



Ricerca di Sistema elettrico

# Verifica e valutazione della metodologia progettuale per sistemi di rimozione e trasporto della potenza termica basata su analisi di scaling utilizzando RELAP5-3D

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



Verifica e valutazione della metodologia progettuale per sistemi di rimozione e trasporto della potenza termica basata su analisi di scaling utilizzando RELAP5-3D

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

Settembre 2018

## Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2017

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 - Linea Progettuale 1

Obiettivo: Sperimentazione e calcoli in appoggio agli studi sulla sicurezza

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 il nucleare di IV generazione*"

Responsabile scientifico ENEA: Federico Rocchi

Responsabile scientifico CIRTEN: Marco Ricotti

**Titolo**

**Verifica e valutazione della metodologia progettuale per sistemi di rimozione e trasporto della potenza termica basata su analisi di scaling utilizzando RELAP5-3D**

**Ente emittente** POLITO

# PAGINA DI GUARDIA

**Descrittori**

**Tipologia del documento:** Rapporto Tecnico  
**Collocazione contrattuale:** Accordo di programma ENEA-MSE su sicurezza nucleare e reattori di IV generazione  
**Argomenti trattati:** Termoidraulica dei reattori nucleari, Reattori e sistemi innovativi, Trasmissione del calore, Sicurezza nucleare

**Sommario**


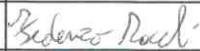
Nella presente annualità, il circuito PROPHET-2 è stata oggetto di una nuova campagna sperimentale a potenza più elevata rispetto alla precedente.

Una metodologia per l'analisi delle prove sperimentali è stata messa a punto dividendo il transitorio analizzato in finestre temporali e individuando i fenomeni caratteristici di ogni finestra. I risultati sperimentali sono stati confrontati con quelli ottenuti con il codice di sistema RELAP5-3D considerando tutte le grandezze misurate nell'impianto valutandone l'andamento temporale. Inoltre, è stata completata l'analisi delle metodologie di scalatura più comunemente usate nell'ambito nucleare. In particolare la metodologia "power-to-volume" è stata applicata alla facility HERO-2 presso SIET (Piacenza, Italia) con un processo di scaling-up prendendo come riferimento il generatore di vapore del reattore di 4a Generazione ALFRED. Il processo di scalatura è stato anche in questo caso simulato con il codice di sistema RELAP5-3D valutando le distorsioni attraverso il fattore di scala calcolato per gruppi adimensionali rilevanti e per grandezze conservate nei due sistemi.

**Note**

Copia n.

In carico a:

2			NOME			
			FIRMA			
1			NOME			
			FIRMA			
0	EMISSIONE	23/11/2018	NOME	Paride Meloni		Federico Rocchi
			FIRMA			
REV.	DESCRIZIONE	DATA	CONVALIDA	VISTO	APPROVAZIONE	



**C I R T E N**

Consorzio Interuniversitario per la Ricerca **TE**cnologica **N**ucleare  
INTER-UNIVERSITY CONSORTIUM FOR NUCLEAR TECHNOLOGICAL RESEARCH

**POLITECNICO DI TORINO**

**Dipartimento Energia**

**Verifica e valutazione della metodologia progettuale per  
sistemi di rimozione e trasporto della potenza termica basata  
su analisi di scaling utilizzando RELAP5-3D**

**Autori:**

**Mario DE SALVE**

**Cristina BERTANI**

**Andrea BERSANO**

**Nicolò FALCONE**

**Bruno PANELLA**

**CERSE - POLITO RL 2001/2018**

**Torino, settembre 2018**

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

AdP MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico - Piano Annuale di Realizzazione 2017

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





## Indice

<b>Indice .....</b>	<b>1</b>
<b>Indice delle figure .....</b>	<b>3</b>
<b>Indice delle tabelle.....</b>	<b>11</b>
<b>Premessa.....</b>	<b>13</b>
<b>Introduzione.....</b>	<b>15</b>
<b>1 Descrizione del circuito sperimentale PROPHET e PROPHET-2.....</b>	<b>16</b>
<b>2 Procedura di prova e metodologia per l’analisi dei risultati.....</b>	<b>28</b>
<b>3 Modello RELAP5-3D .....</b>	<b>30</b>
<b>4 Analisi delle prove sperimentali.....</b>	<b>35</b>
<b>4.1 Configurazione PROPHET.....</b>	<b>35</b>
4.1.1 Riempimento 93% .....	36
4.1.2 Riempimento 90% .....	42
4.1.3 Riempimento 85% .....	47
4.1.4 Riempimento 80% .....	52
<b>4.2 Configurazione PROPHET-2 .....</b>	<b>59</b>
4.2.1 Riempimento 94.5%, potenza 2.5 kW <sub>e</sub> .....	61
4.2.2 Riempimento 62%, potenza 2.5 kW <sub>e</sub> .....	65
4.2.3 Riempimento 62%, potenza 5.0 kW <sub>e</sub> .....	68
<b>5 Confronto tra dati sperimentali e risultati numerici .....</b>	<b>72</b>
<b>5.1 Configurazione PROPHET.....</b>	<b>73</b>
<b>5.2 Configurazione PROPHET-2 .....</b>	<b>77</b>
5.2.1 Run12, riempimento 94.5%, potenza 2.5 kW <sub>e</sub> .....	77
5.2.2 Run15, riempimento 62%, potenza 2.5 kW <sub>e</sub> .....	82
5.2.3 Run16, riempimento 62%, potenza 5.0 kW <sub>e</sub> .....	86
<b>6 Processo di scalatura per impianti nucleari .....</b>	<b>92</b>
<b>7 Scalatura della facility HERO-2 .....</b>	<b>96</b>
<b>7.1 Descrizione della metodologia Power-to-volume .....</b>	<b>98</b>
<b>7.2 Applicazione della metodologia power-to-volume alla facility HERO2 .....</b>	<b>99</b>
7.2.1 Scambiatori di calore a baionetta .....	100



7.2.2	Gamba calda e gamba fredda .....	101	
7.2.3	Condensatore .....	101	
<b>7.3</b>	<b>Nodalizzazione RELAP5-3D .....</b>	<b>102</b>	
<b>7.4</b>	<b>Risultati.....</b>	<b>105</b>	
7.4.1	Confronto tra dati sperimentali e risultati numerici.....	105	
7.4.2	RELAP-3D: Confronto tra risultati HERO-2 e modello scalato .....	108	
7.4.3	Riepilogo .....	115	
<b>8</b>	<b>Conclusioni .....</b>	<b>117</b>	
<b>Appendice A.....119</b>			
A.1	Curve taratura trasduttori di pressione.....	119	
A.2	Disegni costruttivi e curva di taratura diaframma .....	123	
<b>Appendice B.....125</b>			
B.1	Dettagli nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET .....	125	
B.2	Dettagli nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET-2.....	130	
<b>Appendice C.....135</b>			
C.1	Modello per la stima della portata in massa in PROPHET .....	135	
<b>Appendice D.....140</b>			
D.1	Introduzione .....	140	
D.2	Analisi di scala dell’impianto .....	140	
D.2.1	Limiti della scalatura .....	140	
D.3	Impostazione del problema .....	141	
D.4	Assunzioni e condizioni al contorno .....	142	
D.5	Risultati delle simulazioni.....	142	
D.6	Conclusioni .....	149	
<b>Bibliografia .....</b>			<b>150</b>
<b>Breve curriculum gruppo di lavoro.....</b>			<b>152</b>



## Indice delle figure

Figura 1 Vista frontale del circuito sperimentale PROPHET con le principali dimensioni .....	16
Figura 2: Vista frontale del circuito sperimentale PROPHET con la posizione degli strumenti di misura.....	17
Figura 3 Schema del circuito con i vari componenti evidenziati .....	18
Figura 4 Vista frontale del circuito sperimentale PROPHET-2 con le principali dimensioni .....	22
Figura 5 Vista frontale del circuito sperimentale PROPHET-2 con la posizione degli strumenti di misura.....	23
Figura 6 Vista 3D della nuova baionetta realizzata per la configurazione PROPHET-2 con gli elementi riscaldanti .....	25
Figura 7 Immagine del nuovo scambiatore di calore a baionetta (sinistra) e particolare del montaggio dei nuovi elementi riscaldanti (destra).....	26
Figura 8 Immagine frontale della facility PROPHET-2.....	27
Figura 9: Nodalizzazione RELAP5-3D per le facility PROPHET e PROPHET-2.....	31
Figura 10 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra).....	38
Figura 11 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, differenza di pressione p1-p2 (sinistra) e caduta di pressione $\Delta p1$ (destra) .....	38
Figura 12 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, caduta di pressione $\Delta p2$ (sinistra) e $\Delta p3$ (destra) .....	39
Figura 13 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra).....	39
Figura 14 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra).....	39
Figura 15 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra).....	40
Figura 16 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra).....	40
Figura 17 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura piscina Tpool (sinistra) e temperatura parete TA (destra) .....	40
Figura 18 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura parete TB (sinistra) e TC (destra) .....	41
Figura 19 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, ingrandimento 0-600 s temperature T1,T2,T8 (sinistra) e T2,T3,T4,T5 (destra).....	41
Figura 20 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, ingrandimento 0-600 s temperature T5,T6,T7,T8.....	42



Figura 21 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra).....	43
Figura 22 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, differenza di pressione p1-p2 (sinistra) e caduta di pressione $\Delta p1$ (destra) .....	44
Figura 23 riempimento 90%, 1.7 kW, caduta di pressione $\Delta p2$ (sinistra) e $\Delta p3$ (destra).....	44
Figura 24 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra).....	44
Figura 25 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra).....	45
Figura 26 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra).....	45
Figura 27 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra).....	45
Figura 28 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura piscina Tpool (sinistra) e temperatura parete TA (destra) .....	46
Figura 29 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura parete TB (sinistra) e TC (destra) .....	46
Figura 30 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, ingrandimento 0-600 s temperature T1,T2,T8 (sinistra) e T2,T3,T4,T5 (destra).....	47
Figura 31 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, ingrandimento 0-600 s temperature T5,T6,T7,T8.....	47
Figura 32 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra).....	49
Figura 33 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, differenza di pressione p1-p2 (sinistra) e caduta di pressione $\Delta p1$ (destra) .....	50
Figura 34 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, caduta di pressione $\Delta p2$ (sinistra) e $\Delta p3$ (destra) .....	50
Figura 35 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra).....	50
Figura 36 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra).....	51
Figura 37 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra).....	51
Figura 38 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra).....	51
Figura 39 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura piscina Tpool (sinistra) e temperatura parete TA (destra) .....	52
Figura 40 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura parete TB (sinistra) e TC (destra) .....	52
Figura 41 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra).....	55
Figura 42 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, differenza di pressione p1-p2 (sinistra) e caduta di pressione $\Delta p1$ (destra) .....	55



Figura 43 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, caduta di pressione $\Delta p_2$ (sinistra) e $\Delta p_3$ (destra) .....	55
Figura 44 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra) .....	56
Figura 45 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra) .....	56
Figura 46 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra) .....	56
Figura 47 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra) .....	57
Figura 48 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura piscina T <sub>pool</sub> (sinistra) e temperatura parete TA (destra) .....	57
Figura 49 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura parete TB (sinistra) e TC (destra) .....	57
Figura 50 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, confronto tra temperature T1,T2 e T3 e temperature di saturazione relative a p1 e p2 .....	58
Figura 51 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, pressioni assolute (sinistra) e temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione (destra) .....	63
Figura 52 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione tra 0 e 1000 s (sinistra) e temperature di parete (destra) .....	64
Figura 53 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperature elementi riscaldanti (sinistra) temperature della piscina (destra) .....	64
Figura 54 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW potenza elettrica di 4/10 elementi riscaldanti (sinistra) portata circolante (destra) .....	64
Figura 55 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, bilancio termico (sinistra) e differenza di pressione nella baionetta $\Delta p_1$ (destra) .....	65
Figura 56 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, differenza di pressione nella gamba calda $\Delta p_2$ (sinistra) e nella gamba fredda $\Delta p_3$ (destra) .....	65
Figura 57 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, pressioni assolute (sinistra) e temperature di fluido temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione (destra) .....	67
Figura 58 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, temperature di fluido temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione tra 0 e 1000 s (sinistra) e temperature di parete (destra) .....	67
Figura 59 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, temperature elementi riscaldanti (sinistra) e temperature della piscina (destra) .....	68





Figura 60 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, potenza elettrica di 4/10 elementi riscaldanti .....68

Figura 61 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, pressioni assolute (sinistra) e temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione (destra) ..... 70

Figura 62 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione tra 0 e 1000 s (sinistra) e temperature di parete (destra) ..... 70

Figura 63 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, temperature elementi riscaldanti (sinistra) e temperature della piscina (destra) ..... 71

Figura 64 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, potenza elettrica di 4/10 elementi riscaldanti (sinistra) e portata circolante (destra)..... 71

Figura 65 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, differenza di pressione nella baionetta  $\Delta p1$  (sinistra) e nella gamba fredda  $\Delta p3$  (destra) ..... 71

Figura 66 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, pressione  $p1$  (sinistra) e  $p2$  (destra) ..... 73

Figura 67 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura  $T1$  (sinistra) e  $T2$  (destra) ..... 74

Figura 68 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura  $T3$  (sinistra) e  $T4$  (destra) ..... 74

Figura 69 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura  $T5$  (sinistra) e  $T6$  (destra) ..... 74

Figura 70 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura  $T7$  (sinistra) e  $T8$  (destra) ..... 75

Figura 71 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura piscina  $TP$  (sinistra) e portata nel circuito (destra) ..... 75

Figura 72 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, potenza baionetta (sinistra) e condensatore (destra) ..... 75

Figura 73 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, potenza dispersa gamba calda (sinistra) e gamba fredda (destra)..... 76

Figura 74 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, errore relativo tra risultati sperimentali e simulazioni RELAP5-3D ..... 76

Figura 75 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, pressione  $p1$  (sinistra) e  $p2$  (destra) ..... 78



Figura 76 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra) .....	78
Figura 77 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra) .....	78
Figura 78 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra) .....	79
Figura 79 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra) .....	79
Figura 80 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura di parete TA (sinistra) e TC (destra) .....	79
Figura 81 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura della piscina TP1 (sinistra) e TP2 (destra) .....	80
Figura 82 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura della piscina TP3 (sinistra) e portata nel circuito (destra) .....	80
Figura 83 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, potenza della baionetta (sinistra) e del condensatore (destra).....	80
Figura 84 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, potenza della gamba calda (sinistra) e fredda (destra).....	81
Figura 85 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, caduta di pressione nella baionetta $\Delta p_1$ (sinistra) e gamba calda $\Delta p_2$ (destra) .....	81
Figura 86 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, caduta di pressione nella gamba fredda $\Delta p_3$ (sinistra) e livello d’acqua nel mantello del condensatore (destra) .....	81
Figura 87 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, errore relativo tra risultati sperimentali e simulazioni RELAP5-3D .....	82
Figura 88 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra) .....	83
Figura 89 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra) .....	83
Figura 90 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra) .....	84



Figura 91 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra) .....	84
Figura 92 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra) .....	84
Figura 93 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura di parete TA (sinistra) e TC (destra) .....	85
Figura 94 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura della piscina TP1 (sinistra) e TP2 (destra) .....	85
Figura 95 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura della piscina TP3 (sinistra) e livello d’acqua nel mantello del condensatore (destra)...	85
Figura 96 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, caduta di pressione nella baionetta $\Delta p_1$ (sinistra) e gamba calda $\Delta p_3$ (destra) .....	86
Figura 97 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, errore relativo tra risultati sperimentali e simulazioni RELAP5-3D .....	86
Figura 98 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra) .....	87
Figura 99 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra) .....	87
Figura 100 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra) .....	88
Figura 101 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra) .....	88
Figura 102 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra) .....	88
Figura 103 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura di parete TA (sinistra) e TC (destra) .....	89
Figura 104 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura della piscina TP1 (sinistra) e TP2 (destra) .....	89
Figura 105 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura della piscina TP3 (sinistra) e portata nel circuito (destra) .....	89
Figura 106 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, caduta di pressione nella baionetta $\Delta p_1$ (sinistra) e gamba calda $\Delta p_3$ (destra) .....	90



Figura 107 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, livello d’acqua nel mantello del condensatore .....	90
Figura 108 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, errore relativo tra risultati sperimentali e simulazioni RELAP5-3D .....	91
Figura 109 Schema del sistema passivo di rimozione del calore [15] .....	97
Figura 110 Nodalizzazione RELAP5 della facility HERO2 [17] .....	102
Figura 111 HERO-2, confronto tra risultati sperimentali e RELAP5-3D: pressione nel collettore del vapore.....	106
Figura 112 HERO-2, confronto tra risultati sperimentali e RELAP5-3D: portata per singola baionetta.....	107
Figura 113 HERO-2, confronto tra risultati sperimentali e RELAP5-3D: titolo nel collettore del vapore.....	108
Figura 114 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: pressione nel collettore di vapore. ....	109
Figura 115 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: portata in massa nell’orifizio all’ingresso del tubo a baionetta. ....	110
Figura 116 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: titolo nella camera di vapore.....	111
Figura 117 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: numero di sottoraffreddamento.....	112
Figura 118 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: numero di cambiamento di fase. ....	114
Figura 119 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: numero di Froude.....	115
Figura 120 Curva taratura trasduttore SN 7830487 .....	119
Figura 121 Curva taratura trasduttore SN 169662/10-475.....	119
Figura 122 Curva taratura trasduttore SN 8262613 .....	120
Figura 123 Curva taratura trasduttore SN 7830486 .....	120
Figura 124 Curva taratura trasduttore SN 8936657 .....	121
Figura 125 Curva taratura trasduttore SN M5Q0030.....	121
Figura 126 Curva taratura trasduttore SN AAH1517F .....	122
Figura 127 Curva taratura trasduttore SN 479149 .....	122
Figura 128 Disegno assieme sezione con diaframma .....	123
Figura 129 Dettaglio diaframma con vista in sezione.....	124
Figura 130 Curva di taratura diaframma .....	124
Figura 131 Nodalizzazione RELAP5-3D.....	141
Figura 132 Portata in massa, transitorio iniziale .....	143



---

Figura 133 Portata in massa .....	143
Figura 134 Potenza erogata alla singola baionetta, transitorio iniziale.....	144
Figura 135 Potenza erogata alla singola baionetta .....	144
Figura 136 Potenza scambiata lato Isolation Condenser.....	145
Figura 137 Temperatura dell'acqua in fase liquida all'interno della piscina di condensazione ..	145
Figura 138 Generazione di vapore nel tratto di risalita della baionetta .....	146
Figura 139 Generazione del vapore nel tratto di risalita della baionetta, transitorio iniziale.....	146
Figura 140 Pressione assoluta del sistema .....	147
Figura 141 Andamento temperature all'ingresso della baionetta .....	147
Figura 142 Andamento temperature all'uscita della baionetta .....	148
Figura 143 Andamento temperature all'ingresso dell'IC .....	148
Figura 144 Andamento temperature all'uscita dell'IC .....	149





## Indice delle tabelle

Tabella 1: Dimensioni geometriche dei componenti della facility PROPHET, PROPHET-2 e variazioni.....	19
Tabella 4 Caratteristica e riferimento degli strumenti di misura configurazione PROPHET .....	20
Tabella 5 Caratteristica e riferimento degli strumenti di misura configurazione PROPHET-2....	24
Tabella 6 Volume sistema PROPHET e PROPHET-2 .....	25
Tabella 7: Corrispondenza tra i componenti del modello RELAP e il circuito sperimentale .....	32
Tabella 8 Corrispondenza tra misure sperimentali e simulazioni configurazione PROPHET .....	33
Tabella 9 Corrispondenza tra misure sperimentali e simulazioni configurazione PROPHET-2..	34
Tabella 10 Elenco prove svolte nella configurazione PROPHET.....	35
Tabella 11 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, punti caratteristici trend temperature .....	36
Tabella 12 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, finestre temporali e fenomeni principali .....	37
Tabella 13 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, punti caratteristici trend temperature .....	42
Tabella 14 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, finestre temporali e fenomeni principali .....	43
Tabella 15 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, punti caratteristici trend temperature .....	48
Tabella 16 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, finestre temporali e fenomeni principali .....	48
Tabella 17 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, punti caratteristici trend temperature .....	53
Tabella 18 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, finestre temporali e fenomeni principali .....	53
Tabella 19 Elenco prove svolte nella configurazione PROPHET-2 .....	59
Tabella 20 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, punti caratteristici trend temperature ....	62
Tabella 21 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, finestre temporali e fenomeni principali .....	62
Tabella 22 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, punti caratteristici trend temperature .....	66
Tabella 23 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, finestre temporali e fenomeni principali..	66
Tabella 24 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, punti caratteristici trend temperature .....	69
Tabella 25 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, finestre temporali e fenomeni principali..	69
Tabella 26 Alcuni gruppi adimensionati spesso usati nel processo di scalatura.....	93
Tabella 27 Rapporti tra parametri nel sistema modello e prototipo.....	99
Tabella 28 Rapporti utilizzati nel processo di scalatura (lunghezze $l_R$ , sezioni di passaggio $a_R$ , volumi $v_R$ e diametri idraulici $d_R$ ) .....	104
Tabella 29 Volumi nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET .....	125



---

Tabella 30 Giunzioni nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET .....	127
Tabella 31 Strutture termiche nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET .....	128
Tabella 32 Volumi nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET-2.....	130
Tabella 33 Giunzioni nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET-2.....	132
Tabella 34 Strutture termiche nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET-2.....	133



## Premessa

*L'attività svolta nel PAR-2015 (ottobre 2015 – settembre 2016) ha permesso di realizzare presso il Dipartimento Energia del Politecnico di Torino il circuito di prova per lo studio della circolazione naturale (documento ADPFISS-LP1-074, CIRTEN-POLITO RL 1573/2016). Nell'ambito del PAR-2016 (ottobre 2016-settembre 2017) il circuito di prova è stato utilizzato per studiare la circolazione naturale in presenza o meno di incondensabili (aria). Il codice RELAP5-3D è stato utilizzato per simulare il comportamento del sistema.*

*L'utilizzo di RELAP5-3D insieme all'analisi delle problematiche di scaling ha permesso di osservare l'importanza di un approccio dedicato, e non generale, ai casi specifici nella scalatura di sistemi complessi. L'attività sperimentale è stata fondamentale per la caratterizzazione del peso dei processi rilevanti ai fini della circolazione naturale (sorgenti, pozzi di calore, capacità termiche, dispersioni termiche, etc.), per stabilire la necessità di simulazioni 1D, 2D o 3D e per porre le basi per l'analisi di scalatura.*

*L'attività PAR-2017 (ottobre 2017 – settembre 2018) è stata finalizzata all'analisi di scalatura iniziata nel PAR-2016 con particolare attenzione ai sistemi operanti in circolazione naturale. Il codice RELAP5-3D è stato utilizzato per verificare la correttezza del processo di scalatura e quantificarne eventuali distorsioni. Considerando le specifiche tecniche del sistema di rimozione passiva del calore DHR-2 del progetto LEADER di Ansaldo Nucleare (impianto prototipo) e l'impianto PROPHET (impianto modello) sono state effettuate delle simulazioni con confronti tra i due modelli al fine di caratterizzare le risposte transitorie e le relative distorsioni e differenze. Alcune considerazioni e risultati sono riportati nell'Appendice D. Un'analisi più dettagliata è riportata nella tesi di laurea magistrale “Thermal-Fluid Dynamic Similarities in Passive Heat Removal Systems for Gen IV Nuclear Reactors” discussa da Andrea Stefano presso il Politecnico di Torino.*

*Inoltre, il processo di scalatura è stato applicato nell'analisi del circuito a circolazione naturale HERO-2, con riferimento al sistema DHR-1 del progetto ALFRED di Ansaldo Nucleare, disponibile presso SIET.*

*Il circuito sperimentale PROPHET, realizzato presso POLITO, è stato modificato innalzando la potenza massima (da 1.7 kW a 7.5 kW circa) realizzando una nuova sezione di prova, per permettere il raggiungimento di temperature e pressioni più elevate in modo da allargare la matrice sperimentale. Inoltre è stato introdotto un dispositivo a strozzamento per la misura della*



*portata circolante. La modifica ha permesso di analizzare l'operatività del circuito in diverse condizioni di funzionamento.*

*I risultati sperimentali ottenuti hanno permesso di caratterizzare, in un processo di start-up da freddo, le fasi caratteristiche dei transitori di pressione e temperatura connessi alla rimozione passiva del calore in funzione dell'inventario di massa presente nel circuito e del livello nel condensatore (pozzo termico).*

*Le simulazioni con il codice RELAP5-3D hanno permesso di mettere in evidenza l'importanza della calibrazione del modello in termini di perdite di carico continue e localizzate, della ricostruzione dei transitori e della stima delle grandezze non direttamente misurabili (portate, titoli, potenze trasferite e trasportate, promotore di circolazione, etc.).*

*L'attività svolta si ritiene metodologicamente promettente ai fini della valutazione della funzionalità dei sistemi di rimozione passiva da impiegare nell'impiantistica nucleare e non.*



## Introduzione

L'energia nucleare è una fonte importante in numerose nazioni industrializzate con elevati consumi elettrici pro capite e popolazione numerosa. Nonostante l'elevato livello di sicurezza ed affidabilità raggiunto da questa tecnologia numerose ricerche vengono condotte globalmente per migliorare i reattori in operazione e per progettare reattori sempre più avanzati, sicuri ed economici. In particolare grande attenzione è attualmente concentrata sui reattori di 4<sup>a</sup> generazione [1] e Small Modular Reactors (SMR) [2].

Molti sforzi sono rivolti all'implementazione di sistemi passivi che dovrebbero garantire un maggiore livello di sicurezza anche nelle situazioni incidentali più critiche come ad esempio la perdita di alimentazione elettrica ai sistemi di sicurezza [3][4].

Nelle precedenti annualità PAR, presso il Dipartimento Energia del Politecnico di Torino è stata realizzata una facility sperimentale denominata PROPHET (PROTOTYPE Passive Heat Exchanger sysTEM) per studiare la rimozione del calore in circolazione naturale, con uno scambiatore di calore a baionetta sulla cui superficie esterna sono installate delle fasce riscaldanti [5]. Tale circuito sperimentale è stato operato in circolazione naturale monofase e bifase e sono state svolte simulazioni numeriche con il codice best estimate RELAP5-3D.

Nella presente annualità PAR il circuito è stato modificato passando alla configurazione denominata PROPHET-2, sostituendo la sezione di prova e installando nuovi elementi riscaldanti. Altre modifiche minori sono state eseguite per migliorare ed aumentare la quantità dei punti di misura.

Parallelamente è stata completata l'analisi di letteratura relativa alla scalatura con applicazione a sistemi per impianti nucleari. L'analisi di scalatura è stata applicata all'impianto HERO-2 presso SIET e dopo un'analisi approfondita dell'impianto e delle condizioni operative è stata selezionata la metodologia power-to-volume tra le varie disponibili. L'impianto è stato scalato in grande (scaling up) considerando come riferimento il sistema DHR1 del reattore a piombo liquido ALFRED [6].



## 1 Descrizione del circuito sperimentale PROPHET e PROPHET-2

Il circuito sperimentale PROPHET (PROtotype Passive Heat Exchanger sysTEM) è stato ampiamente descritto nei due rapporti PAR precedenti [7][8]; in questo capitolo verranno presentate le modifiche principali apportate durante l'annualità PAR 2017 per aumentare la potenza elettrica, sostituendo contestualmente la sezione di prova ed inserendo un dispositivo a strozzamento per la misura della portata. Il circuito nella nuova configurazione è denominato PROPHET-2. In Figura 1 è presentato lo schema del circuito PROPHET con le dimensioni principali dei vari componenti e in Figura 2 la posizione della strumentazione di misura quotata rispetto al lato superiore del fondo del condensatore. Il circuito è principalmente composto da 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 che sono evidenziati in Figura 3.

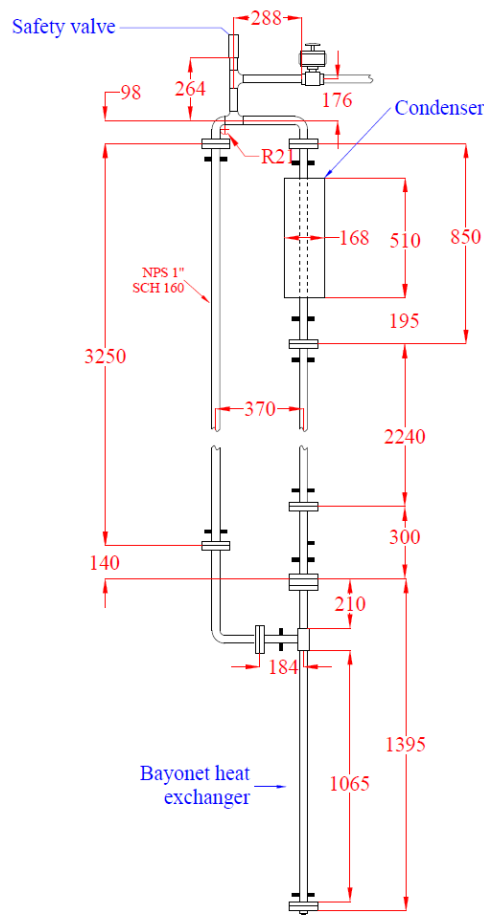


Figura 1 Vista frontale del circuito sperimentale PROPHET con le principali dimensioni

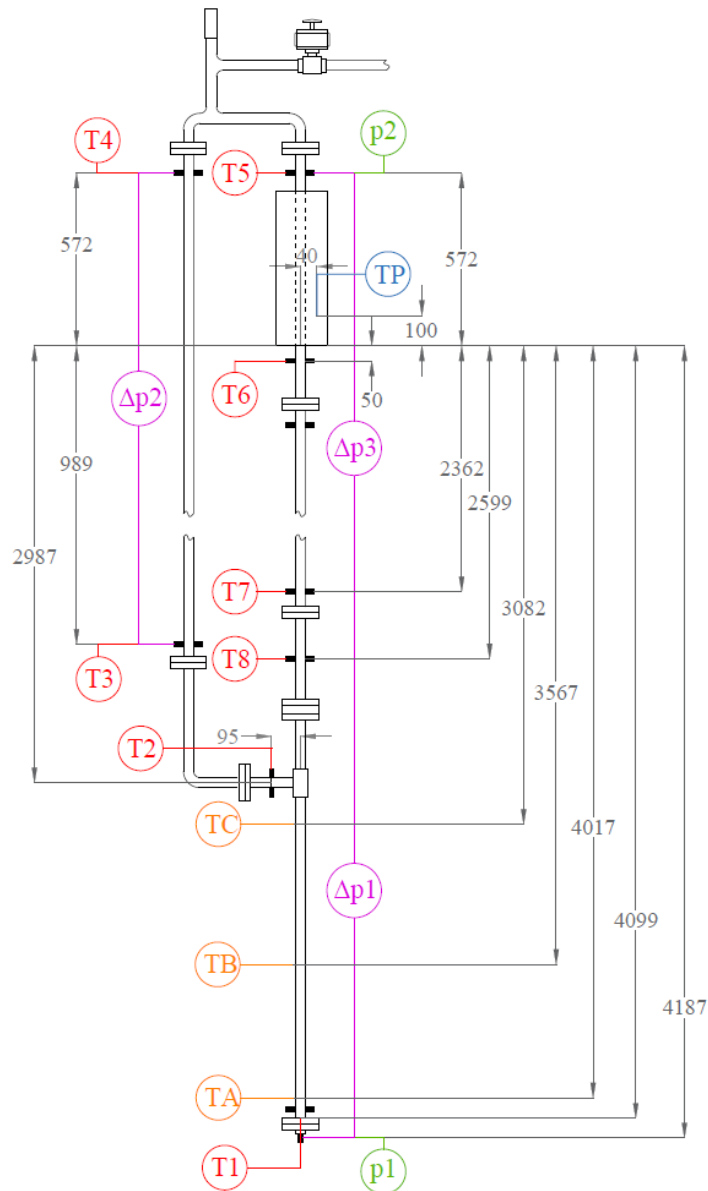


Figura 2: Vista frontale del circuito sperimentale PROPHEET con la posizione degli strumenti di misura

Rispetto alla configurazione presentata nel precedente rapporto PAR [8], la gamba calda e il volume morto superiore (Figura 3) sono state isolate con lana di roccia dello spessore di 3 cm.

La sorgente termica è costituita da una fascia riscaldante avvolta sulla parete esterna della baionetta su una lunghezza di 1.065 m. In particolare si tratta di due nastri flessibili elettricamente isolati modello STH052-100 prodotti dalla ditta Omega. La larghezza del nastro è di 0.5 inch (12.7 mm) e lunghezza 10 ft (3.04 m). Il nastro ha una superficie pari a 0.039 m<sup>2</sup> e una potenza nominale di 783 W a 240 Volt. Il nastro consente di lavorare sino alla temperatura massima di 760 °C. Sono

state avvolte due resistenze alimentate a 220 volt e si è misurata una potenza totale di alimentazione di circa 1.7 kW.

In Tabella 1 si riportano, per ogni componente del circuito le dimensioni caratteristiche (diametri, lunghezza, volume) con riferimento alle sezioni evidenziate in Figura 3.

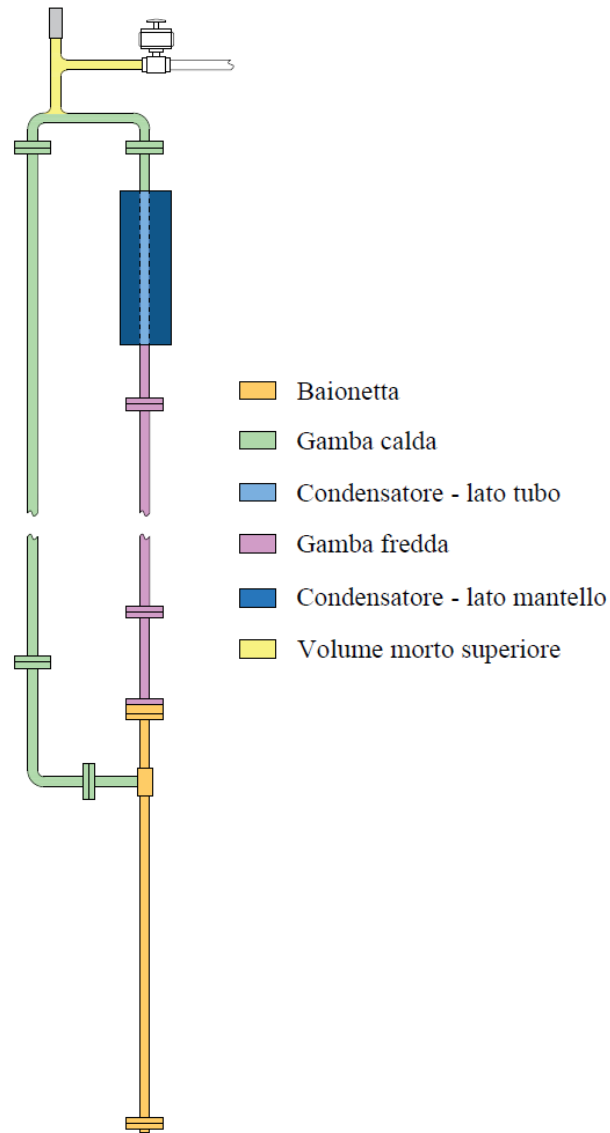


Figura 3 Schema del circuito con i vari componenti evidenziati



Tabella 1: Dimensioni geometriche dei componenti della facility PROPHET, PROPHET-2 e variazioni

	<b>Grandezza</b>	<b>PROPHET</b>	<b>PROPHET-2</b>	<b>Δ [%]</b>
<b>Scambiatore a baionetta</b>	Altezza totale [m]	1.375	1.328	-3.42%
	Altezza riscaldata [m]	1.0165	1.155	13.63%
	Diametro interno downcomer [mm]	8	8	0%
	Diametro esterno downcomer [mm]	10	10	0%
	Diametro interno tubo baionetta [mm]	20.7	20.7	0%
	Diametro esterno tubo baionetta [mm]	33.4	33.4	0%
	Volume downcomer [m <sup>3</sup> ]	6.84E-05	6.60E-05	-3.51%
	Volume anulo [m <sup>3</sup> ]	3.43E-04	3.31E-04	-3.50%
	Volume camera d'inversione [m <sup>3</sup> ]	4.81E-06	5.05E-06	4.99%
	Volume totale [m <sup>3</sup> ]	4.17E-04	4.02E-04	-3.60%
<b>Condensatore</b>	Altezza totale [m]	0.51	0.51	0%
	Diametro interno tubo [mm]	20.7	20.7	0%
	Diametro esterno tubo [mm]	33.4	33.4	0%
	Diametro interno condensatore [mm]	164	164	0%
	Volume lato tubo [m <sup>3</sup> ]	1.68E-04	1.68E-04	0%
	Volume lato mantello [m <sup>3</sup> ]	9.62E-03	9.62E-03	0%
<b>Gamba calda</b>	Lunghezza totale [m]	4.543	4.55	0.15%
	Elevazione netta [m]	3.467	3.342	-3.61%
	Diametro interno tubo [mm]	20.7	20.7	0%
	Volume totale [m <sup>3</sup> ]	1.53E-03	1.53E-03	0.13%
<b>Gamba fredda</b>	Lunghezza totale [m]	2.540	2.540	0%
	Elevazione netta [m]	2.54	2.54	0%
	Diametro interno tubo [mm]	20.7	20.7	0%
	Volume totale [m <sup>3</sup> ]	8.55E-04	8.55E-04	0%
<b>Volume morto superiore</b>	Lunghezza totale [m]	0.552	0.552	0%
	Diametro interno tubo [mm]	20.7	20.7	0%
	Volume totale [m <sup>3</sup> ]	1.86E-04	1.86E-04	0%
<b>Sistema completo</b>	Altezza totale [m]	5.127	5.102	-0.49%
	Volume totale [dm <sup>3</sup> ]	3.237	3.227	-0.31%



Sono presenti otto punti di misura della temperatura del fluido all'interno del loop ed uno nel mantello del condensatore, tre punti di misura della temperatura di parete esterna della baionetta, due punti di misura della pressione assoluta e tre misure di pressione differenziale. In Tabella 2 è riportata la tipologia degli strumenti utilizzati, in Appendice A le curve di taratura degli strumenti. Le misure sono acquisite attraverso un apposito programma LabVIEW con un sistema di acquisizione National Instruments composto dalle periferiche NI-9213 per le termocoppie, NI-9203 per le misure in corrente e NI USB-6218 per le misure in tensione.

Tabella 2 Caratteristica e riferimento degli strumenti di misura configurazione PROPHET

Parametro	Strumento	Range	Numero seriale
Temperature di fluido T1-T8	Termocoppie K	-200 °C ÷ 1260 °C	-
Temperatura piscina TP1	Termocoppie K	-200 °C ÷ 1260 °C	-
Temperature parete TA, TB e TC	Termocoppie K	-200 °C ÷ 1260 °C	-
Pressione p1	Trasduttore Pressione Assoluta (Rosemount DP7E12)	0 ÷ 10.3 bar	7830487
Pressione p2	Trasduttore Pressione Assoluta (Baumer E613)	0 ÷ 10.0 bar	169662/10-475
Pressione differenziale $\Delta p_1$	Trasduttore Pressione Differenziale (Rosemount 3051 CD1A22A1AM5Q4)	-62.5 ÷ 62.5 mbar	8262613 - 10/06
Pressione differenziale $\Delta p_2$	Trasduttore Pressione Differenziale (Rosemount 3051 CD2A22A1AB4Q4)	-40 ÷ 40 mbar	7830486 - 11/03
Pressione differenziale $\Delta p_3$	Trasduttore Pressione Differenziale (Rosemount 1151 DP3E22)	0 ÷ 35 mbar	8936657

Nella presente annualità PAR il circuito PROPHET è stato modificato per permettere l'applicazione di una potenza elettrica superiore (da 1.7 kW<sub>e</sub> a circa 7.5 kW<sub>e</sub>). Contestualmente è stata sostituita la sezione di prova per consentire l'installazione dei nuovi elementi riscaldanti e sono state compiute alcune modifiche e migliorie; di seguito è presentato l'elenco delle modifiche tra il circuito PROPHET e la nuova configurazione PROPHET-2:



- Sostituzione delle due fasce riscaldanti con dieci elementi riscaldanti ROLLMAX dritti di sezione rettangolare (4.2x2.2 mm) da 750 W<sub>e</sub> circa ciascuno;
- Sostituzione dello scambiatore a baionetta per permettere l’installazione dei nuovi elementi e contestuale eliminazione della coppia di flange all’uscita dello scambiatore e nella zona di inversione per ridurre le capacità termiche localizzate del sistema;
- Installazione di un dispositivo a strozzamento (orifizio) per la misura della portata all’ingresso dello scambiatore a baionetta. Lo strumento è stato completamente progettato, realizzato e calibrato presso il Politecnico di Torino. I disegni costruttivi e la curva di taratura sono riportati in Appendice A;
- Aggiunta di misure di pressione differenziale sull’orifizio e sulla sezione di tubo che lo contiene per valutare cadute di pressione reversibili ed irreversibili;
- Modifica dei punti di misura della pressione differenziale  $\Delta p_1$  (ora tra ingresso ed uscita baionetta);
- Modifica dei punti di misura della pressione differenziale  $\Delta p_3$  (ora tra uscita condensatore ed ingresso baionetta, gamba fredda);
- Sostituzione della valvola di sicurezza per raggiungere pressioni più elevate (taratura a 20 bar);
- Modifica del sistema di riempimento e svuotamento del circuito per ridurre i volumi morti;
- Aggiunta di tre termocoppie nel lato mantello del condensatore (piscina) poste ad altezze differenti per valutare la stratificazione termica (5, 25 e 40 cm dal fondo della piscina);
- Sostituzione dei trasduttori di pressione assoluta per permettere la misura delle nuove pressioni di funzionamento.
- Aggiunta trasduttore di pressione relativa per la misura del livello di acqua nel mantello del condensatore.
- Collegamento del condensatore lato mantello con una vasca secondaria per mantenere un livello pressoché costante durante lo svolgimento della prova.

In Figura 4 è presentato lo schema del circuito PROPHET-2 con le dimensioni principali dei vari componenti e in Figura 5 la posizione della strumentazione di misura quotata rispetto al lato superiore del fondo del condensatore. La nuova strumentazione di misura è riportata in Tabella 3 e le curve di taratura sono riportate in Appendice A. In Figura 6 è presentata una vista 3D della nuova baionetta realizzata per la configurazione PROPHET-2 in cui sono anche visibili gli elementi

riscaldanti posizionati longitudinalmente; la nuova lunghezza riscaldata è pari a 1.13 m. In Tabella 1 sono riportate alcune dimensioni caratteristiche della nuova configurazione con le variazioni rispetto a quella precedente.

