

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea

**Analisi termo-fluidodinamica di
circuiti di raffreddamento**



Relatore

prof. Marco Carlo Masoero

Candidato

Paolo Grillo

Supervisore Aziendale

Ing. Michele Tamagnone

Anno Accademico 2017 - 2018

Sommario

Il presente elaborato di fine corso è stato sviluppato presso l'azienda *Delta-ti impianti S.p.a.* con lo scopo di analizzare tramite un software di simulazione CFD (Computational Fluid Dynamics) il comportamento di impianti di raffreddamento già progettati.

In particolare sono stati riportati 2 dei 10 circuiti primari dell'esperimento PRIMA presso l'area di ricerca del Cnr a Padova.

Il lavoro effettuato è stato di simulazione per verificare il corretto dimensionamento e prevedere il comportamento della struttura in caso di guasti:

- Simulazioni in Steady state (verifica statica) per:
 - verificare l'adeguatezza delle pompe installate;
 - precariche necessarie ai vasi;
 - grado di apertura delle valvole di regolazione;
 - verifica portata ai rami delle utenze;
 - verifica temperature alle utenze.
- Transitori di flusso di massa e termici per:
 - dimensionare i dispositivi di sicurezza;
 - verifica del corretto funzionamento.

Abstract

The following thesis was developed in collaboration with the firm *Delta-ti impianti S.p.a.* with the purpose to analyze, by using a Computational Fluid Dynamics software, the behaviour of cooling plants.

In particular this elaborate focuses on two out of ten primary circuits of the PRIMA experiment, in Padova at the research area of the Cnr.

The simulation part had the goals to verify the correct sizing and to forecast the structure behaviour under unexpected failure:

- Steady State Simulations for:
 - verify the correct suitability of installed pumps;
 - pressure charge for pressurizers regulation;
 - valves opening regulation;
 - correct mass flow through users check;
 - correct temperature at users check.
- Transients simulations for:
 - safety components sizing;
 - correct operation mode check.

Indice

Elenco delle figure	4
Elenco delle tabelle	6
1 Introduzione	7
1.1 L'azienda	7
1.2 Progetto ITER	8
1.3 Progetto PRIMA	9
1.3.1 Esperimento MITICA	11
1.3.2 Esperimento SPIDER	12
1.4 FloMASTER®	12
2 Modellazione con FloMASTER®	14
2.1 Tubazione	15
2.1.1 Pipe - Tubo	15
2.1.2 Bend - Curva	17
2.1.3 Transition - Riduzione/Allargamento	18
2.1.4 Junction - Giunzione	19
2.2 Pump - Pompa	19
2.3 Heat-Exchanger - Scambiatore di calore	20
2.4 Source - Sorgente	21
2.5 Flow meter - Misuratore di portata	22
2.6 Valve - Valvole	23
3 Sistemi di raffreddamento	26
3.1 Plant Unit	27
3.2 Circuiti	28
3.3 Perdite di carico	30
3.3.1 Perdite continue	32
3.3.2 Perdite localizzate	33
3.4 Condizioni climatiche	33
3.5 Scenari di funzionamento	34

4	Circuito Primario 05 - MITICA	36
4.1	Modellazione PC05	36
4.1.1	Utenze	36
4.1.2	Riscaldatore	37
4.1.3	Scambiatore di calore	37
4.1.4	Misuratori di portata	37
4.1.5	Pompa	38
4.1.6	Stratigrafia tubi	40
4.1.7	Documenti di progetto	41
4.2	Steady state	43
4.2.1	Dimensionamento vaso d'espansione	43
4.2.2	Bilanciamento valvole	46
4.2.3	Pressioni	47
4.2.4	Coibentazione	48
4.2.5	Temperature	51
4.3	Transitori	53
4.3.1	Transitori di flusso di massa	53
4.3.2	Transitorio termico	58
5	Circuito Primario 06 - MITICA	60
5.1	Modellazione PC06	60
5.1.1	Utenze	60
5.1.2	Riscaldatore	61
5.1.3	Scambiatore di calore	61
5.1.4	Misuratori di portata	62
5.1.5	Pompa	62
5.1.6	Stratigrafia tubi	63
5.2	Steady state	64
5.2.1	Dimensionamento vaso d'espansione	64
5.2.2	Bilanciamento valvole	65
5.2.3	Pressioni	67
5.2.4	Coibentazione	68
5.2.5	Temperature	68
5.3	Transitori	69
5.3.1	Transitori di flusso	70
	Bibliografia	75

Elenco delle figure

1.1	Il Tokamak	8
1.2	Progetto PRIMA	10
1.3	Esperimento MITICA	11
1.4	Esperimento SPIDER	12
1.5	Esempio interfaccia FloMASTER®- Proprietà	13
2.1	Interfaccia FloMASTER®	14
2.2	Pipes	15
2.3	Wave speed[2]	17
2.4	Curva	17
2.5	Riduzioni	18
2.6	Giunzione	19
2.7	Pompa	19
2.8	Scambiatore di calore	21
2.9	Perdita di carico FloMASTER®	21
2.10	Sources	22
2.11	Misuratore di portata	22
2.12	Funzionamento [5]	23
2.13	Valvola a sfera	24
2.14	Valvola a farfalla	24
2.15	Valvola di ritegno	25
2.16	Valvola di bilanciamento	25
3.1	Panoramica schematica delle tre PU e dei sistemi	26
3.2	Perdite di carico	30
3.3	Kv	33
3.4	Scenari	35
4.1	Variazione prevalenza PC05	39
4.2	Variazione potenza PC05	39
4.3	Variazione NPSHr PC05	40
4.4	Particolare P&ID del circuito PC05	42
4.5	Particolare sketch del circuito PC05	43

4.6	Impostazione output	45
4.7	Simulazioni vaso espansione PC05	45
4.8	Pressioni utenza GG PC05	47
4.9	Resistenze termiche	48
4.10	Temperature strati	49
4.11	Dew Point Calculator	50
4.12	Temperature ramo Utenza AG3 WC1 - WC2	51
4.13	Heat Dutys	52
4.14	Pressione a valle della pompa in 15 [s] - PC05 Sim1	54
4.15	Pressione a valle della pompa in 120 [s] - PC05 Sim1	54
4.16	Prevalenza alla pompa - PC05 Sim1	55
4.17	Portata alla pompa - PC05 Sim1	55
4.18	Pressioni a monte delle utenze - PC05 Sim1	56
4.19	Pressione a valle della pompa senza sensore - PC05 Sim2	56
4.20	Pressione a valle della pompa con sensore - PC05 Sim2	57
4.21	Prevalenza della pompa - PC05 Sim2	57
4.22	Portata alla pompa - PC05 Sim2	58
4.23	Temperatura al nodo dopo HE - PC05 Sim3	59
4.24	Temperature dopo le utenze - PC05 Sim3	59
5.1	Variazione prevalenza pompa PC06	62
5.2	Variazione potenza pompa PC06	63
5.3	Variazione NPSHr pompa PC06	63
5.4	Simulazioni vaso espansione PC06	64
5.5	Pressioni nodi da ramo Utenza1 PC06	67
5.6	Pressioni nodi da ramo Utenza2 PC06	67
5.7	Temperature ramo Utenza2 PC06 - WC1	68
5.8	Temperature ramo Utenza2 PC06 - WC2	69
5.9	Pressione nodo a valle della pompa dopo 20 [s] - PC06 Sim1	70
5.10	Pressione nodo a valle della pompa dopo 120 [s] - PC06 Sim1	70
5.11	Prevalenza alla pompa - PC06 Sim1	71
5.12	Portata della pompa - PC06 Sim1	71
5.13	Pressioni a monte delle utenze - PC06 Sim1	72
5.14	Andamento pressione a valle della pompa $\Delta t = 0.1$ [s] - PC06 Sim2	73
5.15	Andamento pressione a valle della pompa $\Delta t = 0.01$ [s] - PC06 Sim2	73

Elenco delle tabelle

1.1	Parametri caratteristici MITICA	11
1.2	Parametri caratteristici SPIDER	12
2.1	Diametri nominali	16
3.1	Condizioni climatiche Padova	34
3.2	Scenari di funzionamento	34
4.1	Caratteristiche utenze PC05	36
4.2	Riscaldatore PC05	37
4.3	Scambiatore di calore PC05	37
4.4	Misuratori di portata PC05	38
4.5	Numero di giri caratteristico - FloMASTER®	38
4.6	Dati motore elettrico pompa PC05	40
4.7	Risultati migliori della simulazione	46
4.8	Portate e distanze dalla pompa PC05	46
4.9	Bilanciamento circuito PC05	47
4.10	Dati	49
4.11	Sintesi simulazioni PC05	53
5.1	Caratteristiche utenze PC06	60
5.2	Riscaldatore PC06	61
5.3	Scambiatore di calore PC06	61
5.4	Misuratori di portata PC06	62
5.5	Dati motore elettrico pompa PC06	63
5.6	Risultati migliori della simulazione PC06	65
5.7	Portate e distanza dalla pompa PC06	66
5.8	Bilanciamento circuito PC06	66
5.9	Sintesi simulazioni PC06	69

Capitolo 1

Introduzione

La seguente tesi è stata elaborata in collaborazione con l'azienda *Delta-ti impianti*.

La proposta è stata quella di un'analisi CFD (**C**omputational **F**luid **D**ynamics) dei circuiti primari di raffreddamento di un sistema di iniezione di fascio di neutroni. Questi circuiti saranno installati negli esperimenti a Padova presso PRIMA, esperimenti svolti in parallelo per supportare il futuro progetto di fusione nucleare denominato ITER.

L'analisi è stata effettuata sia in condizioni stazionarie che transitorie con l'ausilio di un software CFD 1D chiamato FloMASTER®.

1.1 L'azienda



Delta-ti impianti è sita in Via Albenga 92, 10098, Rivoli (TO).

L'azienda è riconosciuta come una delle più importanti società di EPC (**E**nergy **P**erformance **C**ontracting) italiane, specializzata nella progettazione, sviluppo e realizzazione di grandi impianti tecnologici, energetici ed infrastrutture.

I principali prodotti che l'azienda fornisce sono:

- Centrali energetiche di produzione di acqua refrigerata, calda, surriscaldata e vapore (BP, MP, AP);
- Centrali di cogenerazione;
- Impianti di climatizzazione;
- Impianti antincendio;
- Impianti di processo per l'industria.

A settembre del 2012 *Delta-ti impianti* è stata incaricata da F4E (Fusion For Energy) per la progettazione e realizzazione del sistema di raffreddamento degli esperimenti MITICA e SPIDER .

1.2 Progetto ITER



ITER [8] (*La via, il percorso* dal latino), acronimo di **I**nternational **T**hermonuclear **E**xperimental **R**eactor è uno dei più ambiziosi progetti sull'energia al mondo.

Il 21 novembre 2006 è stato ufficialmente firmato l'accordo per la costruzione di ITER dai rappresentanti di sette Paesi (35 nazioni): Unione Europea, Stati Uniti, Corea del Sud, Cina, India, Giappone e Federazione Russa.

Ognuno dei Paesi contribuisce con la fornitura e l'installazione di parti, sistemi ausiliari ed edifici che saranno assemblati a Cadarache, in Francia.

ITER sarà il più grande Tokamak (**Figura 1.1**), dispositivo creato per provare la fattibilità della fusione nucleare a larga scala, mai costruito. È basato sullo stesso principio di funzionamento del sole e delle stelle.

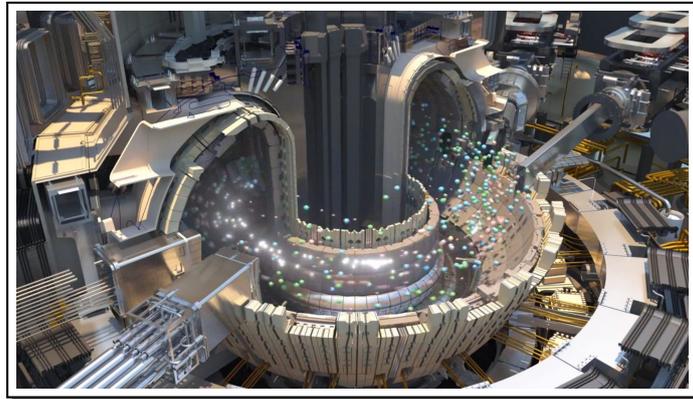


Figura 1.1: Il Tokamak

L'energia che il Tokamak riesce ad ottenere dalla fusione è direttamente proporzionale dal numero di reazioni che si verificano al suo interno. Quindi più il dispositivo è grande maggiore sarà la sua potenzialità.

La macchina è stata specificamente progettata per:

- Produrre 500 [MW] di potenza. ITER è progettato per ottenere un coefficiente di ritorno d'energia Q pari a 10. Questo significa che per ottenere 500 [MW] basta introdurre 50 [MW] di energia;
- Dimostrare l'applicabilità della fusione nucleare in ampia scala e favorire gli studi sul plasma. Questo porterebbe a testare nuove tecnologie che riguardano il riscaldamento, il controllo, la diagnosi, la criogenia e la manutenzione da remoto;
- Ottenere un plasma deuterio-trizio (isotopi dell'idrogeno) dove la reazione è sostenuta attraverso il riscaldamento interno. Gli scienziati confidano che il plasma rimanga stabile per lunghi periodi di tempo;
- Studiare la produzione di trizio all'interno del vessel sottovuoto. La produzione attuale di trizio non sarebbe in grado di sopperire la necessità delle future centrali;
- Dimostrare l'affidabilità di un dispositivo di fusione. Uno dei primari obiettivi dell'ITER è quello di dimostrare il controllo sul plasma e le irrisionevoli conseguenze della fusione nucleare sull'ambiente.

1.3 Progetto PRIMA

PRIMA è l'acronimo di **P**adova **R**esearch on **I**njector **M**egavolt **A**ccelerated.

Nel quadro delle ricerche europee per lo sviluppo della fusione termonucleare controllata, il Consorzio Rfx sta realizzando nell'area della ricerca del Cnr di Padova un nuovo laboratorio che ospiterà il sistema di riscaldamento "Neutral Beam Injection" (NBI) del reattore ITER.

Il fascio prodotto dal sistema NBI penetra nel plasma e le particelle neutre iniziano a collidere con le particelle che incontrano avviando collisioni e innalzando in tal modo la temperatura per effetto cinetico.

In ITER il plasma di deuterio e trizio, confinato da intensi campi magnetici, verrà riscaldato da sistemi a radiofrequenza e da fasci di atomi neutri raggiungendo così le condizioni ottimali per ottenere i processi da fusione. Il riscaldamento mediante fasci di neutri sarà realizzato tramite 3 iniettori che dovranno fornire al plasma complessivamente fino a 50 [MW] di potenza.

Ciascun iniettore è composto da una sorgente di ioni negativi (deuterio), un acceleratore elettrostatico, un neutralizzatore, un separatore di ioni residui e infine un calorimetro.

Il laboratorio PRIMA opererà in parallelo alla sperimentazione che in Francia si sta facendo su ITER, con l'obiettivo di ottimizzare le prestazioni dell'iniettore e per sviluppare e provare nuovi concetti e tecnologie per la generazione successiva.



Figura 1.2: Progetto PRIMA

Il complesso degli edifici di PRIMA si estende su una superficie complessiva di circa 15500 [m^2] di cui 7400 [m^2] sono coperti.

L'edificio mostrato in **Figura 1.2** è quello dove sono collocati i due prototipi. A sinistra SPIDER , a destra MITICA .

1.3.1 Esperimento MITICA

L'esperimento *Megavolt ITer Injector & Concept Advancement* è un prototipo in scala 1:1 degli iniettori di particelle neutre di ITER.

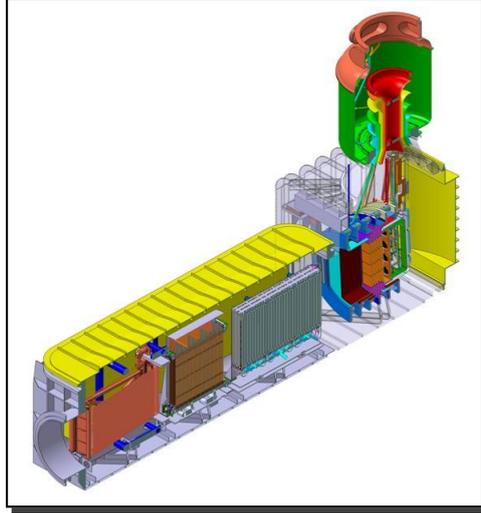


Figura 1.3: Esperimento MITICA

L'iniettore è progettato per produrre un fascio di particelle neutre (neutralizzate da un deflettore magnetico che devia gli ioni esternamente al fascio) accelerate fino ad una energia di 1 [MeV]. La potenza da trasferire al plasma, continuamente per 3600 [s], è di circa 16.5 [MW]. Essendo un prototipo senza tokamak quella potenza sarà assorbita da un apposito calorimetro.

I circuiti primari (PC) di raffreddamento dell'esperimento MITICA sono: PC05, PC06, PC07, PC08, PC09 e PC10.

Su questa tesi sarà trattato il PC05 ed il PC06.

I parametri caratteristici di MITICA (con ione *H* idrogeno o *D* deuterio) sono riportati in **Tabella 1.1**.

Parametro	H	D	UdM
Potenza iniettore	16.5	16.5	[MW]
Energia del fascio	870	1000	[keV]
Corrente estratta	49	40	[A]
Pressione massima della camera a vuoto	0.3	0.3	[Pa]
Tempo di funzionamento	3600	3600	[s]

Tabella 1.1: Parametri caratteristici MITICA

1.3.2 Esperimento SPIDER

L'esperimento *Source for Production on Ion of Deuterium Extracted from Radio frequency plasma* è un prototipo della sorgente, in scala 1:1 di ioni negativi degli acceleratori di ITER.

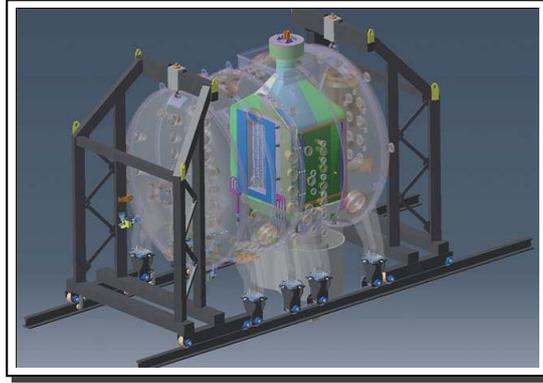


Figura 1.4: Esperimento SPIDER

L'obiettivo principale di SPIDER è di creare e accelerare ioni negativi (partendo idrogeno H o deuterio D) massimizzando la densità di corrente ionica estratta, l'uniformità spaziale del fascio e minimizzando la frazione di elettroni estratti.

Il progetto della sorgente di ioni è stato sviluppato in collaborazione con l'istituto IPP (Germania), mentre per quanto riguarda il sistema di estrazione/accelerazione, quello di raffreddamento ed il sistema di bloccaggio delle griglie, la collaborazione è stata istituita con l'istituto IPR (India) e l'organizzazione CEA (Francia).

I parametri caratteristici di SPIDER sono riportati in **Tabella 1.2**.

Parametro	H	D	UdM
Energia del fascio	100	100	[keV]
Corrente estratta	70	50	[A]
Pressione massima	0.3	0.3	[Pa]
Tempo di funzionamento	3600	3600	[s]

Tabella 1.2: Parametri caratteristici SPIDER

1.4 FloMASTER[®]

FloMASTER[®], conosciuto precedentemente come FlowMaster[®], è un software CFD (Computational Fluid Dynamics) di calcolo monodimensionale basato su una intuitiva interfaccia grafica.

Il circuito viene costruito posizionando i componenti di interesse che hanno solo un ruolo simbolico sul network. Ciò che conta sono le proprietà che l'utente definisce, vedi esempio per la tubatura in **Figura 1.5**.

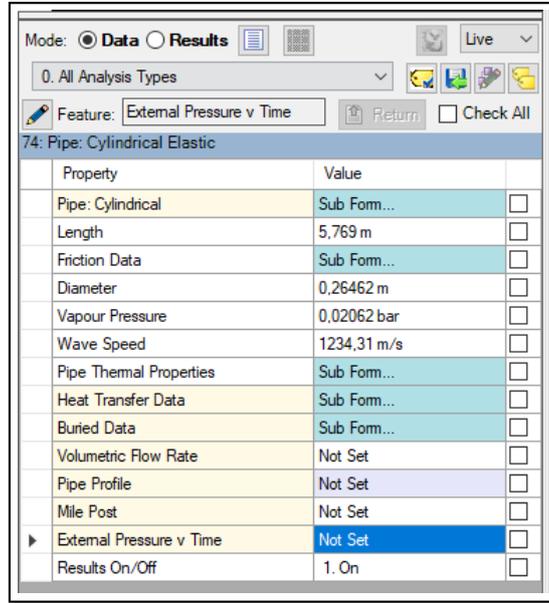


Figura 1.5: Esempio interfaccia FloMASTER® - Proprietà

È possibile applicare un filtro per identificare quali proprietà siano necessarie al funzionamento della simulazione interessata.

Il circuito viene modellato collocando i vari componenti che, collegati e analizzati, vengono simulati a regime stazionario o transitorio.

Le tipologie di simulazione che sono eseguibili in FloMASTER® sono:

1. Stazionario con fluido incomprimibile;
2. Stazionario di trasferimento di calore;
3. Transitorio con fluido incomprimibile;
4. Transitorio di trasferimento di calore;
5. Restart con fluido incomprimibile;
6. Bilanciamento del flusso con fluido incomprimibile;
7. Avviamento con fluido incomprimibile.

Capitolo 2

Modellazione con FloMASTER®

FloMASTER® è caratterizzato da una interfaccia grafica intuitiva (**Figura 2.1**).

