



## Ricerca di Sistema elettrico

Sviluppo e validazione di una metodologia  
progettuale per sistemi di rimozione e  
trasporto della potenza termica:  
realizzazione di una matrice sperimentale  
ed analisi con RELAP5-3D delle leggi di scala

C. M. De Salve, C. Bertani, A. Bersano, N. Falcone, B. Panella



SVILUPPO E VALIDAZIONE DI UNA METODOLOGIA PROGETTUALE PER SISTEMI DI RIMOZIONE E TRASPORTO DELLA POTENZA TERMICA: REALIZZAZIONE DI UNA MATRICE SPERIMENTALE ED ANALISI CON RELAP5-3D DELLE LEGGI DI SCALA

M. De Salve, C. Bertani, A. Bersano, N. Falcone, B. Panella (CIRTEN, Politecnico di Torino)

Settembre 2017

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2016

Area: Generazione di energia elettrica con basse emissioni di carbonio

Progetto: Sviluppo competenze scientifiche nel campo della sicurezza nucleare e collaborazione ai programmi internazionali per il nucleare di IV generazione

Obiettivo: Validazioni analitiche e verifiche sperimentali

Responsabile del Progetto: Federico Rocchi, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Sviluppo competenze scientifiche nel campo della sicurezza nucleare e collaborazione ai programmi internazionali per i nucleare di IV Generazione"

Responsabile scientifico ENEA: Federico Rocchi

Responsabile scientifico CIRTEN: Marco Ricotti



**C I R T E N**

**Consorzio Interuniversitario per la Ricerca Tecnologica Nucleare**

*INTER-UNIVERSITY CONSORTIUM FOR NUCLEAR TECHNOLOGICAL RESEARCH*

**POLITECNICO DI TORINO**

**Dipartimento Energia**

# **Sviluppo e validazione di una metodologia progettuale per sistemi di rimozione e trasporto della potenza termica**

Realizzazione di una matrice sperimentale ed analisi con RELAP5-3D delle leggi di scala

**Autori:**

**Mario DE SALVE**

**Cristina BERTANI**

**Andrea BERSANO**

**Nicolò FALCONE**

**Bruno PANELLA**

**POLITO RL 210/2017**

**Torino, settembre 2017**

Lavoro svolto in esecuzione dell'Attività LP1.C2.1

AdP MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico - Piano Annuale di Realizzazione 2016

Progetto C2.1 "Sviluppo e validazione di una metodologia progettuale per sistemi di rimozione e trasporto della potenza termica"



## Indice

Indice delle figure .....	2
Indice delle tabelle .....	3
Sommario .....	4
<b>1</b> Introduzione .....	<b>6</b>
<b>2</b> Descrizione del circuito sperimentale.....	<b>8</b>
<b>3</b> Modello RELAP5-3D del circuito sperimentale.....	<b>13</b>
3.1 Modellizzazione delle perdite termiche del sistema .....	15
<b>4</b> Prima campagna sperimentale .....	<b>18</b>
4.1 Risultati con condensatore vuoto.....	18
4.2 Risultati con 25 cm d’acqua nel condensatore .....	21
<b>5</b> Seconda campagna sperimentale .....	<b>24</b>
5.1 Risultati.....	24
<b>6</b> Analisi preliminare delle leggi di scalatura .....	<b>28</b>
6.1 Scalatura geometrica .....	29
6.2 Similitudine in deflusso bifase .....	30
6.3 Procedura di scalatura .....	32
<b>7</b> Conclusioni e lavori futuri.....	<b>38</b>
Riferimenti bibliografici .....	40
Breve curriculum gruppo di lavoro .....	42



## Indice delle figure

Figura 1: Vista frontale del circuito sperimentale.....	8
Figura 2: Schema del circuito sperimentale con le posizioni dei punti di misura.....	9
Figura 3: Schema del circuito sperimentale con le posizioni dei punti di misura con le modifiche in seguito alla prima campagna sperimentale .....	12
Figura 4: Nodalizzazione RELAP5-3D utilizzata per la prima campagna sperimentale.....	13
Figura 5: Nodalizzazione RELAP5-3D utilizzata per la seconda campagna sperimentale .....	15
Figura 6: Coefficiente di scambio termico convettivo, radiativo e totale in funzione della temperatura di parete.....	17
Figura 7: Temperatura uscita baionetta, 0 cm acqua lato mantello.....	20
Figura 8: Temperatura ingresso gamba fredda, 0 cm acqua lato mantello .....	20
Figura 9: Temperatura uscita gamba fredda, 0 cm acqua lato mantello .....	20
Figura 10: Temperatura ingresso baionetta, 0 cm acqua lato mantello.....	20
Figura 11: Pressione camera di inversione baionetta, 0 cm acqua lato mantello.....	21
Figura 12: Portata simulata nel circuito, 0 cm acqua lato mantello .....	21
Figura 13: Temperatura uscita baionetta, 25 cm acqua lato mantello.....	22
Figura 14: Temperatura ingresso gamba fredda, 25 cm acqua lato mantello .....	22
Figura 15: Temperatura uscita gamba fredda, 25 cm acqua lato mantello .....	23
Figura 16: Temperatura ingresso baionetta, 25 cm acqua lato mantello.....	23
Figura 17: Pressione camera di inversione baionetta, 25 cm acqua lato mantello.....	23
Figura 18: Temperatura piscina, 25 cm acqua lato mantello .....	23
Figura 19 Pressione assoluta nella camera di inversione dello scambiatore a baionetta in condizioni stazionarie.....	25
Figura 20 Profilo delle temperature in condizioni stazionarie (Simulazione A).....	26
Figura 21 Profilo delle temperature in condizioni stazionarie (Simulazione B).....	26
Figura 22 Portata predetta da RELAP5-3D all'ingresso della baionetta. ....	27
Figura 23: Pressione nella camera di inversione dello scambiatore di calore a baionetta .....	35
Figura 24: Portata in massa circolante .....	35
Figura 25: Temperatura all'ingresso della baionetta.....	36
Figura 26: Temperatura all'uscita della baionetta.....	36



## Indice delle tabelle

Tabella 1: Dimensioni geometriche dei componenti della facility sperimentale .....	11
Tabella 2: Corrispondenza tra i componenti del modello RELAP e il circuito sperimentale .....	14
Tabella 3 Condizioni iniziali delle diverse prove svolte all'interno della seconda campagna sperimentale. ....	24
Tabella 4: Condizioni al contorno per le serie di simulazioni A e B .....	26
Tabella 5: Dimensioni geometriche del circuito idealmente scalato.....	33



## Sommario

*L'attività in oggetto, svolta presso il Dipartimento Energia del Politecnico di Torino, consiste nello studio numerico e sperimentale di un sistema passivo per la rimozione del calore di decadimento che opera in circolazione naturale, che è stato ad oggi progettato e costruito in una versione a potenza imposta. Il circuito in questione si ispira al sistema DHR2 del reattore di IV generazione raffreddato a piombo ALFRED ed è descritto nel rapporto finale PAR-2015, documento ADPFISS-LP1-074.*

*Il circuito sperimentale è stato utilizzato per lo studio della circolazione naturale monofase e bifase, in presenza o meno di incondensabili (aria). Il circuito prevede la presenza di un condensatore che per questa prima fase di studio e validazione del modello è stato lasciato senza acqua. Le dispersioni termiche sono quindi state usate come pozzo di calore del sistema.*

*Sono state svolte due campagne sperimentali; la prima indirizzata allo studio del circuito in condizioni di circolazione monofase, la seconda in condizioni di circolazione monofase e bifase in presenza di incondensabili. Il comportamento del circuito sperimentale in ogni configurazione è stato simulato con il codice di sistema RELAP5-3D.*

*I risultati della prima campagna sperimentale hanno portato alla sostituzione del tratto antecedente l'imbocco dello scambiatore a baionetta per evitare oscillazioni di temperatura dovute ad appendici cieche collegate al sistema. La riproduzione dei dati sperimentali con RELAP5-3D è risultata ottima. La seconda campagna sperimentale ha portato a risultati buoni se comparati con le previsioni numeriche anche se con scarti non trascurabili.*

*Partendo dai risultati sperimentali e dalle simulazioni numeriche è stata avviato uno studio relativo alla verifica delle leggi di scala per sistemi che operano in circolazione naturale. Il processo di scalatura è stato impostato con l'ausilio di RELAP5-3D, considerando l'impianto realizzato presso il Politecnico di Torino e simulando un impianto in scala maggiore (scaling up) simile all'impianto oggetto della sperimentazione.*

*Tale analisi è ancora in corso ma i risultati preliminari sottolineano la necessità di conoscere completamente i fenomeni di interesse prima di iniziare il processo di scalatura e che non è possibile individuare un approccio generico al sistema ma il processo deve essere riferito al caso specifico di interesse. In particolare il processo di scalatura ed i suoi criteri necessitano di considerazioni finalizzate ad identificare il peso dei fenomeni nell'impianto sperimentale e nell'impianto scalato e quindi i fattori di distorsione delle risposte sia stazionarie e che transitorie.*



*Gli approcci di riferimento sono: la metodologia H2TS (Hierarchical, Two-Tiered Scaling) di Zuber sviluppata per la facility APEX, la metodologia di Ishii sviluppata per la facility PUMA e la metodologia power to volume.*

*Nel prossimo futuro il circuito verrà modificato con l'installazione dell'isolamento termico e incrementando il livello di potenza (da 1,5 kW a 7,5 kW circa) e il condensatore verrà utilizzato in modo effettivo con la presenza di acqua.*





## 1 Introduzione

Lo sviluppo di nuove tecnologie in capo nucleare ed in particolare dei reattori di 4<sup>a</sup> Generazione [1] riveste una grande importanza per gli sviluppi futuri di questo settore. Tra le sei tipologie di reattori proposti per la 4<sup>a</sup> generazione, in Italia la ricerca è principalmente rivolta al reattore veloce raffreddato a piombo LFR (*Lead Fast Reactor*). ENEA e Ansaldo Nucleare, insieme con l'istituto ICN in Romania, hanno contribuito allo sviluppo ed al progetto di un dimostratore di media potenza per verificare la fattibilità tecnologica del progetto LFR europeo [2,3,4]. Tale reattore denominato ALFRED (*Advanced Lead Fast Reactor European Demonstrator*) presenta numerose innovazioni tecniche e fa abbondante uso di sistemi passivi. I sistemi passivi, fondamentali per raggiungere elevati standard di sicurezza nei reattori di nuova generazione, si basano su principi fisici fondamentali per svolgere la loro funzione anche in situazioni incidentali (gravità, convezione, circolazione naturale, radiazione, condensazione, etc.).

Uno dei sistemi proposti nel reattore ALFRED consiste in un sistema di rimozione del calore di decadimento DHR (*Decay Heat Removal system*) basato sulla circolazione naturale di acqua per raffreddare la piscina del piombo primario in caso di incidente. Tale sistema è composto da due sottosistemi ridondanti a loro volta composti da quattro loop separati. Ogni loop consiste in un fascio di scambiatori di calore a baionetta immersi nel piombo primario, un isolation condenser e le tubazioni di collegamento tra i due scambiatori. L'isolation condenser è immerso in una piscina contenente acqua sufficiente per tre giorni di operazione [5,6]. La rimozione ed il trasporto del calore dalla sorgente al pozzo avviene tramite la circolazione naturale di acqua contenuta nel loop.

In condizioni incidentali la rimozione di potenza dal piombo, per cui il DHR è progettato, è limitata dalla necessità di controllare la velocità di raffreddamento del piombo stesso. Essendo infatti un metallo liquido (temperatura di fusione pari a 327,5°C a pressione atmosferica) se la temperatura locale dovesse diminuire troppo velocemente c'è il rischio di solidificazione (*freezing*) del piombo con possibile perdita della capacità di refrigerare il nocciolo del reattore. Per ovviare a questo problema il sistema prevede la regolazione passiva della potenza asportata utilizzando aria per degradare lo scambio termico se necessario (Brevetto MI2013A001779) [7].

Partendo dall'analisi del sistema DHR un circuito sperimentale è stato progettato e realizzato presso i laboratori di Termoidraulica del Dipartimento Energia del Politecnico di Torino durante l'annualità PAR 2015 (rapporto ADPFISS-LP1-074 [8]). Il circuito è stato nominato PROPHET (PROTOTYPE Passive Heat Exchanger sysTEM). Tale circuito, di dimensioni ridotte rispetto a quello



di partenza replica alcuni aspetti fondamentali del sistema originale quali lo scambiatore di calore a baionetta e lo scambiatore tipo isolation condenser nella parte superiore [9]. Il circuito sperimentale è stato utilizzato per due campagne sperimentali; la prima (ottobre 2016 – febbraio 2017) si è concentrata sullo studio della circolazione naturale monofase e sulla validazione del modello del circuito realizzato con il codice di sistema RELAP5-3D. I risultati sono stati presentati alla conferenza ICONE25 (*International Conference on Nuclear Engineering*) a Shanghai (2-6 luglio 2017). Nella seconda campagna sperimentale (marzo 2017 – giugno 2017) è stato analizzato l’effetto della presenza di aria sulla circolazione naturale monofase e bifase e la capacità del codice di riprodurre i risultati sperimentali. I risultati sono stati presentati alla 35<sup>a</sup> UIT Heat Transfer Conference ad Ancona (26-28 giugno 2017).