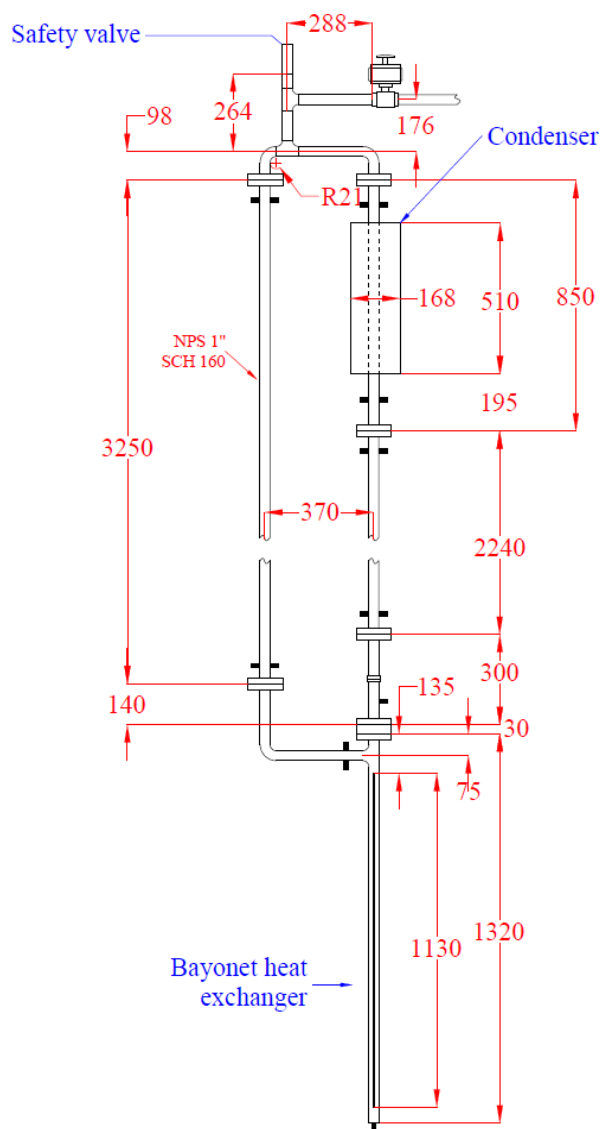


Figura 4 Vista frontale del circuito sperimentale PROPHEX-2 con le principali dimensioni



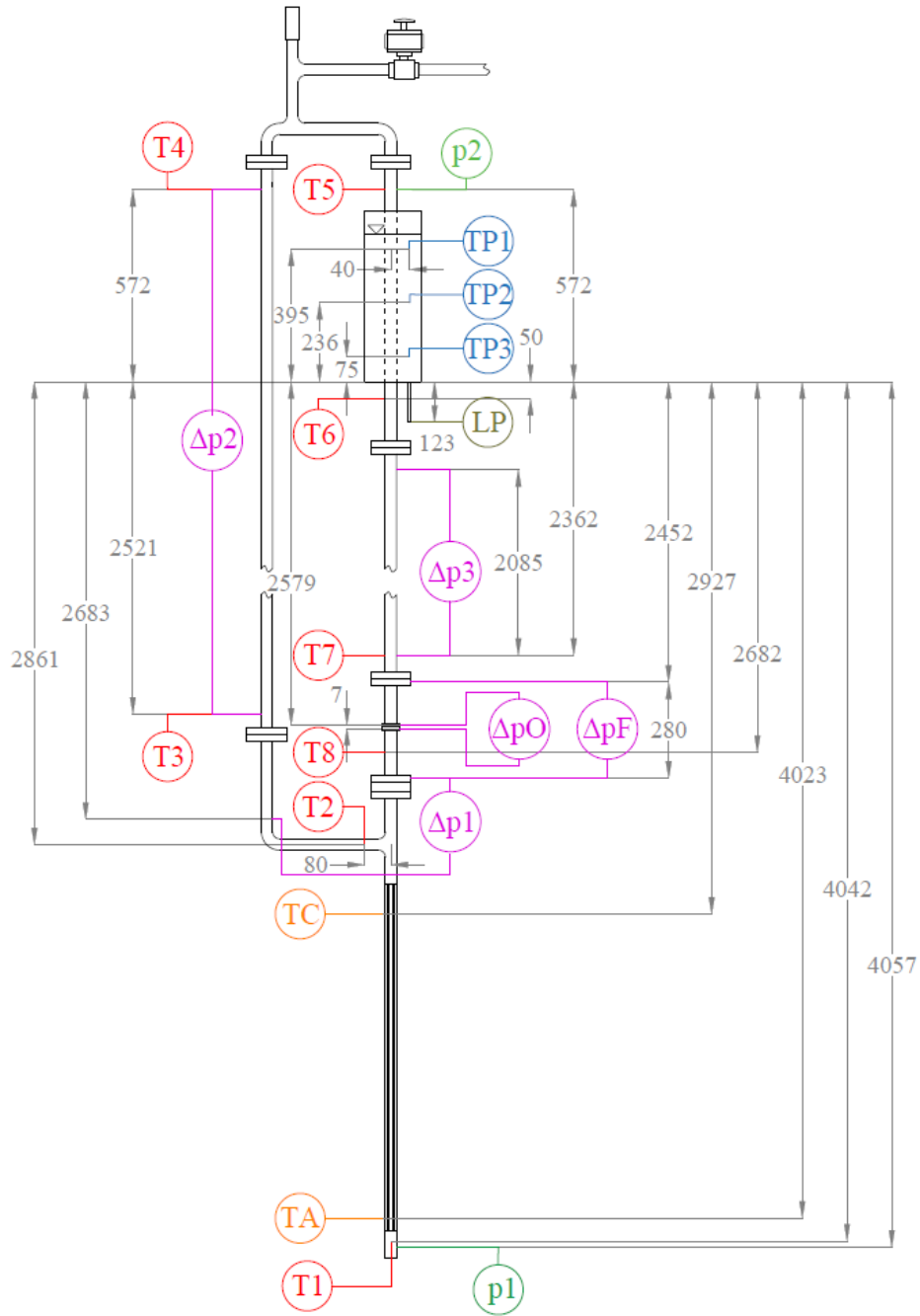


Figura 5 Vista frontale del circuito sperimentale PROPHEX-2 con la posizione degli strumenti di misura



Tabella 3 Caratteristica e riferimento degli strumenti di misura configurazione PROPHET-2

Parametro	Strumento	Range	Numero seriale
Temperature di fluido T1-T8	Termocoppie K	-200 °C ÷ 1260 °C	-
Temperatura piscina TP1, TP2 e TP3	Termocoppie K	-200 °C ÷ 1260 °C	-
Temperature parete TA e TC	Termocoppie K	-200 °C ÷ 1260 °C	-
Pressione p1	Trasduttore Pressione Relativa (JUMO 404366/000-464-405-504-20-61/100)	0 ÷ 100 barg	023260840101712
Pressione p2	Trasduttore Pressione Relativa (JUMO 404366/000-464-405-504-20-61/100)	0 ÷ 100 barg	024084690101741
Pressione differenziale $\Delta p_1$	Trasduttore Pressione Differenziale (Rosemount 3051 CD1A22A1AM5Q4)	-62.5 ÷ 62.5 mbar	8262613 - 10/06
Pressione differenziale $\Delta p_2$	Trasduttore Pressione Differenziale (Rosemount 3051 CD2A22A1AB4Q4)	-40 ÷ 40 mbar	7830486 - 11/03
Pressione differenziale $\Delta p_3$	Trasduttore Pressione Differenziale (Rosemount 1151 DP3E22)	0 ÷ 35 mbar	8936657
Pressione differenziale $\Delta p_O$	Trasduttore Pressione Differenziale (Endress Hauser PMD130)	-50 ÷ 50 mbar	M5Q0030
Pressione differenziale $\Delta p_F$	Trasduttore Pressione Differenziale (Honeywell STD924R-A10-00-00-B07P)	0 ÷ 200 mbar	0051 10523333009
Livello acqua lato mantello condensatore LP	Trasduttore Pressione Relativa (RS PRO 828-5732)	0 ÷ 750 mbar	479149

In Tabella 4 sono riportati i valori dei volumi (totali e comprimibili) nelle due configurazioni e la variazione percentuale. In Figura 7 è mostrata una foto del nuovo scambiatore di calore a baionetta ed il particolare del montaggio dei nuovi elementi riscaldanti. In Figura 8 è riportata un'immagine del circuito sperimentale nella configurazione più recente.

Tabella 4 Volume sistema PROPHET e PROPHET-2

	PROPHET	PROPHET-2	$\Delta$ [%]
Volume totale [dm <sup>3</sup> ]	3.237	3.227	-0.31%
Volume massimo riempimento [dm <sup>3</sup> ]	3.022	3.048	+0.86%
Grado di riempimento [%]	93.36%	94.45%	+1.17%
Minimo Volume Aria [dm <sup>3</sup> ]	0.215	0.179	-16.74%

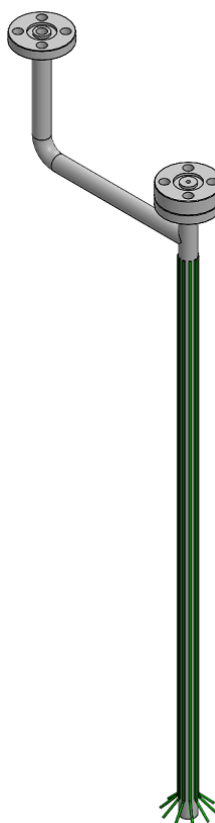


Figura 6 Vista 3D della nuova baionetta realizzata per la configurazione PROPHET-2 con gli elementi riscaldanti

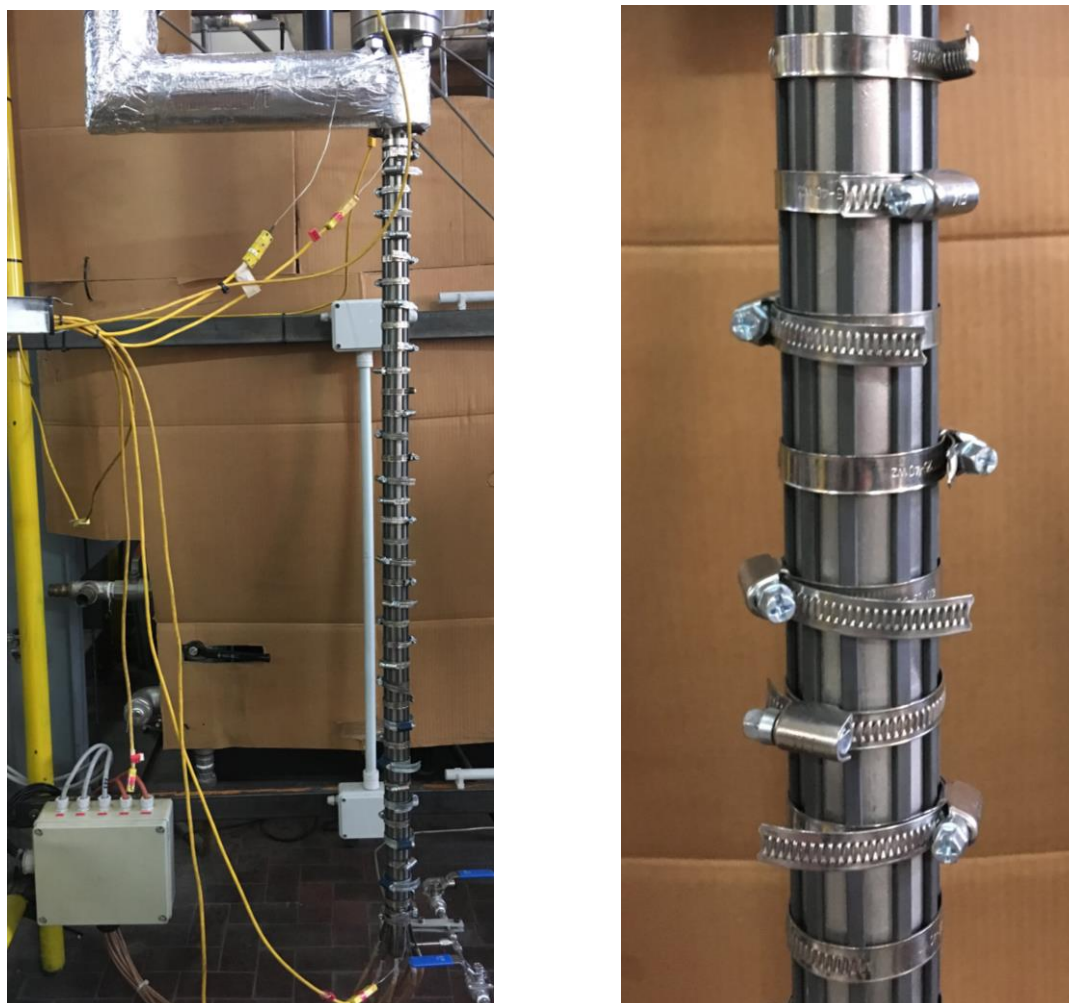


Figura 7 Immagine del nuovo scambiatore di calore a baionetta (sinistra) e particolare del montaggio dei nuovi elementi riscaldanti (destra)



Figura 8 Immagine frontale della facility PROPHET-2



## 2 Procedura di prova e metodologia per l'analisi dei risultati

In entrambe le configurazioni del circuito, le prove realizzate consistono nello studio della circolazione naturale partendo con l'impianto in condizioni “fredde” e con una massa definita di acqua all'interno. Successivamente si applica una potenza elettrica stabilita agli elementi riscaldanti per un tempo sufficientemente lungo per raggiungere lo stato stazionario o condizioni per le quali la prova viene interrotta per preservare il circuito sperimentale (in particolare in caso di pressione troppo elevata).

L'analisi dei risultati sperimentali ai fini della loro congruenza consiste nell'identificazione delle finestre temporali in cui si può dividere il transitorio (tempi caratteristici) e nella caratterizzazione dei fenomeni predominanti in ogni finestra. In particolare, per come sono realizzate le prove, si possono identificare quattro macro finestre:

- 1) Fase iniziale (0 – 60 s circa) in cui la potenza applicata è nulla. In questa fase si possono quindi valutare le condizioni iniziali dell'impianto, analizzando le diverse grandezze in termini di valore medio, deviazione standard, massimo e minimo. Si possono quindi valutare oltre alle condizioni iniziali anche le incertezze di misura.
- 2) Fase di riscaldamento ed innesco della circolazione, in cui a seguito del riscaldamento delle resistenze elettriche (accese dopo circa 60 s) le temperature del fluido iniziano a crescere e si attiva la circolazione all'interno del circuito. In questa fase l'energia accumulata nelle strutture solide è particolarmente significativa.
- 3) Fase di circolazione non completamente sviluppata in cui le temperature di fluido continuano a crescere così come le temperature delle strutture solide e la portata circolante anche se con ratei inferiori rispetto alla seconda fase. I tempi caratteristici di questa fase sono strettamente dipendenti dalle condizioni di prova (potenza applicata, riempimento, etc.).
- 4) Fase di circolazione semi-stazionaria in cui le grandezze hanno oscillazioni contenute nell'intorno di un valore medio pressoché costante. È quindi possibile considerando un intervallo sufficientemente lungo (es. ultimi 600 s) valutare anche in questa fase medie, deviazioni standard, massimi e minimi. Anche per questa fase i tempi sono strettamente dipendenti dalle condizioni di prova (potenza applicata, riempimento, etc.).



In generale, la metodologia di preparazione ed analisi delle prove sperimentali si può quindi riassumere così:

1. Definizione della matrice sperimentale per investigare l’influenza dell’inventario d’acqua interno al circuito, del livello nel mantello del condensatore e della potenza fornita;
2. svolgimento della singola prova;
3. analisi della singola prova sperimentale:
  - a. Individuazione delle fasi caratteristiche e delle finestre temporali;
  - b. Individuazione dei fenomeni caratteristici per ogni finestra;
  - c. Analisi di congruenza delle grandezze misurate e derivate con i modelli teorici a disposizione (per cadute di pressione, perdite termiche, potenze scambiate, etc.)
4. ripetizione della prova sperimentale per valutarne la ripetibilità;
5. confronto tra prove simili;
6. svolgimento di simulazioni di post-test;
7. confronto tra risultati sperimentali e simulazioni;
8. analisi qualitativa dell’accuratezza delle simulazioni numeriche;
9. analisi quantitativa dell’accuratezza delle simulazioni numeriche;
10. valutazione della capacità del codice di prevedere i fenomeni e le grandezze di interesse;
11. estrapolazione dei risultati ottenuti ed eventuale modifica del sistema o di componenti nel caso i risultati lo richiedano e gli obiettivi iniziali non siano soddisfatti.





### 3 Modello RELAP5-3D

Il circuito sperimentale è stato simulato con il codice termoidraulico RELAP5-3D, versione 4.3.4 sviluppata da Idaho National Laboratory. Il fluido presente nel circuito è stato modellizzato utilizzando componenti idrodinamici (*Hydrodynamic components*) mentre le strutture solide sono rappresentate dalle strutture termiche (*Heat structures*). In Figura 9 è riportata l'ultima nodalizzazione sviluppata per la facility PROPHET e PROPHET-2.

È stata utilizzata la tecnica “slicing nodalization” per ottenere i baricentri dei volumi alle stesse quote nei due rami del circuito (caldo e freddo) ed evitare oscillazioni di pressione non reali dovuti a diversi contributi gravitazionali.

Rispetto alla nodalizzazione utilizzata per le vecchie campagne sperimentali [8] sono state apportate alcune modifiche:

- La piscina è stata schematizzata con 3 componenti pipe in parallelo collegati tramite multiple junctions al fine di ottenere un campo di temperatura più simile alla realtà e simulare l'eventuale ricircolazione di fluido nel mantello del condensatore.
- Sono state aggiunte strutture termiche in corrispondenza delle flange in modo da avere una schematizzazione delle strutture solide più fedele alla realtà in termini di capacità termiche concentrate.

Le uniche differenze tra la geometria adottata per PROPHET e PROPHET-2 sono:

- le dimensioni dello scambiatore a baionetta utilizzato; nella configurazione PROPHET-2 la superficie esterna di scambio termico è pari a  $0.125 \text{ m}^2$ ;
- il volume totale del sistema.
- Il set-point della valvola di sicurezza, 7 bar per PROPHET e 20 bar per PROPHET-2, coerentemente con l'impianto sperimentale.

In Tabella 5 è riportata la corrispondenza tra gli elementi del modello utilizzato in RELAP5-3D e le varie parti del circuito sperimentale. In Tabella 6 e Tabella 7 è riportata la corrispondenza tra i punti di misura sperimentali ed il modello RELAP5-3D rispettivamente per la configurazione PROPHET e PROPHET-2. In Appendice B sono riportati nel dettaglio i dati di input di tutti i componenti utilizzati nella nodalizzazione.

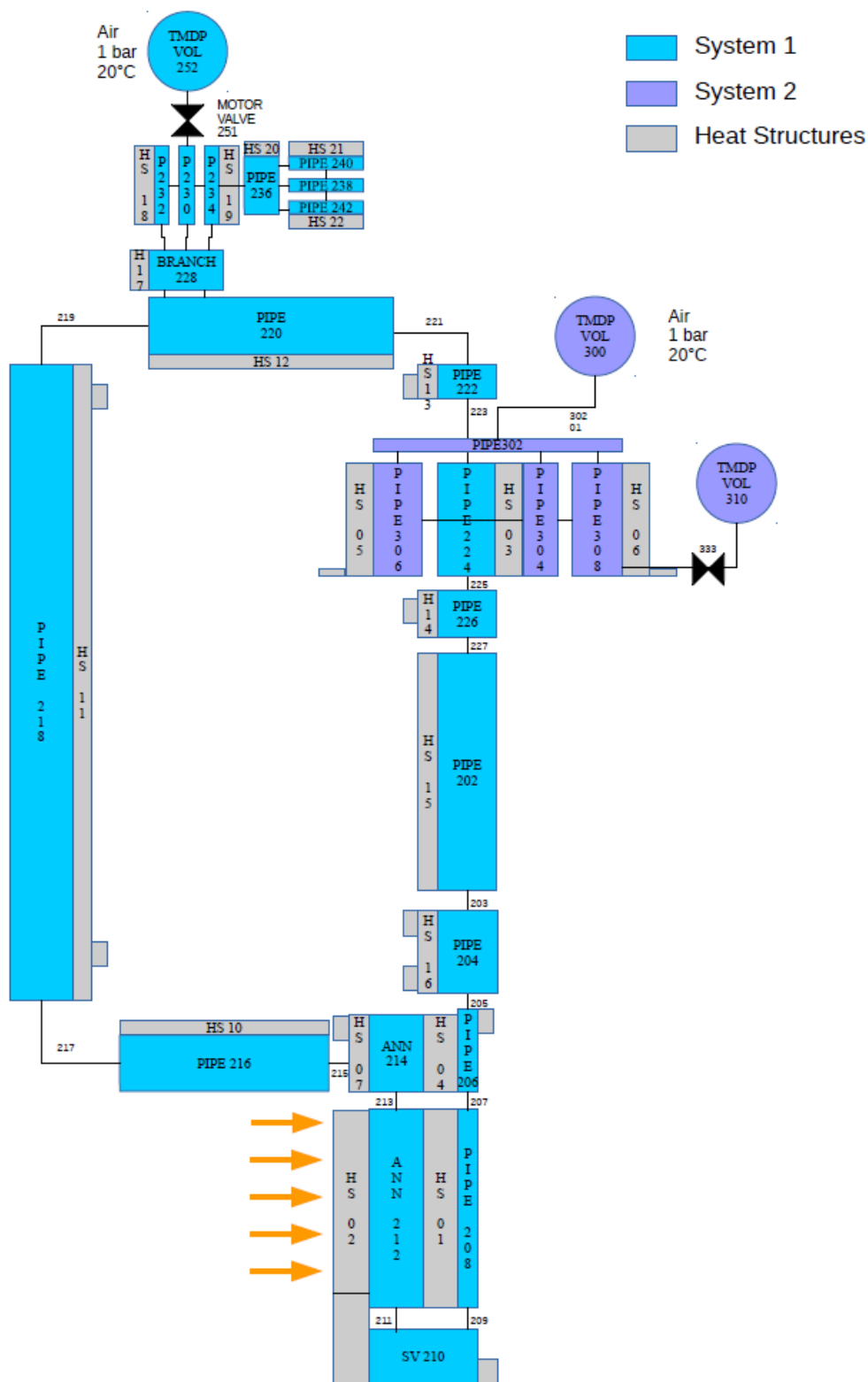


Figura 9: Nodalizzazione RELAP5-3D per le facility PROPHET e PROPHET-2



Tabella 5: Corrispondenza tra i componenti del modello RELAP e il circuito sperimentale

<b>Componente</b>	<b>Corrispondenza con facility sperimentale</b>
Pipe 202	Gamba fredda
Pipe 204	Ingresso baionetta
Pipe 206	Downcomer baionetta (parte non attiva)
Pipe 208	Downcomer baionetta (parte attiva)
Single Volume 210	Camera di inversione baionetta
Annulus 212	Anulo baionetta (parte attiva)
Annulus 214	Anulo baionetta (parte attiva)
Pipe 216	Uscita baionetta
Pipe 218	Gamba calda
Pipe 220	Connessione gamba calda - condensatore
Pipe 222	Ingresso condensatore lato tubo
Pipe 224	Condensatore lato tubo
Pipe 226	Uscita condensatore lato tubo
Branch 228	Tubo collegamento valvola di sicurezza (parte 1)
Pipe 230	Tubo collegamento valvola di sicurezza (parte 2)
Pipe 232	Tubo collegamento valvola di sicurezza (parte 3)
Pipe 234	Tubo collegamento valvola di sicurezza (parte 4)
Branch 236	Tubo collegamento valvola pneumatica (parte 1)
Pipe 238	Tubo collegamento valvola pneumatica (parte 2)
Pipe 240	Tubo collegamento valvola pneumatica (parte 3)
Pipe 242	Tubo collegamento valvola pneumatica (parte 4)
Motor Valve 251	Valvola di sicurezza
Time dep vol 252	Condizioni al contorno ambiente
Time dep vol 300	Condizioni al contorno ambiente
Pipe 302	Connessione superiore condensatore lato mantello - ambiente
Pipe 304	Condensatore lato mantello (parte 1)
Pipe 306	Condensatore lato mantello (parte 2)
Pipe 308	Condensatore lato mantello (parte 3)
Time dep vol 310	Riempimento condensatore lato mantello



Tabella 6 Corrispondenza tra misure sperimentali e simulazioni configurazione PROPHET

<b>Parametro</b>	<b>Corrispondente RELAP5-3D</b>	<b>Tipo</b>
T1	210-01	Temperatura di fluido
T2	216-02	Temperatura di fluido
T3	218-13	Temperatura di fluido
T4	218-53	Temperatura di fluido
T5	222-05	Temperatura di fluido
T6	226-01	Temperatura di fluido
T7	202-16	Temperatura di fluido
T8	204-04	Temperatura di fluido
TA	2000120	Temperatura di parete
TB	2001020	Temperatura di parete
TC	2001920	Temperatura di parete
TP	306-05	Temperatura di fluido
p1	210-01	Pressione
p2	222-05	Pressione
$\Delta p1$	202-16 – 210-01	Differenza di pressione
$\Delta p2$	218-13 – 218-53	Differenza di pressione
$\Delta p3$	222-05 – 202-16	Differenza di pressione



Tabella 7 Corrispondenza tra misure sperimentali e simulazioni configurazione PROPHET-2

<b>Parametro</b>	<b>Corrispondente RELAP5-3D</b>	<b>Tipo</b>
T1	210-01	Temperatura di fluido
T2	216-03	Temperatura di fluido
T3	218-08	Temperatura di fluido
T4	218-49	Temperatura di fluido
T5	222-05	Temperatura di fluido
T6	226-01	Temperatura di fluido
T7	202-16	Temperatura di fluido
T8	204-07	Temperatura di fluido
TA	2000320	Temperatura di parete
TC	2002220	Temperatura di parete
TP1	306-16	Temperatura di fluido
TP2	306-10	Temperatura di fluido
TP3	306-02	Temperatura di fluido
p1	210-01	Pressione
p2	222-05	Pressione
$\Delta p1$	204-08 – 218-06	Differenza di pressione
$\Delta p2$	218-08 – 218-49	Differenza di pressione
$\Delta p3$	202-01 – 202-16	Differenza di pressione
$\Delta pO$	204-04	Differenza di pressione
$\Delta pF$	204-01 – 204-08	Differenza di pressione



## 4 Analisi delle prove sperimentali

### 4.1 Configurazione PROPHET

Nella configurazione PROPHET una considerevole campagna sperimentale è stata svolta con numerose prove realizzate variando due parametri: il riempimento iniziale del circuito e il livello d'acqua nel mantello del condensatore. La potenza elettrica è stata mantenuta pari a quella massima per tutte le prove. In Tabella 8 sono riportate le prove svolte che sono identificate con un numero progressivo e due numeri che rappresentano rispettivamente il grado di riempimento iniziale (in %) ed il livello dell'acqua nel mantello del condensatore (in cm).

Tabella 8 Elenco prove svolte nella configurazione PROPHET

Run	Riempimento [%]	Potenza elettrica [kW <sub>e</sub> ]	Livello condensatore [cm]	Data esecuzione
Run1_93_40	93	1.7	40	09/01/2018
Run2_93_45	93	1.7	45	12/12/2017
Run3_90_35	90	1.7	35	15/01/2018
Run4_90_40	90	1.7	40	10/01/2018
Run5_90_45	90	1.7	45	14/12/2017
Run6_85_35	85	1.7	35	16/01/2018
Run7_85_40	85	1.7	40	11/01/2018
Run8_85_45	85	1.7	45	21/12/2017
Run9_80_35	80	1.7	35	19/01/2018
Run10_80_40	80	1.7	40	12/01/2018
Run11_80_45	80	1.7	45	20/12/2017

Dalla matrice sperimentale di Tabella 8 si osserva che le prove effettuate si possono dividere in quattro gruppi per quanto riguarda il grado di riempimento nominale del circuito (93, 90, 85 e 80 %). Per ogni gruppo si è variato il livello dell'acqua nella piscina del pozzo termico (35, 40 e 45 cm). Per analizzare le prove i risultati sperimentali sono stati confrontati tra di loro in funzione del tempo.

I grafici sono organizzati in modo da caratterizzare le temperature in ingresso ed uscita del fluido in ogni componente che caratterizza il circuito: downcomer della baionetta, anulo della baionetta, gamba calda, condensatore e gamba fredda. Il tutto è completato con gli andamenti delle pressioni assolute e le pressioni differenziali misurate.



#### 4.1.1 Riempimento 93%

Di seguito sono riportati i grafici relativi alle due prove sperimentali effettuate con il riempimento pari al 93%. Per la conformazione geometrica di PROPHET, questo valore è il massimo riempimento che può essere realizzato.

In Figura 10 sono riportate la pressioni assolute  $p_1$  e  $p_2$  nelle due prove effettuate. Si può osservare come nella prova Run1 (livello d’acqua uguale a 40 cm) la pressione assoluta raggiunga valori prossimi a 7 bar, che è il valore di taratura della valvola di sicurezza installata in questa configurazione.

L’analisi degli andamenti di temperatura e pressione (da Figura 10 a Figura 18) consente di individuare le fasi caratteristiche del transitorio con le relative finestre temporali. Nei transienti di temperatura si considerano gli istanti di tempo in cui la derivata della temperatura è nulla, nei quali si osservano dei massimi, dei minimi o flessi (cambiamenti di concavità). In particolare si sono definite convenzionalmente le fasi riportate in Tabella 9 e Tabella 10. Grazie all’elevato grado di riempimento, si osservano temperature di bulk sottoraffreddate per l’intera durata del transitorio.

Tabella 9 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, punti caratteristici trend temperature

	Inizio salita [s]	Fine Salita [s]	Plateau [s]	Minimo [s]	Flesso [s]
T1	113	223	-	395	-
T2	125	262	-	465	-
T3	175	340	-	487	-
T4	268	-	-	-	-
T5	290	-	-	-	-
T6	306	-	-	-	-
T7	350	-	-	-	-
T8	362	-	-	-	-





Tabella 10 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, finestre temporali e fenomeni principali

Finestra	Tempo [s]	Fenomeni principali
1	0 – 60	Condizioni iniziali del sistema
2	60 – 223	Riscaldamento scambiatore a baionetta
3	223 – 362	Innesco circolazione naturale nel loop
4	362 – 1000	Circolazione naturale monofase con graduale riscaldamento del loop e pozzo termico non attivo
5	1000 – 14000	Circolazione naturale monofase, graduale aumento temperatura del loop con conseguente attivazione del pozzo termico e pressurizzazione del sistema
6	14000 – 18000	Circolazione naturale monofase con condizioni quasi stazionarie

Durante i primi 60 secondi, i valori assunti dai vari parametri sono rappresentativi delle condizioni iniziali in cui si trova il sistema, infatti durante questa prima fase, la potenza elettrica fornita ai riscaldatori è nulla. Dopo 60 secondi dall'inizio della prova viene applicata la potenza elettrica, la temperatura della superficie esterna della baionetta inizia a crescere velocemente come si vede in Figura 17 e in Figura 18. Tra 60 e 223 secondi circa, si individua la fase di riscaldamento dello scambiatore di calore a baionetta. In questa fase le temperature T1 e T2 iniziano a crescere con velocità differenti fino a raggiungere un massimo (Figura 13 e Figura 19): l'istante in cui T1 raggiunge il massimo e inizia a diminuire è stato fissato convenzionalmente come inizio dell'innesco della circolazione naturale monofase che si va ad instaurare nel sistema. Questo cambiamento di andamento di T1 è dovuto all'acqua più fredda presente nella gamba fredda e che inizia a scendere e ad alimentare lo scambiatore di calore. Questa diminuzione di temperatura si osserva anche per quanto riguarda T2 e T3 e ciò significa che inizia ad instaurarsi una portata netta all'interno del sistema. Lentamente anche tutte le altre temperature misurate lungo il circuito iniziano a crescere come si può osservare in Figura 19 e Figura 20. La fine di questa fase di innesco della circolazione naturale viene fissata dopo circa 362 secondi, quando cioè anche la T8 inizia a crescere. Tra i 362 e i 1000 secondi si ha un graduale riscaldamento del circuito, il quale inizia lentamente a pressurizzarsi; tuttavia durante questa fase la piscina esterna non è ancora attiva ai fini dello scambio termico: per i primi 1000 secondi infatti la temperatura dell'acqua nella piscina rimane uguale alle condizioni iniziali, come mostrato in Figura 17. Una volta che anche il pozzo di calore è attivo, tutte le grandezze continuano a crescere gradualmente senza presentare andamenti singolari ad eccezione della differenza di pressione ai capi del downcomer della baionetta, la quale tra circa 2000 e 4000 secondi presenta delle oscillazioni che possono essere dovute ad una

transizione di regime di moto all'interno del downcomer. Dopo circa 14000 secondi, nel caso di Run2, secondi tutte le grandezze raggiungono un valore quasi stazionario.

Poiché la potenza applicata nei due casi è di fatto costante, è probabile che le differenze tra le pressioni assolute siano dovute al volume comprimibile del sistema oltre che al differente livello d'acqua presente nella piscina.

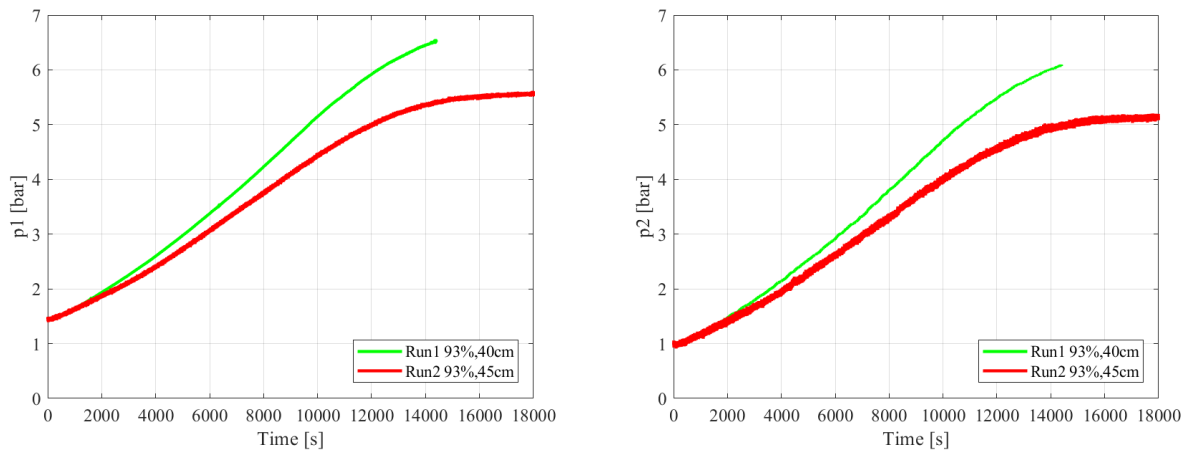


Figura 10 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, pressione  $p_1$  (sinistra) e  $p_2$  (destra)

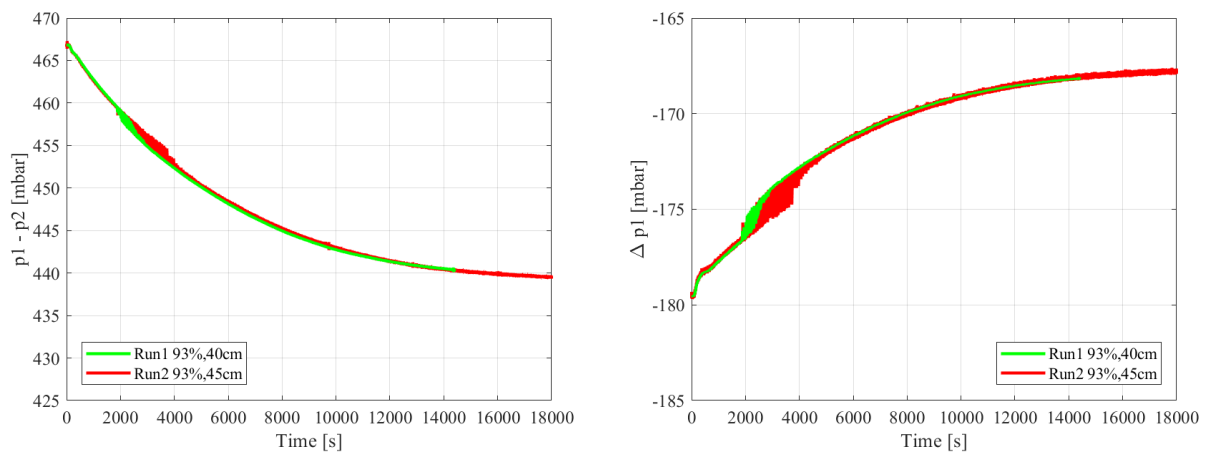


Figura 11 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, differenza di pressione  $p_1-p_2$  (sinistra) e caduta di pressione  $\Delta p_1$  (destra)

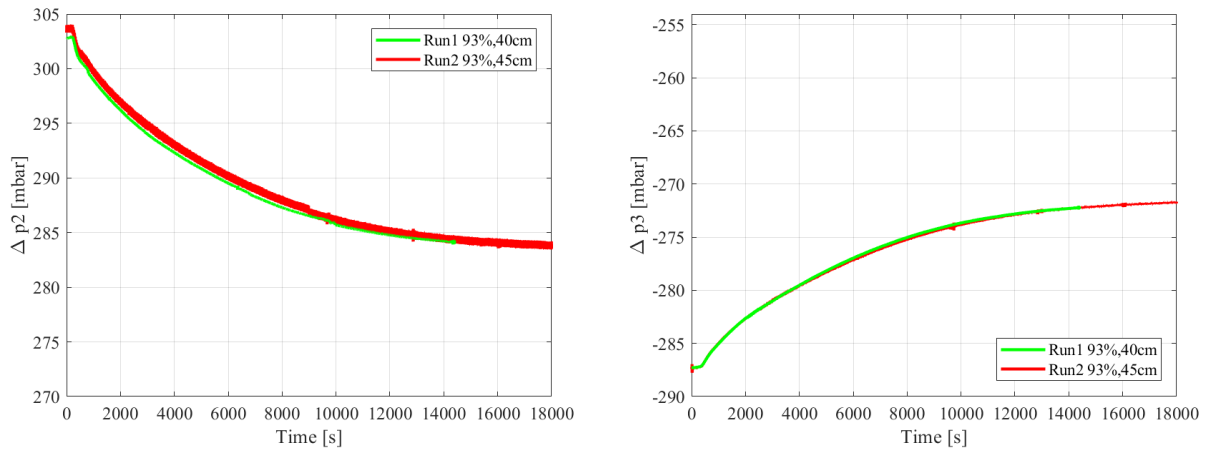


Figura 12 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, caduta di pressione  $\Delta p_2$  (sinistra) e  $\Delta p_3$  (destra)

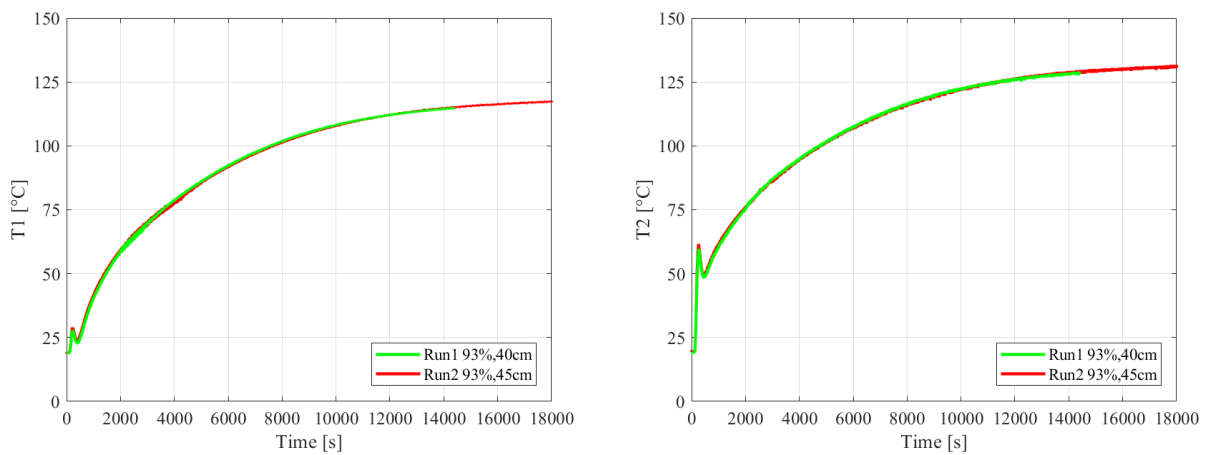


Figura 13 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura  $T_1$  (sinistra) e  $T_2$  (destra)

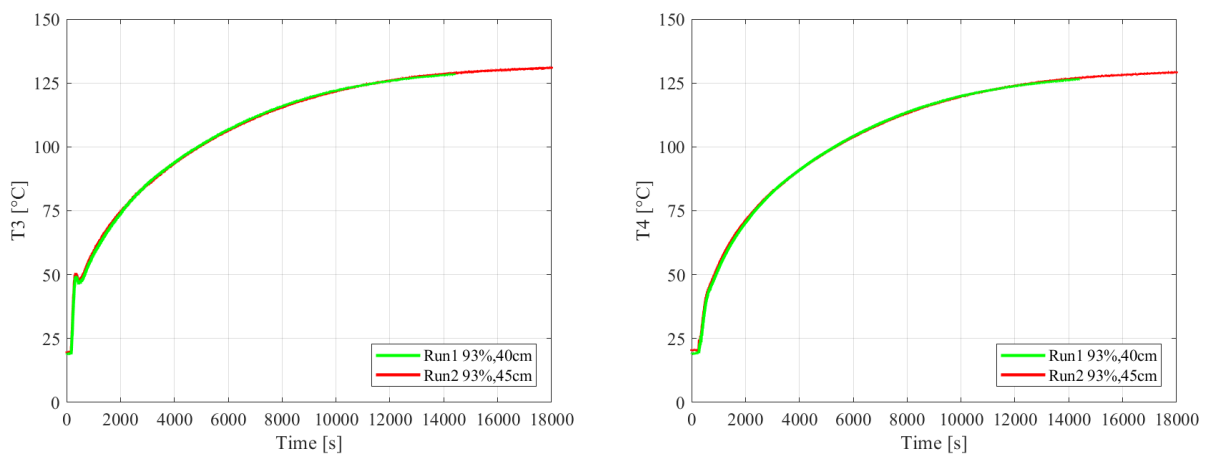


Figura 14 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura  $T_3$  (sinistra) e  $T_4$  (destra)

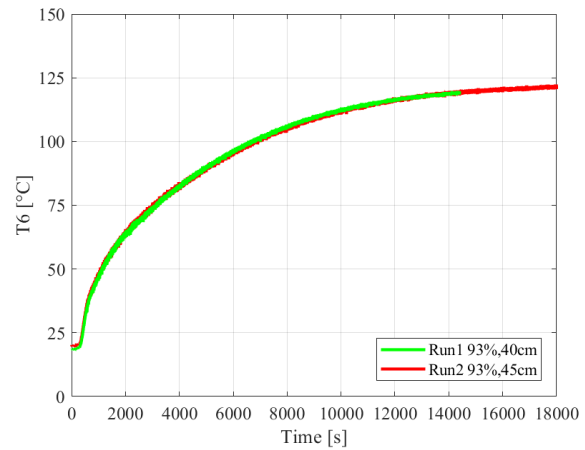
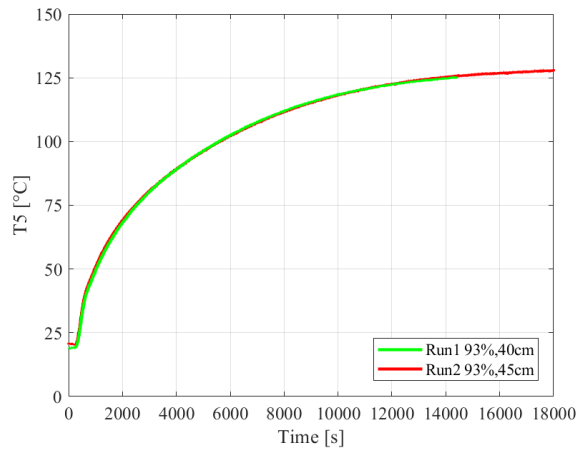


Figura 15 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra)

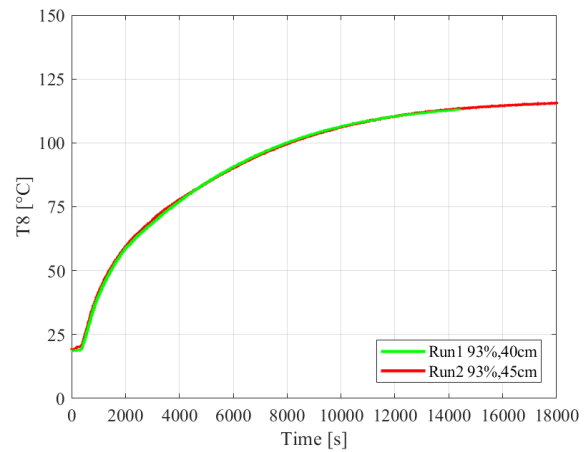
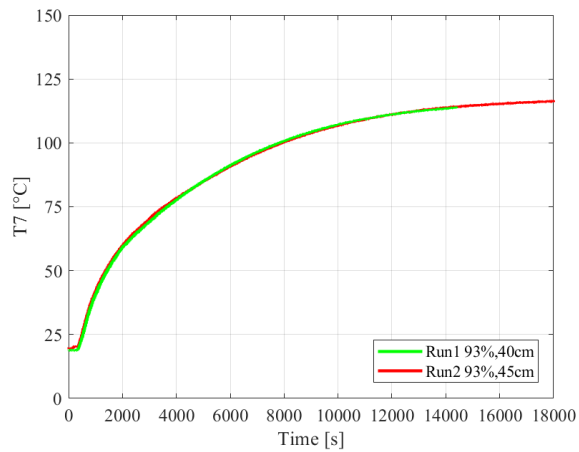


Figura 16 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra)

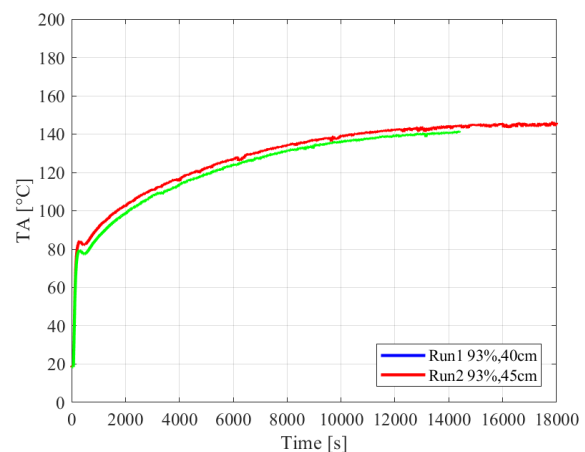
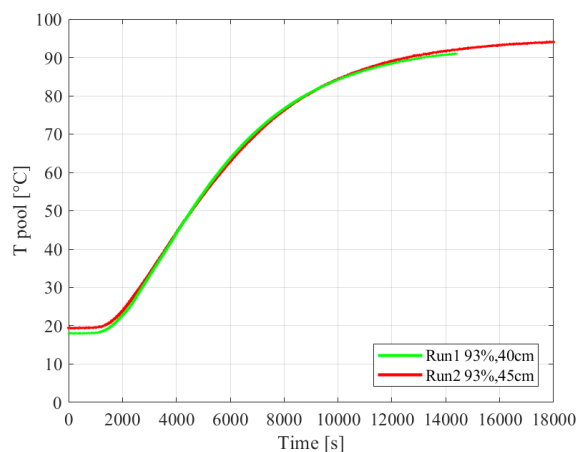


Figura 17 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura piscina Tpool (sinistra) e temperatura parete TA (destra)

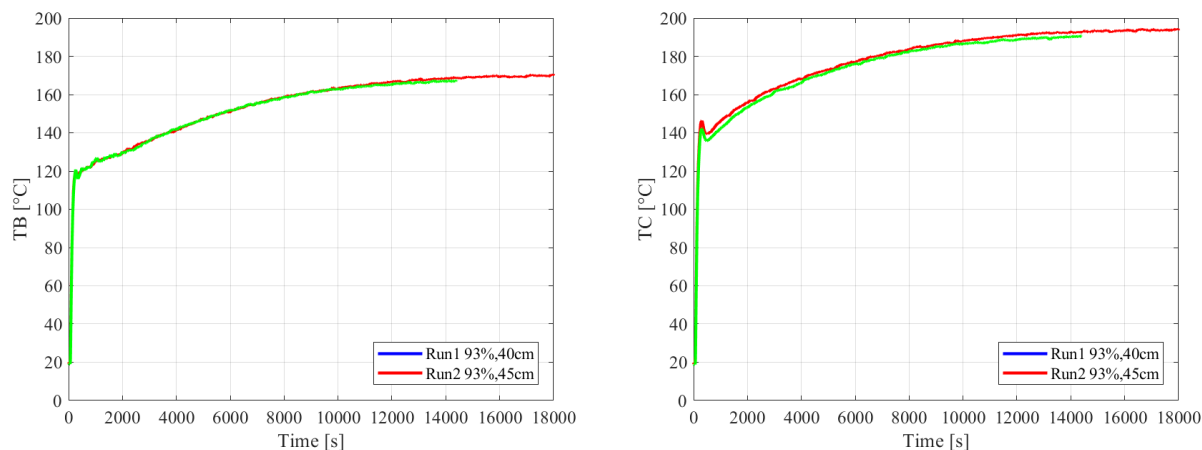


Figura 18 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura parete TB (sinistra) e TC (destra)

In Figura 19 e Figura 20 si riportano gli andamenti delle temperature del fluido nella fase tra 0 e 600 secondi con lo scopo di individuare meglio i fenomeni caratteristici associati alla fase di riscaldamento della baionetta, i ritardi cinematici associati al trasporto dell'energia termica e il miglioramento dello scambio indotto dall'attivazione della circolazione.