La modellazione avviene sulla *Network*, una finestra dove vengono trascinati i vari componenti dall'archivio, visibile nella colonna a sinistra *Project View*, e collegati tra loro.

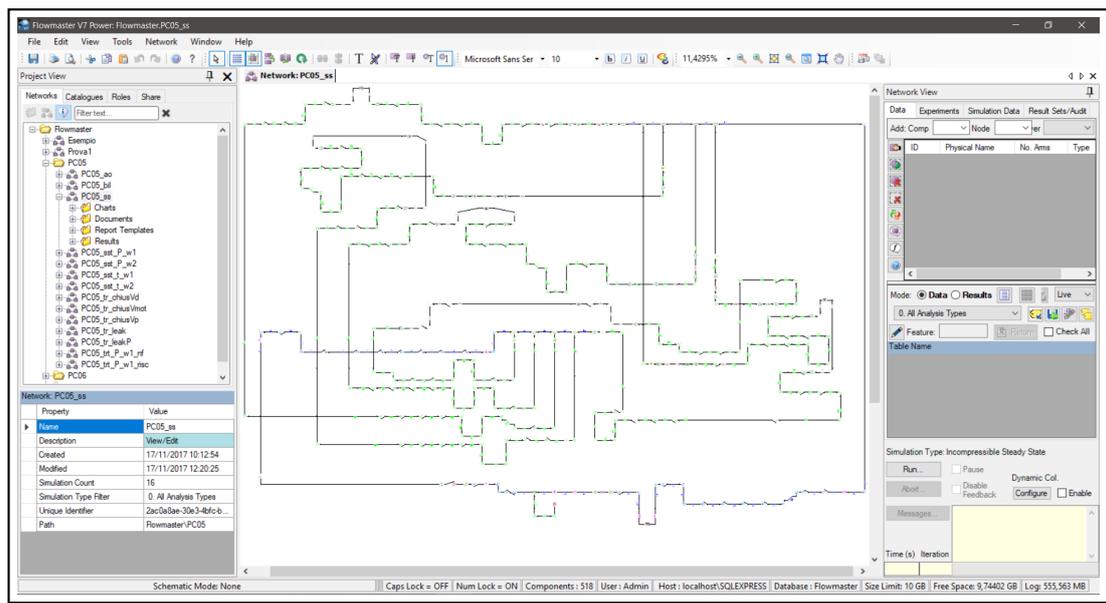


Figura 2.1: Interfaccia FloMASTER®

Sulla destra è presente il *Network View* con le proprietà del componente selezionato. Qui è possibile compilare con i dati in possesso dell'utente, il resto sarà preso di default dall'archivio di sistema.

2.1 Tubazione

2.1.1 Pipe - Tubo

Le tubazioni degli impianti sono stati modellati con tubi cilindrici elastici (*Pipes: Cylindrical Elastic*).

Nelle analisi transitorie è importante scegliere il modello del tubo rigido oppure elastico, questa scelta è funzione delle variazioni di pressione previste.

Le perdite di carico a tal proposito sono trattate nella **Sezione 3.3 a pag. 3.3**.

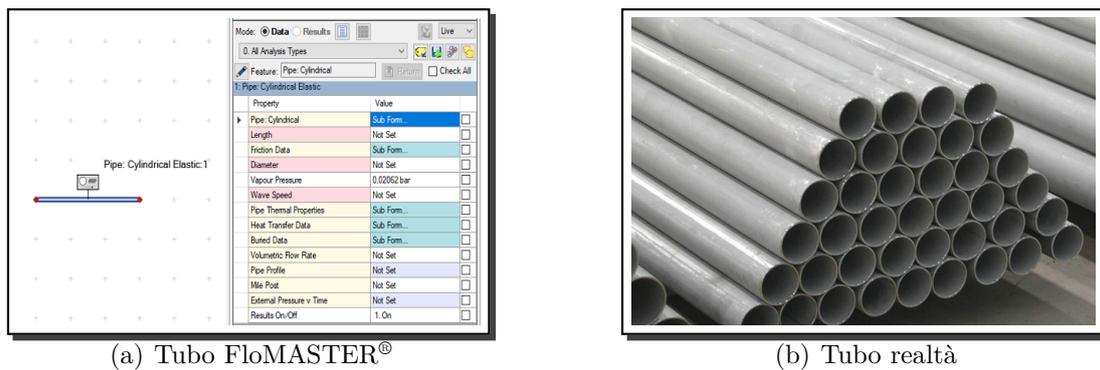


Figura 2.2: Pipes

Le proprietà importanti sono:

- Length. Lunghezza [m];
- Friction Data. I dati d'attrito sono molto importanti per il calcolo delle cadute di pressione distribuite.
- Absolute roughness. Rugosità assoluta [mm] maggiore sarà la rugosità, maggiore sarà l'attrito e quindi la caduta di pressione presente.
- Diameter. Diametro interno [mm], questi diametri sono noti da tabelle in letteratura, i più utilizzati in questo elaborato sono riportati in **Tabella 2.1**.
- Wave speed. La velocità dell'onda di propagazione² si calcola con l'**Equazione (2.1)** dell'ingegnere Lorenzo Allievi[1].

²L'onda di propagazione o onda d'urto si verifica nel caso di variazioni accidentali di pressione (ad esempio la chiusura repentina di una valvola). Il fenomeno è quello conosciuto come *colpo d'ariete*

DN [–]	DN [in]	d_{int} [mm]	d_{ext} [mm]	t [mm]	$Materiale$ [–]
15	$\frac{1}{2}$ "	17.08	21.30	2.11	AISI 304L
20	$\frac{3}{4}$ "	22.48	48.30	2.11	AISI 304L
40	$1\frac{1}{2}$ "	42.76	48.30	2.77	AISI 304L
63	–	45.80	63.00	8.60	PPR ¹
65	$2\frac{1}{2}$ "	54.76	60.30	3.05	AISI 304L
100	4"	108.20	114.30	3.05	AISI 304L
110	–	102.20	110.00	10.00	PPR
125	5"	134.50	141.30	3.40	AISI 304L
125	–	102.20	125.00	11.40	PPR
150	6"	168.30	161.50	3.40	AISI 304L
250	10"	264.62	273.00	4.19	AISI 304L

Tabella 2.1: Diametri nominali

$$a = \left[\rho \cdot \left(\frac{1}{k} + \frac{d_{int} \cdot \phi}{t \cdot E} \right) \right]^{-\frac{1}{2}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.1)$$

I dati da inserire sono:

- ρ , densità del liquido nel tubo $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$;
- k , modulo di bulk³ è una caratteristica del materiale utilizzato nelle tubazioni $[Pa]$;
- d_{int} , diametro interno della tubazione (**Tabella 2.1**) $[m]$;
- ϕ , è un fattore di forma della tubatura normalmente pari a 1 $[-]$;
- t , è lo spessore della tubazione (**Tabella 2.1**) $[m]$;
- E , è il modulo di Young⁴ del materiale della tubazione $\left[\frac{N}{m^2} \right]$.

Questa velocità può essere anche calcolata graficamente dalla **Figura 2.3**.

³Il modulo di bulk, chiamato anche modulo di compressibilità, è definito come l'incremento di pressione necessario a causare un relativo incremento di densità in funzione della temperatura

⁴Il modulo di Young, o modulo di elasticità, è la caratteristica di un materiale, che esprime il rapporto tra tensione e deformazione nel caso di condizioni di carico mono-assiale

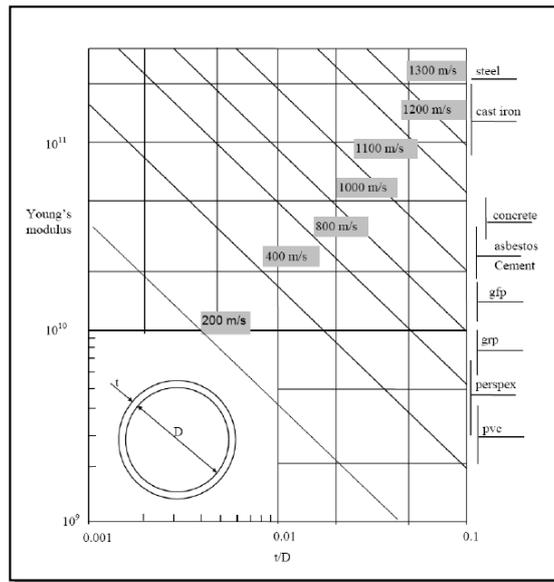
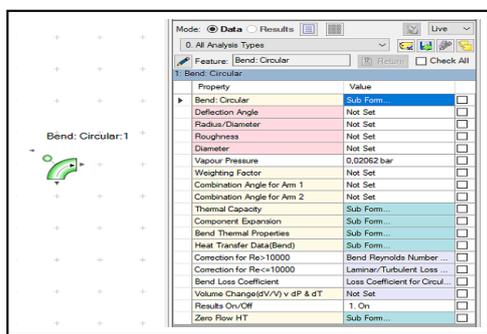


Figura 2.3: Wave speed[2]

- Pipe thermal properties. Questa è la parte che va compilata nel caso di simulazione termica, le proprietà più importanti sono:
 - Temperatura esterna [$^{\circ}C$];
 - Spessore del tubo (**Tabella 2.1**) più eventuali spessori di isolamento, dove previsti [mm].
 - Coefficiente di convezione termica esterno h [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$].

2.1.2 Bend - Curva



(a) Curva FloMASTER®



(b) Curva nella realtà

Figura 2.4: Curva

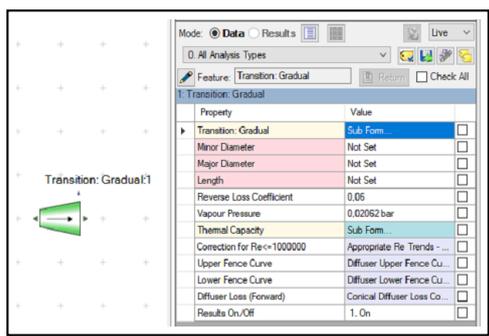
Nelle curve con FloMASTER®, oltre agli stessi dati delle tubazioni, bisogna specificare:

- Il deflection angle che rappresenta l'angolo di deviazione della curva;
- Radius/Diameter rapporto per cui per il raggio di curvatura può essere precedentemente calcolato con l'**Equazione (2.2)**.

$$r = [in] \cdot 1,5 \cdot 25,4[m] \quad (2.2)$$

Le curve possono essere omesse nei circuiti più lunghi in quanto appesantiscono il calcolo della simulazione e influiscono poco nelle cadute di pressione.

2.1.3 Transition - Riduzione/Allargamento



(a) Riduzioni FloMASTER®



(b) Riduzioni nella realtà[11]

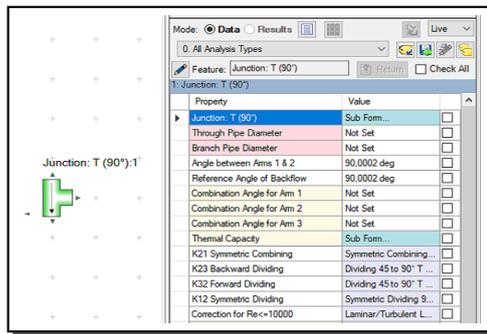
Figura 2.5: Riduzioni

I circuiti sono caratterizzati da tratti di tubazione a differente diametro per motivi progettuali.

Per unire tubi di differente diametro vengono utilizzati dei raccordi graduali.

Come si vede in **Figura 2.5(a)** le proprietà più importanti e necessarie (a sfondo rosso) sono:

- Minor Diameter: rappresenta il diametro minimo del raccordo;
- Major Diameter: rappresenta il diametro massimo del raccordo;
- Length: rappresenta la lunghezza del raccordo.



(a) Giunzione 90°FloMASTER®



(b) Giunzione 90°nella realtà[12]

Figura 2.6: Giunzione

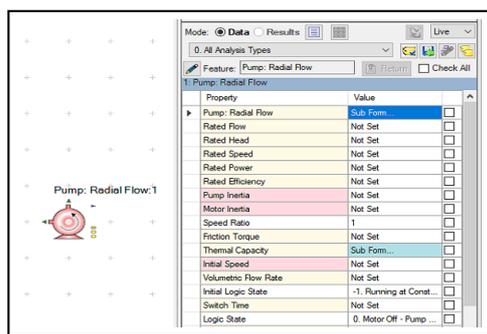
2.1.4 Junction - Giunzione

Nel caso in cui ci sia un nodo a 3 uscite è consigliato usare una giunzione, ad esempio una a T di 90°.

Gli input necessari sono:

- Through Pipe Diameter che rappresenta il diametro del tubo principale (ad esempio: il collettore);
- Branch Pipe Diameter che rappresenta il diametro del tubo secondario (ad esempio: il tubo verso l'utenza).

2.2 Pump - Pompa



(a) Pompa FloMASTER®



(b) Pompa nella realtà[13]

Figura 2.7: Pompa

Uno dei componenti più importanti del circuito è sicuramente la pompa.

Per questo componente i dati necessari sono più numerosi dei precedenti componenti trattati.

- Rated Flow, il flusso nominale in $\left[\frac{m^3}{s}\right]$;
- Rated Head, la prevalenza ⁵ nominale in $[m]$ o $[bar]$;
- Rated Speed, il numero di giri nominale in $[rpm]$;
- Rated Efficiency, l'efficienza nominale dall'**Equazione (2.3)**;

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{W} \quad (2.3)$$

Dove Q è la portata in $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ e W è la potenza in $[W]$.

- Pump Inertia, l'inerzia della pompa calcolabile dall'**Equazione (2.4)**.

$$PumpInertia = 0.03768 \cdot \left[\frac{W}{\left(\frac{rpm}{1000}\right)^3} \right]^{0.9556} \left[\frac{kg}{m^2} \right] \quad (2.4)$$

- Motor Inertia, l'inerzia della motore elettrico calcolabile dall'**Equazione (2.5)**.

$$MotorInertia = 0.0043 \cdot \left(\frac{W}{\frac{rpm}{1000}} \right)^{1.48} \left[\frac{kg}{m^2} \right] \quad (2.5)$$

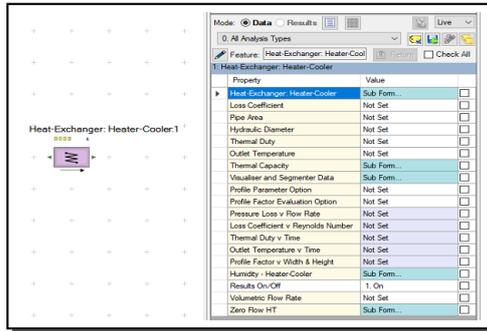
- Initial Speed, velocità iniziale della pompa.

2.3 Heat-Exchanger - Scambiatore di calore

Il componente è utilizzato per:

- Lo scambiatore di calore che raffredda il circuito primario con il secondario;
- L'utenza che scarica una certa potenza termica al primario.

⁵Rappresenta l'incremento di pressione creato dalla pompa nel circuito



(a) Scambiatore di calore FloMASTER®



(b) Scambiatore di calore nella realtà[14]

Figura 2.8: Scambiatore di calore

In particolare i dati da inserire sono:

- Thermal Duty: la potenza termica dello scambiatore che può essere calcolata con l'**Equazione (2.6)** conoscendo portata, calore specifico ed intervallo di temperatura;

$$P_t = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T [W] \quad (2.6)$$

- In alternativa alla potenza termica è possibile definire la temperatura richiesta all'uscita, Outlet Temperature;
- Pressure Loss v Flow Rate, una curva che descrive l'andamento della caduta di pressione in funzione della portata (**Figura 2.9**).

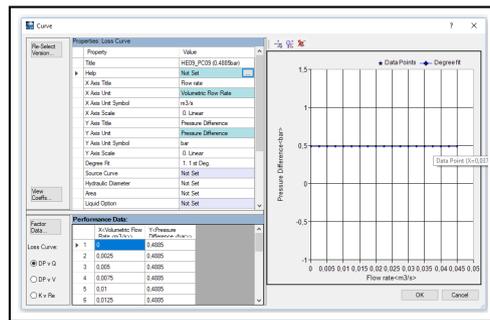


Figura 2.9: Perdita di carico FloMASTER®

2.4 Source - Sorgente

Il componente sorgente può essere utilizzato per rappresentare:

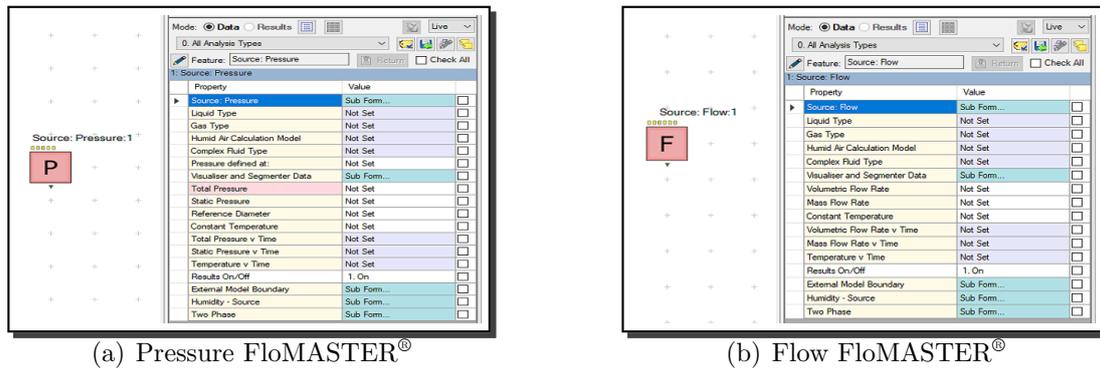


Figura 2.10: Sources

- Un vaso di espansione o pressurizzatore⁶ nel caso si utilizzi una sorgente di pressione (**Figura 2.10(a)**);
- Una perdita, con portata negativa, nel caso di sorgente di flusso (**Figura 2.10(b)**).

2.5 Flow meter - Misuratore di portata

Il misuratore di portata è un dispositivo che permette di valutare la portata passante in un tratto di tubazione. Esso è rappresentato sul circuito con un componente *Loss* per considerarne la caduta di pressione (**Figura 2.11(a)**).

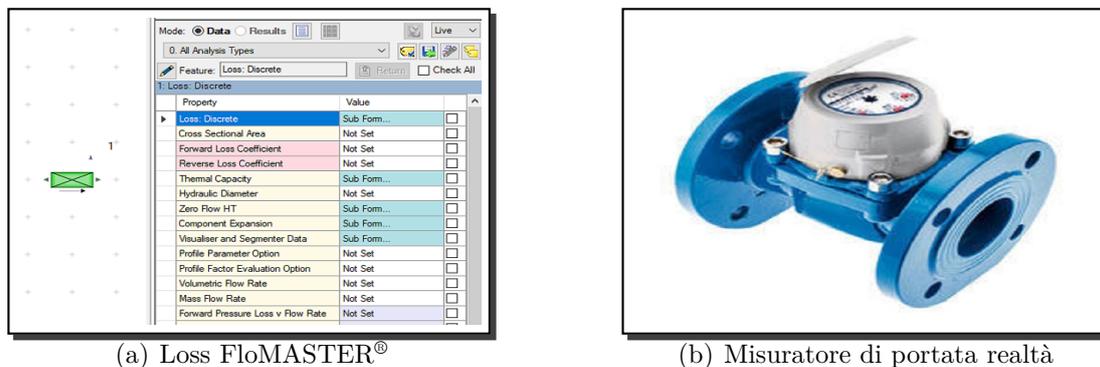


Figura 2.11: Misuratore di portata

Il dispositivo è ad ultrasuoni, utilizza un particolare metodo che permette di valutare il flusso volumetrico senza organi intrusivi che causino una perdita di

⁶Serbatoio chiuso o aperto necessario a mettere in pressione il circuito e mitigare l'effetto *Colpo d'Ariete*

carico rilevante.

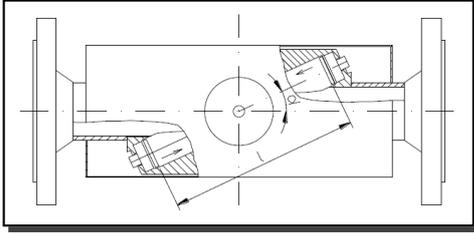


Figura 2.12: Funzionamento [5]

Il suo funzionamento si basa sulla propagazione di impulsi ultrasonici che, attraversando il flusso, viaggiano ad una velocità sonica propria di ogni famiglia di fluido. Come è possibile vedere nelle sezioni parziali della **Figura 2.12** vengono posizionati 2 trasduttori ad una distanza predeterminata che alternativamente si scambiano un treno di ultrasuoni.

Il tempo impiegato dagli ultrasuoni per andare dal primo trasduttore al secondo e viceversa (chiamato *flight time*), risente della direzione del flusso e comporta 2 tempi di percorrenza t_1 e t_2 la cui differenza Δt è proporzionale alla velocità del flusso e quindi conoscendo l'area di passaggio, si determina il volume fluente.

Per cui:

$$\begin{cases} t_1 = \frac{1}{c+v \cdot \cos\alpha} + \frac{l_1}{c_1} \\ t_2 = \frac{1}{c-v \cdot \cos\alpha} + \frac{l_1}{c_1} \end{cases} \rightarrow \Delta t = t_1 - t_2 \quad (2.7)$$

Dove:

- c è la velocità del suono nel fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$;
- v è la velocità del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$;
- α è l'angolo formato tra il treno di ultrasuoni e la direzione del flusso;
- l_1 è la distanza tra le basi dei trasduttori $[m]$;
- c_1 è la velocità del suono nel trasduttore $\left[\frac{m}{s}\right]$.

2.6 Valve - Valvole

L'argomento valvole è molto importante in quanto una corretta regolazione permette un adeguato bilanciamento di flussi e pressioni.

FloMASTER® permette di valutare automaticamente l'apertura delle valvole Valve Opening in modo da soddisfare le richieste dell'utente.