Parallelamente è stata iniziata l’analisi di scalatura del circuito sperimentale partendo dalla metodologia di Ishii et al. sviluppata per la facility PUMA presso la Purdue University [10] e la metodologia *power to volume*. Il processo di scalatura è stato studiato come base per la realizzazione di un modello specifico per il circuito sperimentale costruito.

## 2 Descrizione del circuito sperimentale

Il circuito sperimentale è stato ampiamente descritto nel precedente rapporto PAR [8]; saranno in seguito riprese solo le caratteristiche principali con particolare attenzione alle modifiche apportate tra la prima e la seconda campagna sperimentale.

In Figura 1 è presentato lo schema del circuito con le dimensioni principali dei vari componenti. Il circuito mantiene i due principali elementi del sistema DHR: uno scambiatore di calore a baionetta nella parte inferiore, una piscina di condensazione nella parte superiore e le tubazioni di collegamento tra i due scambiatori.

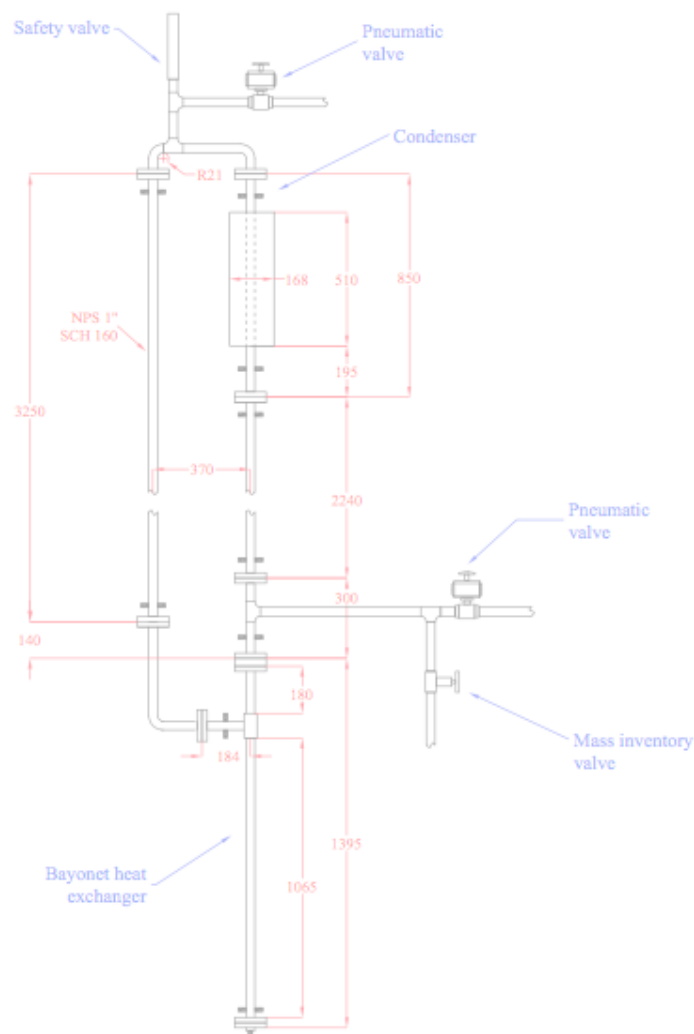


Figura 1: Vista frontale del circuito sperimentale

L'altezza totale del circuito è di circa 5 metri, la potenza termica è fornita alla baionetta tramite due fasce riscaldanti avvolte attorno la superficie esterna. La potenza elettrica è pari a 1.75 kW<sub>e</sub>; in

seguito a test effettuati in circolazione forzata con l’inserimento di una pompa nel circuito si è calcolata una perdita di potenza di circa il 30%. La potenza termica fornita al circuito è quindi pari a 1.23 kW<sub>th</sub> circa. Come mostrato in Figura 2, nel circuito sono presenti otto punti di misura della temperatura del fluido, tre punti di misura della temperatura di parete esterna della baionetta (utilizzati solamente per verifiche di sicurezza), due punti di misura della pressione assoluta e tre misure di pressione differenziale.

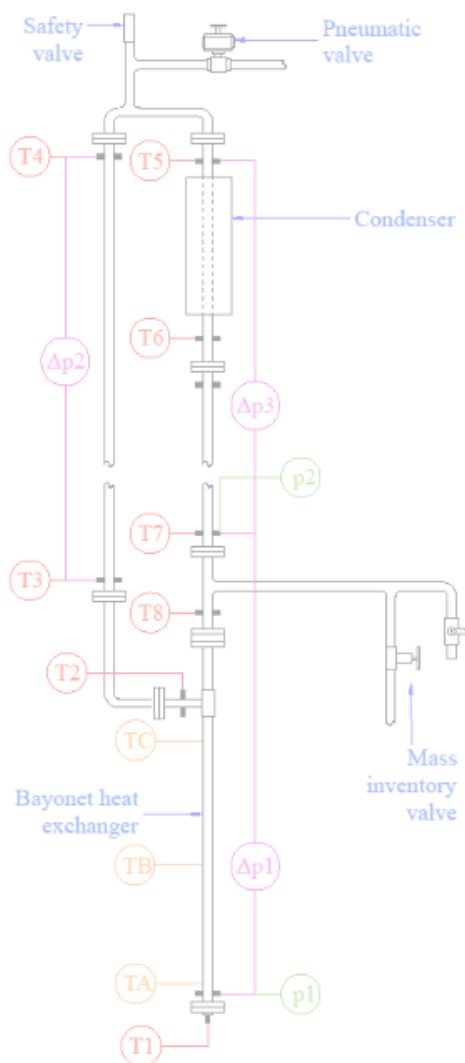


Figura 2: Schema del circuito sperimentale con le posizioni dei punti di misura

Il comportamento termoidraulico del circuito, in condizioni stazionarie e transitorie, è di fatto controllato:

- a) dalla potenza elettrica applicata alle fasce riscaldanti e trasferita al fluido all’interno dello scambiatore di calore a baionetta;



- b) dalla potenza dispersa verso l’ambiente nelle regioni caratteristiche del circuito (baionetta, ramo caldo o riser, pozzo termico o condensatore, ramo freddo o downcomer);
- c) dalle capacità termiche concentrate (flange);
- d) dai condotti di interfaccia per il controllo dell’inventario di massa e di volume;
- e) dalle perdite di carico concentrate nelle connessioni tra i diversi componenti.

Si tratta di aspetti rilevanti ai fini dell’analisi delle prestazioni termoidrauliche e del processo di scalatura dell’impianto.

In seguito ai risultati della prima campagna sperimentale (presentati nella sezione seguente) sono state apportate due modifiche al circuito:

- il “tee” a monte della baionetta è stato rimosso in quanto causa di oscillazioni di temperatura all’ingresso della baionetta stessa. Il collegamento per l’introduzione dell’acqua nel circuito è stato spostato al livello della camera di inversione della baionetta. La possibilità di spillare acqua da circuito è stata mantenuta tramite un collegamento con tubo manometrico effettuato all’ingresso della baionetta (punto più freddo del circuito);
- il punto di misura della pressione assoluta collegato all’ingresso della baionetta (p2 in Figura 2) è stato spostato all’ingresso del condensatore.

Il nuovo schema del circuito è riportato in Figura 3.

In Tabella 1 si riportano, per ogni componente del circuito le dimensioni caratteristiche (diametri, lunghezza, volume). Sono anche riportati i valori normalizzati rispetto a parametri significativi del circuito. In particolare, le altezze sono state normalizzate rispetto all’altezza attiva della baionetta, i volumi rispetto al volume dell’anulo della baionetta e le capacità termiche delle strutture rispetto alla capacità termica dei tubi della baionetta.



Tabella 1: Dimensioni geometriche dei componenti della facility sperimentale

			Normaliz- zato con altezza attiva baionetta	Normaliz- zato con volume anulo baionetta	Normaliz- zato capacità termica baionetta
<b>Scambiatore a baionetta</b>	Altezza totale [m]	1,375	1,353	-	-
	Altezza attiva [m]	1,017	1	-	-
	Diametro interno downcomer [mm]	8	-	-	-
	Diametro esterno downcomer [mm]	10	-	-	-
	Diametro interno tubo baionetta [mm]	20,7	-	-	-
	Diametro esterno tubo baionetta [mm]	30,4	-	-	-
	Volume downcomer [m <sup>3</sup> ]	6,84E-05	-	0,199	-
	Volume anulo [m <sup>3</sup> ]	3,43E-04	-	1	-
	Volume camera d'inversione [m <sup>3</sup> ]	4,81E-06	-	0,014	-
	Volume totale [m <sup>3</sup> ]	4,17E-04	-	1,216	-
	Capacità termica [J/kg]	2345	-	-	1
<b>Condensatore</b>	Altezza totale [m]	0,5	0,492	-	-
	Diametro interno tubo [mm]	20,7	-	-	-
	Diametro esterno tubo [mm]	30,4	-	-	-
	Diametro interno mantello condensatore [mm]	164	-	-	-
	Volume lato tubo [m <sup>3</sup> ]	1,68E-04	-	0,490	-
	Volume lato mantello [m <sup>3</sup> ]	9,62E-03	-	28,047	-
	Capacità termica [J/kg]	1079	-	-	0,460
<b>Gamba calda</b>	Altezza totale [m]	4,603	4,526	-	-
	Elevazione netta [m]	3,482	3,424	-	-
	Diametro interno tubo [mm]	20,7	-	-	-
	Volume totale [m <sup>3</sup> ]	1,55E-03	-	4,519	-
	Capacità termica [J/kg]	9935	-	-	4,267
<b>Gamba fredda</b>	Altezza totale [m]	2,54	2,374	-	-
	Elevazione netta [m]	2,54	2,374	-	-
	Diametro interno tubo [mm]	20,7	-	-	-
	Volume totale [m <sup>3</sup> ]	8,55E-04	-	2,493	-
	Capacità termica [J/kg]	5482	-	-	2,338

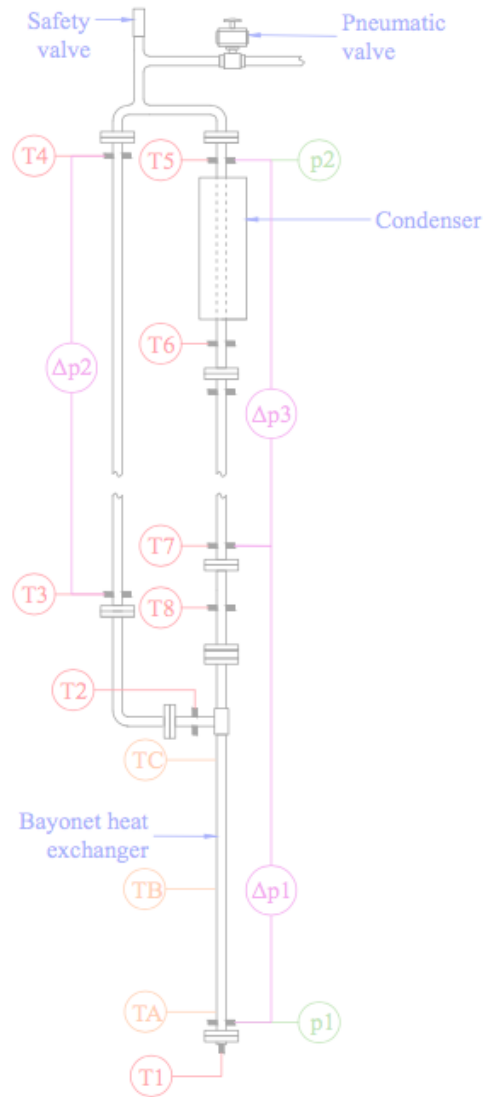


Figura 3: Schema del circuito sperimentale con le posizioni dei punti di misura con le modifiche in seguito alla prima campagna sperimentale

### 3 Modello RELAP5-3D del circuito sperimentale

Il circuito sperimentale è stato simulato con il codice termoidraulico RELAP5-3D, ultima versione della serie di codici RELAP sviluppata dall’Idaho National Laboratory. La parte rappresentate il fluido è stata modellizzata utilizzando componenti idrodinamici (*Hydrodynamic components*) mentre le strutture solide sono rappresentate dalle strutture termiche (*Heat structures*). In Figura 4 è riportata la nodalizzazione del circuito sperimentale utilizzata per la prima campagna sperimentale. In Tabella 2 è riportata la corrispondenza tra gli elementi del modello utilizzato in RELAP5-3D e le varie parti del circuito sperimentale.