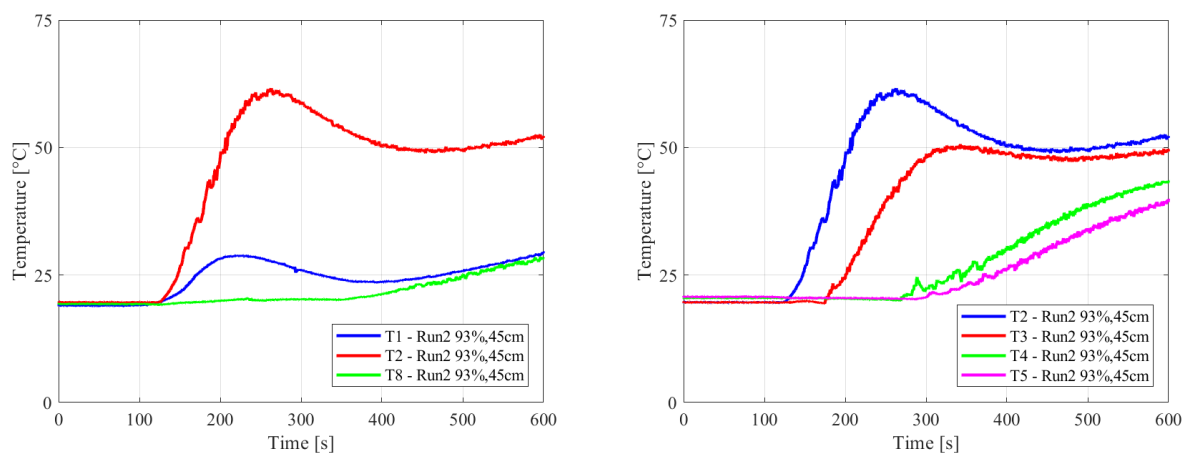


Figura 19 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, ingrandimento 0-600 s temperature T1,T2,T8 (sinistra) e T2,T3,T4,T5 (destra)

Il massimo ritardo cinematico relativo a T8 riferito a partire dall'istante di applicazione della potenza ( $t_0=60$  secondi) è pari a 302 secondi.

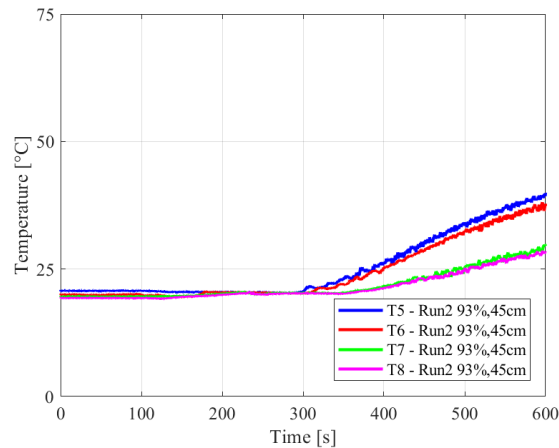


Figura 20 PROPHET, riempimento 93%, 1.7 kW, ingrandimento 0-600 s temperature T5,T6,T7,T8

#### 4.1.2 Riempimento 90%

La serie di prove con riempimento pari al 90%, presenta andamenti analoghi a quelli presentati per le prove con riempimento 93%. Da Figura 21 a Figura 29 sono riportati gli andamenti delle temperature e pressioni. Per questa serie, il livello d’acqua nel lato mantello del condensatore è pari a 35, 40 e 45 cm all’inizio delle tre prove. Come per la serie precedente, nel sistema si instaura un regime di circolazione naturale monofase. In Tabella 11 e Tabella 12 sono riportati i punti caratteristici e le fasi in cui è stato suddiviso il transitorio; le differenze rispetto agli andamenti della serie precedente sono modeste.

Tabella 11 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, punti caratteristici trend temperature

	Inizio salita [s]	Fine Salita [s]	Plateau [s]	Minimo [s]	Flesso [s]
T1	108	233	-	40	-
T2	126	268	-	471	-
T3	180	340	-	495	-
T4	280	-	-	-	-
T5	307	-	-	-	-
T6	320	-	-	-	-
T7	355	-	-	-	-
T8	361	-	-	-	-

Tabella 12 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, finestre temporali e fenomeni principali

Finestra	Tempo [s]	Fenomeni principali
1	0 - 60	Condizioni iniziali del sistema
2	60 – 233	Riscaldamento scambiatore a baionetta
3	233 – 361	Innesco circolazione naturale nel loop
4	361 – 1000	Circolazione naturale monofase con graduale riscaldamento del loop e pozzo termico non attivo
5	1000 – 14000	Circolazione naturale monofase, graduale aumento temperatura del loop con conseguente attivazione del pozzo termico e pressurizzazione del sistema
6	14000 – 18000	Circolazione naturale monofase con condizioni quasi stazionarie

La principale differenza rispetto alla serie al 93% è nel valore di pressione assoluta raggiunta nel sistema, come rappresentato in Figura 21. Questo è dovuto al differente inventario presente nel circuito: poiché il volume non occupato dall’acqua è occupato da aria, un minore grado di riempimento significa un maggior volume disponibile per l’espansione del liquido e quindi un minor valore di pressione all’interno.

L’effetto del livello d’acqua nella piscina è modesto, ed è apprezzabile soltanto nei grafici relativi alle pressioni assolute e alle cadute di pressione (Figura 21, Figura 22 e Figura 23). Anche queste prove presentano temperature di bulk sottoraffreddate.

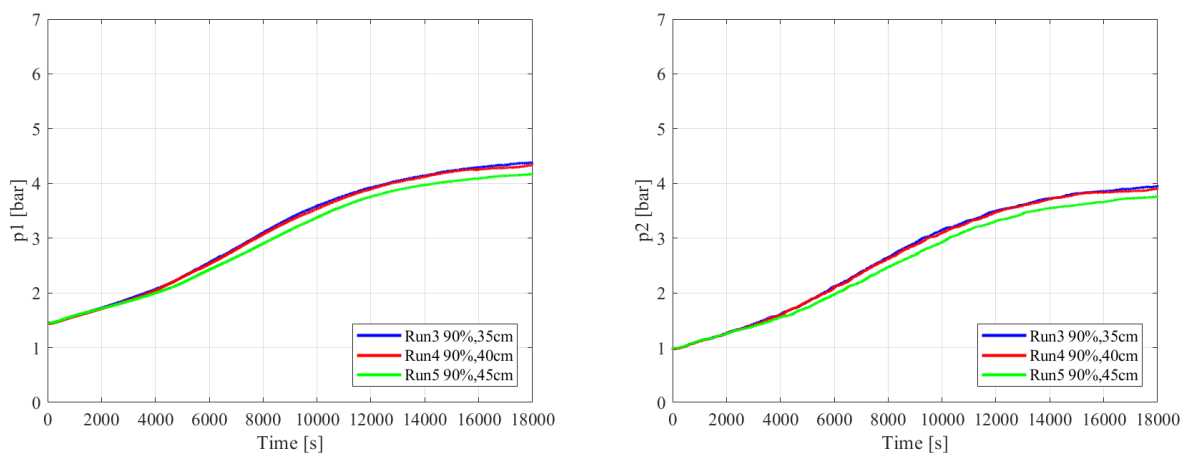


Figura 21 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra)



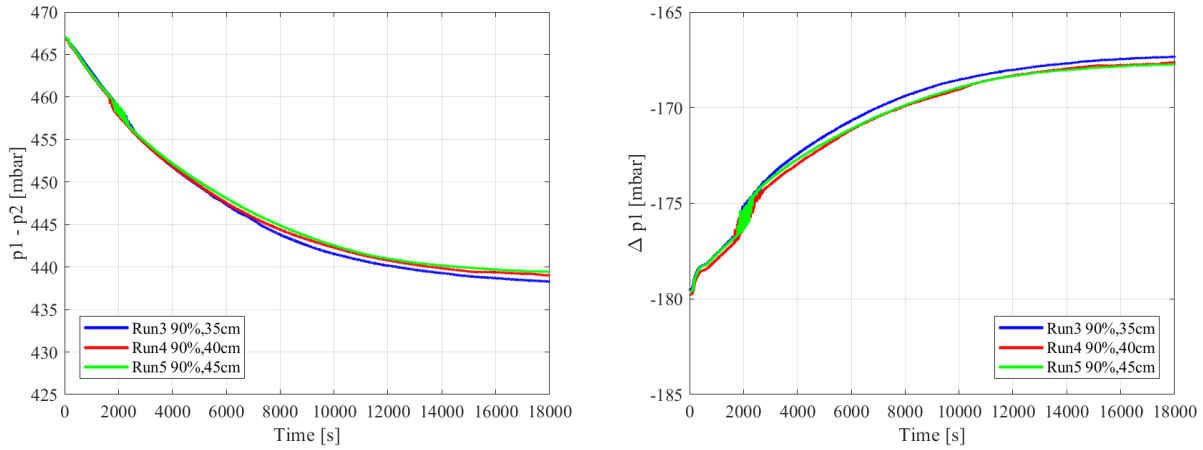


Figura 22 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, differenza di pressione  $p1-p2$  (sinistra) e caduta di pressione  $\Delta p1$  (destra)

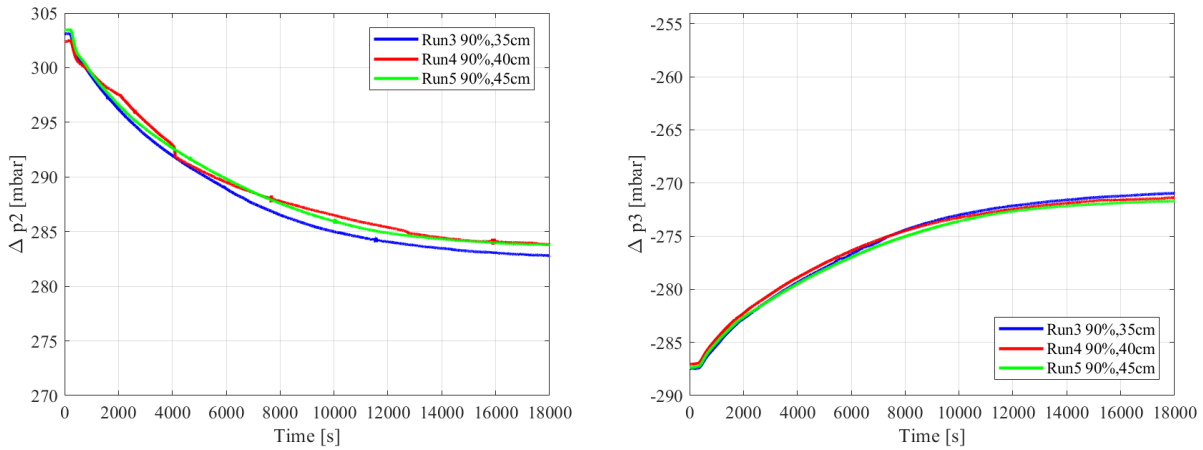


Figura 23 riempimento 90%, 1.7 kW, caduta di pressione  $\Delta p2$  (sinistra) e  $\Delta p3$  (destra)

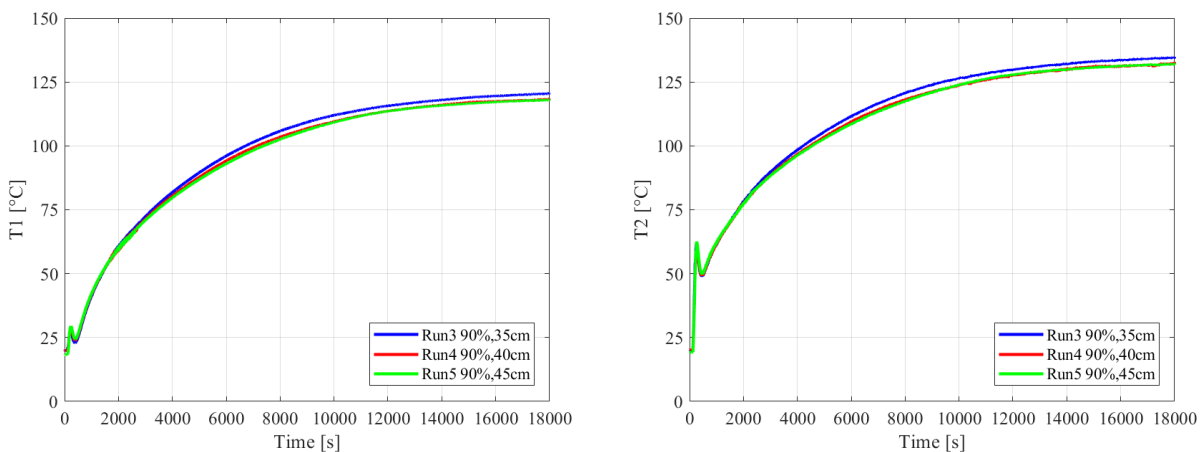


Figura 24 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura  $T1$  (sinistra) e  $T2$  (destra)

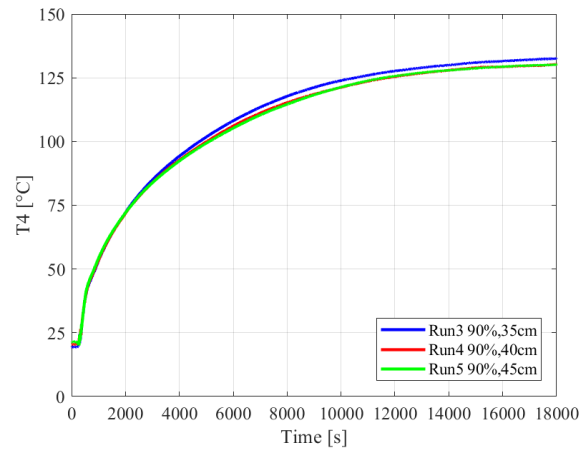
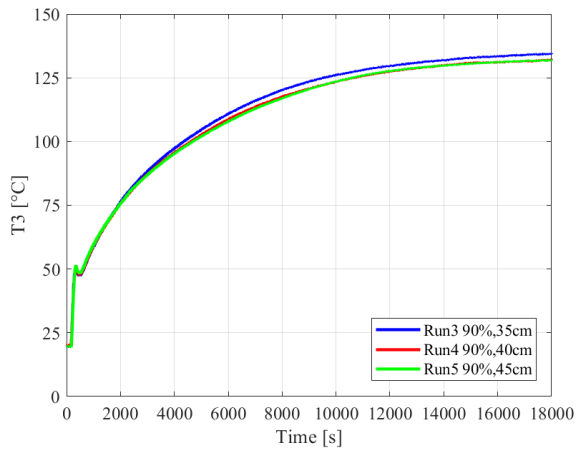


Figura 25 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra)

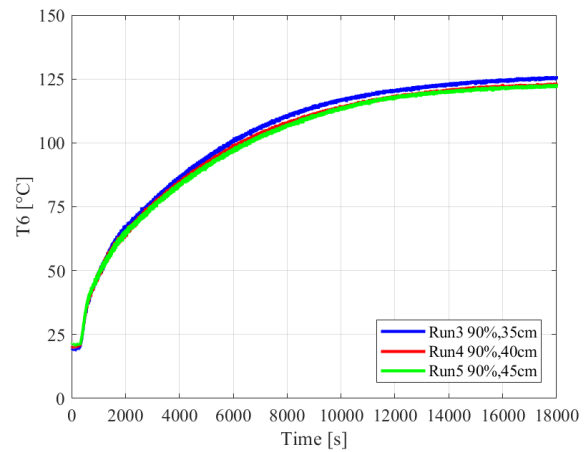
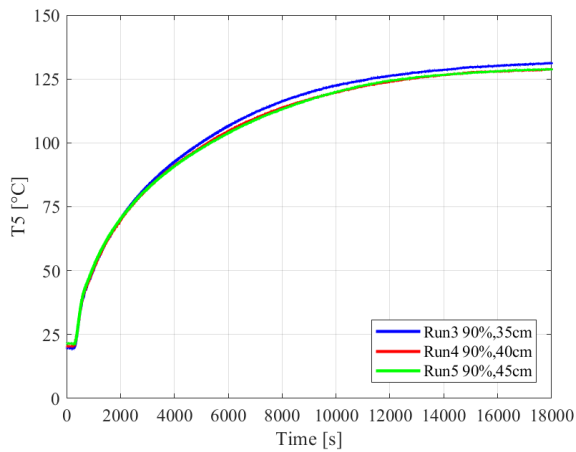


Figura 26 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra)

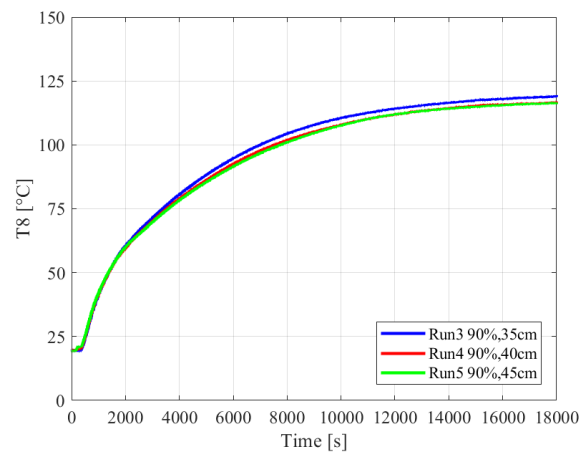
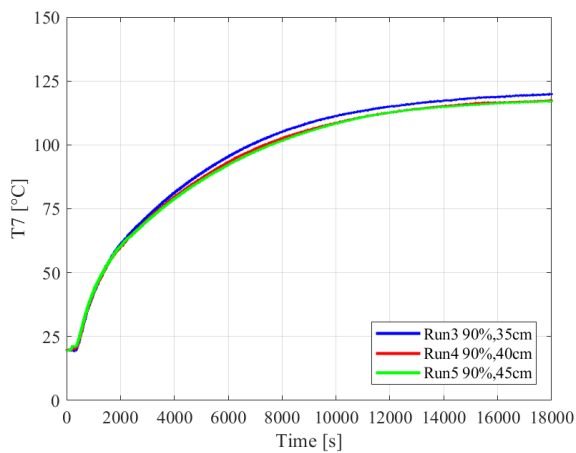


Figura 27 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra)

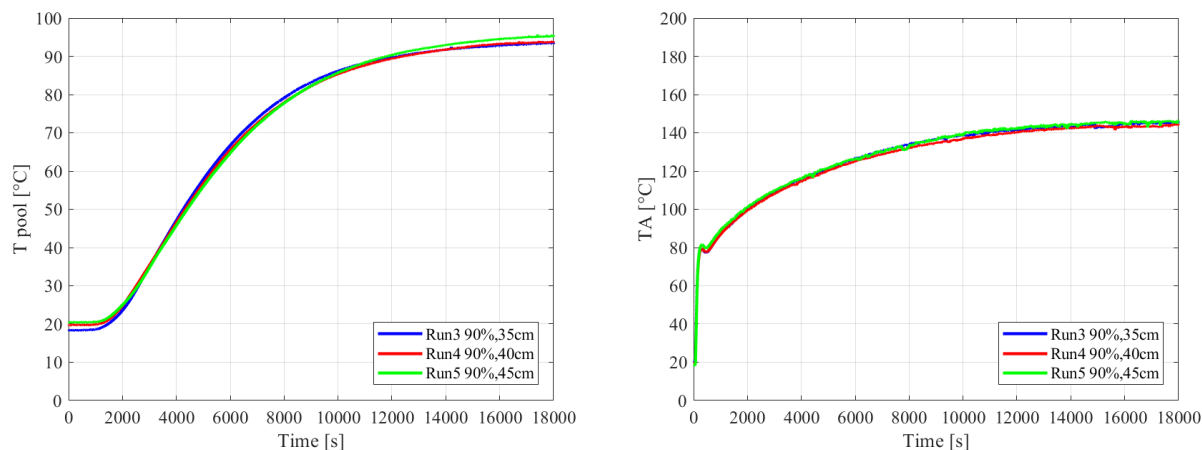


Figura 28 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura piscina T<sub>pool</sub> (sinistra) e temperatura parete TA (destra)

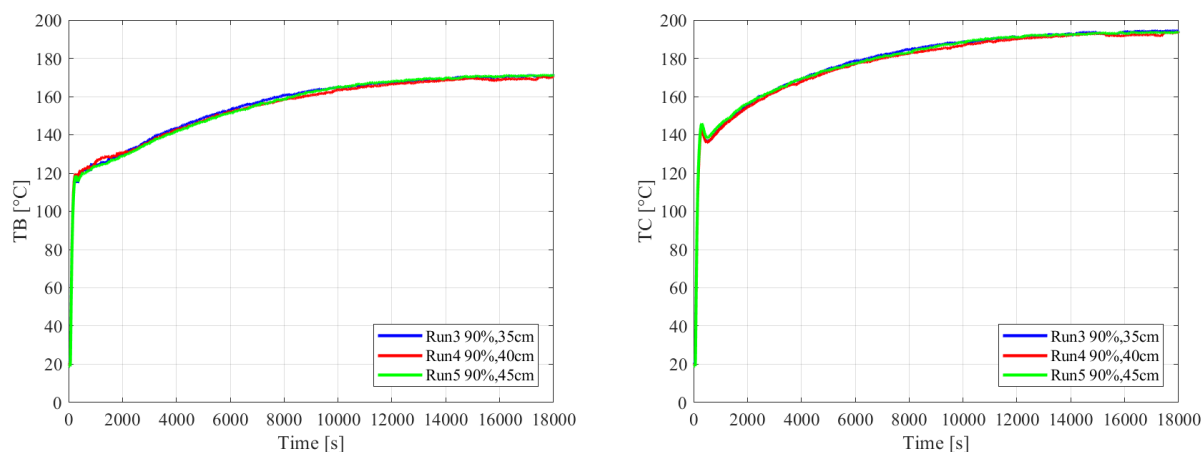


Figura 29 PROPHET, riempimento 90%, 1.7 kW, temperatura parete TB (sinistra) e TC (destra)

Nella fase di riscaldamento della baionetta (Figura 30 e Figura 31) si ritengono possibili fenomeni di ebollizione nucleata con condensazione di bolle, fluttuazioni di pressione e di portata.

Per questa prova il ritardo cinematico della temperatura T<sub>8</sub> riferito all'istante di applicazione della potenza ( $t_0=60$  secondi) è pari a 300 secondi, similmente alla serie di prove con riempimento 93%.

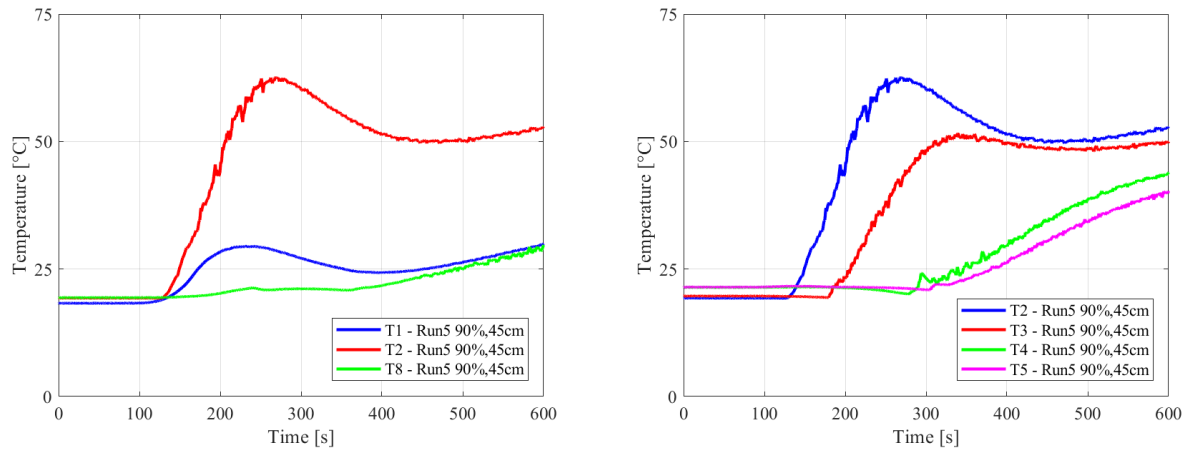


Figura 30 PROPHEt, riempimento 90%, 1.7 kW, ingrandimento 0-600 s temperature T1,T2,T8 (sinistra) e T2,T3,T4,T5 (destra)

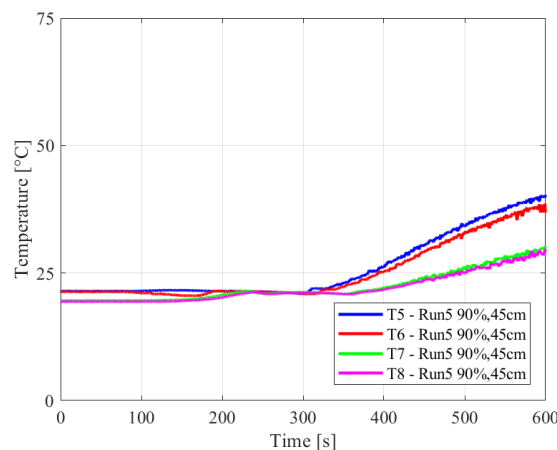


Figura 31 PROPHEt, riempimento 90%, 1.7 kW, ingrandimento 0-600 s temperature T5,T6,T7,T8

### 4.1.3 Riempimento 85%

La serie di prove con riempimento 85% presenta caratteristiche diverse rispetto ai primi due set di prove analizzate (93% e 90%), nelle quali il circuito rimane sempre in condizioni di circolazione naturale monofase. Il grado di riempimento infatti è tale che, almeno inizialmente, la tubazione orizzontale di collegamento tra la gamba calda ed il condensatore non contenga liquido. Ciò fa sì che inizialmente si abbiano oscillazioni da tubo a U in assenza di ricircolazione. Gli andamenti temporali delle pressioni e delle temperatura sono riportati da Figura 32 a Figura 40 mentre i tempi caratteristici e le finestre temporali sono riportati in Tabella 13 e Tabella 14.



Tabella 13 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, punti caratteristici trend temperature

	Inizio salita [s]	Fine Salita [s]	Plateau [s]	Minimo [s]	Flesso [s]
T1	308	320	320 - 2000	2600	7500
T2	150	1500	-	2000	-
T3	306	-	-	-	250
T4	750	-	-	-	1500
T5	800	-	-	-	1500
T6	850	-	-	-	2500
T7	1000	-	-	-	2500
T8	1000	-	-	-	2500

Tabella 14 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, finestre temporali e fenomeni principali

Finestra	Tempo [s]	Fenomeni principali
1	0 – 60	Condizioni iniziali del sistema
2	60 – 320	Riscaldamento scambiatore a baionetta
3	320 – 750	Oscillazioni da tubo ad U nello scambiatore di calore a baionetta
4	750 – 1200	Innesco circolazione naturale nel loop
5	1200 – 1500	Circolazione naturale con graduale riscaldamento del loop e pozzo termico non attivo
6	1500 – 6000	Circolazione naturale, graduale aumento temperatura del loop con conseguente attivazione del pozzo termico e pressurizzazione del sistema
7	6000 – 14000	Circolazione naturale monofase dovute alla pressurizzazione del sistema con temperatura di uscita dalla baionetta prossima a quella di saturazione
8	14000 - 18000	Circolazione naturale monofase con condizioni quasi stazionarie

Si osserva in questa prova, dopo la fase iniziale senza potenza e la fase di riscaldamento della baionetta, una finestra temporale (320 – 750 secondi) con forti oscillazioni di differenze di pressione (Figura 33 e Figura 34) e delle temperature nella zona della baionetta, T8, T1, T2 e T3, (Figura 35, Figura 36 e Figura 38). Tali oscillazioni sono probabilmente causate da un comportamento da tubo ad U dello scambiatore a baionetta con spostamento di fluido caldo tra l'anulo ed il downcomer. L'assenza di portata circolante nel sistema è confermato dal fatto che le temperature nella parte superiore del circuito, T4, T5, T6 e T7, siano pressoché costanti in questa fase. Il graduale riscaldamento del sistema e la conseguente dilatazione termica del fluido

permettono intorno a 750 secondi l'innesco della circolazione naturale monofase con uno sviluppo simile a quanto descritto per le serie di prove precedenti. Il minor grado iniziale di riempimento (e quindi il maggior volume libero per l'espansione) portano ad avere una minore pressurizzazione del sistema (Figura 32), che si porta tra 3 e 3.5 bar a fine transitorio.

L'effetto del livello d'acqua nel condensatore è modesto; le differenze sono pressoché trascurabili tra i livelli 35 e 40 cm, mentre con il livello maggiore (45 cm) si può notare una leggera riduzione delle temperature dopo il condensatore stesso (T6, T7 e T8) con una pressurizzazione del sistema di poco ridotta. In Tabella 14 sono riportate le finestre caratteristiche di questa serie di prove con i fenomeni più rilevanti presenti in ogni finestra mentre in Tabella 13 sono riportati i punti caratteristici associati ai trend delle temperature del loop.

Un comportamento del sistema di questo tipo, con un innesco ritardato della circolazione naturale potrebbe risultare critico per la rimozione passiva del calore, poiché inizialmente impedirebbe l'attivazione del pozzo termico; ne conseguirebbe un aumento delle temperature e dalla pressione nel sistema stesso.

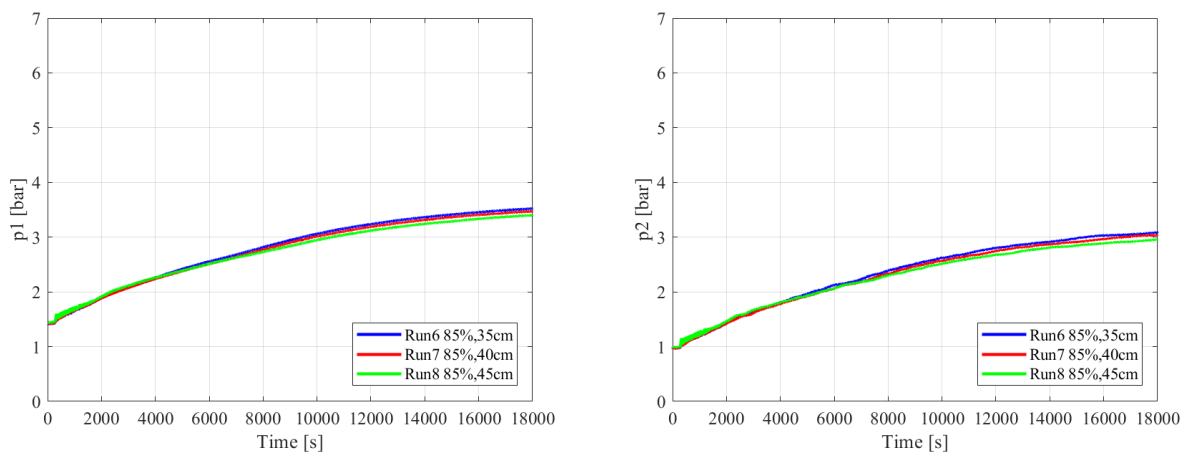


Figura 32 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra)

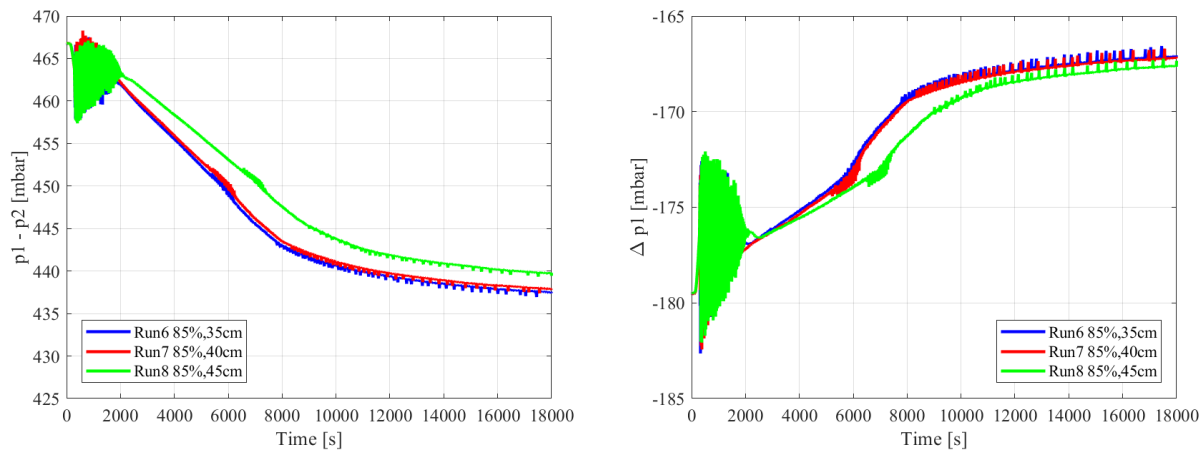


Figura 33 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, differenza di pressione  $p1-p2$  (sinistra) e caduta di pressione  $\Delta p1$  (destra)

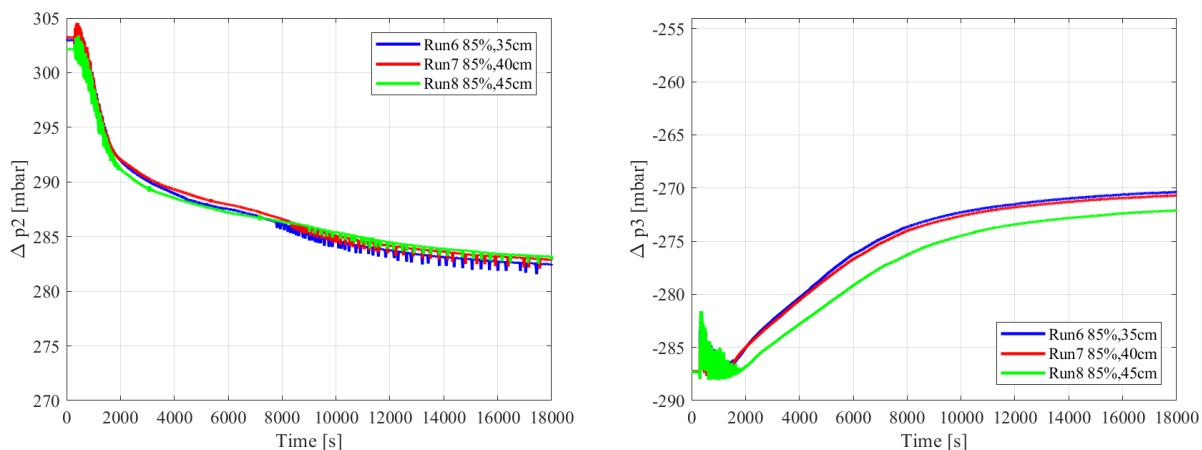


Figura 34 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, caduta di pressione  $\Delta p2$  (sinistra) e  $\Delta p3$  (destra)

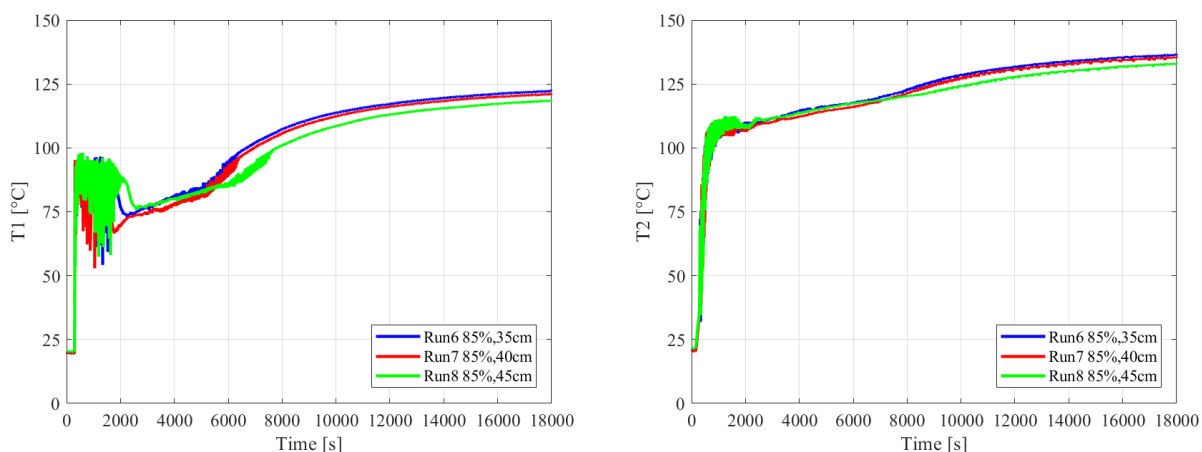


Figura 35 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura  $T1$  (sinistra) e  $T2$  (destra)

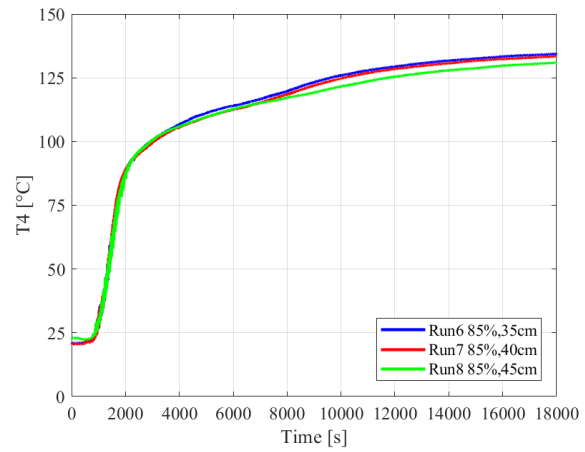
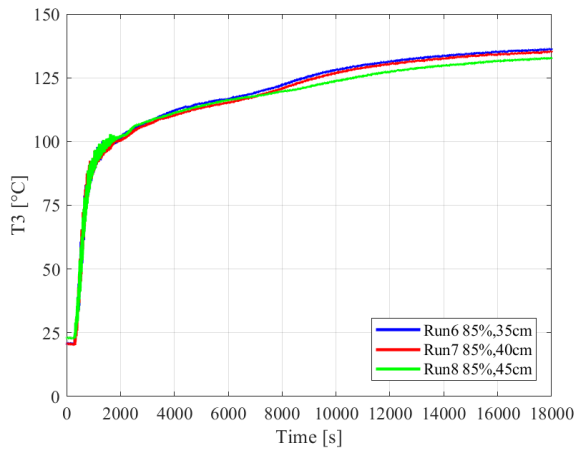


Figura 36 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra)

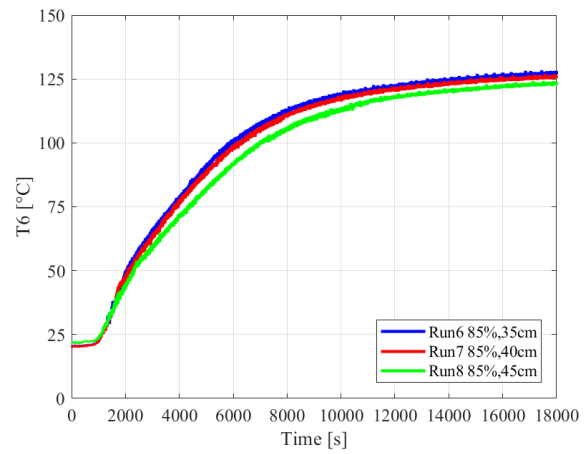
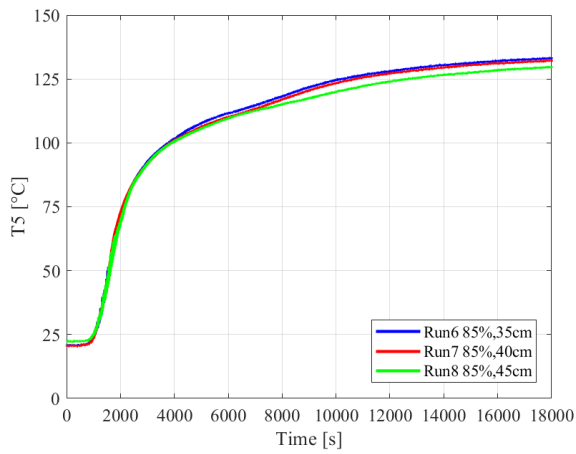


Figura 37 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra)

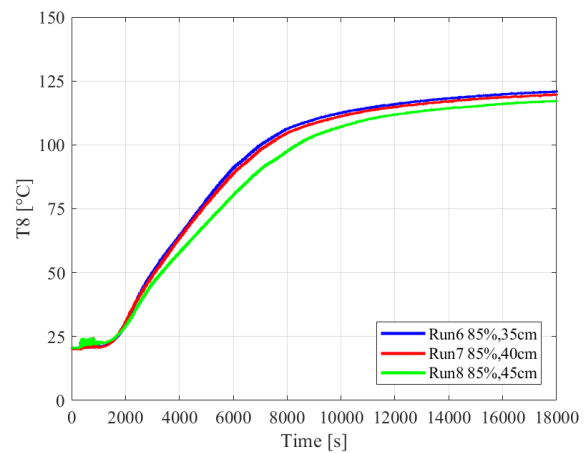
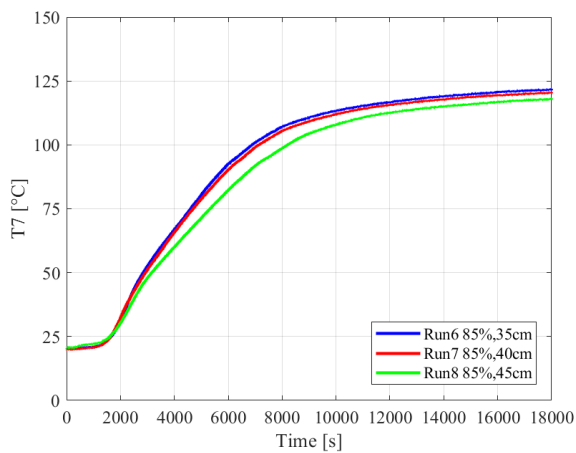


Figura 38 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra)



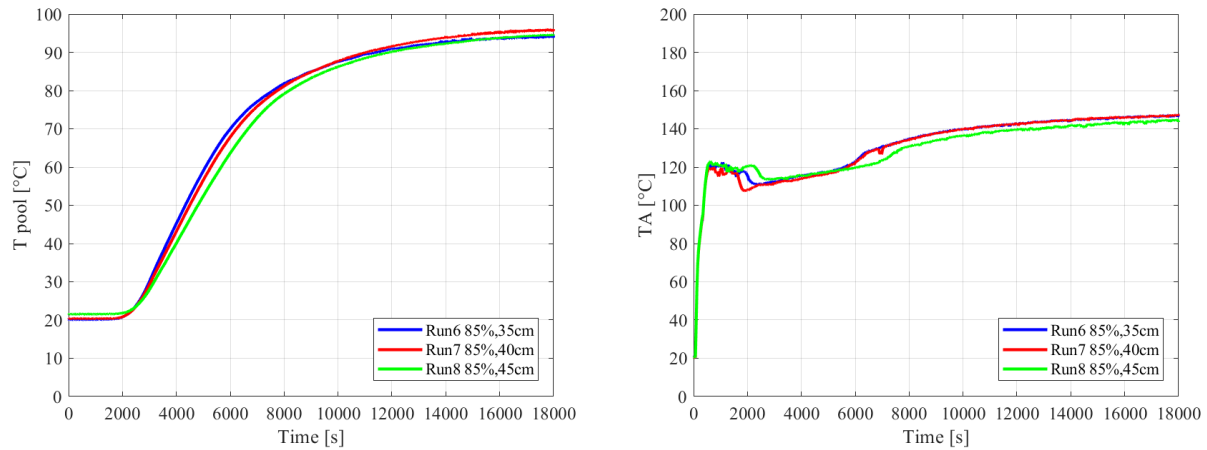


Figura 39 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura piscina  $T_{pool}$  (sinistra) e temperatura parete TA (destra)

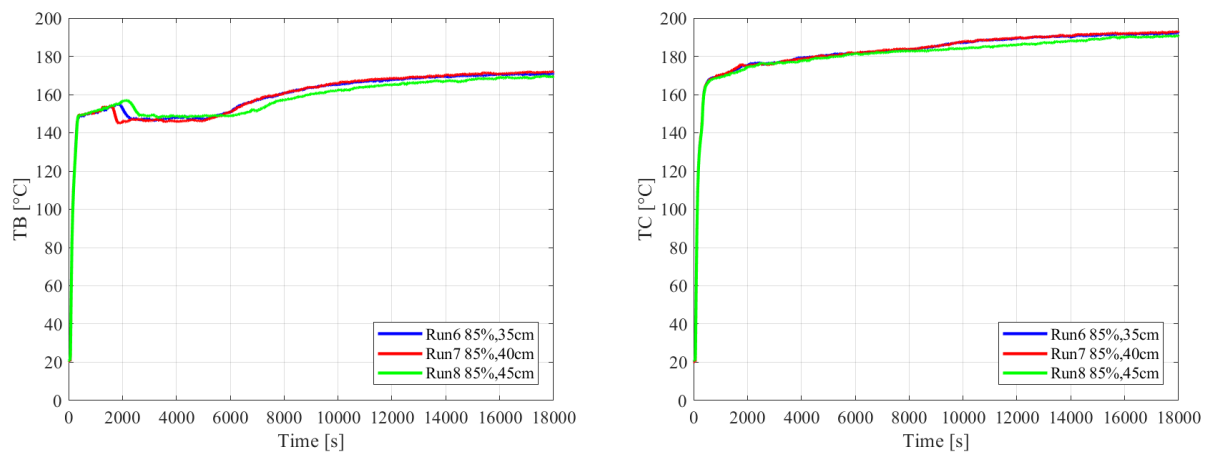


Figura 40 PROPHET, riempimento 85%, 1.7 kW, temperatura parete TB (sinistra) e TC (destra)

Per questa serie di prove il ritardo cinematico della temperatura T8 rispetto all'istante di applicazione della potenza è pari a 940 secondi.