Oltre all'apertura è importante specificare diametro ed andamento della caduta di pressione in funzione della portata. Quest'ultimo, Flow Coefficient v Valve Opening è una curva fornita dal produttore indicato con K_v (**Sezione 3.3.2 a pag. 33**).

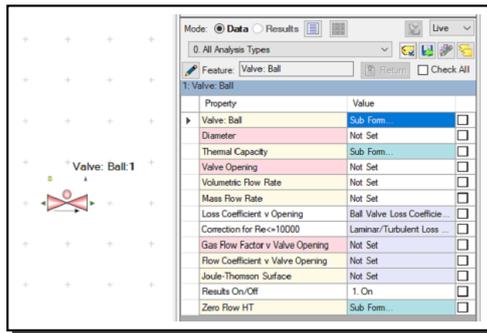
Esistono varie valvole a seconda della mansione richiesta, le seguenti sono quelle utilizzate dall'azienda nello specifico lavoro.

Valvola On-Off

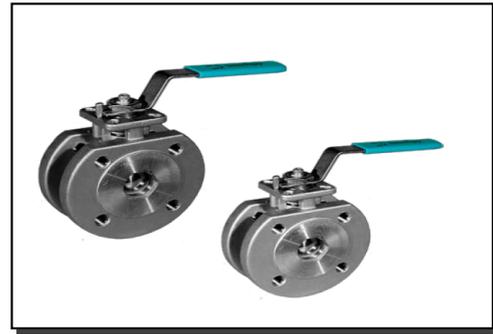
La valvola On-Off è una valvola che ha solo due stati: o completamente aperta o completamente chiusa.

Nella simulazione è utilizzato il modello *Ball* della BVC® come si vede in **Figura 2.13** per i tubi con diametro \leq DN40⁷.

Nel caso in cui il diametro sia maggiore è possibile utilizzare il modello *Butterfly* della DESPONIA® come in **Figura 2.14**.

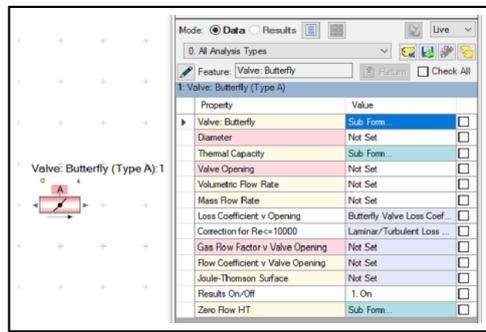


(a) Valve ball FloMASTER®



(b) Valvola on-off realtà [4]

Figura 2.13: Valvola a sfera



(a) Valve butterfly FloMASTER®



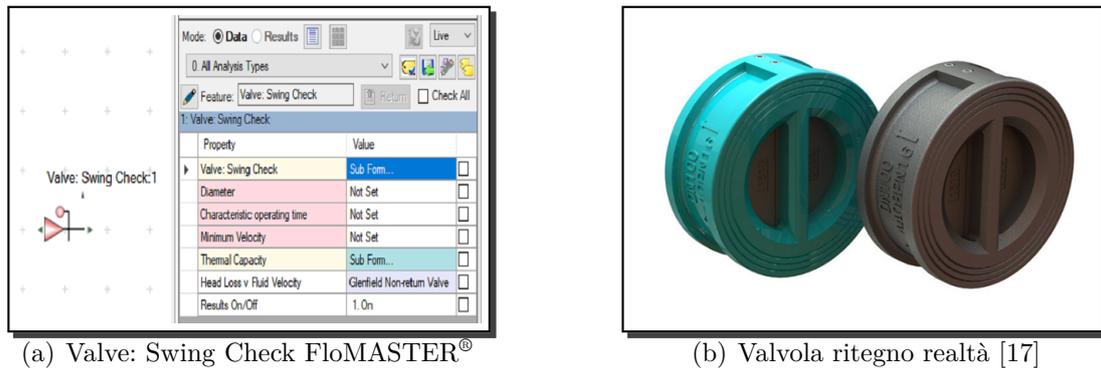
(b) Valvola a farfalla realtà [16]

Figura 2.14: Valvola a farfalla

Valvola di ritegno

La valvola di ritegno o di non ritorno è una valvola che permette una sola direzione del flusso (**Figura 2.15**).

⁷Diametro Nominale 40 per cui da letteratura il diametro interno è 42.76 [mm]



(a) Valve: Swing Check FloMASTER®

(b) Valvola ritegno realtà [17]

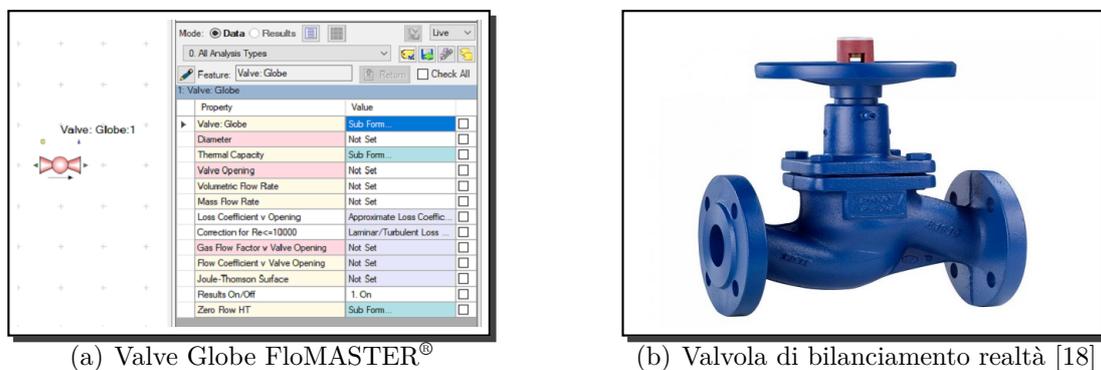
Figura 2.15: Valvola di ritegno

In FloMASTER® è l'unica valvola del progetto per cui non si definisce un grado di apertura ma un tempo di chiusura come è possibile vedere in **Figura 2.15(a)**.

Valvola di bilanciamento

La valvola di bilanciamento o controllo è una valvola (idraulica) che può essere impiegata in condizioni stazionarie con posizioni dell'otturatore intermedie fra apertura e chiusura completa.

La variazione di apertura permette di raggiungere valori intermedi della portata e conseguentemente della perdita di carico nella valvola.



(a) Valve Globe FloMASTER®

(b) Valvola di bilanciamento realtà [18]

Figura 2.16: Valvola di bilanciamento

Per questo tipo di valvole il K_v accennato ad inizio **Sezione 2.6** è fornito in funzione del grado di apertura.

Capitolo 3

Sistemi di raffreddamento

La **Figura 3.1** mostra schematicamente come è caratterizzato il sistema generale del progetto PRIMA.

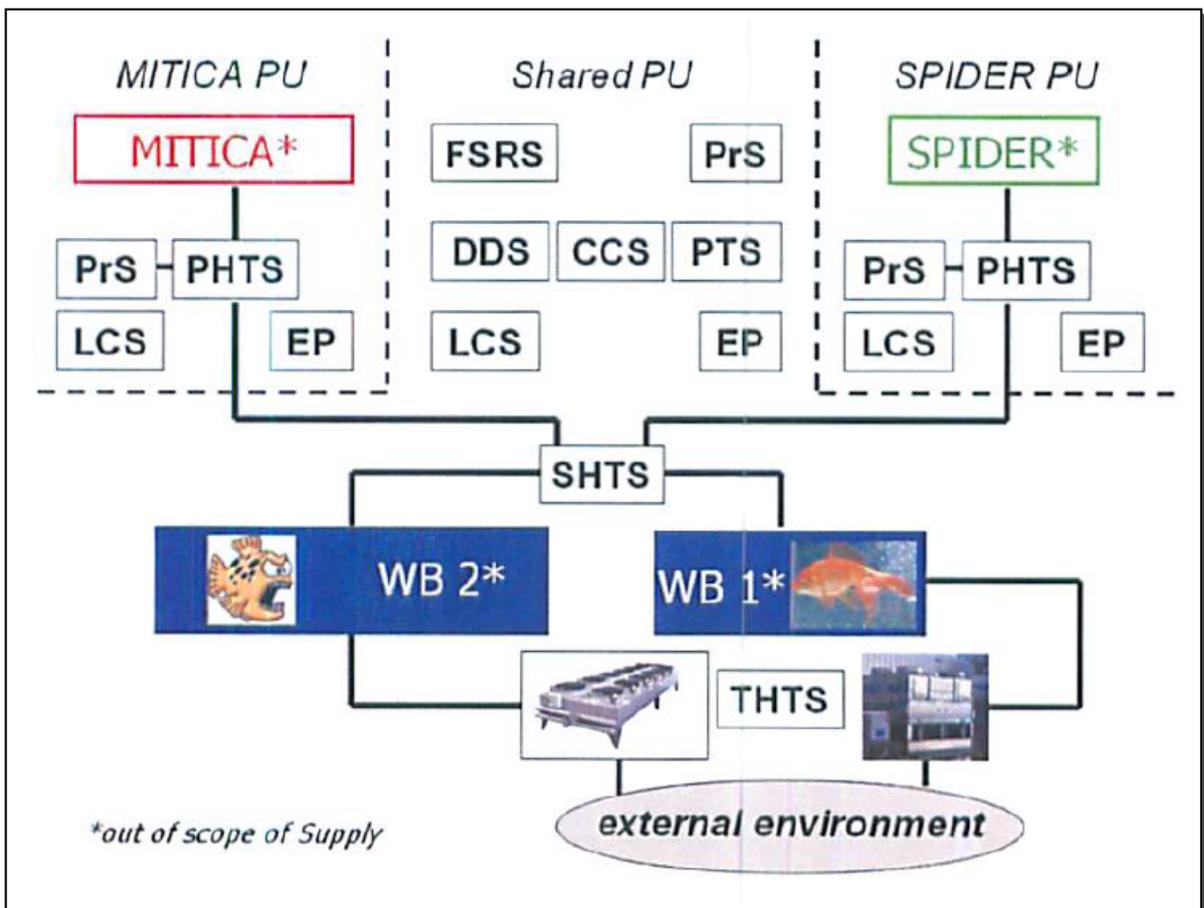
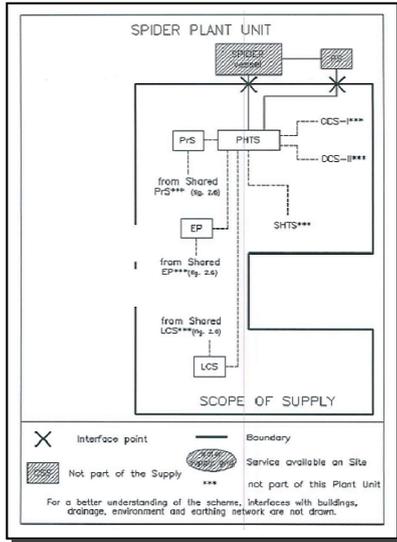


Figura 3.1: Panoramica schematica delle tre PU e dei sistemi

3.1 Plant Unit

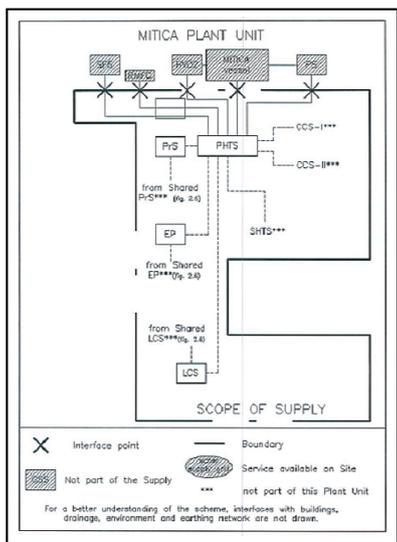
In riferimento al documento [3] redatto da F4E il sistema di raffreddamento è composto da tre unità (PU Plant Unit):

- Unità SPIDER (SPIDER PU Sezione 1.3.2 a pag. 12):



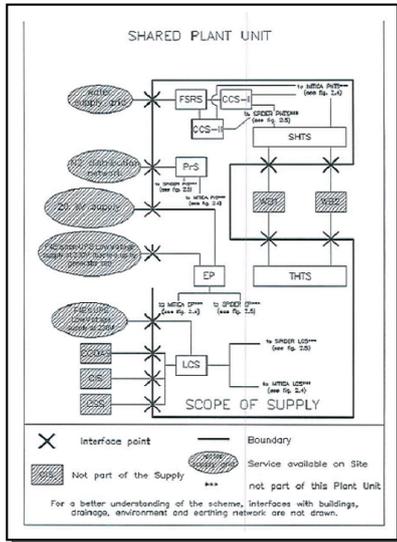
- Primary Heat Transfer System (PHTS);
- Secondary Heat Transfer System (SHTS);
- Local Control System (LCS);
- Pressurisation System (PrS);
- Electrical System (ES).

- Unità MITICA (MITICA PU Sezione 1.3.1 a pag. 11):



- Primary Heat Transfer System (PHTS);
- Secondary Heat Transfer System (SHTS);
- Local Control System (LCS);
- Pressurisation System (PrS);
- Electrical System (ES).

- Unità condivisa (Shared PU):



- **S**econdary **H**eat **T**ransfer **S**ystem (SHTS);
- **T**ertiary **H**eat **T**ransfer **S**ystem (THTS);
- **C**hemical **C**ontrol **S**ystem (CCS-I CCS-II);
- **D**rainage **D**rying **S**ystem (DDS);
- **P**ressure **T**est **S**ystem (PTS);
- **F**luid **S**upply and **R**efilling **S**ystem (FSRS);
- **L**ocal **C**ontrol **S**ystem (LCS);
- **P**ressurisation **S**ystem (PrS);
- **E**lectrical **S**ystem (ES).

Inoltre per ridurre la potenza installata dei dispositivi dissipatori di calore (air coolers e torri evaporative), sono stati costruiti due serbatoi sotterranei:

- WB1 (**W**ater **B**asin 1) da 315 [m³] utilizzato da tutte le PU;
- WB2 da 545 [m³] utilizzato solo dall'unità condivisa.

3.2 Circuiti

Per ogni utenza/gruppo di utenze sono descritti i tre circuiti:

1. Circuito primario PHTS.

Il sistema PHTS è collegato direttamente ai componenti degli esperimenti MITICA e SPIDER . È composto da circuiti primari indipendenti in modo da garantire uno specifico controllo e monitoraggio delle performance termoidrauliche.

Il liquido refrigerante utilizzato è acqua demineralizzata a più livelli di purificazione per differenti circuiti.

2. Circuito secondario SHTS.

Raffredda il circuito primario per mezzo di uno scambiatore di calore, il secondario si raffredda in due vasche sottoterra che hanno il doppio compito di immagazzinare energia ed interfacciare con il circuito terziario;

3. Circuito terziario THTS.

Collega le vasche con le macchine frigorifere, con le torri di raffreddamento per le utenze a bassa temperatura e con raffreddatori a secco per le altre utenze.

Un altro importante obiettivo del sistema di raffreddamento è il controllo accurato delle portate di acqua circolante e la pressione alle interfaccia.

In alcuni componenti di fasci neutri il trasferimento di calore avviene in condizioni in cui portata e pressione dovrebbero accuratamente essere controllati in modo da evitare il danneggiamento di utenze e componenti vari.

Il liquido refrigerante utilizzato è acqua trattata. Il trattamento dell'acqua diventa particolarmente importante quando le tensioni sono elevate. Difatti, per quanto riguarda il PHTS sono presenti 4 tipi di acqua pura:

1. **W-I**, fornita da CCS-I, con una resistività nel range $5 \div 10$ [$M\Omega \cdot cm$] a 25 [$^{\circ}C$]
2. **W-II**, fornita da CCS-I e CCS-II, con una resistività nel range $1 \div 2$ [$M\Omega \cdot cm$] a 25 [$^{\circ}C$];
3. **W-III**, fornita da CCS-I, con una resistività nel range $3.3 \div 5$ [$M\Omega \cdot cm$] a 25 [$^{\circ}C$];
4. **DW** (**D**emineralized **W**ater), fornita a CCS-I, con una resistività nel range $0.05 \div 0.1$ [$M\Omega \cdot cm$] a 25 [$^{\circ}C$].

L'acqua è fornita da una unità apposita chiamata CCS (**C**hemical **C**ontrol **S**ystem) che filtra, deionizza e monitora. Il monitoraggio continuo è importante perché non si hanno precedenti informazioni sul degrado dell'acqua di raffreddamento di componenti a fasci neutri.

Un'altra informazione importante è la **P**ressione **N**ominale[21] di esercizio un numero che può essere abbinato al diametro nominale DN, per definire le dimensioni di elementi tipo le flange.

La pressione nominale PN è un numero che fa parte di una scala di valori, che seguono approssimativamente la serie di Renard in base 5, partendo da un valore minimo di 2,5 per arrivare fino a valori massimi di 420.

Questo valore indica la pressione massima che il componente può sopportare a temperatura di 20 [$^{\circ}C$] solo se il fluido è acqua. In caso di condizioni diverse per il dimensionamento bisogna ricorrere a tabelle di conversione secondo le norme di riferimento.

3.3 Perdite di carico

Per quanto riguarda il concetto fondamentale delle perdite di carico[10] in una tubazione sono vari gli aspetti importanti.

Le perdite di carico sono perdite di pressione causate dalle resistenze che si oppongono al moto di un fluido attraverso un condotto; Possono essere continue o localizzate:

- Le perdite **continue** si manifestano lungo tratti rettilinei e a sezione costante dei condotti;
- Le perdite **localizzate** si manifestano in corrispondenza dei pezzi speciali (giunti, raccordi, curve, diramazioni, ecc...) e dei componenti che fanno variare la direzione o la sezione di passaggio del fluido.

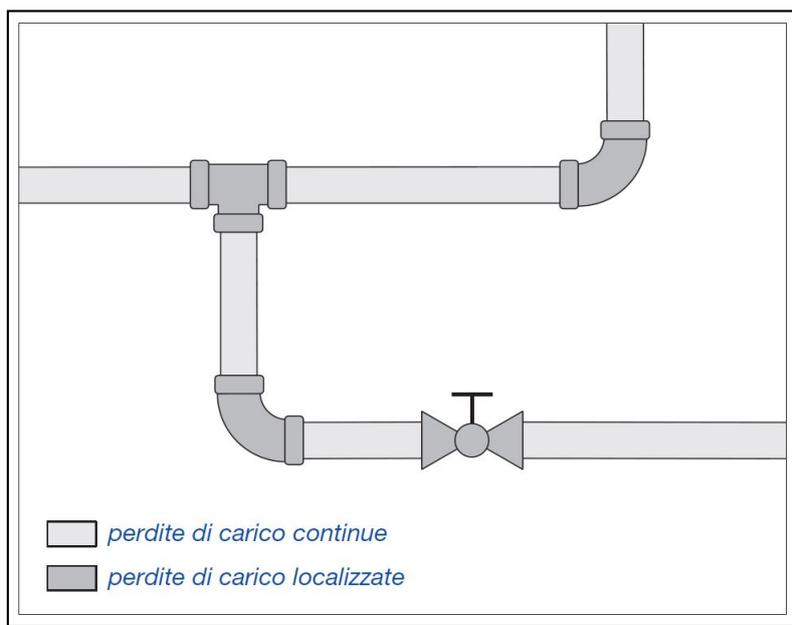


Figura 3.2: Perdite di carico

Le grandezze che intervengono nel calcolo delle perdite di carico sono le seguenti:

- **Velocità.** Per velocità di un fluido in moto attraverso un condotto si intende la velocità media delle sue particelle e la si può calcolare dall'equazione di conservazione della massa.

$$G = \rho \cdot v \cdot \Omega \rightarrow v = \frac{G}{\rho \cdot \Omega} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.1)$$

- **Densità.** La densità è funzione della temperatura (in $[\text{°C}]$) e può essere valutata con la formula o da opportune tabelle.

$$\rho = 1000.18576 + 7.136 \cdot 10^{-3} \cdot t - 5.718 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 + 1.468 \cdot 10^{-5} \cdot t^3 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (3.2)$$

- **Viscosità.** La viscosità dinamica è una grandezza che misura l'attrito interno di un fluido. Nello studio delle perdite di carico, serve soprattutto conoscere la viscosità cinematica che è data dal rapporto fra la viscosità dinamica e la densità del fluido. La viscosità cinematica è funzione della temperatura (in $[\text{°C}]$).

$$\nu = \left(1.67952 - 42.328 \cdot 10^{-3} \cdot t + 4.99 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 - 2.14 \cdot 10^{-6} \cdot t^3 \right) \cdot 10^{-6} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] \quad (3.3)$$

- **Rugosità.** È una grandezza che serve a tener conto delle irregolarità medie di una superficie. Per i tubi commerciali si possono considerare queste classi di rugosità:

1. Bassa rugosità ($0.001 < \epsilon < 0.007[\text{mm}]$) per tubi in rame, in acciaio inox, multistrato e materiale plastico;
2. Media rugosità ($0.020 < \epsilon < 0.090[\text{mm}]$) per tubi in acciaio nero e zincato;
3. Elevata rugosità ($0.200 < \epsilon < 1.000[\text{mm}]$) per tubi incrostati e corrosi.

- **Numero di Reynolds.** È un numero adimensionale che serve a stabilire come un fluido si muove all'interno di un condotto:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (3.4)$$

In particolare, il moto del fluido può ritenersi:

- **Laminare** ($Re < 2000$) Moto calmo e lineare;
- **Transitorio** ($2000 \leq Re < 4000$);
- **Turbolento** ($Re \geq 4000$) Moto disordinato ed instabile.