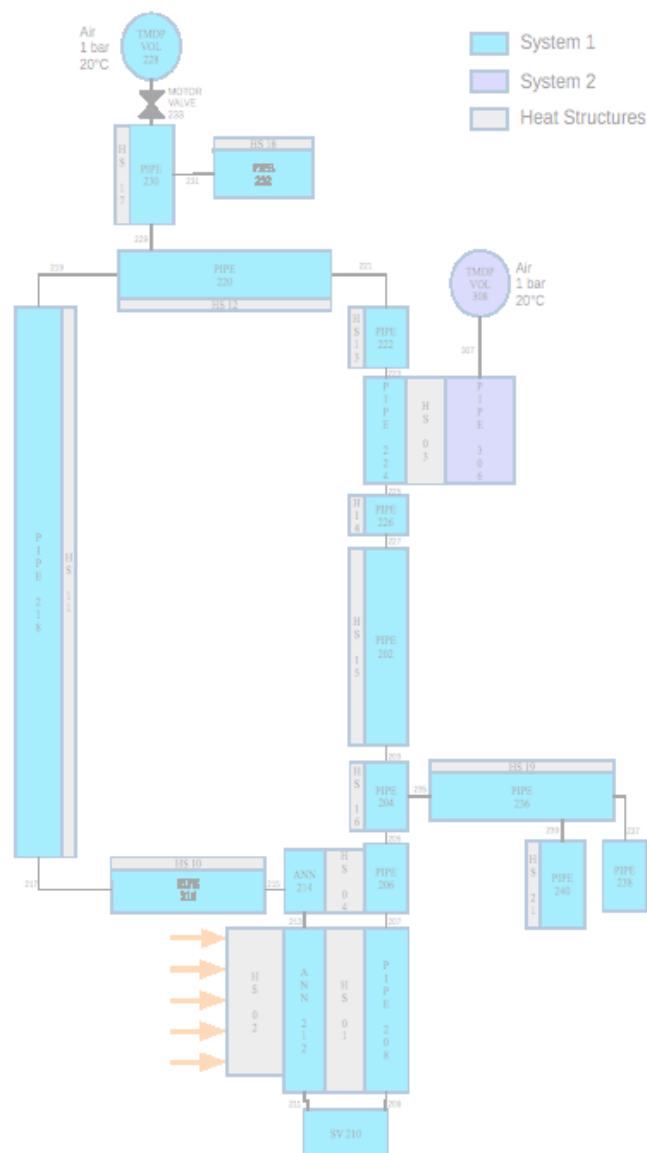


Figura 4: Nodalizzazione RELAP5-3D utilizzata per la prima campagna sperimentale





Tabella 2: Corrispondenza tra i componenti del modello RELAP e il circuito sperimentale

Component	Experimental facility correspondence
Pipe 202	Cold leg
Pipe 204	Bayonet inlet
Pipe 206	Bayonet downcomer (non active part)
Pipe 208	Bayonet downcomer (active part)
Single vol 210	Bayonet inversion chamber
Annulus 212	Bayonet riser annulus (active part)
Annulus 214	Bayonet riser annulus (non active part)
Pipe 216	Bayonet outlet
Pipe 218	Hot leg
Pipe 220	Hot leg – condenser connection
Pipe 222	Condenser tube side inlet
Pipe 224	Condenser tube side
Pipe 226	Condenser tube side outlet
Time dep vol 228	System 1 boundary conditions
Pipe 230	Safety valve connection
Pipe 232	Pneumatic valve connection
Motor valve 233	Safety valve
Pipe 236	Connection pipe
Pipe 238	Water filling pipe
Pipe 240	Mass control valve and pipe

Le strutture termiche sono state utilizzate oltre che nei due scambiatori di calore (baionetta e condensatore) anche per poter modellizzare le perdite termiche di tutte le tubazioni di collegamento. Sulla faccia esterna di tali strutture termiche è stata imposta una condizione al contorno convettiva determinata da un valore di temperatura dell’aria esterna ed un coefficiente di scambio termico. Il coefficiente di scambio termico è stato inserito nell’input delle simulazioni in funzione della temperatura di parete delle tubazioni in un’apposita tabella aggiuntiva. Nel paragrafo successivo è riportata la metodologia di calcolo del coefficiente di scambio termico.

Per la seconda campagna sperimentale la nodalizzazione è stata modificata coerentemente con le modifiche apportate al circuito. L’eliminazione del “tee” prima della baionetta ha comportato la cancellazione dei componenti 236, 238 e 240 e delle relative strutture termiche. Il modello utilizzato per la seconda campagna sperimentale è riportato in Figura 5.

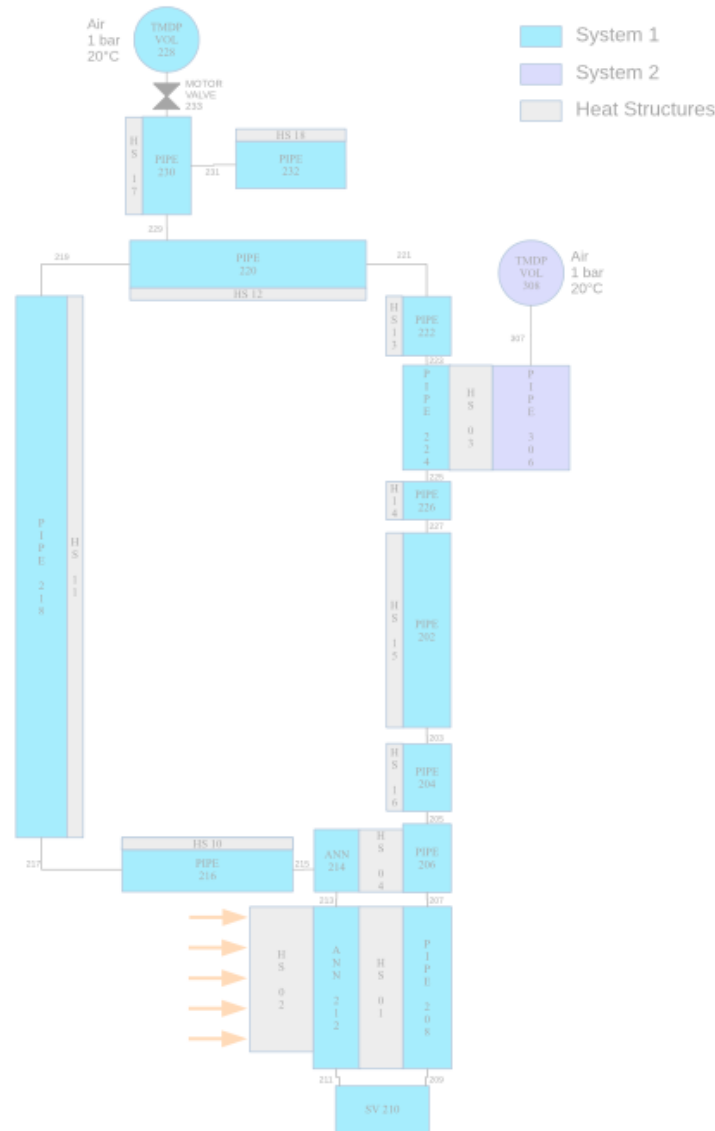


Figura 5: Nodalizzazione RELAP5-3D utilizzata per la seconda campagna sperimentale

### 3.1 Modellizzazione delle perdite termiche del sistema

La corretta riproduzione dei dati sperimentali con codici di calcolo è possibile solo considerando anche le perdite termiche del sistema, che non sono trascurabili a bassa potenza e in questa configurazione del circuito (tubi di collegamento non isolati). Per tenere conto di tali perdite è stato calcolato un coefficiente di scambio termico in funzione della temperatura esterna di parete tenendo conto sia del termine convettivo che del termine radiativo.

Il coefficiente di scambio termico convettivo è stato ricavato utilizzando una relazione semi-empirica per convezione naturale all'esterno di un cilindro verticale [11]:



$$Nu = \frac{h_{conv}L_c}{k} = 0.6(Gr*Pr)^{1/4} \quad \text{Eq. (3.1)}$$

In cui Pr è il numero di Prandtl e Gr il numero di Grashof:

$$Gr = \frac{g\beta(T_w-T_a)L_c^3}{\nu^2} \quad \text{Eq. (3.2)}$$

Le proprietà termofisiche sono valutate alla temperatura di film (media tra la temperatura del fluido indisturbato e la temperatura di parete) e la lunghezza caratteristica  $L_c$  è calcolata come:

$$\frac{1}{L_c} = \frac{1}{L} + \frac{1}{D_e} \quad \text{Eq. (3.3)}$$

Il coefficiente di scambio termico radiativo equivalente è stato calcolato a partire dalla potenza scambiata per irraggiamento tra la parete delle tubazioni e l'ambiente (considerato un corpo nero):

$$q_{w \rightarrow a} = \frac{\sigma(T_w^4 - T_a^4)}{\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon A_w} + \frac{1}{F_{w \rightarrow a} A_w}} \quad \text{Eq. (3.4)}$$

Dividendo la potenza per la superficie laterale e considerando un fattore di vista unitario si ottiene la relazione per il flusso termico scambiato:

$$\phi = \frac{q_{w \rightarrow a}}{A_w} = \varepsilon \sigma (T_w^4 - T_a^4) \quad \text{Eq. (3.5)}$$

È quindi possibile calcolare un coefficiente di scambio termico radiativo equivalente dividendo il flusso per la differenza di temperatura tra la parete delle tubazioni e l'ambiente:

$$h_{rad} = \frac{\phi}{T_w - T_a} \quad \text{Eq. (3.6)}$$

Il coefficiente di scambio termico totale è pari alla somma del coefficiente di scambio termico convettivo ed il coefficiente di scambio termico radiativo equivalente. Per il calcolo del coefficiente

radiativo equivalente è stato assunto un valore di emissività  $\epsilon$  dell'acciaio inossidabile pari a 0.85. I coefficienti di scambio termico convettivo, radiativo e totale sono stati calcolati per temperature esterne di parete variabili da 22 °C a 234 °C (usando step di 20 °C tranne che per il primo step di 12 °C), che corrispondono alla temperatura di film dell'aria da 26,85 °C a 126,85 °C (300K - 400K). In Figura 6 sono presentati gli andamenti del coefficiente di scambio termico convettivo, radiativo e totale in funzione della temperatura esterna di parete.

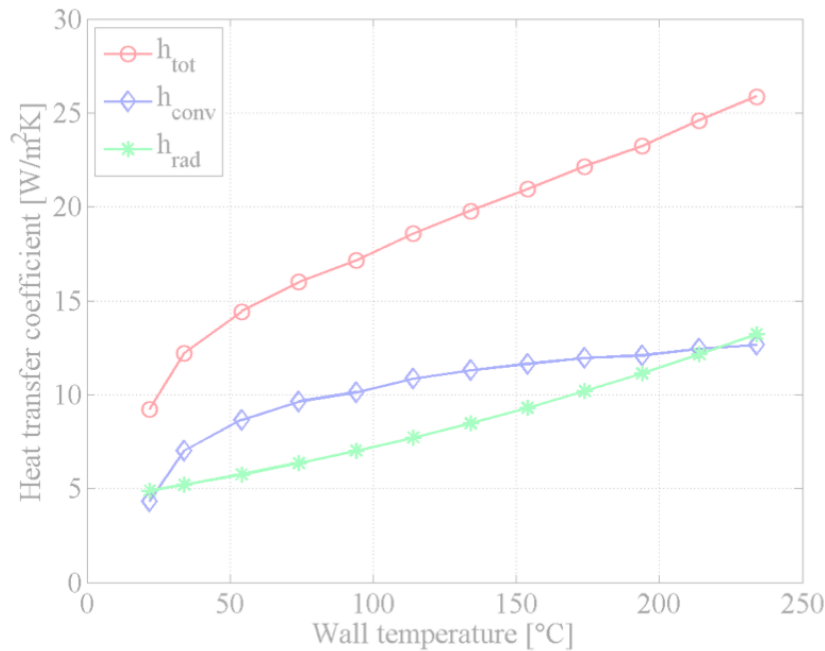


Figura 6: Coefficiente di scambio termico convettivo, radiativo e totale in funzione della temperatura di parete

Il coefficiente di scambio termico totale così calcolato è stato inserito in un'apposita tabella, in funzione della temperatura esterna della parete, nell'input del codice in ogni simulazione. In aggiunta, sulla faccia esterna di tutte le strutture termiche che disperdono verso l'ambiente è stata imposta una condizione al contorno convettiva funzione della temperatura esterna dell'aria (fissa) e del coefficiente di scambio termico. Il codice, calcolando la temperatura esterna della struttura termica automaticamente calcola il valore di coefficiente di scambio termico da utilizzare interpolando tra i due valori più prossimi.



