sperimentali.

Ricordiamo che il flusso che passa attraverso questa resistenza idraulica, è quello che riempie il cilindro durante la fase di precompressione.

Lo scopo di questo elemento è aumentare la conduttanza idraulica di questo tratto di circuito al fine di ridurre la velocità di riempimento del cilindro in precompressione. Questo serve a dare la priorità di portata al cilindro che sta comprimendo, per evitare di avere un calo di pressione eccessivo nel pistone in compressione (ciò influirebbe negativamente sul segnale di pressione dell'acqua).

In Figura 4.19 vediamo la differenza che si viene a creare andando a modificare questo parametro.

I risultati riportati sono i segnali della corsa di un pistone ricavati dalla simulazione del modello durante le tre fasi di movimento. In particolare vediamo che la curva in blu ha un valore di conduttanza più elevato rispetto a quello in rosso, per questo motivo il pistone avrà una risposta più veloce nel raggiungere la fase di equilibrio che si crea durante la precompressione.



**Figura 4.19 Effetto della variazione del parametro conduttanza idraulica sul segnale di corsa simulato**

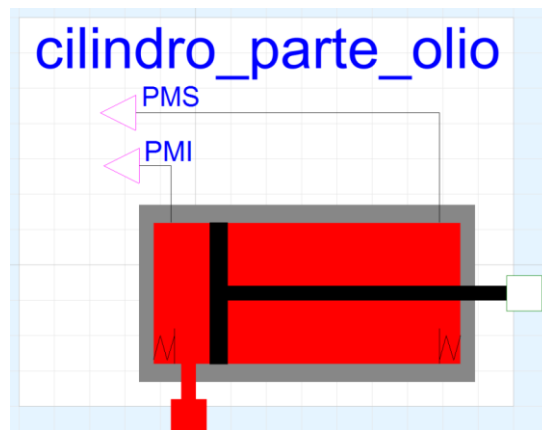
Si noti che il valore di corsa al quale si raggiunge l'equilibrio è lo stesso, pertanto è conveniente limitare la richiesta di portata di questo pistone a favore del pistone in fase di compressione.

A seguito di una taratura effettuata considerando i segnali di corsa reali si sceglie:

- $G = 0.4 \text{ [l/(min}\cdot\text{bar)]}$

valore che verrà impostato come parametro del modello lamRes.

### 4.11 Cilindro lato olio

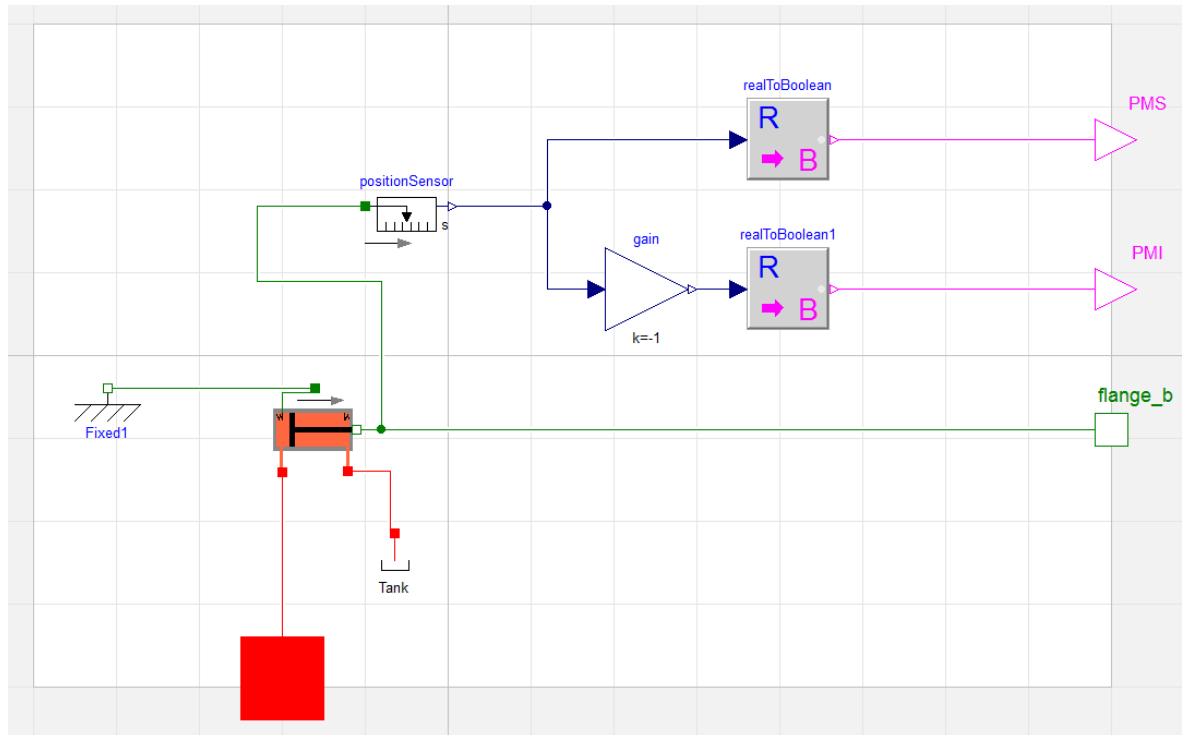


**Figura 4.20 Icona modello "Cilindro parte olio"**

Il modello la cui icona è raffigurata in Figura 4.20 contiene al suo interno la parte del cilindro che funziona a contatto con l'olio, si riporta in Figura 4.21 il diagramma del modello.

Questo modello è caratterizzata dalla presenza 4 connettori esterni:

- un connettore idraulico in ingresso, che viene collegato al circuito di alimentazione
- un connettore traslazionale (flange\_b) che è collegato alla parte del cilindro a contatto con l'acqua
- due connettori booleani che trasmettono i segnali di arrivo del pistone al PMI o al PMS



**Figura 4.21 Diagramma modello "Cilindro parte olio"**

Nel diagramma possiamo individuare le seguenti strutture

- DifferentialCylinder: componente che modella un cilindro a doppio effetto con due camere in pressione
- Tank: serbatoio in pressione
- positionSensor: componente presente nella libreria Modelica.Mechanics.Translational.Sensors che converte il segnale derivante da una flangia traslazionale in ingresso in un segnale reale che indica la posizione della flangia.
- Fixed: componente che modella una flangia traslazionale incastrata a terra.

Il modello DifferentialCylinder ha due connettori traslazionali:

- Il primo connettore traslazionale serve a vincolare la posizione della camera del cilindro, noi lo colleghiamo ad un elemento Fixed in modo da vincolarlo a terra.

- Il secondo connettore traslazionale viene invece collegato ad un connettore esterno, che porta le variabili di posizione e forza del pistone in movimento all'esterno del modello.

Il modello DifferentialCylinder ha poi due connettori idraulici, uno collegato alla camera primaria e uno alla camera secondaria.

Come nello schema idraulico reale (Figura 3.1), la camera primaria verrà collegata al circuito di alimentazione, la camera secondaria al circuito dell'olio secondario.

### **Semplificazioni**

Ricordiamo che il compito del circuito secondario dell'olio è soltanto quello di dover creare all'interno della camera secondaria una pressione costante di 11 bar al fine di :

- consentire il ritorno del pistone durante la fase di ritorno
- dare una minima resistenza al pistone durante le fasi di compressione e precompressione.

Coerentemente con quanto discusso nel paragrafo 3.10, il pistone durante la fase di ritorno non è a contatto con il circuito dell'acqua ad alta pressione (dato che la valvola di alta pressione lo esclude da questo circuito per consentire l'aspirazione dell'acqua in bassa pressione dall'autoclave).

Per questo motivo si ritiene che l'influenza della variazione di pressione di tale circuito sul segnale di pressione dell'acqua sia trascurabile.

Il circuito secondario dell'olio viene quindi sostituito nel modello da un serbatoio in pressione (Tank) caricato ad 11 bar.

Rispetto alla realtà quindi si sta trascurando le piccole variazioni di pressione che il circuito secondario potrebbe avere rispetto alla sua pressione obiettivo di 11 bar.

### Proxymitor

I proxyimitor dei cilindri dell'intensificatore, vengono modellati grazie ad utilizzo del componente positionSensor, che da come output reale il valore della corsa del pistone.

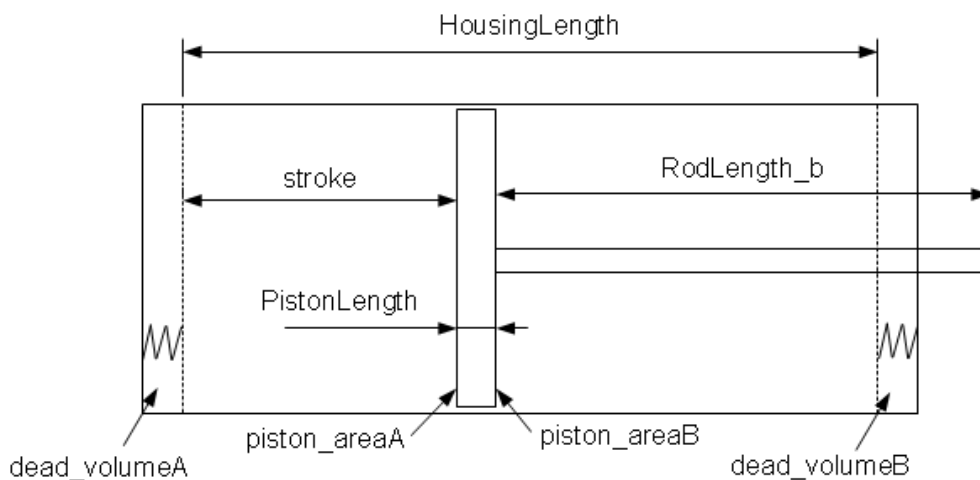
Nei due convertitori booleani presenti dopo questo sensore sono infatti impostati i valori di corsa minima e massima del pistone.

Il convertitore booleano ha questo funzionamento; quando il segnale reale in ingresso è maggiore di un certo valore impostato, da come segnale 1, altrimenti da 0.

Con questa modellazione i connettori esterni PMI e PMS del componente cilindro\_parte\_olio, daranno il valore 1 solo quando il pistone si troverà in uno dei due punti morti.

### DifferentialCylinder

Il componente DifferentialCylinder, presente nella libreria Hydraulics.Cylinders modella un cilindro a doppio effetto.



**Figura 4.22** Schema delle variabili del componente "DifferentialCylinder"



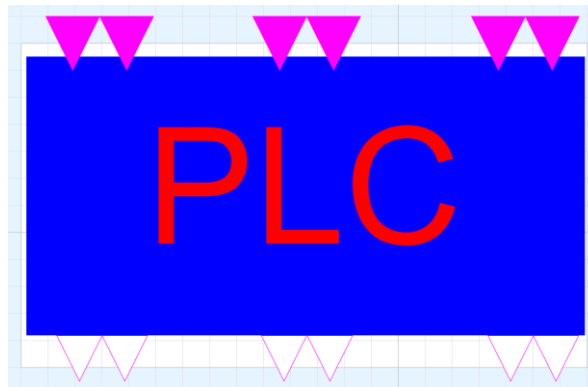
Seguendo la figura di riferimento (Figura 4.22) che viene proposta all'interno della libreria, coerentemente con i dati tecnici forniti nel paragrafo 3.10.1 imposteremo i parametri:

- HousingLength = 0,248 [m]
- PistonLength = 0,048 [m]
- piston\_areaA = 0.0078037 [m]
- piston\_areaB = 0,0074738 [m]
- PistonMass = 3 [kg] massa pistone

Altri parametri quali i volumi morti e gli attriti vengono lasciati i valori di default presenti nella libreria perché non influenti nelle simulazioni.

E' inoltre presente un parametro InitialStroke\_A, che verrà impostato come parametro esterno del modello "cilindro\_parte\_olio", in modo tale che nel modello "oil", al cui interno sono presenti tre di questi componenti, possa essere impostato il valore iniziale di posizione dei tre pistoni.

### 4.12 PLC



**Figura 4.23 Icona modello "PLC"**

Il modello la cui icona è raffigurata in Figura 4.23, modella il funzionamento del PLC. Come il componente reale, il funzionamento di questo modello sarà quello di gestire la commutazione delle 6 valvole presenti nei tre circuiti di alimentazione grazie ai 6 segnali derivanti dai proxymitor dei pistoni.

E' stato implementato in linguaggio Modelica un nuovo modello con 12 connettori booleani. I connettori in ingresso prendono i segnali dalle strutture "cilindro\_parte\_olio", i 6 in uscita andranno a comandare in entrata alle strutture "alimentazione"

Come vediamo nel codice di questo modello (Figura 4.24) viene definita una variabile reale interna "pistone\_in\_compressione" che definisce quale dei 3 pistoni è in compressione (pistone\_in\_compressione=1, vuol dire che il primo pistone è in compressione e così via)

Il valore di questa variabile viene cambiato nel momento in cui il pistone a cui faceva riferimento finisce la fase di compressione (cioè arriva al PMS), assumendo il valore del numero del pistone che era in precompressione.

Vediamo poi che nel secondo ciclo if del codice, a seconda del valore che assume la variabile "pistone\_in\_compressione" sono definiti i valori booleani in output al modello.

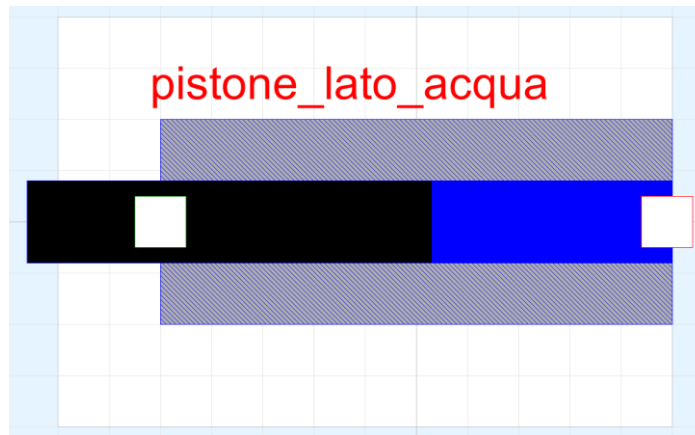
```
model PLC
▶
Integer pistone_in_compressione( start=3);

algorithm
  if
    (PMS_cil1==true) then pistone_in_compressione:=3;
  elseif
    (PMS_cil2==true) then pistone_in_compressione:=1;
  elseif
    (PMS_cil3==true) then pistone_in_compressione:=2;
  end if;

  if
    (pistone_in_compressione==3 and PMS_cil3==false) then
      //cilindro 3 è in compressione
      alim3_valvola1:=false;
      alim3_valvola2:=true;
      //cilindro 2 è in precompressione
      alim2_valvola1:=true;
      alim2_valvola2:=true;
      //cilindro 1 è in ritorno
      alim1_valvola1:=true;
      alim1_valvola2:=false;
    elseif
      (pistone_in_compressione==2 and PMS_cil2==false) then
      //cilindro 2 è in compressione
      alim2_valvola1:=false;
      alim2_valvola2:=true;
      //cilindro 1 è in precompressione
      alim1_valvola1:=true;
      alim1_valvola2:=true;
      //cilindro 3 è in ritorno
      alim3_valvola1:=true;
      alim3_valvola2:=false;
    elseif
      (pistone_in_compressione==1 and PMS_cil1==false) then
      //cilindro 1 è in compressione
      alim1_valvola1:=false;
      alim1_valvola2:=true;
      //cilindro 3 è in precompressione
      alim3_valvola1:=true;
      alim3_valvola2:=true;
      //cilindro 2 è in ritorno
      alim2_valvola1:=true;
      alim2_valvola2:=false;
    end if;
  ▶
  a;
end PLC;
```

Figura 4.24 Codice modelica del modello "PLC"

### 4.13 Cilindro lato acqua

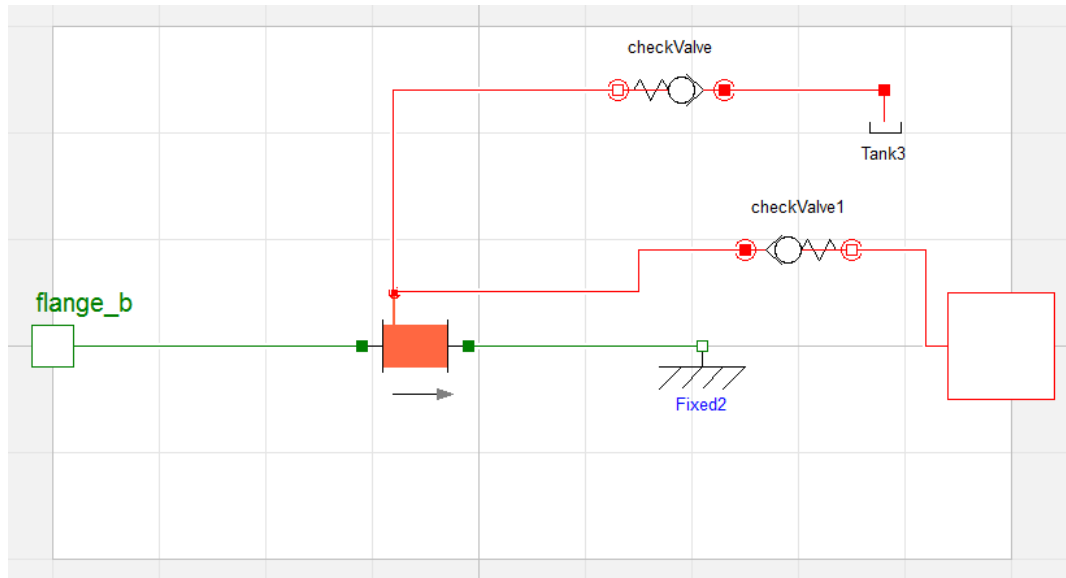


**Figura 4.25 Icona del modello "Pistone lato acqua"**

Il modello la cui icona è raffigurata in Figura 4.25 contiene al suo interno la parte del cilindro che funziona a contatto l'acqua, e anche una parte del circuito dell'acqua.

Ricordiamo infatti che questo componente si trova all'interno del modello di classe superiore "water" dov'è definito che il fluido di lavoro sia l'acqua.

Si riporta in Figura 4.26 il diagramma del modello.



**Figura 4.26 Diagramma del modello "Pistone lato acqua"**

Questo modello è caratterizzata dalla presenza 2 connettori esterni:

- un connettore traslazionale in ingresso (flange\_b) che verrà connesso dello stesso tipo presente sul "cilindro\_parte\_olio".
- un connettore di tipo idraulico che verrà connesso al modello "ugello\_4[s]".

All'interno sono presenti i seguenti elementi:

- Chamber: componente che modella una camera idraulica con due parete mobili.
- checkValve: componente che modella una valvola di ritegno
- Tank: serbatoio in pressione

### **Camera dell'acqua**

La dell'acqua del cilindro viene modellata usando l'elemento Chamber.

Tale elemento ha due pareti mobili la cui posizione viene definita tramite i suoi due connettori traslazionali.

La parete di destra viene vincolata a terra utilizzando l'elemento Fixed2, mentre la parete di sinistra viene collegata al connettore traslazione che trasmetterà il movimento del pistone.

La corsa del pistone viene determinata dalla posizione relativa dell'elemento Fixed2 e dell'elemento Fixed1 presente nel modello "cilindro\_parte\_olio". L'elemento Fixed infatti al suo interno ha un parametro che ne determina la posizione assoluta.

I parametri dei due elementi Fixed sono stati impostati in modo tale che la corsa del pistone nel camera dell'acqua sia risulti di 200 mm (valore riportato nello schema del cilindro Figura 3.28).

### **Valvola di alta pressione**

La valvola di alta pressione come nello schema idraulico Figura 3.1 viene modellata come due valvole di ritegno, una delle quali consente alla pressione di uscire dalla camera qualora la pressione interna sia maggiore della pressione del circuito, mentre l'altra consente il riempimento della camera dell'acqua quando il pistone è in fase di ritorno.

Per modellare una valvola di ritegno si usa un componente già descritto "checkValve".

La prima "checkValve" è connessa in modo da far passare la portata dal "Tank3" alla "Chamber", il "Tank3" modella l'autoclave dell'acqua, quindi è impostato alla pressione di 5 bar.

"checkValve2" invece sarà nella direzione opposta e consentirà l'uscita della portata dalla camera dell'acqua.

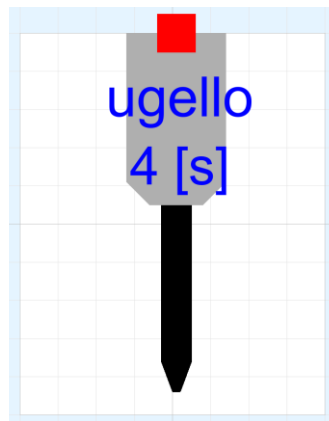
I parametri che vengono modificati in "checkValve" e "checkValve2" compatibilmente con i dati tecnici della valvola sono:

- $p_{closed} = 0.25[\text{bar}]$   $\Delta P$  al quale la valvola incomincia ad aprirsi.
- $p_{open} = 1.25 [\text{bar}]$   $\Delta P$  al quale la valvola è completamente aperta.
- $diameter = 0.0025 [\text{m}]$  diametro di passaggio del fluido.

### 4.14 Ugello primario

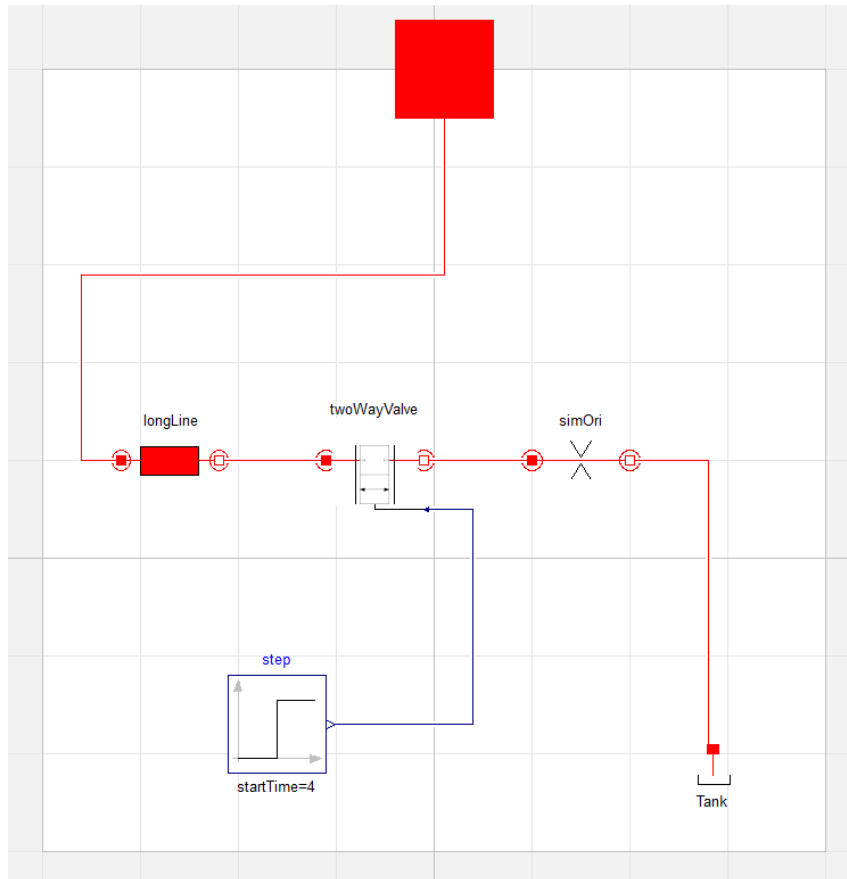
Il modello "ugello\_4[s]" la cui icone è raffigurata in Figura 4.27, modella il circuito di alta pressione e la testa di taglio.

E' presente un solo connettore idraulico in ingresso che viene collegato alle tre strutture "pistone\_lato\_acqua".



**Figura 4.27** Icona del modello "Ugello 4 [s]"

Come vediamo nel diagramma in Figura 4.28 sono presenti 3 elementi idraulici collegati in serie, l'ultimo di questi scarica la portata in un serbatoio che rappresenta il carter dell'acqua (Tank con  $P=P_{atm}$ ).



**Figura 4.28** Diagramma del modello "Ugello 4 [s]"

### Flexible line

Il componente `longLine` presente nella libreria `Hydraulics.Lines`, modella la dinamica di un condotto di elevato rapporto lunghezza/diametro, introducendo gli effetti della comprimibilità e induttanza di un fluido che attraversa una tubazione. Questo elemento permette di modellare il fenomeno idraulico del colpo d'ariete all'interno di una tubazione.

Il tratto di circuito ad alta pressione che porta l'acqua dai cilindri alla testa di taglio è di lunghezza stimata intorno ai 5 m, con un diametro di 2,34 mm, quindi in questo tratto di circuito si è scelto di usare questo componente.



I parametri modificati sono:

- LineLength = 5 [m]
- diameter = 2,34 [mm]

### TwoWayValve1

Questa valvola modella la valvola a spillo presente nella testa di taglio, la sua funzione è impedire il flusso di acqua durante un breve periodo dopo l'accensione dell'intensificatore, al fine di far raggiungere rapidamente al circuito dell'olio primario la pressione di lavoro.

Nello schema si nota come questa valvola riceve in ingresso un segnale a gradino. Il valore di questo segnale passerà da 0 ad 1 consentendo l'apertura della valvola dopo 4 secondi dall'inizio delle simulazione.

### Ugello

Il componente SimOri presente nella libreria Hydraulics.Restrictions descrive il moto turbolento attraverso un orifice usando la formula

$$Q = A \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}$$

Si userà questo componente per modellare l'ugello primario della testa di taglio, il diametro dell'orifice sarà quindi il diametro dell'ugello primario.