#### 4.1.4 Riempimento 80%

La serie di prove con riempimento iniziale 80% presenta delle caratteristiche differenti rispetto agli altri set di prove analizzate precedentemente. Il ridotto grado di riempimento, rispetto a quello delle prove precedentemente presentate, fa sì che si instauri un regime di circolazione naturale con deflusso bifase. Gli andamenti delle pressioni e delle temperature sono riportati da Figura 41 a



Figura 49 mentre i tempi caratteristici e le finestre temporali sono riportati in Tabella 15 e Tabella 16.

Tabella 15 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, punti caratteristici trend temperature

	Inizio salita [s]	Fine Salita [s]	Plateau [s]	Minimo [s]	Flesso [s]
T1	300	750	750 - 1500	-	2000
T2	150	800	800 - 2000	-	2500
T3	307	-	-	-	-
T4	800	-	-	-	1750
T5	950	-	-	-	1750
T6	1000	-	-	-	1750
T7	1200	-	-	-	2500
T8	1200	-	-	-	2500

Tabella 16 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, finestre temporali e fenomeni principali

Finestra	Tempo [s]	Fenomeni principali
1	0 - 60	Condizioni iniziali del sistema
2	60 – 310	Riscaldamento scambiatore a baionetta
3	310 – 800	Oscillazioni da tubo ad U nello scambiatore di calore a baionetta
4	800 – 1500	Innesco circolazione naturale nel loop
5	1500 – 2000	Circolazione naturale bifase con graduale riscaldamento del loop e pozzo termico non attivo
6	2000 – 14000	Circolazione naturale bifase, graduale aumento temperatura del loop con conseguente attivazione del pozzo termico e pressurizzazione del sistema
8	14000 – 18000	Circolazione naturale bifase con condizioni quasi stazionarie

Così come nelle prove effettuate con riempimento 85%, dopo la fase iniziale di riscaldamento della baionetta, si osserva una fase con forti oscillazioni di differenza di pressione probabilmente causate da un comportamento da tubo a U tra l’anulo e il downcomer dello scambiatore a baionetta. Dopo circa 750 secondi, gli andamenti di T1 e T2 presentano una sorta di plateau caratterizzato da oscillazioni attorno ad un valore medio circa costante. In questa fase non si è ancora instaurato un regime di circolazione poiché le temperature del ramo freddo del circuito, T6, T7 e T8, sono pressoché costanti in questa fase. Dopo circa 1200 secondi inizia ad innescarsi un regime di



circolazione naturale bifase caratterizzato da oscillazioni presenti in tutte le grandezze acquisite. Le differenze di pressione, in particolare, presentano un andamento oscillatorio di maggior ampiezza rispetto ai set di prove precedenti. Per quanto riguarda  $\Delta p_1$  (associata alla caduta di pressione ai capi del downcomer dello scambiatore a baionetta) si può osservare una banda di oscillazione più ampia rispetto alle altre pressioni differenziali. Questo è riconducibile al fatto che la sezione di passaggio del downcomer è minore rispetto a quelle della gamba calda e della gamba fredda dove sono misurate le altre  $\Delta p$ : oscillazioni della portata circolante comportano maggiori variazioni di velocità nel downcomer, le quali si traducono in maggiore ampiezza di oscillazione della  $\Delta p_1$ .

In Figura 50 le temperature T1, T2 e T3 sono confrontate con le temperature di saturazione associate alle pressioni p1 e p2. Si può osservare come nella fase iniziale la T2 sia sempre contenuta tra le due curve relative alle temperature di saturazione mentre la T1 rimanga in condizioni sottoraffreddate per tutta la durata del transitorio. La T3 inizia a crescere in maniera significativa insieme alla T1 e presenta un andamento monotono, fino a raggiungere stabilmente la saturazione insieme a T2 dopo circa 10000 secondi.

Nonostante il maggior volume disponibile inizialmente per l'espansione del fluido, la formazione di vapore porta ad un valore di pressione raggiunto a fine transitorio leggermente maggiore rispetto al caso 85% (Figura 41).

Anche in questa serie di prove l'effetto del livello d'acqua nel condensatore è modesto, con delle leggere differenze nel caso di livello pari a 35 cm, per il quale si può osservare un leggero aumento delle varie temperature lungo il circuito ed una conseguente maggior pressione all'interno del sistema. In particolare si può osservare un maggior rateo di crescita della temperatura della piscina a causa della minor quantità d'acqua contenuta in essa (Figura 48).

Differentemente dalle altre serie di prove, le varie grandezze considerate presentano un andamento oscillatorio attorno ad un valore medio crescente nel tempo con un periodo circa costante. Anche a fine transitorio, le grandezze presentano un comportamento oscillatorio tipico dei deflussi in regime di circolazione naturale bifase.

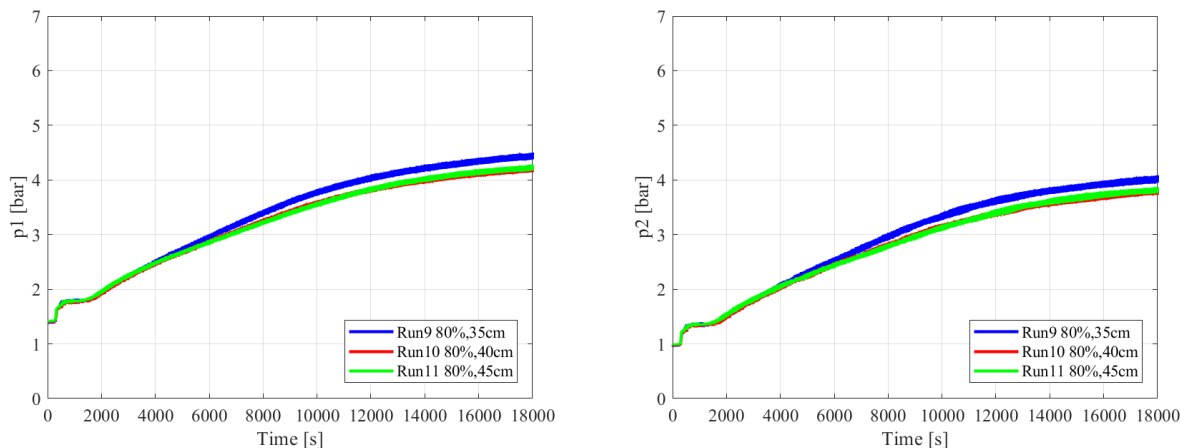


Figura 41 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, pressione  $p1$  (sinistra) e  $p2$  (destra)

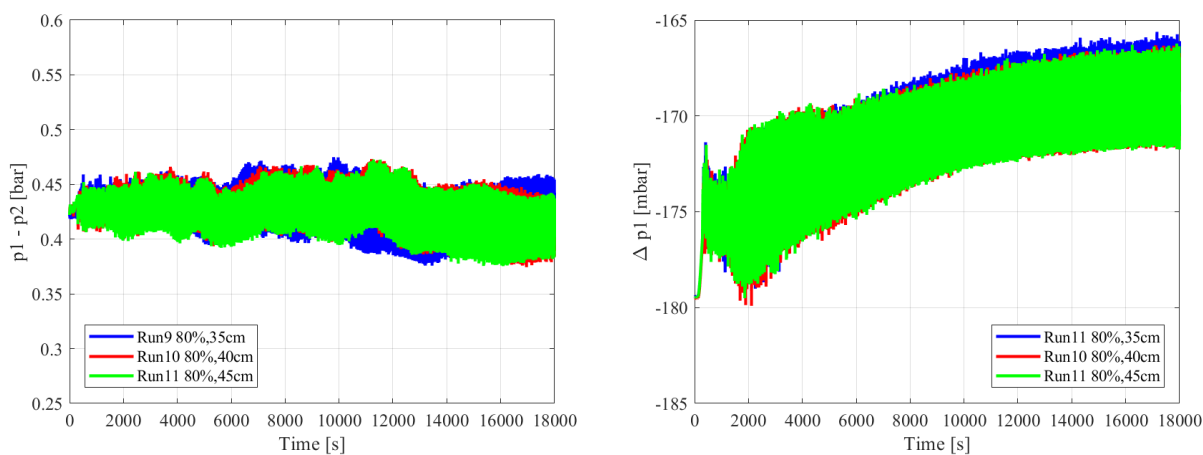


Figura 42 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, differenza di pressione  $p1-p2$  (sinistra) e caduta di pressione  $\Delta p1$  (destra)

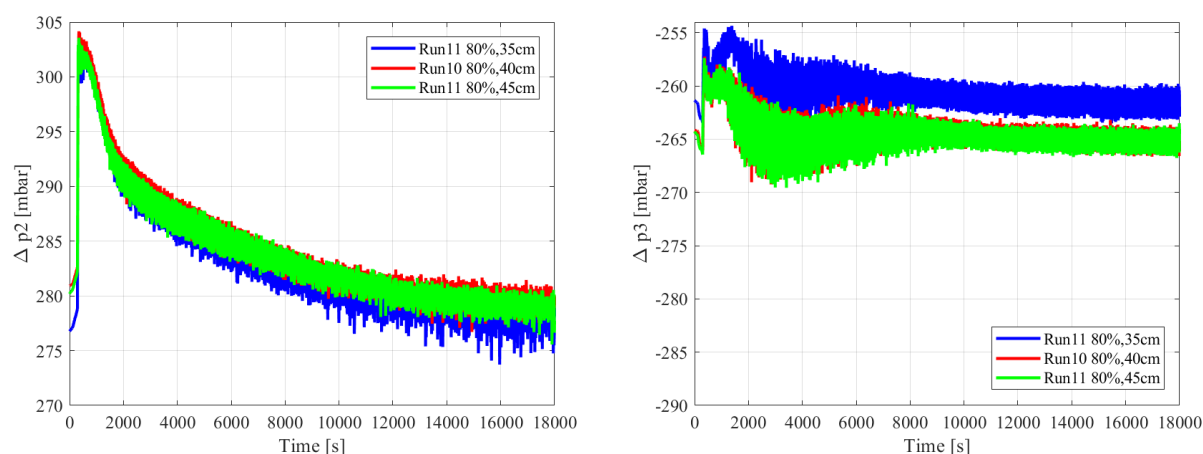


Figura 43 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, caduta di pressione  $\Delta p2$  (sinistra) e  $\Delta p3$  (destra)

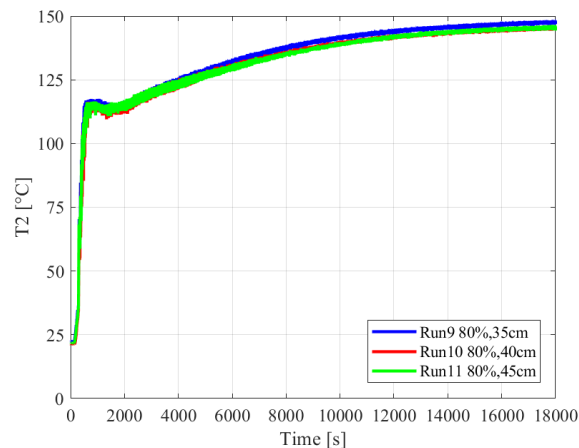
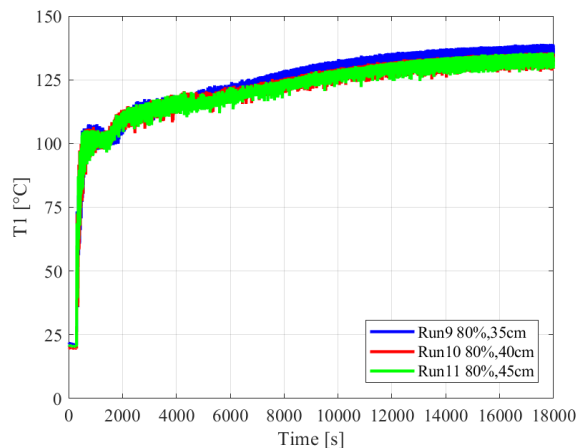


Figura 44 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra)

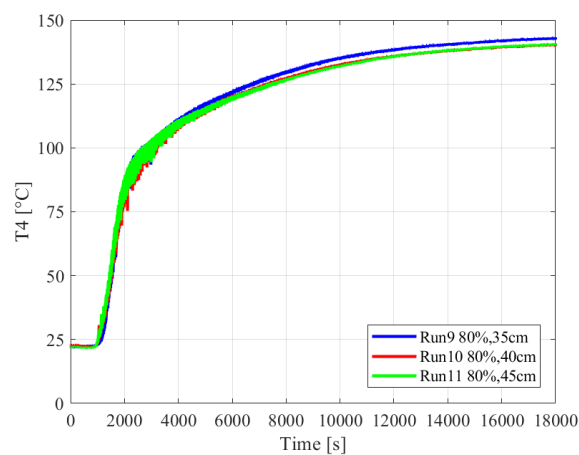
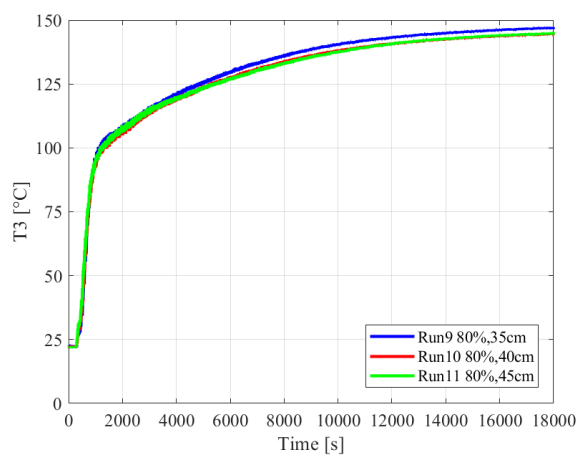


Figura 45 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra)

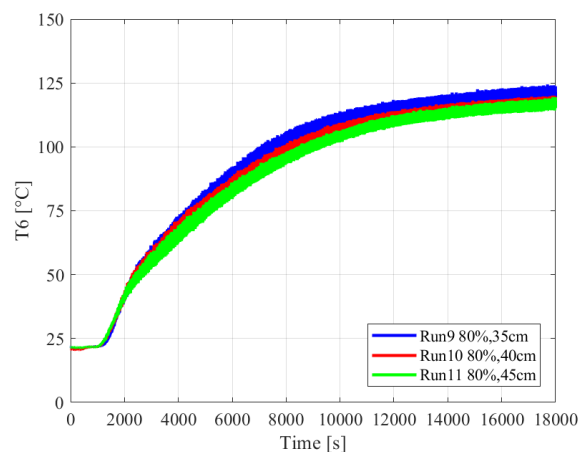
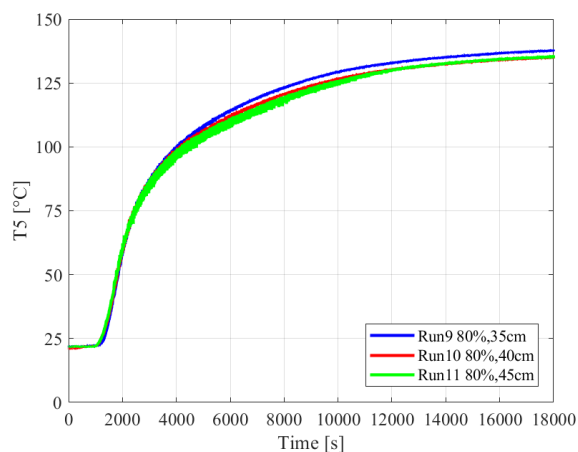


Figura 46 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra)

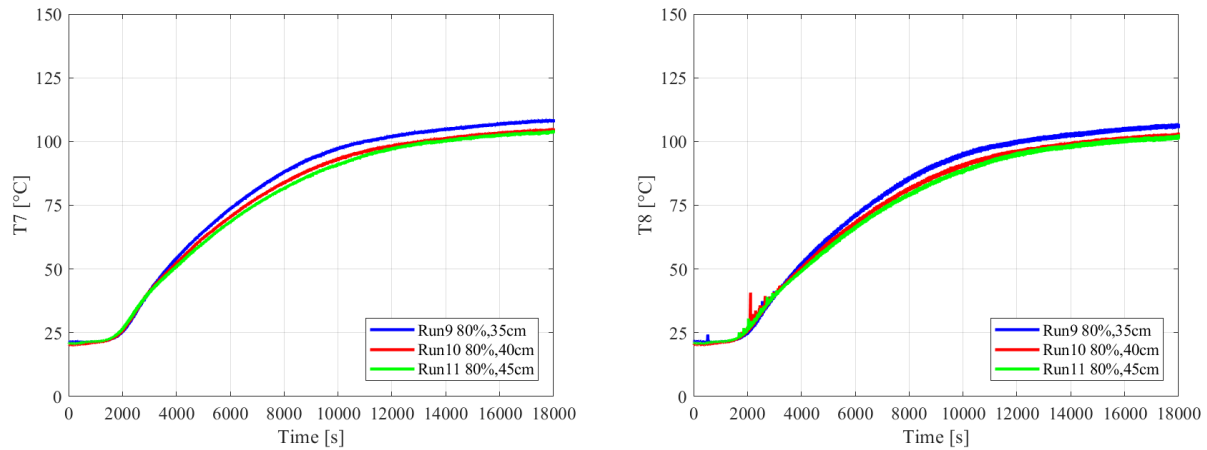


Figura 47 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra)

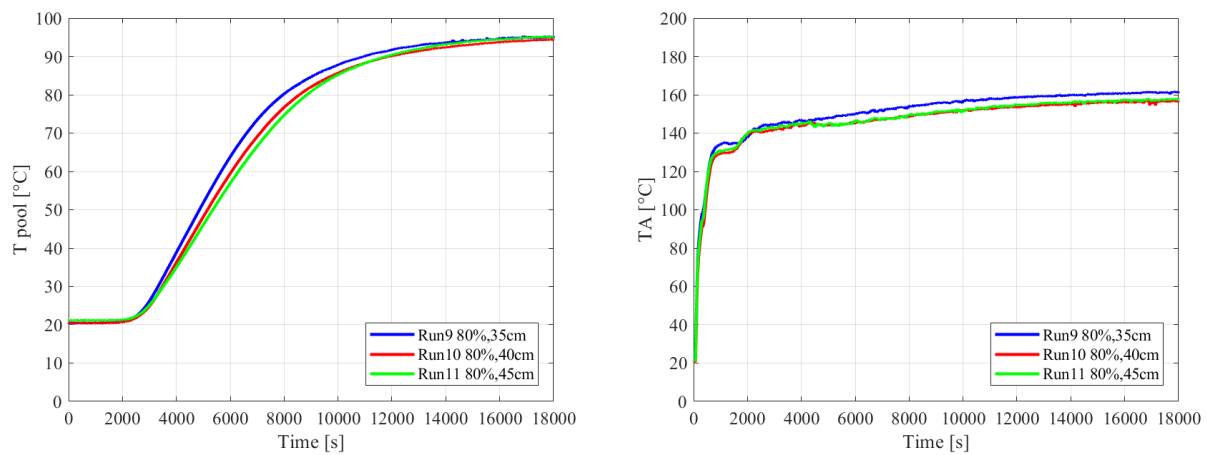


Figura 48 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura piscina T<sub>pool</sub> (sinistra) e temperatura parete T<sub>A</sub> (destra)

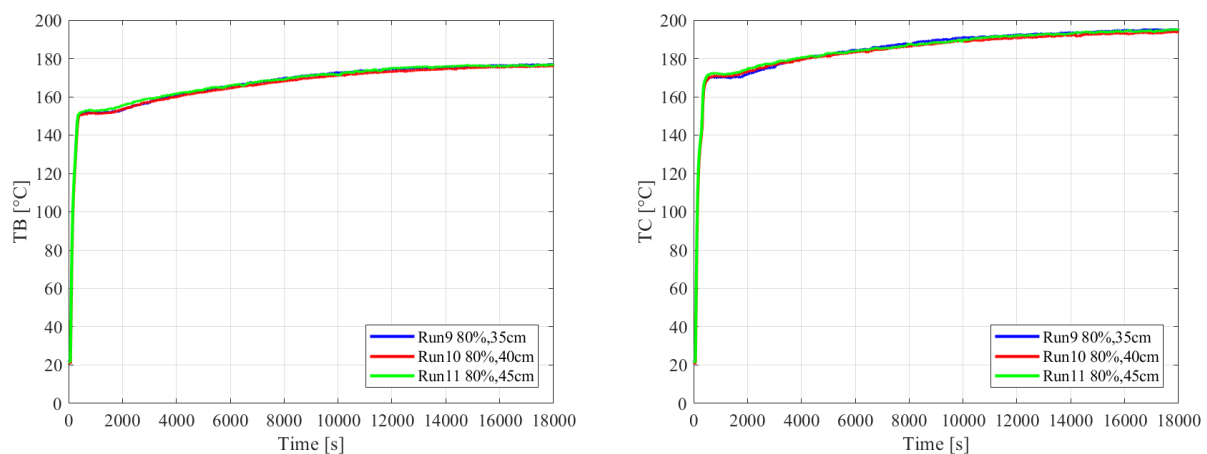


Figura 49 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, temperatura parete T<sub>B</sub> (sinistra) e T<sub>C</sub> (destra)

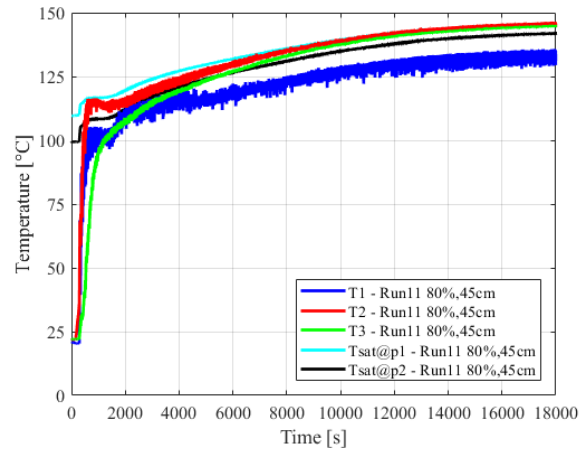


Figura 50 PROPHET, riempimento 80%, 1.7 kW, confronto tra temperature T1, T2 e T3 e temperature di saturazione relative a p1 e p2

Per questa serie di prove il ritardo cinematico della temperatura T8 riferito al tempo di applicazione della potenza è pari a 1140 secondi. Si può quindi osservare che tale ritardo cinematico dipende dal grado di riempimento per frazioni inferiori al 90%, aumentando al ridursi della frazione di riempimento. Per le prove in cui la circolazione è da subito monofase il ritardo cinematico è pressoché lo stesso.



## 4.2 Configurazione PROPHET-2

Nella configurazione PROPHET-2 è stata svolta una nuova campagna sperimentale variando due parametri: il riempimento iniziale del circuito e la potenza elettrica fornita agli elementi riscaldanti. In questa serie di prove, data la maggior potenza fornita, il livello d’acqua nel mantello del condensatore è stato mantenuto pari al massimo possibile (45 cm) e costante, con il collegamento ad una vasca secondaria di grosse dimensioni. Per ridurre le dimensioni dei file di acquisizione dati, tutte le prove hanno tempo di campionamento pari a 0.25 secondi (4 Hz). In Tabella 17 sono riportate le prove svolte nella configurazione PROPHET-2 (con numerazione progressiva rispetto alla configurazione PROPHET). Le prove 12, 13 e 14 sono state eseguite con il massimo riempimento del circuito (94.5%) mentre per le prove 15 e 16 sono stati scaricati 1000 g rispetto al riempimento massimo ottenibile, ottenendo così un grado di riempimento relativamente basso del 62%. Si osserva che la differenza di riempimento tra le prove 12, 13 e 14 e quelle effettuate su PROPHET (93% di riempimento) è dello stesso ordine di grandezza dell’errore sulla massa d’acqua presente nel circuito (circa 1%).

Nel seguito sono riportati i risultati sperimentali per la prova 12 (maggior potenza applicata con il massimo riempimento) ed i risultati sperimentali delle prove 15 e 16 a basso riempimento. I risultati delle prove 13 e 14 non sono riportati dato che presentano andamenti simili alla prova 12; infatti la minore potenza applicata nelle prove 13 e 14 provoca solo un rallentamento del transitorio di riscaldamento e pressurizzazione del sistema.

Tabella 17 Elenco prove svolte nella configurazione PROPHET-2

Run	Riempimento [%]	Potenza elettrica [kW <sub>e</sub> ]	Livello condensatore [cm]	Data esecuzione
Run12	94.5	2.5	45	31/08/2018
Run13	94.5	1.7	45	12/09/2018
Run14	94.5	1.3	45	14/09/2018
Run15	62.0	2.5	45	19/09/2018
Run16	62.0	5.0	45	21/09/2018

Il dispositivo a strozzamento installato all’ingresso dello scambiatore a baionetta ha consentito la misura della portata che è stata ricavata a partire dalla misura di pressione differenziale a monte ed a valle dell’orifizio:





$$W = a\varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (1)$$

Dove  $W$  è la portata in massa,  $a$  il coefficiente di portata,  $\varepsilon$  il coefficiente di comprimibilità (in questo caso pari ad 1 dato che è presente liquido nel punto di misura),  $d$  il diametro dell'orifizio,  $\rho$  la densità del fluido e  $\Delta p$  la caduta di pressione misurata. Il coefficiente di portata a vale:

$$a = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (2)$$

Dove  $\beta$  è pari al rapporto tra il diametro dell'orifizio e quello della tubazione; tale rapporto nominalmente è pari a  $d/D=0.242$  ( $d=5$  mm) ma in seguito a prove di calibrazione in circolazione forzata si è ottenuto un miglior accordo considerando il diametro  $d$  pari a 5.5 mm, quindi  $d/D=0.266$ . La caratteristica dell'orifizio è riportata in Appendice A. Il coefficiente  $C$ , nel caso di prese di pressione ai lati dell'orifizio è pari a:

$$C = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + 0.0029\beta^{2.5} \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0.75} \quad (3)$$

Dove  $Re_D$  è il numero di Reynolds riferito alla tubazione.

Nelle prove in regime di circolazione naturale monofase presentate di seguito (in particolare la Run12) è stato possibile calcolare le potenze scambiate nei vari componenti note la portata e la differenza di temperatura:

- Potenza scambiata nello scambiatore a baionetta  $P_{bayonet}$ :

$$P_{bayonet} = Wc_p(T_2 - T_8) \quad (4)$$

- Potenza scambiata nel condensatore  $P_{condenser}$ :



$$P_{condenser} = W c_p (T_5 - T_6) \quad (5)$$

- Potenza scambiata lungo la gamba calda  $P_{hot\ leg}$ :

$$P_{hot\ leg} = W c_p (T_2 - T_5) \quad (6)$$

- Potenza scambiata lungo la gamba fredda  $P_{cold\ leg}$ :

$$P_{cold\ leg} = W c_p (T_6 - T_8) \quad (7)$$

Dove  $W$  è la portata in massa,  $c_p$  è il calore specifico e le  $T_2$ ,  $T_5$ ,  $T_6$  e  $T_8$  sono le temperature considerate ai fini del calcolo. È bene sottolineare come la potenza calcolata con l'espressione (4) sia una potenza ricevuta dal fluido mentre le potenze calcolate con le espressioni (5), (6) e (7) sono potenze cedute dal fluido, e che tali relazioni sono valide in condizioni stazionarie essendo stati trascurati i ratei di accumulo o di perdite termiche nelle varie sezioni.

#### 4.2.1 Riempimento 94.5%, potenza 2.5 kW<sub>e</sub>

La prova in esame, svolta con la facility nella nuova configurazione PROPHET-2, è stata realizzata con il massimo riempimento (94.5%) ed il massimo livello d'acqua nel condensatore (45 cm). La potenza applicata è superiore rispetto alle prove realizzate con la configurazione PROPHET per valutarne l'effetto sul transitorio.

Dal punto di vista fenomenologico gli andamenti delle temperature (Figura 51 ed ingrandimento nella fase iniziale in Figura 52) sono simili alle serie di prove realizzate nella configurazione PROPHET con i riempimenti maggiori (93% e 90%) e rimangono sempre inferiori alla temperatura di saturazione. Anche i tempi caratteristici di riscaldamento della baionetta ed innesco della circolazione sono comparabili (Tabella 18 e Tabella 19).



Tabella 18 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, punti caratteristici trend temperature

	Inizio salita [s]	Fine Salita [s]	Plateau [s]	Minimo [s]	Flesso [s]
T1	112	230	-	345	500
T2	100	270	-	450	620
T3	142	335	-	485	680
T4	228	-	-	-	-
T5	248	-	-	-	-
T6	260	-	-	-	-
T7	300	-	-	-	-
T8	310	-	-	-	-

Tabella 19 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, finestre temporali e fenomeni principali

Finestra	Tempo [s]	Fenomeni principali
1	0 - 60	Condizioni iniziali del sistema
2	60 - 230	Riscaldamento scambiatore a baionetta
3	230 - 345	Innesco circolazione naturale nel loop
4	345 - 500	Circolazione naturale monofase con graduale riscaldamento del loop e pozzo termico non attivo
5	500 - 3900	Circolazione naturale monofase, graduale aumento temperatura del loop con conseguente attivazione del pozzo termico e pressurizzazione del sistema

La circolazione rimane in regime monofase e la piscina non raggiunge la saturazione (Figura 53); la prova è stata interrotta a circa 3900 secondi per evitare l'apertura della valvola di sicurezza (set-point 20 bar) a causa del rapido aumento della pressione (Figura 51). Questo andamento della pressione è dovuto alla riduzione del volume disponibile per l'espansione nella nuova configurazione (-16.74%). Il maggior grado di riempimento unito alla maggior temperatura raggiunta dal fluido durante il transitorio (rispetto alle prove al 93% di PROPHET) fanno sì che la dilatazione termica del fluido porti il sistema in una condizione quasi solida che causa una rapida crescita della pressione all'interno del circuito. La misura della portata circolante grazie all'orifizio posto all'ingresso della baionetta (Figura 55) presenta, dopo l'innescio, un punto di massimo relativo, quindi una leggera riduzione dovuta all'ingresso di acqua fredda nella baionetta (ed alla conseguente riduzione della temperatura in uscita verso la gamba calda e della differenza di densità tra gamba fredda e gamba calda, che provoca una riduzione del promotore di circolazione naturale) per poi crescere fino ad un valore di circa 15 g/s a fine transitorio.

Come si può notare in Figura 55, in condizioni stazionarie, la potenza entrante nella baionetta è rimossa nella gamba calda, nel condensatore e nella gamba fredda. Il fatto che nella fase iniziale le temperature degli elementi riscaldanti non sia uniforme (Figura 53) è probabilmente dovuto alla diversa resistenza di contatto tra la parete e gli elementi stessi. Durante il transitorio gli elementi scaldandosi si dilatano e, essendo vincolati da fascette metalliche, sono pressati sulla parete in modo più uniforme. In Figura 55 e Figura 56 sono riportati gli andamenti della differenza di pressione nella baionetta, nella gamba calda e nella gamba fredda. Nella gamba calda la differenza di pressione si riduce a causa del riscaldamento del fluido ed alla conseguente riduzione di densità e quindi del contributo gravitazionale; analogamente ma con andamento opposto la caduta di pressione nella gamba fredda aumenta (essendo negativa) per lo stesso motivo. Il ritardo cinematico della temperatura T8 è di circa 250 secondi riferito all'istante di attivazione della potenza, lievemente inferiore rispetto alle prove in circolazione monofase nella configurazione PROPHET. Nelle prove in circolazione naturale monofase (Run12, Run13 e Run14), questo ritardo si riduce al crescere della potenza applicata.

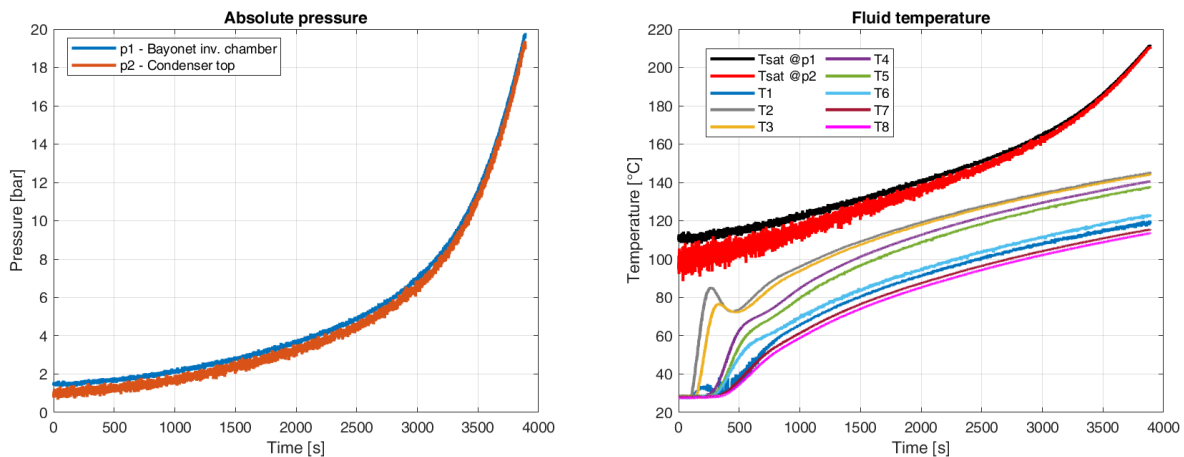


Figura 51 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, pressioni assolute (sinistra) e temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione (destra)

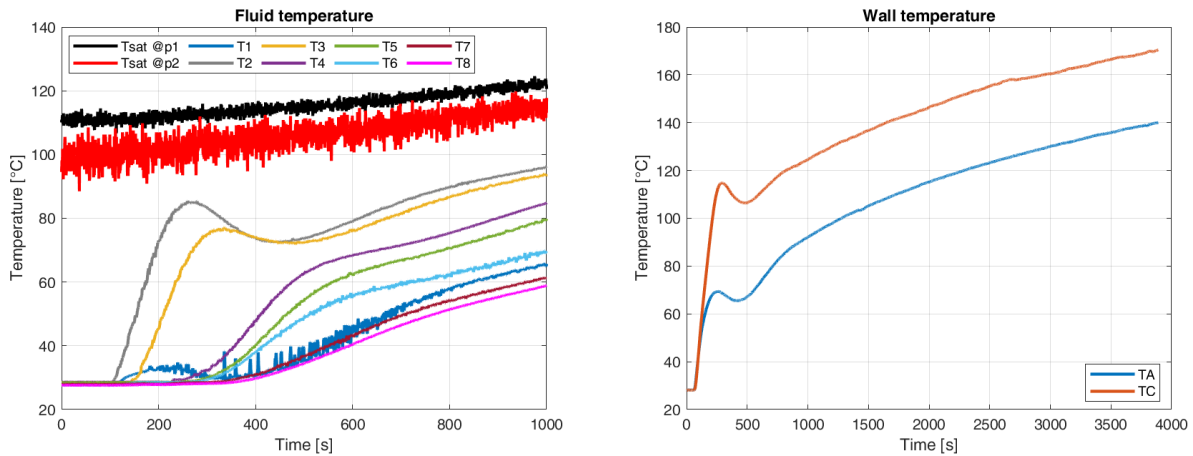


Figura 52 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione tra 0 e 1000 s (sinistra) e temperature di parete (destra)

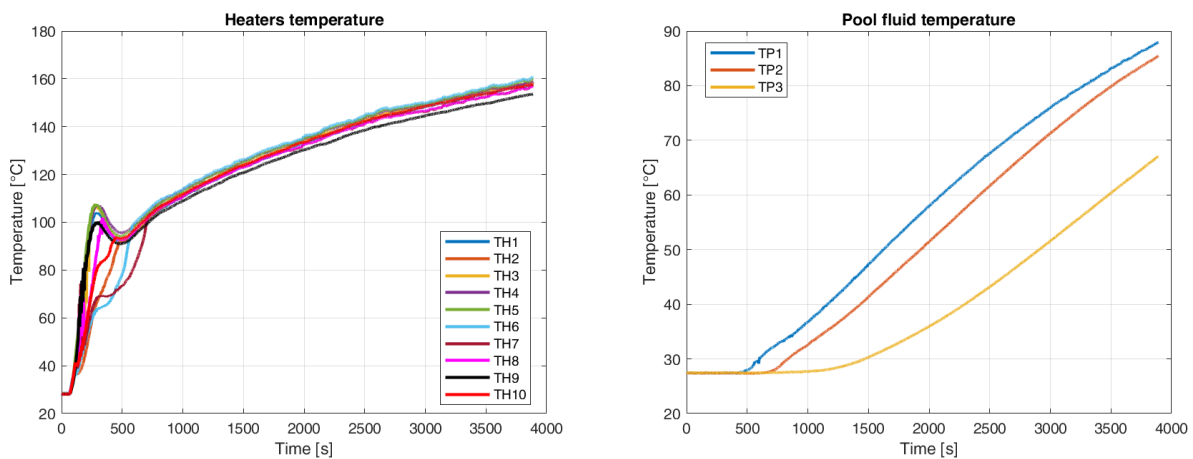


Figura 53 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperature elementi riscaldanti (sinistra) temperature della piscina (destra)

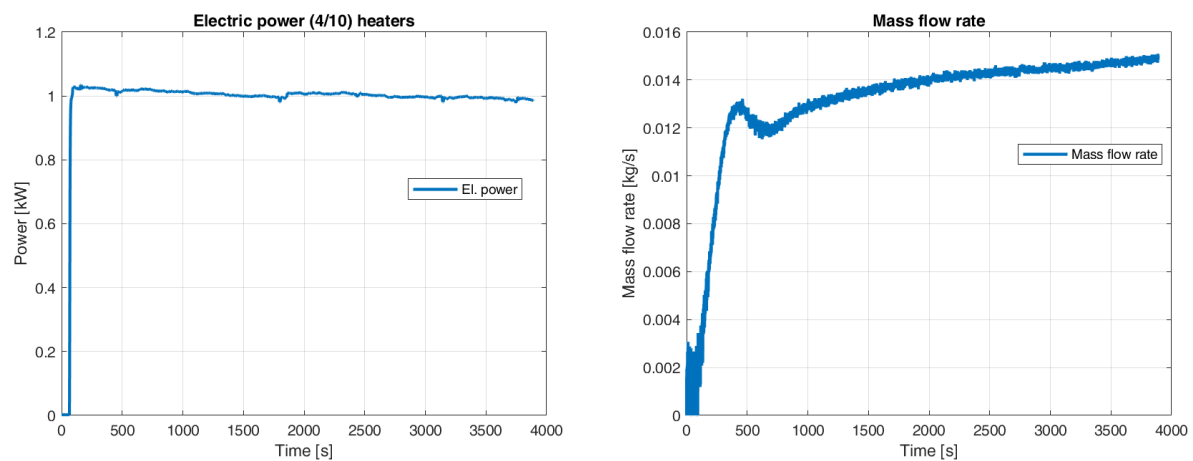


Figura 54 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW potenza elettrica di 4/10 elementi riscaldanti (sinistra) portata circolante (destra)

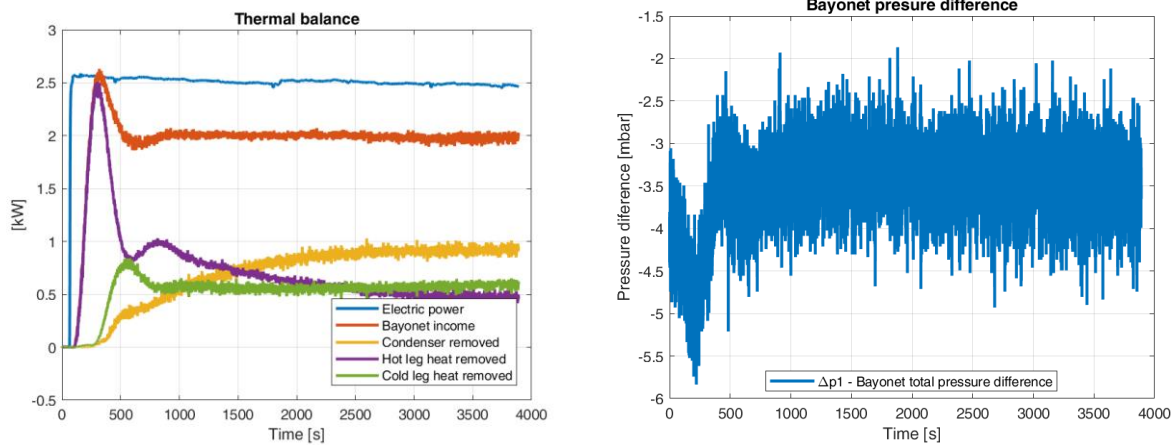


Figura 55 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, bilancio termico (sinistra) e differenza di pressione nella baionetta  $\Delta p_1$  (destra)

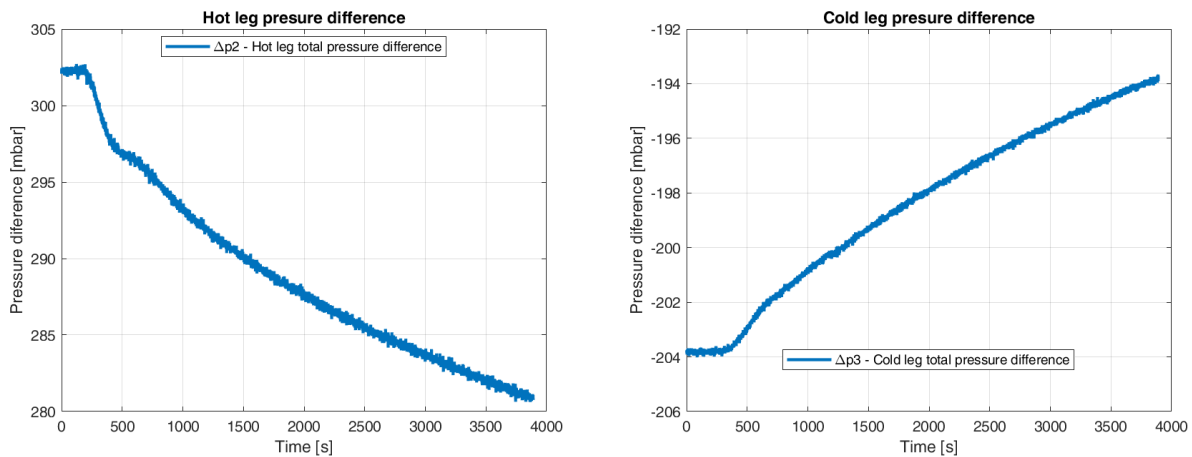


Figura 56 PROPHET-2, riempimento 94.5%, 2.5 kW, differenza di pressione nella gamba calda  $\Delta p_2$  (sinistra) e nella gamba fredda  $\Delta p_3$  (destra)

#### 4.2.2 Riempimento 62%, potenza 2.5 kW<sub>e</sub>

Oltre alle prove con massimo riempimento sono state realizzate due prove a riempimento notevolmente minore (62%) per indagare l'effetto del riempimento iniziale sul funzionamento del sistema. Per la prova in esame (Run14) la potenza è stata mantenuta pari a 2.5 kW<sub>e</sub> come nella prima prova a massimo riempimento (Run12). La prova, come per la configurazione PROPHET a minor riempimento (80%) presenta una circolazione naturale bifase ed è stata interrotta dopo 10800 secondi (3 ore) in seguito al raggiungimento di condizioni quasi stazionarie. In Tabella 20 e Tabella 21 sono riportati i tempi caratteristici della prova e le finestre fenomenologiche individuate.