## 4 Prima campagna sperimentale

La prima campagna sperimentale è stata svolta tra ottobre 2016 e febbraio 2017. Sono state svolte in totale 21 prove ciascuna della durata di 5 ore. Il circuito è stato mantenuto pieno d’acqua demineralizzata ad eccezione del collegamento con la valvola di sicurezza; la massa totale d’acqua è pari a 2.980 kg. È stato fatto variare il livello d’acqua nel condensatore considerando I seguenti valori:

- 0 cm: 11 prove
- 15 cm: 2 prove
- 25 cm: 5 prove
- 35 cm: 3 prove

Il maggior numero di prove dedicato al caso con 0 cm d’acqua nel condensatore (condensatore vuoto) è dovuto ad un’analisi di ripetitività delle prove stesse realizzata inizialmente ed alla necessità di verificare il modello del circuito realizzato con RELAP5-3D nel caso più semplice di piscina vuota.

### 4.1 Risultati con condensatore vuoto

La maggior parte delle prove della prima campagna sperimentale sono state compiute a condensatore vuoto lato fluido secondario (mantello) per verificare il modello RELAP5-3D del circuito sperimentale. I risultati sono stati presentati alla conferenza internazionale ICONE25 [12]. In Figura 7, Figura 8, Figura 9 e Figura 10 sono riportati gli andamenti di temperatura simulati e sperimentali per una specifica prova. Confrontando il valore della temperatura all’uscita della baionetta (punto più caldo del circuito) con la corrispondente temperatura di saturazione si può osservare che il fluido rimane in monofase liquida.

In generale la capacità del modello di riprodurre i dati sperimentali è molto buona in particolare per quanto riguarda le condizioni stazionarie. Durante il transitorio le simulazioni sovrastimano leggermente i valori di temperatura a causa della sottostima dell’inerzia termica totale del sistema (flange, supporti, etc.).

In particolare, in Figura 10 è presentata la temperatura all’ingresso della baionetta. È possibile osservare la presenza di significative oscillazioni nel valore sperimentale non previste dalla simulazione. Ciò è dovuto alla presenza del “tee” orizzontale di grossa sezione (diametro interno



20.7 mm) a monte della baionetta (Figura 2); parte del liquido proveniente dalla gamba fredda scendendo tende ad entrare nel “tee” in cui, essendoci liquido stagnante, la temperatura è inferiore. A causa dell’ingresso del liquido caldo nella parte superiore del “tee”, liquido più freddo esce entrando nella baionetta. La presenza di filetti fluidi più freddi che entrano in contatto con la punta della termocoppia sono la causa delle oscillazioni di temperatura. Per questo motivo tra la prima e la seconda campagna sperimentale il “tee” è stato rimosso. Il riempimento del sistema è stato collegato all’altezza della camera di inversione della baionetta mentre la possibilità di spillare acqua dal circuito è stata mantenuta utilizzando un tubo manometrico (diametro interno 4 mm) collegato all’ingresso della baionetta.

In Figura 11 è presentato l’andamento della pressione assoluta nella camera di inversione dello scambiatore di calore a baionetta. La simulazione riesce a riprodurre con accuratezza il valore sperimentale sia durante il transitorio che a stazionario. Il valore finale di 4 bar è dovuto anche alla presenza di aria nella parte superiore (come descritto precedentemente) che regola il transitorio di pressione dovuto al riscaldamento del sistema.

In Figura 12 è riportato l’andamento della portata in massa nel circuito. Per questo parametro è disponibile soltanto il risultato numerico ottenuto con RELAP5 e non quello sperimentale. Il motivo è il valore particolarmente basso della portata (circa 14 g/s) difficilmente misurabile con accuratezza accettabile usando strumentazione convenzionale. Inoltre, passando dalla condizione monofase a quella bifase, tale valore è destinato a ridursi ulteriormente. Come verrà sottolineato in seguito, tra i lavori futuri è previsto un aumento della potenza (da 1.5 kW a 7.5 kW circa) e il completo isolamento delle tubazioni di collegamento. Queste due azioni dovrebbero elevare il livello di temperatura nel sistema e incrementare la circolazione naturale e di conseguenza la portata.

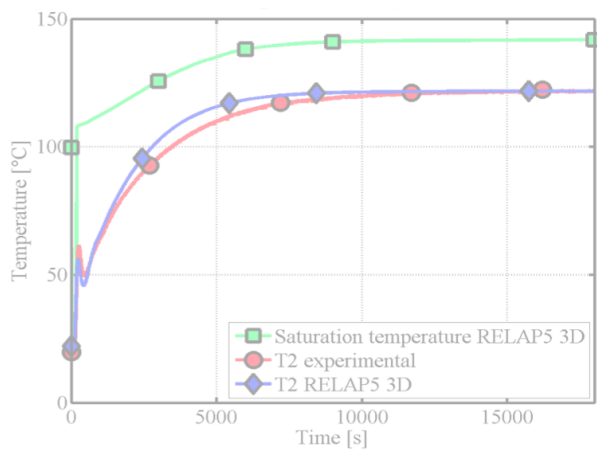


Figura 7: Temperatura uscita baionetta, 0 cm acqua lato mantello

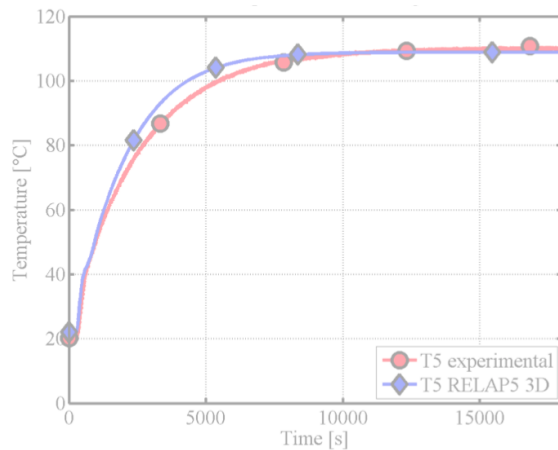


Figura 8: Temperatura ingresso gamba fredda, 0 cm acqua lato mantello

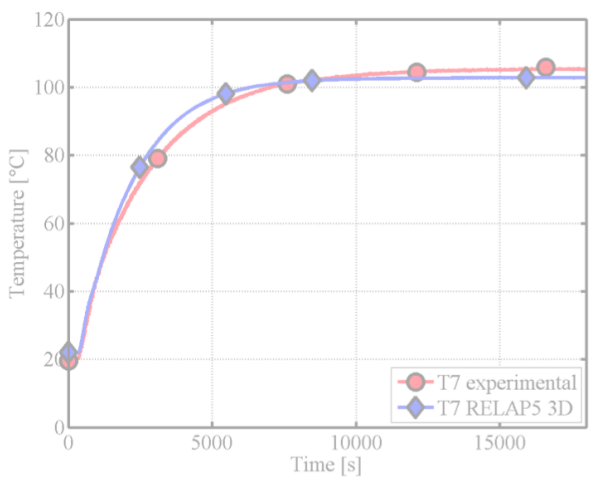


Figura 9: Temperatura uscita gamba fredda, 0 cm acqua lato mantello

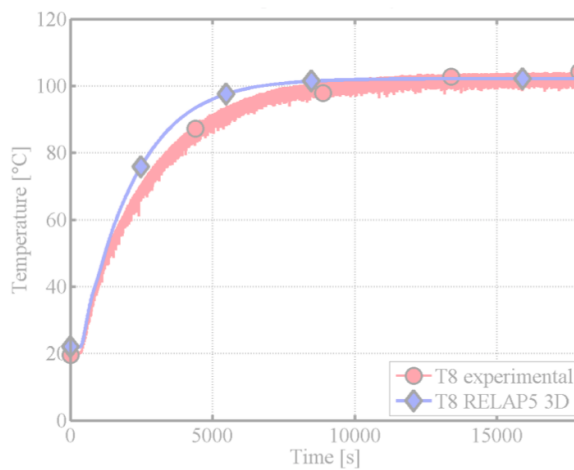


Figura 10: Temperatura ingresso baionetta, 0 cm acqua lato mantello

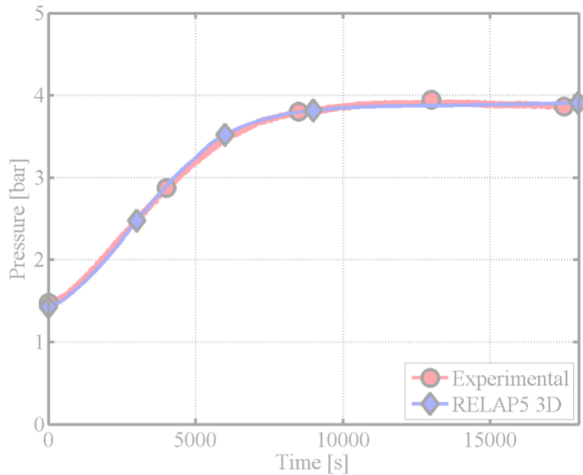


Figura 11: Pressione camera di inversione baionetta, 0 cm acqua lato mantello

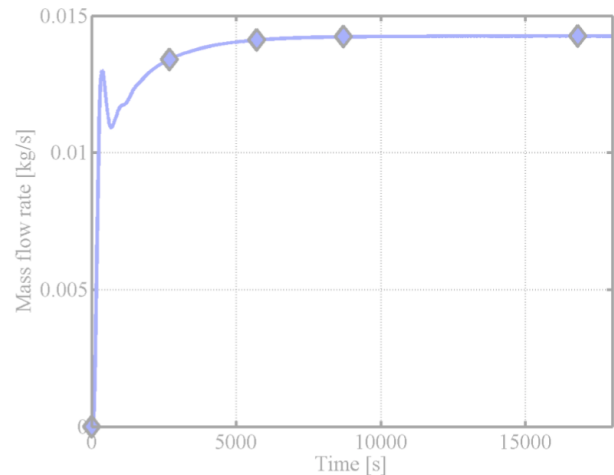


Figura 12: Portata simulata nel circuito, 0 cm acqua lato mantello

## 4.2 Risultati con 25 cm d'acqua nel condensatore

Tra le tre serie di prove con acqua nel condensatore, sono qui presentati i risultati del caso con 25 cm d'acqua lato mantello. I risultati per 15 cm e 35 cm non sono riportati in questo documento in quanto non differiscono significativamente da questo caso. Il motivo è dovuto alla mancanza dell'isolamento termico sul circuito; non essendo infatti il condensatore il solo e principale pozzo termico del sistema, il suo effetto è relativo e la variazione del livello d'acqua non influenza in modo particolarmente accentuato i risultati.

In Figura 13, Figura 14, Figura 15 e Figura 16 sono riportati gli andamenti sperimentali e simulati delle temperature di uscita baionetta, ingresso gamba fredda, uscita gamba fredda e ingresso baionetta come nel caso precedente. Come si può osservare anche in questo caso il circuito opera in condizione monofase, sotto la temperatura di saturazione. Gli andamenti delle temperature sono correttamente riprodotti dal codice anche se con un errore leggermente maggiore in condizioni stazionarie rispetto al caso precedente. La presenza dell'acqua nel condensatore aumenta il pozzo termico totale del sistema che in condizioni stazionarie si porta ad un livello di temperatura di circa 10°C inferiore rispetto al caso precedente.

In Figura 17 è presentato l'andamento della pressione nella camera di inversione della baionetta. Il comportamento è simile al caso precedente ma il valore finale è inferiore (3 bar anziché 4 bar). Il codice riproduce con elevata accuratezza il transitorio e il valore a stazionario.



In Figura 18 si può osservare la temperatura sperimentale e simulata dell’acqua nel condensatore ad 11 cm dal fondo dello stesso. Sperimentalmente si osserva che a stazionario la temperatura è di circa 75°C con una sovrastima di RELAP5 intorno agli 8°C. Sebbene questa discrepanza possa sembrare accettabile, verificando i parametri di funzionamento del condensatore, si osserva sperimentalmente la presenza di ebollizione sottoraffreddata alla parete e la diminuzione del livello d’acqua durante la prova. Questo fenomeno non viene previsto dal codice che con un modello 1D non può simulare la ricircolazione dell’acqua all’interno del condensatore. In aggiunta, anche usando una nodalizzazione 3D come possibile fare nella nuova versione di RELAP5 utilizzata, non si sono visti sostanziali miglioramenti. Ciò è dovuto al fatto che nella risoluzione dell’equazione del momento in RELAP5 vengono trascurati gli sforzi viscosi interni al fluido; tali sforzi, nel caso di deflusso in un tubo, sono effettivamente trascurabili rispetto all’attrito alla parete. Nel caso di una piscina però, questa assunzione porta a risultati non corretti in quanto le portate interne di ricircolo con una nodalizzazione 3D vengono abbondantemente sovrastimate.