Il coefficiente di efflusso globale viene definito come il rapporto tra la portata volumetrica reale  $Q$  e quella teorica  $Q_{th}$  (derivante dall'equazione di Bernoulli)

$$Q_{th} = A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\rho}}$$

Il coefficiente di efflusso globale  $C_d$  è quindi definito come:

$$C_d = \frac{Q}{Q_{th}}$$

Il metodo più diffuso per stimare quantitativamente il coefficiente  $C_d$  consiste nella misurazione della portata d'acqua che fluisce in un fissato periodo di tempo, successivamente si calcola la portata media e si confronta il valore ottenuto con il valore di portata teorica.

Allo stato attuale in letteratura sono rintracciabili numerose sperimentazioni aventi lo scopo di stimare il coefficiente globale di efflusso [22]. Tra i più significativi si ritrova lo studio di Hashish [23] in cui è illustrata la dipendenza del coefficiente da pressioni superiori a 345 MPa fino a valori di 690 MPa.

Le osservazioni sperimentali, eseguite nel detto intervallo per ugelli primari in zaffiro con ingresso a spigolo (il nostro caso), conducono a un'equazione lineare semplice del primo ordine che dipende dal valore del diametro nominale dell'ugello primario e dal valore della pressione P [24].

$$C_d = 0,785 - 0,00014 \cdot P - 0,197 \cdot d_n$$

Dove P è espressa in MPa e  $d_n$  in mm

I parametri da inserire sono:

- diameter = 0,33 [mm] diametro orifizio
- Cd= 0,67 [ ] Discharge coefficient nelle nostre condizioni di lavoro (P=3600 MPa)

La variabile diameter viene impostata a 0,33 mm essendo questo il valore dell'ugello primario con cui sono state svolte le prove sperimentali; esso comunque viene imposto come parametro esterno al modello, in modo da consentire una rapida modifica, se necessario.

## Capitolo 5 Campagna sperimentale e analisi dei dati

La campagna sperimentale è stata svolta sulla macchina Tecnocut descritta nel capitolo 3, le prove sono state svolte sulla macchina in condizioni di normale funzionamento ("in controllo") e in condizioni di fault.

Il fine delle prove in controllo è quello di validare il modello presentato nel capitolo 4, successivamente attraverso le prove in presenza di fault, si vuole verificare la capacità del modello di riprodurre i suddetti fault, e vedere quali parametri è necessario modificare.

Un modello con tale capacità potrà poi essere usato per fini diagnostici e anche per creare dati utili all'analisi statistica.

Il confronto tra i segnali acquisiti e i segnali provenienti dalla simulazione del modello presentato nel Capitolo 4 verrà svolto attraverso alcune tecniche di analisi nel dominio del tempo e delle frequenze [25].

In questo capitolo quindi si andranno ad analizzare i segnali acquisiti.

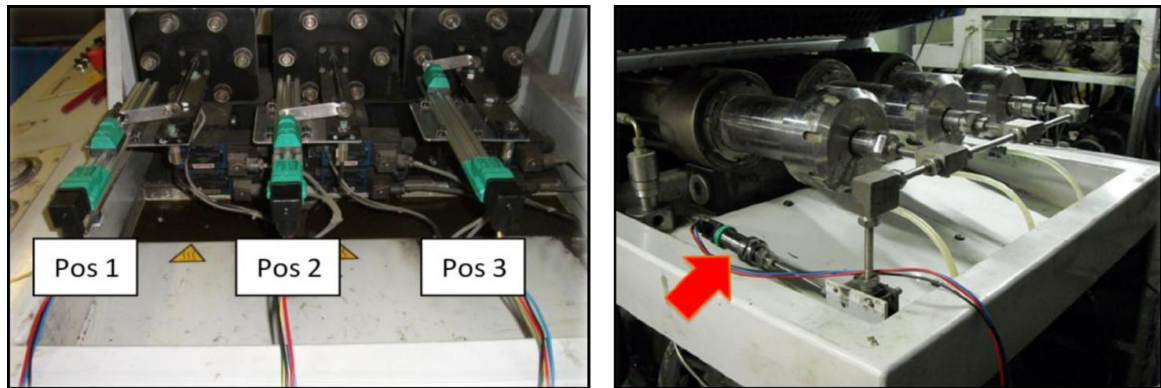
### 5.1 Sensori utilizzati

Sulla macchina sono stati posizionati questi sensori:

- Un trasduttore di pressione (Intersode HP28) [26], posto nella parte di circuito di alta pressione dell'acqua. Tale sensore è adatto a misurare alte pressioni in circuiti con la presenza di acqua, il suo funzionamento è basato sulla presenza di un manometro estensimetrico. Il range di pressioni misurabili è 0÷5000 bar, la tensione del segnale in uscita 0÷10 V.

- 3 trasduttori magnetostrittivi di posizione rettilinea senza contatto (Gefran ONP1-A) [27] montati sullo stelo di ogni pistone. Consentono di rilevare il movimento dei pistoni lungo tutta la corsa ( $0 \div 200$  mm). La tensione in uscita è di  $0,1 \div 10,1$  V

Nella seguente figura è mostrato il setup di entrambi i sensori:



**Figura 5.1** Setup dei sensori di posizione (sinistra) e di pressione (destra)

### 5.2 Condizioni di fault

Le condizioni di fault analizzate sono state selezionate con l'aiuto della società CMS Tecnocut, come rappresentative dei più critici e comuni malfunzionamenti che vanno ad inficiare la qualità del taglio e la produttività [25].

In ordine di importanza il primo è più comune malfunzionamento in questa tecnologia è la rottura dell'ugello primario. Questo componente infatti è l'elemento dove si ha la conversione dell'energia di pressione in energia cinetica, ed è soggetto ad un usura molto rapida.

Questo fenomeno di solito è imprevedibile, ed una volta verificatosi richiede lo spegnimento dell'impianto e la sostituzione dello stesso.

Gli altri due componenti maggiormente stressati e soggetti a guasti in questa tecnologia, sono le valvole di alta pressione, e i cilindri che effettuano l'intensificazione, pertanto verranno di seguito analizzati due fault caratteristici di questi componenti.

In ogni ciclo di pompaggio, la pressione passa da un valore di 5 bar (pressione dell'autoclave che alimenta il cilindro in fase di ritorno) a un valore fino a 4000 bar (valore presente durante la fase di compressione). Questa parte di cilindro sarà quindi soggetta a rottura a fatica, difatti il fault analizzato consiste nella presenza di una cricca nella parete interna del cilindro. Questo tipo di fault causa un leakage tra la camera e l'esterno che qualora diventi troppo elevato determina l'impossibilità della lavorazione.

Anche la valvola di alta pressione (valvola HP) è soggetta alla stessa fatica pulsante, inoltre è soggetta ad usura elevata dato che viene attraversata dall'acqua ad alta pressione.

Gli altri due fault analizzati sono infatti la presenza di cricche sul corpo della valvola, e l'usura sulla sede della stessa.

I fault sono così denominati:

- Fault A: Cilindro criccato sulla superficie interna
- Fault B: Corpo valvola criccato sulla superficie interna
- Fault C: Sede valvola HP usurata
- Fault C: Orifizio rotto

Tutti i componenti con la presenza di fault sono stati forniti da Tecnocut, con eccezione del Fault C, questo è stato infatti simulato usando un orifizio di diametro più grande rispetto a quello utilizzato nelle prove in-controllo ( $d=0,35$  mm invece che 0,33 mm).

Si riporta in Figura 5.2 gli elementi interessati dai fault.



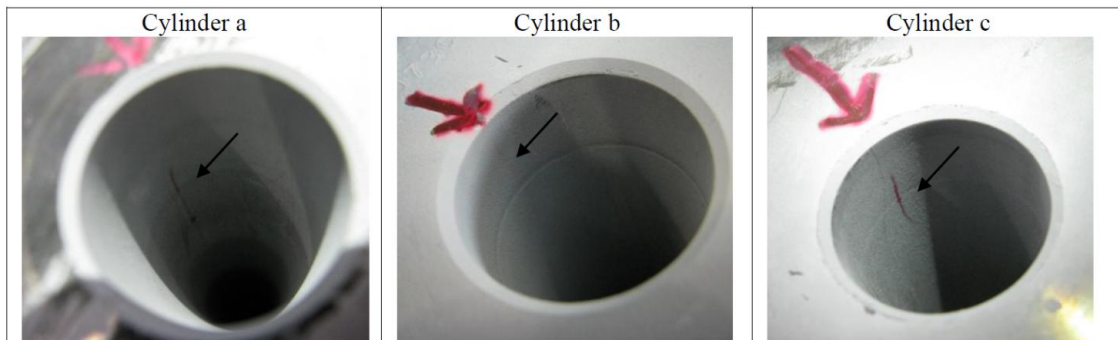
**Figura 5.2 Cilindri, Valvola di alta pressione, Orifizio**

I pistoni scorrono dentro i cilindri e le valvole di alta pressione hanno il compito di riempire i cilindri con l'acqua proveniente dal circuito di alimentazione, lavorando come una valvola di ritegno.

Per i fault riguardanti il cilindro e la valvola di alta pressione sono presenti più componenti difettosi. Questi differenti componenti vengono identificati con le lettere a, b, c.

- La dimensione della cricca presente sul cilindro a è la più grande, mentre per i cilindri b e c sono presenti cricche più piccole.
- Sul corpo della valvola HP b sono presenti 2 cricche visibili
- Sulle sedi delle valvole HP b e c, è presente una notevole usura, mentre sulla sede della valvola a l'usura è di minore entità.

In Figura 5.3 sono mostrate le cricche presenti sui cilindri a, b e c.



**Figura 5.3 Cricche presenti sui cilindri usati nelle prove sperimentali**

### 5.3 Sperimentazioni condotte per la raccolta dei dati

Sono state condotte delle sperimentazioni allo scopo di analizzare il comportamento dell'intensificatore, per differenti condizioni. In particolare è stato usata una sola impostazione dei parametri di lavoro al fine di avere condizioni comuni per i segnali in controllo e in presenza di fault.

Casistica	
1	In controllo
2	Fault A Cilindro criccato
3	Fault B Corpo valvola criccato
4	Fault C Sede valvola HP usurata
5	Fault D Orifizio rotto

**Tabella 5.1 Casistica delle prove sperimentali effettuate**

Il primo caso rappresenta le condizioni normali utile per il confronto con ciascuna situazione di fault.

Le condizioni in controllo sono state replicate più volte durante la campagna sperimentale al fine di eliminare errori sperimentali e di montaggio dell'apparecchiatura.

E' stato quindi condotto un piano sperimentale di 18 test:

- 6 repliche per le condizioni in controllo
- 3 repliche per ognuno dei 4 fault

L'ordine dei test è stato randomizzato durante i 3 giorni di campagna sperimentale (8 ore al giorno). Durante ognuno dei 3 giorni sono state effettuate 2 prove in controllo .

Prima di effettuare i test è stato ogni volta effettuato un controllo completo della macchina sostituendo tutte le guarnizioni usurate.

Per quanto riguarda il caso 1 tutte le repliche sono state effettuate con gli stessi componenti della macchina installati. Per quanto riguarda i casi da 2 a 4 invece i componenti difettosi sono stati installati sempre nella stessa posizione ovvero nel cilindro numero 1.

Per quanto riguarda il caso 5, gli orifizi rotti sono stati simulati con l'installazione di un orifizio di più largo diametro ( $d=0,35$  mm invece che 0,33 mm).

All'interno di ciascun test è stato sempre effettuato lo stesso part program (un taglio quadrato di lato 75 mm con 4 fori da 6,5 mm) lavorando alla pressione nominale di 3600 bar, con un orifizio di 0,35 mm con 300 mm/min di avanzamento.

La pressione dell'olio nel circuito primario è impostata a 185 bar per tutti i test, di conseguenza la pressione di lavoro dell'acqua è di 3600 bar. Tutte le altre condizioni operative sono state tenute costanti durante l'intera campagna sperimentale, incluso la temperatura dell'olio fissata a 50 °C.

I segnali sono stati acquisiti con una frequenza di campionamento di 2000 Hz.

Il piano finale dei test viene riportato nella seguente tabella:

Run order	Factor Level	Faulty item	Test Day
1	1. In-control condition	---	1
2	2. Fault A	Cracked cyl. a	1
3	3. Fault B	Cracked body c	1
4	4. Fault C	Worn housing a	1
5	1. In-control condition	---	1
6	5. Fault D	---	1
7	1. In-control condition	---	2
8	3. Fault B	Cracked body b	2
9	1. In-control condition	---	2
10	5. Fault D	---	2
11	2. Fault A	Cracked cyl. c	2
12	4. Fault C	Worn housing b	2
13	1. In-control condition	---	3
14	2. Fault A	Cracked cyl. b	3
15	4. Fault C	Worn housing c	3
16	5. Fault D	---	3
17	1. In-control condition	---	3
18	3. Fault B	Cracked body a	3

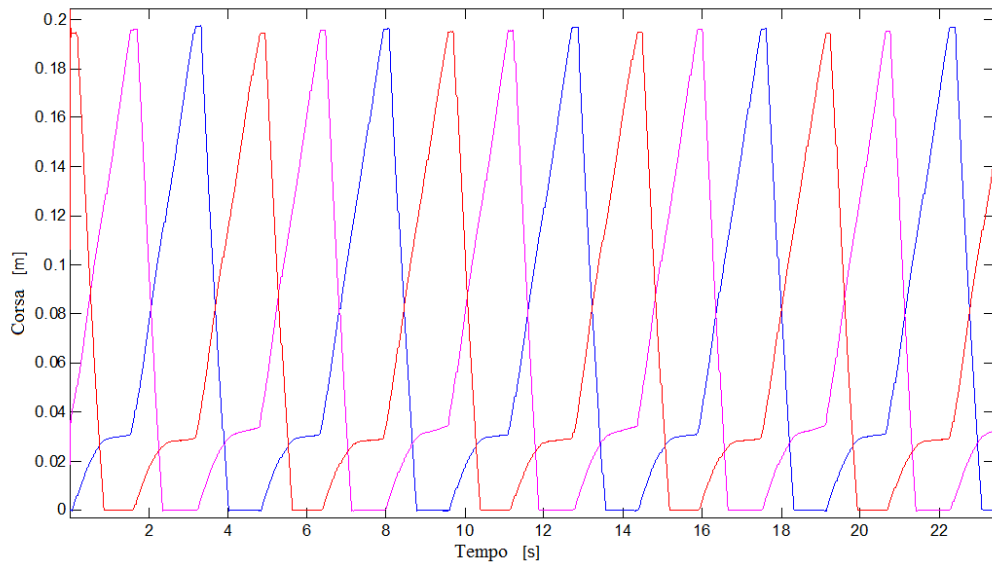
**Tabella 5.2 Ordine dei test effettuati**

## 5.4 Analisi preliminare dei dati

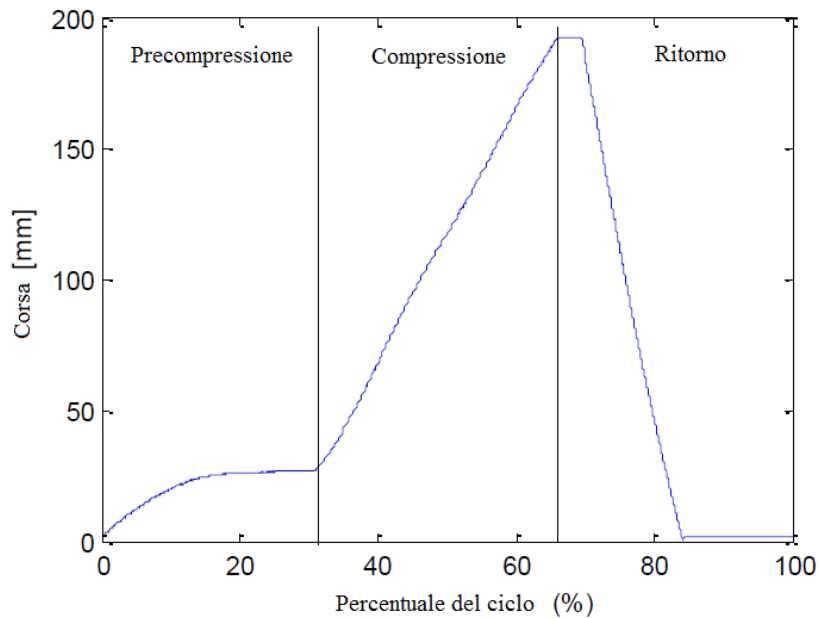
In questo paragrafo si vuole analizzare brevemente i dati non elaborati provenienti dai sensori, vengono riportati i dati provenienti dal RUN 1 che fa riferimento alle condizioni in controllo.

In Figura 5.4 vengono riportati i 3 segnali derivanti dai trasduttori di posizione presenti sui tre pistoni (in tre colori differenti), in Figura 5.5 si fa vedere una singola pompata di un cilindro per mostrare le fasi di precompressione compressione e ritorno.





**Figura 5.4 Estratto del segnale delle corse dei tre pistoni (RUN 1)**

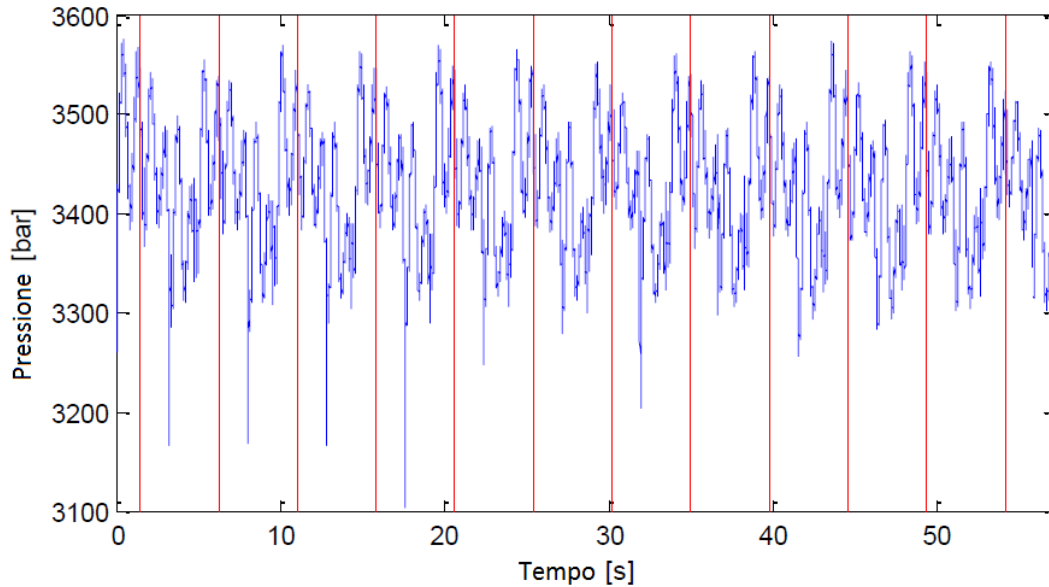


**Figura 5.5 Profilo della corsa di un pistone durante un ciclo completo di pompaggio**

In Figura 5.6 si riporta il segnale di pressione proveniente dal sensore finestrato temporalmente in modo da mostrare 11 cicli di pompaggio, viene inoltre

sovrapposto il segnale di uno dei proxymitor che segnala l'arrivo al PMS del cilindro in modo da poter individuare gli 11 cicli di pompaggio.

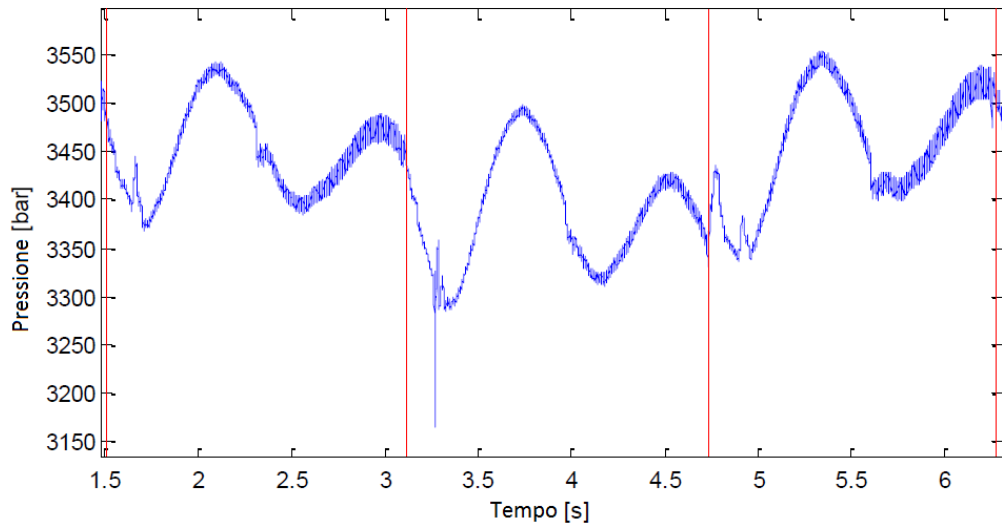
Si noti che per ogni test si è garantito la presenza di 11 cicli di pompaggio eseguiti a regime.



**Figura 5.6 Segnale della pressione durante 11 cicli di pompaggio (RUN1), con sovrapposto il segnale del primo proxymitor**

Si può notare una forte periodicità nel segnale. Notiamo che un singolo ciclo di pompaggio dura in media 4,8 s (distanza tra i segnali dei proxymitor), inoltre essendo ogni ciclo di pompaggio composto dall'entrata in pressione dei 3 cilindri, ci si aspetta anche una importante componente armonica a frequenza tripla rispetto a quella del ciclo di pompaggio.

In Figura 5.7 il segnale di pressione finestrato temporalmente su un singolo ciclo di pompaggio in cui sono riportati in rosso i segnali di proxymitor.



**Figura 5.7 Segnale di pressione durante un sono ciclo di pompaggio**

Notiamo che tra un segnale del proxymitor e il successivo (quindi durante la compressione di un singolo cilindro) il segnale di pressione ha un andamento oscillante con due massimi relativi. Come verrà confermato nella successiva analisi in frequenza questa dinamica determina la comparsa di un' ulteriore rilevante componente armonica a frequenza doppia rispetto alla frequenza della corsa di un singolo pistone, quindi una frequenza 6X rispetto alla frequenza 1X del singolo ciclo di compressione.

Come verrà spiegato nell'analisi delle simulazioni del modello, uno dei risultati più importanti di questa tesi consiste nella determinazione delle cause di tale dinamica all'interno di una corsa di un singolo pistone e nella sua modellazione in simulazione tramite una corretta rappresentazione del circuito di regolazione DFR.

La causa di ciò è riconducibile al sistema di regolazione della cilindrata DFR che effettua una regolazione di portata proprio durante la corsa di compressione di ogni cilindro.

La regolazione effettuata dalla pompa è conseguenza del cambio repentino di portata richiesta dall'intensificatore che si ha a seguito del raggiungimento del pistone in precompressione del punto di equilibrio delle forze di pressione tra le due camere.

Il pistone che sta precomprimendo inizialmente richiedere portata riuscendo a vincere la comprimibilità dell'acqua, ma poi non potendo espellerla dalla valvola HP, tenderà a fermarsi richiedendo sempre meno portata.

La regolazione DFR, che agisce controllando la portata emessa dalla pompa, "sente" che la portata richiesta diminuisce e quindi cerca di ridurre la cilindrata agendo sulla regolazione delle piastra inclinata. Questo effetto si ripercuote sull'andamento della pressione dell'olio e quindi su quello dell'acqua.

### **5.4.1 Influenza della pompa a cilindrata variabile nel segnale di alta pressione dell'acqua**

Un altro indizio che conferma quanto la dinamica della pompa a cilindrata variabile influenzi il segnale di pressione dell'acqua, è il riscontrare nel segnale di pressione una componente armonica caratteristica della pompa.

La frequenza in questione è quella analizzata nel paragrafo 3.6 dove viene calcolata la cilindrata istantanea emessa dalla pompa.

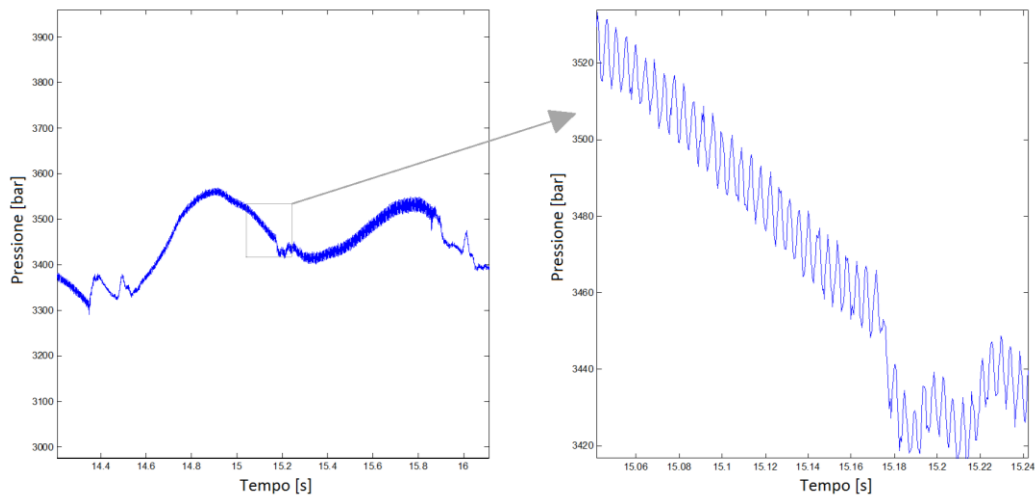
Come descritto in precedenza la cilindrata istantanea durante un ciclo di rivoluzione della pompa ha un andamento periodico pari al numero di cilindri pompanti nella pompa.