Tabella 20 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, punti caratteristici trend temperature

	Inizio salita [s]	Fine Salita [s]	Plateau [s]	Minimo [s]	Flesso [s]
T1	237	350	350 – 1000	-	-
T2	143	277	277 – 950	-	-
T3	237	400	400 – 950	-	-
T4	600	-	-	-	-
T5	650	-	-	-	-
T6	700	-	-	-	-
T7	820	-	-	-	-
T8	820	-	-	-	-

Tabella 21 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, finestre temporali e fenomeni principali

Finestra	Tempo [s]	Fenomeni principali
1	0 – 60	Condizioni iniziali del sistema
2	60 – 233	Riscaldamento scambiatore a baionetta
3	233 – 600	Oscillazioni da tubo ad U nello scambiatore di calore a baionetta
4	600 – 920	Innesco circolazione naturale nel loop
5	920 – 850	Circolazione naturale bifase con graduale riscaldamento del loop e pozzo termico non attivo
6	850 – 5500	Circolazione naturale bifase, graduale aumento temperatura del loop con conseguente attivazione del pozzo termico e pressurizzazione del sistema
8	5500 - 10800	Circolazione naturale bifase con condizioni quasi stazionarie

Durante la fase iniziale di riscaldamento della baionetta è presente un’oscillazione da tubo ad U con grande ampiezza il cui effetto è visibile sulle temperature T1, T2, T3, T7 e T8 (Figura 57 ed ingrandimento in Figura 58). Dopo circa 600 secondi, con raggiungimento delle condizioni di saturazione all’uscita della baionetta (Figura 58), si attiva la circolazione naturale che è bifase nella gamba calda. La pressione nel sistema (Figura 57) raggiunge un valore finale di circa 5 bar, decisamente inferiore ai circa 20 bar raggiunti nelle prove con il 94.5% di riempimento. Il rateo di crescita della pressione si riduce nel tempo, arrivando ad un andamento quasi asintotico. Inoltre rispetto al caso descritto precedentemente la temperatura degli elementi riscaldanti (Figura 59) è sempre abbastanza uniforme durante il transitorio.

L’acqua contenuta nel condensatore lato mantello (Figura 59) inizia a riscaldarsi dopo circa 920 secondi, raggiungendo una completa saturazione intorno ai 5500 secondi, momento dal quale il sistema si trova in condizioni quasi stazionarie. L’acqua evaporata dal condensatore è reintegrata

grazie alla connessione con la vasca secondaria (vedi sezione 1). Il deflusso bifase provoca oscillazioni di notevole ampiezza delle cadute di pressione; la presenza di ampie oscillazioni di pressione a cavallo dell'orifizio all'imbocco della baionetta non ha consentito una stima affidabile della portata di circolazione in questa prova. Il ritardo cinematico della temperatura T8 è di circa 760 secondi riferito all'istante di attivazione della potenza.

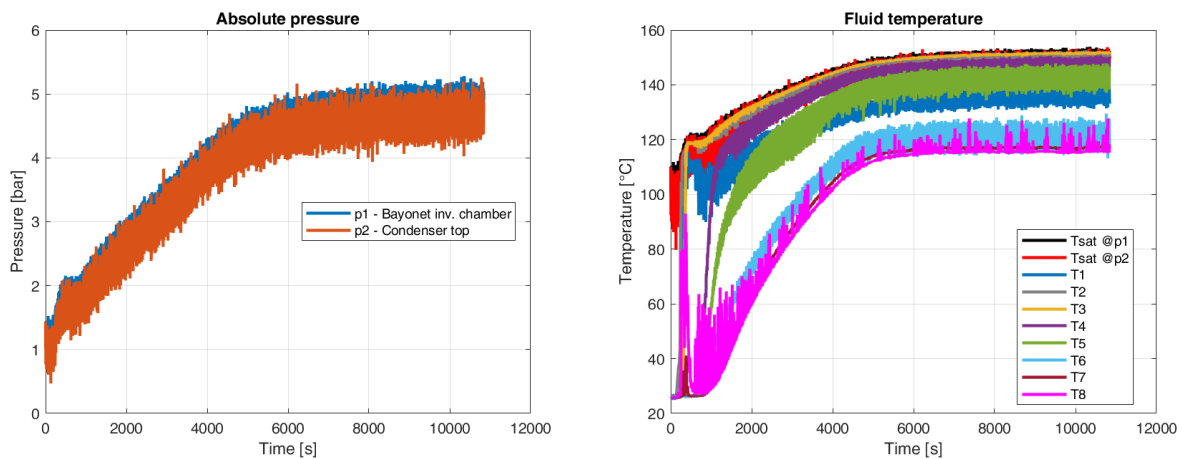


Figura 57 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, pressioni assolute (sinistra) e temperature di fluido temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione (destra)

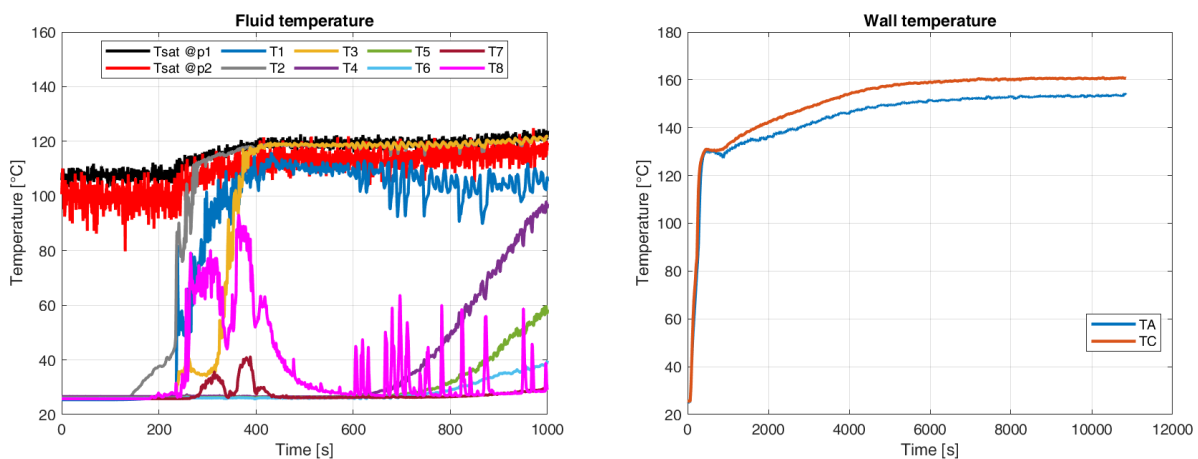


Figura 58 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, temperature di fluido temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione tra 0 e 1000 s (sinistra) e temperature di parete (destra)



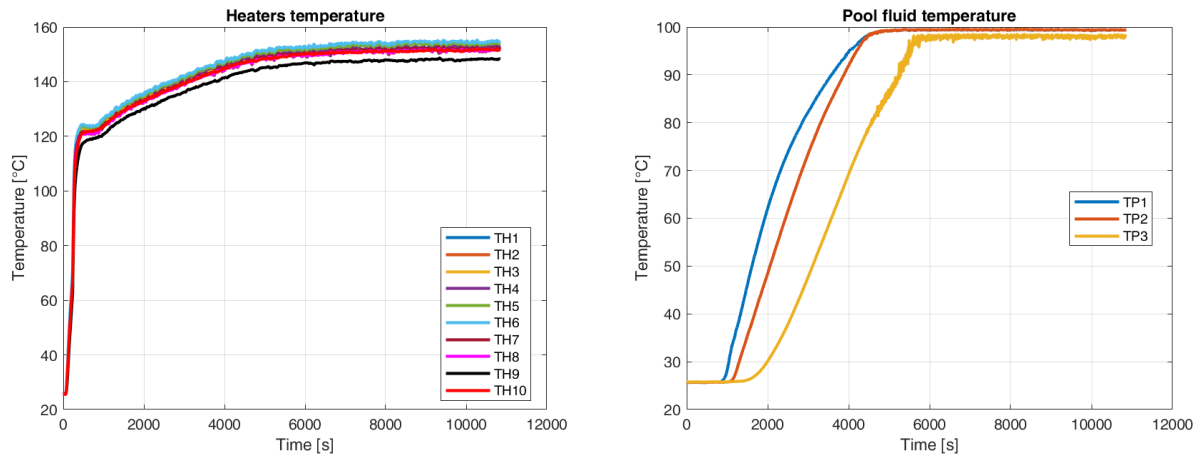


Figura 59 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, temperature elementi riscaldanti (sinistra) e temperature della piscina (destra)

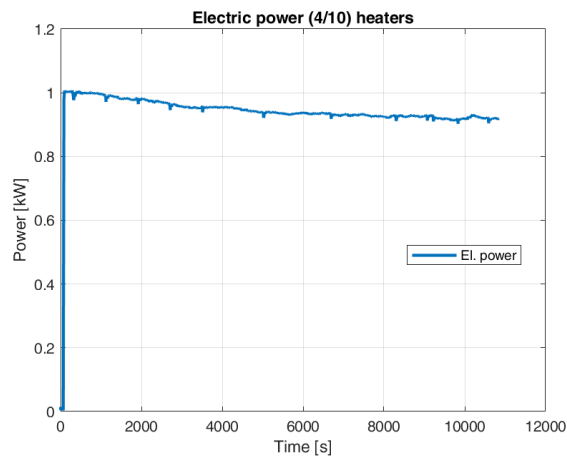


Figura 60 PROPHET-2, riempimento 62%, 2.5 kW, potenza elettrica di 4/10 elementi riscaldanti

#### 4.2.3 Riempimento 62%, potenza 5.0 kW<sub>e</sub>

La prova in esame (Run16) presenta lo stesso riempimento della prova precedente (Run15) ma è stata fornita potenza elettrica pari a 5.0 kW<sub>e</sub>, cioè il doppio rispetto alla prova precedente. Dopo la fase di riscaldamento iniziale, a partire da circa 237 secondi, il sistema opera in circolazione naturale con deflusso bifase nella gamba calda e, quando l'acqua nel condensatore lato mantello raggiunge le condizioni di saturazione, si ha una violenta ebollizione nel mantello stesso del condensatore. Per questo motivo la prova è stata interrotta dopo 3000 secondi (50 minuti).



In Tabella 22 sono riportati i tempi caratteristici delle temperature per la prova in esame mentre in Tabella 23 le finestre fenomenologiche; le finestre presentano caratteristiche molto simili alla prova precedente ma con tempi notevolmente anticipati.

Tabella 22 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, punti caratteristici trend temperature

	Inizio salita [s]	Fine Salita [s]	Plateau [s]	Minimo [s]	Flesso [s]
T1	162	224	350 – 1000	427	-
T2	120	237	237 – 460	-	-
T3	162	237	237 – 460	-	-
T4	300	-	-	-	-
T5	346	-	-	-	-
T6	375	-	-	-	-
T7	415	-	-	-	-
T8	420	-	-	-	-

Tabella 23 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, finestre temporali e fenomeni principali

Finestra	Tempo [s]	Fenomeni principali
1	0 – 60	Condizioni iniziali del sistema
2	60 – 162	Riscaldamento scambiatore a baionetta
3	162 – 320	Oscillazioni da tubo ad U nello scambiatore di calore a baionetta
4	320 – 460	Innesco circolazione naturale nel loop
5	460 – 470	Circolazione naturale bifase con graduale riscaldamento del loop e pozzo termico non attivo
6	470 – 2500	Circolazione naturale bifase, graduale aumento temperatura del loop con conseguente attivazione del pozzo termico e pressurizzazione del sistema
8	2500 – 3000	Circolazione naturale bifase con condizioni quasi stazionarie

Per effetto della maggior potenza fornita agli elementi riscaldanti, sia la pressione che la temperatura (Figura 61) hanno raggiunto valori più elevati con ratei di crescita maggiori durante la prova. Gli andamenti della temperatura, in particolare nella fase iniziale (Figura 62), mostrano, anche in questa prova, il verificarsi di oscillazioni da tubo ad U, caratterizzate però da un’ampiezza inferiore rispetto alla prova con potenza 2.5 kW. Le temperature di parete e quelle degli elementi riscaldanti (che sono pressoché uniformi) raggiungono valori più elevati durante tutto il transitorio (Figura 62 e Figura 63). Le maggiori temperature nel sistema fanno sì che anche le temperature nel lato mantello del condensatore crescano e raggiungano la saturazione prima che nel caso precedente

(Figura 63), con una violenta ebollizione nella parte superiore. Le cadute di pressione, e di conseguenza anche la portata (Figura 64), hanno oscillazioni di ampiezza minore rispetto al caso precedente (Figura 65).

Il ritardo cinematico della temperatura T8 è di circa 360 secondi riferito all'istante di attivazione della potenza. Così come visto per le prove in regime di circolazione naturale monofase, anche nelle prove con deflusso bifase il ritardo cinematico di T8 si riduce al crescere della potenza.

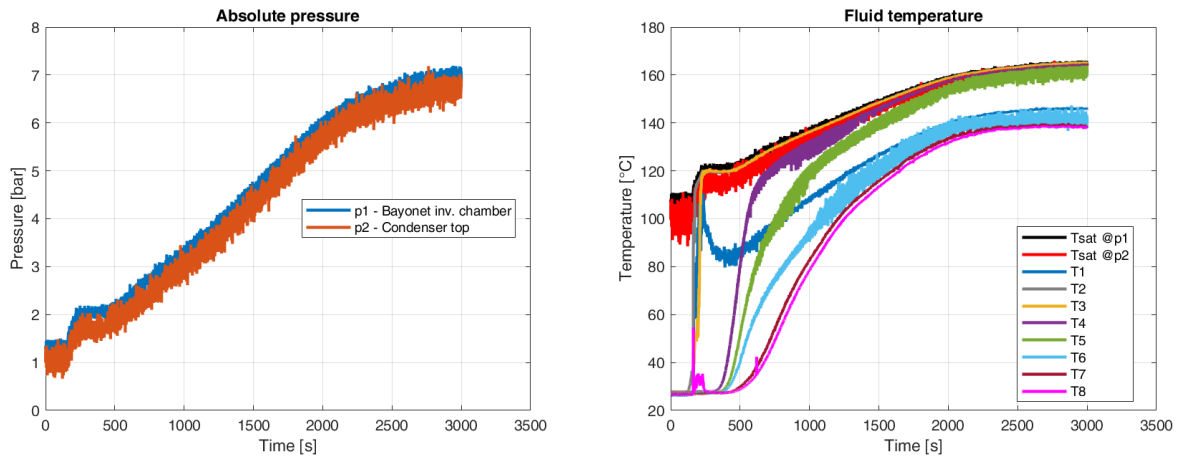


Figura 61 PROPHEX-2, riempimento 62%, 5.0 kW, pressioni assolute (sinistra) e temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione (destra)

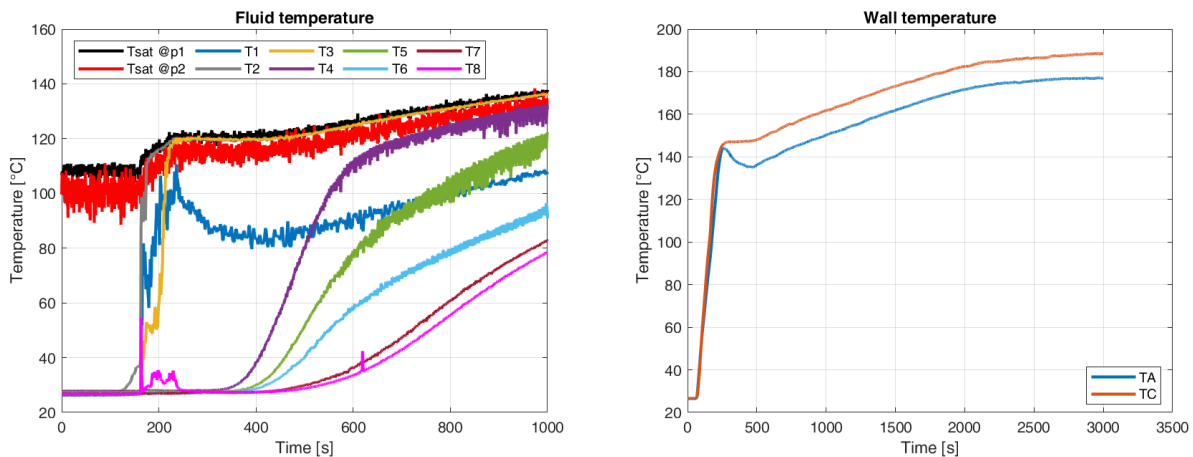


Figura 62 PROPHEX-2, riempimento 62%, 5.0 kW, temperature di fluido comparate con la temperatura di saturazione tra 0 e 1000 s (sinistra) e temperature di parete (destra)

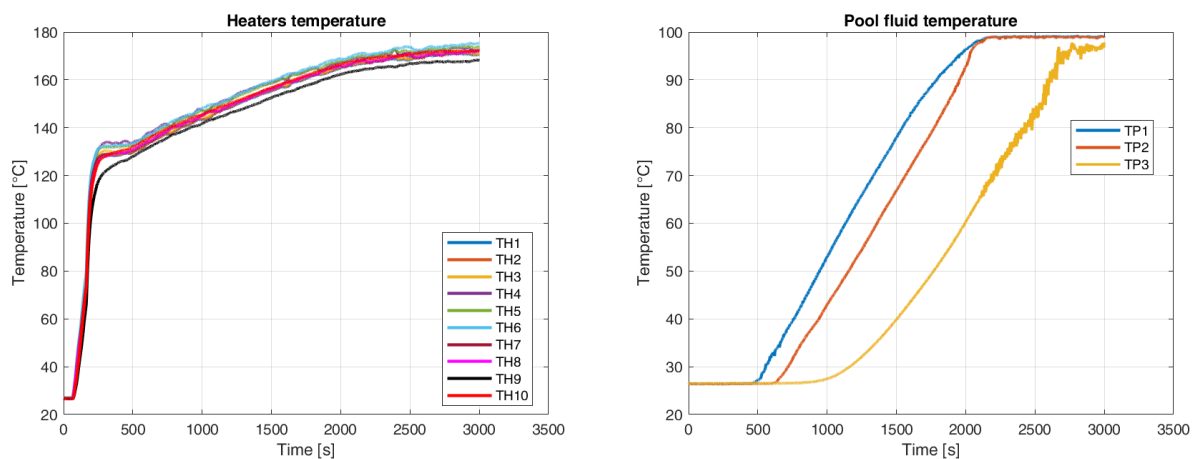


Figura 63 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, temperature elementi riscaldanti (sinistra) e temperature della piscina (destra)

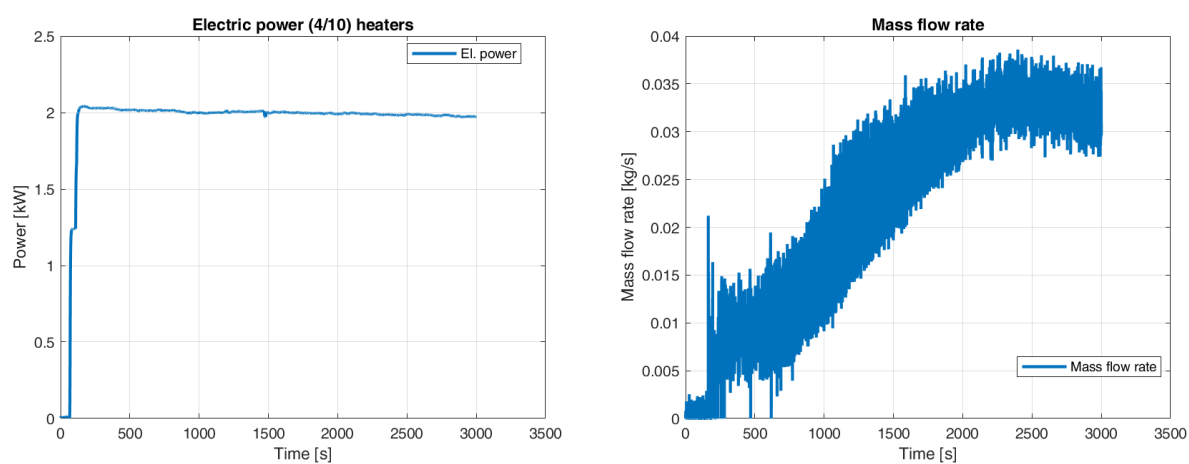


Figura 64 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, potenza elettrica di 4/10 elementi riscaldanti (sinistra) e portata circolante (destra)

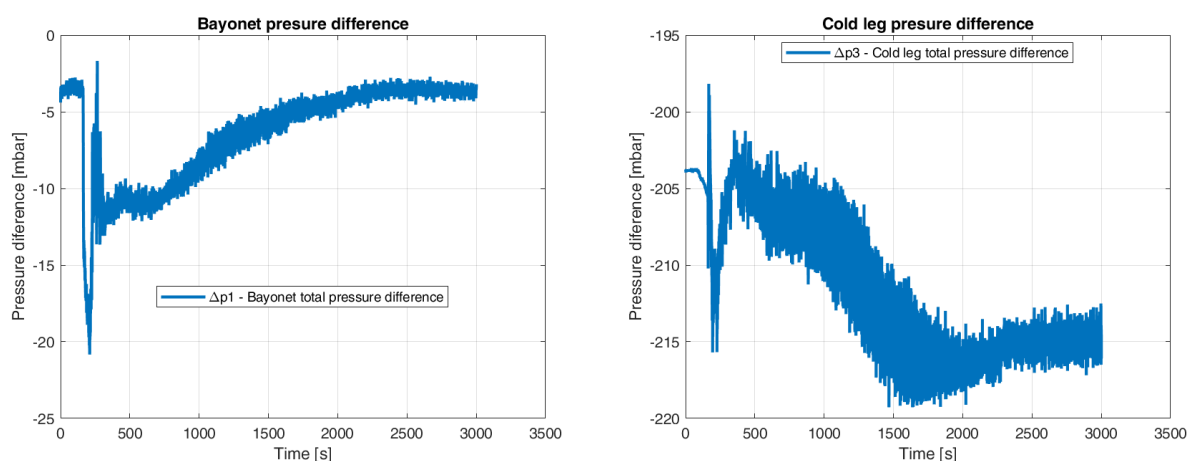


Figura 65 PROPHET-2, riempimento 62%, 5.0 kW, differenza di pressione nella baionetta  $\Delta p1$  (sinistra) e nella gamba fredda  $\Delta p3$  (destra)



## 5 Confronto tra dati sperimentali e risultati numerici

Il codice RELAP5-3D è stato usato per compiere calcoli di post-test relativi alle prove sperimentali svolte. L'accuratezza dei risultati sperimentali è stata valutata comparando gli andamenti temporali delle grandezze misurate sperimentalmente con i corrispondenti valori simulati. Inoltre, per avere un'indicazione quantitativa, è stato calcolato l'errore relativo nel tempo per ogni grandezza analizzata come:

$$err = \frac{X_{Exp} - X_{RELAP}}{X_{Exp}} \quad (8)$$

in cui  $X$  è la generica grandezza considerata. Per poter calcolare l'errore, i tempi di campionamento dei risultati sperimentali e di plottaggio dei risultati numerici, che non necessariamente sono uguali, sono stati uniformati utilizzando un passo da 1 secondo.

La temperatura della fase liquida e quella della fase vapore stimate da RELAP5-3D sono state utilizzate per valutare una temperatura di miscelamento, che viene poi confrontata con il valore ottenuto sperimentalmente. In particolare questo è stato fatto nei punti corrispondenti alle posizioni di misura in cui potrebbe essere presente una miscela liquido-gas in condizioni di disequilibrio termodinamico (in cui con gas si intende vapore ed incondensabili secondo l'impostazione di RELAP5), ovvero T2, T3, T4 e T5. La temperatura di miscelamento è stata valutata come:

$$T_{mix} = \frac{m_l c_{pl} T_l + m_g c_{pg} T_g}{m_l c_{pl} + m_g c_{pg}} \quad (9)$$

in cui  $m$  è la massa nel volume,  $c_p$  il calore specifico e  $T$  la temperatura; i pedici  $l$  e  $g$  si riferiscono alla fase liquida e alla fase gas rispettivamente. Utilizzando le grandezze disponibili nell'output di RELAP5 e la loro dicitura si può riscrivere come:

$$T_{mix} = \frac{TMASSFV * CSUBPF * TEMPF + TMASSGV * CSUBPG * TEMPG}{TMASSFV * CSUBPF + TMASSGV * CSUBPG} \quad (10)$$

## 5.1 Configurazione PROPHET

Per la configurazione PROPHET si riportano i risultati ottenuti relativamente alla prova “Run1” (dalla Figura 66 alla Figura 73) con riempimento 93%, livello d’acqua nel condensatore 40 cm e potenza 1.7 kW (massima applicabile con i vecchi elementi riscaldanti). La portata, non misurata nella configurazione PROPHET, è stata calcolata a partire da dati sperimentali secondo il modello proposto da Scarlatt [10] e riportato in Appendice C. L’accuratezza del codice RELAP è molto buona nel prevedere i risultati sperimentali sia per quanto riguarda le pressioni che le temperature e anche il modello analitico utilizzato per la stima della portata è in buon accordo con le previsioni di RELAP. Analizzando gli errori relativi presentati in Figura 74 si può osservare come l’errore relativo tra i risultati sperimentali e le simulazioni sia sempre inferiore al 20%, con l’esclusione di brevi oscillazioni iniziali. Ne consegue che anche dal punto di vista quantitativo l’accuratezza delle simulazioni si può considerare soddisfacente per la maggior parte del transitorio.

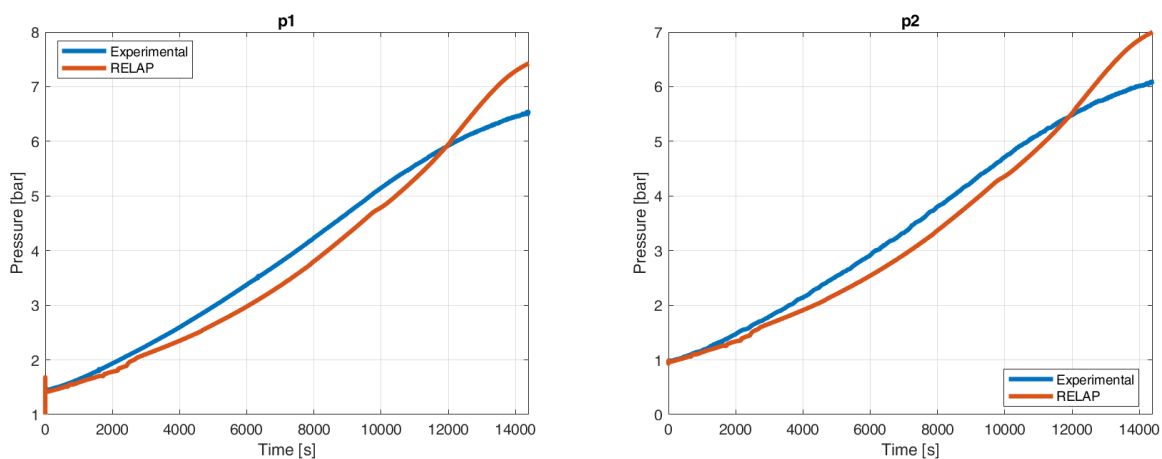


Figura 66 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra)

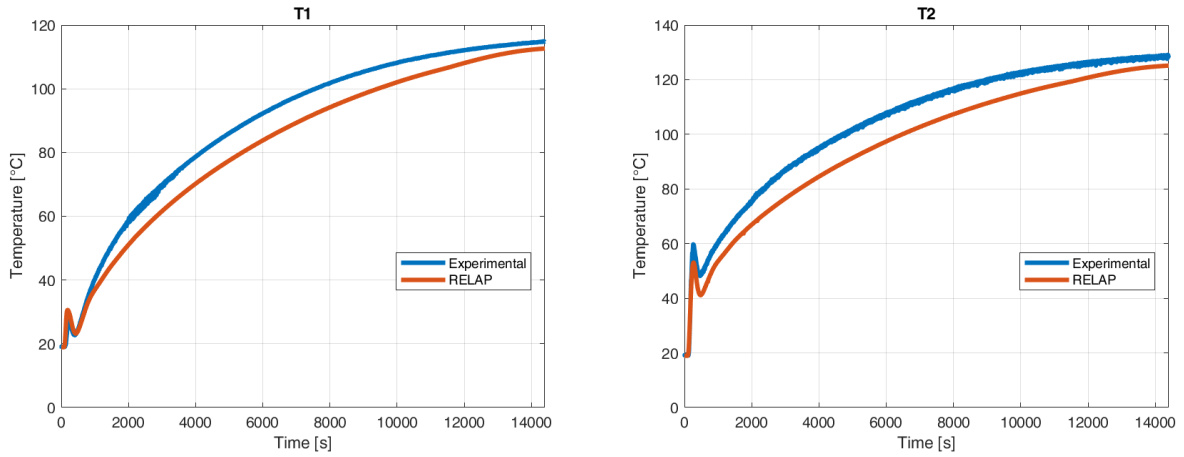


Figura 67 PROPHEt (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra)

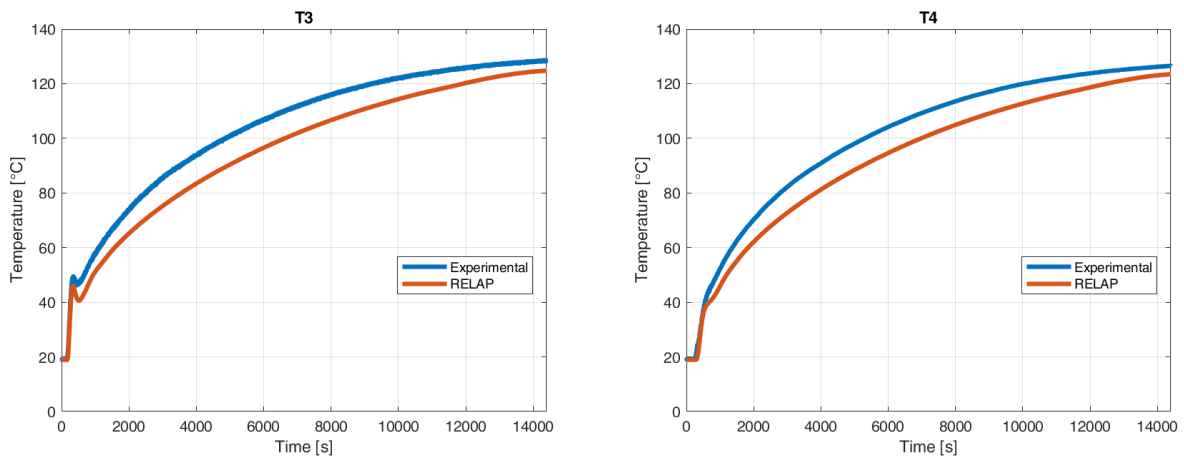


Figura 68 PROPHEt (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra)

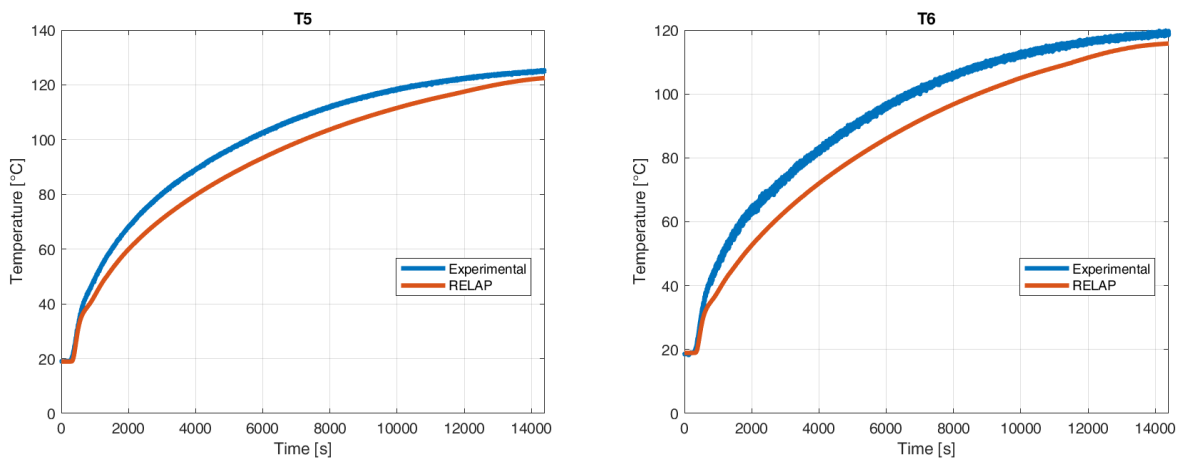


Figura 69 PROPHEt (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra)

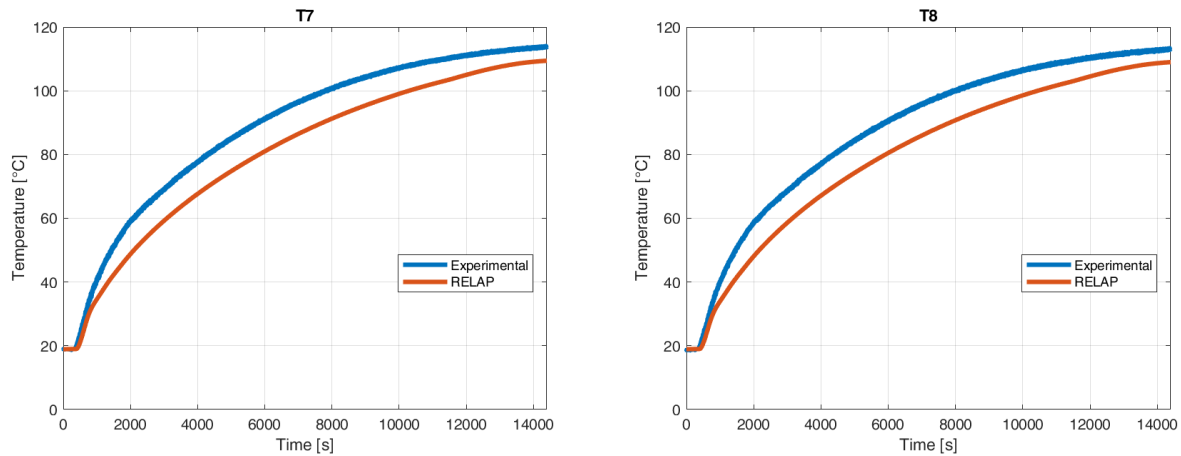


Figura 70 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra)

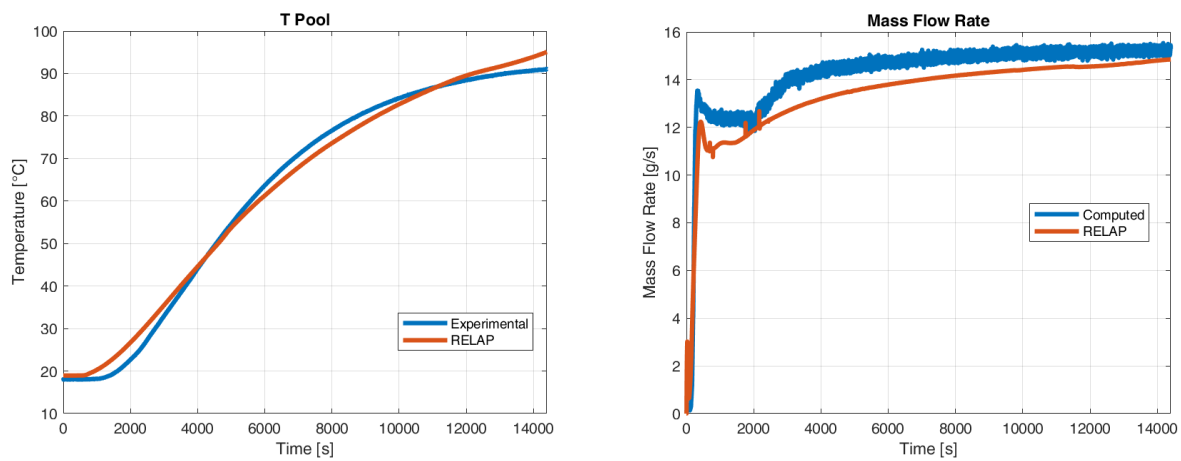


Figura 71 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, temperatura piscina TP (sinistra) e portata nel circuito (destra)

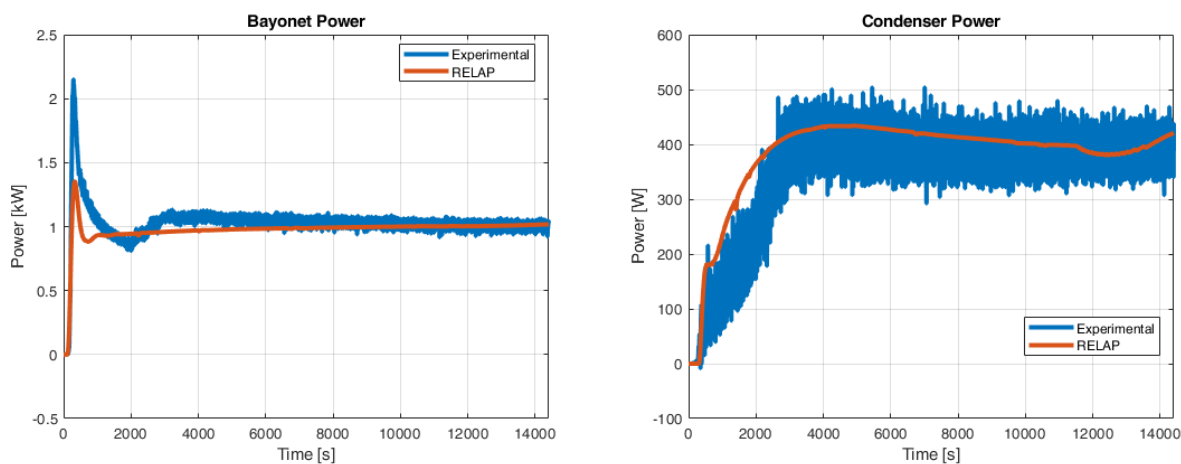


Figura 72 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, potenza baionetta (sinistra) e condensatore (destra)



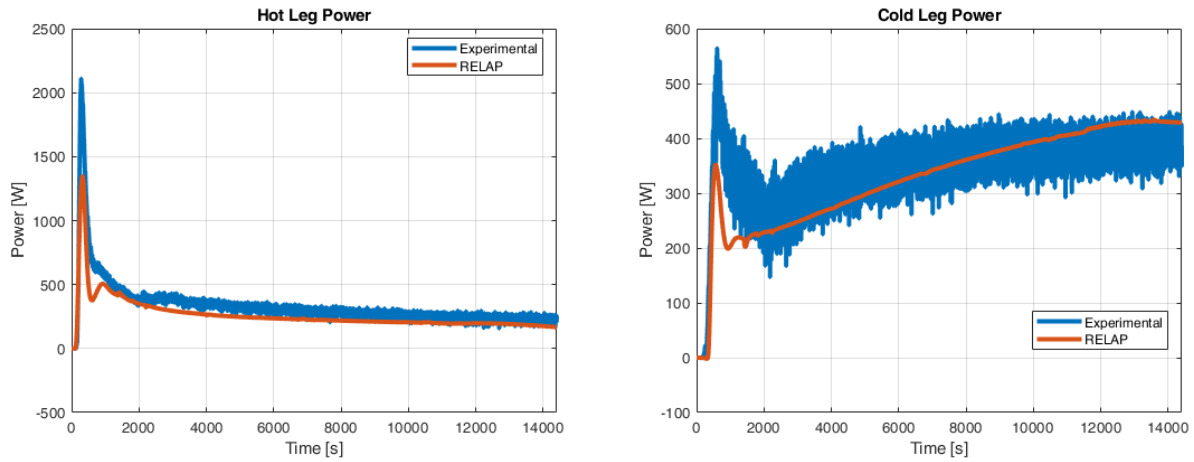


Figura 73 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, potenza dispersa gamba calda (sinistra) e gamba fredda (destra)

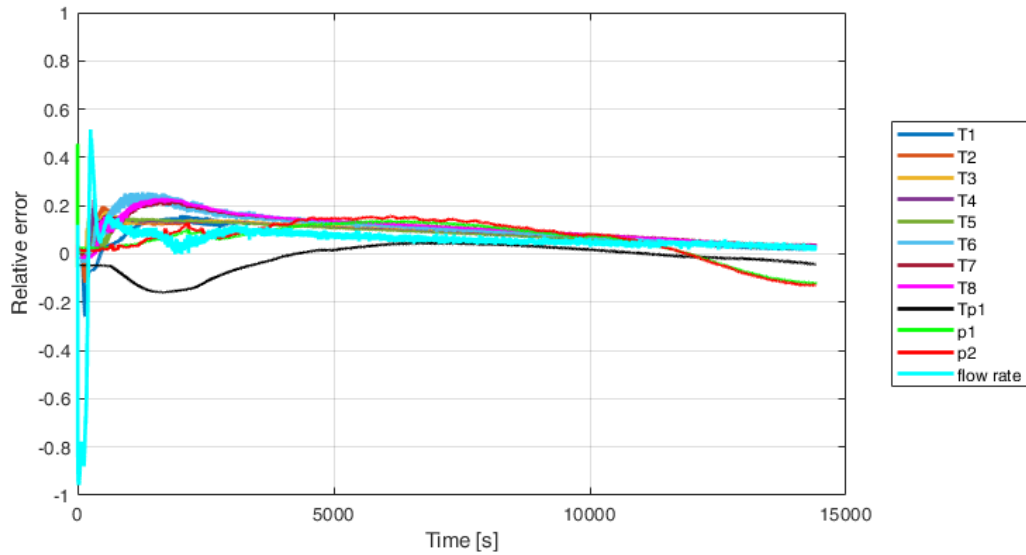


Figura 74 PROPHET (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 93%, 1.7 kW, errore relativo tra risultati sperimentali e simulazioni RELAP5-3D



## 5.2 Configurazione PROPHET-2

Per la configurazione PROPHET-2 tutte le prove sono state svolte con il massimo livello d’acqua nel condensatore (45 cm). Si riportano i risultati ottenuti relativamente alla prova “Run12”, “Run15” e “Run16”.

### 5.2.1 Run12, riempimento 94.5%, potenza 2.5 kW<sub>e</sub>

Nei grafici seguenti (dalla Figura 75 alla Figura 86) sono riportati gli andamenti di tutte le grandezze sperimentali e di alcune grandezze derivate da dati sperimentali (ad esempio la potenza nelle varie sezioni) ed i corrispondenti risultati calcolati con il codice RELAP5-3D per la Run12. Come si può osservare la capacità del codice di prevedere qualitativamente i risultati sperimentali è buona e tutte le grandezze sono riprodotte con buona approssimazione dal punto di vista qualitativo per tutta la durata del transitorio. In particolare, ottimi risultati si hanno per le pressioni assolute, per le temperature di fluido all’interno del loop e per la portata circolante. Considerando l’errore relativo presentato in Figura 87, per tempi maggiori di 1000 s, l’errore è inferiore al 10% per tutte le grandezze tranne che per la temperatura nella piscina posta alla quota inferiore (TP3) per la quale l’errore è circa del 20%.