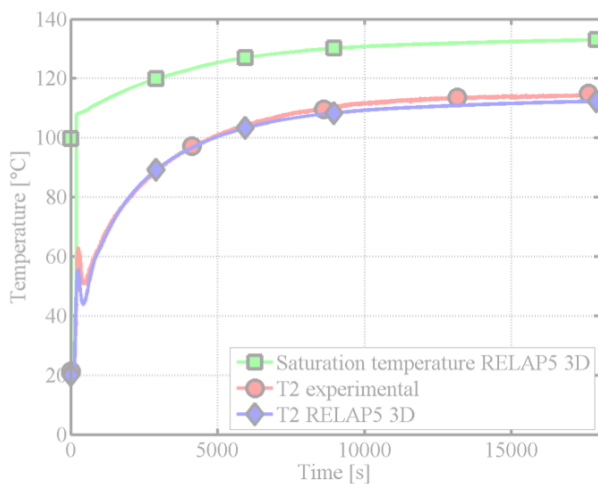


Figura 13: Temperatura uscita baionetta, 25 cm acqua lato mantello

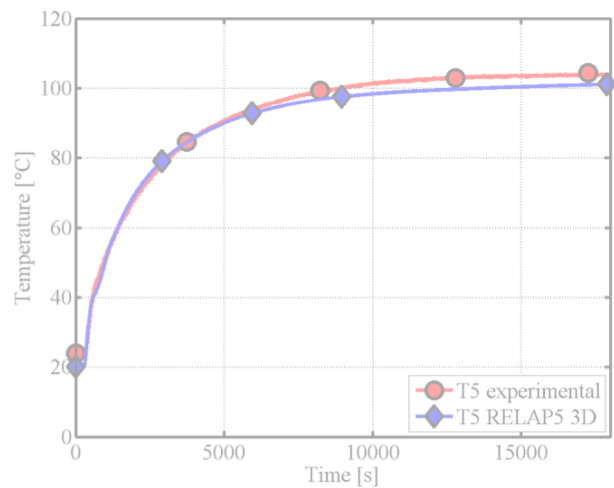


Figura 14: Temperatura ingresso gamba fredda, 25 cm acqua lato mantello

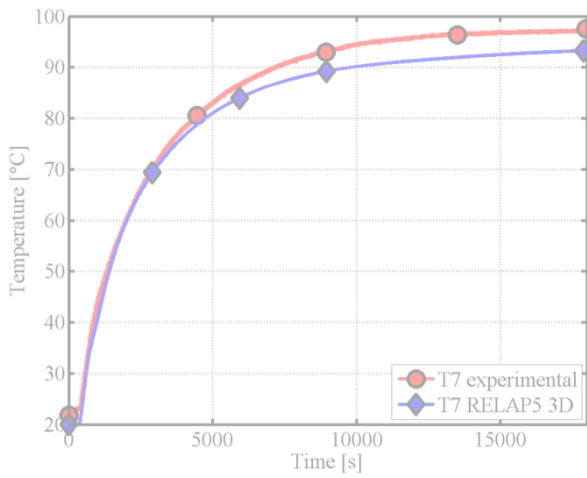


Figura 15: Temperatura uscita gamba fredda, 25 cm acqua lato mantello

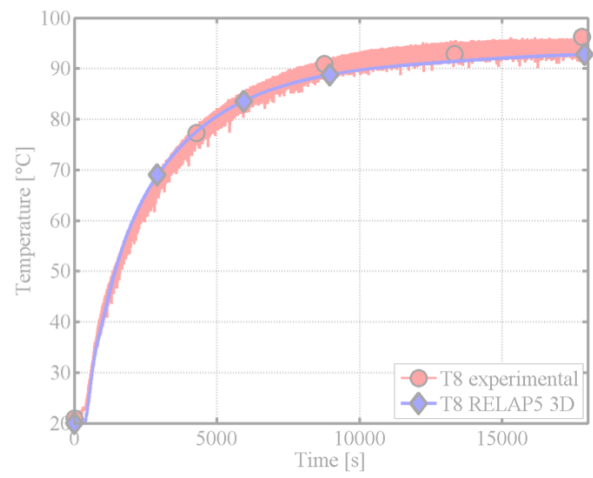


Figura 16: Temperatura ingresso baionetta, 25 cm acqua lato mantello

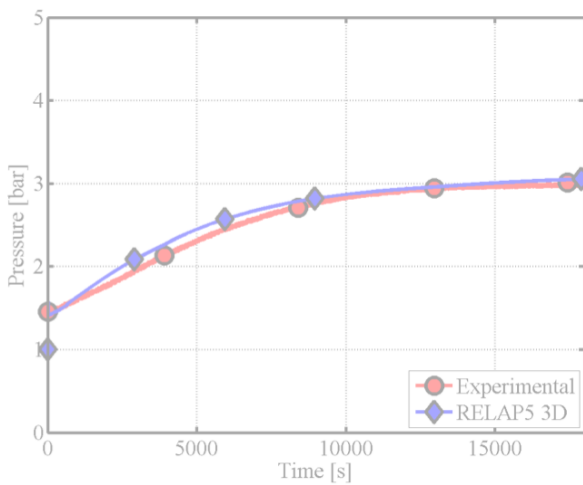


Figura 17: Pressione camera di inversione baionetta, 25 cm acqua lato mantello

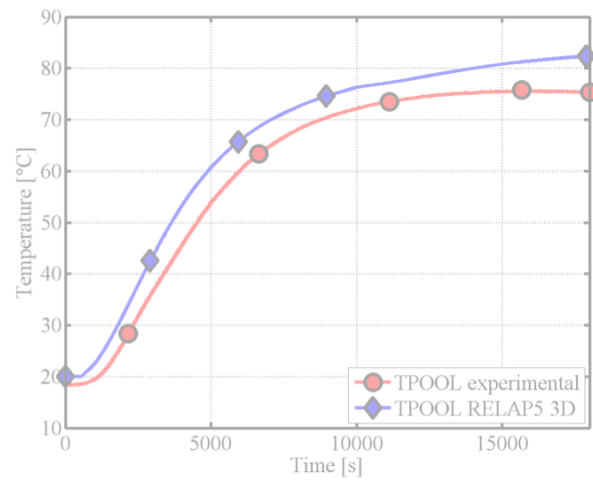


Figura 18: Temperatura piscina, 25 cm acqua lato mantello



## 5 Seconda campagna sperimentale

La seconda campagna sperimentale è stata svolta tra marzo 2017 e giugno 2017. Sono state svolte in totale 35 prove ciascuna della durata di 5 ore. I risultati sono stati presentati alla 35<sup>a</sup> conferenza UIT [13]. Al fine di poter analizzare l'effetto sulla circolazione naturale dovuto alla presenza di incondensabili all'interno del circuito, sono stati considerati sette diversi valori di inventario d'acqua all'interno del sistema. Per ogni valore di inventario d'acqua sono state effettuate 5 prove. I dati relativi alle condizioni iniziali delle varie prove sono riportati in Tabella 3.

Tabella 3 Condizioni iniziali delle diverse prove svolte all'interno della seconda campagna sperimentale.

Prova	1	2	3	4	5	6	7
Inventario d'acqua [kg]	2.98	2.88	2.78	2.68	2.58	2.38	2.18
Grado di riempimento [%]	93	90	87	84	81	75	69
Grado di vuoto iniziale [%]	7	10	13	16	19	25	31
Volume iniziale d'aria stimato [dm <sup>3</sup> ]	0.22	0.32	0.42	0.52	0.62	0.82	1.02
Massa d'aria (p=1.01325 bar, T=20 °C) [g]	0.313	0.434	0.554	0.674	0.795	1.036	1.277

A causa della configurazione geometrica del sistema, non è possibile riempire completamente il circuito con acqua (grado di riempimento uguale al 100%). Infatti, nella parte alta dell'anello di risalita della baionetta (pipe 214 in Figura 5) e nelle tubazioni di collegamento alla valvola di sicurezza e alla valvola pneumatica (vedi Figura 1; parte del pipe 230 e pipe 232 in Figura 5) è sempre presente aria. Le prove sono state effettuate con il lato secondario del condensatore riempito solamente con aria.

### 5.1 Risultati

In parallelo alle prove sperimentali sono state effettuate simulazioni con il codice RELAP5-3D al fine di verificare la correttezza del modello usato. I risultati ottenuti sono stati presentati alla 35<sup>a</sup> UIT Heat Transfer Conference ad Ancona (26-28 giugno 2017).

Osservando l'andamento, in funzione del grado iniziale di riempimento, della pressione assoluta raggiunta nella camera di inversione dalla baionetta in condizioni stazionarie (Figura 19), si individua un minimo in corrispondenza di un valore di grado di riempimento iniziale pari al 87%. Questo permette di individuare due regioni differenti:

- Una prima regione con grado iniziale di riempimento maggiore di 87% dove si instaura un regime stabile di circolazione naturale monofase. La brusca diminuzione di pressione raggiunta al diminuire della massa d’acqua presente è riconducibile ad un maggior volume disponibile per l’espansione del fluido;
- Una seconda regione con grado di riempimento iniziale minore di 87% caratterizzata da un deflusso bifase dovuto alla presenza di fenomeni di ebollizione all’interno dello scambiatore a baionetta. Si può notare come la pressione aumenti al diminuire dell’inventario d’acqua poiché aumenta la temperatura (e quindi la pressione di saturazione del vapore e la pressione dell’aria all’interno). Le oscillazioni associate al deflusso bifase aumentano con il diminuire della massa d’acqua contenuta all’interno del sistema, come si può osservare dalle bande riportate in Figura 22 (le bande rappresentano l’ampiezza massima delle oscillazioni in condizioni stazionarie).

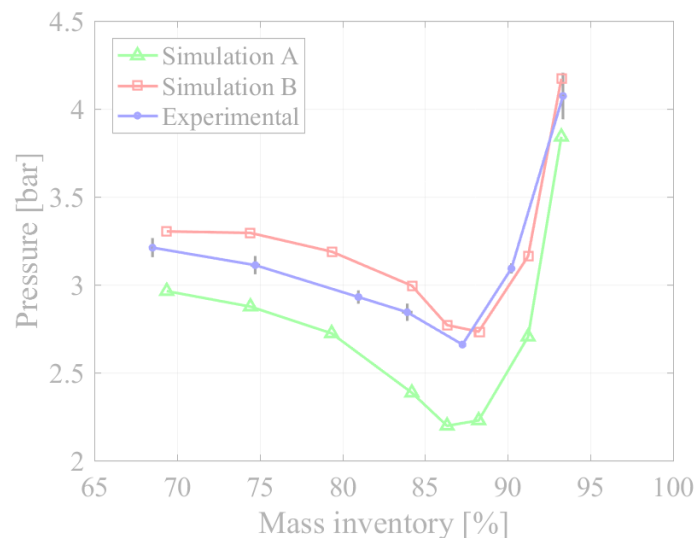


Figura 19 Pressione assoluta nella camera di inversione dello scambiatore a baionetta in condizioni stazionarie.

La curva ottenuta sperimentalmente è stata confrontata con i risultati ottenuti con le simulazioni effettuate con il codice RELAP5-3D. È stata effettuata una prima serie di simulazioni (Simulazioni A, con le condizioni al contorno di quelle realizzate per la prima campagna sperimentale) dalle quali è emersa una sottostima della pressione assoluta all’incirca costante per tutti i punti considerati. Analizzando i campi di temperatura lungo il circuito, si è visto come il codice sottostimi la temperatura all’interno dei cosiddetti volumi ciechi (Figura 20): infatti, mediante rilevamenti svolti con l’ausilio di una termocamera è stato possibile verificare come la temperature superficiali delle tubazioni siano ben al di sopra di quelle predette dal codice. La discrepanza è

dovuta al fatto che la nodalizzazione monodimensionale attualmente in uso non permette la corretta simulazione di fenomeni di ricorcolazione interna ai volumi. Per tenere conto di questa sottostima, si è deciso di adottare una condizione al contorno di adiabaticità per i pipe 230 e 232 e la potenza termica in ingresso alla baionetta è stata ridotta di un fattore pari al rapporto tra le superfici adiabatiche introdotte e la superficie totale del sistema, che è risultata essere pari al 6%. Con queste nuove condizioni al contorno è stato effettuato un nuovo set di simulazioni (Simulazioni B) che hanno portato complessivamente ad un miglioramento dei risultati ottenuti (Figura 21). In Tabella 4 sono riportate le condizioni al contorno in termini di potenza e di adiabaticità o meno dei componenti delle serie di simulazioni denominate A e B.