La pompa presente in questo impianto (Rexroth A10VSO) ha 9 pistoni. In ogni rivoluzione della pompa quindi ognuno di questi pistoni effettuerà la sua corsa, dato che la pompa è collegata senza riduzione al motore primario che ha velocità angolare pari a 1475 rpm, la frequenza con cui varia la portata istantanea della pompa è:

$$f_{cilindri\_pompa} = \frac{\omega_{motore}}{60} \cdot n_{cilindri} = \frac{1475}{60} \cdot 9 = 221,25 [Hz]$$

Come vedremo nell'analisi in frequenza svolta nel paragrafo successivo, all'interno del segnale di pressione dell'acqua sarà presente un' importante componente armonica a questa frequenza.

Nella Figura 5.8 possiamo vedere un ingrandimento del segnale di pressione dove vediamo questa componente a 221 Hz.



**Figura 5.8 Dettaglio dell'oscillazione ad alta frequenza del segnale di pressione**

### **5.5 Media sincrona ed analisi nel dominio del tempo del segnale in controllo**

Per riuscire a caratterizzare chiaramente il segnale di pressione derivante da un singolo ciclo di pompata nelle condizioni in controllo, bisogna escludere la variabilità del segnale tra i vari cicli di pompaggio presenti nello stesso test, e anche tra i vari test.

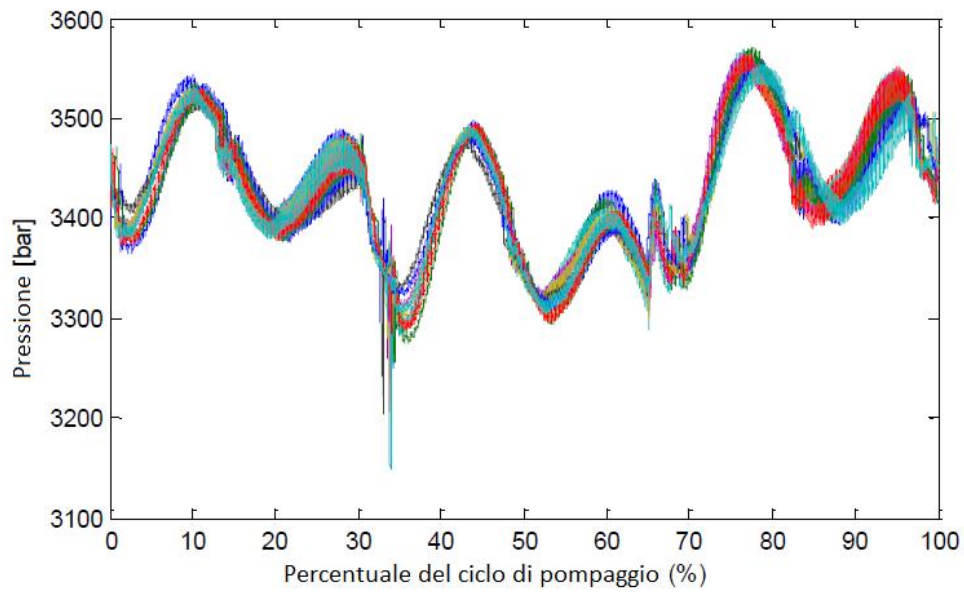
Per effettuare quest' operazione si ricorre all'uso della media sincrona.

La durata di ogni ciclo di pompaggio (composto dalla corsa completa dei tre cilindri) risulta essere una variabile della durata media di 4,8 s.

Si procederà con una media sincrona al ciclo di pompaggio, ciò viene reso possibile grazie all'uso del segnale derivante dai proxymitor del primo pistone.

Per ogni test viene finestrato il segnale temporalmente tramite il segnale del proxymitor, e ricampionato in modo che ogni ciclo di pompaggio all'interno di ogni test, e tra i vari test, risulti avere lo stesso numero di punti.

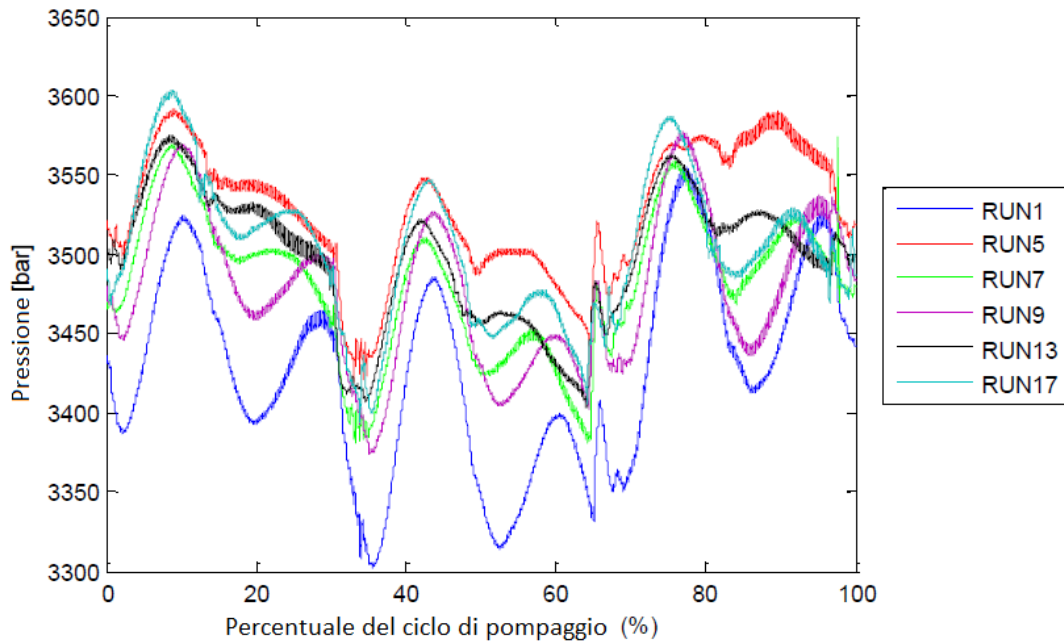
Si riporta in Figura 5.9 la sovrapposizione dei profili di pressione degli 11 cicli di pompaggio presenti nel RUN1



**Figura 5.9 Sovrapposizione dei profili di pressione degli 11 cicli di pompaggio presenti nel RUN1**

Per ogni test si mediano in maniera sincrona gli 11 cicli di pompaggio.

Nella Figura 5.10 si riporta una sovrapposizione di tale medie sincrone per ognuno dei 6 test effettuati sulla macchina nelle condizioni in controllo.



**Figura 5.10 Sovrapposizione dei profili mediati dei vari RUN**

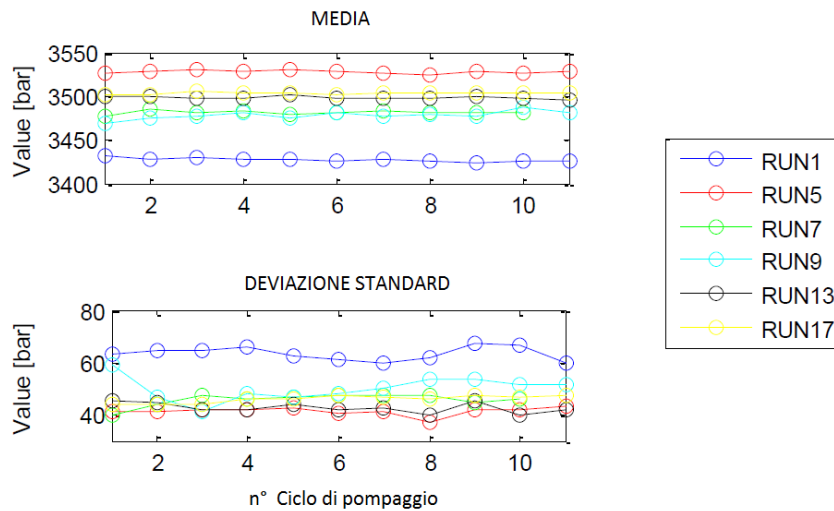
Dalla Figura 5.10 è possibile notare che il profilo mediato di ogni RUN, si scosta dagli altri in termini di pressione media erogata.

Questo effetto è dovuto al fatto che tra i vari test effettuati in controllo si è proceduto con lo smontaggio e rimontaggio di alcuni componenti, per effettuare i test con fault.

Questo causa un leggero spostamento della pressione media dell'acqua erogata dalla macchina.

Notiamo infatti in Figura 5.11 che nella media calcolata tra i vari RUN è presente una leggera variazione.

La variazione di pressione media è invece molto contenuta all'interno dello stesso RUN tra gli 11 cicli di pompaggio presenti in ognuno di essi.



**Figura 5.11 Valori di media e deviazione standard dei vari RUN**

In Figura 5.11 viene inoltre calcolata la deviazione standard, che verrà poi usata per la validazione del segnale proveniente dalla simulazione del modello.

### 5.6 Analisi nel dominio delle frequenze del segnale in controllo

Per l'analisi nel dominio del tempo del segnale in controllo sono stati utilizzati il power spectrum, e il cepstrum

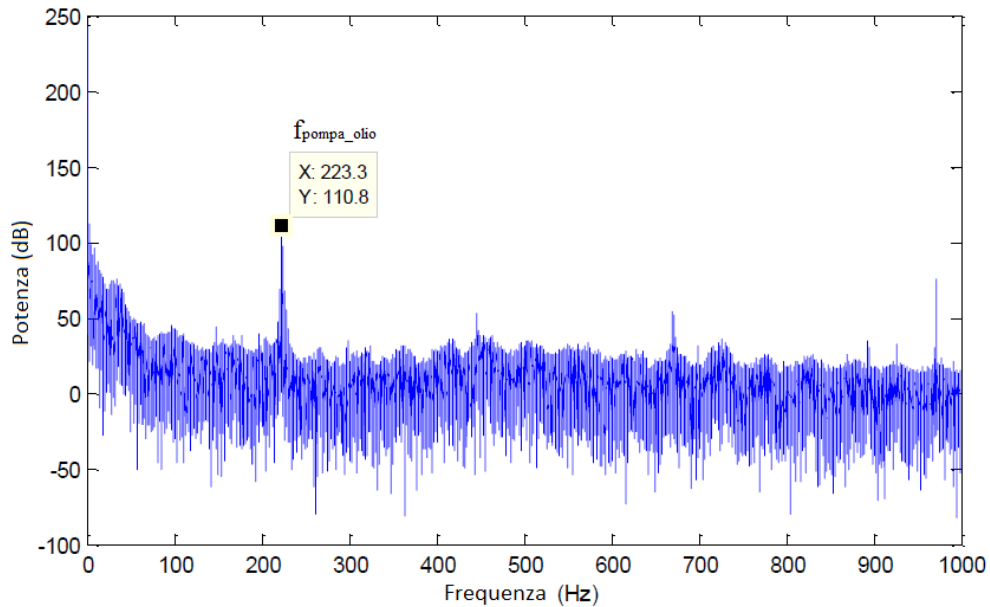
#### 5.6.1 Power spectrum

Il power spectrum è uno strumento che permette di comprendere qual è la potenza di ciascuna delle frequenze che compongono in un segnale, non è altro che la potenza del segnale derivante dalla trasformata discreta di Fourier (DFT) espresso in scala logaritmica.

Quest' analisi è stata effettuata sui segnali dei 6 test in controllo finestrati temporalmente in modo da contenere 11 cicli di pompaggio, e traslati in modo che avessero la stessa pressione media.



In Figura 5.12 viene mostrato il power spectrum del RUN 1, dove notiamo che i fenomeni descritti prima sono quelli che creano le principali componenti in frequenza.

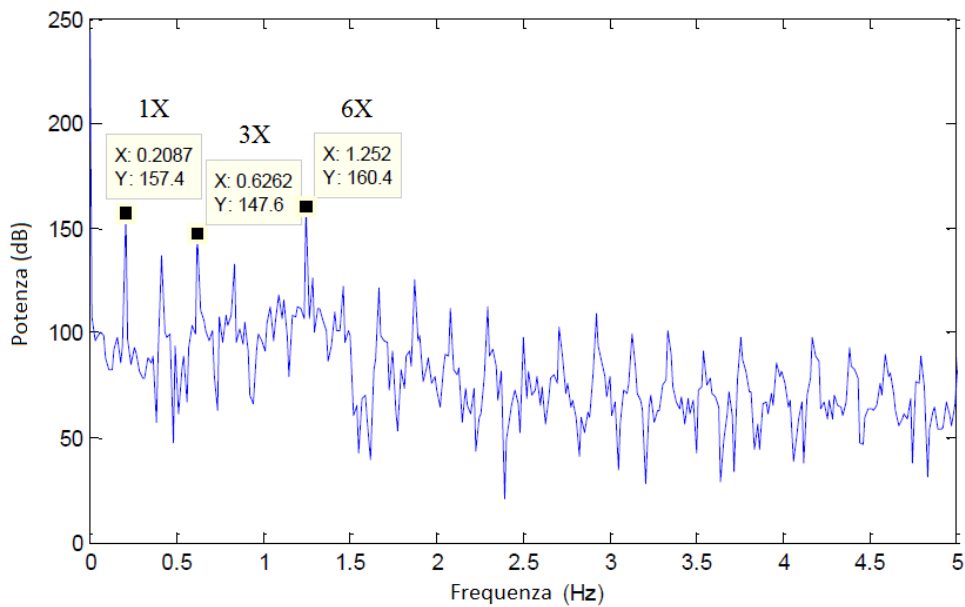


**Figura 5.12 Power spectrum del RUN1**

Notiamo la componente a 223,3 Hz dovuta alla variazione di cilindrata istantanea della pompa dell'olio.

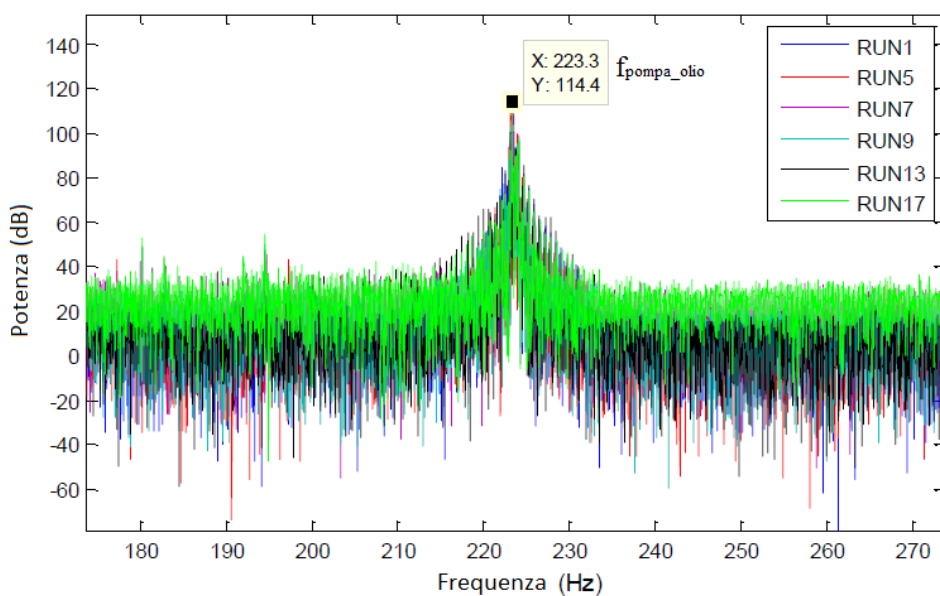
Inoltre alle frequenze più basse (Figura 5.13) è possibile riconoscere seguenti componenti in frequenza:

- 1X, frequenza dovuta al ciclo di pompaggio completo dei tre pistoni, (0,2087 Hz)
- 3X, frequenza dovuta all'entrata in compressione di ogni pistone (3 compressioni in ogni ciclo completo di pompaggio), (0,6262 Hz)
- 6X, frequenza dovuta alla regolazione di cilindrata che avviene 2 volte durante la l'entrata in compressione di ogni cilindro, quindi 6 volte in ogni ciclo completo di pompaggio (1,252 Hz)

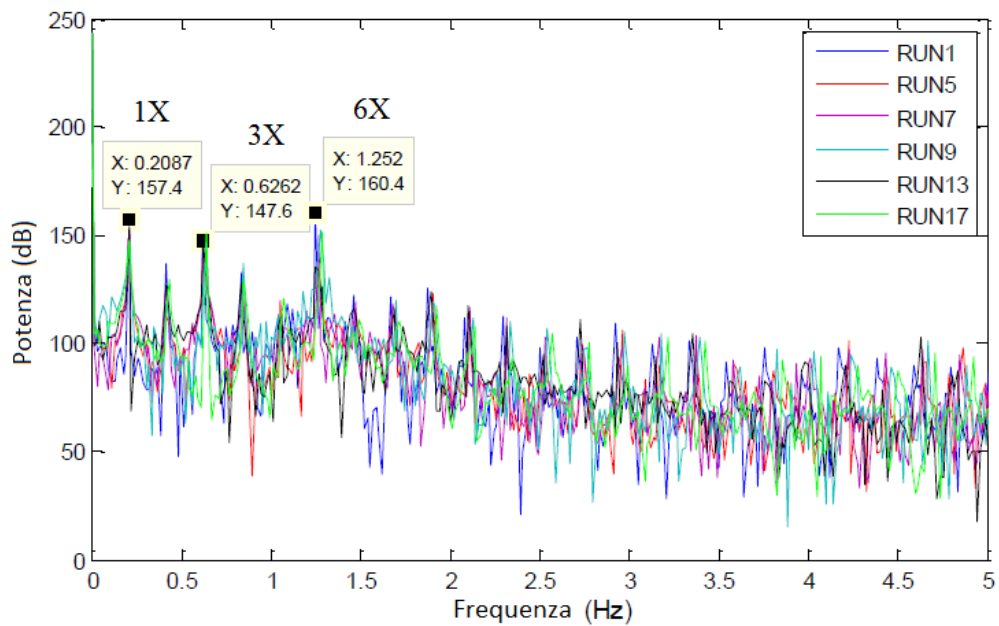


**Figura 5.13 Dettaglio del Power spectrum del RUN1**

In Figura 5.14 e Figura 5.15 vengono riportati i Power spectrum di tutti i RUN effettuati in controllo, ponendo l'attenzione sulle 4 frequenze di nostro interesse che ritroviamo in tutti e 6 i RUN.



**Figura 5.14 Sovrapposizione Power spectrum dei RUN in controllo; dettaglio del picco a 223,3 Hz**



**Figura 5.15 Dettaglio della sovrapposizione dei Power spectrum del RUN in controllo**

Riproducendo in simulazione gli esperimenti descritti si aspetta di ritrovare le componenti 1X, 3X e la 6X che sono quelle che più caratterizzano il funzionamento della macchina.

Nella simulazione non si aspetta invece un riscontro per la frequenza caratteristica della pompa (221hz) dato che tale componente non è stato modellato così nel dettaglio da riprodurre i 9 pistoni presenti in essa.

### 5.6.2 Cepstrum

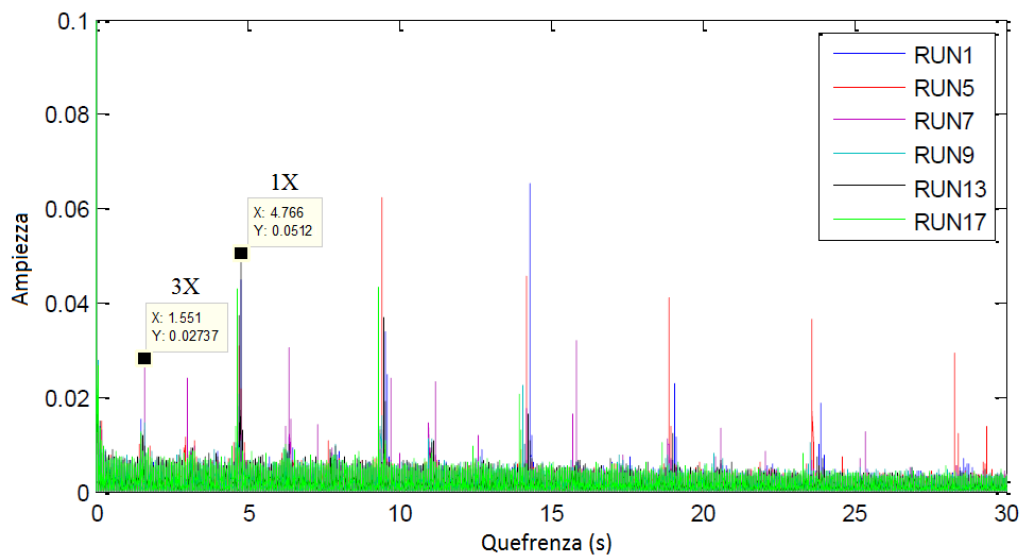
Il cepstrum è definito come la trasformata inversa di fourier (IDFT) del logaritmo del valore assoluto del DFT di un segnale.

L'analisi Cepstrum ha la capacità di individuare con precisione le più importanti componenti periodiche all'interno di un segnale, tramite dei picchi ben localizzati temporalmente.

Essendo il Cepstrum una trasformata di un antitrasformata, l'unità di misura usata per la variabile indipendente è espressa in secondi e prende il nome di Quefrenza. Si potrà quindi individuare componenti periodiche con uno scarto determinato dalla frequenza di acquisizione del segnale.

Per effettuare l'analisi Cepstrum si è scelto di utilizzare una finestatura del segnale di tipo Hanning, il cui scopo è quello di migliorare ulteriormente l'individuazione delle componenti periodiche fondamentali.

In Figura 5.16 Sovrapposizione dei Cepstrum del RUN in controllo si riporta la sovrapposizione dell'analisi Cepstrum effettuata sui 6 segnali di pressione in condizioni di controllo.



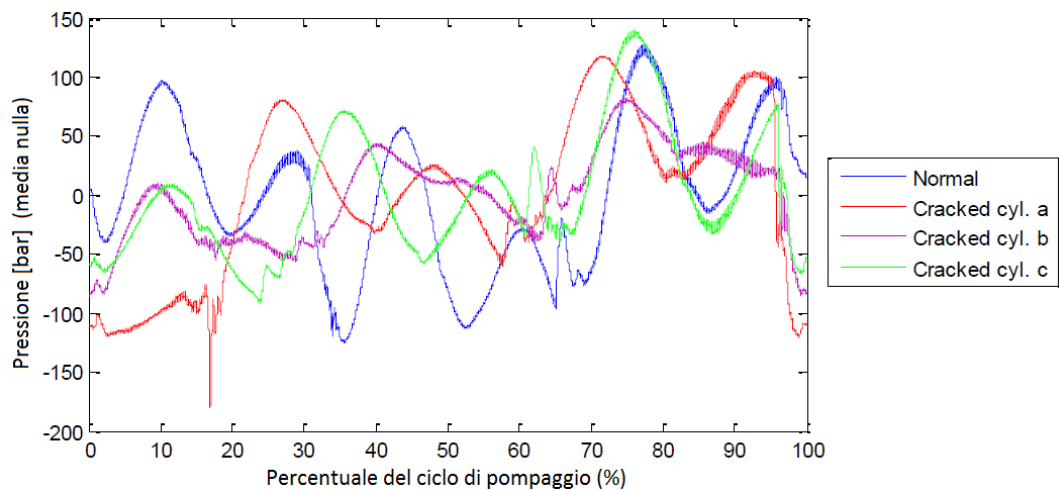
**Figura 5.16 Sovrapposizione dei Cepstrum del RUN in controllo**

Si nota dall'analisi che si riesce ad individuare con maggiore precisione le componenti 1X e 3X analizzate in precedenza. Per questo motivo per l'analisi del fault, verrà usata l'analisi Cepstrum per l'analisi in frequenza.

## 5.7 Fault cilindro criccato

Per l'analisi dei segnali in presenza di fault, verrà riportato il confronto tra la media sincrona del segnale in controllo e la media sincrona dei segnali in presenza di fault, per un singolo ciclo di pompaggio.

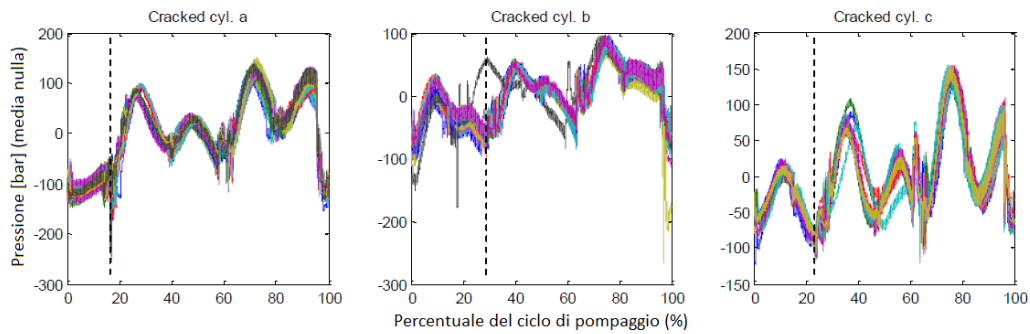
Per il fault cilindro criccato ricordiamo avere segnali per 3 cilindri diversi in presenza di fault (a, b, c).



**Figura 5.17 Media sincrona dei profili di pressione per vari RUN**

La figura mostra un chiaro cambiamento dell'andamento della pressione durante la compressione del cilindro con fault. In particolare la durata di tale compressione risulta ridotta.