In Figura 76 e Figura 82 si può osservare come il codice non preveda le oscillazioni della temperatura T1 e della portata circolante presenti nei dati sperimentali.

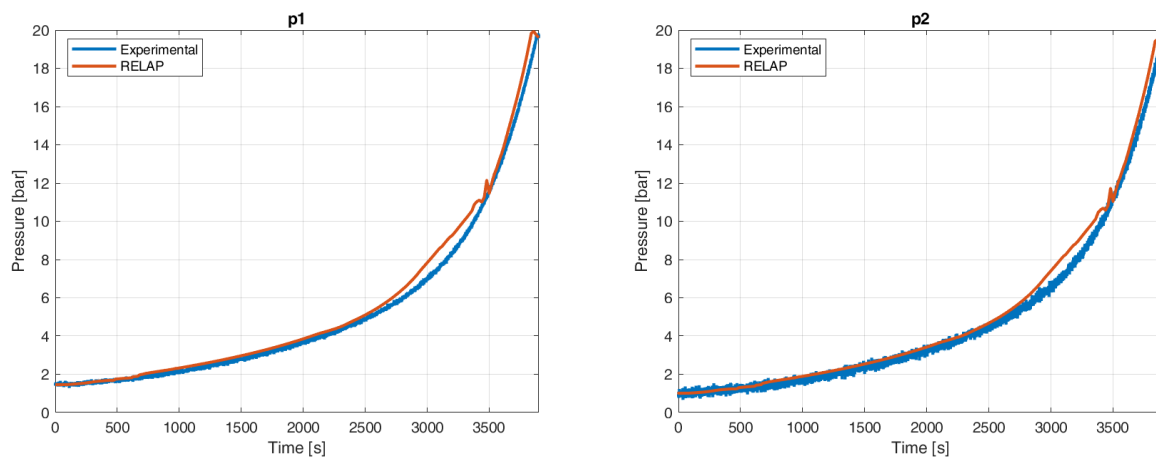


Figura 75 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra)

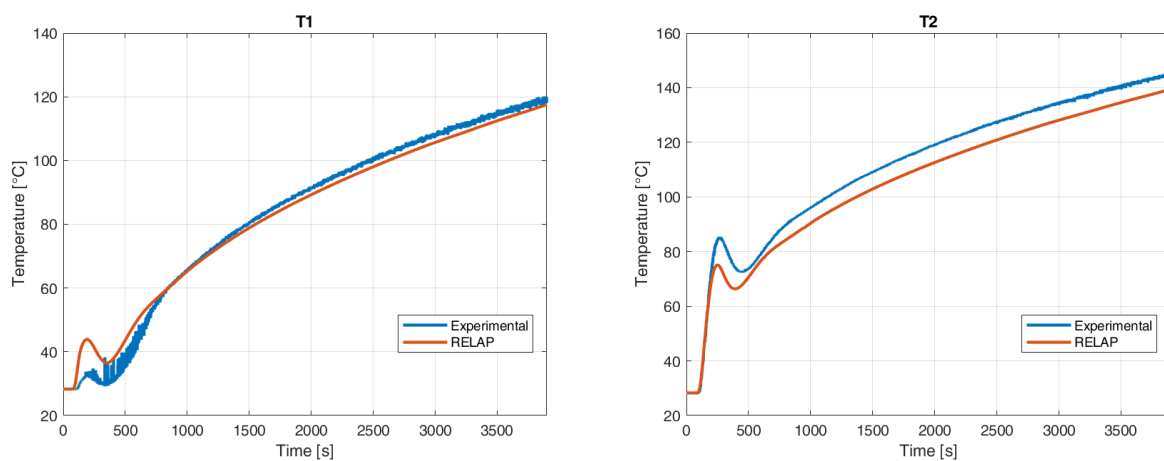


Figura 76 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra)

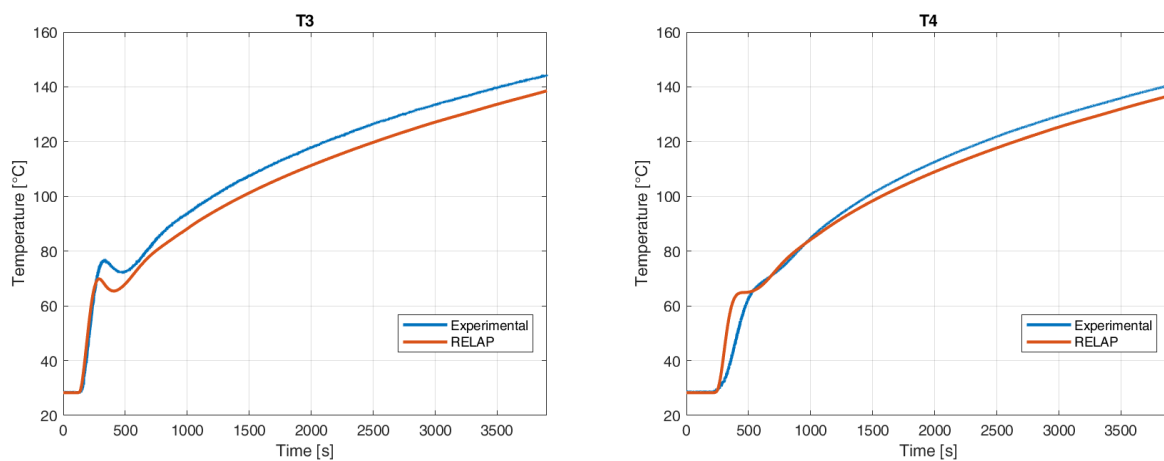


Figura 77 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra)

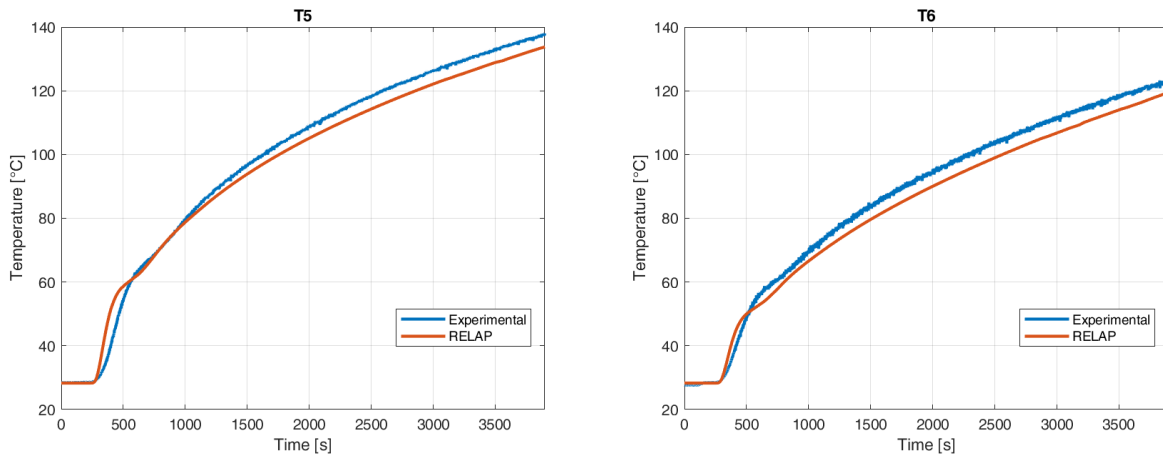


Figura 78 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra)

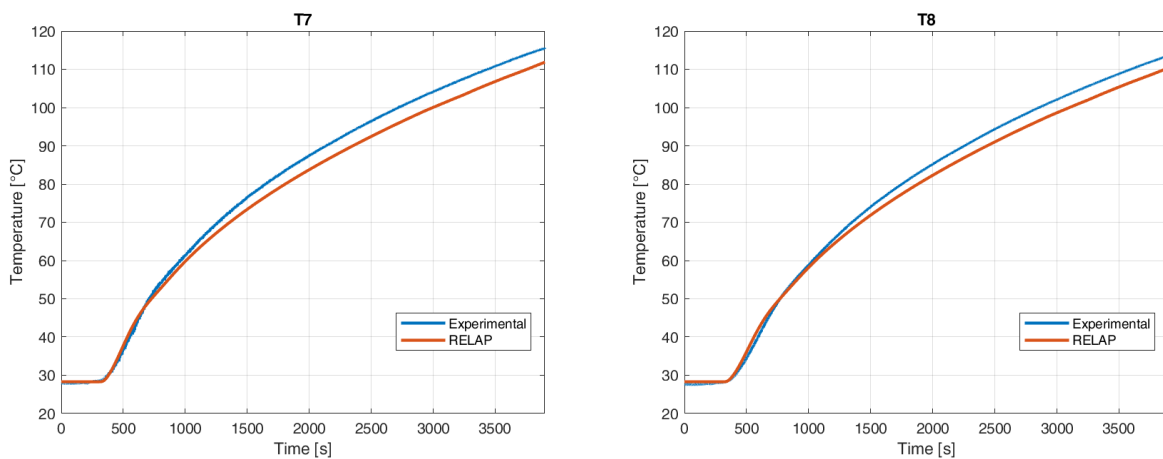


Figura 79 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra)

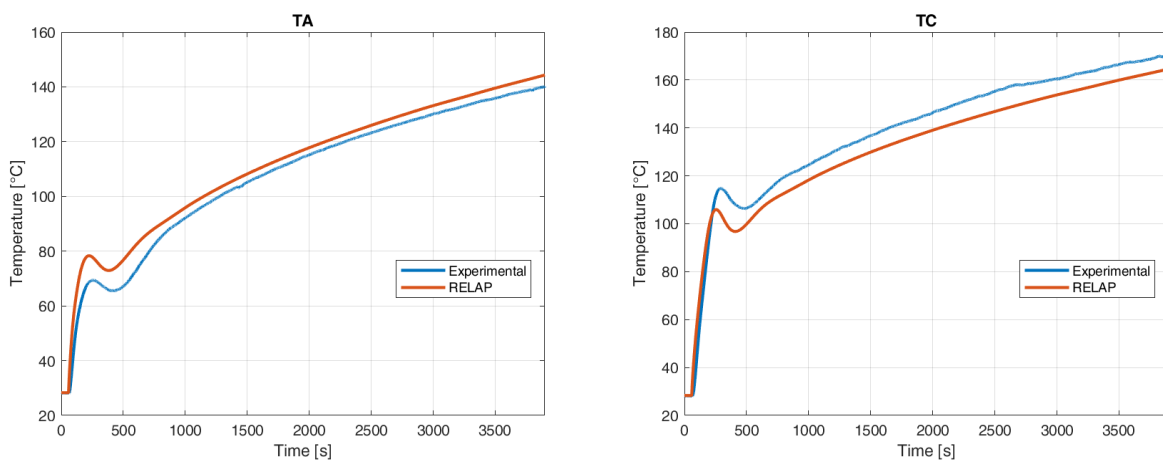


Figura 80 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura di parete TA (sinistra) e TC (destra)

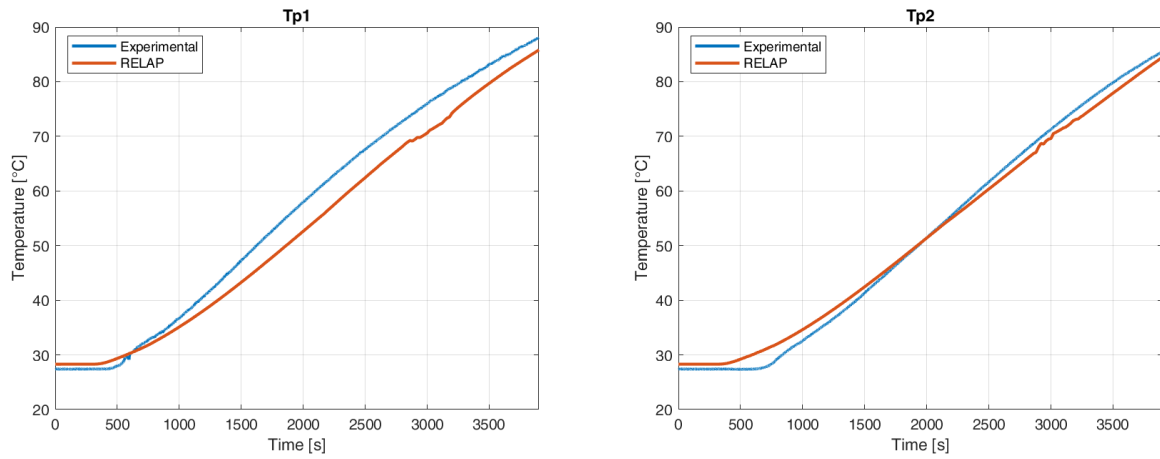


Figura 81 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura della piscina TP1 (sinistra) e TP2 (destra)

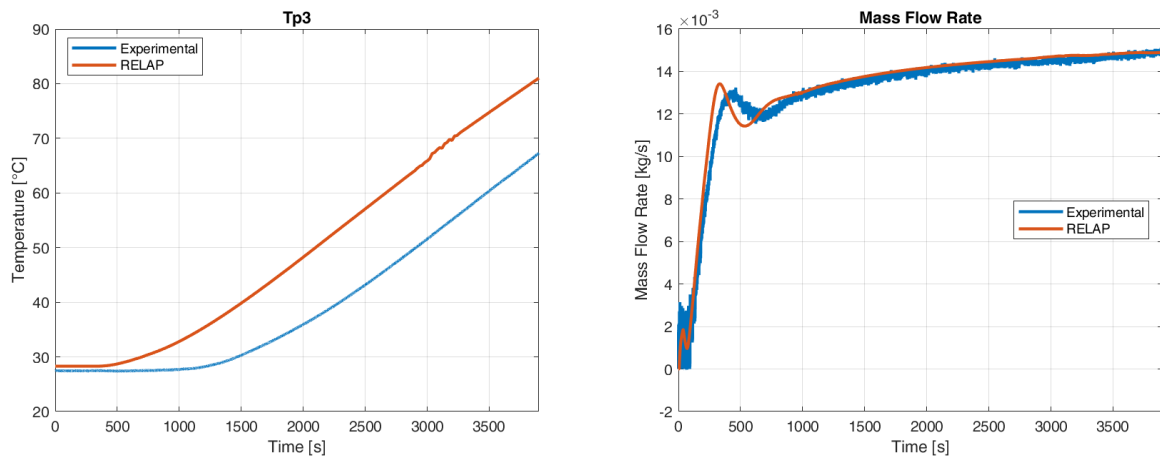


Figura 82 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, temperatura della piscina TP3 (sinistra) e portata nel circuito (destra)

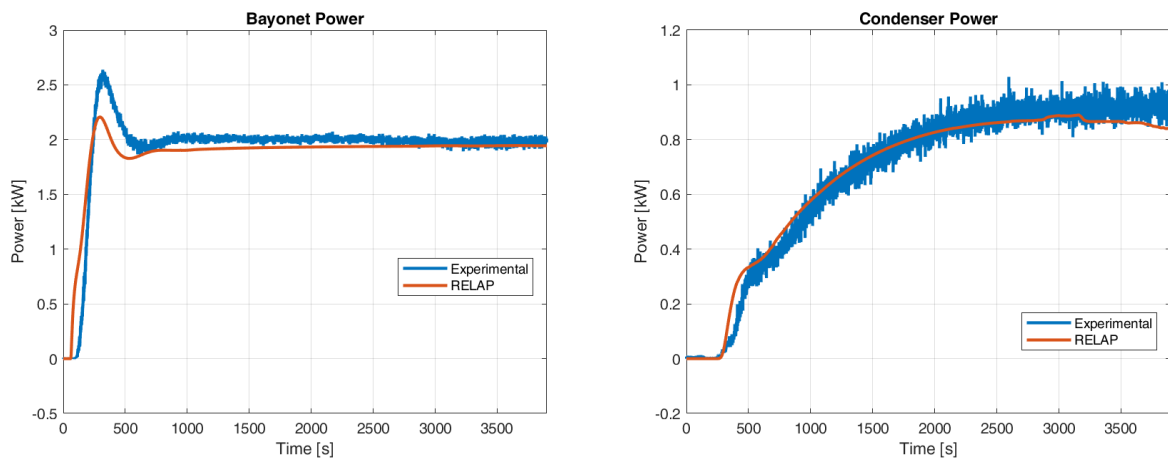


Figura 83 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, potenza della baionetta (sinistra) e del condensatore (destra)

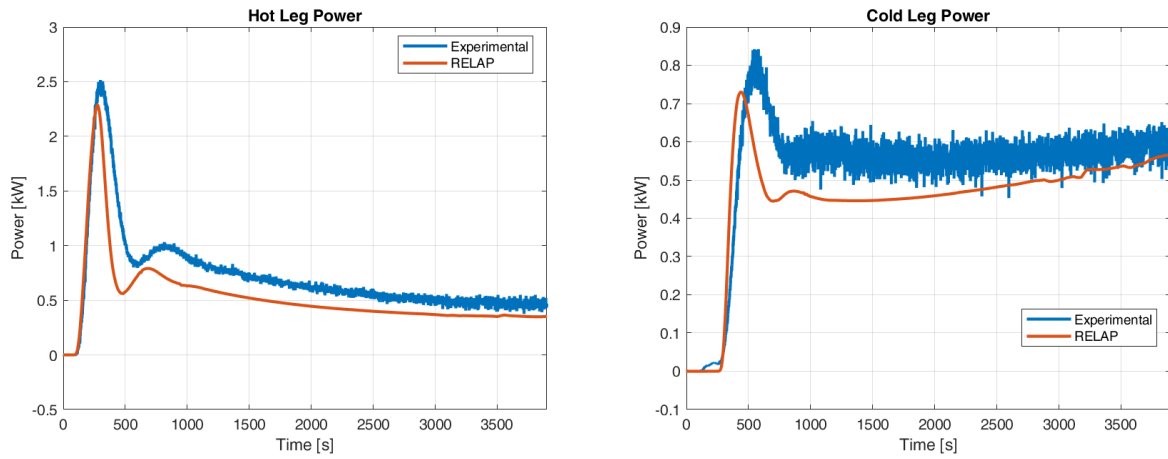


Figura 84 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, potenza della gamba calda (sinistra) e fredda (destra)

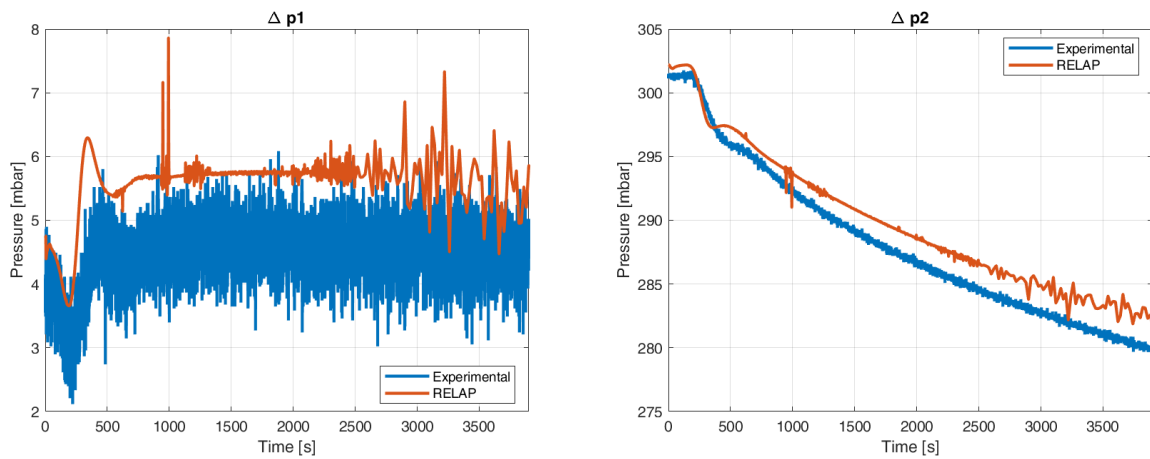


Figura 85 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, caduta di pressione nella baionetta  $\Delta p1$  (sinistra) e gamba calda  $\Delta p2$  (destra)

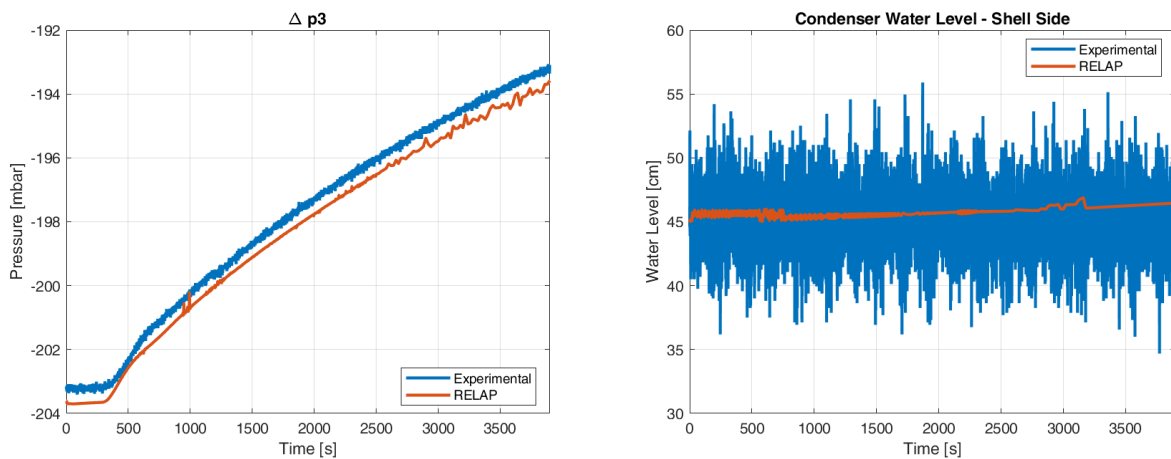


Figura 86 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, caduta di pressione nella gamba fredda  $\Delta p3$  (sinistra) e livello d'acqua nel mantello del condensatore (destra)

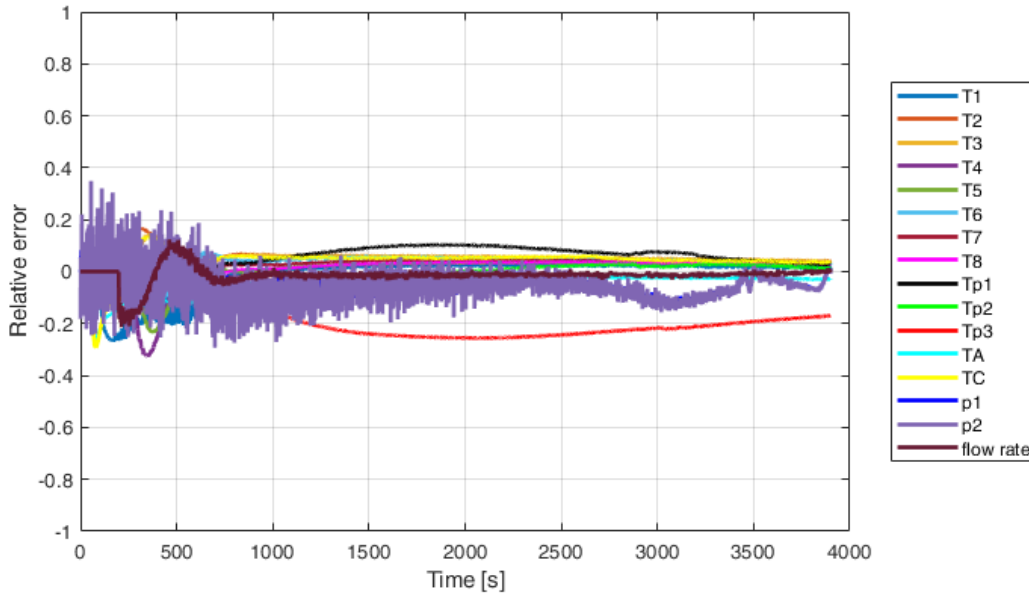


Figura 87 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 94.5%, 2.5 kW, errore relativo tra risultati sperimentali e simulazioni RELAP5-3D

### 5.2.2 Run15, riempimento 62%, potenza 2.5 kW<sub>e</sub>

Nei grafici seguenti (dalla Figura 88 alla Figura 96) sono riportati gli andamenti di tutte le grandezze sperimentali e di alcune grandezze derivate da dati sperimentali ed i corrispondenti risultati calcolati con il codice RELAP5-3D per la prova Run15.

Il codice sovrastima l'energia netta ricevuta dal fluido che causa un aumento delle temperature e di conseguenza della pressione. Ciò è confermato dalla sottostima delle temperature dell'acqua nel mantello del condensatore (Figura 94 e Figura 95) che indica un minor flusso termico scambiato. Questo è probabilmente da attribuire alla sottostima dello scambio termico in presenza di incondensabili che avviene nel condensatore.

RELAP5-3D prevede oscillazioni di pressione, delle temperature T1, T4, T5 e T8 con ampiezza minore rispetto a quelle sperimentali; viceversa le oscillazioni previste dal codice per la temperatura T6 sono inizialmente più ampie rispetto al dato sperimentale e, dopo circa 500 secondi, hanno ampiezza comparabile.

In Figura 97 è riportato l'errore relativo delle grandezze analizzate che conferma quanto osservato con l'analisi qualitativa. L'errore sulle pressioni è circa il 40%, quello sulle temperature della piscina rimane molto elevato durante il transitorio (oltre il 50%), mentre l'errore sulle

temperature nel loop inferiore al 20%, con l'esclusione della fase iniziale di innesco della circolazione in cui le differenze sono maggiori.

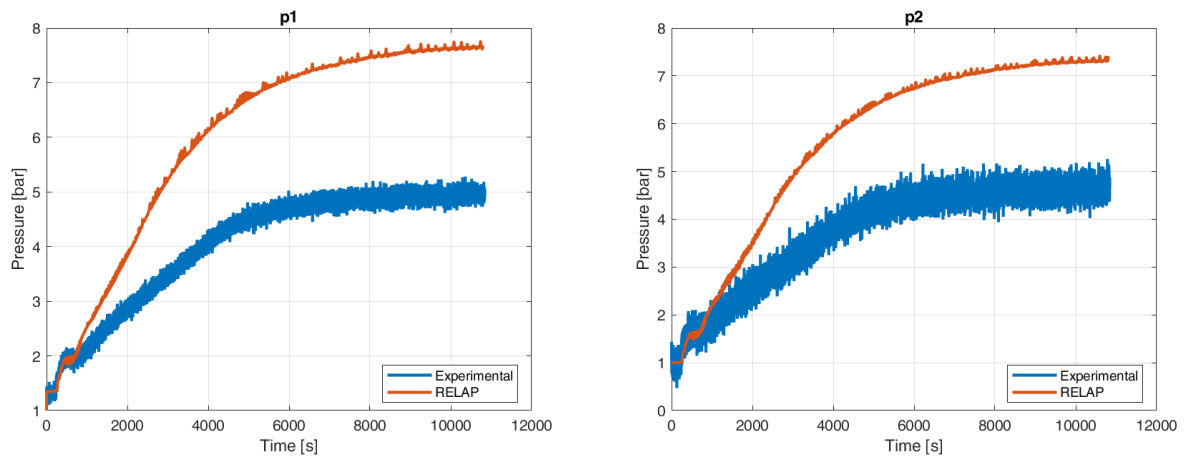


Figura 88 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra)

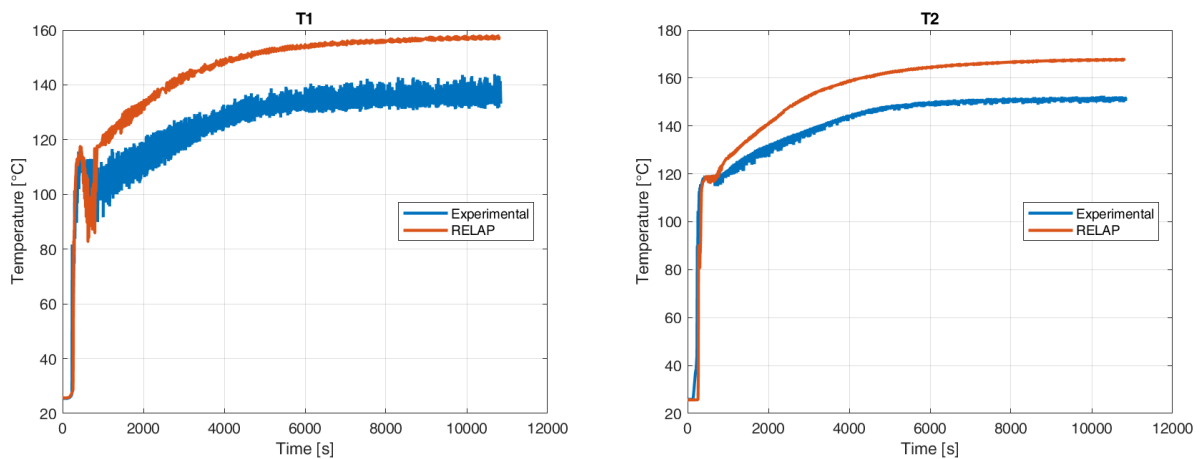


Figura 89 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra)



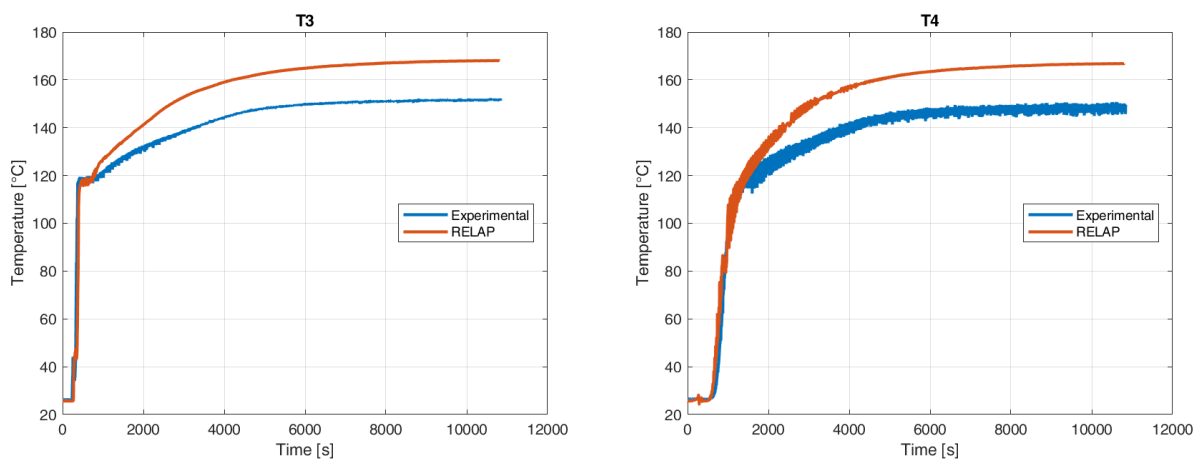


Figura 90 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra)

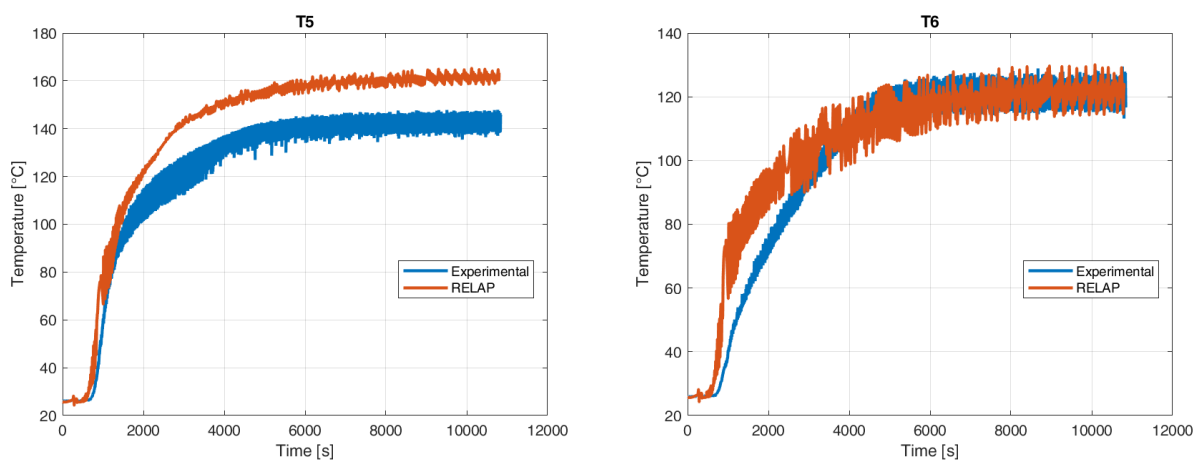


Figura 91 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra)

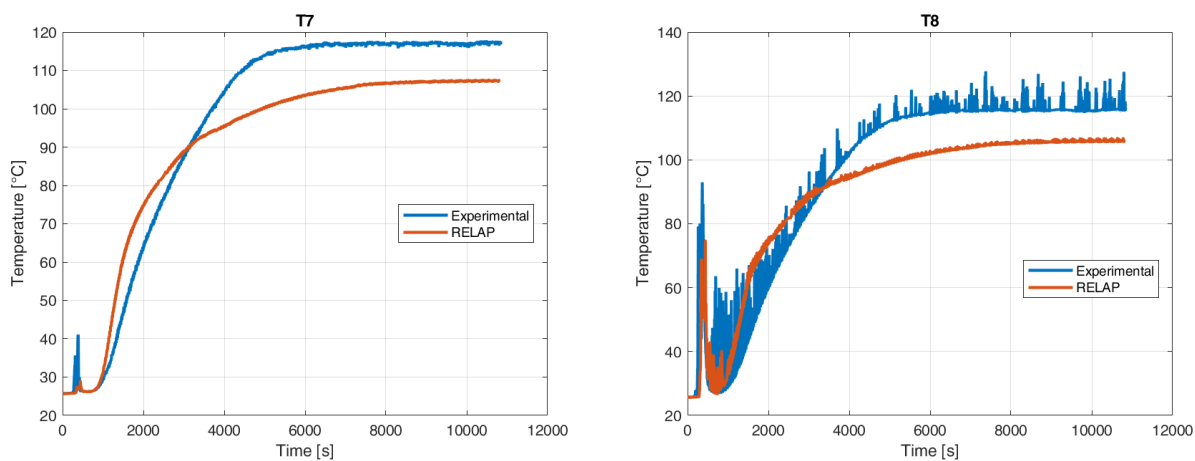


Figura 92 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra)

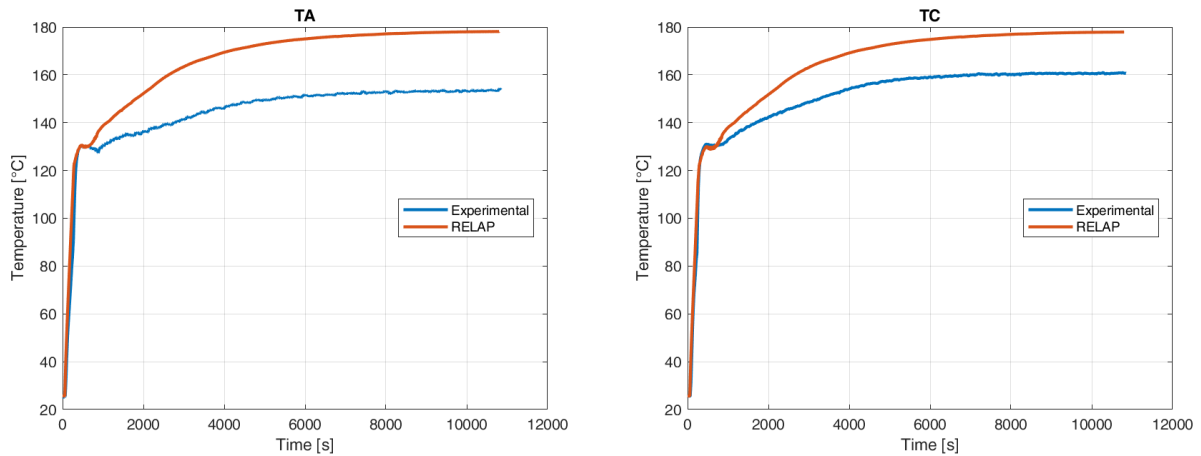


Figura 93 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura di parete TA (sinistra) e TC (destra)

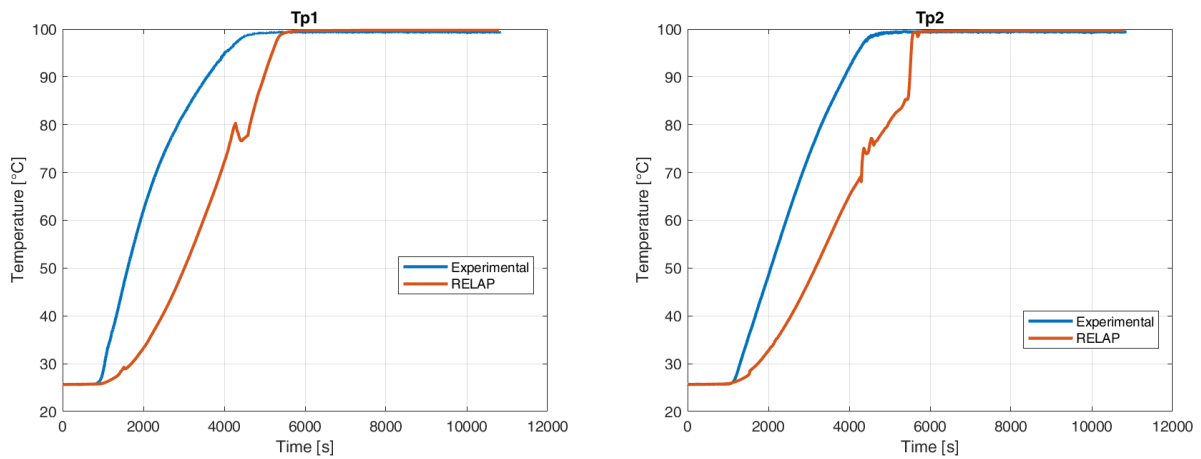


Figura 94 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura della piscina TP1 (sinistra) e TP2 (destra)

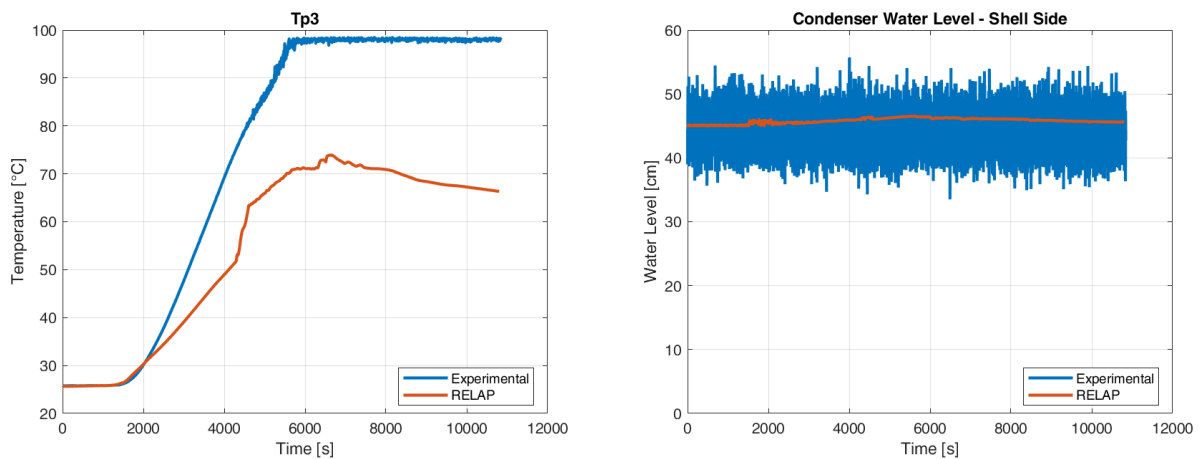


Figura 95 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, temperatura della piscina TP3 (sinistra) e livello d'acqua nel mantello del condensatore (destra)

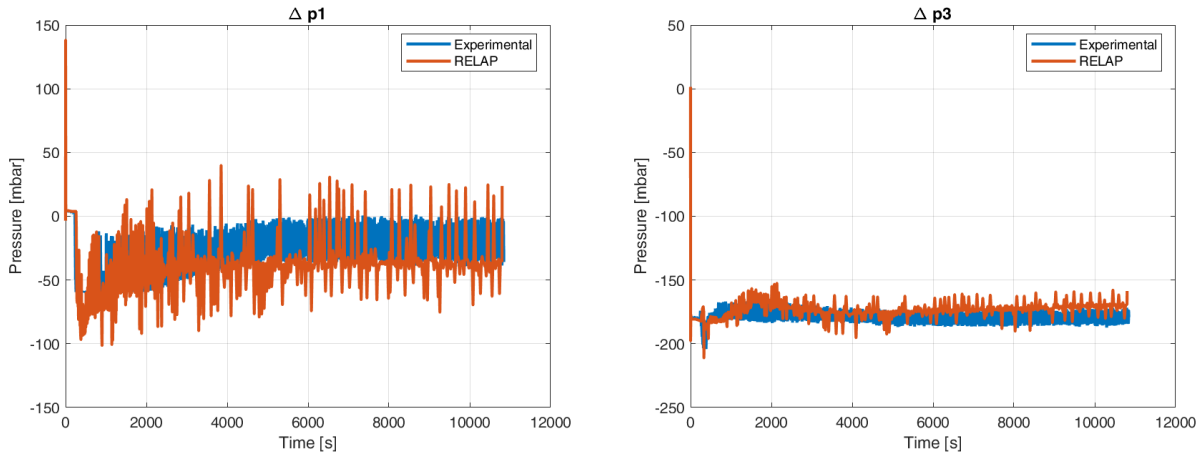


Figura 96 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, caduta di pressione nella baionetta  $\Delta p1$  (sinistra) e gamba calda  $\Delta p3$  (destra)

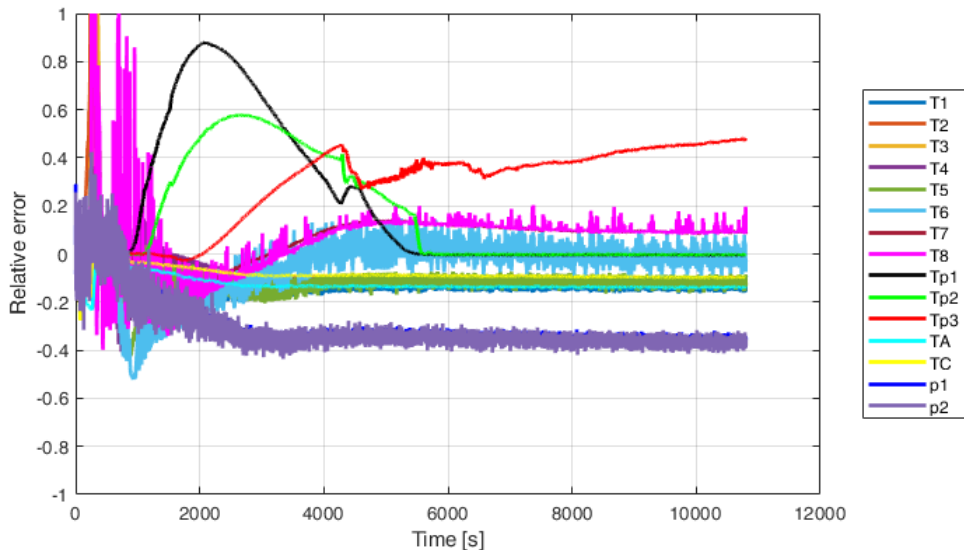


Figura 97 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 2.5 kW, errore relativo tra risultati sperimentali e simulazioni RELAP5-3D

### 5.2.3 Run16, riempimento 62%, potenza 5.0 kW<sub>e</sub>

Nei grafici seguenti (dalla Figura 98 alla Figura 107) sono riportati gli andamenti di tutte le grandezze sperimentali e di alcune grandezze derivate da dati sperimentali ed i corrispondenti risultati calcolati con il codice RELAP5-3D per la prova Run16. In Figura 108 è riportato l'errore relativo delle grandezze analizzate che conferma quanto osservato con l'analisi qualitativa. L'errore sulle pressioni è circa il 30%, quello sulle temperature della piscina molto elevato durante il

transitorio (oltre il 50%) mentre l'errore sulle temperature nel loop inferiore al 20%, con l'esclusione della fase iniziale di innesco della circolazione in cui le differenze sono maggiori.

È quindi necessario in futuro approfondire lo studio della piscina, sia per quanto riguarda il lato interno, considerando il deterioramento dello scambio termico in presenza di incondensabili, sia lato mantello, per valutare possibili errori nella stima dell'ebollizione di una massa di liquido stagnante a bassa pressione.