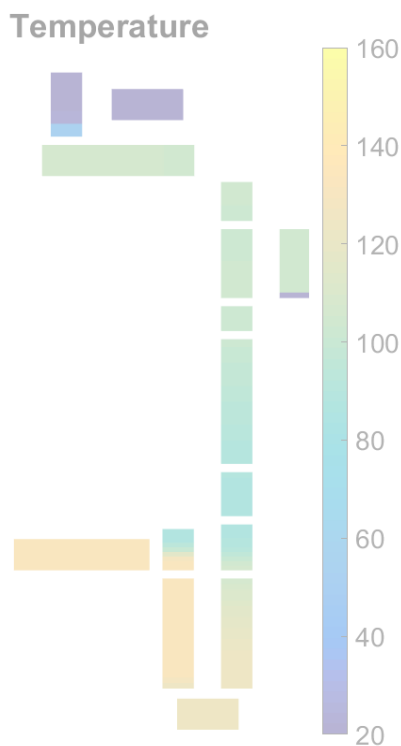


Figura 20 Profilo delle temperature in condizioni stazionarie (Simulazione A).

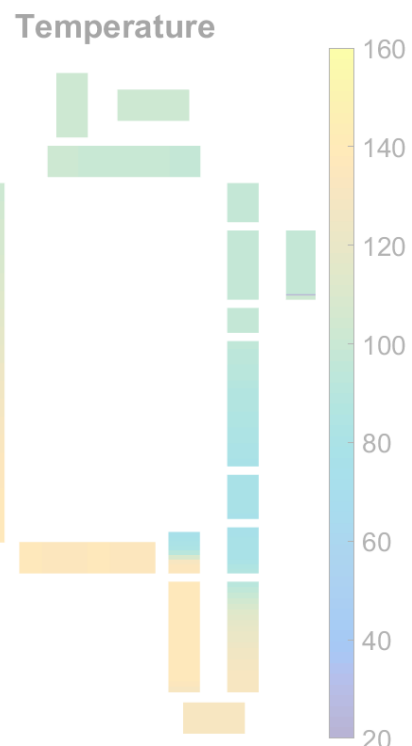


Figura 21 Profilo delle temperature in condizioni stazionarie (Simulazione B).

Tabella 4: Condizioni al contorno per le serie di simulazioni A e B

	Potenza ingresso baionetta [kW]	Strutture termiche adiabatiche
Simulazione A	1,225	Nessuna
Simulazione B	1,150	Pipe 230, 232 (collegamento con valvola di sicurezza)

In Figura 22 è riportato l’andamento della portata predetta dal codice RELAP5-3D in funzione del grado iniziale di riempimento, sia per la Simulazione A che per la Simulazione B. Considerato quando detto precedentemente per la pressione assoluta, si osserva come al di sotto di un grado di riempimento di circa 87% si verifichi un cambiamento nell’andamento della portata:

- Nella regione di circolazione naturale liquida monofase (riempimenti maggiori del 87%) la portata è circa costante e le oscillazioni non sono apprezzabili;
- Nella regione di deflusso bifase (riempimenti minori del 87%), invece, la portata diminuisce al diminuire del grado di riempimento iniziale. Questo è dovuto al fatto che il maggior quantitativo di aria presente all’interno del sistema va a ridurre il promotore di circolazione naturale.

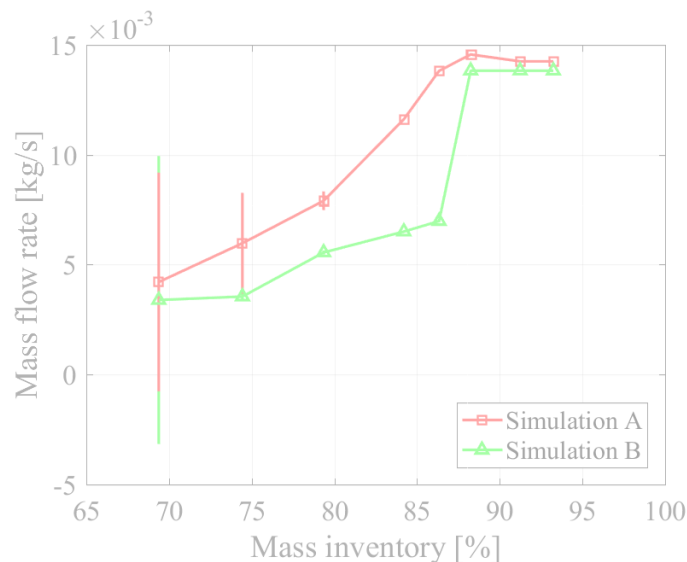


Figura 22 Portata predetta da RELAP5-3D all’ingresso della baionetta.

Per quanto riguarda la portata, dati i valori molto bassi ottenuti con le simulazioni, al momento non è ancora stato possibile misurare sperimentalmente questo parametro ed è per questo motivo che in Figura 22 non è presente la curva relativa ai dati sperimentali.



## 6 Analisi preliminare delle leggi di scalatura

In parallelo all'attività sperimentale sul circuito, è stata avviata un'analisi della metodologia di scalatura con particolare attenzione ai sistemi operanti in circolazione naturale. L'obiettivo è analizzare le leggi di scala con riferimento al circuito specifico in esame e quindi costruirne un modello scalato (prima con approccio bottom-up e successivamente top-down) e verificarne la corretta scalatura con RELAP5-3D.

Per costruire correttamente un circuito scalato bisognava eseguire un'analisi di similitudine. Lo scopo di questo studio è quello di progettare un sistema scalato in modo che riproduca fedelmente i fenomeni che si verificano nell'impianto di riferimento. Le metodologie sviluppate da Kataoka [14], Ishii [15] e Zuber [16] tra gli altri portano a trovare alcuni criteri di similitudine, parametri che suggeriscono come progettare il sistema scalato, in modo che sia simile termodinamicamente e fluidodinamicamente a quello di riferimento. Per quanto riguarda la metodologia di Ishii i criteri di scalatura sono stati derivati dagli effetti integrali delle equazioni di equilibrio locali lungo l'intero loop del sistema; in particolare, dalle leggi di conservazione che possono essere espresse dalla seguente serie di equazioni di equilibrio semplificate basate su una formulazione unidimensionale.

Dall'equazione di continuità (considerando la stessa densità media del refrigerante e la stessa pressione nel prototipo e nel modello):

$$u_i = \frac{a_0}{a_i} u_0 \quad \text{Eq. (6.1)}$$

Equazione di conservazione del momento:

$$\rho \frac{du_0}{dt} \sum_i \frac{a_0}{a_i} l_i = \beta g \rho \Delta T l_h - \frac{\rho u_0^2}{2} \sum_i \left( \frac{fl}{d} + K \right)_i \left( \frac{a_0}{a_i} \right)^2 \quad \text{Eq. (6.2)}$$

Equazione di conservazione dell'energia del fluido per la sezione i-esima:

$$\rho c_p \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{u \partial T}{\partial z} \right\} = \frac{4h}{d} (T_s - T) \quad \text{Eq. (6.3)}$$



Equazione di conservazione dell’energia delle parti solide per la sezione i-esima:

$$\rho_s c_{ps} \frac{\partial T_s}{\partial t} + k_s \nabla^2 T_s - \dot{q}_s = 0 \quad \text{Eq. (6.4)}$$

in cui il pedice ‘0’ corrisponde alla sezione di riferimento che, in questo caso, è quella riscaldata.

## 6.1 Scalatura geometrica

Il requisito fondamentale per la similitudine riguarda il criterio di scalatura geometrica [15]. Per una somiglianza cinematica completa, il rapporto geometrico delle sezioni di passaggio:

$$A_{iR} = \frac{(a_i/a_0)_m}{(a_i/a_0)_P} = 1 \quad \text{Eq. (6.5)}$$

deve essere soddisfatto; “m” si riferisce al modello, che è il Sistema scalato, “P” al prototipo, che è il sistema di riferimento.

In aggiunta, per la similitudine dinamica è necessario che:

$$L_{iR} = \frac{(l_i/l_0)_m}{(l_i/l_0)_P} = 1 \quad \text{Eq. (6.6)}$$

Da queste due equazioni si può derivare un criterio anche per i diametri; in particolare, è raccomandato che nelle principali sezioni di scambio termico, quali gli scambiatori di calore, il rapporto:

$$d_R = 1 \quad \text{Eq. (6.7)}$$

Sia soddisfatto [10].

Le equazioni di bilancio presentate precedentemente possono essere scritte in forma adimensionata da cui si possono ottenere i gruppi di similitudine nel caso di circolazione naturale monofase: Richardson, Modified Stanton, Biot, Time ratio, Heat Source.





Per ottenere un sistema scalato correttamente i numeri di similitudine appena riportati per il modello scalato in progettazione devono essere uguali al circuito di riferimento. In particolare il loro rapporto deve essere unitario:

$$\psi_R = \frac{\psi_m}{\psi_p} = \frac{\psi \text{ for the model}}{\psi \text{ for the prototype}} = 1 \quad \text{Eq. (6.8)}$$

In cui  $\psi$  è un generico criterio di similitudine. Questo requisito deve essere soddisfatto sia in caso di circolazione monofase che bifase.

## 6.2 Similitudine in deflusso bifase

In caso di deflusso bifase, i numeri di similitudine sono stati derivati usando un “perturbation method” e la soluzione stazionaria delle equazioni di bilancio [10,14]. Particolarmente significativi sono:

- Numero di cambiamento di fase (o numero di Zuber) che scala l’energia trasferita in ebollizione (condizione di evaporazione)

$$N_{Zu} = \frac{\text{flux due to phase change}}{\text{inlet flux}} = \frac{4q_0''l_0}{du_0\rho_f i_{fg}} \cdot \frac{\Delta\rho}{\rho_g} \quad \text{Eq. (6.9)}$$

- Numero di sottoraffreddamento (Sub-cooling) che rapporta il grado di sottoraffreddamento al calore latente di evaporazione:

$$N_{Sub} = \frac{\text{subcooling}}{\text{latent heat}} = \frac{i_{sub}}{i_{fg}} \cdot \frac{\Delta\rho}{\rho_g} \quad \text{Eq. (6.10)}$$

- Numero di Froude che rapporta le forze d’inerzia alle forze viscosi:

$$N_{Fr} = \frac{\text{inertia force}}{\text{gravity force}} = \frac{u_0^2}{gl_0\alpha_0} \cdot \frac{\rho_f}{\Delta\rho} \quad \text{Eq. (6.11)}$$

- Rapporto di inerzia termica:



$$N_{th_i} = \left( \frac{\rho_s c_{p_s} \delta}{\rho_f c_{p_f} d} \right)_i \quad \text{Eq. (6.12)}$$

- Numero d'attrito (Friction number) che scala l'attrito in confronto all'inerzia:

$$N_{f_i} = \left( \frac{fl}{d} \right)_i \left[ \frac{1 + x(\Delta\rho/\rho_g)}{(1 + x \cdot \Delta\mu/\mu_g)^{0.25}} \right] \left( \frac{a_0}{a_i} \right)^2 \quad \text{Eq. (6.13)}$$

- Orifice number, per le perdite di pressione localizzate:

$$N_{o_i} = K_i [1 + x^{3/2}(\Delta\rho/\rho_g)] \left( \frac{a_0}{a_i} \right)^2 \quad \text{Eq. (6.14)}$$

- Drift flux number:

$$N_{d_i} = \left( \frac{V_{gj}}{u_o} \right)_i \quad \text{Eq. (6.15)}$$

- Rapporto tra la densità della fase gas e della fase liquida:

$$N_\rho = \frac{\rho_g}{\rho_f} \quad \text{Eq. (6.16)}$$

In generale, dalle equazioni precedenti è possibile trovare la seguente correlazione:

$$\frac{\Delta\rho x_g}{\rho_g} = (N_{zu} - N_{sub}) \quad \text{Eq. (6.17)}$$

Quindi la similitudine basata sul numero di Zuber e di sottoraffreddamento può soddisfare approssimativamente i numeri di Drift Flux ( $N_d$ ), d'attrito ( $N_f$ ) di Orifice ( $N_o$ ). Di conseguenza, il numero di Zuber e di sottoraffreddamento possono essere considerati come due dei più importanti gruppi di similitudine che devono essere soddisfatti per scalare correttamente un sistema. Anche in



questo caso il generico gruppo di similitudine  $\psi$  del modello deve essere uguale a quello del prototipo.

### 6.3 Procedura di scalatura

Per verificare il calcolo dei numeri di similitudine e per trovare i parametri più significativi del sistema, è stato deciso di scalare in grande (scale up) il circuito sperimentale PROPHET seguendo un approccio bottom-up, per avere dimensioni paragonabili a quelle del circuito DHR2 del reattore ALFRED, seguendo le direttive di Ishii [10,15]. In particolare sono stati utilizzati i seguenti parametri:

1. Utilizzo di un singolo scambiatore a baionetta e condensatore con un tubo singolo. Questo è dovuto a ragioni di semplicità e per avere il circuito scalato il più possibile simile a quello sperimentale.
2. Stessa disposizione dei componenti del circuito sperimentale; questi primi due vincoli implicano l'assenza di collettori per la redistribuzione della portata.
3. Stessa lunghezza attiva della baionetta del sistema DHR2. Questo componente, uno dei più importanti del circuito, è stato scelto come riferimento e l'intero circuito è stato scalato di conseguenza con un rapporto di lunghezze pari a:

$$l_{0R} = 5.14 \quad \text{Eq. (6.18)}$$

4. Diametri in scala 1:1 rispetto al circuito sperimentale. Questo porta ad avere gli stessi coefficienti di perdita di pressione localizzati e il vincolo dell'Eq. (6.7) è così rispettato.
5. Altezza complessiva comparabile a quella del sistema DHR2.