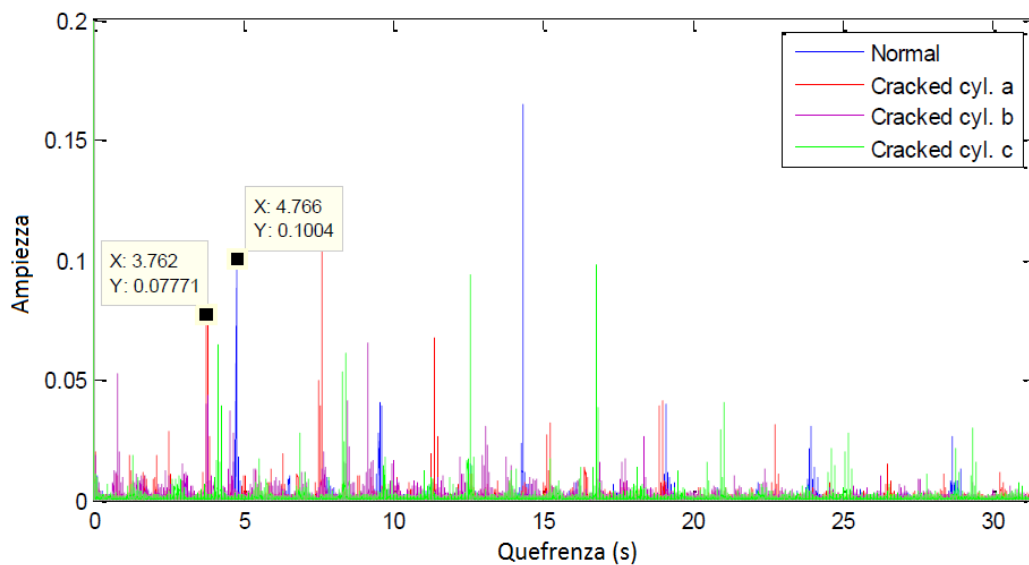
Si riportano in Figura 5.18 i profili sincroni sovrapposti degli 11 cicli completi di pompaggio, per ciascuno dei 3 cilindri con fault.



**Figura 5.18 Sovrapposizione dei profili medi di pressione di ogni RUN**

Notiamo che il fine corsa del cilindro con fault, indicato con la linea tratteggiata, si trova per i cilindri con fault a, b e c rispettivamente al 18%, 28% e 25 % del ciclo di pompaggio completo, mentre in condizioni normali è il 33%.

Ci aspettiamo quindi dall'analisi Cepstrum una riduzione della componente in frequenza relativa al ciclo completo di pompaggio, che in condizioni normali era di 4,8 s.



**Figura 5.19 Cepstrum per vari RUN**

Si nota infatti dall'analisi in Figura 5.19 che per i tre cilindri, che la componente 1X viene ridotta circa di 1 s.

### 5.8 Fault corpo valvola criccato

Si riporta in Figura 5.20 il confronto tra la media sincrona del segnale di pressione in controllo, e del segnale di pressione dei 2 test effettuati per il fault corpo valvola criccato.

In Figura 5.21 vengono riportati i profili sincroni sovrapposti dei cicli completi di pompaggio, per ciascuno dei 2 segnali con fault.

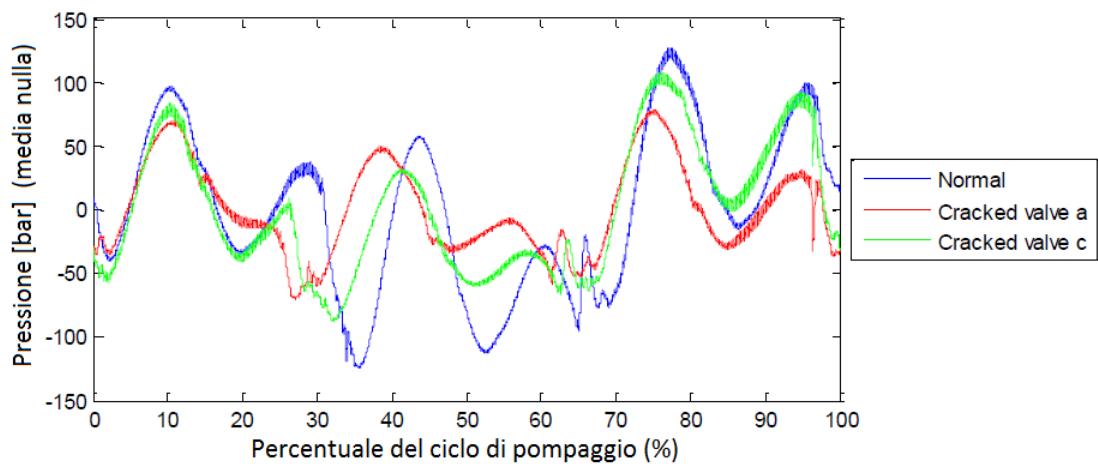


Figura 5.20 Media sincrona dei profili di pressione per vari RUN

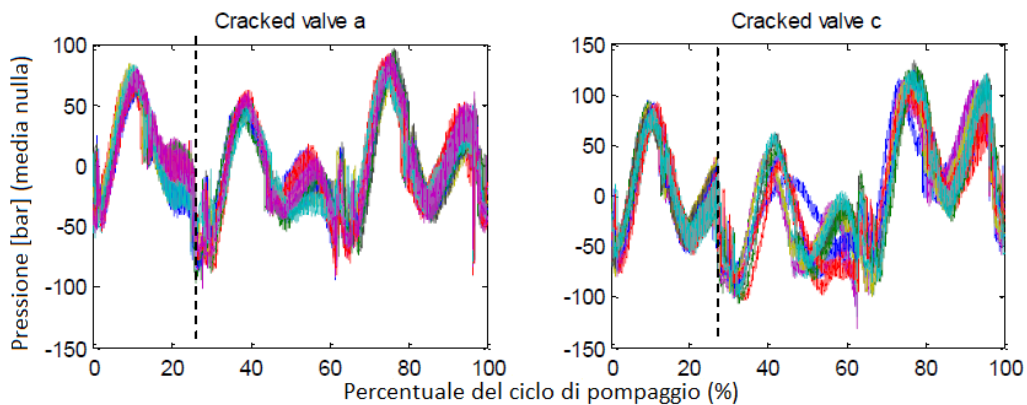


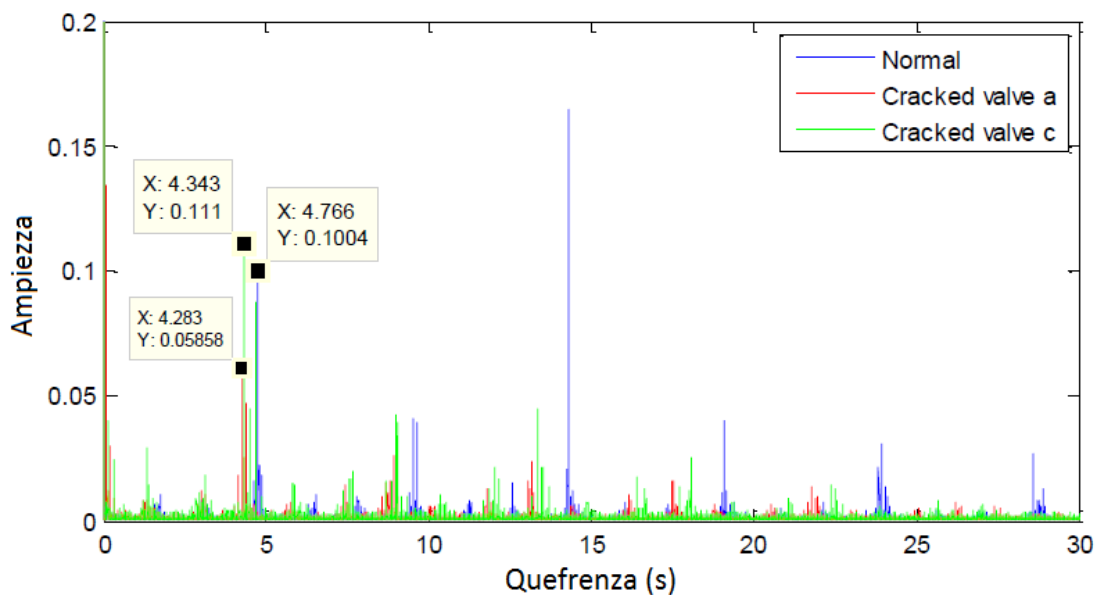
Figura 5.21 Sovrapposizione dei profili medi di pressione di ogni RUN

Analogamente al fault cilindro criccato, notiamo una durata ridotta della fase di compressione per il cilindro interessato dal fault, ovvero del cilindro su cui è

montata la valvola HP con il corpo valvola criccato. Tuttavia l'effetto di tale riduzione è inferiore rispetto al fault precedentemente analizzato, notiamo infatti che il fine corsa del primo cilindro è posto al 26% del ciclo di compressione completo.

Nell'analisi Cepstrum Figura 5.22 notiamo una riduzione più attenuata del caso cilindro criccato.

La componente 1X che si trova in condizioni normali a 4,8s passa a 4,3 s per il segnale con valvola a, mentre passa a 4,2 s per il caso con valvola c.



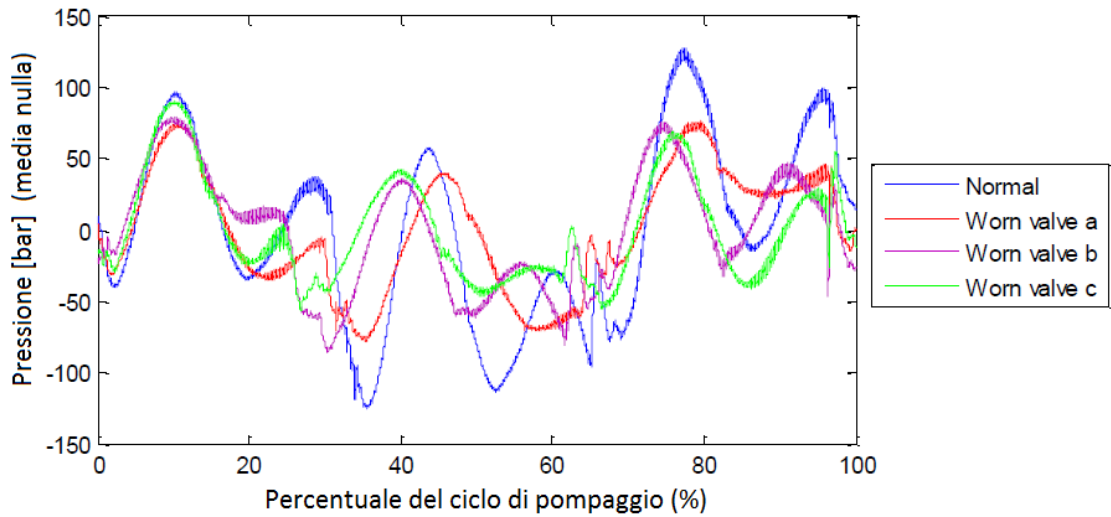
**Figura 5.22 Cepstrum per vari RUN**

### 5.9 Fault sede valvola usurata

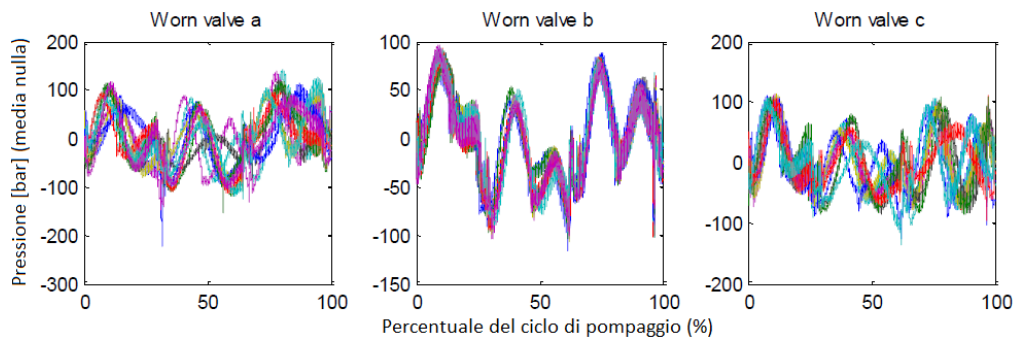
Si riporta in Figura 5.23 il confronto tra la media sincrona del segnale di pressione in controllo, e del segnale di pressione dei 3 test effettuati per il fault sede valvola usurata.

In Figura 5.24 vengono riportati i profili sincroni sovrapposti dei cicli completi di pompaggio, per ciascuno dei 3 segnali con fault.





**Figura 5.23 Media sincrona dei profili di pressione per vari RUN**



**Figura 5.24 Sovrapposizione dei profili medi di pressione di ogni RUN**

In Figura 5.24 notiamo che l'effetto principale di questo fault è un notevole incremento della variabilità del segnale, senza tuttavia notare una riduzione della percentuale di corsa relativa al primo pistone.

Nell'analisi Cepstrum Figura 5.25 notiamo solo una lieve riduzione della componente 1X, che passa da 4,8s a 4,4 s.

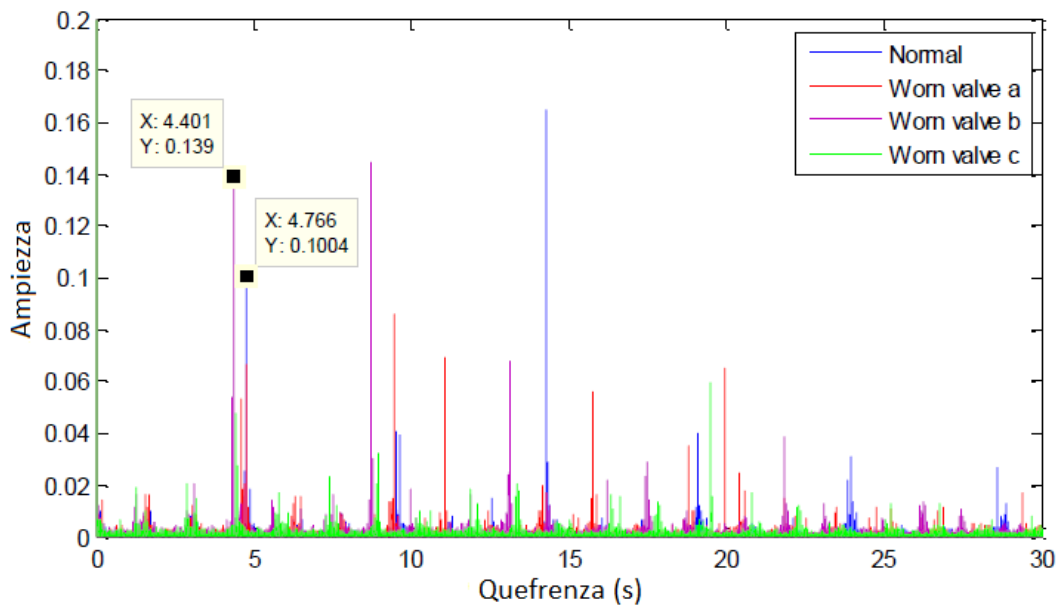
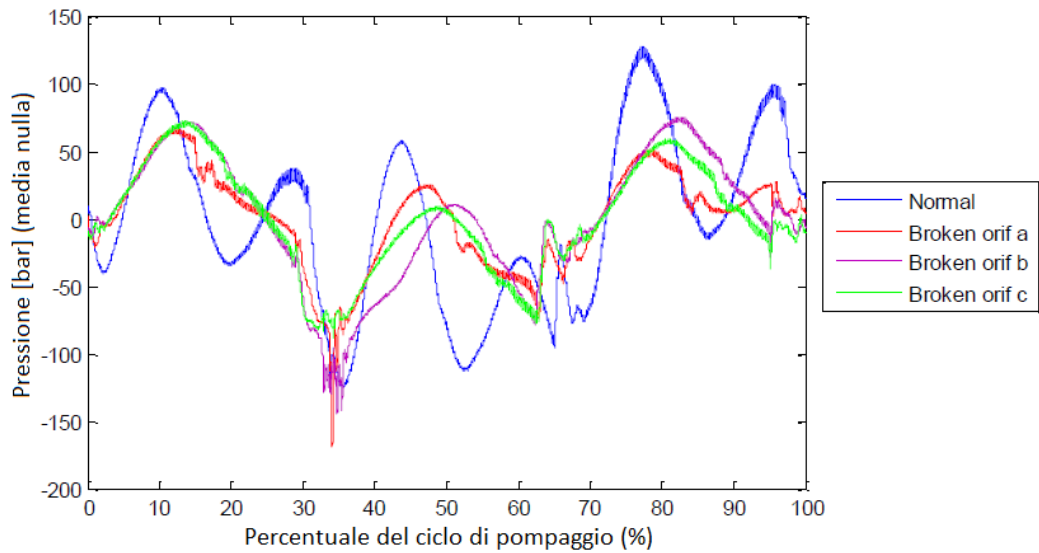


Figura 5.25 Cepstrum per vari RUN

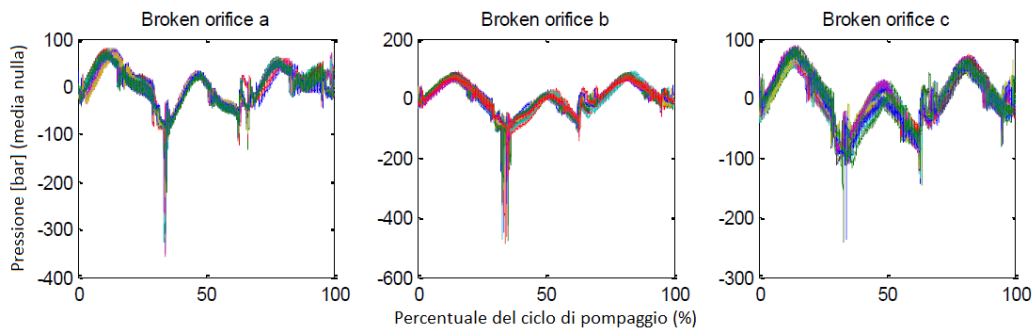
### 5.10 Fault orifizio rotto

Si riporta in Figura 5.26 il confronto tra la media sincrona del segnale di pressione in controllo, e del segnale di pressione dei 3 test effettuati per il fault orifizio rotto.

In Figura 5.27 vengono riportati i profili sincroni sovrapposti dei cicli completi di pompaggio, per ciascuno dei 3 segnali con fault.



**Figura 5.26** Media sincrona dei profili di pressione per vari RUN



**Figura 5.27** Sovrapposizione dei profili medi di pressione di ogni RUN

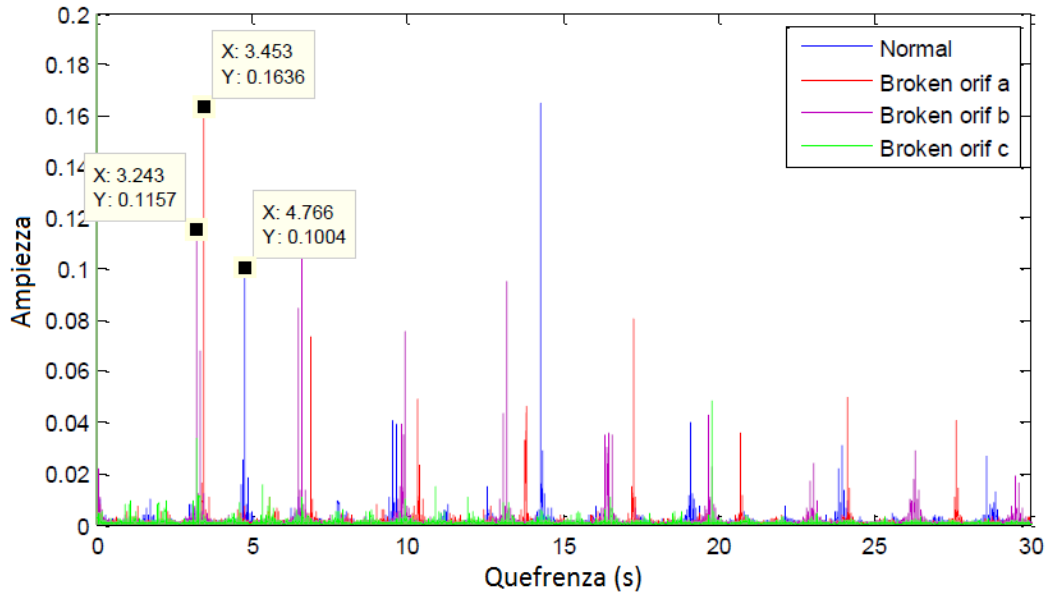
In Figura 5.26 notiamo che questo fault agisce andando a modificare la forma del profilo di pressione rispetto al profilo in controllo. La durata relativa tra le corse di ogni pistone rimane invariata, essendo questo un fault non caratteristico di un singolo pistone come i 3 prima analizzati.

Questo nuovo profilo che assume il segnale di pressione rimane tuttavia stabile per tutti i cicli di pompaggio com'è possibile vedere in Figura 5.27.

Il cambiamento del profilo della pressione è dovuto al fatto che sostituendo l'orifizio usato nelle condizioni in controllo con uno di diametro maggiore, mantenendo la stessa pressione di lavoro, cambia leggermente la portata dell'acqua uscente dalla testa di taglio. Questo cambio di portata influenzerà il comportamento dell'controllo DFR della cilindrata della pompa dell'olio,

modificando il profilo di pressione dell'olio e quindi quello dell'acqua. Si nota infatti che dal profilo di pressione è scomparsa la componente 6X dovuta a questo fenomeno.

L'analisi Cepstrum Figura 5.28 mostra che la componente 1X viene notevolmente ridotta, passa infatti da 4,8 s a 3,2-3,4 s.



**Figura 5.28 Cepstrum per vari RUN**

# Capitolo 6 Risultati di simulazione e tuning del modello

## 6.1 Impostazione dei parametri e simulazione

Terminata la fase di costruzione del modello vista nel capitolo 4, prima di iniziare con la simulazione, si procede con l'assegnazione di alcuni parametri che sono stati impostati come parametri esterni al modello per una rapida modifica qualora necessario.

Questi parametri rispecchiano i valori che sono modificati in base alla lavorazione da realizzare:

- **Pressione di lavoro:** La pressione di lavoro viene determinata dalla valvola di massima pressione vista nel paragrafo 3.9, questa viene regolata manualmente dall'operatore finché non viene raggiunta la pressione voluta.  
Il parametro nel modello che corrisponde a queste regolazione è "p\_closed" presente all'interno del modello "oil.circuito\_Olio\_primario.reliefValve".  
Il valore di questo parametro viene impostato a 185 bar che è il valore impostato dall'operatore durante le prove sperimentali.
- **Diametro orifizio:** Il diametro dell'ugello primario viene impostato dal parametro "diameter" presente nel modello "water.ugello\_4[s].ugello".  
Il valore di questo parametro è posto a 0,33 mm, essendo questo il valore dell'ugello primario con cui sono state svolte le prove sperimentali.
- **Smorzamento viscoso:** questo parametro, che sarà approfondito nel paragrafo 6.6, indica il valore dello smorzamento viscoso dovuto all'attrito del movimento dei pistoni all'interno dei cilindri.

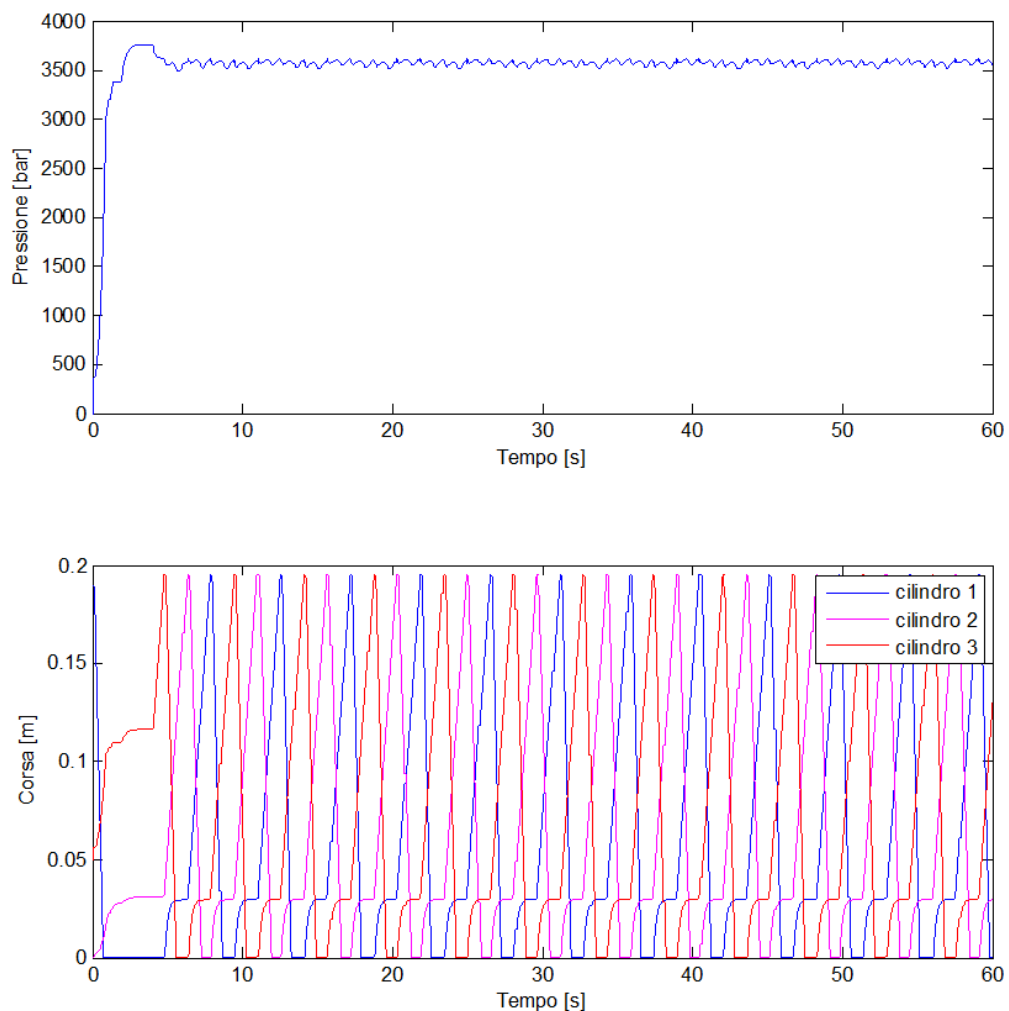
Una volta impostati tali parametri si procede con le impostazioni della simulazione.