Le variazioni di pressione possono essere classificate in due eventi, dipendenti dal tempo t impiegato per il cambio di velocità del flusso (es. il tempo di chiusura di una valvola) e dal periodo della tubazione $\frac{2 \cdot L}{a}$ (es. il tempo che impiega l'onda di pressione a propagarsi e tornare):

- **Eventi rapidi**

- La variazione del flusso avviene in meno di 10 volte il periodo della tubazione $t < 10 \cdot \frac{2 \cdot L}{a}$;

- La massima variazione di pressione è data dall'**Equazione (3.5)**, detta equazione di *Joukowsky*

$$\Delta P = \rho \cdot a \cdot \Delta V \quad (3.5)$$

- Su FloMASTER® la tubazione deve essere modellata con il modello elastico.

- **Eventi lenti**

- La variazione del flusso avviene in più di 10 volte il periodo della tubazione $t \geq 10 \cdot \frac{2 \cdot L}{a}$;
- Su FloMASTER® la tubazione può essere modellata con il modello rigido (la velocità di propagazione è infinita, questo permette di ridurre notevolmente lo sforzo computazionale).

3.3.1 Perdite continue

Queste perdite vengono valutate attraverso la relazione *Darcy-Weisbach*, vedi **Equazione (3.6)**.

$$\Delta p = f \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot w^2}{D \cdot 2} [Pa] \quad (3.6)$$

FloMASTER® permette all'utente di specificare il modello di valutazione del fattore d'attrito:

- Colebrook-White

$$\begin{cases} \text{Laminare}(Re \leq 2000) \\ \text{Transitorio}(2000 \leq Re \leq 4000) \\ \text{Turbolento}(Re \geq 4000) \end{cases} \rightarrow \begin{cases} f = f_l = \frac{64}{Re} \\ f = x \cdot f_t + (1 - x) \cdot f_l \\ f = f_t = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} \end{cases} \quad (3.7)$$

con $x = \frac{Re - 2000}{2000}$

- Hazen-Williams

$$\begin{cases} \text{Laminare}(Re \leq 2000) \\ \text{Transitorio}(2000 \leq Re \leq 4000) \\ \text{Turbolento}(Re \geq 4000) \end{cases} \rightarrow \begin{cases} f = f_l = \frac{64}{Re} \\ f = x \cdot f_t + (1 - x) \cdot f_l \\ f = f_t = \frac{1014.2 \cdot Re^{-0.148}}{C_{HW}^1 \cdot 852 \cdot D^{0.0184}} \end{cases} \quad (3.8)$$

con $x = \frac{Re - 2000}{2000}$

- Fixed

$$\begin{cases} \text{Laminare}(Re \leq 2000) \\ \text{Transitorio}(2000 \leq Re \leq 4000) \\ \text{Turbolento}(Re \geq 4000) \end{cases} \rightarrow \begin{cases} f \\ f \\ f \end{cases} \quad (3.9)$$

Affinché in FloMASTER[®] non si verifichino problemi di convergenza numerica il criterio di stabilità è ricavabile direttamente dall'**Equazione (3.6)** per cui:

$$\frac{\pi^2 \cdot \rho \cdot D^5}{8 \cdot f \cdot L \cdot \dot{m}} \leq 10^7 [m \cdot s] \quad (3.10)$$

3.3.2 Perdite localizzate

Come è stato detto precedentemente le perdite di carico localizzate sono quelle dovute a componenti come riduzioni di sezione, flange, valvole.

Esistono due metodi:

- Metodo diretto.

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} [Pa] \quad (3.11)$$

Il coefficiente di perdita localizzata ξ dipende dalla forma e può essere determinato con apposite formule oppure con prove in laboratorio.

- Metodo delle portate nominali

$$z = 0.1 \cdot \left(\frac{G}{K_v} \right)^2 [Pa] \quad (3.12)$$

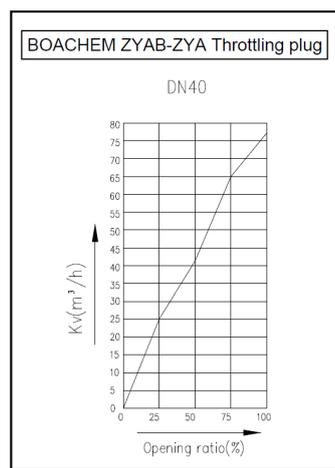


Figura 3.3: Kv

Il coefficiente $K_v \left[\frac{m^3}{h} \right]$ definisce il flusso di acqua (tra 5 [°C] e 40 [°C]), espresso in $\left[\frac{m^3}{h} \right]$, che attraversa una resistenza localizzata con una pressione differenziale (caduta di pressione) di 1 [bar].

3.4 Condizioni climatiche

Le condizioni climatiche del sito di simulazione sono specificate in **Tabella 3.1** in termini di temperatura a bulbo secco dell'aria esterna (T_{db}), a bulbo umido (T_{wb})

ed umidità relativa (RH).

Stagione	T_{db} [°C]	T_{wb} [°C]	RH [%]	Condizione
Inverno	-5	-6	75	Estrema
	10	8	80	Media
Estate	34	26	53	Estrema
	30	22	50	Media

Tabella 3.1: Condizioni climatiche Padova

3.5 Scenari di funzionamento

Gli scenari di normale funzionamento, secondo le specifiche tecniche di progetto[3], sono due (**Tabella 3.2**).

La progettazione ed il dimensionamento dell'impianto di raffreddamento sono basate sul primo scenario.

Il primo scenario viene seguito esclusivamente nella stagione invernale e consiste nel funzionamento del solo esperimento MITICA da 2 pulsazioni al giorno.

Nel secondo scenario è richiesto di verificare il numero massimo di pulsazioni ammissibili al giorno in condizioni (estreme/medie) estive.

Che graficamente possono essere riprodotti nella **Figura 3.4**.

Scenario	In funzione	ON [s]	OFF [s]	Pulsazioni [$\frac{puls}{d}$]	Stagione
1	MITICA	3600	10800	2	Inverno
2	MITICA e SPIDER	300	900	nd	Inverno ed Estate

Tabella 3.2: Scenari di funzionamento

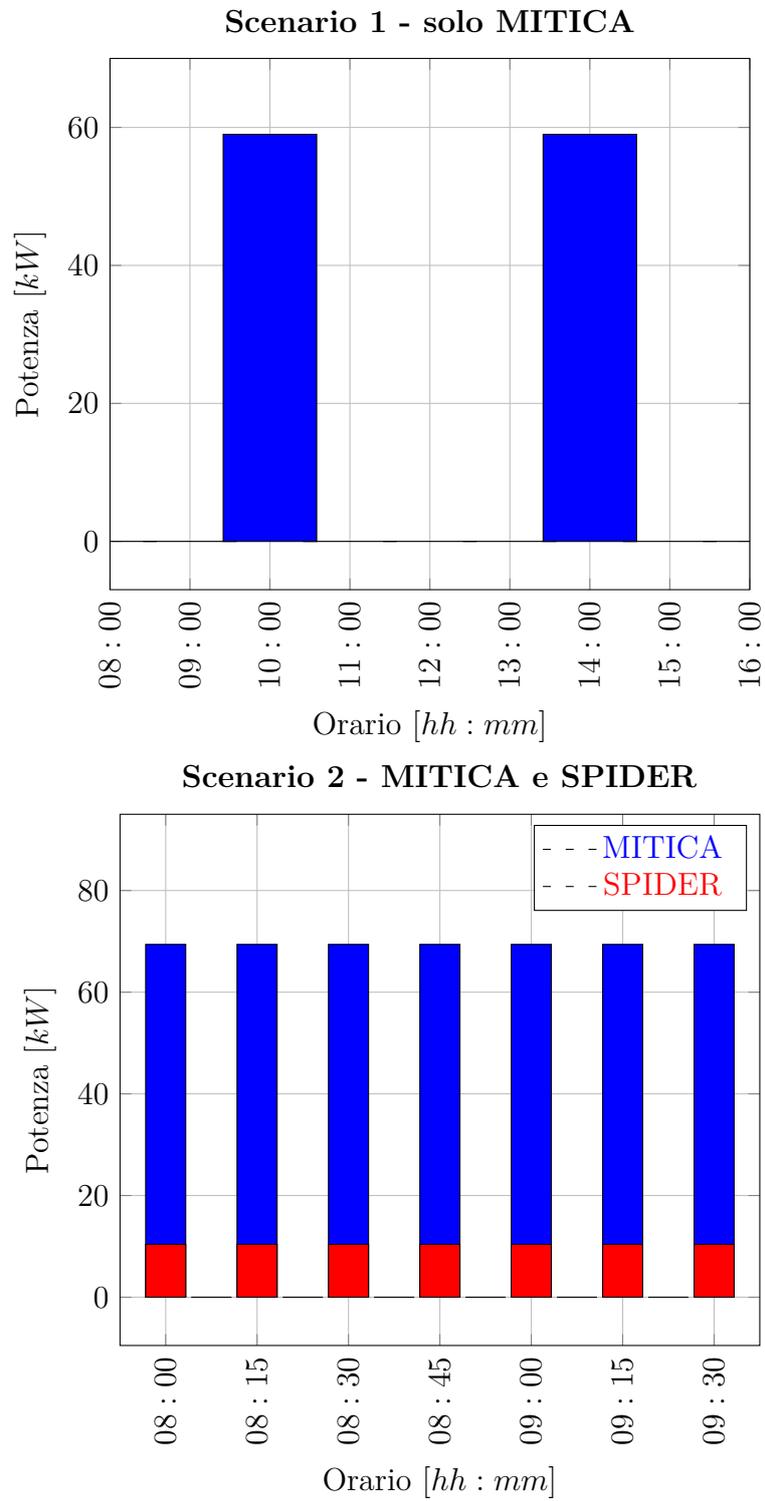


Figura 3.4: Scenari

Capitolo 4

Circuito Primario 05 - MITICA

Il circuito 05 è uno dei 10 circuiti dell'esperimento MITICA , serve a raffreddare 5 utenze dell'edificio 1.

L'impianto attraversa una schermatura per neutroni ed è certificato PN25¹.

4.1 Modellazione PC05

4.1.1 Utenze

I dispositivi raffreddati dall'impianto numero 5 dei MITICA sono in tutto 5 (4 Acceleration Grid ed un Grounded Grid):

Utenza	Portata $\left[\frac{kg}{s}\right]$	ΔP $[bar]$	Potenza $[kW]$	Max temp. $[^{\circ}C]$	Fluido
AG1	19.50	14.00	2000.00	45	W-I
AG2	19.50	14.00	2000.00	45	W-I
AG3	19.50	14.00	2000.00	45	W-I
AG4	19.50	14.00	2000.00	45	W-I
GG	19.50	14.00	2000.00	45	W-I

Tabella 4.1: Caratteristiche utenze PC05

Il fluido W-I è acqua pura con una resistività $> 10 [M\Omega \cdot cm]$ a $25 [^{\circ}C]$.

¹Vedere Sezione 3.2 a pag. 28

4.1.2 Riscaldatore

Nel circuito di raffreddamento è installato un riscaldatore elettrico compatibile con il tipo di fluido, con la pressione e la temperatura operanti.

Questo riscaldatore è avviato solo ad inizio esperimento per portare il fluido circuitale a temperatura.

Componente	Etichetta	Portata [$\frac{kg}{s}$]	T_{ing} [$^{\circ}C$]	T_{usc} [$^{\circ}C$]	ΔP [bar]	Potenza [kW]
Heater	HT-0501	97.50	20	45	0.3	46.00

Tabella 4.2: Riscaldatore PC05

4.1.3 Scambiatore di calore

Uno dei componenti più importanti dei circuiti di raffreddamento è sicuramente lo scambiatore di calore che mette in comunicazione il circuito primario con quello secondario che dovrà smaltire il calore (**Tabella 4.3**).

Etichetta	Lato	Portata [$\frac{kg}{s}$]	T_{ing} [$^{\circ}C$]	T_{usc} [$^{\circ}C$]	ΔP [bar]	Potenza [kW]
HX-0001	Caldo	95.69	50	25	0.1284	10000.00
	Freddo	340.63	10	17	0.9651	

Tabella 4.3: Scambiatore di calore PC05

4.1.4 Misuratori di portata

Il circuito è dotato di cinque misuratori di portata, uno per ogni ramo d'utenza (**Tabella 4.4**).

Il tipo di misuratore di portata utilizzato è ad ultrasuoni (vedere **Sezione 2.5 a pag. 22**).

TAG	Utenza	Portata [$\frac{kg}{s}$]	Portata max [$\frac{kg}{s}$]	ΔP [bar]
MFT-0001	AG4	19.50	41.66	0.019
MFT-0002	AG3	19.50	41.66	0.019
MFT-0003	AG2	19.50	41.66	0.019
MFT-0004	AG1	19.50	41.66	0.019
MFT-0005	GG	19.50	41.66	0.019

Tabella 4.4: Misuratori di portata PC05

4.1.5 Pompa

La pompa del circuito di raffreddamento è stata costruita ad hoc da *Pompe Garbarino* ed è di tipo centrifugo.

Le turbomacchine sono classificate in base al numero di giri caratteristico N_s .

Formula	Valore	Tipologia
$N_s = n \cdot \left(\frac{Q^{0.5}}{H^{0.75}} \right)$	25	Pompa radiale
	147	Pompa mista
	261	Pompa assiale

Tabella 4.5: Numero di giri caratteristico - FloMASTER®

FloMASTER® mette a disposizione delle curve caratteristiche predefinite, in alternativa è possibile inserire quelle della propria pompa.

Nella scheda tecnica del prodotto sono state fornite varie curve in funzione della portata in [$\frac{m^3}{h}$].

- Prevalenza² (Figura 4.1).

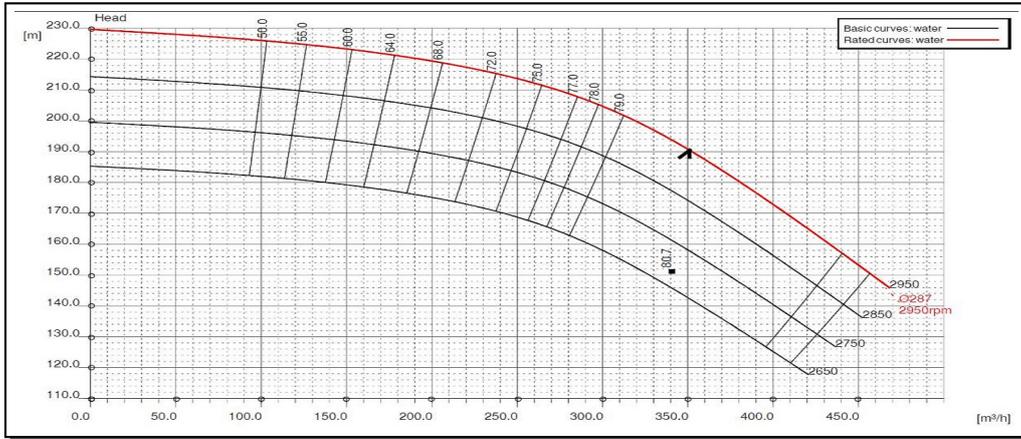


Figura 4.1: Variazione prevalenza PC05

- Potenza (Figura 4.2).

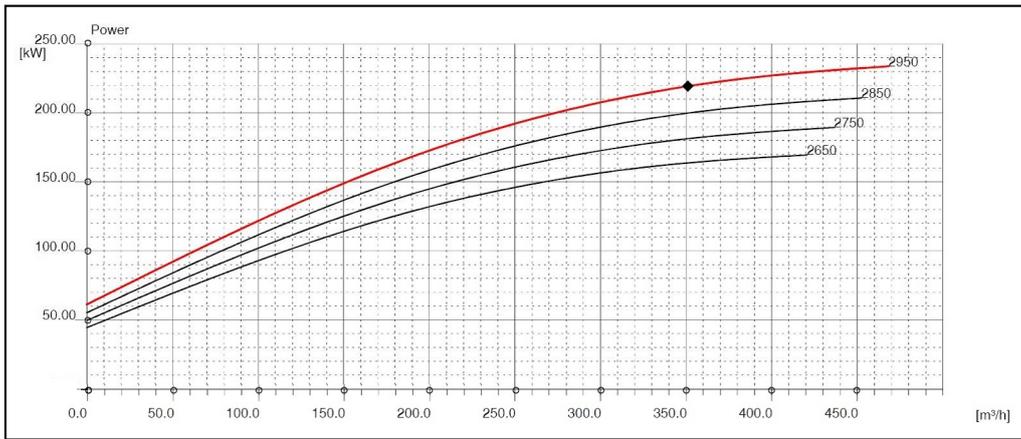


Figura 4.2: Variazione potenza PC05

- NPSHr³ (Net Positive Suction Head)(Figura 4.3).

²La prevalenza[6] di una pompa è definita come la differenza tra il carico totale della corrente alla flangia di uscita della pompa e quello alla sua flangia d'entrata.

³NPSH[19] è la prevalenza netta di aspirazione positiva di una pompa, ovvero la differenza tra la pressione in un punto di un generico circuito idraulico e la tensione di vapore del liquido nello stesso punto[1], e dipende da parametri caratteristici dell'impianto, cioè dalle modalità di installazione della pompa.

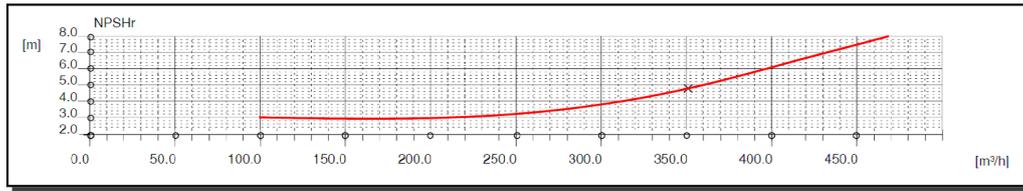


Figura 4.3: Variazione NPSHr PC05

La pompa è alimentata da un motore trifase ad induzione a gabbia di scoiattolo prodotto dalla *WEG Italia S.R.L.* .

Power [kW]	Frequenza [Hz]	Poli	Voltaggio [V]	Amperaggio [A]	Carico [%]	Efficienza [%]
315	50	2	400	516	100	96.9
					75	96.8
					50	96.4

Tabella 4.6: Dati motore elettrico pompa PC05

4.1.6 Stratigrafia tubi

Nel circuito PC05 sono utilizzati tubi a diametri diversi con una coibentazione necessaria a:

- Ridurre le dispersioni di calore;
- Salvaguardare la sicurezza delle persone nei pressi dei tubi.

Il tubo presenta tre strati (**Figura 4.9 a pag. 48**) il cui spessore varia in base al *DN*:

1. Acciaio *AISI 316L*. Questo tipo di acciaio presenta un basso tenore di carbonio, una resistenza a temperature di oltre 700 [°C] ma una scarsa resistenza termica.
2. Isolante *Eurobatex*. È un ottimo isolante utilizzato per la coibentazione dei tubi.
3. Lamierino. Uno strato prettamente di sicurezza per proteggere e mantenere lo strato di isolamento interno.

L'efficacia della coibentazione è trattata nella **Sezione 4.2.4 a pag. 48**.

4.1.7 Documenti di progetto

Per la modellazione dell'intero impianto è fondamentale avere sotto mano il *P&ID* e gli *sketch*.

P&ID

Il Piping and Instrumentation Diagram o Process and Instrumentation Diagram[20] (abbreviato P&ID o P&I), in italiano spesso nominato schema di marcia o schema meccanico, è un disegno che mostra le interconnessioni tra le apparecchiature di un processo, il sistema delle tubazioni di interconnessione e la strumentazione utilizzata per il controllo del processo stesso.

In un P&ID sono presenti, con relativo tag di identificazione:

- Strumentazione di controllo;
- Apparecchiature meccaniche;
- Tutte le valvole;
- Tubazioni, con indicate le dimensioni;
- Spurghi, drenaggi, linee per campionamento, raccorderia;
- Direzione flussi di massa;
- Interconnessioni tra i sistemi.

In **Figura 4.4** un particolare del P&ID riguardante il PC05.