In Tabella 5 sono riportate tutte le dimensioni geometriche usate nel codice RELAP5-3D per simulare il sistema scalato.

Per quanto riguarda la scalatura della potenza termica fornita, questa è stata: scalata in modo proporzionale all'area di scambio termico. Fissando il flusso termico e conoscendo l'area di scambio termico, il valore di potenza per il circuito scalato è stato determinato come:

$$P = \phi A_S \quad \text{Eq. (6.19)}$$



Per le assunzioni fatte, la metodologia di scalatura applicata rientra nell’approccio detto *power to volume*: questo presenta alcune limitazioni rispetto a metodologie più complesse ma lo si è ritenuto sufficiente per una prima analisi preliminare.

Tabella 5: Dimensioni geometriche del circuito idealmente scalato

Componente	Lunghezza [m]	Angolo	Area passaggio [m <sup>2</sup> ]	Diametro interno [mm]	Diametro esterno [mm]
202	11.514	-90	3.37E-04	20.7	33.4
204	1.542	-90	3.37E-04	20.7	33.4
206	1.491	-90	5.03E-05	8	10
208	5.500	-90	5.03E-05	8	10
210	0.077	0	3.20E-04	20.2	33.4
212	5.500	90	2.58E-04	20.7	33.4
214	1.342	90	2.58E-04	20.7	33.4
216	1.785	0	3.37E-04	20.7	33.4
218	18.949	90	3.37E-04	20.7	33.4
220	1.871	0	3.37E-04	20.7	33.4
222	1.054	-90	3.37E-04	20.7	33.4
224	2.570	-90	3.37E-04	20.7	33.4
226	1.002	-90	3.37E-04	20.7	33.4
230	1.542	90	3.37E-04	20.7	33.4
232	1.542	0	3.37E-04	20.7	33.4

#### 6.4 Risultati preliminari metodologia *power to volume*

Dopo aver definito la geometria del nuovo modello *scaled up*, si è simulato il comportamento del circuito PROPHET e del nuovo sistema utilizzando il codice RELAP5-3D. Al fine di semplificare il problema in analisi, per il momento si è deciso di non tenere in considerazione la presenza di gas incondensabili all’interno dei circuiti. Per poter fare ciò, i volumi dei due sistemi sono stati riempiti inizialmente con acqua liquida in condizioni sature in equilibrio con il vapore; in questo modo si può far variare l’inventario di massa presente nel circuito senza dover introdurre gas incondensabili per riempire il volume non occupato dalla fase liquida.

Si riportano ora i risultati per il caso corrispondente ad un grado di riempimento iniziale di liquido saturo (valore complementare al grado di vuoto) pari a 93.43%. Questo valore non è arbitrario ma è analogo alla condizione di massimo riempimento iniziale utilizzato per le prove sperimentali presentate in Tabella 3, con la differenza che in questo caso al posto dell’aria è



presente vapore saturo. L’inventario d’acqua nei due sistemi risulta pari a 2,916 kg per PROPHET e 14,988 kg per il sistema scalato; si sottolinea come il rapporto tra i due valori sia pari a 5,14 che è esattamente il rapporto utilizzato per effettuare la scalatura di PROPHET.

Le condizioni al contorno utilizzate sono le seguenti:

- Il flusso termico fornito sulla superficie esterna dello scambiatore di calore a baionetta è mantenuto costante nei due sistemi; essendo costante il diametro esterno, la potenza fornita è direttamente proporzionale alla lunghezza della regione riscaldata che è in rapporto 5,14 tra i due sistemi (stesso valore del rapporto tra masse d’acqua e volumi).
- Sono state considerate tutte le strutture termiche relative al networking piping imponendo una condizione di adiabaticità sulla faccia rivolta all’esterno. In questo modo si tiene conto della capacità termica relativa alle tubazioni trascurando le dispersioni termiche verso l’esterno.
- Il livello d’acqua iniziale nel mantello del condensatore è stato imposto pari a 0,50 m in PROPHET e 2,57 m nel modello scalato. Anche per quanto riguarda questi valori, il rapporto tra i due è pari a 5,14. Un sistema di controllo mantiene costante la massa d’acqua nel mantello del condensatore, andando a compensare l’eventuale portata di evaporazione che si ha nel momento in cui l’acqua si dovesse portare in condizioni di saturazione.

La durata delle prove è stata fissata pari a 10000 secondi durante i quali la potenza fornita è nulla per i primi 60 secondi e successivamente viene portata al 100% con uno step a gradino.

In Figura 23, Figura 24, Figura 25 e Figura 26 sono riportate rispettivamente, per i due sistemi, la pressione nella camera di inversione dello scambiatore a baionetta, la portata in massa circolante e le temperature all’ingresso e all’uscita dalla baionetta.

Si osserva innanzitutto come, per entrambi i sistemi, i transitori per le varie grandezze considerate abbiamo andamenti simili.

Dalla Figura 23 si osserva come la pressione raggiunta nel modello scalato sia maggiore rispetto a PROPHET. In particolare è bene sottolineare come il volume di controllo considerato sia quello posizionato alla quota più bassa e dunque è la zona in cui si ha il valore massimo di pressione nel circuito. I valori riportati tengono in considerazione quindi anche il contributo dato dal battente idrostatico nei due casi, che è associato ad un’altezza di circa 5 m in PROPHET e circa 25 m nel modello scalato.

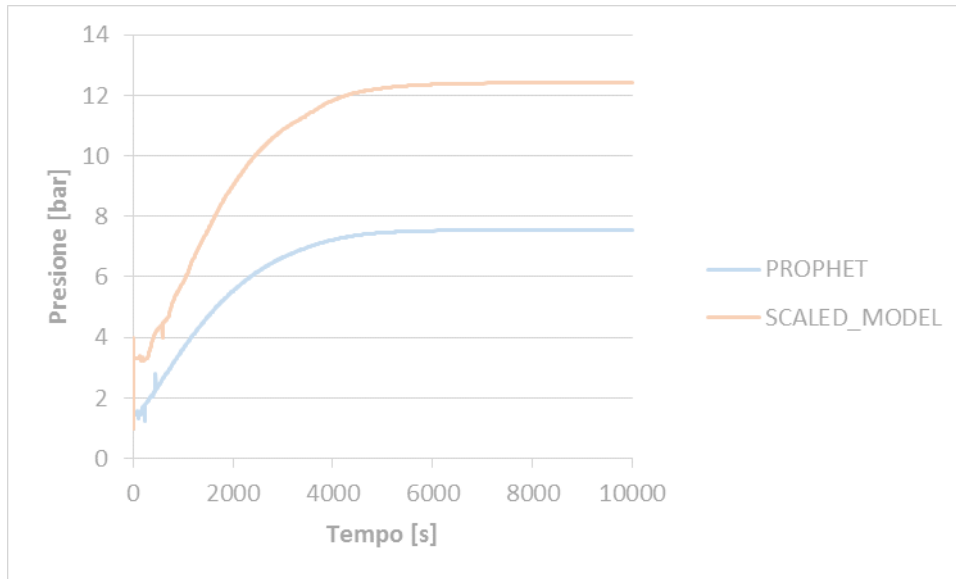


Figura 23: Pressione nella camera di inversione dello scambiatore di calore a baionetta

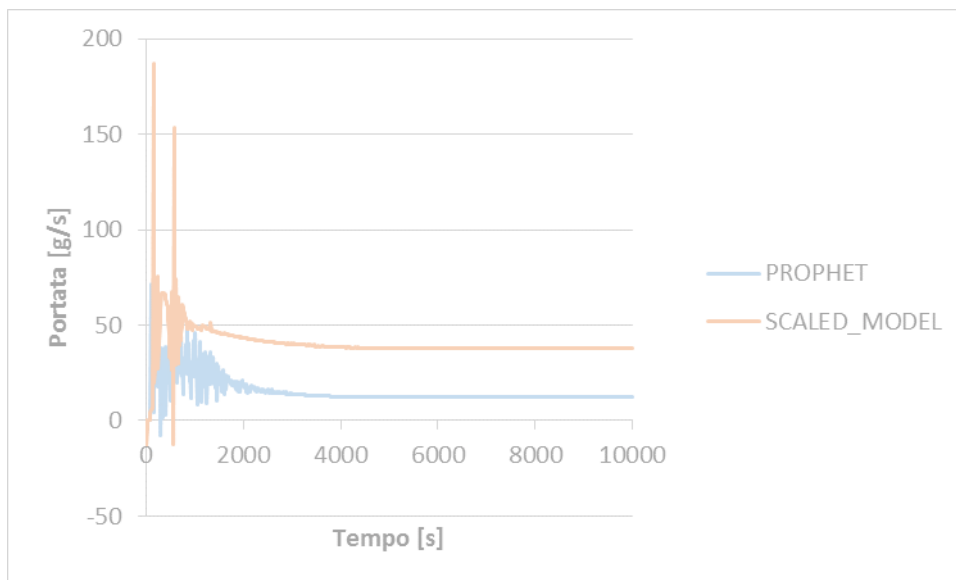


Figura 24: Portata in massa circolante

In Figura 24 si osserva come in entrambi i sistemi sia presente una fase iniziale in cui sono presenti forti oscillazioni di portata che vanno man mano a ridursi fino a raggiungere un valore stazionario. Per quanto nel modello scalato si raggiunga una portata in massa maggiore rispetto a PROPHET, il rapporto tra le due portate è minore del rapporto di scala utilizzato (circa 3,13 contro i 5,14). Considerando che la potenza fornita nei due sistemi invece è nel rapporto 5,14, questo fa sì che ci si aspetti un salto di temperatura maggiore nel modello scalato rispetto a PROPHET.

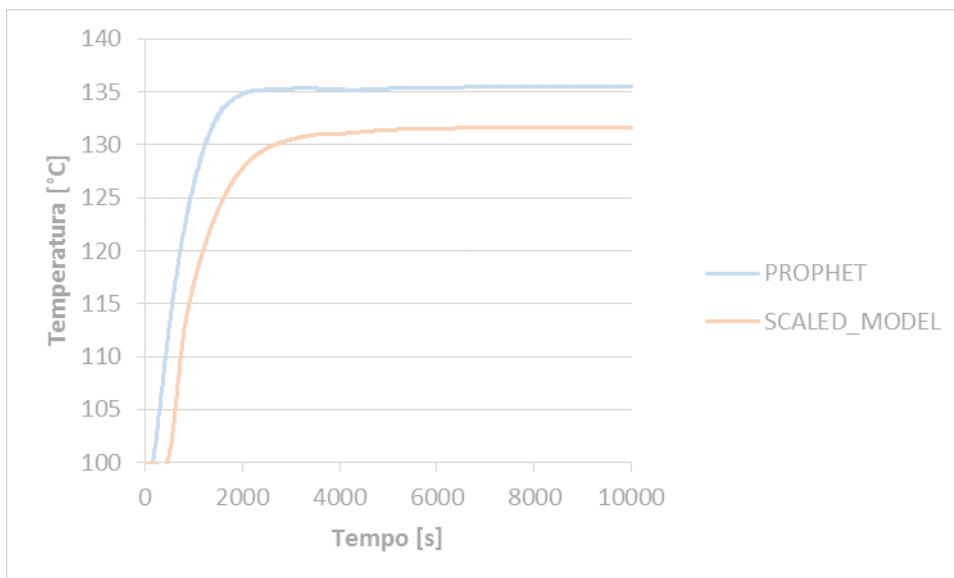


Figura 25: Temperatura all'ingresso della baionetta

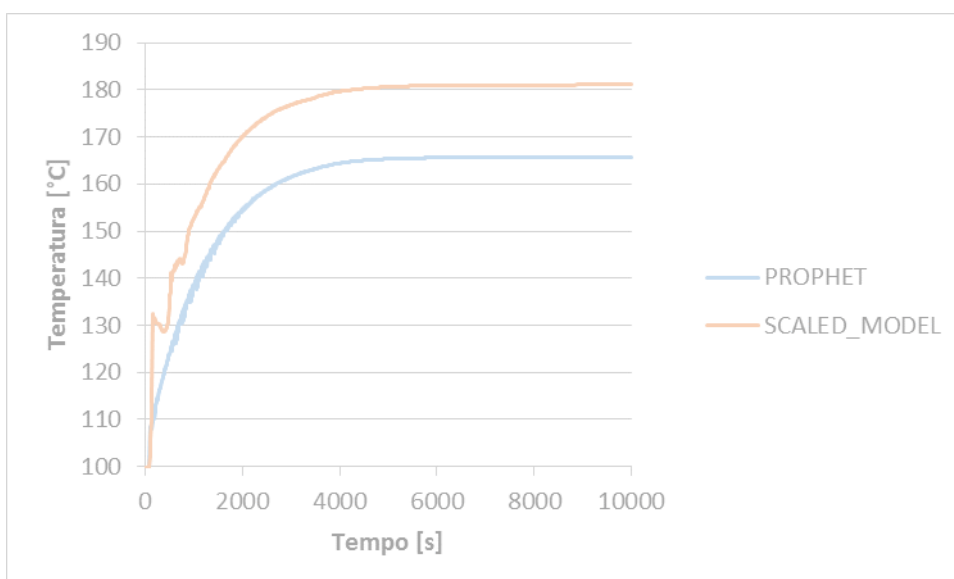


Figura 26: Temperatura all'uscita della baionetta



Osservando Figura 25 e Figura 26 si osserva come il salto di temperatura tra ingresso e uscita baionetta nel modello scalato sia effettivamente maggiore rispetto a PROPHET, come ci si aspettava dall'analisi della portata circolante (circa 30°C in PROPHET e circa 50°C nel modello scalato). È inoltre interessante osservare come il sistema scalato si porti in una condizione in cui la temperatura di uscita dalla baionetta sia maggiore rispetto a PROPHET ma la temperatura di ingresso allo scambiatore di calore sia invece minore rispetto a PROPHET.