Si impostata una durata della simulazione di 60 s, in modo che il sistema possa raggiungere una condizione di regime e compiere almeno 9 cicli di pompaggio. Inoltre viene richiesto al software di fornire in output 500 punti al secondo in modo da avere un segnale opportunamente campionato per il confronto con il segnale proveniente dalle prove sperimentali.

### 6.2 Risultato simulazione

Viene di seguito presentato il risultato della simulazione eseguito nelle stesse condizioni di lavoro in cui sono state effettuate le prove sperimentali "in controllo".

Nella Figura 6.1 è riportato il segnale di pressione dell'acqua all'ugello e il segnale derivante dalle corse dei tre pistoni durante tutto il periodo di simulazione che è stato impostato a 60 s.



**Figura 6.1 Risultato simulazione; segnale pressione e corse pistoni in condizioni nominali**

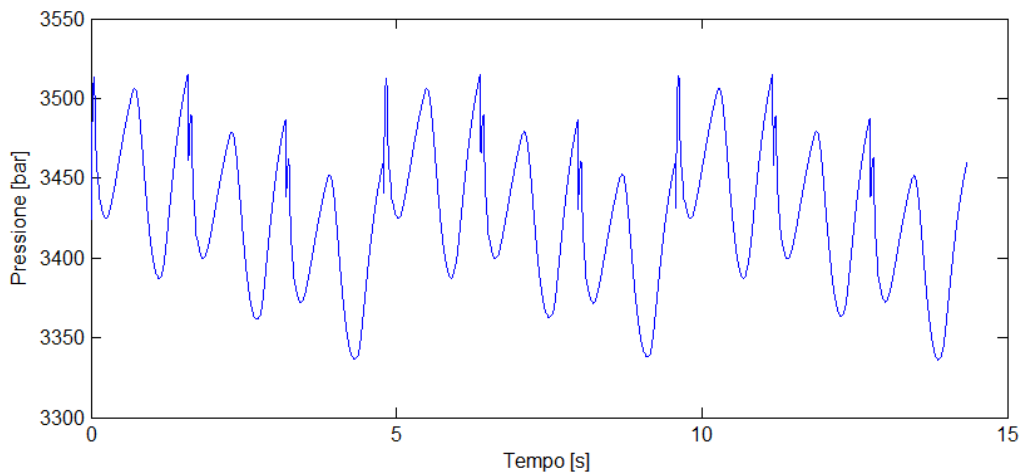
Si nota che nei primi secondi di simulazione proprio come nella macchina reale, si ha un transitorio in cui la pressione aumenta rapidamente.

Durante i primi 4 secondi di simulazione infatti la testa di taglio risulta essere chiusa dalla valvola vista nel paragrafo 4.14 che va a simulare la valvola a spillo. Durante questi secondi la pressione sale fino a raggiungere un valore massimo determinato dal coefficiente di intensificazione, raggiunta questa pressione massima il sistema rimane in equilibrio. Si nota, infatti, che anche la posizione dei pistoni rimane stabile.

Nel momento in cui è aperta la valvola presente nella testa di taglio ( $t=4$  s), inizia il ciclo di pompaggio dell'acqua con i relativi movimenti dei pistoni.

Di nostro interesse per il successivo confronto con i segnali derivanti dalle prove sperimentali sono i cicli di pompaggio che il sistema compie a regime.

In Figura 6.2 sono riportati tre cicli completi di pompaggio estrapolati dalla simulazione.



**Figura 6.2 Dettaglio del segnale di pressione simulato**



### 6.3 Oscillazione della pressione durante la compressione

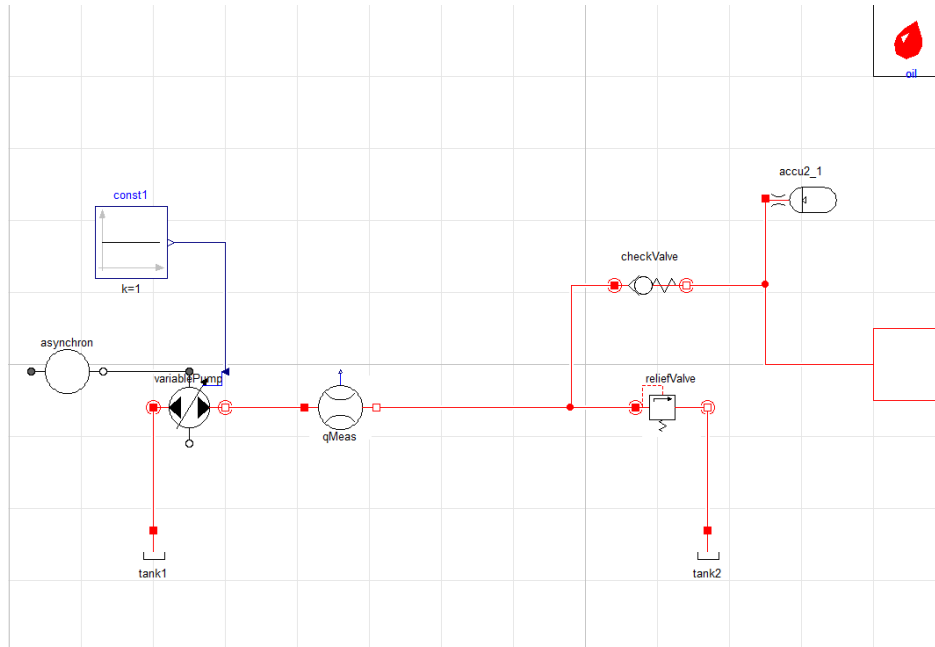
Come si è accennato nel capitolo 5, uno dei risultati fondamentali di questo modello è la corretta modellazione dell'oscillazione di pressione presente durante la corsa di ogni pistone.

La causa di questa oscillazione è stata ricondotta al circuito di regolazione della cilindrata DFR.

A dimostrazione di questo risultato, viene effettuata una simulazione del modello senza che vi sia il circuito di regolazione della cilindrata DFR.

Il modello circuito\_Olio\_primario è quindi modificata in questo modo Figura 6.3. La cilindrata in questa configurazione è fissata al massimo di quella permessa dalla pompa (cioè con inclinazione della piastra massima).

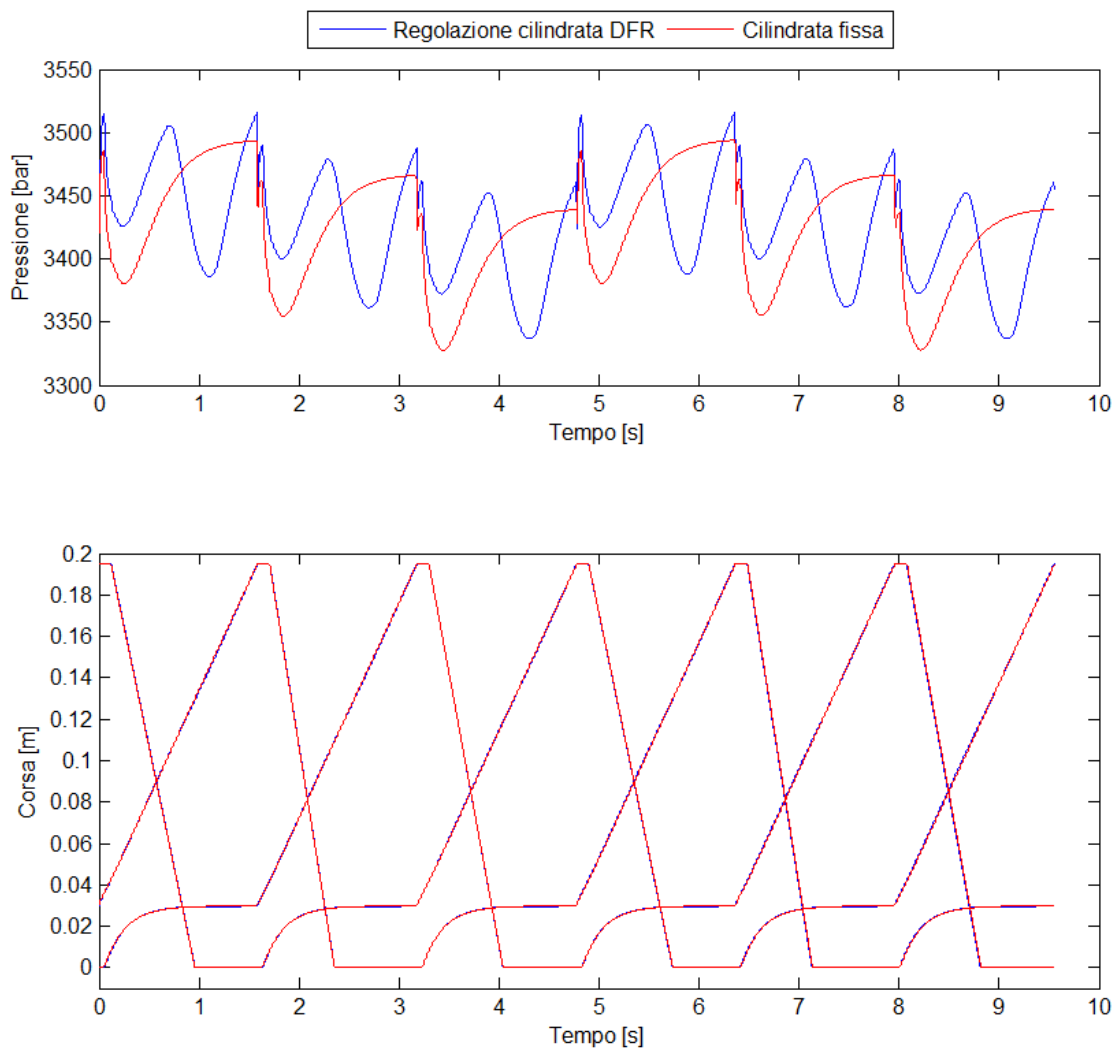
Per realizzare ciò il componente "VariablePump", che modella una pompa a cilindrata variabile in ingresso, ha un valore costante  $k=1$  che indica che la pompa lavora al 100% della cilindrata.



**Figura 6.3 Diagramma del modello "Circuito olio primario" modificato in modo da avere cilindrata della pompa massima**

In Figura 6.4 è sovrapposto l'andamento della pressione così ottenuta con quella del modello con la presenza del circuito di regolazione per un totale di due cicli di pompaggio completi.

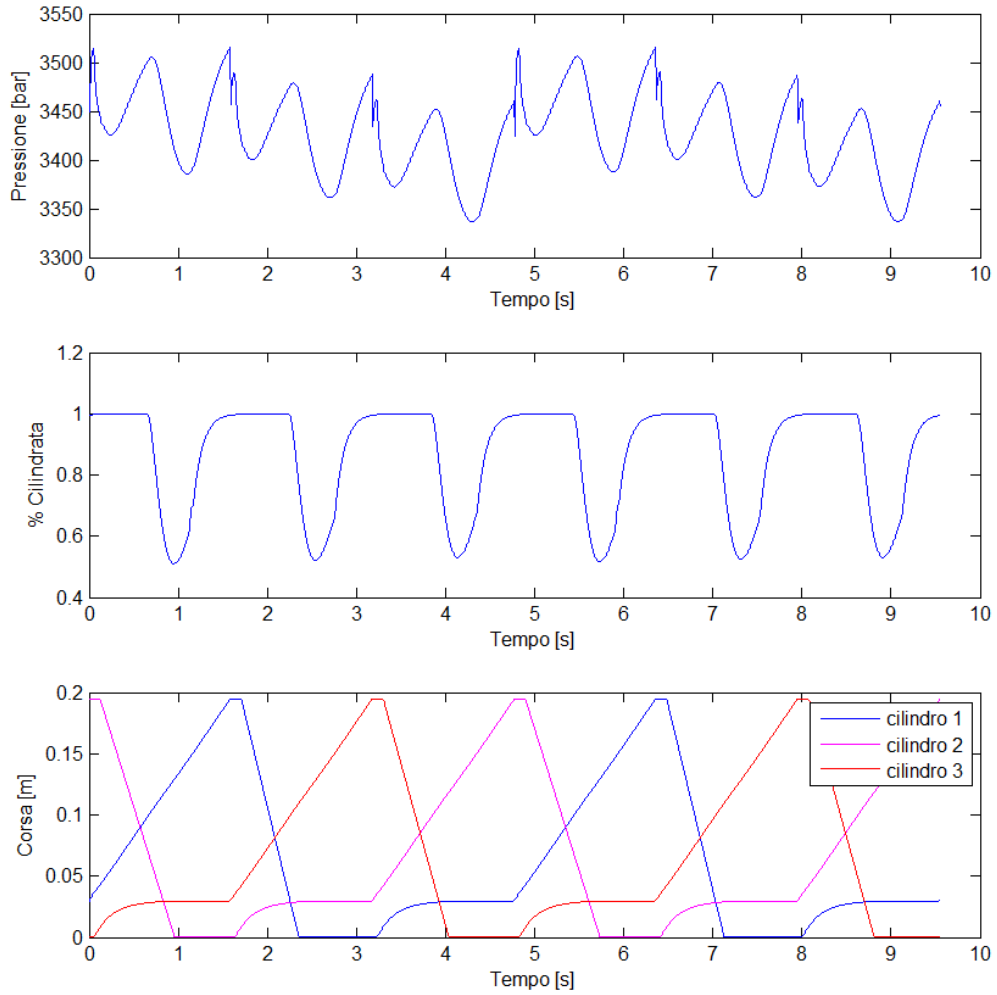
Si nota chiaramente che l'assenza della regolazione DFR annulla l'oscillazione della pressione dell'acqua durante la compressione di ogni pistone, nonostante i segnali di corsa siano sovrapponibili.



**Figura 6.4 Sovrapposizione segnali simulati**

Se, infatti, analizziamo il risultato della simulazione del modello con il circuito di regolazione DFR notiamo che il segnale di regolazione della cilindrata,

proprio durante la fase di compressione di ogni cilindro, subisce una variazione che dal 100% arriva fino a meno del 60% della cilindrata massima della pompa.



**Figura 6.5** Segnali simulati; Pressione, Regolazione cilindrata, Corse pistoni

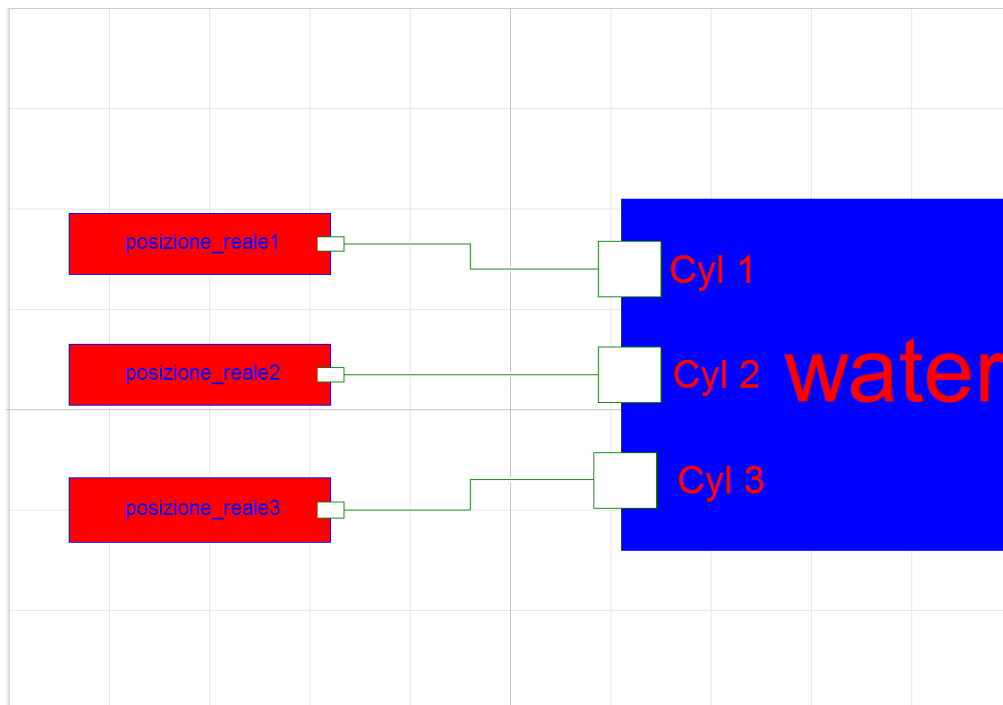
## 6.4 Simulazione del modello con corse reali

Per comprendere meglio le dinamiche che influenzano il segnale di pressione dell'acqua e capire se provengono dal circuito dell'olio primario o da quello dell'acqua, è possibile creare un'interazione tra i segnali sperimentali derivanti dai trasduttori di posizione presenti sui tre pistoni e una parte del modello creato in questo lavoro di tesi.

Come si vede in Figura 6.6 si crea un nuovo modello che al componente water (paragrafo 4.8) affianca tre nuovi componenti "posizione\_reale" che contengono i segnali sperimentali derivanti da ciascuno dei tre trasduttori di posizione.

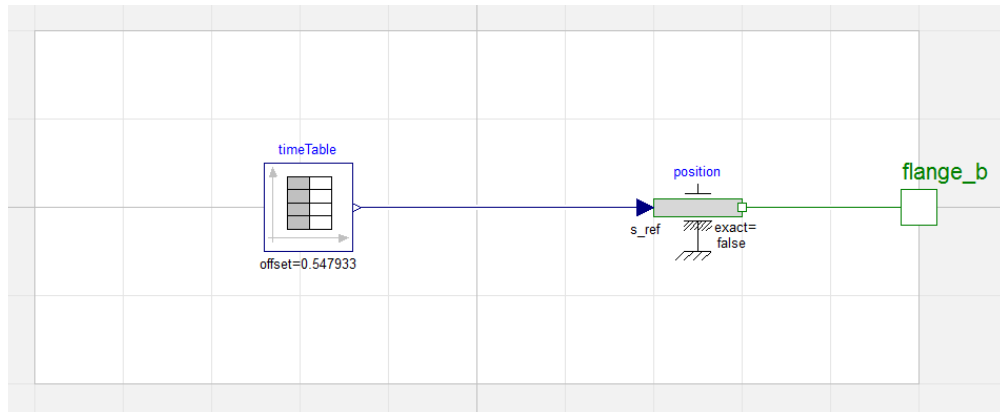
Il modello così creato, rispetto a quello proposto nel capitolo 4, escluderà quindi dalla simulazione il circuito primario dell'olio.

Si ricorda che il modello water in ingresso ha 3 connettori flangia traslazionale che determinano la posizione dei tre pistoni.



**Figura 6.6 Modello Intensificatore Tecnocut modificato in modo da avere le posizioni reali dei pistoni**

Si riporta in Figura 6.7 il diagramma del modello "posizione\_reale"



**Figura 6.7 Diagramma del modello "posizione reale"**

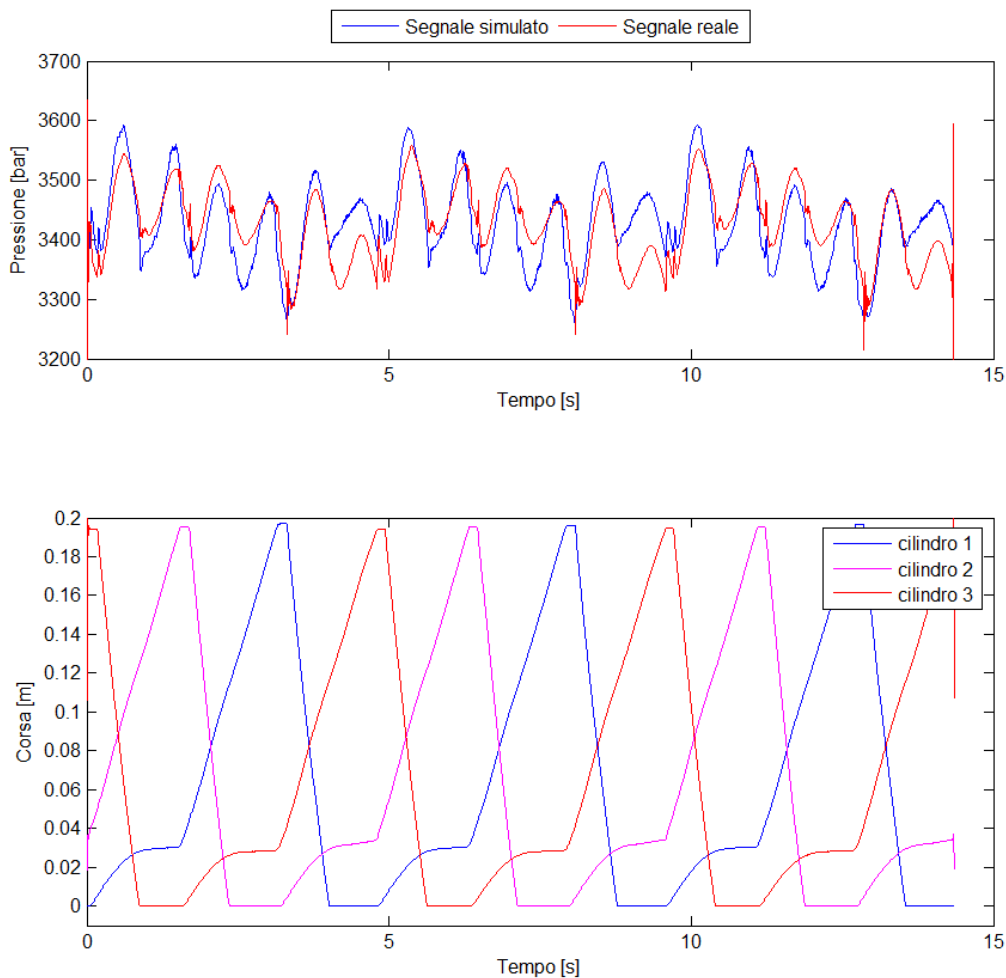
Questo modello è caratterizzato dalla presenza 2 elementi e di un connettore esterno flange\_b

- timeTable: elemento che genera un segnale nel tempo interpolando linearmente i valori di due vettori uno tempo e uno dati. In questo elemento sono quindi inseriti i valori derivanti dai trasduttori di posizione presenti sui tre pistoni.
- position: elemento che converte un segnale reale in un segnale di posizione traslazionale.

Il modello proposto in questo paragrafo (Figura 6.6) simulerà quindi il comportamento del circuito dell'alta pressione dell'acqua avendo in ingresso l'andamento delle posizioni reali dei 3 pistoni derivanti dalle prove sperimentali.

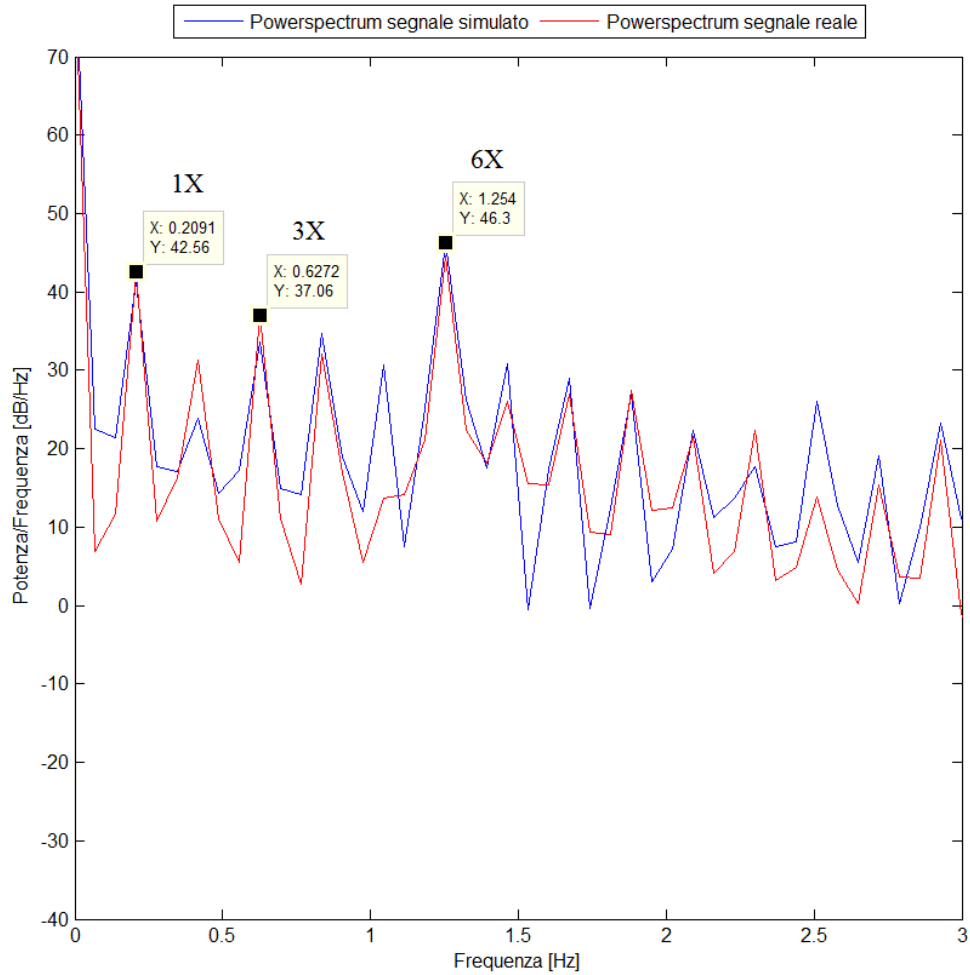
Si confronta in Figura 6.8 il segnale ottenuto dal modello appena creato con il segnale della pressione sperimentale reale; un risultato importante che si evince da tale confronto è che sostanzialmente tutta la dinamica della pressione dell'acqua è determinata dal movimento dei pistoni.