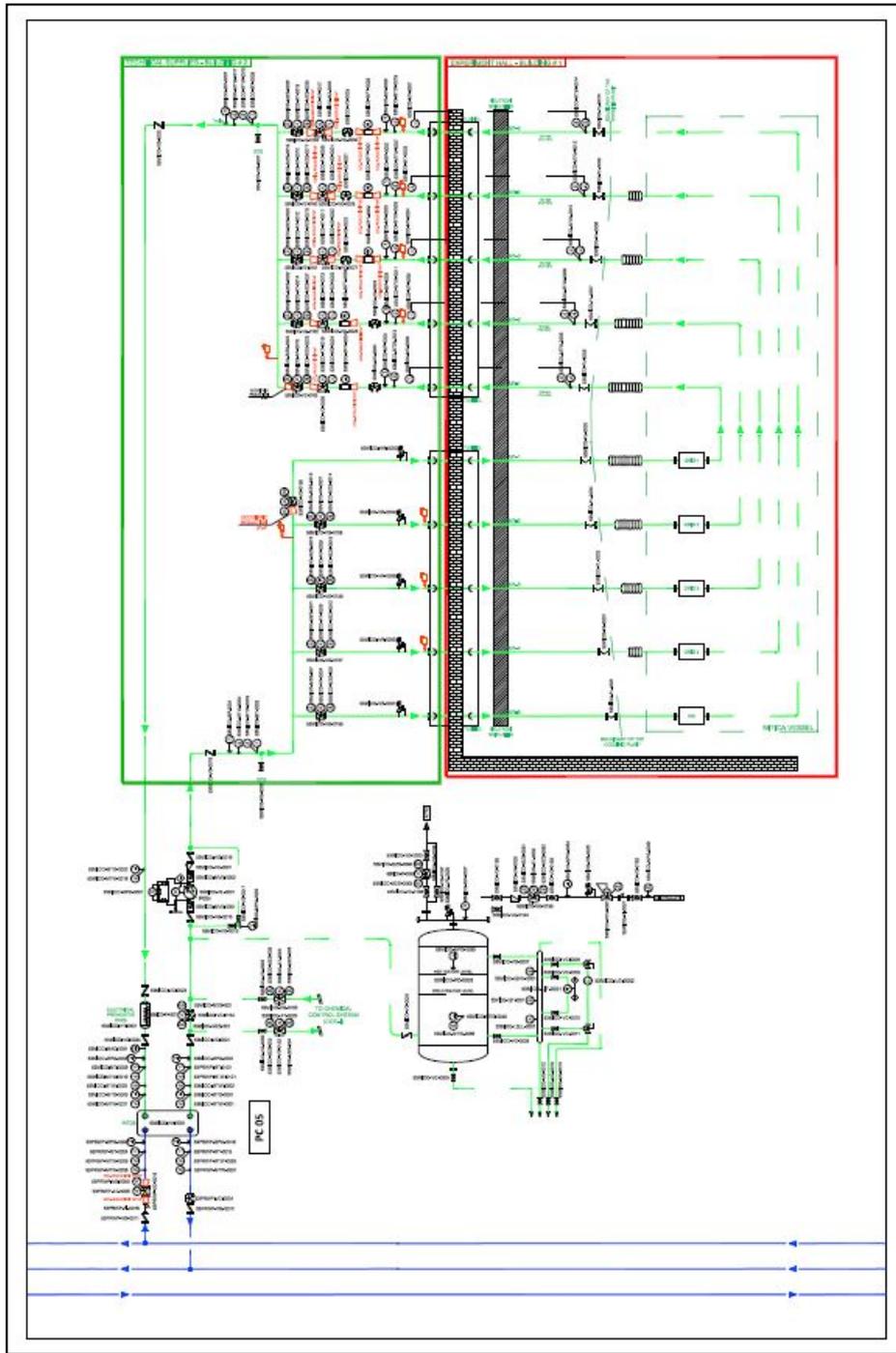


Figura 4.4: Particolare P&ID del circuito PC05

Sketch

Lo sketch è una rappresentazione in 3D delle caratteristiche costruttive del circuito con tutte le relative dimensioni, quote e saldature.

In **Figura 4.5** un particolare degli sketch.

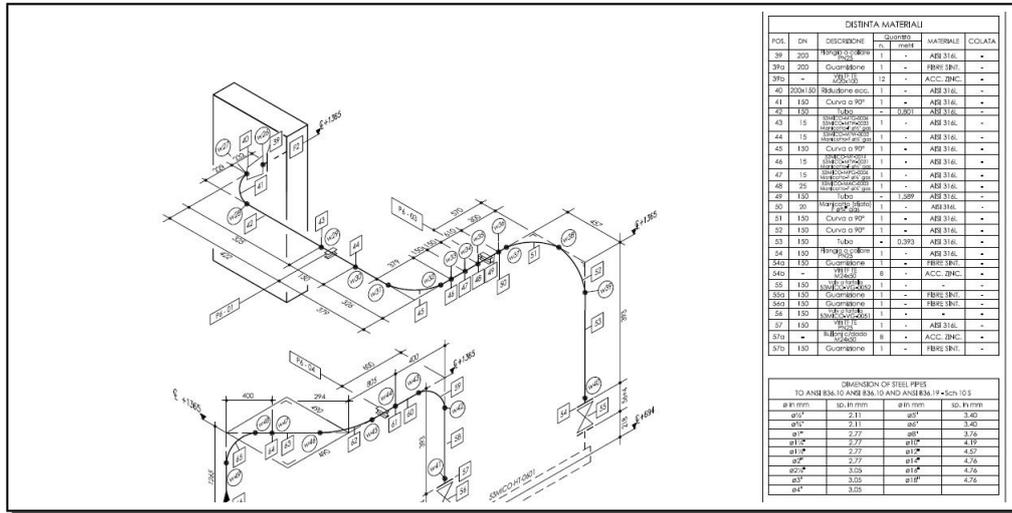


Figura 4.5: Particolare sketch del circuito PC05

4.2 Steady state

Il circuito è stato modellato in FloMASTER® ed in contemporanea seguito su Excel.

L'utilizzo di Excel è fondamentale per circuiti tanto complessi in quanto permette di tenere sotto controllo lunghezze dei tubi, quote e varie caratteristiche. Queste poi possono essere ricopiate su FloMASTER® con un semplice copia ed incolla delle tabelle.

Seguendo i documenti di progetto con un po' di pazienza ed attenzione si ottiene il circuito su FloMASTER®.

4.2.1 Dimensionamento vaso d'espansione

Il vaso di espansione è un componente idraulico che svolge la funzione, in primis, di pressurizzare l'impianto. Ulteriore utilità è quella di contenere le variazioni di pressione del circuito evitando pericolosi sbalzi e colpi d'ariete, che altrimenti dovrebbero essere assorbiti dalle tubature e dal resto dell'impianto.

Il sistema di espansione utilizzato è detto *Autrol* della *Spirax Sarco*[7]. In particolare è utilizzato un pressurizzatore a volume variabile e pressione costante (caratterizzato

da una membrana che si alza e si abbassa per variare il volume interno)
 Per il dimensionamento dello stesso la formula da usare è la seguente:

$$V_{vaso} = C_x \cdot e + C_i + C_g [l] \quad (4.1)$$

dove:

- C_x , è il contenuto totale di acqua nell'impianto
12190 [l];
- e , coefficiente di espansione dell'acqua alla temperatura massima ammessa
 $53 \cdot 10^{-4}$ [-];
- C_i , livello minimo di acqua all'interno del serbatoio ad impianto freddo [l];
- C_g , spazio nel serbatoio per un cuscinetto di gas di pressurizzazione ad impianto a regime [l];

Invece per quanto riguarda la pressione, essa viene mantenuta costante variando la quantità di gas inerte immesso.

Quando vi è una espansione del volume la membrana si alza e del gas viene estratto. Al contrario in caso di riduzione la membrana si abbassa e viene immesso del gas.

La pressione minima è così calcolata:

$$P_{vaso} = P_{amb} + P_{idro} + 0.3 [bar] \quad (4.2)$$

Dove:

- P_{amb} , la pressione ambiente è considerata di base:
1.01325 [bar];
- P_{idro} , la pressione idrostatica equivale alla massima altezza raggiunta
15.87 [m] cioè circa 1.6 [bar];
- Un ulteriore valore cautelativo pari a 0.3 [bar].

Per cui il valore **minimo** per dimensionare il vaso d'espansione è di 2.9 [bar].

Per ottenere la pressione desiderata alle utenze si deve aumentare la pressione nel pressurizzatore.

L'aumento è lineare su tutto il circuito per cui un Δp al pressurizzatore comporta un equivalente Δp in qualunque altro punto.

Si può modificare la pressione, simulare e verificare le pressioni a monte delle utenze.

Per ottimizzare queste *prove* ed ottenere una pressione ancora più precisa si può utilizzare la funzione *Experiments* di FloMASTER®.

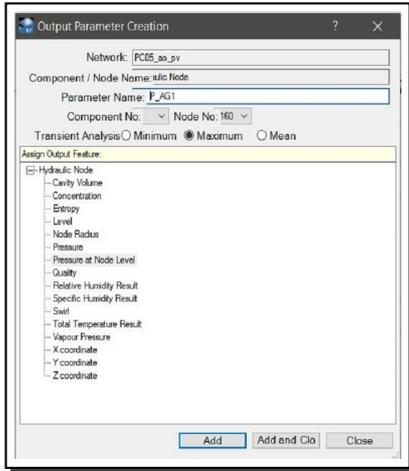


Figura 4.6: Impostazione output

Grazie alla funzione *Experiments* è possibile:

- **Input.** Selezionare una o più variabili di un qualsiasi componente (ex. l'incremento di pressione al vaso o l'apertura di una valvola) da far variare;
- **Output.** Selezionare un output da visualizzare e valutare.

Ad esempio in **Figura 4.6** è stato preso il valore della *Pressure at Node Level* del nodo a monte dell'utenza *AG1* come output di riferimento.

La simulazione (**Figura 4.7**) consiste nell'applicazione di 10 valori alla pressione del pressurizzatore analizzando i valori assunti dalle pressioni a monte delle utenze.

	Result Id	[P_vaso] <bar>
1	53	5
2	54	5,5
▶ 3	55	6
4	56	6,5
5	57	7

(a) Inputs

	Result Id	P_AG3 <bar>	P_GG <bar>	P_AG1 <bar>	P_AG4 <bar>	P_AG2 <bar>
1	53	19,1665	20,2843	19,2435	19,2763	19,284
2	54	19,6672	20,7851	19,7439	19,7769	19,7846
▶ 3	55	20,1679	21,286	20,2444	20,2776	20,2852
4	56	20,6685	21,7868	20,7449	20,7781	20,7858
5	57	21,169	22,2876	21,2453	21,2786	21,2862

(b) Outputs

Figura 4.7: Simulazioni vaso espansione PC05

Di conseguenza la soluzione ottimale è quella ottenuta nell'esperimento 55 per cui si ottengono le pressioni riassunte e approssimate in **Tabella 4.7**.

I colori utilizzati nella tabella evidenziano se la pressione si trova nel range accettabile fornito dal produttore delle utenze: 20 ± 0.3 [bar].

Numero simulazione	P_Vaso [bar]	P_AG1 [bar]	P_AG2 [bar]	P_AG3 [bar]	P_AG4 [bar]	P_GG [bar]
54	5.5	19.7	20.8	19.7	19.8	19.8
55	6.0	20.2	21.3	20.2	20.3	20.3
56	6.5	20.7	21.8	20.7	20.8	20.8

Tabella 4.7: Risultati migliori della simulazione

Si nota che per l'utenza **AG2** la pressione (in rosso) supera tale range di 1 [bar], questo è dovuto all'altezza dell'utenza che si trova ad una decina di metri sotto le altre. La colonna d'acqua crea questa ulteriore pressione che comunque, a detta del produttore, è accettabile.

4.2.2 Bilanciamento valvole

Come evidenziato nella **Tabella 4.1 a pag. 36** esistono delle specifiche portate all'ingresso delle utenze.

Per poter fornire la giusta portata è necessario il bilanciamento del circuito. È buona norma mantenere completamente aperta la valvola di regolazione dell'utenza più sfavorita.

Non è detto che l'utenza più sfavorita sia la più lontana, bisogna valutare anche come si distribuisce naturalmente la portata con le valvole completamente aperte.

Valvola	Apertura	Utenza	Portata [$\frac{kg}{s}$]	Distanza [m]
VC-0029	100 %	AG1	15.79	128
VC-0028	100 %	AG2	15.49	125
VC-0027	100 %	AG3	14.76	195
VC-0026	100 %	AG4	15.69	126
VC-0030	100 %	GG	34.92	98.5

Tabella 4.8: Portate e distanze dalla pompa PC05

L'utenza *AG3*, ad esempio, è l'utenza con portata minore (24% minore) ed è la più distante dalla pompa (**Tabella 4.8**).

Quindi imponendo *Open Ratio = 1* alla valvola di regolazione corrispondente al ramo dell'utenza *AG3* varierò l'apertura delle altre valvole fino ad ottenere le portate desiderate.

FloMASTER® permette di ottenere questo bilanciamento eseguendo una simulazione ad hoc: *Incompressible Flow Balancing*.

Le aperture ottenute sono riportate in **Tabella 4.9**.

Valvola	Apertura	Utenza	Portata richiesta [$\frac{kg}{s}$]	Portata ottenuta [$\frac{kg}{s}$]	Errore percentuale
VC-0029	73 %	AG1	19.50	19.68	+0.93 %
VC-0028	75 %	AG2	19.50	19.42	-0.39 %
VC-0027	100 %	AG3	19.50	19.32	-0.91 %
VC-0026	70 %	AG4	19.50	19.38	-0.59 %
VC-0030	23 %	GG	19.50	19.55	+0.24 %

Tabella 4.9: Bilanciamento circuito PC05

4.2.3 Pressioni

Come già descritto nella **Sezione 3.3 a pag. 30** i componenti di un circuito percorso da un fluido (in questo caso acqua) causano una caduta di pressione.

Il variare delle pressioni nei nodi che collegano i componenti sono visibili in **Figura 4.8**.

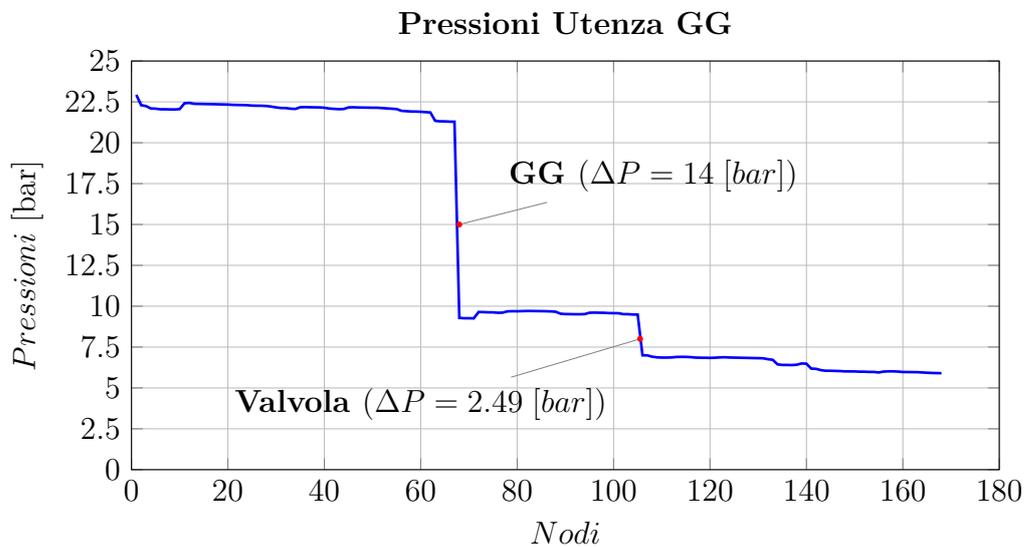


Figura 4.8: Pressioni utenza GG PC05

Come prevedibile la caduta di pressione nella valvola di regolazione VC-0030 dell'utenza *GG* oppone una notevole resistenza al flusso a causa di un grado di apertura del 23%.

Mentre lo scambio di calore per *conduzione* è rappresentato da tre resistenze in serie ($R2$, $R3$ ed $R4$) il cui valore è funzione del coefficiente di conduzione termica λ e dello spessore del materiale (**Equazione (4.5)**).

$$R2 = \frac{\ln\left(\frac{r2}{r1}\right)}{2\pi L \cdot \lambda_1} \quad R3 = \frac{\ln\left(\frac{r3}{r2}\right)}{2\pi L \cdot \lambda_2} \quad R4 = \frac{\ln\left(\frac{r4}{r3}\right)}{2\pi L \cdot \lambda_3} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (4.5)$$

Per poter calcolare le varie temperature tra gli strati del tubo, si utilizza l'**Equazione (4.3)** a steps, cioè se volessi ad esempio calcolare la $T3$ (tra acciaio ed isolante) dovrei prima calcolare dall'**Equazione (4.3)** la quantità di calore in $[W]$ ed utilizzarla nella seguente equazione:

$$\dot{Q} = \frac{T1 - T3}{R1 + R2} \rightarrow T3 = T1 - \dot{Q} \cdot (R1 + R2) \quad (4.6)$$

Per la verifica della coibentazione è stato preso un tubo DN80.

Sono stati valutati i coefficienti di scambio termico per convezione $h_{in} = 461.8 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$ (fornito come risultato dal software) e $h_{ext} = 10.0 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$.

Applicando le **Equazioni (4.4)** e **(4.5)** si ottengono i valori delle resistenze termiche (**Tabella 4.10**).

Applicando l'**Equazione (4.3)** ottengo che questo tubo (lungo $4.3 [m]$) disperde circa $109 [W]$.

Le temperature ottenute ai margini di ogni strato sono riportate in **Figura 4.10**. Dove $T2$ e $T5$ sono le temperature superficiali del tubo.

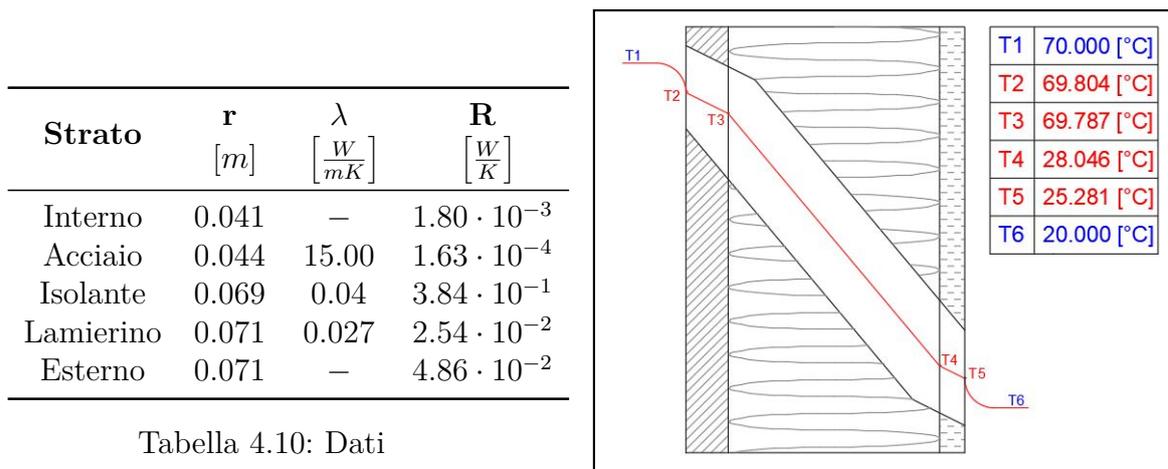


Tabella 4.10: Dati

Figura 4.10: Temperature strati

Verifica condensa

È stata verificata la possibilità di condensa sulla superficie dei tubi, che si ricorda sono completamente esposti all'aria.

Per effettuare questa verifica è necessario conoscere le condizioni ambientali. All'interno dell'edificio è potenzialmente mantenuta una temperatura di 20 [°C] ed una umidità relativa del 50 %.

Verificare la presenza di condensa consiste nel confrontare la temperatura di rugiada (*Dew point*) con la temperatura della superficie da analizzare.

Per calcolare il *Dew Point* esistono vari tool online che necessitano temperatura a bulbo secco dell'aria ed umidità relativa (**Figura 4.11**).

Dato che la temperatura della superficie esterna T5 (25.281 [°C]) risulta abbondantemente superiore a quella del *Dew point*.

Il rischio condensa è scongiurato.

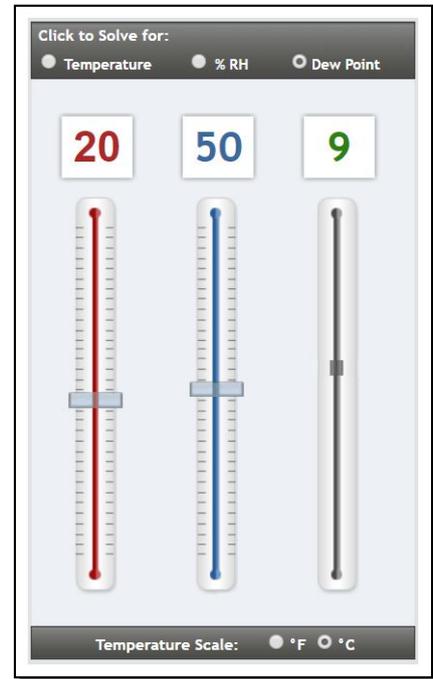


Figura 4.11: Dew Point Calculator

4.2.5 Temperature

Utilizzando la simulazione *Heat transfer steady state* è possibile verificare l'andamento delle temperature nei nodi. Dato che nelle utenze, scambiatori di calore in FloMASTER®, poteva essere definita o la potenza termica [kW] o la temperatura d'uscita [$^{\circ}C$], sono state verificati entrambi i casi.

Ricordo che le condizioni di lavoro considerate sono due:

- *Working Condition 1*: con la temperatura di uscita dallo scambiatore di calore pari a 25 [$^{\circ}C$];
- *Working Condition 2*: con la temperatura di uscita dallo scambiatore di calore pari a 45 [$^{\circ}C$].

In **Figura 4.12** è possibile vedere l'andamento della temperatura dal nodo 1 (a valle della pompa) al nodo 475 (a monte della pompa) passando per il ramo dell'utenza AG3.