È significativo osservare che i tempi caratteristici dei due sistemi sono pressoché identici per tutte le grandezze di interesse. Per entrambi i sistemi la costante di tempo  $\tau$ , calcolata come il tempo necessario a raggiungere il 67% del valore stazionario, vale infatti 1700s. Sia nell'impianto sperimentale che nella sua versione scalata si possono osservare tre fasi durante il transitorio:

- 0 - 1  $\tau$  (0 – 1700 s): fase iniziale di rapida variazione delle grandezze di interesse con forti oscillazioni, soprattutto per quanto riguarda la portata circolante;
- 1  $\tau$  – 4  $\tau$  (1700 – 6800 s): fase centrale del transitorio con oscillazioni molto contenute (dove presenti) e raggiungimento delle condizioni stazionarie;
- 4  $\tau$  – fine transitorio (6800 – 10000 s): condizione stazionaria.

Il mantenimento dei tempi caratteristici del sistema è principalmente dovuto al fatto che i volumi e le capacità termiche, che sono i parametri più significativi che caratterizzano l'inerzia del sistema, sono stati scalati con lo stesso fattore.





## 7 Conclusioni e lavori futuri

Durante l’annualità 2016 del PAR due campagne sperimentali sono state condotte presso il laboratorio di Termofluidodinamica del Dipartimento Energia del Politecnico di Torino utilizzando il circuito sperimentale PROPHET realizzato durante l’annualità 2015 del PAR.

Nella prima campagna sperimentale è stato realizzato e validato il modello RELAP5-3D del circuito sperimentale, considerando anche le perdite termiche del circuito stesso verso l’ambiente.

Le prove sperimentali sono state effettuate in regime di circolazione naturale monofase liquida variando il livello d’acqua presente nel condensatore. I risultati, presentati alla conferenza internazionale ICONE25 [12], evidenziano una buona concordanza tra i valori ottenuti sperimentalmente e quelli predetti da codice; in particolare si ha una buona accuratezza per quanto riguarda i valori raggiunti in condizioni stazionarie mentre leggere discrepanze si osservano durante a fase transitoria e questo può essere conducibile ad una non perfetta modellizzazione delle capacità termiche delle strutture solide. Dall’analisi dei risultati sperimentali è stato possibile inoltre individuare le instabilità provocate dal “tee” presente inizialmente a monte della baionetta, il quale è stato rimosso prima di procedere con la successiva campagna sperimentale, poiché tali instabilità erano causate da fenomeni di natura secondaria e non rilevanti quindi nello studio del problema in analisi.

Nella seconda campagna sperimentale è stato analizzato il comportamento termo-fluidodinamico del circuito in regime di circolazione naturale con presenza di gas incondensabili. Sono state effettuate diverse prove al variare dell’inventario d’acqua presente all’interno del sistema. Parallelamente il funzionamento del circuito è stato simulato con RELAP5-3D. Dai risultati ottenuti si è osservato come, al variare dell’inventario di massa contenuto nel sistema, si possano individuare due regioni di funzionamento: una regione di funzionamento in regime di circolazione naturale monofase ed una regione di funzionamento in regime bifase. Il confronto tra i risultati numerici e quelli sperimentali ha evidenziato discrepanze non trascurabili nel valore di pressione assoluta raggiunta a fine test: queste sono dovute al fatto che il codice sottostima la temperatura all’interno dei cosiddetti volumi ciechi poiché la modellizzazione monodimensionale adottata non è in grado di prevedere i fenomeni di circolazione interna che si verificano in questi componenti. Tuttavia da rilevamenti svolti con l’ausilio di una termocamera è stato possibile verificare come la temperature superficiali delle tubazioni siano ben al di sopra di quelle predette dal codice. Per tenere conto di questa sottostima, si è deciso di adottare una condizione al contorno di adiabaticità



per i pipe 230 e 232 e la potenza termica in ingresso alla baionetta è stata ridotta di un fattore pari alla percentuale calcolata come rapporto tra le superfici adiabatiche rispetto alla superficie totale del sistema, che è risultata essere pari al 6%. Con queste nuove condizioni al contorno è stato effettuato un nuovo set di simulazioni che hanno portato complessivamente ad un miglioramento dei risultati ottenuti. I risultati di questa seconda campagna sono stati presentati alla 35<sup>a</sup> conferenza UIT [13].

In parallelo all'attività sperimentale sul circuito, è stata avviata un'analisi della metodologia di scalatura con particolare attenzione ai sistemi operanti in circolazione naturale. L'obiettivo è analizzare le leggi di scala con riferimento al circuito specifico in esame e quindi costruirne un modello scalato e verificarne la corretta scalatura con RELAP5-3D. Tra le molteplici metodologie presenti in letteratura, è stata considerata la metodologia sviluppata da Ishii e al. [10, 14, 15].

Per verificare il calcolo dei numeri di similitudine e per trovare i parametri più significativi del sistema, è stato deciso di scalare il circuito sperimentale PROPHET seguendo un approccio bottom-up. Per una prima analisi preliminare è stata applicata una metodologia *power to volume* che presenta limitazioni rispetto a metodologie più complesse. I risultati ottenuti presentano un buon accordo per quanto riguarda l'andamento dei transistori, tuttavia i valori ottenuti risultano non del tutto soddisfacenti e ulteriori studi e analisi sono necessarie per quanto riguarda lo studio e l'applicabilità dei processi di scalatura.

Nell'ambito dell'attività PAR-2017 (ottobre 2017 – settembre 2018), per quanto riguarda il circuito PROPHET, è in progetto l'installazione di materiale isolante sulle tubazioni di collegamento per permettere il raggiungimento di temperature e pressioni più elevate in modo da ampliare la matrice sperimentale. È inoltre in progetto la sostituzione degli elementi riscaldanti attualmente utilizzati per aumentare la potenza massima applicabile da 1,5 kW a 7,5 kW.

Per quanto riguarda l'analisi dei processi di scalatura iniziata nel PAR 2016, verranno applicate metodologie più complesse rispetto a quella adottata finora, prendendo in considerazione anche la metodologia sviluppata da Zuber [16]. Il codice RELAP5-3D verrà utilizzato per verificare la correttezza del processo di scalatura e quantificarne le distorsioni. Il processo di scalatura potrà anche essere applicato a circuiti a circolazione naturale disponibili presso SIET (ad es. HERO-2).



## Riferimenti bibliografici

- [1] Generation IV International Forum, «A Technology Roadmap for Generation IV Nuclear Energy Systems», 2002.
- [2] «Progetto LEADER - Lead-cooled European Advanced DEMonstration Reactor» [Online]. Available: <http://www.leader-fp7.eu/>.
- [3] A. Alemberti, G. Villabruna, P. Agostini, G. Grasso, I. Turcu, M. Constantin, «ALFRED and the FALCON Consortium».
- [4] Ansaldo Nucleare, «Future of LFR in Europe: the ALFRED Reactor», 2014.
- [5] Ansaldo Nucleare, «Conceptual design of the DHR system of the ETDR (ALFRED)» 2011.
- [6] Ansaldo Nucleare, «Task 3.5 - DHR system conceptual design of the ALFRED».
- [7] Ansaldo Nucleare, «Sistema e metodo di scambio termico con regolazione passiva della quantità di calore asportata». Brevetto MI2013A001779, 2014.
- [8] M. De Salve, C. Bertani, B. Panella, M. Caramello, N. Falcone e A. Bersano, «Sviluppo e validazione di una metodologia progettuale per sistemi di rimozione e trasporto della potenza termica - Progettazione di una facility sperimentale per lo studio di sistemi passivi per la rimozione del calore di decadimento», rapporto ADPFISS-LP1-074, 2016.
- [9] C. Bertani, M. De Salve, M. Caramello, N. Falcone, A. Bersano, B. Panella, «Preliminary numerical studies of an experimental facility for heat removal in natural circulation», in Proceedings of 34<sup>th</sup> UIT Heat Transfer Conference, Ferrara (Italia), 2016.
- [10] M. Ishii, S.T. Revankar, T. Leonardi, R. Dowlati, M.L. Bertodano, I. Babelli, W. Wang, H. Pokharna, V.H. Ransom, R. Viskanta, J.T. Han, «The three-level scaling approach with application to the Purdue University Multi-Dimensional Integral Test Assembly (PUMA)», Nuclear Engineering and Design 186 (1998), pp. 177-211.
- [11] D.R. Pitts, L.E. Sissom, 1982, «Trasmissione del calore», pp. 200, Gruppo Editoriale



Fabbri - Bompiani, Sonzogno, Etas.

- [12] A. Bersano, M. De Salve, C. Bertani, N. Falcone, B. Panella, «Modeling and Experiments of a Passive Decay Heat Removal System for Advanced Nuclear Reactors», in Proceedings of 25th International Conference on Nuclear Engineering, Shanghai (China), July 2–6, 2017. pp. 1-10
- [13] C. Bertani, N. Falcone, A. Bersano, M. Caramello, T. Matsushita, M. De Salve, B. Panella, «Verification of RELAP5-3D code in natural circulation loop as function of the initial water inventory», in Proceedings of 35<sup>th</sup> UIT Heat Transfer Conference, Ancona (Italia), 2017.
- [14] M. Ishii, I. Kataoka, 1984, «Scaling laws for thermal-hydraulic system under single phase and two-phase natural circulation», Nucl. Eng. Des. 81, 411-425
- [15] M. Ishii, S. Revankar, R. Dowlati, M.L. Bertodano, I. Babelli, W. Wang, H. Pokharna, V. Ransom, R. Viskanta, T. Wilmarth, J.T. Han. Scientific Design of Purdue University Multi-Dimensional Integral Test Assembly (PUMA) for GE SBWR. U.S Nuclear Regulatory Commission, 1996
- [16] N. Zuber, Appendix D: a hierarchical, two-tiered scaling analysis, an integrated structure and scaling methodology for severe accident technical issue resolution. US Nuclear Regulatory Commission, 1991.



## Breve curriculum gruppo di lavoro

Il gruppo di lavoro impegnato nell'attività è costituito da un professore emerito (Bruno Panella), un professore ordinario (Mario De Salve), un ricercatore confermato e professore aggregato (Cristina Bertani), un dottorando (Andrea Bersano) ed un borsista di ricerca (Nicolò Falcone).

Panella, De Salve e Bertani lavorano da numerosi anni al Politecnico nel campo della Ingegneria nucleare, con particolare riferimento alla termoidraulica e alla sicurezza e hanno portato avanti molte ricerche sperimentali nel laboratorio di termoidraulica del Dipartimento di Energetica (ora Dipartimento Energia) del Politecnico di Torino, pubblicando i risultati su riviste internazionali o in atti di Congresso nazionali e internazionali. Sono anche autori di diversi rapporti nell'ambito dei PAR precedenti.

Falcone è laureato in Ingegneria Energetica e Nucleare ed è al primo anno del dottorato in Energetica presso il Politecnico di Torino.

Bersano è laureato in Ingegneria Energetica e Nucleare ed è al secondo anno del dottorato in Energetica presso il Politecnico di Torino.

Maggiori dettagli e l'elenco delle pubblicazioni si possono trovare sul sito web del Politecnico di Torino (<http://www.polito.it>).