Si ha quindi la conferma di quanto ipotizzato in precedenza e cioè che l'oscillazione della pressione, durante la fase di compressione di ogni pistone, provenga dal circuito dell'olio e non sia dovuta al circuito dalla alta pressione dell'acqua.



**Figura 6.8 Sovrapposizione segnali simulato e reale**

Anche eseguendo un'analisi in frequenza attraverso il Power spectrum di questi due segnali Figura 6.9, notiamo che le frequenze 1X 3X e 6X rimangono invariate.



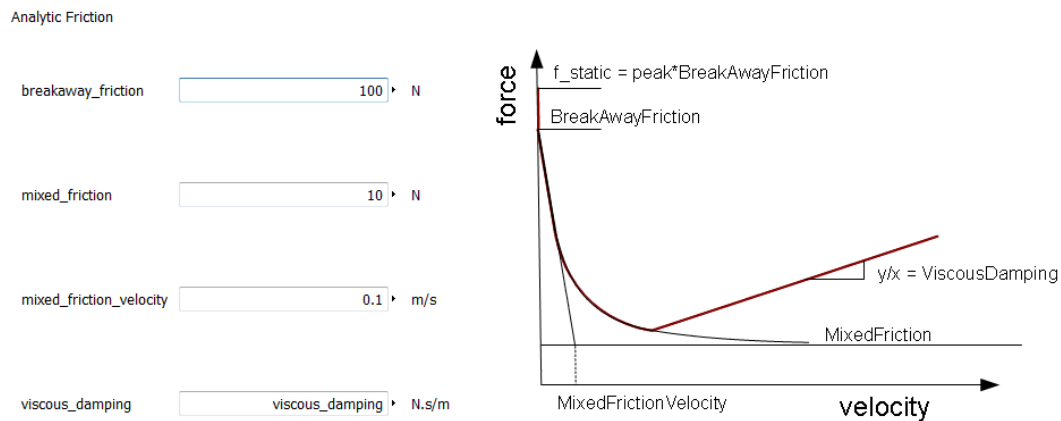
**Figura 6.9 Sovrapposizione Power spectrum segnale simulato e reale**

## 6.5 Effetto dell'attrito sulla forma sul segnale di pressione dell'acqua

Un fenomeno, che è risultato essere di fondamentale importanza al fine di ottenere un segnale simulato il più coerente possibile con quello sperimentale, è stato l'effetto dell'attrito nello scorrimento dei pistoni all'interno dei cilindri.

All'interno del componente DifferentialCylinder visto nel paragrafo 4.11 è possibile impostare alcuni parametri che vanno a modellare la forza d'attrito in funzione della velocità.

In Figura 6.10 si riporta la finestra di dialogo di Dymola nella quale è possibile modificare i valori della funzione forza di attrito in funzione della velocità all'interno del modello DifferentialCylinder.



**Figura 6.10 Finestra di dialogo di Dymola relativa al modello modello DifferentialCylinder**



Si è notato che non è importante determinare il valore corretto di questo attrito ma è altresì importante che i tre cilindri abbiano anche se di poco valori leggermente differenti di attrito in modo da rispecchiare la non perfetta uguaglianza degli attriti presenti nei tre cilindri.

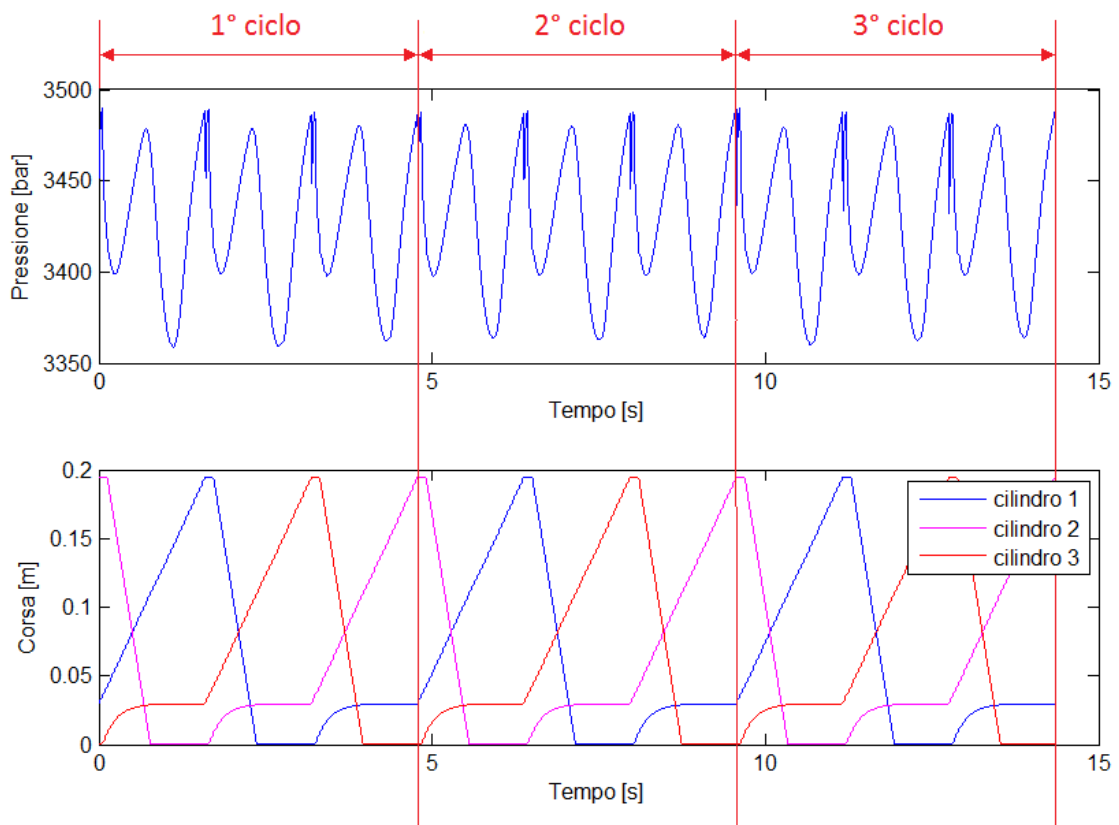
Se nel modello della macchina si utilizzasse il sotto-modello dei cilindri (cilindro\_parte\_olio) con gli stessi parametri di funzionamento, si avrebbe un annullamento della periodicità 1X legata al ciclo di pompaggio completo formato dall'entrata in compressione dei 3 pistoni.

Come è mostrato in Figura 6.10, viene scelto di mantenere i valori default di Dymola per i primi 3 parametri della funzione di attrito e di impostare come parametro esterno al modello il valore di smorzamento viscoso "viscous\_damping".

I valori di viscous\_damping impostati durante la simulazione per i tre cilindri sono stati tarati in modo da aumentare la coerenza del segnale simulato rispetto a quello reale. I valori scelti sono:

- viscous\_damping (cilindro 1) = 2500 [N·s/m]
- viscous\_damping (cilindro 2) = 12500 [N·s/m]
- viscous\_damping (cilindro 3) = 7500 [N·s/m]

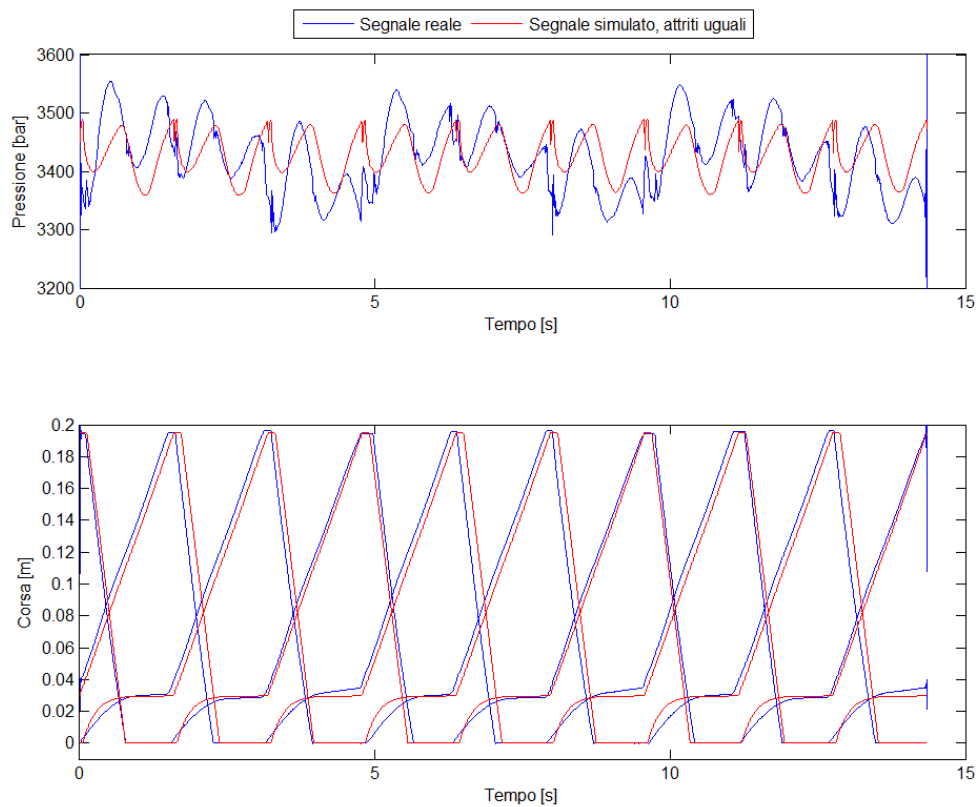
A dimostrazione di questo risultato viene mostrato il risultato della simulazione del modello modificato in modo che le funzioni di attrito dei pistoni siano uguali, impostando quindi un valore uguale del parametro "viscous\_damping" per tutti e tre i cilindri.



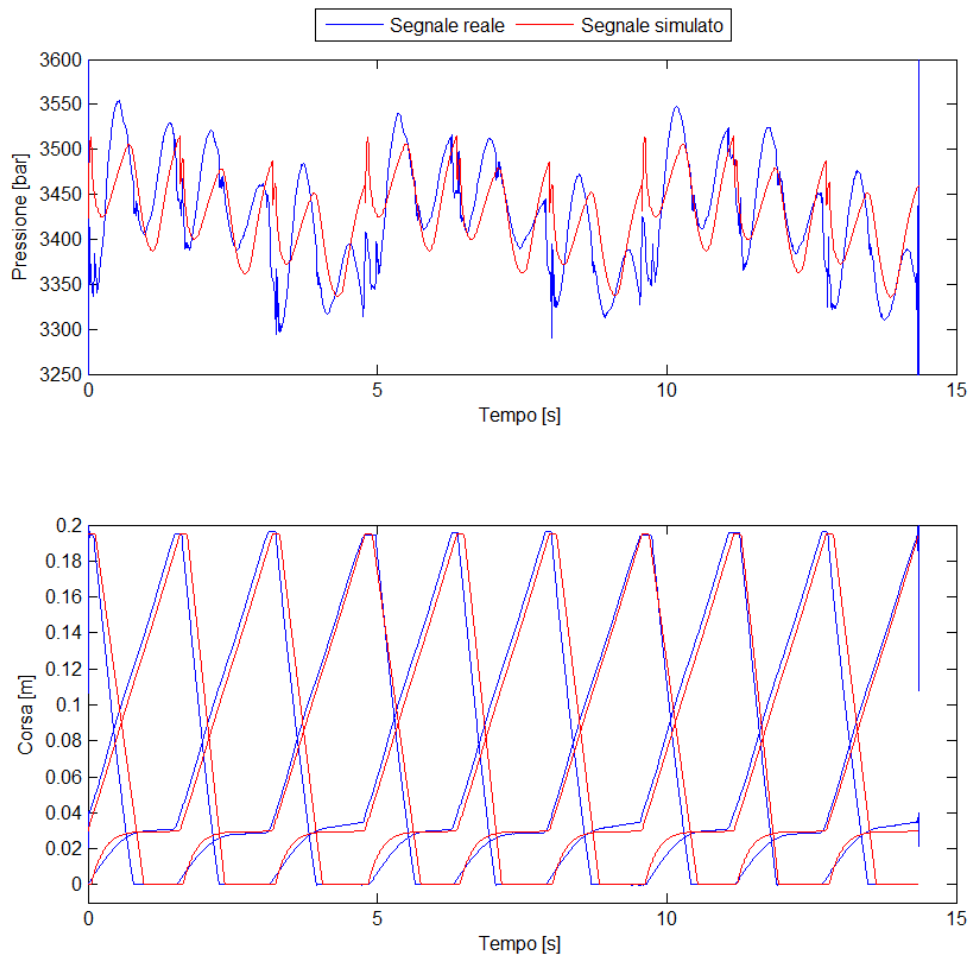
**Figura 6.11** Segnale simulato; modello con attriti uguali

Come si nota in Figura 6.11 osservando il segnale di pressione dell'acqua, notiamo che la periodicità legata a ogni ciclo di pompaggio non è più visibile. Infatti, non è più possibile distinguere l'inizio e la fine di ogni ciclo, cosa che invece è facilmente osservabile vedendo il segnale di pressione reale.

Nella Figura 6.12 è proposta la sovrapposizione tra il segnale simulato con attriti dei pistoni uguali e il segnale reale, mentre in Figura 6.13 è riportata la sovrapposizione tra il segnale simulato con attriti diversi e il segnale reale. Si nota chiaramente che l'effetto degli attriti è di fondamentale importanza per la corretta modellazione del segnale di pressione dell'acqua.

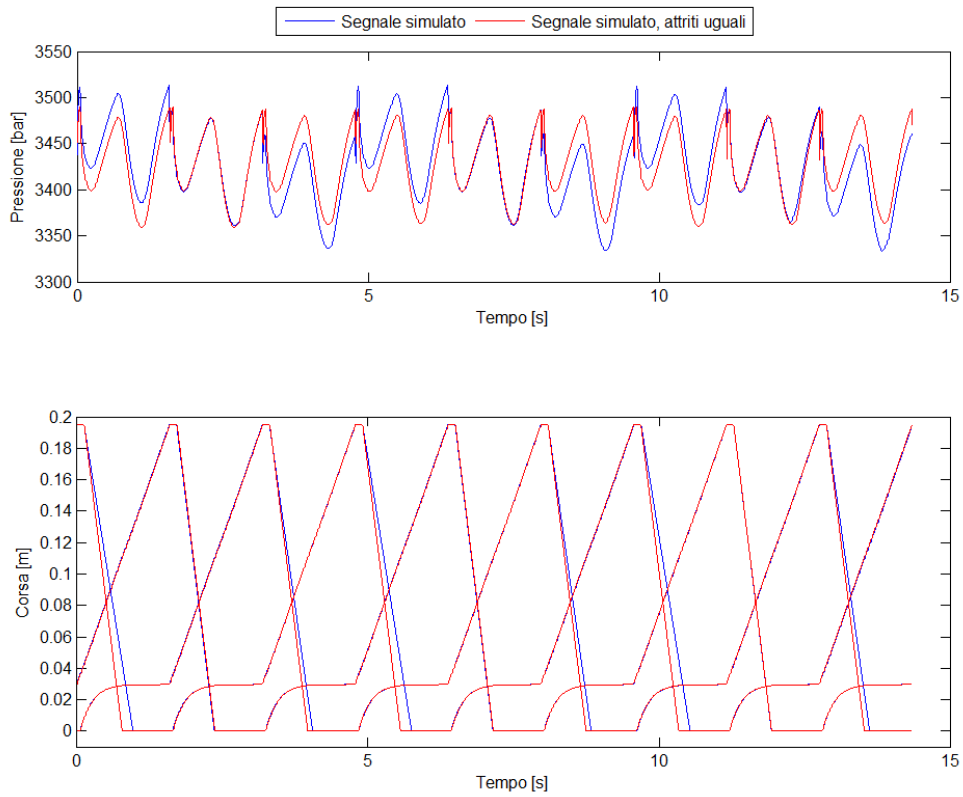


**Figura 6.12 Sovrapposizione segnali simulati e reali**



**Figura 6.13 Sovrapposizione segnali simulati e reali**

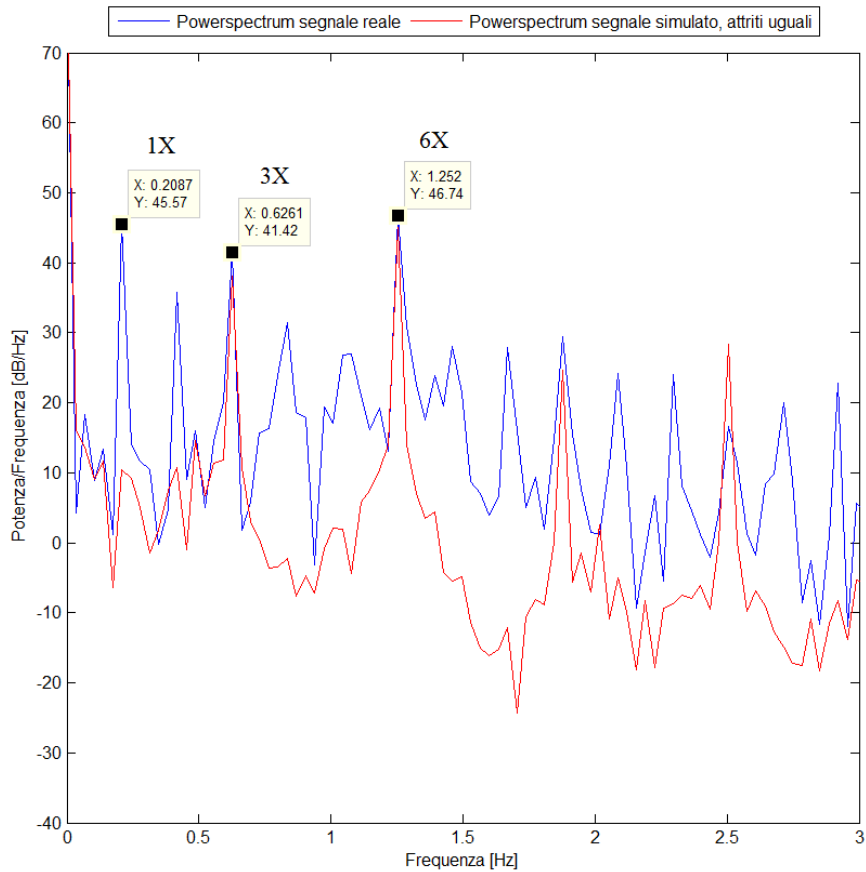
In Figura 6.14 vediamo invece la sovrapposizione dei segnali derivanti dalle simulazioni del modello con gli attriti uguali, e con attriti differenti.



**Figura 6.14 Sovrapposizione segnali simulati e reali**

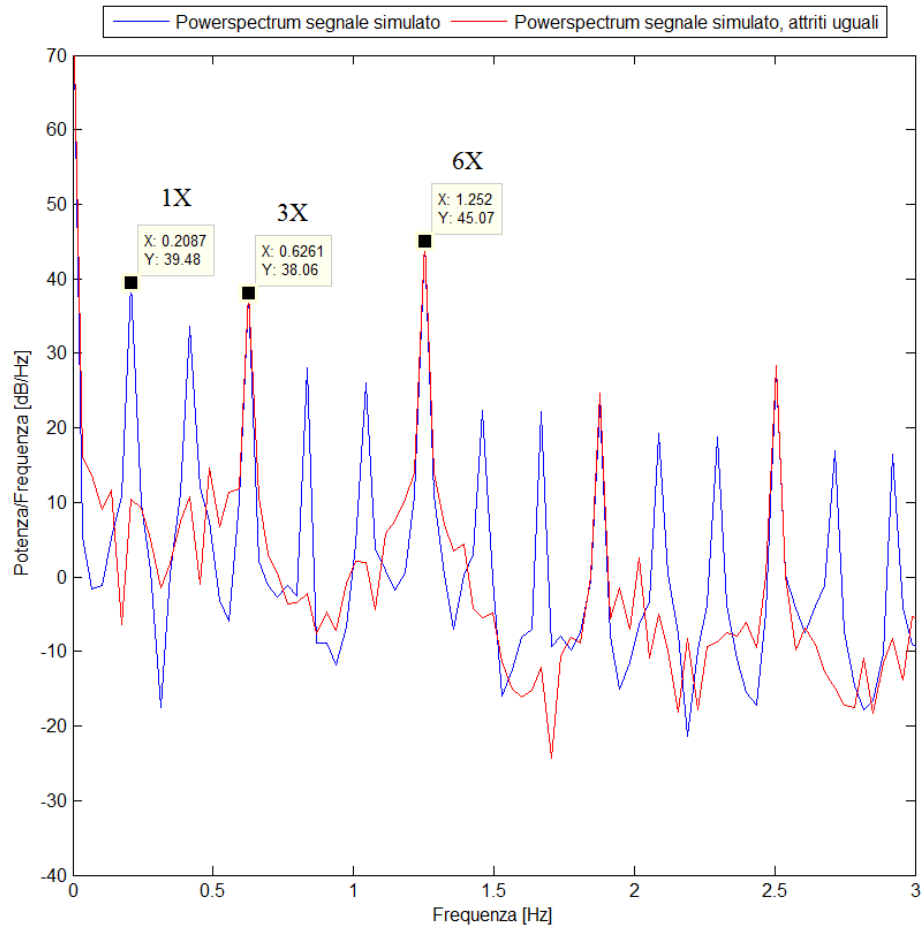
L'uguaglianza degli attriti determina quindi la scomparsa della componente armonica 1X dovuta al ciclo di pompaggio.

Confrontando il Power spectrum del segnale di pressione reale con quello del segnale simulato in condizioni di attriti uguali notiamo infatti la scomparsa della componente in frequenza 1X Figura 6.15



**Figura 6.15 Sovrapposizione Power spectrum segnale di pressione simulato e reale**

Analogamente si nota la scomparsa della componente 1X dal confronto tra i Power spectrum dei segnale di pressione simulati partendo dal modello con e senza attriti uguali Figura 6.16.



**Figura 6.16 Sovrapposizione Power spectrum segnali di pressione simulati**

## **Capitolo 7 Validazione del modello e implementazione dei fault**

La fase successiva all'acquisizione dei segnali provenienti dalla simulazione è il confronto di tali segnali con quelli reali provenienti dalle prove sperimentali.

La validazione è effettuata analizzando il segnale di maggior interesse per le applicazioni Waterjet: quello di pressione dell'acqua alla testa di taglio; sarà inoltre confrontato qualitativamente il segnale delle corse sei pistoni.

Il segnale di pressione dell'acqua come visto nel capitolo 5 è un ottimo indice per valutare eventuali guasti o danneggiamenti sull'intensificatore o sulla testa di taglio stessa.

Il segnale rilevato sperimentalmente è quindi sovrapposto al segnale simulato e dopo è eseguito un confronto per stabilire eventuali analogie. In questo capitolo si procede con la validazione del modello nelle condizioni di lavoro in controllo quindi con pressione di lavoro del circuito dell'olio primario impostato a 185 bar e diametro dell'ugello primario 0,33 mm.

In seguito saranno confrontati i segnali provenienti dalle prove sperimentali in condizioni di fault, con quelli provenienti dal modello opportunamente modificato per andare a replicare queste condizioni di lavoro non in controllo.

### **7.1 Confronto segnale acquisito e segnale simulato nelle condizioni in controllo**

Per realizzare il confronto sono sovrapposti i segnali di pressione e delle corse dei pistoni su un totale di 9 cicli di pompaggio in condizione di regime e viene effettuata un'analisi nel tempo considerando i seguenti indici:

- Deviazione standard
- Coefficiente di correlazione



Si effettua poi un'analisi in frequenza attraverso l'uso del Power spectrum.

Il coefficiente di correlazione esprime la linearità tra la covarianza e il prodotto delle deviazioni standard di due variabili aleatorie.

$$\rho_{xy} = \frac{\sigma_{xy}}{\sigma_x \sigma_y}$$

Dove

- $\sigma_{xy}$  è la covarianza tra i segnali X e Y
- $\sigma_x, \sigma_y$  sono le due deviazioni standard

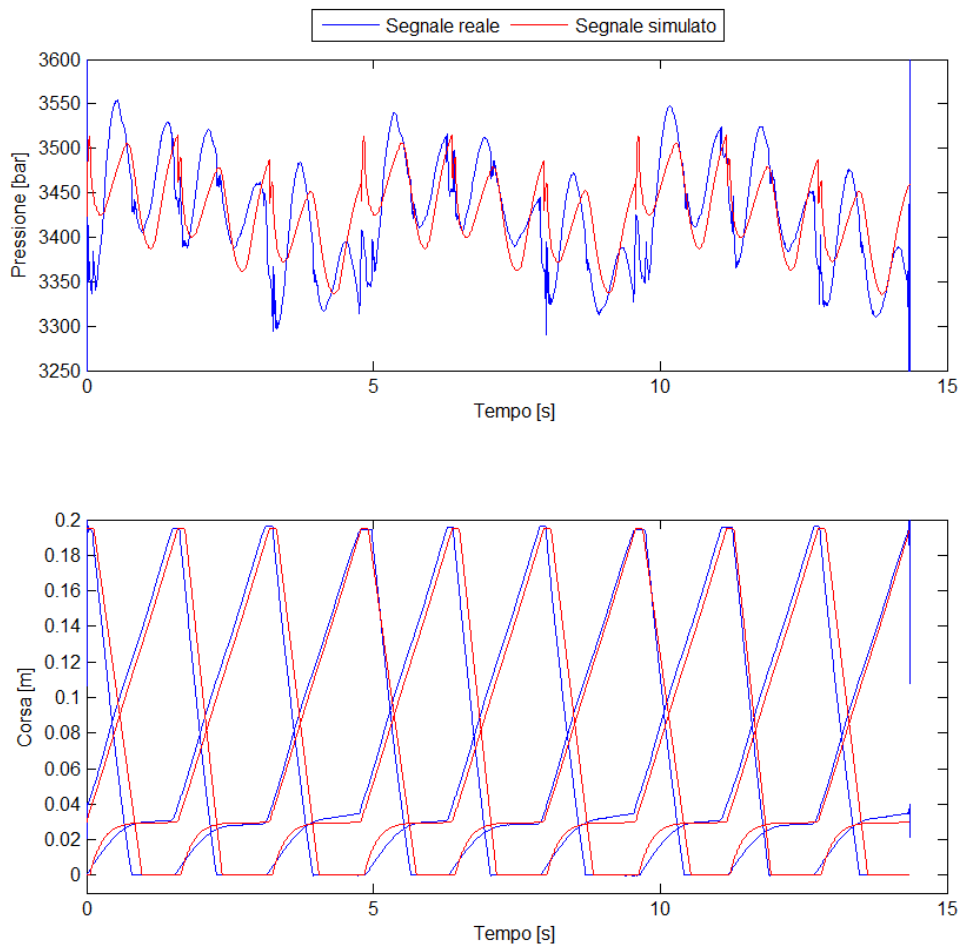
Il coefficiente può essere compreso tra 0 e 1 e, in base al valore che assume, si possono trarre le rispettive conclusioni.