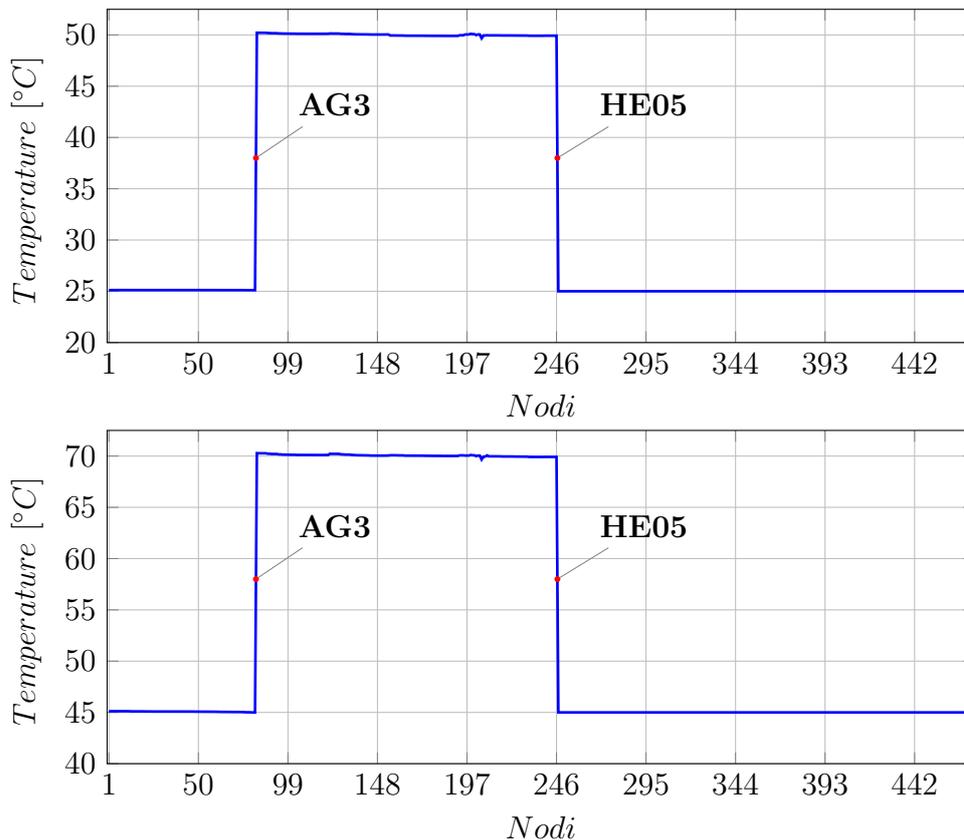


Figura 4.12: Temperature ramo Utenza AG3 WC1 - WC2

Come era prevedibile la temperatura si innalza presso l'utenza che cede calore al circuito primario di raffreddamento. Questo successivamente viene raffreddato

presso lo scambiatore di calore *HE05* in comunicazione con il circuito secondario di raffreddamento.

La situazione è la stessa per tutte le utenze.

In particolare è possibile vedere cosa succede nei componenti passivi lungo il circuito.

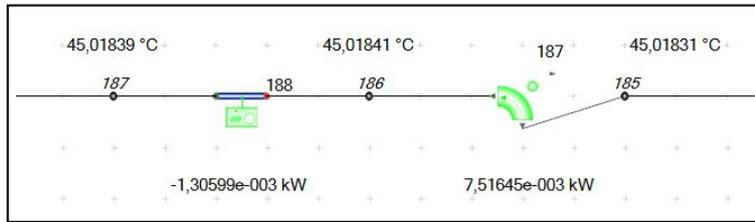


Figura 4.13: Heat Dutys

Come è possibile vedere in **Figura 4.13**:

- I tubi hanno un *Heat Duty* negativo in quanto disperdono il calore del fluido che li percorre.
- Le curve, invece, riscaldano il fluido interno. Questo fenomeno è causato dal cambio di traiettoria delle particelle. Esse urtando contro la parete e tra di loro creano attrito e quindi calore.

4.3 Transitori

Un'importante ruolo gioca la simulazione dei transitori del circuito. Anche in questo caso sono due le simulazioni adottate:

- Il transitorio di flusso di massa incomprimibile, *Incompressible transient*
- Il transitorio termico, *Heat transfer transient*

I transitori sono atti a verificare il comportamento del circuito in caso di manovre sbagliate o problemi di carattere tecnico. In **Tabella 4.11** sono riassunti i dati di simulazione.

Tag	Sezione	Durata [s]	Δt [s]	Evento	Inizio evento [s]
Sim1	4.3.1	15	0.1	Rottura pompa	5
Sim2	4.3.1	15	0.1	Chiusura accidentale valvola	5
Sim3	4.3.2	300	1	Spegnimento HE	5

Tabella 4.11: Sintesi simulazioni PC05

4.3.1 Transitori di flusso di massa

Rottura pompa - Sim1

La rottura della pompa è stata simulata imponendo dopo 5 [s] lo stato *Motor Off - Pump Tripped*.

Il tempo di simulazione totale è stato di 15 [s] con un $\Delta t = 0.1$ [s].

Al secondo 5, la pompa è andata in blocco (supponiamo a causa di una improvvisa interruzione elettrica).

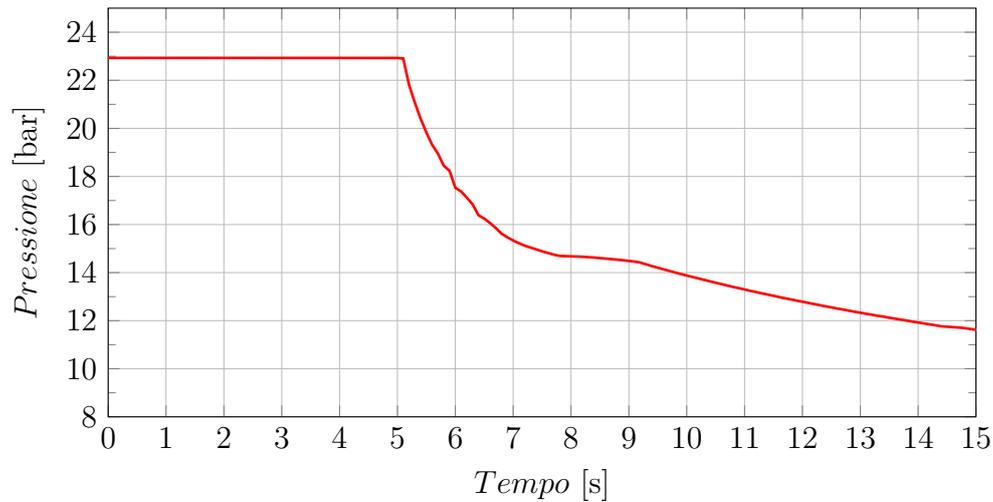


Figura 4.14: Pressione a valle della pompa in 15 [s] - PC05 *Sim1*

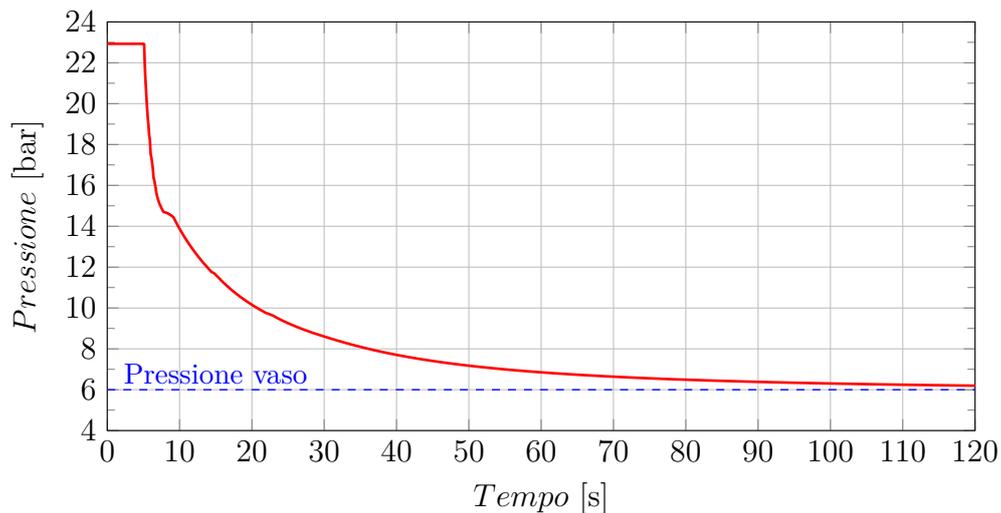


Figura 4.15: Pressione a valle della pompa in 120 [s] - PC05 *Sim1*

È stato riportato lo stesso andamento della pressione a valle della pompa anche in un simulazione più lunga per dimostrare come il circuito tenda a riportarsi alla pressione pre-impostata con il pressurizzatore (6 [bar]).

Come prevedibile pressioni (**Figura 4.14**), prevalenza (**Figura 4.16**) e portata (**Figura 4.17**) subiscono un calo dovuto allo spegnimento della pompa.

Inoltre sono stati riportati gli andamenti delle pressioni a monte di ogni singola utenza. Le pressioni hanno un andamento prevedibile con valori che diminuiscono di circa 8 [bar] (**Figura 4.18**). L'andamento delle pressione a valle sarà lo stesso ma traslato di 14 [bar].

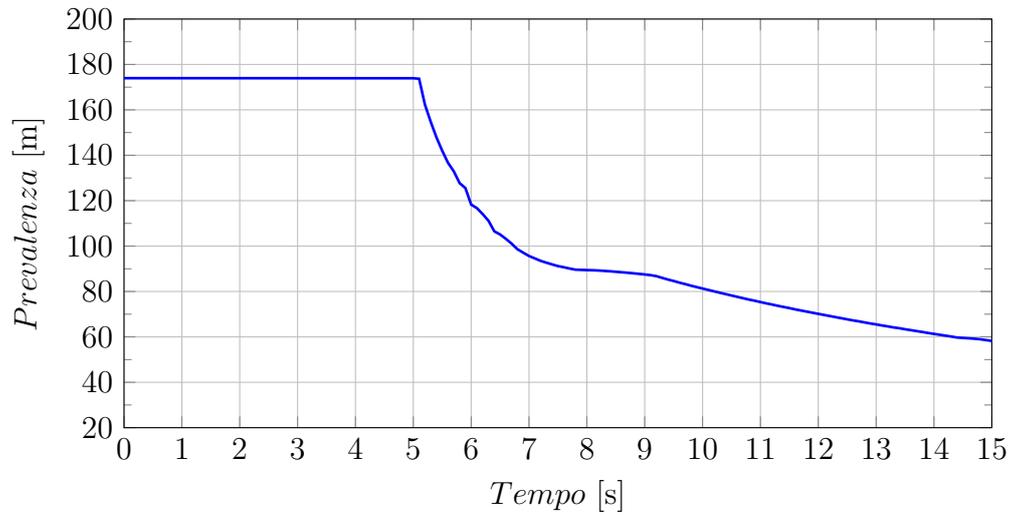


Figura 4.16: Prevalenza alla pompa - PC05 *Sim1*

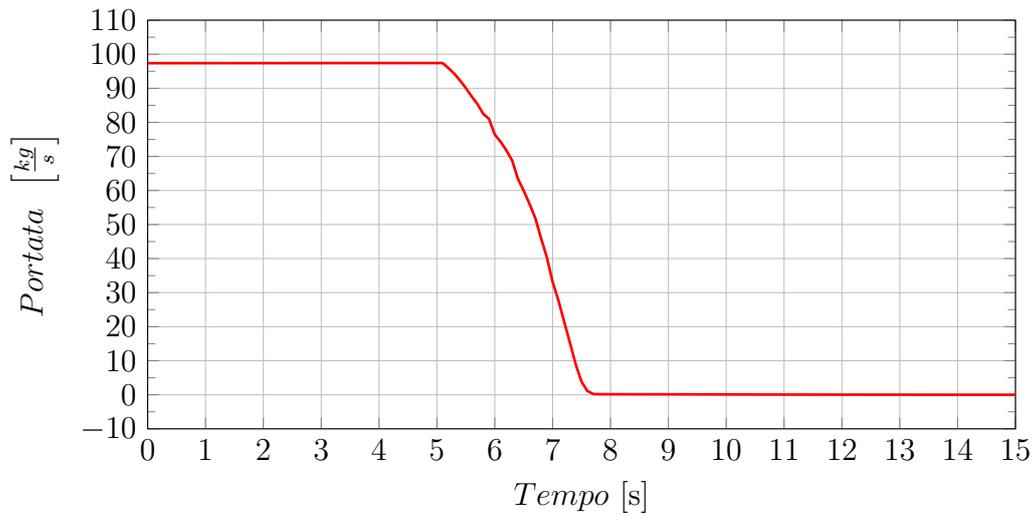
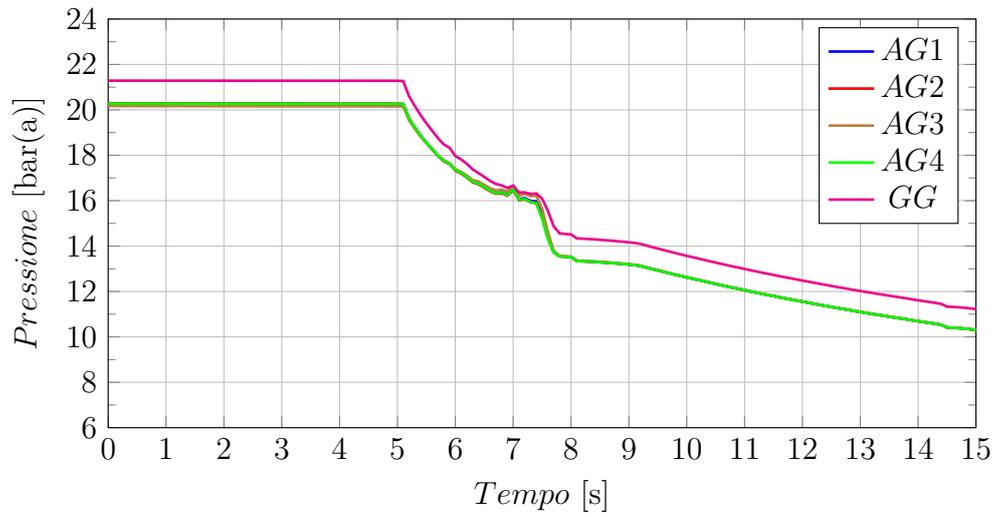


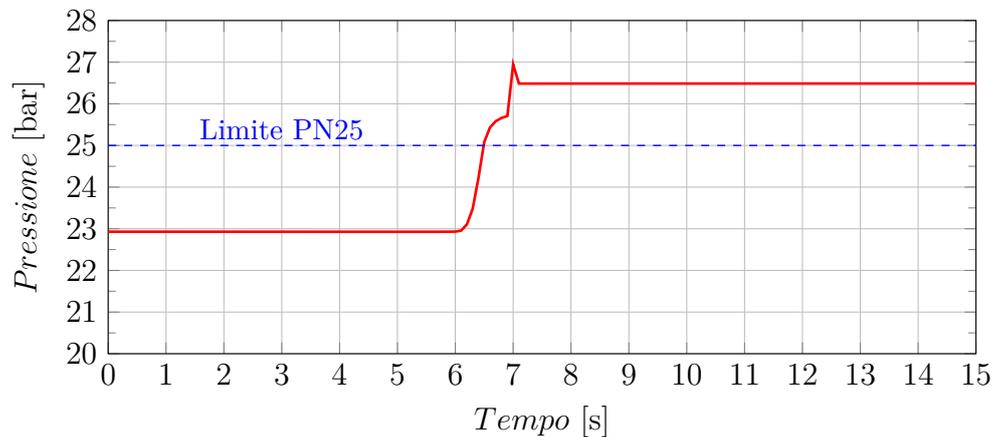
Figura 4.17: Portata alla pompa - PC05 *Sim1*

Figura 4.18: Pressioni a monte delle utenze - PC05 *Sim1*

Chiusura valvola - Sim2

La seguente simulazione verifica che succederebbe nel caso qualcuno chiudesse la valvola 53MICO-VG0019 posta a monte del collettore.

Il tempo di simulazione totale è di 15 [s] con un $\Delta t = 0.1$ [s].

Figura 4.19: Pressione a valle della pompa senza sensore - PC05 *Sim2*

Si può notare come questa pressione superi il limite stabilito per il circuito. Questo non è ammissibile per questioni di sicurezza anche se alcuni componenti, come le valvole, sono state testate a pressioni ben superiori.

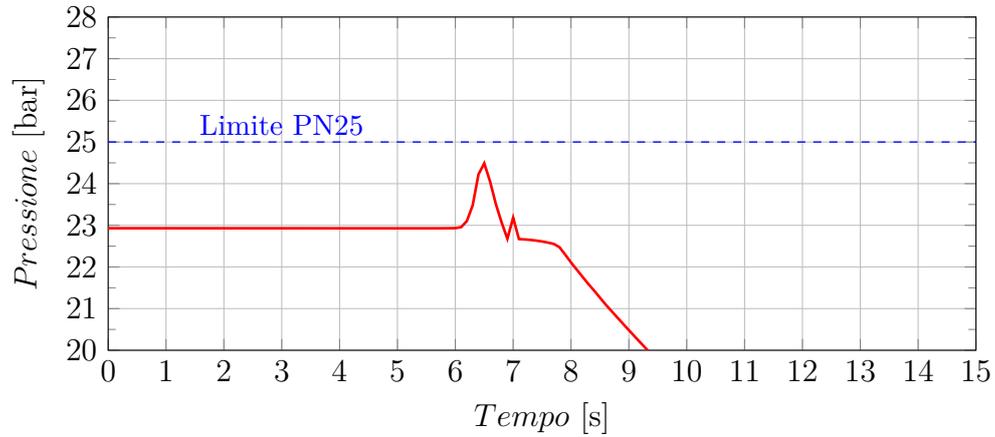


Figura 4.20: Pressione a valle della pompa con sensore - PC05 *Sim2*

Per risolvere il problema è possibile impostare un sensore di sicurezza che misura la pressione a valle della pompa. Qualora questa sia maggiore di $24.5 [bar(a)]$ la pompa smette di funzionare.

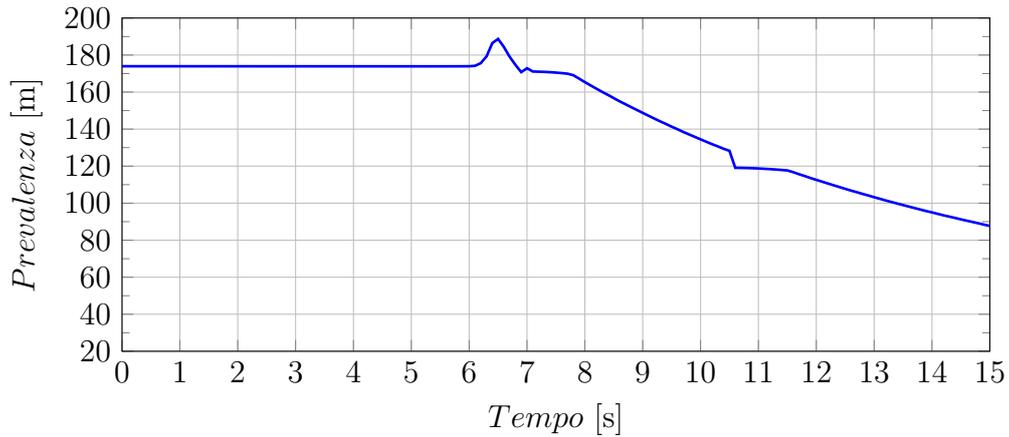
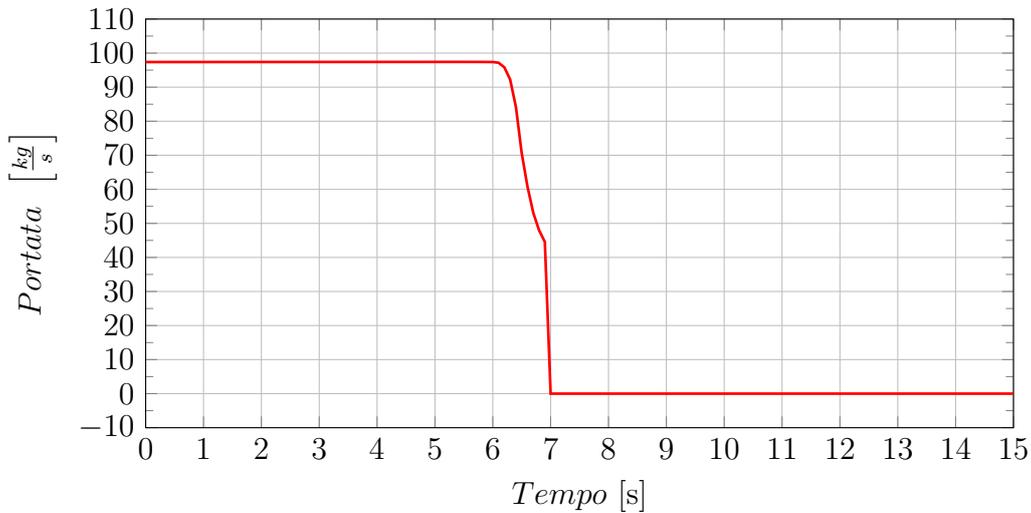


Figura 4.21: Prevalenza della pompa - PC05 *Sim2*

È stato verificato che le pressioni assolute in condizioni di normale funzionamento non superano i $22 [bar(g)] \approx 23 [bar(a)]$. Qualora la pressione superasse i $23.5 [bar(g)]$, nei rami di ogni utenza sono presenti delle valvole di sicurezza, tarate per rilasciare fluido all'esterno ed abbassare la pressione.

Figura 4.22: Portata alla pompa - PC05 *Sim2*

4.3.2 Transitorio termico

Nel seguente transitorio termico è sempre considerata la *Working condition 2* (**Sezione 4.2.5**) per cui la temperatura minima all'uscita dello scambiatore di calore sarà di $45 [^{\circ}C]$.

Spegnimento scambiatore di calore - Sim3

Si suppone che il circuito stia funzionando normalmente con le utenze in funzione che cedono calore al fluido e lo scambiatore di calore che riporta il fluido a temperatura minima di $45 [^{\circ}C]$. Al secondo 5 [s] lo scambiatore di calore smette di funzionare ma non le utenze.

Ciò che si verifica è visibile in figura.

Simulando che nessuno si accorga del problema e non vengano spente le utenze, la temperatura di uscita raggiunge quasi $65 [^{\circ}C]$ (**Figura 4.24**).

È comunque difficile arrivare ad una condizione del genere grazie alla presenza di termometri che segnalano prontamente il problema.