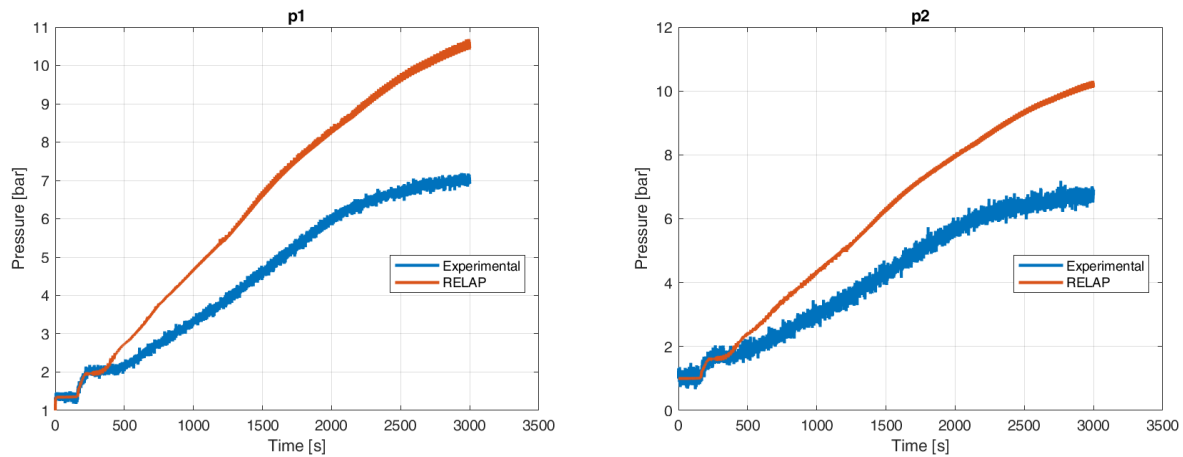


Figura 98 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, pressione p1 (sinistra) e p2 (destra)

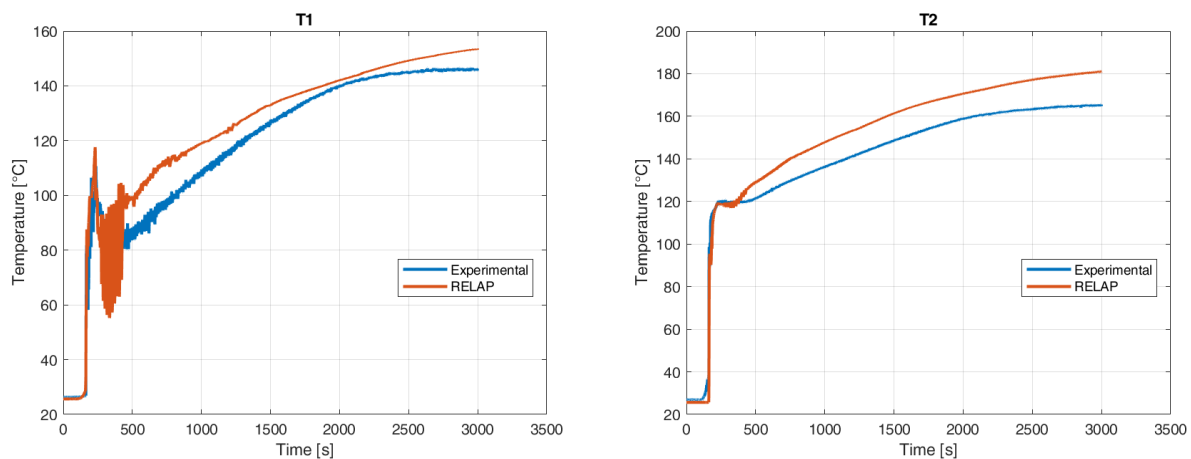


Figura 99 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura T1 (sinistra) e T2 (destra)

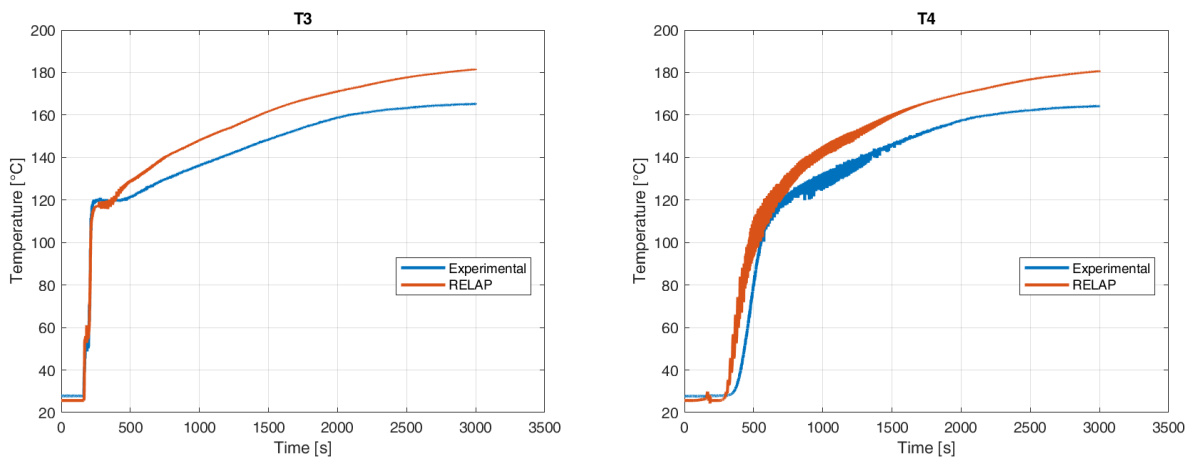


Figura 100 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura T3 (sinistra) e T4 (destra)

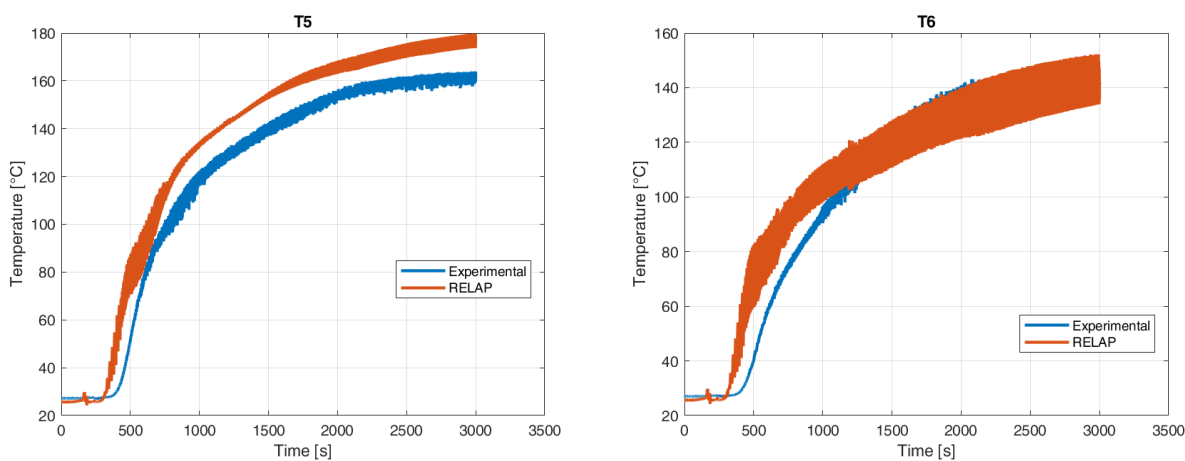


Figura 101 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura T5 (sinistra) e T6 (destra)

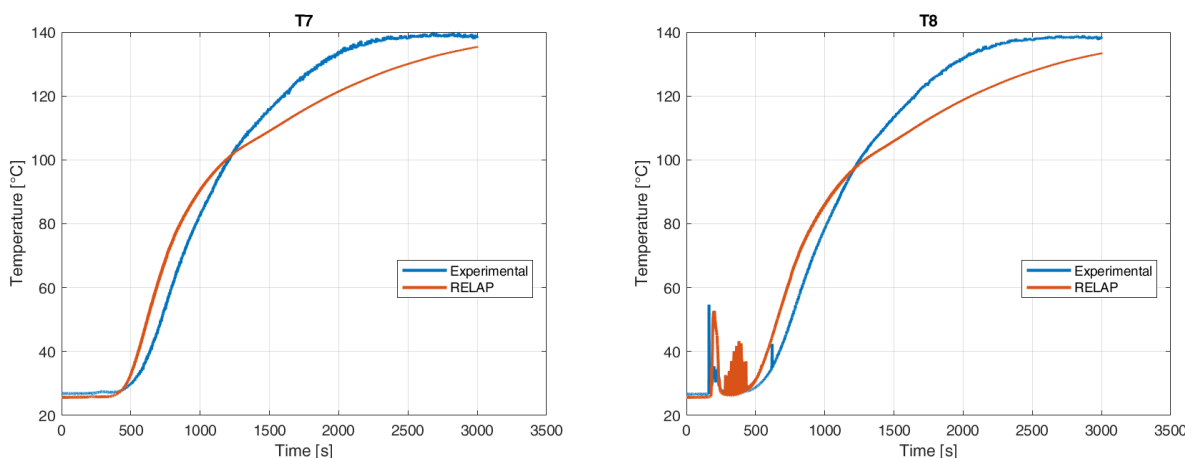


Figura 102 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura T7 (sinistra) e T8 (destra)

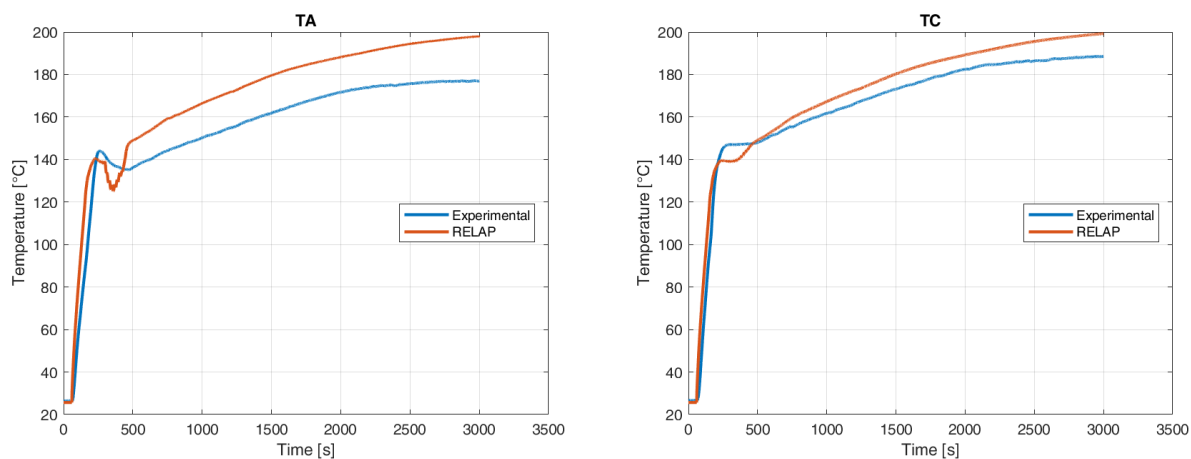


Figura 103 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura di parete TA (sinistra) e TC (destra)

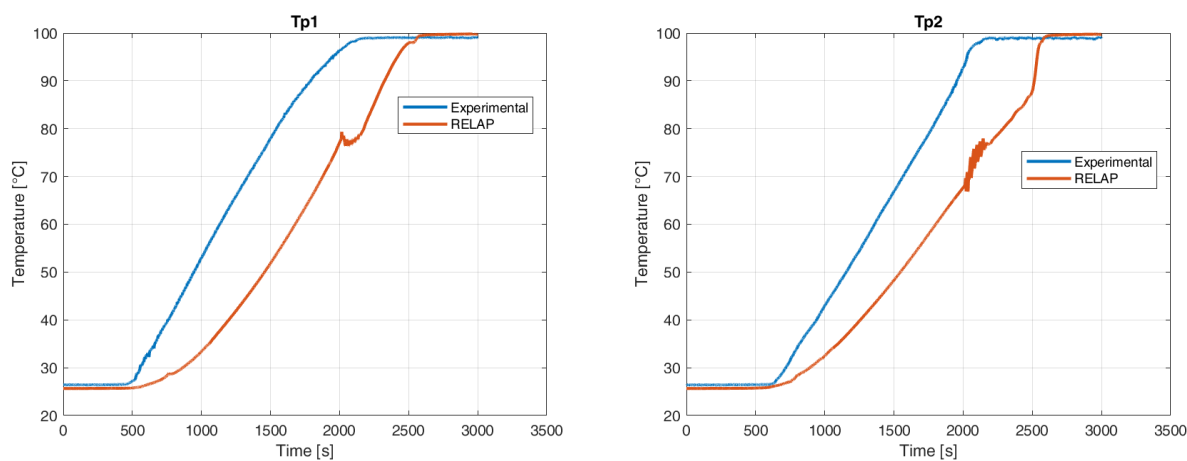


Figura 104 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura della piscina TP1 (sinistra) e TP2 (destra)

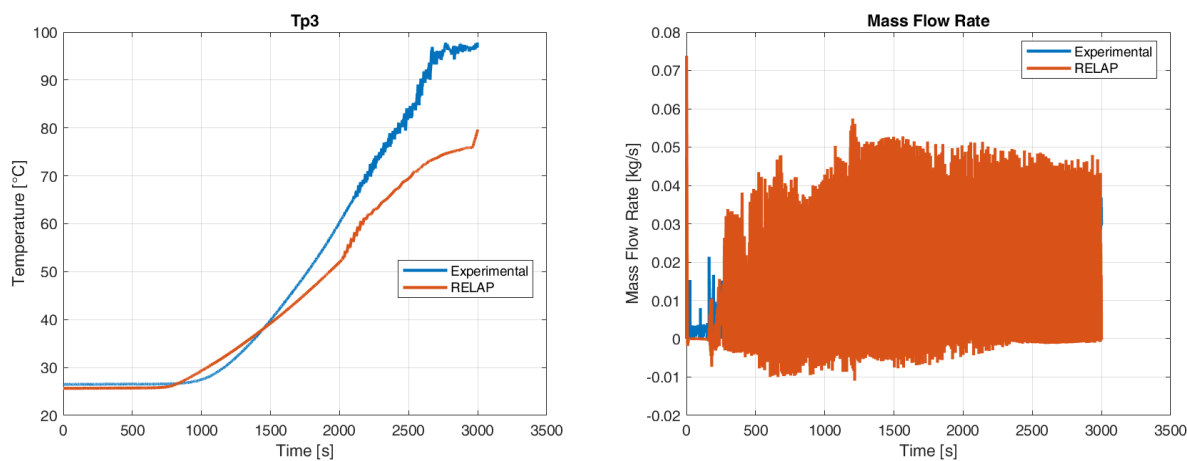


Figura 105 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, temperatura della piscina TP3 (sinistra) e portata nel circuito (destra)

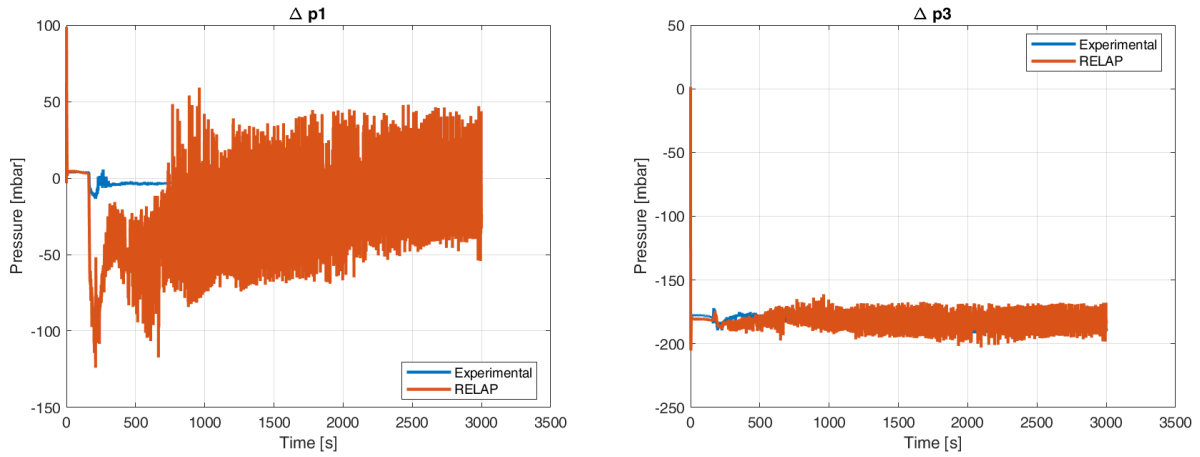


Figura 106 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, caduta di pressione nella baionetta  $\Delta p1$  (sinistra) e gamba calda  $\Delta p3$  (destra)

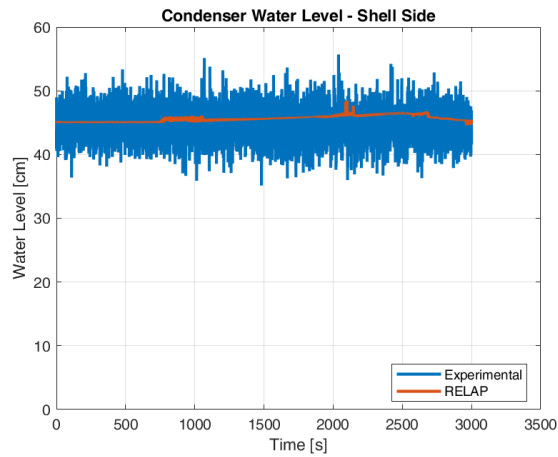


Figura 107 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, livello d'acqua nel mantello del condensatore

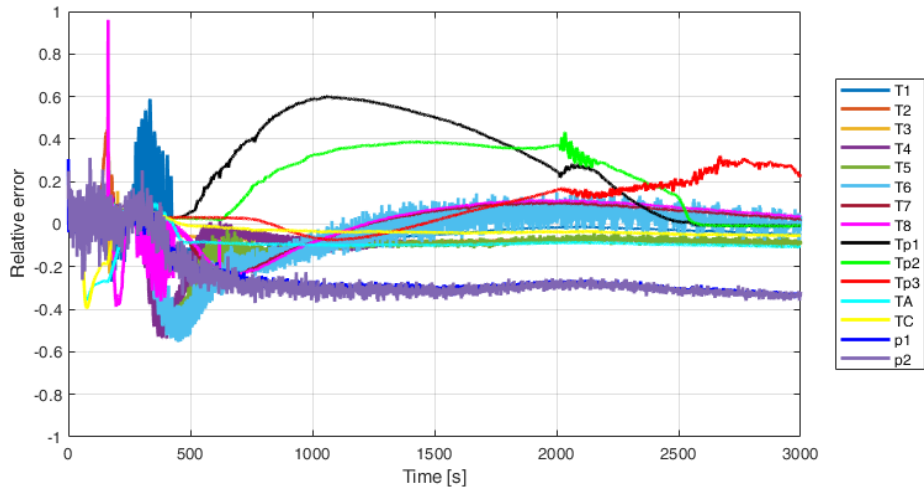


Figura 108 PROPHET-2 (confronto risultati sperimentali e RELAP) riempimento 62%, 5.0 kW, errore relativo tra risultati sperimentali e simulazioni RELAP5-3D





## 6 Processo di scalatura per impianti nucleari

In diversi settori ingegneristici la scalatura di un sistema consiste nella riduzione (scaling down) o nell'ingrandimento (scaling up) della dimensione di un sistema/impianto rispetto ad un sistema/impianto di riferimento. L'obiettivo del processo di scalatura è quello di mantenere una similitudine fenomenologica tra l'impianto di riferimento e quello scalato per verificarne il comportamento e la funzionalità. La costruzione di impianti scalati è particolarmente importante in alcuni settori, tra cui quello nucleare, nel quale la costruzione di un impianto dimostrativo con grandezza prototipica è pressoché impraticabile per limitazioni di tempo, di costo e di regolamentazione. Per studiare il funzionamento di un nuovo impianto, partendo da quello di riferimento, si progetta un impianto scalato con dimensioni ridotte in modo che possa essere costruito più velocemente, più economicamente e con meno vincoli di sicurezza (un possibile esempio sono le facility integrali SPES2 e APEX per l'impianto AP600). Per questo motivo nel settore nucleare ampia attenzione è stata dedicata in passato alla realizzazione di diverse tecniche di scalatura sempre più raffinate in modo da ottenere la miglior similitudine possibile tra l'impianto di riferimento e quello scalato.

Nella rimozione e trasporto della potenza termica dalla sorgente (il core nel caso dei reattori nucleari) al pozzo di calore (un condensatore, uno scambiatore di calore o l'atmosfera) occorre definire i criteri di scalatura insieme a potenziali vincoli, e formulare delle metodologie di riferimento per il processo di analisi e di applicazione.

Gli impianti in esame sono in particolare quelli la cui missione è la rimozione una potenza termica trasportandola dalla sorgente termica ad un pozzo con metodi passivi. Applicazioni tipiche riguardano gli impianti nucleari avanzati (Small Modular Reactors SMR, Generazione III e IV) anche in presenza di “station Black Out” (SBO). Lo scopo è rimuovere la potenza termica di decadimento del reattore in qualsiasi condizione operativa.

Le basi del metodo di scalatura degli impianti e dei relativi fenomeni fisici sono rappresentate dalle:

- a) leggi di conservazione della massa, energia e quantità di moto;
- b) leggi costitutive dei fenomeni locali (a livello di componenti e condizioni operative);
- c) proprietà termofisiche dei fluidi e dei materiali strutturali coinvolti (acqua, aria, gas, acciai, etc.).



Per comparare il comportamento dell'impianto scalato e di quello di riferimento si utilizzano normalmente gruppi adimensionati selezionati in base ai fenomeni di interesse. Alcuni gruppi adimensionati, tra cui quelli che verranno utilizzati nel seguito, sono riportati in Tabella 24 [18].

Tabella 24 Alcuni gruppi adimensionati spesso usati nel processo di scalatura

Grandezza	Gruppo adimensionato
Volumi in k	$V_k^+ = \frac{V_k}{V_{k,0}}$
Grandezza conservata in k	$\psi_k^+ = \frac{\psi_k}{\psi_{k,0}}$
Sezione per il trasporto in k	$A_k^+ = \frac{A_{k,n}}{A_{kn,0}}$
Numero di Froude	$N_{fr} = \frac{u_0^2}{gl_0} \frac{\rho}{\langle \alpha \rangle_0 \Delta \rho}$
Numero di sottoraffreddamento	$N_{sub} = \frac{\Delta H_{sub}}{\Delta H_{fg}} \frac{\Delta \rho}{\rho_g}$
Numero di cambiamento di fase	$N_{pch} = \frac{4q_0'' l_0}{du_0 \Delta H_{fg} \rho \rho_g} = x_e \frac{\Delta \rho}{\rho_g} - N_{sub}$

In cui  $V$  è il volume del componente,  $\psi$  una generica grandezza fisica,  $A$  la sezione del componente,  $u$  la velocità,  $\rho$  la densità del liquido saturo,  $\Delta \rho$  la differenza di densità tra la fase liquida e quella vapore,  $g$  l'accelerazione di gravità,  $l$  la lunghezza,  $\langle \alpha \rangle$  il grado di vuoto medio nella sezione riscaldata,  $H$  l'entalpia,  $q''$  il flusso termico,  $d$  il diametro ed  $x_e$  il titolo termodinamico. Il pedice  $k$  si riferisce al k-esimo volume,  $0$  all'impianto di riferimento (da cui si è partiti nel processo di scalatura),  $sub$  al sottoraffreddamento,  $fg$  alla transizione di fase liquido-vapore e  $g$  alla fase vapore.

Le metodologie di scalatura maggiormente utilizzate sono [11]:

- Linear scaling
- Power-to-volume scaling
- Power-to-mass scaling
- Three-Level Scaling
- H2TS: Hierarchical Two-Tired Scaling



- FSA: Fractional Scaling Analysis
- DSS: Dynamical System Scaling

Si tratta di metodi con specifiche caratteristiche, vantaggi, limitazioni e campi di applicazione [11].

Nonostante il perfezionamento e lo sviluppo di numerose tecniche di scalatura tra l'impianto di riferimento e l'impianto scalato, saranno sempre presenti delle distorsioni nei fenomeni legate al processo di scalatura stesso, all'impossibilità di scalare completamente le condizioni iniziali e le condizioni al contorno, a limiti geometrici e dei materiali utilizzati. Per questo motivo oltre al processo di scalatura è necessario realizzare una metodologia di valutazione delle distorsioni. Una possibile metodologia consiste nell'introduzione del fattore di scala  $D$  che è il rapporto tra un gruppo adimensionale relativo all'impianto scalato e lo stesso gruppo adimensionale relativo all'impianto di riferimento [12]. In accordo ai criteri suggeriti da Wulff et al: per  $D=1$  il fenomeno è perfettamente scalato; per  $D$  compreso tra 0.5 e 2 il fenomeno è ben scalato; per  $D$  compreso tra  $1/3$  e  $1/2$  oppure tra 2 e 3 il fenomeno presenta delle distorsioni di primo grado; per  $D$  minore di  $1/3$  o  $D$  maggiore di 3 il fenomeno presenta delle distorsioni di secondo grado ed infine per  $D < 0$  il fenomeno è completamente distorto.

In accordo con Reyes [13] gli obiettivi specifici da proporsi in un processo di scalatura da un impianto prototipo ad uno modello sono:

- identificare i processi termoidraulici da modellare;
- formulare i criteri di similitudine da assicurare tra impianto modello e prototipo;
- definire delle priorità nel preservare i criteri di similitudine;
- definire le specifiche tecniche nel progetto dell'impianto e del modello;
- quantificare le incertezze dovute alle distorsioni della scala degli impianti.

In generale, gli impianti sono descritti in termini di sistemi interagenti o sottosistemi, componenti, ed oggetti elementari. Un impianto è definito con un nome e con il numero dei sottosistemi. Ogni sottosistema è caratterizzato a sua volta da un nome e dal numero dei componenti oltre che da un insieme discreto di fluidi operativi coinvolti. Ogni componente è caratterizzato con un definito numero di elementi tipici (o oggetti quali: pipe, branch, anulo, flangia ecc.). Si tratta di oggetti spesso disponibili nei codici di sistema utilizzati nella modellizzazione degli impianti



(nucleari e non). Gli oggetti elementari che caratterizzano il componente sono definiti a loro volta da un insieme di dati geometrici e di informazioni relative ai materiali strutturali.



## 7 Scalatura della facility HERO-2

L’obiettivo del processo di scalatura è quello di verificare la similitudine tra HERO-2 (modello) e un sistema scalato in grande (prototipo), utilizzando il codice RELAP5-3D per svolgere simulazioni ed analizzare il comportamento dei due impianti.

L’impianto HERO2 presso SIET (Piacenza, Italia) è un circuito operante in circolazione naturale; la sorgente termica è costituita da due scambiatori di calore a baionetta scaldati elettricamente, il pozzo termico è una piscina in cui il vapore è condensato in un tubo leggermente inclinato.

La facility HERO-2 è composta da un unico sottosistema (circuito o loop) costituito da sette componenti:

- baionette (sorgente termica);
- condotto di connessione baionette – ramo caldo;
- ramo caldo (riser o anche hot leg);
- condotto di connessione ramo caldo – condensatore (pozzo termico);
- condensatore;
- ramo freddo (tubo di caduta o genericamente cold leg);
- condotto di connessione ramo freddo – baionette.

I dettagli disponibili per quanto riguarda le dimensioni dei vari componenti e dei materiali sono riportati nel rapporto PAR2016 emesso da SIET [14].

Le dimensioni geometriche delle baionette di HERO-2 sono uguali a quelle previste per il generatore di vapore dell’impianto dimostrativo ALFRED, reattore di IV generazione raffreddato a piombo liquido.

Come impianto prototipo da utilizzare nel processo di scalatura si può quindi considerare il sistema passivo di rimozione del calore di ALFRED DHR1, collegato ai generatori di vapore dell’impianto (schema concettuale in Figura 109), che è composto da 510 scambiatori a baionetta.

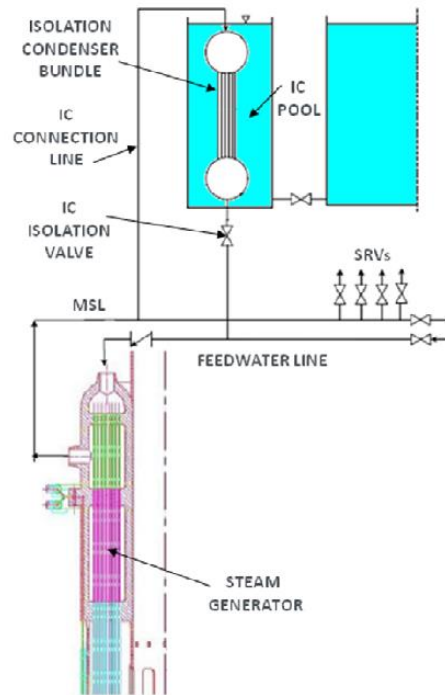


Figura 109 Schema del sistema passivo di rimozione del calore [15]

La facility conserva l'altezza prototipica del sistema di riferimento e simili condizioni di funzionamento relativamente alla pressione. Può essere quindi classificata come una facility “Full height – Full pressure” in cui il fluido usato è quello prototipico (acqua). Alla luce delle osservazioni fatte precedentemente e tenendo presente che uno scambiatore di calore a fascio di tubi a baionetta è di fatto costituito da un numero fissato di tubi a baionetta tra loro geometricamente identici, la metodologia di scalatura scelta per questa applicazione è quella chiamata “power-to-volume”.



## 7.1 Descrizione della metodologia Power-to-volume

La metodologia power-to-volume [16] è probabilmente quella più utilizzata in passato per la scalatura di impianti sperimentali in quanto è relativamente di semplice applicazione (LOFT, SEMISCALE, PKL, LOBI, etc.). In particolare è molto utile nei circuiti operanti in circolazione naturale dato che le altezze dei componenti sono mantenute uguali tra l'impianto di riferimento e quello scalato [11].

Nella metodologia power-to-volume viene identificato un fattore di scala  $K_v$  pari al rapporto tra il volume dell'impianto scalato ed il prototipo. La potenza e le aree di passaggio del fluido vengono quindi scalate dello stesso fattore  $K_v$ . Questa metodologia permette di conservare i tempi caratteristici, le velocità ed i flussi termici tra impianto scalato e prototipo.

Tuttavia, nel caso in cui il fattore di scala sia notevole, le aree di passaggio potrebbero essere ridotte eccessivamente introducendo forti distorsioni in particolare sulle cadute di pressione. In più fenomeni multidimensionali potrebbero essere eccessivamente distorti per la grande variazione del rapporto lunghezza/diametro.



## 7.2 Applicazione della metodologia power-to-volume alla facility HERO2

Una prima applicazione del processo di scalatura applicato a HERO-2 viene fatta seguendo l’approccio “bottom-up” mirato ad aumentare la potenza del sistema. Tutti i calcoli e le considerazioni seguenti sono fatti a parità di condizioni termodinamiche tra modello e prototipo.

In Tabella 25 sono riassunti i rapporti tra i vari parametri nei due sistemi.

Tabella 25 Rapporti tra parametri nel sistema modello e prototipo

Parametro	Rapporto [modello/prototipo]
Lunghezza	1
Diametro	$d_r$
Area	$d_r^2$
Volume	$d_r^2$
Velocità	1
Tempo	1
Gravità	1
Potenza/volume	1
Flusso termico	1

La conservazione delle altezze nel processo di scalatura e l’ipotesi di utilizzare le baionette come elemento prototipico modulare nell’impianto fa sì che anche il modulo ‘condensatore’ utilizzato sia conservato nel processo di scalatura. Nel processo di scalatura sono da dimensionare le sezioni dei rami caldi e freddi, le perdite di carico e le dimensioni della piscina.

Per aumentare la potenza del sistema è quindi necessario aumentare il numero di scambiatori di calore a baionetta da 2 (HERO-2) a 510 (ALFRED-DHR1) ottenendo un rapporto di scala pari a:

$$K_v = \frac{N_{BPrototipo}}{N_{BModello}} = \frac{510}{2} = 255 \quad (11)$$

Considerando l’altezza costante dei componenti, il rapporto  $K_v$  si mantiene anche per l’area totale di passaggio del fluido quando si considerano la gamba calda e fredda:





$$K_v = \frac{A_{prototipo}}{A_{modello}} = 255 \quad (12)$$

Di conseguenza il rapporto di scala relativo ai diametri dei rami caldo e freddo è pari alla radice del rapporto di scala  $K_v$ :

$$d_r = \sqrt{255} \cong 15.97 \quad (13)$$

Con riferimento ai passaggi da seguire nell’analisi di scalatura presentati nella sezione 6, i principali processi da modellare sono l’evaporazione negli scambiatori a baionetta, il trasporto di massa e calore dalle baionette al condensatore, e la condensazione del vapore stesso nello scambiatore immerso in piscina. Si è deciso come priorità di mantenere la differenza di quota tra i baricentri termici della sorgente e del pozzo termico ed i rapporti tra le sezioni di passaggio ed i volumi il più possibili vicini al rapporto di scala  $K_v$  pari a 255. Come specifiche tecniche, oltre a quelle già menzionate, si è deciso di mantenere le stesse tubazioni dove possibile (scambiatori a baionetta e condensatore) e di utilizzare tubazioni con dimensioni commerciali per le linee di trasporto scalate. Per quanto riguarda le distorsioni, esse sono state quantificate utilizzando i fattori di scala  $D$  e valutate secondo la classificazione proposta da Wulff et al. [12] presentata nella sezione precedente.

### 7.2.1 Scambiatori di calore a baionetta

Come riportato in Tabella 25, il rapporto tra le aree di passaggio del modello e del prototipo è pari a  $d_r^2$ , che è uguale al rapporto tra il numero di scambiatori di calore nei due sistemi, ovvero 255. Dal momento che le dimensioni degli scambiatori sono prototipiche, queste non vengono modificate ma viene solamente aumentato il numero di tubi a baionetta presenti. In questo modo le superfici di scambio termico vengono scalate dello stesso fattore delle aree. Le camere di vapore sono rappresentate da un collettore di vapore collegato alla gamba calda del circuito. Il dimensionamento conserverà le cadute di pressione congruenti con la portata di ricircolo totale essendo stato mantenuto costante il rapporto lunghezza/diametro.



## 7.2.2 Gamba calda e gamba fredda

Le tubazioni di collegamento di HERO-2 sono realizzate con tubo 3/4” SCH 40, con  $d_{in}=20.93$  mm e  $d_{out}=26.67$  mm.

Utilizzando il rapporto di scalatura dato dalla Tabella 25, le dimensioni ideali delle nuove tubazioni di collegamento risultano essere  $d_{in}=334.2$  mm e  $d_{out}=425.9$  mm. Il tubo commerciale con dimensioni più vicine a quelle ideali è 16” SCH 140 con  $d_{in}=333$  mm e  $d_{out}=406$  mm. L’area di passaggio del fluido risulta inferiore dello 0.7% rispetto al caso ideale mentre la capacità termica delle strutture solide risulta ridotta del 9,3%.

## 7.2.3 Condensatore

Per un primo dimensionamento del condensatore, viene utilizzato lo stesso approccio adottato per lo scambiatore di calore a baionetta, cioè le dimensioni del tubo in cui il vapore è condensato vengono mantenute invariate e viene solamente aumentato il numero di tubi presenti (da 1 a 255). In questo modo le superfici di scambio termico vengono scalate dello stesso fattore delle aree di passaggio.

Per quanto riguarda la piscina, si conserva l’altezza della piscina HERO-2 e viene modificata l’area e di conseguenza la superficie libera di evaporazione.

La piscina di HERO2 [17] ha le seguenti caratteristiche:

- larghezza: 1.005 m
- profondità: 0.420 m
- lunghezza condotto vapore: 0.981 m
- diametro esterno/interno: 73/59 mm (2 1/2” SCH 80)
- interasse condotti: 0.200 m
- livello: 0.250 m
- connessioni ai condotti: 26.67/20.93 mm (3/4” SCH 40)

La scalatura del modulo piscina, ipotizzato prototipico, implica la realizzazione di 255 moduli con un volume totale della piscina prototipo di circa  $62.4 \text{ m}^3$ , con una superficie di base di  $107 \text{ m}^2$ , ed una massa d’acqua di circa 26.9 t. Naturalmente sono conservate le tutte altezze e tutte le perdite di carico localizzate.

### 7.3 Nodalizzazione RELAP5-3D

La nodalizzazione iniziale RELAP5 di riferimento per il modello (HERO-2) è quella sviluppata da ENEA nell’ambito del PAR2016 con configurazione in circuito chiuso (Figura 110) [17].

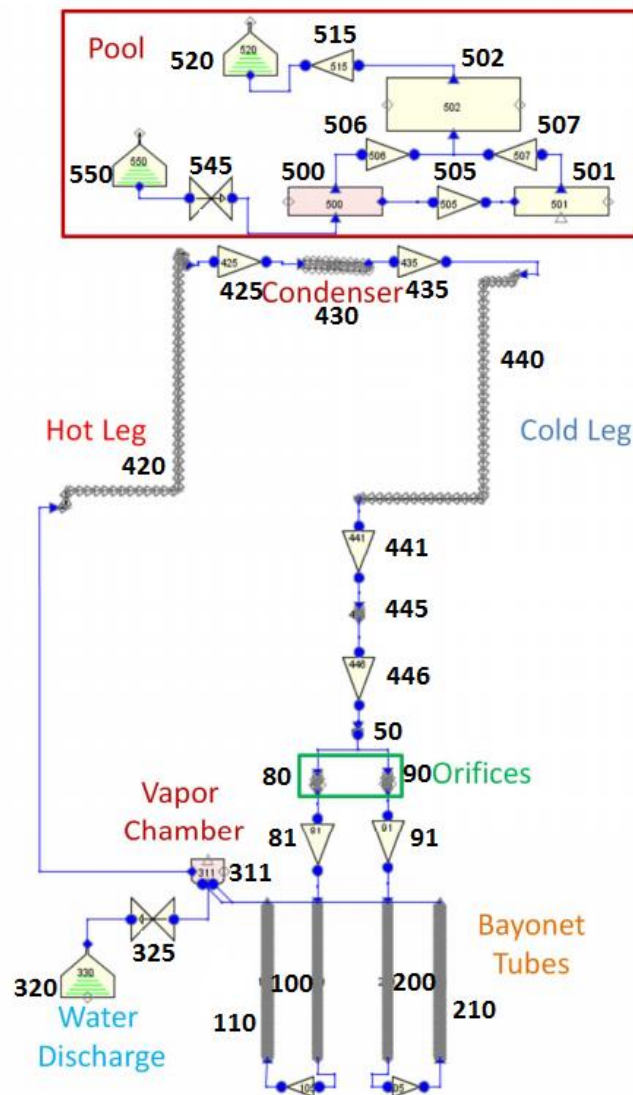


Figura 110 Nodalizzazione RELAP5 della facility HERO2 [17]

#### Scambiatori di calore (o bayonet tubes)

Partendo dagli scambiatori di calore di HERO-2, nel modello scalato è stata adottata questa tecnica: sia lo scambiatore di calore 1 (vol 80,100,110) che lo scambiatore 2 (vol 90,200,210) sono stati sostituiti con scambiatori aventi altezza invariata e area di passaggio pari a 255 volte l’area del



singolo tubo a baionetta. Al fine di mantenere le stesse cadute di pressione i diametri idraulici dei vari tubi che costituiscono la baionetta non sono stati modificati.

### **Collettore del vapore (o vapor chamber)**

Partendo dal collettore del vapore di HERO-2 (vol 311) è stata mantenuta costante l'altezza mentre il volume è stato modificato di un fattore 255. L'area di passaggio risulta quindi scalata di 255 volte ed il diametro idraulico di 15.97 volte, introducendo distorsioni relative alle cadute di pressione per attrito presumibilmente piccole.

### **Gamba calda**

La lunghezza e l'elevazione della gamba calda (vol 420) sono state mantenute costanti mentre l'area di passaggio utilizzata è quella di una tubazione commerciale 16” SCH140 (diametro interno 333 mm, diametro esterno 406 mm).

### **Condensatore**

Il condensatore (vol 430) è stato modificato in modo analogo a quanto fatto per le baionette, modificando l'area di passaggio con l'area di passaggio equivalente a quella di un fascio tubiero costituito da 255 tubi di diametro invariato (quindi mantenendo costante il diametro idraulico). La lunghezza è rimasta invariata.

### **Gamba fredda**

La gamba fredda (vol 440) è stata modificata in maniera simile a quanto fatto per la gamba calda utilizzando la sezione di passaggio del tubo 16” SCH140. Per quanto riguarda l'altezza del componente, essendo stata aumentata l'area di passaggio del pipe 430 (condensatore) che è collegato alla gamba fredda con una giunzione laterale (435), è stato necessario ridurre l'altezza e quindi la lunghezza del pipe 440 di circa 0.44 m per ottenere la corretta chiusura del loop.

### **Modifiche aggiuntive**

Le assunzioni presentate nella sezione 7.2 introducono degli scostamenti dalla scalatura ideale dei componenti, quali ad esempio la riduzione di altezza della gamba fredda o il rapporto tra le sezioni di passaggio della gamba calda e della gamba fredda diverso da quello ideale pari a 255. Alla luce di questo, il volume del sistema scalato è circa 65 litri inferiore rispetto a quello calcolato



idealmente (dovuto principalmente alla riduzione di altezza della gamba fredda). Al fine di mantenere il rapporto power-to-volume costante, il volume mancante è stato aggiunto al collettore del vapore in uscita dalla baionetta per il quale si ottiene un rapporto tra i volumi (297.44) diverso da quello ideale, così come per la gamba calda (253.13) e per la gamba fredda (247.16). In questo modo, pur non mantenendo il perfetto rapporto tra i vari componenti, viene mantenuto il rapporto di scala a livello globale di sistema. Si sottolinea inoltre come le distorsioni siano localizzate in volumi rappresentati le “linee di trasporto” mentre per quanto riguarda i componenti associati agli scambiatori di calore a baionetta e al condensatore, i rapporti sono pari a quello ideale. In Tabella 26 sono riassunti i rapporti utilizzati per la realizzazione della nodalizzazione RELAP5 del modello scalato.

Tabella 26 Rapporti utilizzati nel processo di scalatura (lunghezze  $l_R$ , sezioni di passaggio  $a_R$ , volumi  $v_R$  e diametri idraulici  $d_R$ )

Componente	Componente RELAP5	$l_R$	$a_R$	$v_R$	$d_R$
Collettore di ingresso baionette	Branch 50	1	255	255	15.97
Orifizio ingresso baionette 1	Pipe 80	1	255	255	1
Downcomer baionette 1	Pipe 100	1	255	255	1
Annular Riser baionette 1	Annulus 110	1	255	255	1
Orifizio ingresso baionette 2	Pipe 90	1	255	255	1
Downcomer baionette 2	Pipe 200	1	255	255	1
Annular Riser baionette 2	Annulus 210	1	255	255	1
Camera di vapore	Branch 311	1	297.44	297.44	15.97
Gamba calda	Pipe 420	1	253.13	253.13	15.91
Condensatore	Pipe 430	1	255	255	1
Gamba Fredda (pt1)	Pipe 440	0.98	253.13	247.16	15.91
Gamba Fredda (pt2)	Pipe 445	1	253.13	253.13	15.91



## 7.4 Risultati

### 7.4.1 Confronto tra dati sperimentali e risultati numerici

Il codice RELAP5-3D è stato utilizzato per effettuare delle simulazioni di post test a partire dai dati raccolti da SIET durante una campagna sperimentale condotta tra giugno e luglio 2018. Le varie prove svolte al fine di valutare il funzionamento del sistema in condizioni stazionarie differiscono per potenza elettrica fornita al sistema e per il fattore di riempimento del circuito. Quest'ultimo viene regolato estraendo una quantità controllata di acqua durante il processo di riscaldamento. Essendo nota la capienza massima, pari a 19,788 kg, il fattore di riempimento FR viene calcolato con la relazione:

$$FR = \frac{M_{max} - M_{estratta}}{M_{max}} \quad (14)$$

Dove  $M_{max}$  e  $M_{estratta}$  sono rispettivamente la capienza massima del circuito e la massa estratta espresse in kg [17].

I dati grezzi sono stati elaborati da SIET al fine di poter valutare la potenza termica fornita al sistema al netto delle perdite. La potenza netta e il fattore di riempimento sono stati utilizzati come condizioni al contorno per le simulazioni numeriche.

Sono state selezionate quattro prove corrispondenti a quattro diversi valori di FR, rispettivamente al 68%, 60%, 56% e 48%; per ogni prova è stata applicata la potenza termica netta associata. I risultati sono stati riportati in grafici in cui, per ogni prova presa in esame, viene rappresentata la coppia di valori corrispondente al valore assunto da un parametro nella prova sperimentale e al relativo valore ottenuto dalla simulazione numerica. Sull'asse delle ascisse è riportata la scala di valori relativa alla grandezza sperimentale mentre sulle ordinate è riportata la scala di valori della grandezza simulata. In questo tipo di grafico i valori che si trovano in prossimità della diagonale sono ben simulati, mentre quelli che si trovano al di sopra o al di sotto denotano rispettivamente una sovra- o sotto-stima rispetto al valore sperimentale.