$0 < \rho_{xy} < 0,3$  le variabili sono debolmente correlate.

$0,3 < \rho_{xy} < 0,7$  le variabili hanno una moderata correlazione.

$0,7 < \rho_{xy} < 1$  le variabili hanno una correlazione forte.

In Figura 7.1 sono sovrapposti i segnali relativi a 3 cicli di pompaggio.

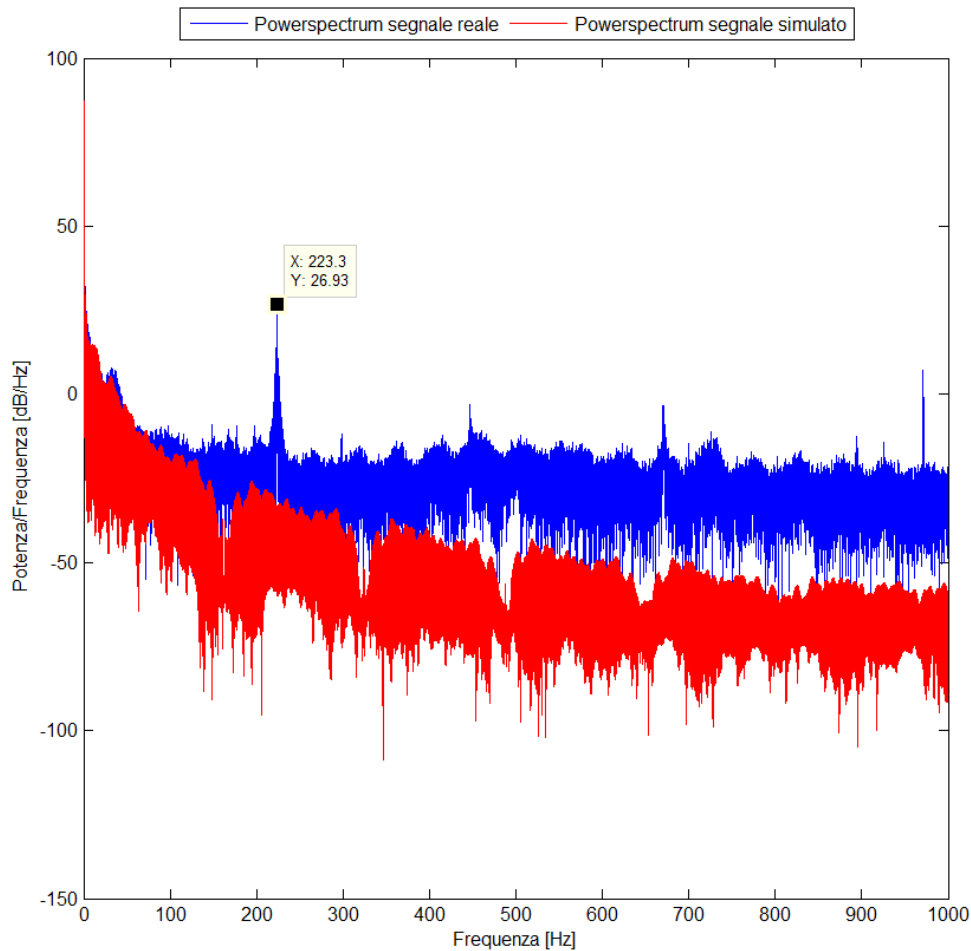


**Figura 7.1 Sovrapposizione segnali simulati e reali**

I valore degli indici considerati per il confronto dei segnali sono:

<b>Indice</b>	<b>Valore</b>
Deviazione standard segnale reale	62.5640 [bar]
Deviazione standard segnale simulato	42.8617 [bar]
Coefficiente di correlazione	0.7147

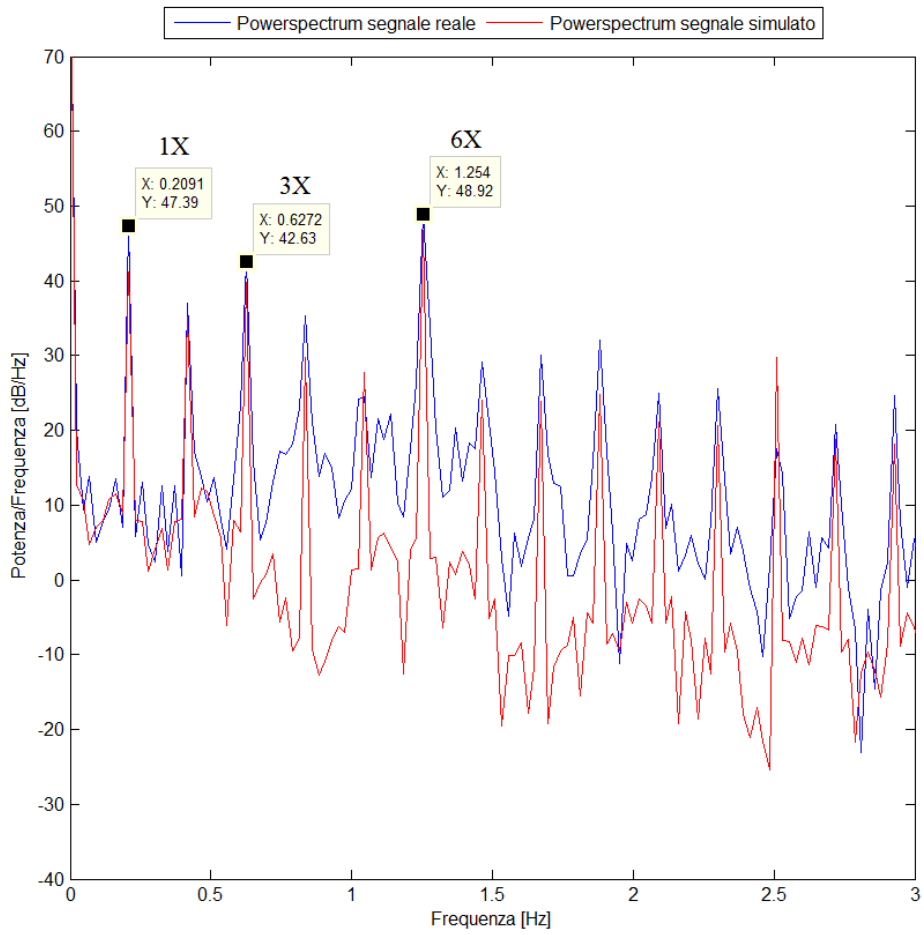
**Tabella 7.1 Indici per il confronto dei segnali di pressione simulati e reali; condizioni "in controllo"**



**Figura 7.2 Sovrapposizione Power spectrum segnale di pressione simulato e reale**

In Figura 7.2 è mostrata la sovrapposizione dei Power spectrum dei segnali di pressione, si può notare che la componente in frequenza a 223,3 Hz caratteristica dei pistoni della pompa a cilindrata variabile non viene riscontrata nel segnale simulato, dato che come spiegato nel paragrafo 5.4 , non è stato di nostro interesse andare a modellare una dinamica a frequenza così elevata.

Andando ad analizzare il Power spectrum alle frequenze di nostro interesse per caratterizzare il segnale Figura 7.3, vediamo una corrispondenza esatta delle componenti 1X 3X e 6X dei due segnali.



**Figura 7.3** Dettaglio sovrapposizione Power spectrum segnale simulato e reale

### 7.2 Implementazione del fault cilindro criccato

Il fault cilindro criccato come visto nel paragrafo 5.7 è un fault che genera una perdita di acqua nel cilindro della pompante. Durante il normale funzionamento il pistone, che è in fase di precompressione, raggiunge l'equilibrio essendo bilanciata la forza derivante dalla pressione agente sulle aree lato acqua e lato olio, la camera dell'acqua ad alta pressione durante questa fase infatti è impossibilitata ad espellere l'acqua dalla valvola di alta pressione.

Il pistone all'interno del cilindro interessato dal fault (cilindro 1) non riuscirà a raggiungere questo equilibrio dato che la camera dell'acqua avrà una perdita verso l'esterno, la corsa del pistone all'interno del cilindro 1 non tenderà all'equilibrio ma procederà in avanti fino a che il pistone che è nella fase di compressione raggiungerà il PMS.

Nella Figura 7.4 è riportato un confronto di un periodo pari a 3 cicli di pompaggio dei segnali pressione e corse relativi alle prove reali e simulate in tale condizione di fault.

Si precisa che i segnali reali fanno riferimento alla prova "run2 Cracked cyl. a." (Tabella 5.2)

E' possibile osservare nei segnali di corsa reali (in blu) la dinamica appena descritta riguardante la precompressione di uno dei tre cilindri. Si nota, inoltre, un incremento nella pendenza del tratto della corsa di compressione del pistone interessato dal fault, questo vuol dire che la compressione di questo pistone avviene a velocità maggiore di quella dei altri pistoni. Questo fenomeno è dovuto al fatto che il pistone durante la compressione espelle una quantità di acqua maggiore; infatti, l'acqua esce sia dalla valvola di alta pressione sia dalla cricca presente nel cilindro.

Il fault sul cilindro si ripercuote anche sugli altri cilindri, il fatto che il tempo di compressione del pistone interno al cilindro con fault sia più breve degli altri, come si vede nell'immagine, fa sì che la fase di precompressione del pistone successivo sia molto più breve.

Tale pistone si troverà nelle condizioni di iniziare la compressione senza aver terminato la fase di precompressione, senza cioè aver recuperato la

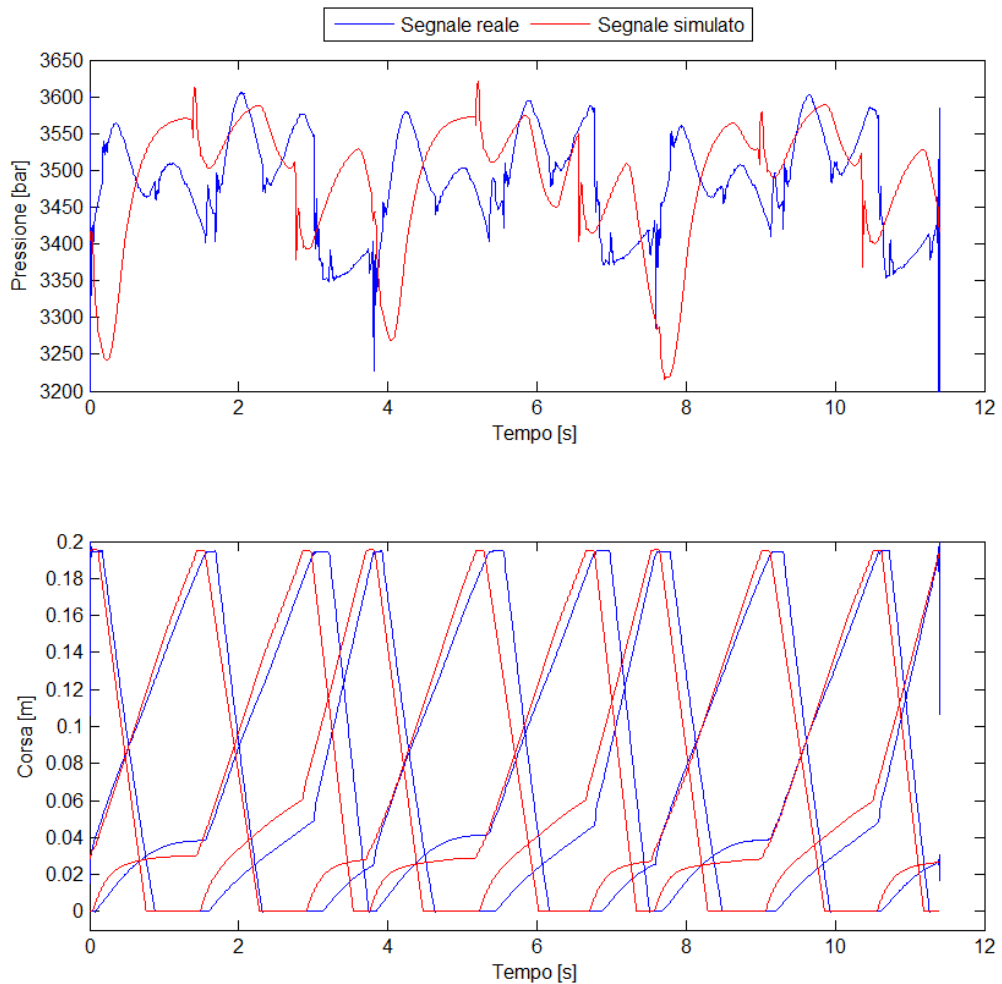
comprimibilità dell'acqua. Tale mancanza si ripercuote sulla successiva fase di compressione che subirà una modifica nella forma.

Per replicare la condizione di fault nel modello, è stato modificato all'interno del cilindro 1 il parametro  $G_{ext}$  presente nel modello "chamber" all'interno del componente " pistone\_lato\_acqua" che modella la conduttanza idraulica del leakage tra camera di compressione ed esterno.

Effettuando varie simulazioni a differenti valori di questo parametro, si arriva a determinare il valore:

$$G_{ext} = 3e-14 \text{ [m}^3\text{/(s}\cdot\text{Pa)]}$$

Tale valore di conduttanza permette di avere corrispondenza tra i periodi del ciclo di pompaggio del segnale reale e simulato.



**Figura 7.4 Sovrapposizione segnale simulato e reale; fault cilindro criccato**

E' importante notare che il risultato della corretta implementazione del fault all'interno del modello non è tanto quello di avere una corretta modellazione del segnale di pressione dell'acqua ma piuttosto di avere corretta modellazione delle corse dei pistoni, questo perché il segnale di pressione come mostrato anche nel capitolo 5 subisce una forte aleatorietà a seguito della presenza del fault.

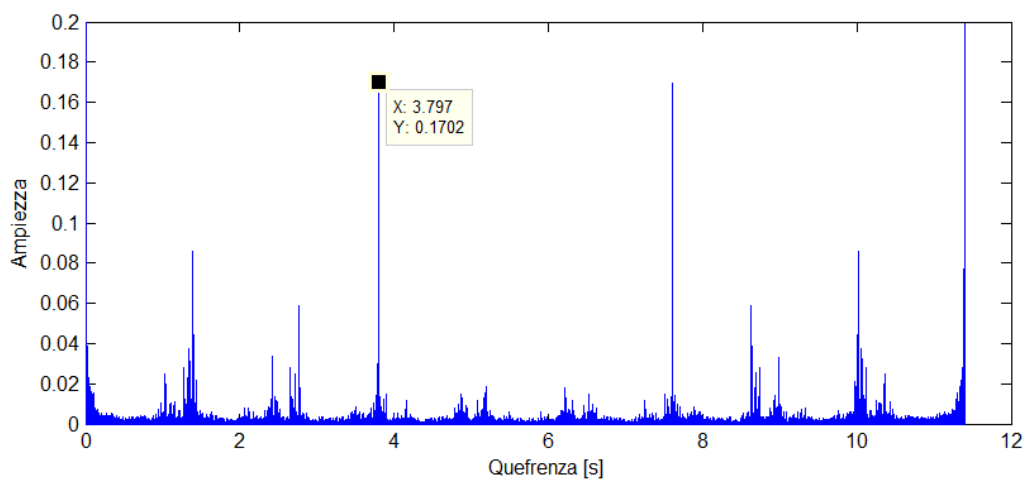
Analogamente a quanto fatto per i segnali simulati e reali in controllo, si calcolano ora gli indici scelti per il confronto dei segnali:

Indice	Valore
Deviazione standard segnale reale	68.8956 [bar]
Deviazione standard segnale simulato	87.6525 [bar]
Coefficiente di correlazione	0.4967

**Tabella 7.2** Indici per il confronto dei segnali di pressione simulati e reali; fault cilindro criccato

Si riporta in Figura 7.5 il cepstrum del segnale di pressione simulato, dove è possibile individuare la componente armonica caratteristica del ciclo di pompaggio 1X che per come è stata effettuata la taratura del modello, si trova nella stessa posizione di quella vista nella Figura 5.19.

La frequenza del ciclo di pompaggio a seguito del fault passa da 4,8 s a 3,8 s coerentemente con i risultati sperimentali.



**Figura 7.5** Cepstrum del segnale di pressione simulato; fault cilindro criccato



### 7.3 Implementazione del fault corpo valvola criccato

Il fault corpo valvola criccato analizzato nel paragrafo 5.8 è un fault che genera una perdita di acqua verso l'esterno nella valvola di alta pressione di uno dei tre cilindri. L'effetto sulle corse dei pistoni è quindi simile a quello visto per il cilindro criccato se pur in minore entità.

In Figura 7.6 è riportato un confronto dei segnali pressione e corse relativi alle prove reali e simulate in tale condizione di fault.

Il segnale reale è relativo alla prova "run 3 Cracked valve a", notiamo che analogamente al caso precedente, il pistone interessato dal fault (pistone 1), non riesce a raggiungere lo stato di equilibrio durante la precompressione; tuttavia notiamo che una volta che il pistone 1 entra nella fase di compressione la pendenza del tratto di curva è praticamente analoga a quella dei pistoni 2 e 3.

Per replicare la condizione di fault nel modello, si sceglie di modificare il parametro  $G\_Leak$  presente nel componente "checkValve" all'interno del modello "pistone\_lato\_acqua\_1". Questo parametro indica la conduttanza idraulica del leakage della valvola di non ritorno che collega la camera dell'acqua al serbatoio dell'acqua a bassa pressione "tank\_3" Figura 4.26.

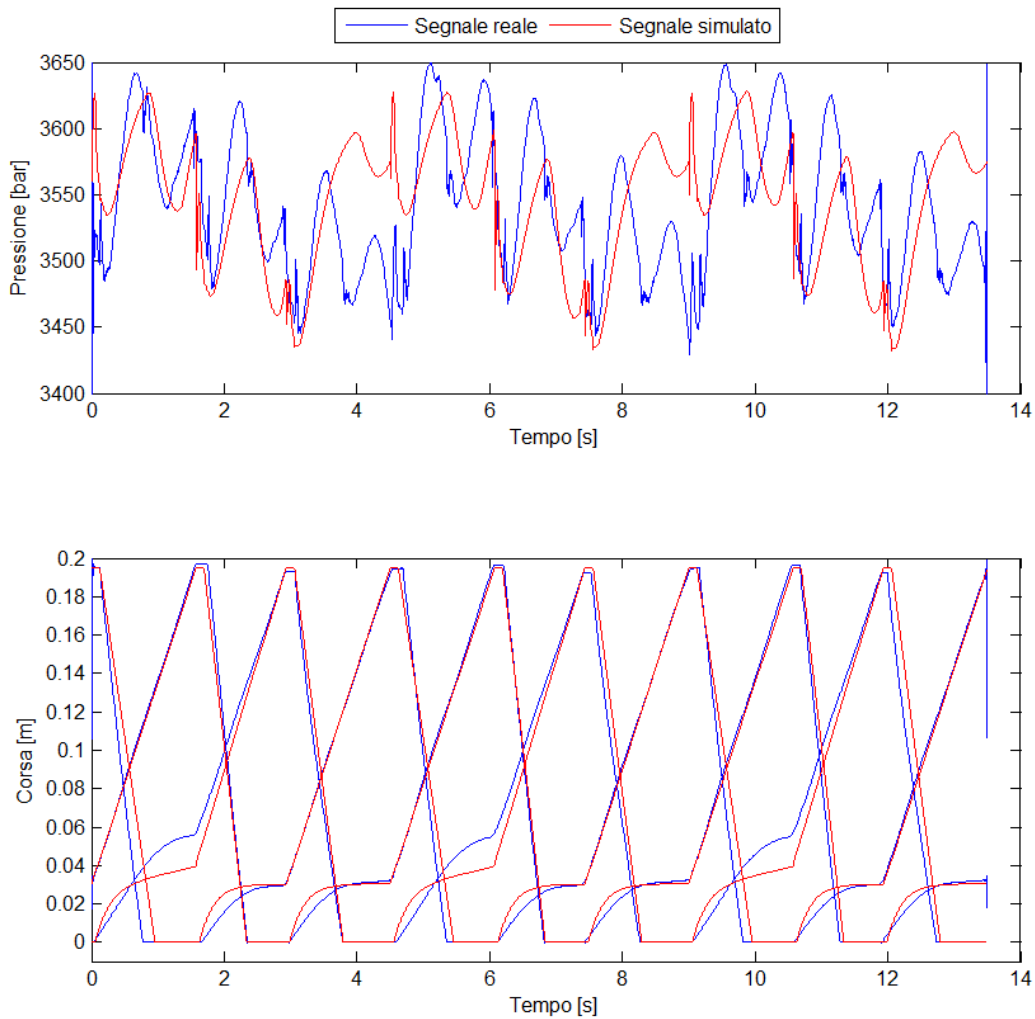
Il modello avrà quindi un leakage tra la camera dell'acqua e il serbatoio esterno dell'acqua atto a riempire la camera dell'acqua quando il pistone è in fase di ritorno.

Si procede quindi alla taratura di tale parametro in modo che il periodo del ciclo di pompaggio del modello sia prossimo a quello derivante dai segnali sperimentali.

Il valore estrapolato da tale processo risulta essere:

$$G\_Leak = 1e-14 \text{ [m}^3\text{/(s}\cdot\text{Pa)]}$$

Il segnale derivante dalla simulazione del modello così modificato è visibile in Figura 7.6.

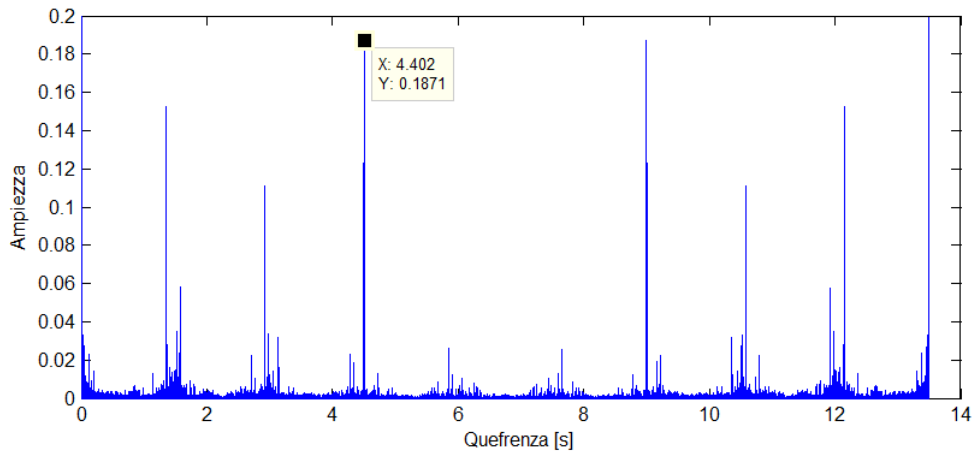


**Figura 7.6 Sovrapposizione segnale simulato e reale; fault corpo valvola criccato**

Si riportano in Tabella 7.3 gli indici di confronto dei segnali.

<b>Indice</b>	<b>Valore</b>
Deviazione standard segnale reale	53.2435 [bar]
Deviazione standard segnale simulato	49.6774 [bar]
Coefficiente di correlazione	0.4840

**Tabella 7.3 Indici per il confronto dei segnali di pressione simulati e reali; fault corpo valvola criccato**



**Figura 7.7 Cepstrum del segnale di pressione simulato; fault corpo valvola criccato**

Si riporta in Figura 7.7 il cepstrum del segnale di pressione simulato, dove è possibile individuare la componente armonica caratteristica del ciclo di pompaggio 1X che per come è stata effettuata la taratura del modello, si trova nella stessa posizione di quella vista nella Figura 5.22.

La frequenza del ciclo di pompaggio a seguito del fault passa da 4,8 s a 4,4 s coerentemente con i risultati sperimentali.

### 7.4 Implementazione del fault sede valvola usurata

Il fault corpo valvola usurato analizzato nel paragrafo 5.9 è un fault che genera una perdita di acqua in maniera del tutto analoga al fault corpo valvola criccato. Tuttavia l'entità della perdita d'acqua attraverso la valvola sarà nettamente inferiore rispetto al caso precedente essendo questa una perdita dovuta alla semplice usura delle parti in movimento della valvola.

In Figura 7.8 viene riportati i segnali derivanti dalla prova sperimentale "run 4 Worn valve a" (in blu). Si può facilmente notare che gli effetti di questo fault sono di entità nettamente inferiore rispetto a quelli precedentemente analizzati.