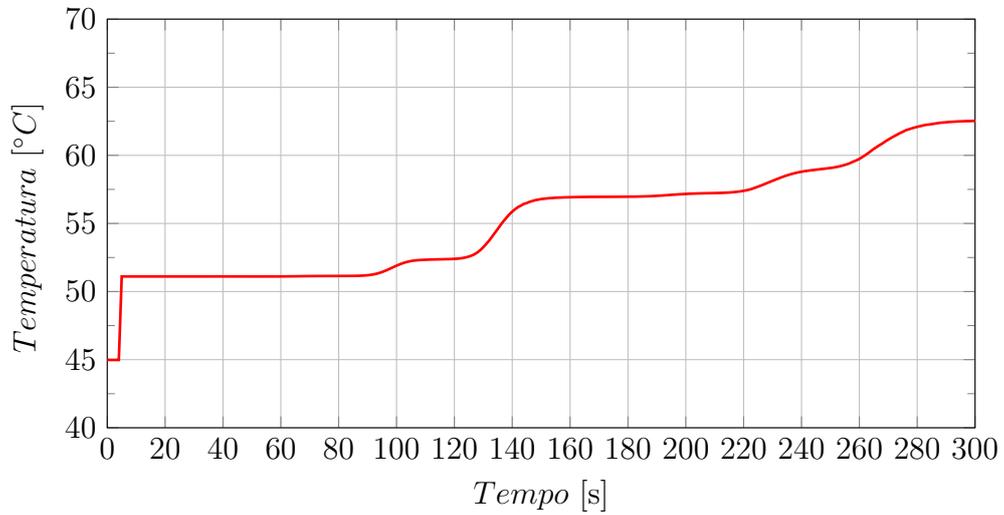


Figura 4.23: Temperatura al nodo dopo HE - PC05 *Sim3*

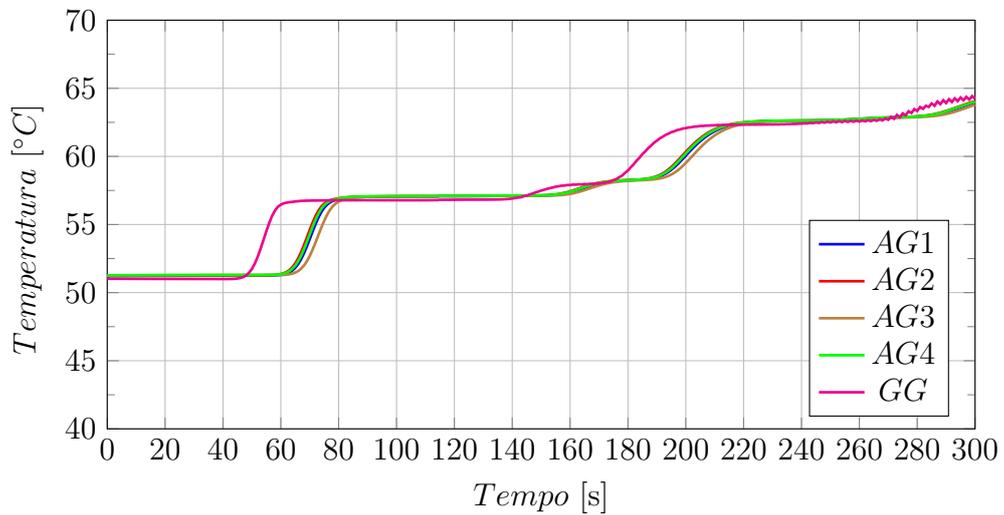


Figura 4.24: Temperature dopo le utenze - PC05 *Sim3*

Capitolo 5

Circuito Primario 06 - MITICA

Il circuito 06 è l'altro circuito dell'esperimento MITICA (**Sezione 1.3.1 a pag. 11**) analizzato, serve a raffreddare 2 utenze dell'edificio 1.

L'impianto attraversa una schermatura per neutroni ed è certificato PN25¹.

5.1 Modellazione PC06

5.1.1 Utenze

I dispositivi raffreddati dall'impianto numero 6 dei MITICA sono 2:

Rif.	Utenza	Portata $\left[\frac{kg}{s}\right]$	ΔP $[bar]$	Potenza $[kW]$	Max temp. $[^{\circ}C]$	Fluido
<i>Utenza1</i>	EG+RF+FS+SC	33.00	7.00	2595.00	45	W-I
<i>Utenza2</i>	PG/BP	0.25	2.50	150	150	W-I

Tabella 5.1: Caratteristiche utenze PC06

Nella prima colonna sono presenti i nomi utilizzati per riferimento in questo capitolo. In particolare gli acronimi presenti nella seconda colonna sono:

- *Utenza1*
 - **Extraction Grid.**
 - **Radio Frequency coils.**
 - **Faraday Shields.**

¹Vedere **Sezione 3.2 a pag. 28**

- Source Case.
- *Utenza2*
 - Plasma Grid.
 - Bias Plate.

Il fluido W-I è acqua pura con una resistività $> 10 [M\Omega \cdot cm]$ a $25 [^{\circ}C]$.

5.1.2 Riscaldatore

Nel circuito di raffreddamento sono installati due riscaldatori elettrici compatibili con il tipo di fluido, con la pressione e la temperatura operanti.

Uno è avviato solo in preparazione dell'esperimento per portare il fluido circuitale a temperatura.

Mentre l'altro serve a portare il fluido alla temperatura desiderata prima dell'ingresso nell'*Utenza2* (*Pre-heater*).

Sono stati riportati i salti di temperatura maggiori.

Componente	Etichetta	Portata [$\frac{kg}{s}$]	T_{ing} [$^{\circ}C$]	T_{usc} [$^{\circ}C$]	ΔP [<i>bar</i>]	Potenza [<i>kW</i>]
Heater	HT-0602	33.25	20	45	0.05	134.90
Pre-Heater	HT-0601	0.25	35	150	0.01	115.00

Tabella 5.2: Riscaldatore PC06

5.1.3 Scambiatore di calore

Lo scambiatore di calore del circuito 06 è descritto in **Tabella 5.3**.

Etichetta	Lato	Portata [$\frac{kg}{s}$]	T_{ing} [$^{\circ}C$]	T_{usc} [$^{\circ}C$]	ΔP [<i>bar</i>]	Potenza [<i>kW</i>]
HX-0002	Caldo	33.02	55	35	0.1409	2760.00
	Freddo	94.01	10	17	0.9352	

Tabella 5.3: Scambiatore di calore PC06

5.1.4 Misuratori di portata

Il circuito è dotato di due misuratori di portata, uno per ogni ramo d'utenza (Tabella 5.4).

TAG	Utenza	Portata [$\frac{kg}{s}$]	Portata max [$\frac{kg}{s}$]	ΔP [bar]
MFT-0006	Utenza1	33.00	41.66	0.019
MFT-0007	Utenza2	0.25	0.55	0.250

Tabella 5.4: Misuratori di portata PC06

Il tipo di misuratore di portata utilizzato è ad ultrasuoni (vedere Sezione 2.5).

5.1.5 Pompa

La pompa del circuito di raffreddamento è stata costruita ad hoc da *Pompe Garbarino* ed è di tipo centrifugo.

Nella scheda tecnica del prodotto sono state fornite varie curve in funzione della portata in [$\frac{m^3}{h}$].

- Prevalenza² (Figura 5.1).

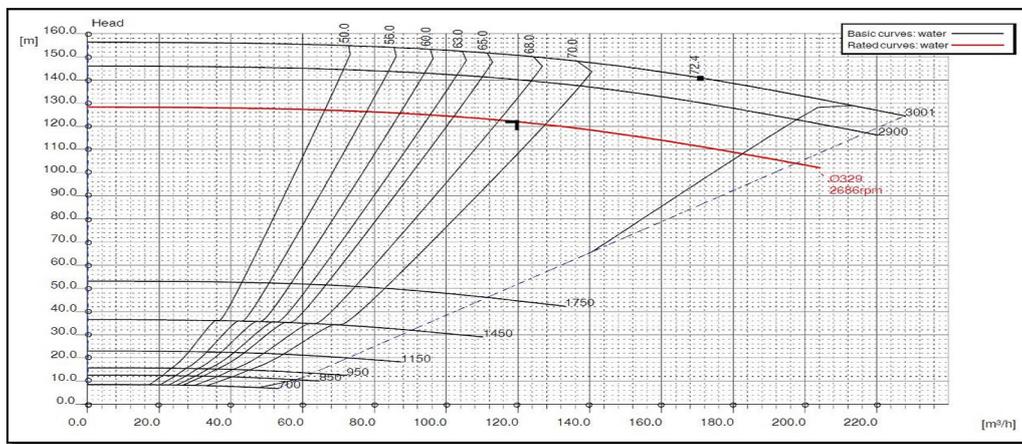


Figura 5.1: Variazione prevalenza pompa PC06

- Potenza (Figura 5.2).

²La prevalenza[6] di una pompa è definita come la differenza tra il carico totale della corrente alla flangia di uscita della pompa e quello alla sua flangia d'entrata.

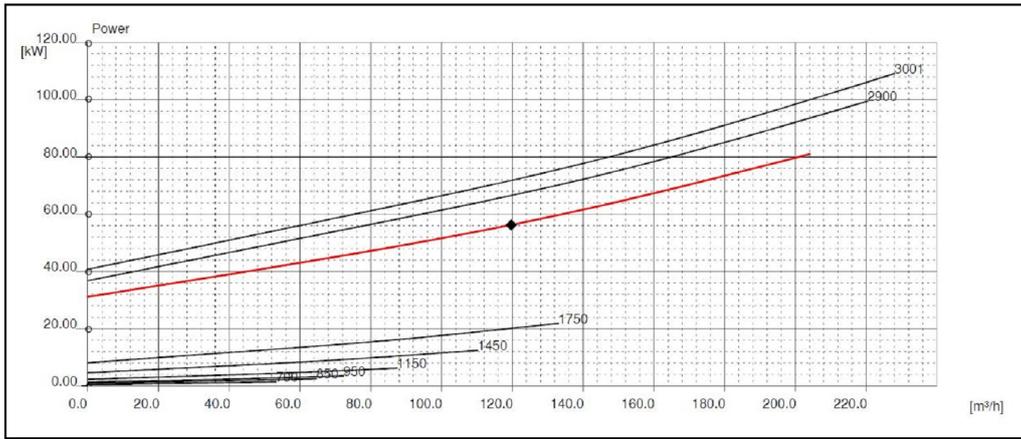


Figura 5.2: Variazione potenza pompa PC06

- NPSHr (Figura 5.3).

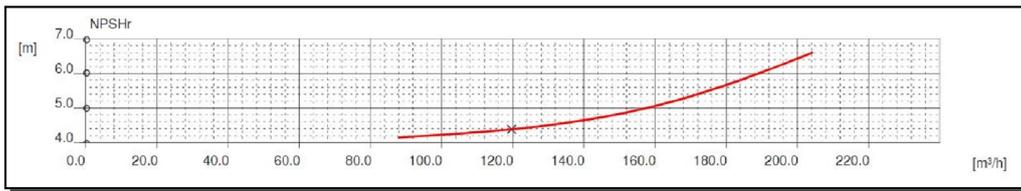


Figura 5.3: Variazione NPSHr pompa PC06

La pompa è alimentata da un motore trifase ad induzione a gabbia di scoiattolo prodotto dalla *WEG Italia S.R.L.* .

Power [kW]	Frequenza [Hz]	Poli	Voltaggio [V]	Amperaggio [A]	Carico [%]	Efficienza [%]
					100	95.6
75	50	2	400	126	75	95.3
					50	94.5

Tabella 5.5: Dati motore elettrico pompa PC06

5.1.6 Stratigrafia tubi

Nel circuito PC06 sono utilizzati tubi a diametri diversi con una coibentazione uguale a quella utilizzata nel circuito PC05 (Sezione 4.2.4 a a pag. 48) .

5.2 Steady state

5.2.1 Dimensionamento vaso d'espansione

La pressione viene mantenuta costante variando la quantità di gas inerte immesso. La pressione minima è così calcolata:

$$P_{vaso} = P_{amb} + P_{idro} + 0.3 [bar] \quad (5.1)$$

Dove:

- P_{amb} , la pressione ambiente è considerata di base: 1.01325 [bar];
- P_{idro} , la pressione idrostatica equivale alla massima altezza raggiunta 17.805 [m] cioè circa 1.78 [bar];
- Un ulteriore valore cautelativo pari a 0.3 [bar].

Per cui il valore **minimo** per dimensionare il vaso d'espansione è di 3.1 [bar].

Anche questa volta si è voluto utilizzare il tool *Experiments* già visto nel capitolo precedente (**Sezione 4.2.1**).

	Result Id	[P_vaso] <bar>		Result Id	P_Utenza1 <bar>	P_Utenza2 <bar>
1	65	12		1	18,971	13,9354
2	66	12,5		2	19,4707	14,4353
3	67	13		3	19,9704	14,9352
4	68	13,5		4	20,4702	15,4352
5	69	14		5	20,9699	15,9351
6	70	14,5		6	21,4697	16,435
7	71	15		7	21,9694	16,9349
▶ 8	72	15,5		▶ 8	22,4692	17,4348
9	73	16		9	22,969	17,9347
10	74	16,5		10	23,4687	18,4346
11	75	17		11	23,9685	18,9345
12	76	17,5		12	24,4683	19,4344
13	77	18		13	24,968	19,9343

(a) Inputs
(b) Outputs

Figura 5.4: Simulazioni vaso espansione PC06

Diversamente dal PC05 per questo circuito, così com'è costruito, non si riesce ad ottenere contemporaneamente il risultato desiderato all'ingresso delle utenze.

Prendendo in esempio 3 simulazioni tra le 13 effettuate si ottengono le pressioni riassunte e approssimate in **Tabella 5.6**.

Numero simulazione	P_Vaso [bar]	P_Utenza1 [bar]	P_Utenza2 [bar]
...
67	13.0	19.9	14.9
...
72	15.5	22.5	17.4
...
77	18.0	24.9	19.9

Tabella 5.6: Risultati migliori della simulazione PC06

I colori utilizzati nella tabella evidenziano se la pressione si trova nel range accettabile fornito dal produttore delle utenze: 20 ± 0.3 [bar].

Si nota che le pressioni desiderate si ottengono solo parzialmente, mai contemporaneamente in entrambe le utenze. La differenza è sempre nell'ordine dei 5 [bar].

La soluzione potrebbe essere quella di spostare la valvola di regolazione 53MICO-VC0007 a valle dell'*Utenza2* spostando così la causa della notevole differenza di pressione ed ottenere l'equilibrio cercato.

Purtroppo questa soluzione non è applicabile in quanto la linea di ritorno è in comune tra entrambe le utenze.

Quindi dovrebbe essere scelta una soluzione intermedia, come quella della simulazione 72, che possa soddisfare le seguenti caratteristiche:

- Pressione abbastanza elevata da evitare il fenomeno di ebollizione a valle dell'*Utenza2*;
- Pressione non troppo elevata in modo che a valle della pompa non si arrivi a superare il limite dei 25 [bar] assoluti.

Per le prossime simulazioni la pressione utilizzata nel vaso d'espansione sarà di 15 [bar].

5.2.2 Bilanciamento valvole

Come evidenziato nella **Tabella 5.1 a pag. 60** esistono delle specifiche portate all'ingresso delle utenze.

Per poter fornire la giusta portata è necessario il bilanciamento del circuito. È buona norma mantenere completamente aperta la valvola di regolazione dell'utenza più sfavorita.

Valvola	Apertura	Utenza	Portata [$\frac{kg}{s}$]	Distanza [m]
VC-0031	100 %	<i>Utenza1</i>	32.01	249
VC-0032	100 %	<i>Utenza2</i>	1.19	260

Tabella 5.7: Portate e distanza dalla pompa PC06

Non è detto che l'utenza più sfavorita sia la più lontana, bisogna valutare anche come si distribuisce naturalmente la portata con le valvole completamente aperte.

L'*Utenza2* è l'utenza che richiede una portata minore (**Tabella 5.7**).

Quindi imponendo *Open Ratio* = 1 alla valvola di regolazione VC0032 corrispondente al ramo dell'*Utenza2* varierò l'apertura dell'altra valvola fino ad ottenere la portata desiderata.

Valvola	Apertura	Utenza	Portata richiesta [$\frac{kg}{s}$]	Portata ottenuta [$\frac{kg}{s}$]	Errore percentuale
VC-0031	100 %	<i>Utenza1</i>	33	33.15	+0.45 %
VC-0032	2.9 %	<i>Utenza2</i>	0.25	0.249	-0.40 %

Tabella 5.8: Bilanciamento circuito PC06

5.2.3 Pressioni

Come già descritto nella **Sezione 3.3 a pag. 30** i componenti di un circuito percorso da un fluido (in questo caso acqua) causano una caduta di pressione.

Il variare delle pressioni nei nodi che collegano i componenti sono visibili in **Figura 5.5** e **Figura 5.6**.

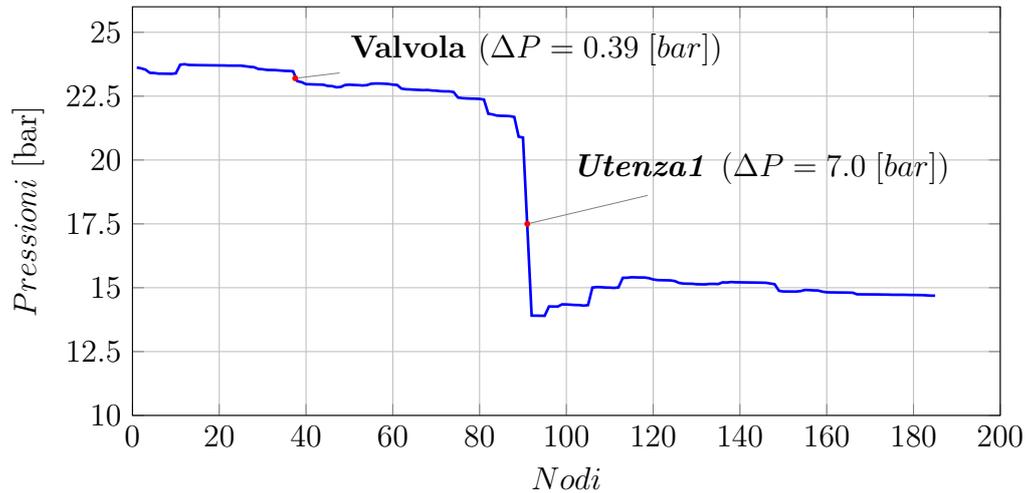


Figura 5.5: Pressioni nodi da ramo *Utenza1* PC06

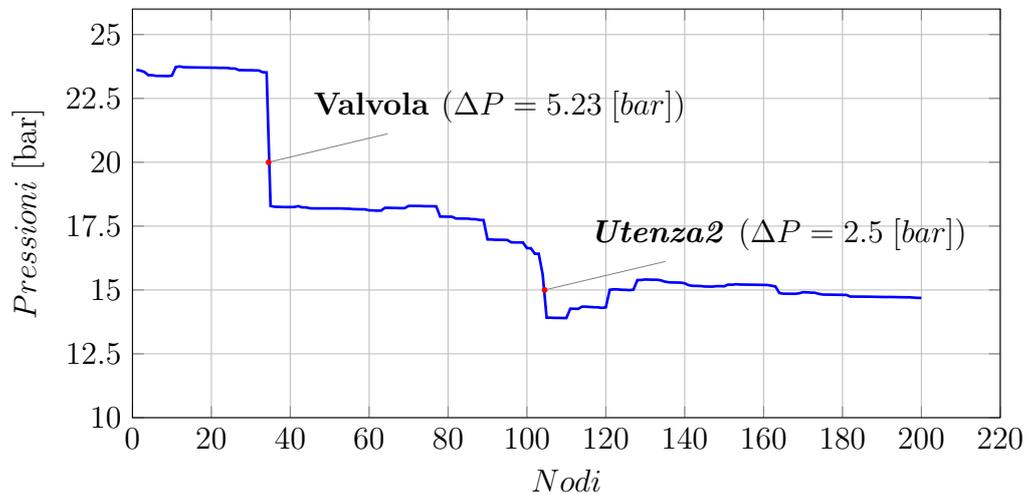


Figura 5.6: Pressioni nodi da ramo *Utenza2* PC06

Come prevedibile la caduta di pressione nella valvola di regolazione VC-0032 dell'*Utenza2* oppone una notevole resistenza al flusso come visto in **Sezione 5.2.1**.

5.2.4 Coibentazione

Nel caso del circuito PC06 le temperature in gioco sono ben superiori e la massima differenza di temperatura da sostenere sarà di $\Delta T = 158 [^{\circ}C]$ ($T_{max,circuito} = 178 [^{\circ}C]$, $T_{ambiente} = 20 [^{\circ}C]$).

La coibentazione è la stessa del precedente circuito ed, essendo la temperatura esterna sempre pari a $20 [^{\circ}C]$ ed umidità relativa 50%, **il pericolo condensa è scongiurato** ($T_{sup,ext} = 46 [^{\circ}C]$).

5.2.5 Temperature

Utilizzando la simulazione *Heat transfer steady state* è possibile verificare l'andamento delle temperature nei nodi.

Le condizioni di lavoro considerate questa volta sono differenti:

- *Working Condition 1*: con la temperatura di uscita dallo scambiatore di calore pari a $35 [^{\circ}C]$;
- *Working Condition 2*: con la temperatura di uscita dallo scambiatore di calore pari a $55 [^{\circ}C]$.