Analogamente per quanto fatto per il fault corpo valvola criccato per replicare la condizione di fault nel modello, si sceglie di modificare il parametro  $G\_Leak$

presente nel componente "checkValve" all'interno del modello "pistone\_lato\_acqua\_1".

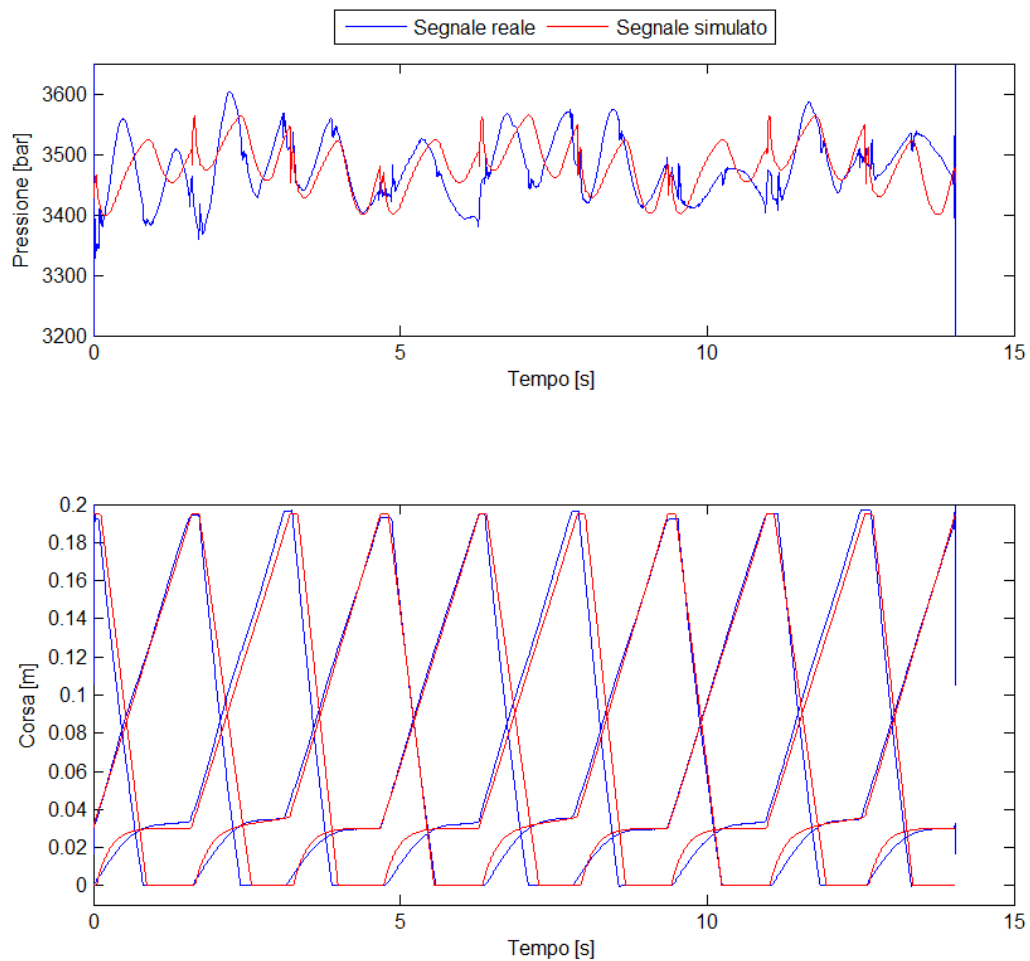
Si procede quindi alla taratura di tale parametro in modo che il periodo del ciclo di pompaggio del modello sia prossimo a quello derivante dai segnali sperimentali.

Il valore estrapolato da tale processo risulta essere:

$$G\_Leak = 6e-15 \text{ [m}^3\text{/(s}\cdot\text{Pa)]}$$

Questo valore di leakage risulta essere molto minore di quello trovato per il fault precedente, coerentemente con quanto ci si aspettava.

In Figura 7.8 viene mostrato anche il segnale derivante dalla simulazione del modello così modificato (in rosso).

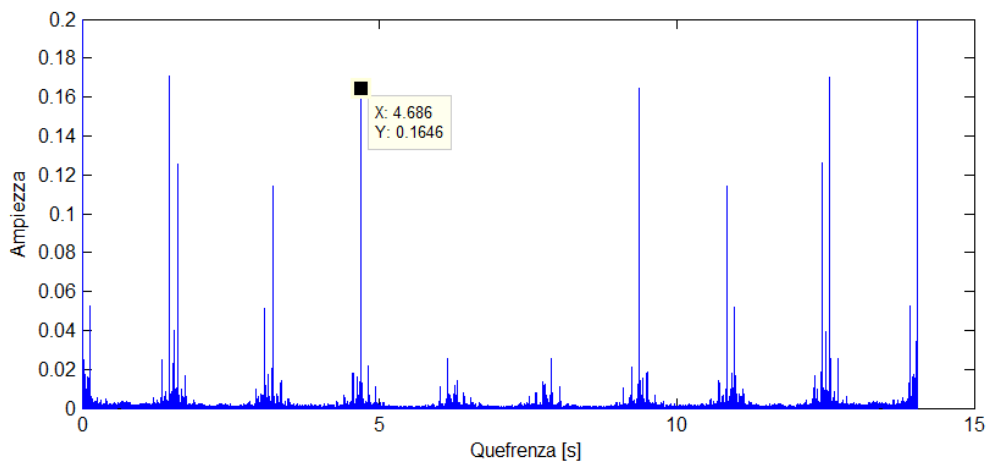


**Figura 7.8 Sovrapposizione segnale simulato e reale; fault sede valvola usurata**

Si riportano in Tabella 7.4 gli indici di confronto dei due segnali.

<b>Indice</b>	<b>Valore</b>
Deviazione standard segnale reale	51.5857 [bar]
Deviazione standard segnale simulato	41.5343 [bar]
Coefficiente di correlazione	0.5092

**Tabella 7.4 Indici per il confronto dei segnali di pressione simulati e reali; fault sede valvola usurata**



**Figura 7.9 Cepstrum del segnale di pressione simulato; fault sede valvola usurata**

Si riporta in Figura 7.9 il cepstrum del segnale di pressione simulato, dove è possibile individuare la componente armonica caratteristica del ciclo di pompaggio 1X che per come è stata effettuata la taratura del modello, si trova nella stessa posizione di quella vista nella Figura 5.25.

La frequenza del ciclo di pompaggio a seguito del fault passa da 4,8 s a 4,7 s coerentemente con i risultati sperimentali.

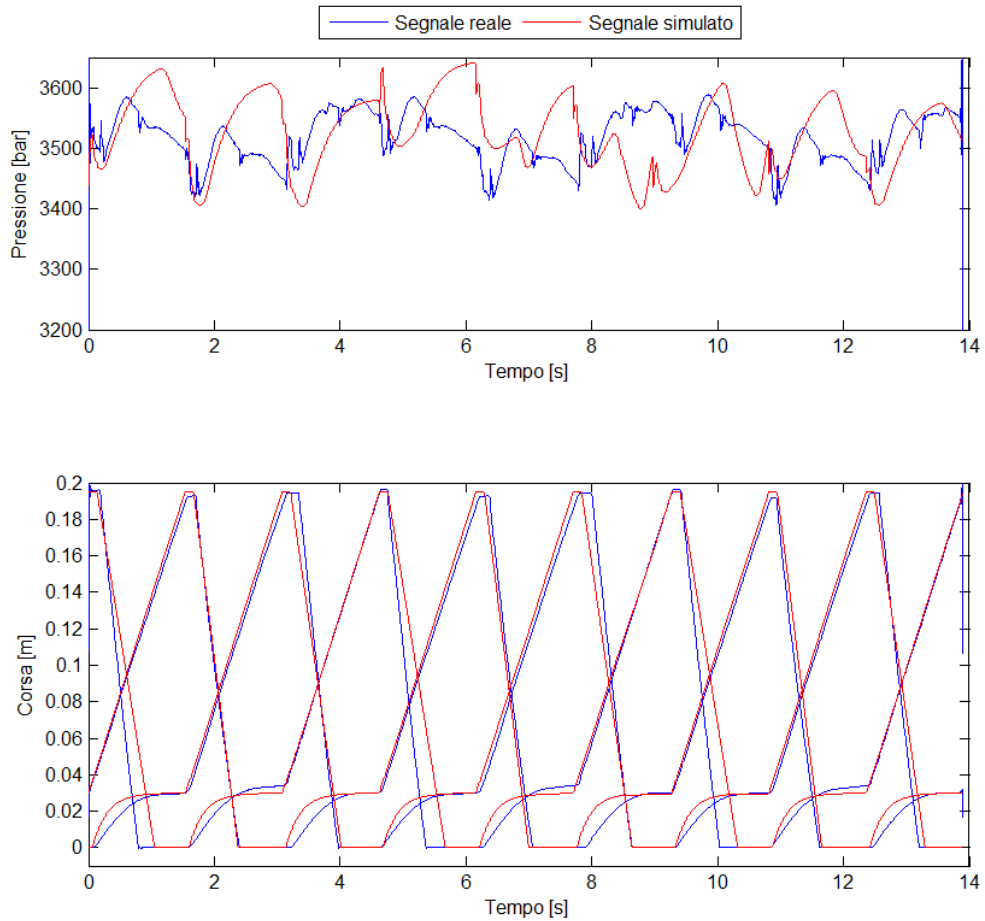
### 7.5 Implementazione del fault orifizio rotto

Il fault orifizio rotto come visto nel paragrafo 5.10 è un fault che viene realizzato nelle prove sperimentali andando ad usare un ugello primario con diametro più grande. Un diametro di passaggio più grande oppone meno resistenza sul circuito dell'acqua, questo significa un aumento della portata erogata dalla macchina, con un conseguente riduzione del ciclo di pompaggio.

Per replicare la condizione del fault nel modello si modifica il parametro "diameter" presente nel modello "water. ugello\_4[s].ugello" che indica appunto il diametro dell'ugello primario.

L'orifizio usato nelle prove sperimentali in condizioni di fault è pari a 0,35 mm, sarà quindi questo il valore del parametro "diameter".

In Figura 7.10 viene riportato un estratto di 3 cicli di pompaggio, del segnale reale di pressione e delle corse dei cilindri proveniente dalla prova sperimentale run6 "Broken orif a", sovrapposto ai segnali derivanti dalla simulazione del modello così modificato.



**Figura 7.10 Sovrapposizione segnale simulato e reale; fault orifizio rotto**

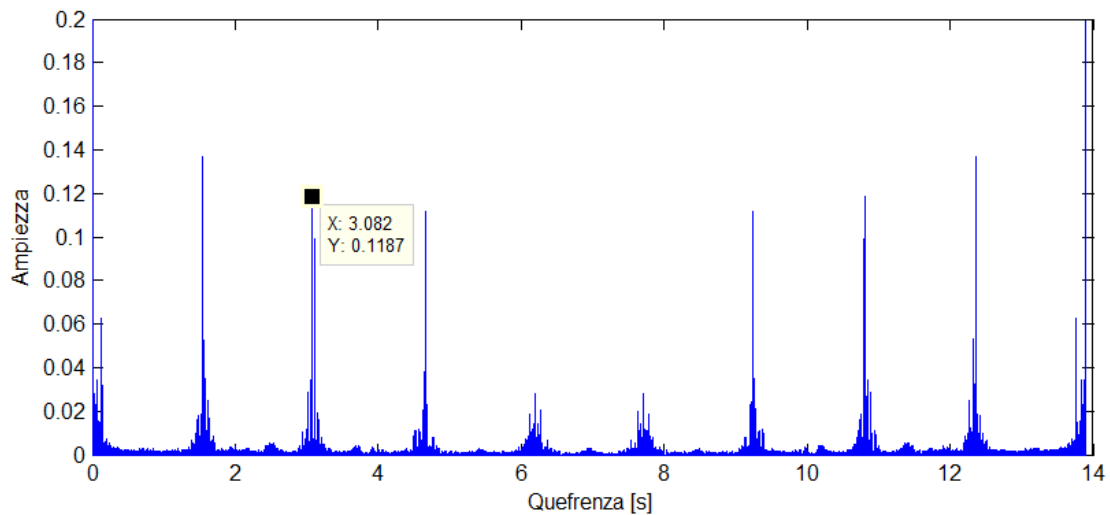
Si riportano in Tabella 7.5 gli indici di confronto dei segnali.

<b>Indice</b>	<b>Valore</b>
Deviazione standard segnale reale	41.4542 [bar]
Deviazione standard segnale simulato	67.3367 [bar]
Coefficiente di correlazione	0.5092

**Tabella 7.5 Indici per il confronto dei segnali di pressione simulati e reali; fault orifizio rotto**

Si riporta in Figura 7.11 il cepstrum del segnale di pressione simulato, dove è possibile individuare la componente armonica caratteristica del ciclo di pompaggio 1X che coerentemente con quanto visto nella Figura 5.28 passa da 4,8 s a circa 3.2 s.

La componente armonica 1X del segnale reale con fault orifizio rotto è alla quefrenza 3,2, mentre quella del segnale simulato con fault è a 3,1 quindi si ha un errore percentuale tra il periodo reale e simulato minore del 4%.



**Figura 7.11** Cepstrum del segnale di pressione simulato; fault orifizio rotto



## Capitolo 8 Conclusioni

L'obiettivo del presente lavoro di tesi è stato la proposta di un modello in grado di simulare il comportamento dinamico di un intensificatore di pressione per impianti waterjet.

Requisito di tale modello è stato oltre alla corretta simulazione del segnale di pressione nelle condizioni di lavoro in controllo, anche la simulazione in presenza di 4 dei più comuni fault che affliggono gli impianti Waterjet.

La creazione di tale modello è partita da un'analisi dell'intensificatore Waterjet per determinare quali delle componenti presenti al suo interno siano determinanti nell'influenza del segnale di pressione, e invece quali possano essere trascurati.

Ai fini della validazione del modello sono state effettuate prove sperimentali che hanno rilevato sia il parametro di nostro interesse ovvero il segnale di alta pressione dell'acqua, sia il segnale delle corse dei 3 pistoni presenti nell'intensificatore.

I segnali delle corse dei pistoni sono stati uno strumento fondamentale per la corretta implementazione del modello dato che hanno fornito un riscontro intermedio nella costruzione del modello. Avere infatti creato un modello che simuli correttamente il movimento dei pistoni dell'intensificatore è stato un requisito fondamentale per la corretta simulazione del segnale di pressione dell'acqua.

La creazione del modello ed il confronto tra i segnali simulati e sperimentali, ha permesso di effettuare importanti considerazioni per quanto riguarda la ricerca delle cause di alcune dinamiche del segnale di pressione.

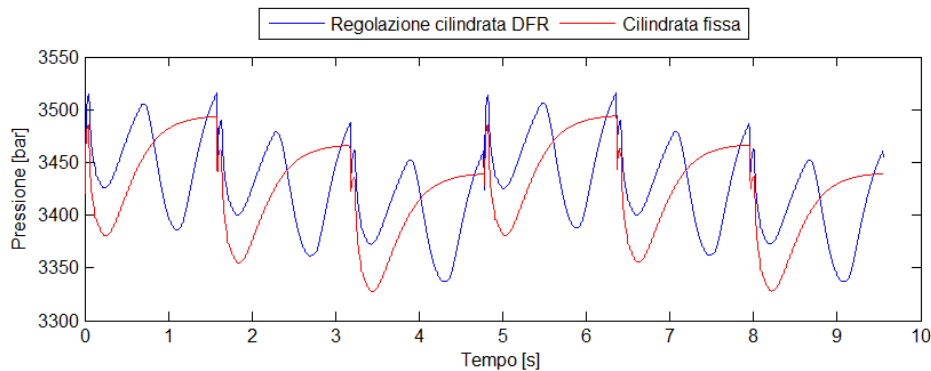
### 8.1 Risultati ottenuti

I risultati del lavoro svolto sono i seguenti:

- Aver determinato che il circuito (DFR) di regolazione della cilindrata della pompa a cilindrata variabile del circuito dell'olio primario ha un'importante influenza sul segnale di pressione dell'acqua. La dinamica in questione è l'oscillazione di pressione dell'acqua che si ha durante la fase di compressione di ogni pompante

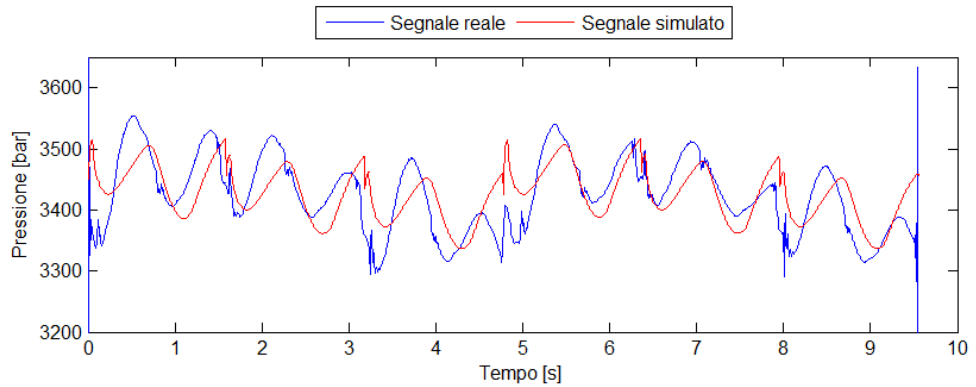
Un risultato importante di questa tesi è appunto la corretta modellazione di tale circuito.

In Figura 8.1 vediamo il confronto tra il risultato della simulazione con e senza circuito di regolazione DFR. In Figura 8.2 vediamo che il segnale simulato con la regolazione DFR contiene la dinamica ricercata nel segnale reale (in blu), dinamica invece assente nel segnale simulato a cilindrata fissa (segnale in rosso in Figura 8.1)



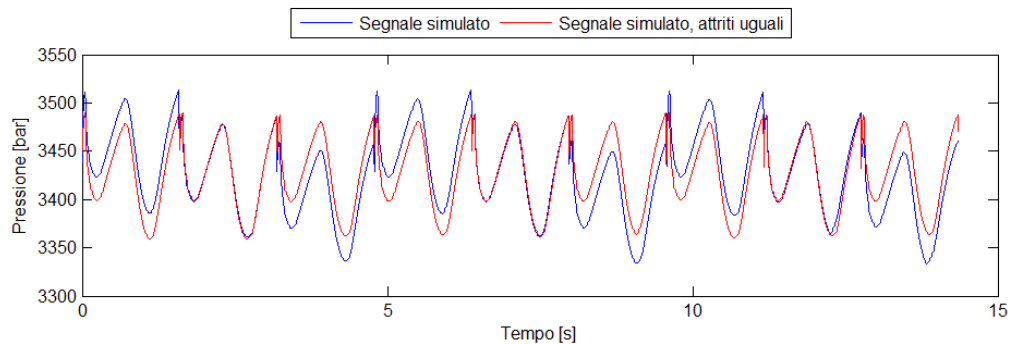
**Figura 8.1** Effetto del circuito di regolazione DFR sul segnale di pressione simulato

## Capitolo 8. Conclusioni



**Figura 8.2 Sovrapposizione segnale pressione simulato e reale**

- Aver studiato e modellato correttamente l'attrito dei tre pistoni presenti nell'intensificatore. Si è visto che l'attrito dei pistoni ha un'importante influenza sul segnale di pressione dell'acqua. In particolare questa dinamica determina la nascita della componente armonica sincrona con il ciclo di pompaggio (1X) presente nel segnale sperimentale. Abbiamo infatti mostrato che qualora l'effetto degli attriti non fosse inserito nel modello, non si riscontrerebbe la periodicità 1X nel segnale simulato Figura 8.3.



**Figura 8.3 Effetto dell'attrito dei pistoni sul segnale di pressione simulato**

- La creazione di un modello che grazie alle due conclusioni appena riportate, simula con una buona coerenza sia il segnale di pressione dell'acqua che quello delle corse dei cilindri. Ricordiamo che l'indice di correlazione tra i segnali di pressione reale e simulato è circa 0,7 che è indice di una correlazione forte tra i due segnali.
- Aver fatto interagire la parte del modello che simula il circuito dell'acqua in alta pressione imponendogli i movimenti reali dei pistoni provenienti dalle prove sperimentali.  
Tale simulazione ha permesso di determinare che l'andamento della pressione dell'acqua è quasi totalmente influenzato dal movimento dei pistoni, e quindi molto poco influenzato dalla parte del circuito relativa all'acqua in alta pressione.
- Si sono studiati gli effetti dei 4 fault più comuni nella tecnologia Waterjet, attraverso l'analisi dei segnali di pressione e delle corse dei cilindri.  
Si sono poi ricercati i parametri da modificare all'interno del modello in modo che quest'ultimo riuscisse a simulare le condizioni di fault. Si è quindi dimostrato la robustezza del modello anche nel simulare condizioni di lavoro non in controllo.  
Per ogni fault si è cercato di tarare un parametro scelto all'interno del modello che andasse a simulare il fault, in modo che il segnale simulato avesse lo stesso periodo del ciclo di pompaggio del segnale reale.  
A seguito della taratura si sono poi confrontati i segnali reali e simulati delle corse dei cilindri essendo queste più che il segnale di pressione, indice della corretta implementazione del fault.

### **8.2 Sviluppi futuri**

Relativamente al modello costruito è possibile sottolineare alcuni aspetti che potranno essere migliorati.

Nel confronto tra il segnale di pressione reale e simulato Figura 7.1, notiamo una non perfetta corrispondenza nel momento di passaggio tra una compressione di un pistone ed il successivo, questo può essere indice della non perfetta modellazione delle valvole presenti all'interno del circuito di alimentazione dei cilindri. Un miglioramento del modello può essere quindi effettuato in questa direzione.

Sarebbe poi interessante effettuare una validazione del modello in una varietà maggiore di condizioni di utilizzo come ad esempio con più tipologie di ugelli.

Il modello proposto comunque rispecchia in modo soddisfacente la macchina reale, inoltre la possibilità di poter simulare condizioni di fault apre la strada a possibili utilizzi di tale modello per lo sviluppo di sistemi di diagnostica anche real time di impianti di questo tipo.

## Bibliografia

- [1] M. Strano, La tecnologia Waterjet, Appunti del corso di Tecnologia meccanica 2, 2011/2012.
- [2] Omax, Direct drive pump - catalog, url:  
<http://www.omax.com/waterjets/pump-technology>, 2014.
- [3] S. Valletti, Sviluppo di un modello per la simulazione del segnale di pressione in un impianto a getto d'acqua, Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Milano, 2002/2003.
- [4] Techniwaterjet, QuantumNXTElectricServoPump - catalog, USA, 2013.
- [5] Tecnocut Spa, JetPower, intensificatore di pressione per sistemi di taglio a getto d'acqua, Bergamo: Manuale d'uso e manutenzione, 2009.
- [6] Shell, SHELL TELLUS S2 M 68 - Technical Data Sheet, Shell Lubricants, 2014.
- [7] Fimet Spa, Motori Asincroni Trifasi - Catalogo, Fimet italia, 2011.
- [8] H. Speich e A. Bucciarelli, Manuale di Oleodinamica, Milano: Tecniche Nuove, 2002.
- [9] Bosch Rexroth Group, Rexroth A10VSO Variable Axial Piston Pump - manual, USA: Rexroth, 2010.
- [10] Parker Hannifin Corporation, Check Valves Series 6C - catalog, USA: Parker, 2007.
- [11] HYDAC, HYDAC-sb330-Accumulators Product Catalogue, 2005.
- [12] Bosch Rexroth Group, DBD – Pressure relief valves, direct operated

## Bibliografia

---

- Catalogue, USA: Rexroth, 2010.
- [13] R. Daverio, Sviluppo di modelli di simulazione per intensificatori ad altissima pressione, Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Milano, 2009/2010.
- [14] Parker Hannifin Corporation, Series D1VW, D Style catalog, USA: Parker, 2011.
- [15] Parker Hannifin Corporation, CP421 N16 Hydraulic Check Valve, catalog, USA: Parker, 2008.
- [16] Modelica and the Modelica Association, url: <http://www.modelica>.
- [17] G. Ferretti, Corso di "Tecniche e strumenti di modellazione", Politecnico di Milano, 2011/2012.
- [18] P. Fritzson, Introduction to Modeling and Simulation of Technical, Wiley, 2011.
- [19] M. Tiller, Introduction to Physical Modelling with Modelica, Kluwer Academic Publisher, 2001.
- [20] Dymola, Dynamic Modeling Laboratory - User's Manual, Dynasim AB, 2004.
- [21] Modeleon, Tutorial for the Hydraulics Library - Library of Hydraulic Components, Modeleon AB, 2012.
- [22] X. Claude, A. Merlen, B. They e O. Gatti, Abrasive waterjet velocity measurements, 14th International Conference on Jetting Technology, Belgium, 21-23 September 1998, pp. 235-251.
- [23] M. Hashish, D. E. Steele e D. H. Bothell, Machining with super-pressure (690 Mpa) waterjets, International Journal of Tools Manufacturing, Vol. 37, No. 4, 1997, 465-479.
- [24] M. Hashish, Pressure effects in a waterjet machining, Journal of

## Bibliografia

---

Engineering Material and Technology, 1989.

[25] M. Grasso, Condition Monitoring and Diagnosis of High Pressure Intensifier in Waterjet Cutting Machines, Lavoro d'anno per il corso "Controllo e Comportamento Dinamico delle Macchine", Politecnico di Milano, 2011/2012.

[26] Barnbrook systems, Intersode HP28 - Technical Data Sheet, url: <http://www.barnbrooksystems.co.uk/>, 2011.

[27] Gefran, ONP1-A Technical Data Sheet, url: <http://www.gefran.com/>, 2012.