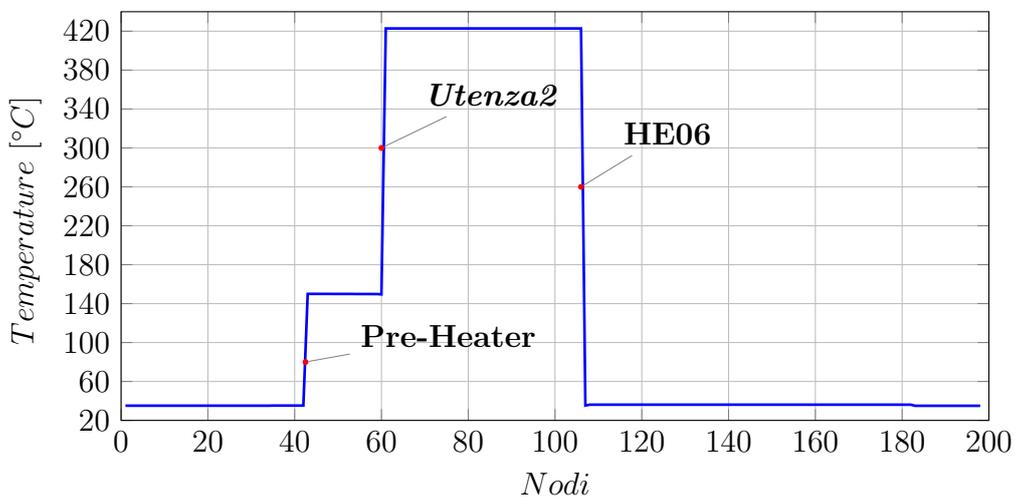
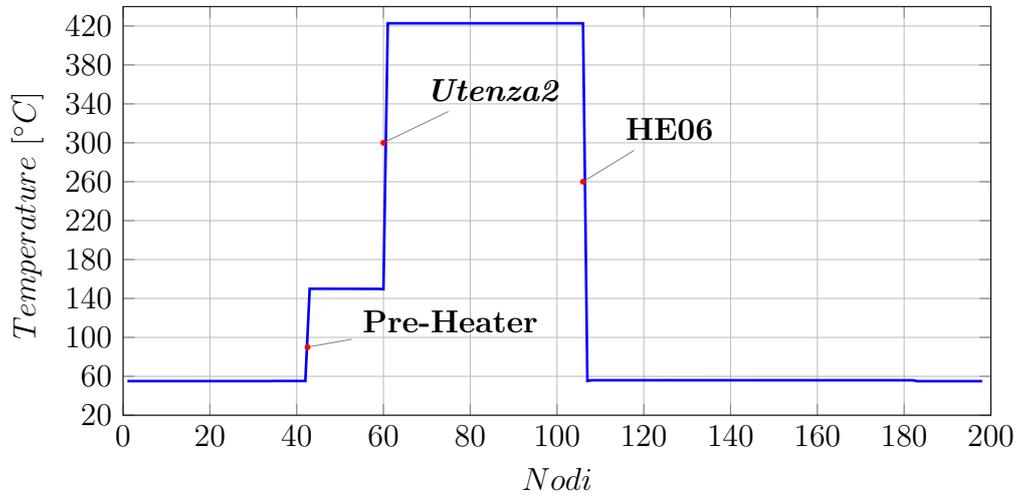


Figura 5.7: Temperature ramo *Utenza2* PC06 - *WC1*

Figura 5.8: Temperature ramo *Utanza2* PC06 - WC2

Dato che la temperatura di ingresso all'*Utanza2* è sempre di 150 [°C], nel caso in **Figura 5.8** la potenza del Pre-Heater sarà inferiore.

Utilizzando la formula:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.2)$$

A parità di portata e calore specifico, ma con il nuovo ΔT di 90 [°C] (150 [°C] – 55 [°C]) la nuova richiesta sarà pari a circa 94.2 [kW]. Quindi il 18% in meno dei 115 [kW] in **Tabella 5.2**.

5.3 Transitori

In questo caso è stato verificato solo il transitorio di flusso di massa.

In **Tabella 5.9** sono riassunti i dati di simulazione.

Tag	Sezione	Durata [s]	Δt [s]	Evento	Inizio evento [s]
Sim1	5.3.1	20	0.1	Rottura pompa	5
Sim2	5.3.1	20	0.1	Chiusura accidentale valvola	5

Tabella 5.9: Sintesi simulazioni PC06

5.3.1 Transitori di flusso

Rottura pompa - Sim1

La rottura della pompa è stata simulata imponendo dopo 5 [s] lo stato *Motor Off - Pump Tripped*.

Il tempo di simulazione totale è stato di 20 [s] con un $\Delta t = 0.1$ [s].

Al secondo 5, la pompa è andata in blocco (supponiamo a causa di una improvvisa interruzione elettrica).

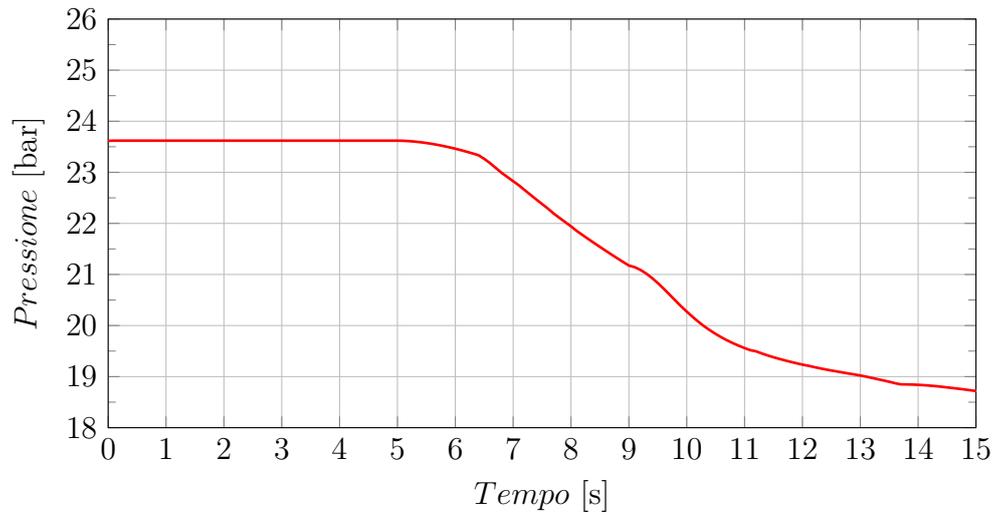


Figura 5.9: Pressione nodo a valle della pompa dopo 20 [s] - PC06 Sim1

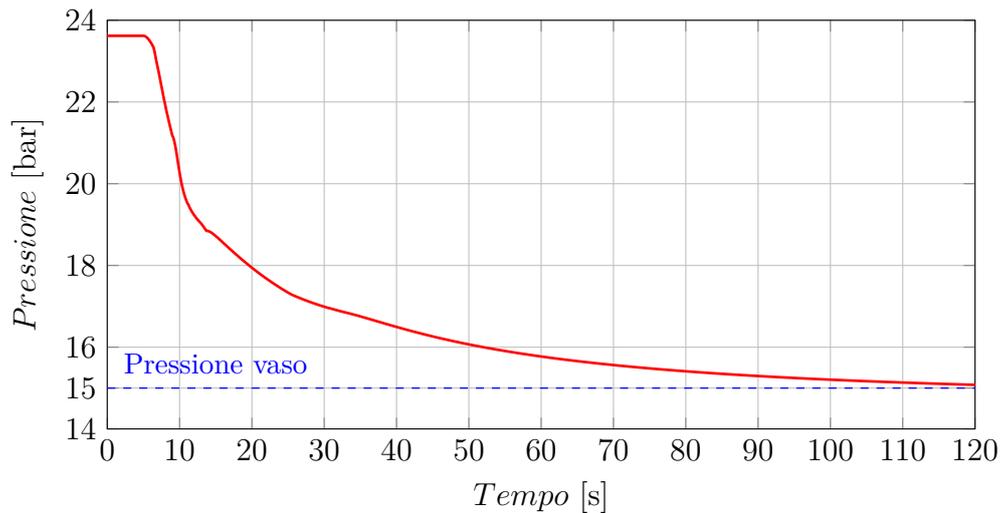


Figura 5.10: Pressione nodo a valle della pompa dopo 120 [s] - PC06 Sim1

È stato riportato lo stesso andamento della pressione a valle della pompa anche in una simulazione più lunga per dimostrare come il circuito tenda a riportarsi alla pressione pre-impostata con il pressurizzatore (15 [bar]).

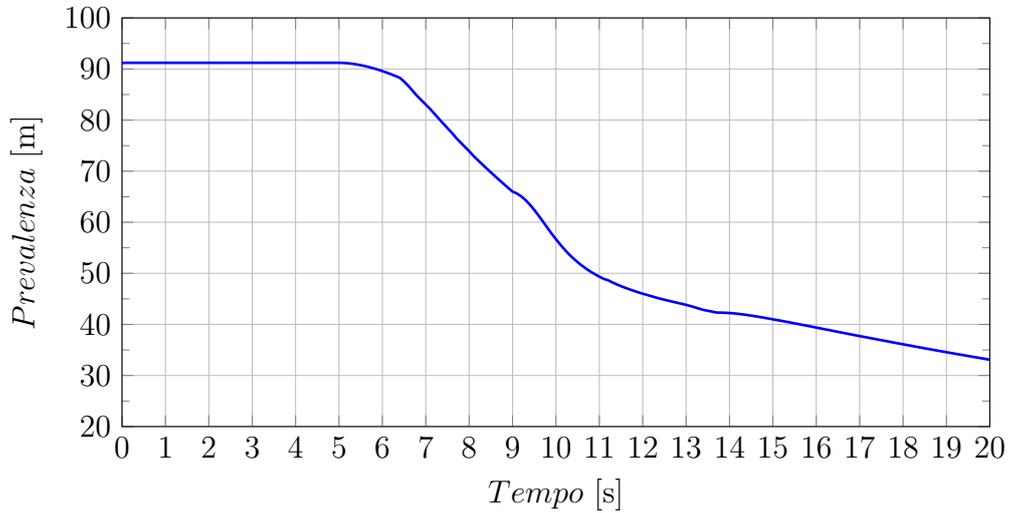


Figura 5.11: Prevalenza alla pompa - PC06 *Sim1*

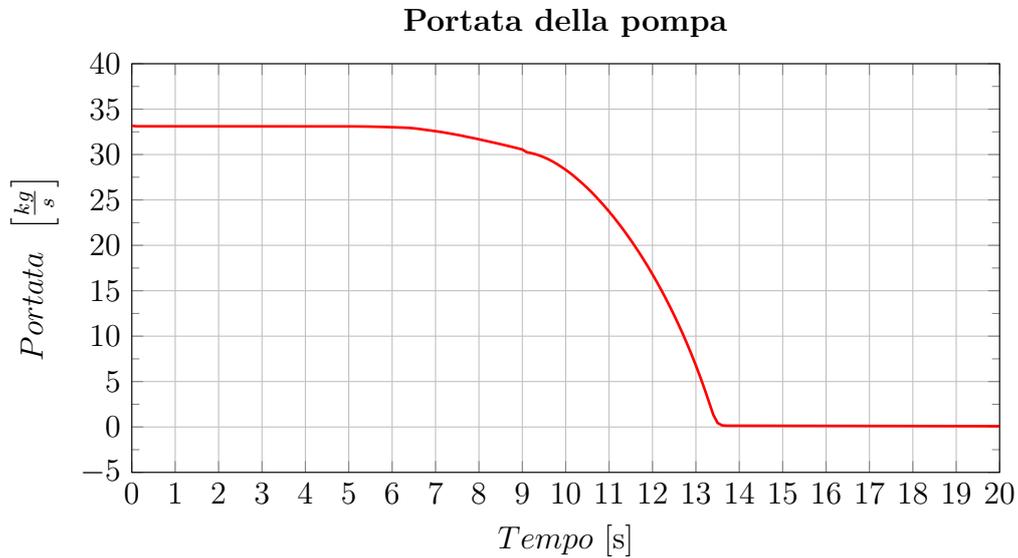
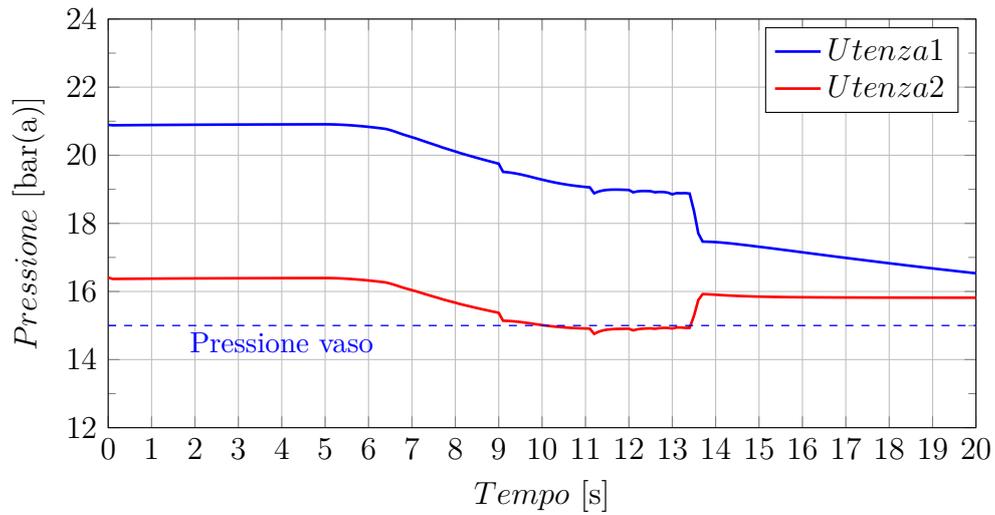


Figura 5.12: Portata della pompa - PC06 *Sim1*

Come prevedibile pressioni (**Figura 5.10**), prevalenza (**Figura 5.11**) e portata (**Figura 5.12**) subiscono un calo dovuto allo spegnimento della pompa.

Figura 5.13: Pressioni a monte delle utenze - PC06 *Sim1*

Inoltre sono stati riportati gli andamenti delle pressioni a monte di ogni singola utenza. L'andamento che riguarda la pressione dell'*Utenza2* evidenzia un fenomeno particolare per cui, quando la pressione scende sotto i 15 [bar] del pressurizzatore essa tende a risalire stabilizzandosi ai 16 [bar].

Chiusura valvola - Sim2

La seguente simulazione verifica che succederebbe nel caso qualcuno chiudesse la valvola 53MICO-VG0043 posta a monte del collettore. Il tempo di simulazione totale è di 20 [s] con un $\Delta t = 0.1$ [s].

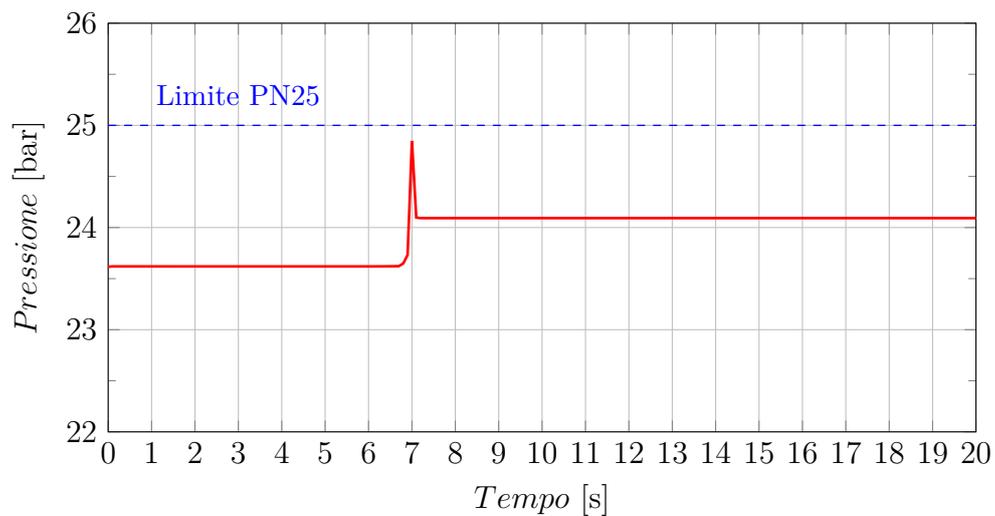
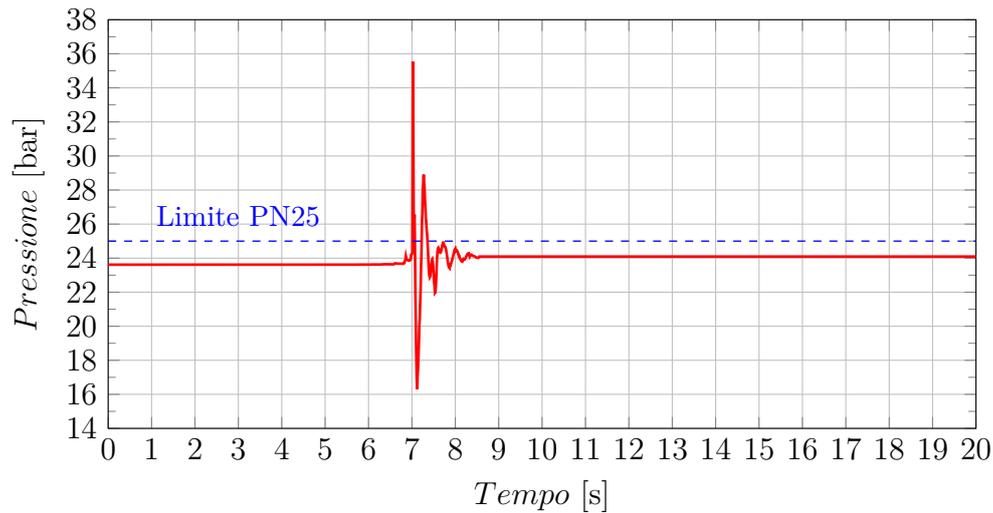


Figura 5.14: Andamento pressione a valle della pompa $\Delta t = 0.1 [s]$ - PC06 Sim2

Sembrerebbe che il limite di pressione nominale per il circuito non venga superato (**Figura 5.14**). Ma ripetendo la simulazione, con un intervallo di tempo più piccolo $\Delta t = 0.01 [s]$, la situazione è nettamente diversa (**Figura 5.15**).

Figura 5.15: Andamento pressione a valle della pompa $\Delta t = 0.01 [s]$ - PC06 Sim2

Il limite dei 25 [bar] è superato pericolosamente in tempi brevissimi. Per cui le soluzioni possono essere essenzialmente due:

1. Viene installata una valvola di sicurezza altamente reattiva in grado di aprirsi tempestivamente per scaricare la pressione;
2. Si segnala adeguatamente di non toccare la valvola quando la pompa è in funzione.

Le conseguenze potrebbero essere non solo pericolose per l'impianto ma anche per il personale che si trovasse nei dintorni al momento dell'incidente.

Conclusioni

La progettazione richiede sempre più precisione e l'utilizzo di software permette di ottenerla in qualsiasi ambito.

In questo elaborato si è potuto constatare che i risultati ottenuti erano in linea con quanto calcolato precedentemente con tabelle e teoria varia.

Grazie alla verifica delle cadute di pressione, naturalmente presenti in qualsiasi impianto, è stato possibile verificare il corretto acquisto delle pompe idrauliche. Pompe con adeguata prevalenza in grado di far defluire efficientemente l'acqua nei tubi e negli scambiatori di calore.

Grazie allo studio delle pressioni è emerso che nel circuito PC06 sarebbe opportuno apportare delle modifiche in modo da ottenere la pressione in entrata desiderata all'utenza.

Caricando le caratteristiche termo-meccaniche dei materiali utilizzati è stato possibile valutare le dispersioni termiche e segnalare tratti particolarmente pericolosi per il personale presente in struttura. Infatti in alcuni punti la temperatura superficiale del tubo sfiorava gli 80 [°C].

Nello studio dei transitori è risultato utile verificare il comportamento del circuito in caso di spegnimento della pompa e chiusura di una delle valvole.

Infatti il rischio *Colpo d'Ariete* è molto temuto nel campo idraulico ed una verifica CFD è un importante aiuto nella progettazione.

In futuro sarà possibile migliorare l'analisi di qualsiasi impianto tramite l'utilizzo di software sempre più all'avanguardia per un controllo più accurato ed un tempestivo intervento.

Bibliografia

- [1] *Teoria generale del moto perturbato dell'acqua nei tubi in pressione (Colpo d'ariete) - Memoria dell'Ing. L. B. Allevi*
Lorenzo Allevi
Roma, Unione cooperativa, 1903
- [2] *VELOCITÀ ONDA*
08-Transient.pdf (Cap.8 slides corso FloMASTER®)
- [3] *Technical Specifics - Annex B rev 1.3*
Fusion For Energy, 2012
- [4] *BVC21 1203it*
Interapp, 2009
- [5] *ISOFLUX IFX-AX Manual*
Cinisello Balsamo
Isoil Industria S.p.a., 2014
- [6] *Pompe e impianti di sollevamento*
Bianchi A. & Sanfilippo U.
Hoepli Editore, 2001

- [7] *Sistemi di espansione e pressurizzazione Autrol 217*
Spirax Sarco, 2015

Sitografia

- [8] *ITER*
<https://www.iter.org/>
- [9] *TUBI*
<http://www.citizenmetals.com/>
- [10] *PERDITE DI CARICO*
<https://www.caleffi.com/>
- [11] *TRANSITORI*
<http://dnepropetrovsk.all.biz/en/>
- [12] *GIUNZIONI*
<http://www.chinasuppliers.globalsources.com/china-suppliers/>
- [13] *POMPA*
<http://www.pompegarbarino.com/>
- [14] *SCAMBIATORE DI CALORE*
<http://www.imbottigliamento.it/>
- [15] *MISURATORE DI PORTATA*
<https://dir.indiamart.com/>
- [16] *VALVOLA A FARFALLA*
<https://www.interapp.net/it/prodotti/butterfly-valves/desponia/>
- [17] *VALVOLA DI RITEGNO*
<https://www.interapp.net/it/prodotti/valvole-di-ritegno/neptunia/>
- [18] *VALVOLA DI BILANCIAMENTO*
<http://www.armaturenfabrik.eu/>
- [19] *NPSH_r*
<https://it.wikipedia.org/wiki/NPSH>
- [20] *P&ID*
<https://it.wikipedia.org/wiki/Piping-and-Instrumentation-Diagram>
- [21] *PRESSIONE NOMINALE*
<http://www.intertubi.com/>