Vengono qui confrontati i valori sperimentali e quelli previsti da RELAP relativamente alla pressione nel collettore del vapore, alla portata in massa nel singolo tubo a baionetta e al titolo termodinamico nel collettore del vapore, ovvero dei parametri utilizzati nel seguito per valutare i risultati del processo di scalatura.

In Figura 111 è riportata la pressione nel collettore del vapore. Si può osservare come nel caso con  $FR=0.68$  il codice sottostimi notevolmente il valore di pressione raggiunto nel collettore del vapore con un errore pari a circa il 37%. Negli altri casi invece i valori si trovano abbastanza in prossimità della diagonale.

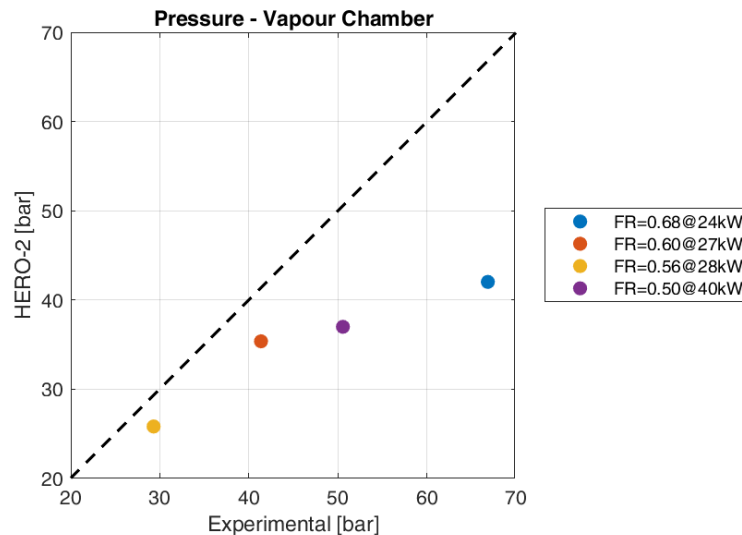


Figura 111 HERO-2, confronto tra risultati sperimentali e RELAP5-3D: pressione nel collettore del vapore.

In Figura 112 è riportata la portata in massa valutata all’ingresso di uno dei due tubi a baionetta. In questo caso si può osservare come in tutte le prove la portata in massa predetta dal codice sia sovrastimata rispetto al valore misurato durante le prove sperimentali, con un errore compreso tra il 15% ( $FR=0.68$ ) e il 32% ( $FR=0.48$ ). Come sottolineato nel rapporto PAR2016 redatto da ENEA [17], questa sovrastima è dovuta alle perdite di carico lungo il circuito che necessitano ancora di un processo di calibrazione.

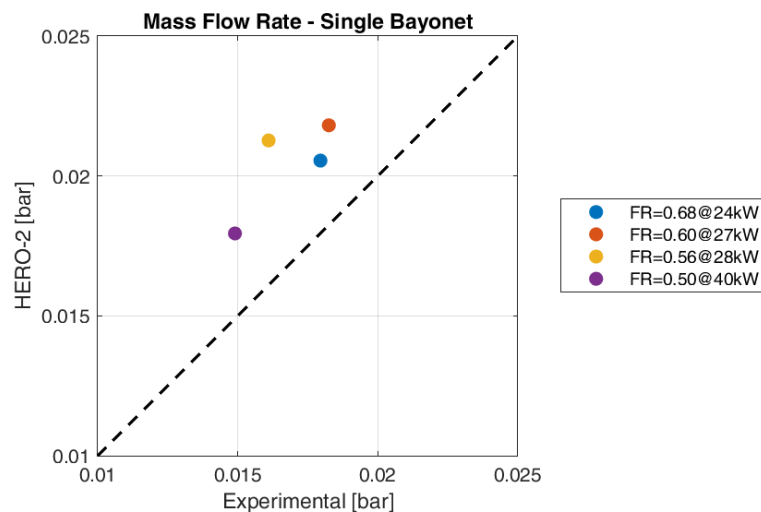


Figura 112 HERO-2, confronto tra risultati sperimentali e RELAP5-3D: portata per singola baionetta.

In Figura 113 si osserva come il titolo termodinamico nel collettore del vapore sia sempre sottostimato dal codice. Nel caso sperimentale, il titolo è stato calcolato a partire dal bilancio entalpico sul generatore di vapore [17]:

$$x = \frac{Q_{net} - W(h_{ls}(p_{out}) - h(T_{in}, p_{in}))}{W(h_{vs}(p_{out}) - h_{ls}(p_{out}))} \quad (15)$$

Dove  $x$  è il titolo all’uscita della baionetta,  $Q_{net}$  indica la potenza netta ricevuta dal fluido,  $p$  indica la pressione,  $T$  indica la temperatura,  $W$  indica la portata e  $h$  indica l’entalpia; i pedici  $in$  e  $out$  sono riferiti all’ingresso e all’uscita della baionetta,  $ls$  e  $vs$  indicano rispettivamente liquido saturo e vapore saturo. La discrepanza tra i valori ottenuti a partire dai risultati sperimentali e quelli calcolati con il codice può essere associata alla differenza tra i valori di portata e quelli di pressione calcolati e simulati, che vanno ad influire sui valori di entalpia del liquido e del vapore saturo.



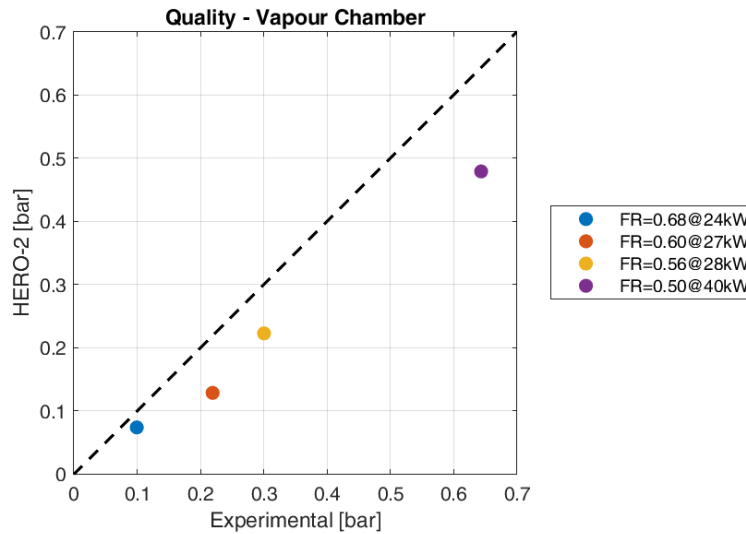


Figura 113 HERO-2, confronto tra risultati sperimentali e RELAP5-3D: titolo nel collettore del vapore.

In generale i risultati ottenuti sono in accordo con quanto riportato da ENEA nel PAR2016 [17] e con i risultati della campagna sperimentale condotta presso SIET nel 2017.

#### 7.4.2 RELAP-3D: Confronto tra risultati HERO-2 e modello scalato

Le quattro condizioni di funzionamento che sono state simulate con il codice RELAP5-3D sono state utilizzate per valutare le prestazioni del modello relativo al sistema scalato presentato nella sezione 7.3. Sono stati quindi utilizzati gli stessi fattori di riempimento per calcolare l’inventario di massa presente all’interno del sistema (il rapporto tra la massa contenuta nei due sistemi è pari a 255) mentre la potenza termica fornita è stata calcolata moltiplicando la potenza complessiva fornita al modello di HERO-2 per il fattore di scala pari a 255.

I risultati ottenuti in condizioni stazionarie con il modello del sistema scalato sono stati confrontati con quelli ottenuto per HERO-2, utilizzando la stessa tipologia di grafici rispetto al paragrafo 7.4.1. In questo caso l’asse delle ascisse indica i valori relativi a HERO-2 mentre l’asse delle ordinate indica i valori relativi al modello scalato.

Al fine di quantificare l’eventuale concordanza o discordanza tra i valori previsti dal codice nei due modelli, sono stati calcolati i fattori di scala  $D$  come rapporto tra parametri relativi all’impianto scalato e gli stessi parametri relativi all’impianto di riferimento, come riportato nel capitolo 6 [12]. Questi sono poi stati rappresentati in modo da poter avere un’indicazione visiva dell’eventuale lontananza dal caso ideale, associato ad un valore del rapporto pari all’unità.

Si riportano ora i grafici ottenuti per i vari parametri presi in esame:

- Pressione nel collettore del vapore;
- Portata all’ingresso del singolo tubo a baionetta;
- Titolo nella camera di vapore;
- Numero di sottoraffreddamento all’ingresso dello scambiatore a baionetta;
- Numero di cambiamento di fase;
- Numero di Froude.

#### 7.4.2.1 Pressione nel collettore del vapore

In Figura 114 è riportato il confronto tra la pressione raggiunta nel collettore del vapore nei due sistemi. Il valore di pressione è sottostimato per tutte le prove considerate e la distanza tra i valori e la diagonale è circa costante. Infatti si può osservare come il rapporto tra i valori ottenuti con i due sistemi sia circa costante con una sottostima compresa tra il 19 ed il 27% rispetto a quanto calcolato per HERO-2.

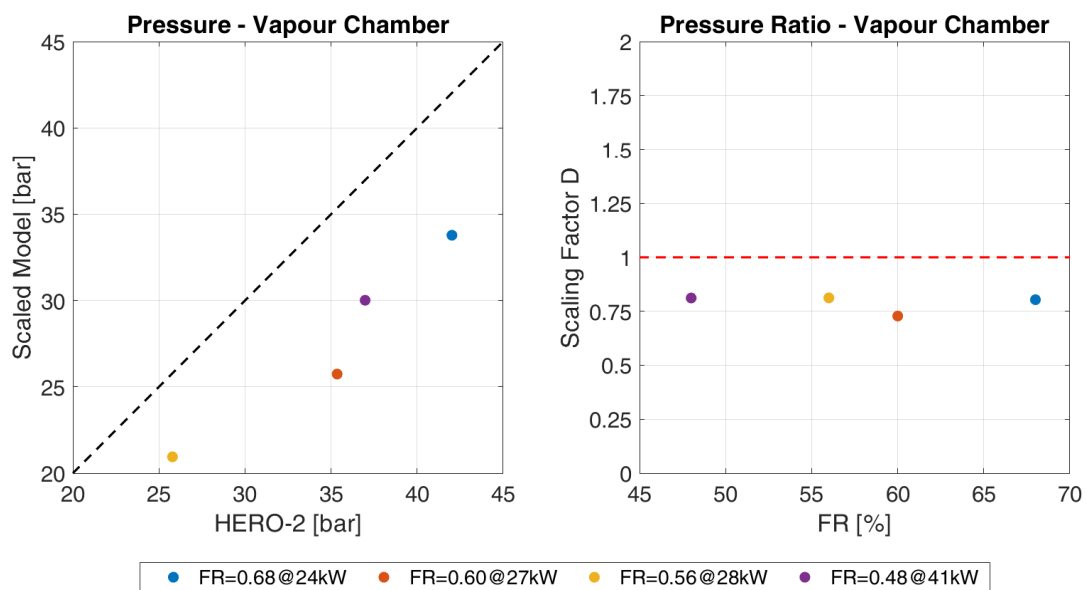


Figura 114 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: pressione nel collettore di vapore.

Sulla base dei criteri suggeriti da Wulff et al. [12], dato che il fattore di scala D si trova nel range 0.73-0.81 il parametro può considerarsi ben scalato.

#### 7.4.2.2 Portata all'ingresso del singolo tubo a baionetta

Poiché la configurazione geometrica degli scambiatori a baionetta rimane invariata tra i due sistemi, la potenza applicata alla singola baionetta è uguale nei due sistemi, e considerato che la portata complessiva nel modello sarà pari a quella nella singola baionetta moltiplicata per il fattore di scala  $K_v$ , si è scelto di comparare la portata associata al singolo tubo a baionetta del modello scalato a quella di HERO-2.

In Figura 115 è riportata la portata in massa in corrispondenza dell'orifizio posto all'ingresso dei tubi a baionetta. Si può osservare come nel caso relativo a  $FR=0.68$  la portata sia quasi identica nei due sistemi mentre negli altri tre casi la portata nel modello scalato risulti leggermente sottostimata. La differenza maggiore è relativa al caso  $FR=0.48$  dove la sottostima è circa pari al 20%.

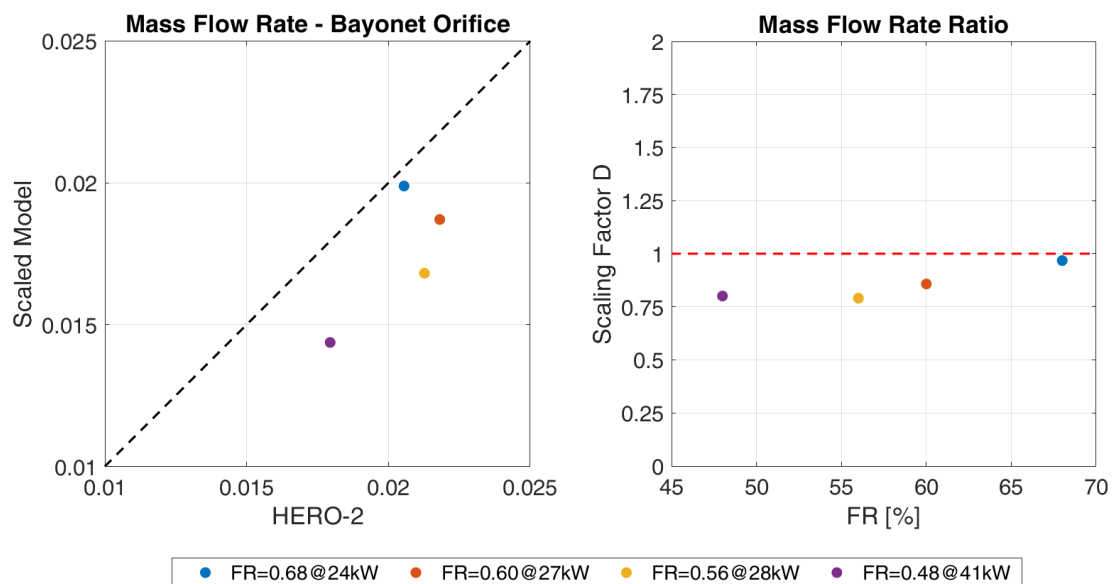


Figura 115 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: portata in massa nell'orifizio all'ingresso del tubo a baionetta.

Anche questo parametro risulta ben scalato secondo la classificazione di Wulff et al. [12] dato che il fattore di scala D si trova nel range 0.79-0.97.

### 7.4.2.3 Titolo nella camera di vapore

In Figura 116 è riportato il titolo nella camera di vapore. Si può osservare come il titolo nell’impianto scalato sia maggiore a causa della minor portata circolante, essendo uguale la potenza applicata alla singola baionetta.

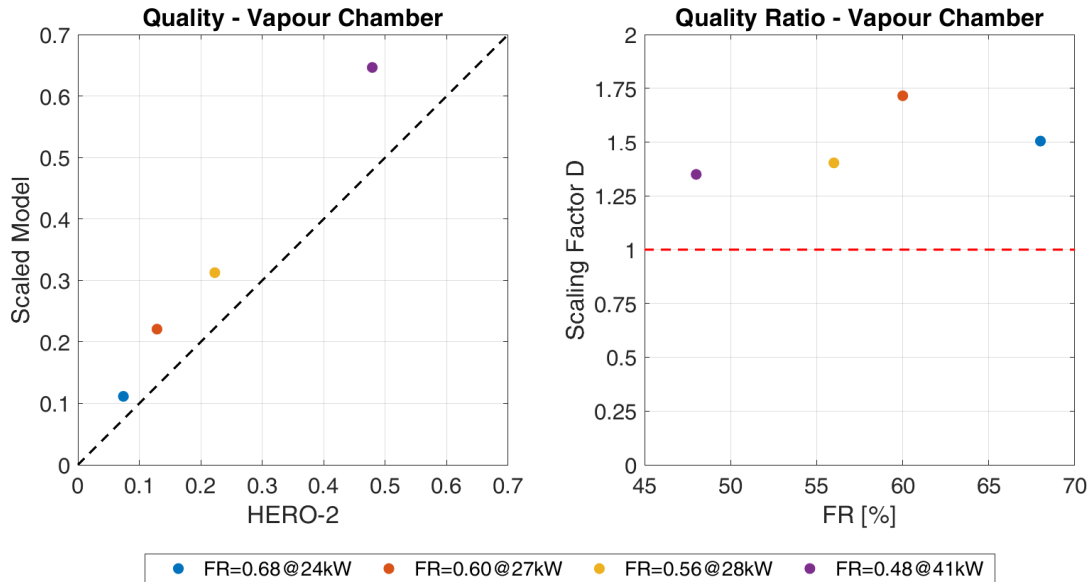


Figura 116 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: titolo nella camera di vapore

Applicando ancora la classificazione di Wulff et al. [12], il parametro risulta ben scalato avendo un fattore di scala D compreso tra 1.35 e 1.72.

### 7.4.2.4 Numero di sottoraffreddamento all’ingresso dello scambiatore a baionetta

In Figura 117 è riportato il numero di sottoraffreddamento all’ingresso dello scambiatore a baionetta calcolato nei due sistemi secondo l’espressione indicata da Ishii e Kataoka [18]:

$$N_{sub} = \frac{\Delta H_{sub} \Delta \rho}{\Delta H_{fg} \rho_g} \quad (16)$$

Dove  $\Delta H_{sub}$  e  $\Delta H_{fg}$  sono rispettivamente l’entalpia di sottoraffreddamento calcolata all’ingresso dello scambiatore di calore a baionetta (bayonet tube) e l’entalpia di vaporizzazione valutata alla

pressione all'uscita dallo scambiatore, e  $\rho_g$  e  $\Delta\rho$  sono rispettivamente la densità del vapore saturo e la differenza tra le densità del liquido e del vapore saturo. Il numero è il rapporto tra il grado di sottoraffreddamento ed il calore latente di vaporizzazione, e può essere utilizzato come indicatore del comportamento del condensatore nei due sistemi. Il numero di sottoraffreddamento risulta leggermente sottostimato nel modello scalato per  $FR=0.48$  mentre è leggermente sovrastimato nei rimanenti casi. In generale lo scostamento tra i due sistemi non supera il 15%. Ciò significa che nel modello scalato la rimozione di calore da parte del condensatore è leggermente maggiore rispetto ad HERO-2 con un conseguente maggior grado di sottoraffreddamento all'ingresso dello scambiatore a baionetta.

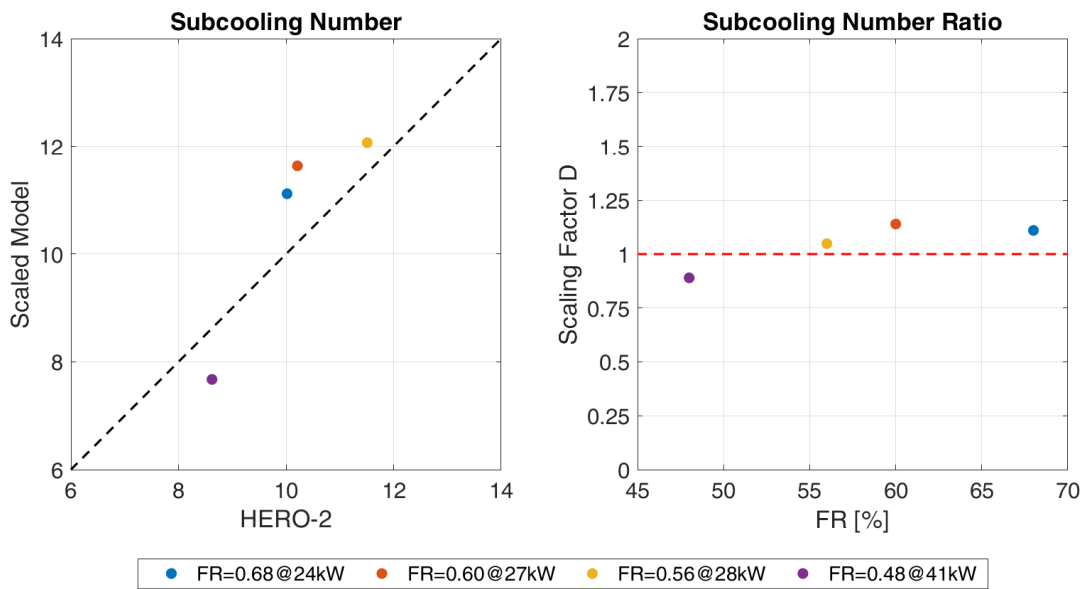


Figura 117 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: numero di sottoraffreddamento.

Il fattore di scala D è compreso tra 0.89 e 1.14, quindi secondo la classificazione di Wulff et al. [12] il fenomeno risulta ben scalato.

#### 7.4.2.5 Numero di cambiamento di fase

In Figura 118 è riportato il numero di cambiamento di fase calcolato nei due sistemi secondo l'espressione indicata da Ishii e Kataoka [18]:



$$N_{pch} = \frac{4q_0''l_0}{du_0\Delta H_{fg}\rho} \frac{\Delta\rho}{\rho_g} = x_e \frac{\Delta\rho}{\rho_g} - N_{sub} \quad (17)$$

Dove  $q_0''$  è il flusso termico (in  $W/m^2$ ) applicato alla sezione riscaldata, assunto assialmente uniforme,  $l_0$  è la lunghezza riscaldata,  $d$  è il diametro idraulico della sessione di passaggio,  $u_0$  è la velocità di riferimento calcolata come [18]:

$$u_0 = \frac{4q_0''l_0}{du_0\Delta H_{fg}\rho} \frac{1}{\left(x_e + \frac{\Delta H_{sub}}{\Delta H_{fg}}\right)} \quad (18)$$

Con  $x_e$  titolo all'uscita della sezione riscaldata e  $\rho$  densità del liquido saturo.

Il valore associato al modello scalato sovrastima sempre il valore relativo a HERO-2 con una differenza compresa tra circa il 60% e il 25%. Si può inoltre osservare come questo vada a ridursi al crescere del fattore di riempimento FR. Il numero di cambiamento di fase è indicativo della quota del flusso termico entrante responsabile del cambiamento di fase. La minor pressione raggiunta nel modello scalato e il maggior grado di sottoraffreddamento all'ingresso dello scambiatore di calore a baionetta fanno sì che la quota di potenza fornita necessaria al cambiamento di fase del fluido sia maggiore rispetto a quella richiesta in HERO-2.

Il fattore di scala D risulta essere compreso tra 1.29 e 1.61 quindi il fenomeno risulta ben scalato secondo la classificazione di Wulff et al. [12].

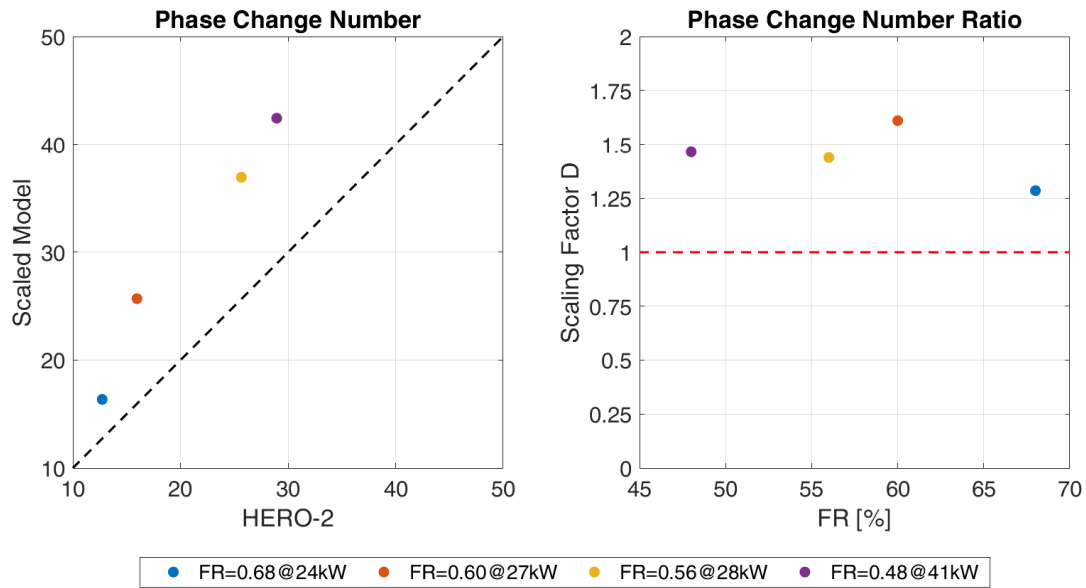


Figura 118 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: numero di cambiamento di fase.

#### 7.4.2.6 Numero di Froude

In Figura 119 è riportato il numero di Froude calcolato nei due sistemi secondo l’espressione indicata da Ishii e Kataoka [18]:

$$N_{fr} = \frac{u_0^2}{g l_0 \langle \alpha \rangle_0 \Delta \rho} \quad (19)$$

Dove  $\langle \alpha \rangle_0$  è il grado di vuoto medio nella sezione riscaldata. Il numero di Froude rappresenta il rapporto tra l’inerzia del fluido e la forza di gravità. Il numero valutato nel sistema scalato è sottostimato rispetto a quello calcolato in HERO-2 nei vari casi con una differenza compresa tra il 40% e il 60%. Questo indica come nel modello scalato il ruolo della forza di gravità abbia un peso maggiore rispetto all’inerzia del fluido, in accordo con quanto osservato per la portata in massa circolante che risulta leggermente inferiore nel modello scalato.

Secondo la classificazione di Wulff et al. [12], essendo il fattore di scala D compreso tra 0.40 e 0.59 il fenomeno presenta distorsioni di primo grado.

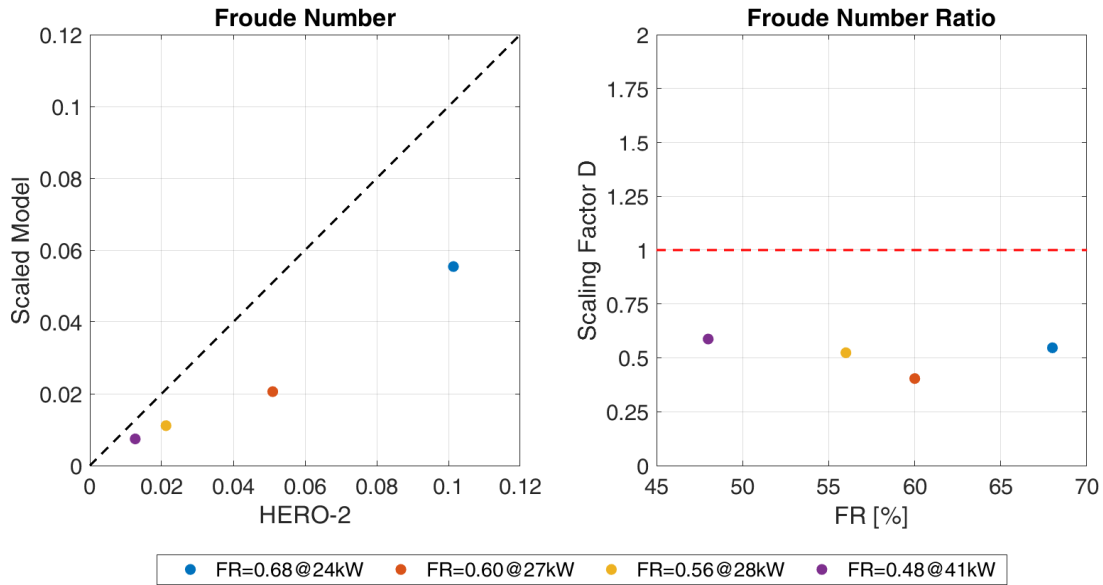


Figura 119 Confronto tra HERO-2 e modello scalato: numero di Froude.

### 7.4.3 Riepilogo

HERO-2 ed il sistema scalato presentato nella sezione 7 sono stati simulati numericamente con il codice RELAP5-3D in quattro diverse condizioni di funzionamento, relative a test sperimentali effettuati da SIET. Dai risultati ottenuti si è osservato come il comportamento del modello scalato si discosti da quello ideale in tutti i casi considerati. Grazie all'utilizzo del fattore di scala D, definito nel paragrafo 6, è stato possibile quantificare lo scostamento di alcuni parametri dai valori relativi al funzionamento ideale del sistema scalato. I fattori di scala D relativi alla pressione, alla portata della singola baionetta, al titolo nella camera di vapore ed al numero di sottoraffreddamento rimangono nell'intervallo 0.73-1.72 al variare del fattore di riempimento FR; il numero di cambiamento di fase presenta un fattore di scala compreso nell'intervallo 1.29-1.61. Secondo i criteri suggeriti da Wulff et al. [12] i parametri sono ben scalati. Viceversa il numero di Froude è caratterizzato da fattori di scala compresi nell'intervallo 0.40-0.59 e quindi, sempre secondo i criteri di Wulff et al., mostra la presenza di distorsioni di primo grado. È bene inoltre sottolineare come, dal momento che i sistemi considerati funzionano in regime bifase, il parametro che ha maggiormente impatto su tutte le grandezze considerate sia la pressione all'interno del sistema: da questa dipendono infatti le densità e le entalpie del liquido e vapore saturo che compaiono in tutti i numeri adimensionali considerati. Maggiori investigazioni sono necessarie al fine di poter individuare quali accorgimenti vanno





adottati e quali fattori vanno calibrati in modo da poter migliorare la concordanza tra il modello di riferimento e il modello scalato.



## 8 Conclusioni

Nella presente annualità la facility PROPHET costruita presso il laboratorio di Termofluidodinamica del Dipartimento Energia del Politecnico di Torino ha subito modifiche in particolare nello scambiatore di calore a baionetta (sorgente termica) per permettere l’installazione di elementi riscaldanti più potenti, per raggiungere temperature e pressioni più elevate nell’impianto. Con questa nuova configurazione del circuito, PROPHET-2, è stata svolta una nuova campagna sperimentale a potenza più elevata rispetto alla precedente.

Una metodologia per l’analisi delle prove sperimentali è stata messa a punto dividendo il transitorio analizzato in finestre temporali e individuando i fenomeni caratteristici di ogni finestra. I risultati sperimentali sono stati confrontati con quelli ottenuti con il codice di sistema RELAP5-3D considerando tutte le grandezze misurate nell’impianto (temperature, pressioni, cadute di pressione, portata) valutandone l’andamento temporale.

Nella presente annualità inoltre, è stata completata l’analisi delle metodologie di scalatura più comunemente usate nell’ambito nucleare. In particolare la metodologia “power-to-volume” è stata applicata alla facility HERO-2 presso SIET (Piacenza, Italia) con un processo di scaling-up prendendo come riferimento il generatore di vapore del reattore di 4<sup>a</sup> Generazione ALFRED. Il processo di scalatura è stato anche in questo caso simulato con il codice di sistema RELAP5-3D valutando le distorsioni attraverso il fattore di scala calcolato per gruppi adimensionali rilevanti e per grandezze conservate nei due sistemi.

I risultati sperimentali sono stati utilizzati per analizzare il processo di innesco della circolazione naturale da freddo, individuando le fasi caratteristiche e le finestre fenomenologiche dei transitori in funzione dell’inventario di massa presente nel circuito e del livello nel condensatore (pozzo termico). Il grado di riempimento iniziale, la potenza applicata, il livello nel condensatore e le caratteristiche geometriche (volumi liberi d’espansione) determinano il valore finale della pressione. La potenza fornita incide in particolare sui tempi caratteristici del sistema, non molto su quello di innesco della circolazione, ma significativamente sul tempo necessario a raggiungere le condizioni quasi stazionarie (nei casi in cui vengono raggiunte). Il livello dell’acqua nel mantello del condensatore invece ha un effetto relativamente ridotto. Si può inoltre notare che il ritardo cinematico di innesco della circolazione dipende dal grado di riempimento nelle prove in regime bifase, aumentando al ridursi della frazione di riempimento.



Le simulazioni svolte con il codice RELAP5-3D hanno sottolineato l'importanza della calibrazione del modello (perdite di carico continue e localizzate, perdite di calore), e della possibilità di utilizzare i risultati numerici per la stima delle grandezze non direttamente misurabili sperimentalmente (portate, titoli, potenze trasferite e trasportate, promotore di circolazione, etc.). Il codice si è dimostrato in grado di riprodurre in modo accettabile i risultati sperimentali nel caso di prove in circolazione monofase liquida, mentre sono emerse criticità nelle prove in circolazione bifase. Gli andamenti sono qualitativamente riprodotti ma ci sono differenze quantitative non trascurabili in particolare per quanto riguarda la pressione. Ciò è probabilmente dovuto alla difficoltà del codice di prevedere correttamente la condensazione in presenza di incondensabili e il comportamento della piscina in cui sono presenti moti convettivi.

In merito all'analisi di scalatura tra l'impianto HERO-2 ed un impianto scalato in grande ispirato al sistema DHR1, si è osservato come l'applicazione della metodologia “power-to-volume” dia in generale buoni risultati anche se sono presenti alcune distorsioni. In particolare si è osservato come la pressione nell'impianto scalato rimanga a valori minori, influenzando quindi tutte le grandezze in condizioni di saturazione, così come la portata. Il condensatore ha un maggiore effetto portando ad ottenere un numero di sottoraffreddamento all'ingresso delle baionette ed un numero di cambiamento di fase leggermente più alti. Il fatto che la portata nell'impianto scalato sia minore comporta un peso dell'inerzia rispetto alla gravità a sua volta minore e quindi il numero di Froude è leggermente minore nel sistema scalato che in HERO-2.

In generale, l'attività svolta si ritiene metodologicamente promettente ai fini della valutazione della funzionalità dei sistemi di rimozione passiva da impiegare nell'impiantistica nucleare e non.

## Appendice A

### A.1 Curve taratura trasduttori di pressione

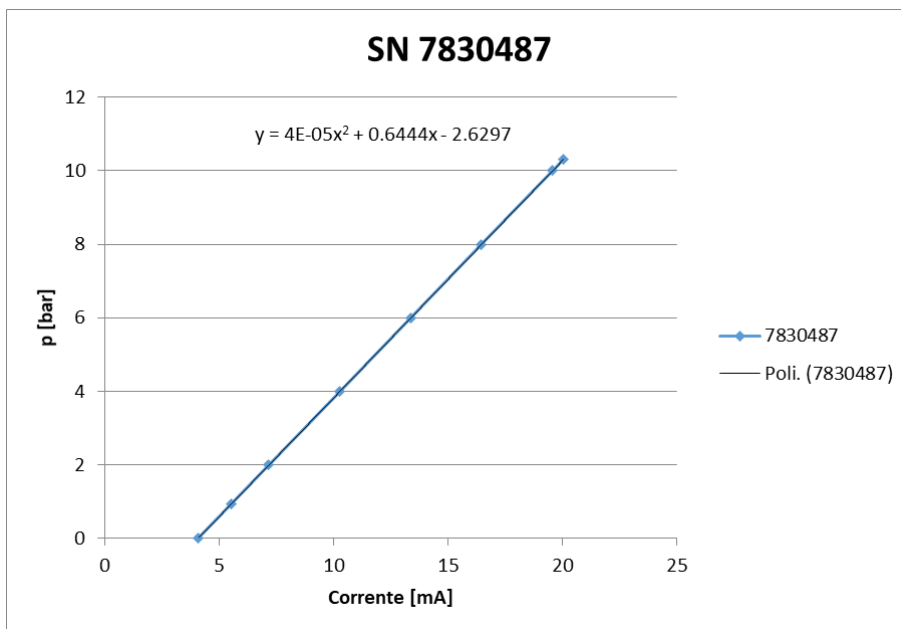


Figura 120 Curva taratura trasduttore SN 7830487

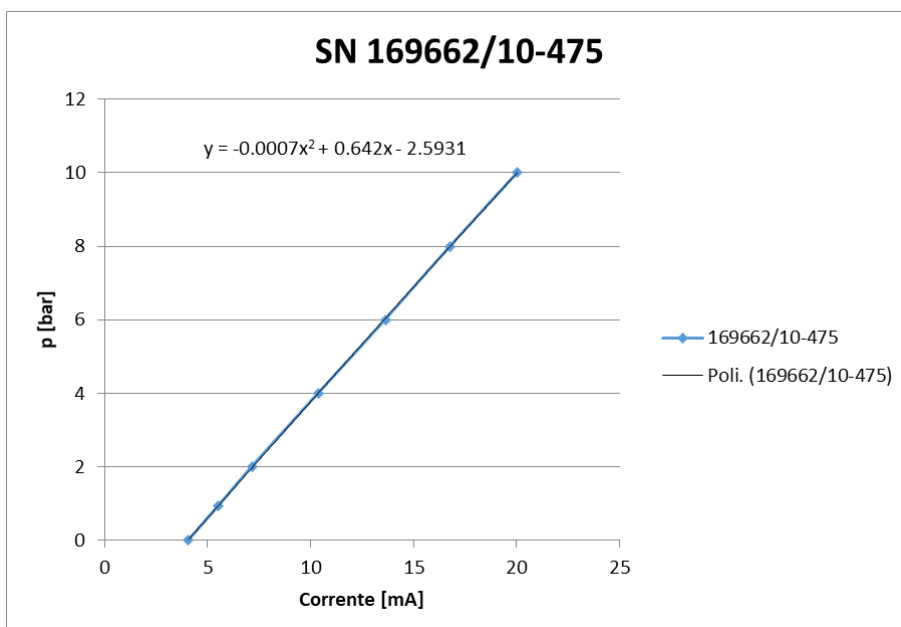


Figura 121 Curva taratura trasduttore SN 169662/10-475

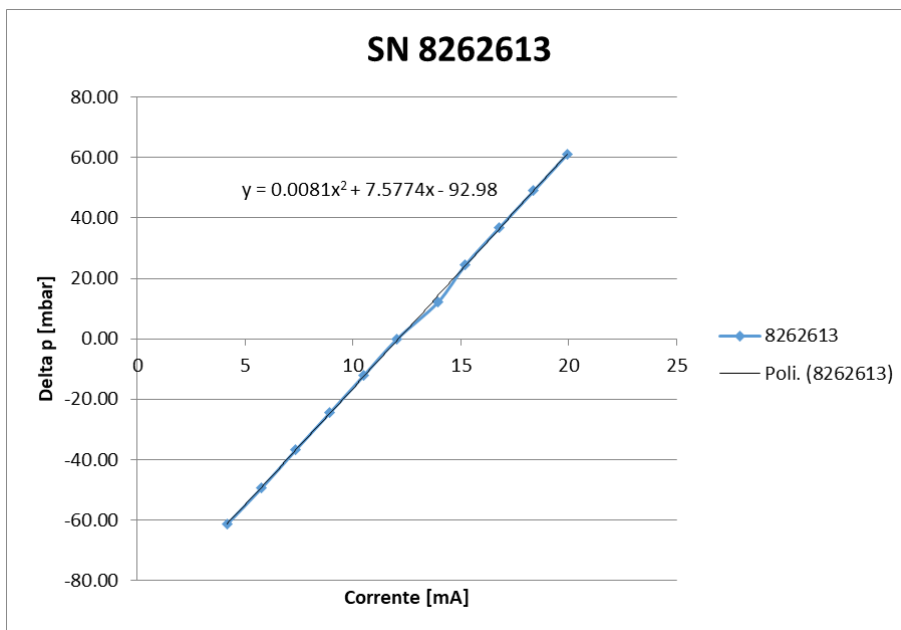


Figura 122 Curva taratura trasduttore SN 8262613

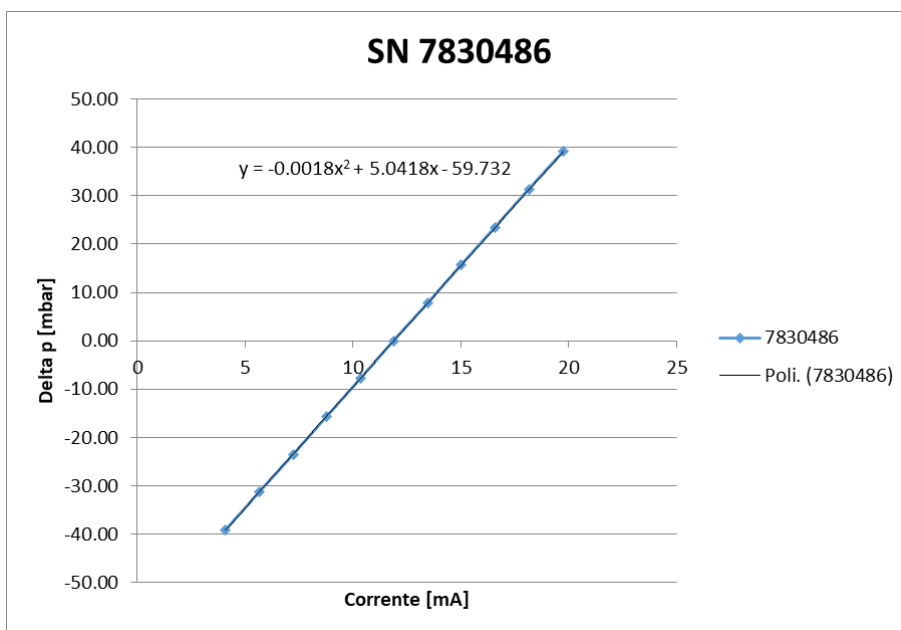


Figura 123 Curva taratura trasduttore SN 7830486

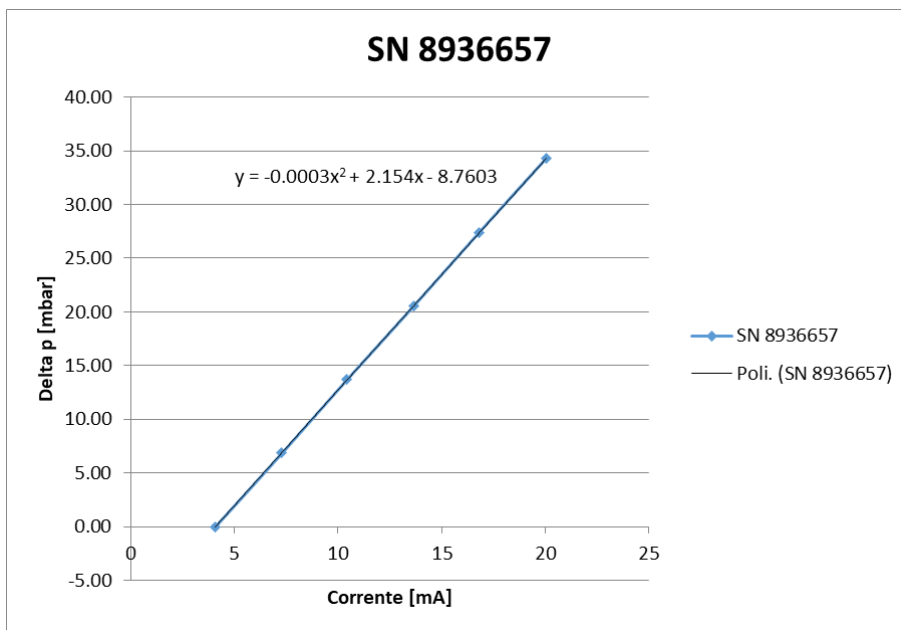


Figura 124 Curva taratura trasduttore SN 8936657

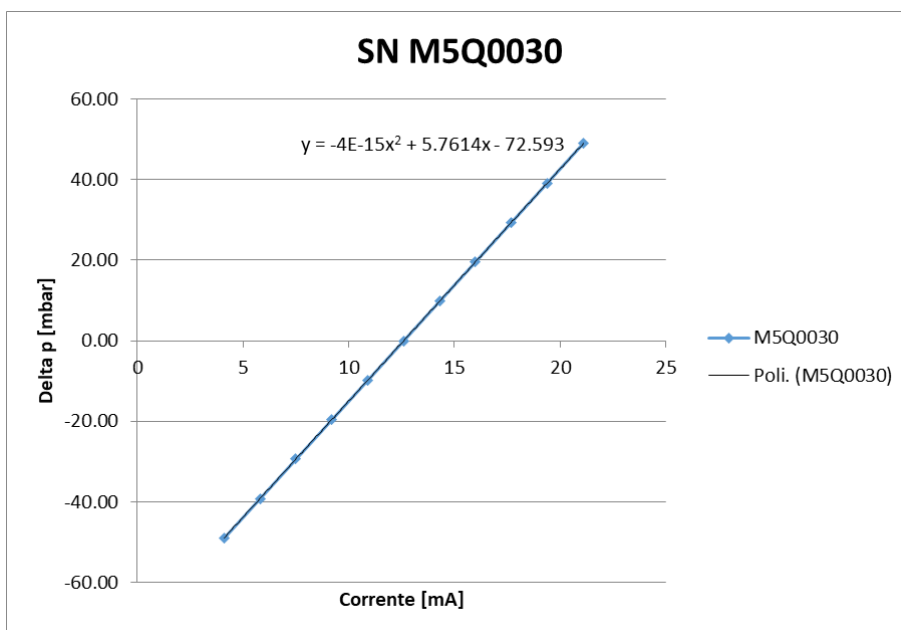


Figura 125 Curva taratura trasduttore SN M5Q0030

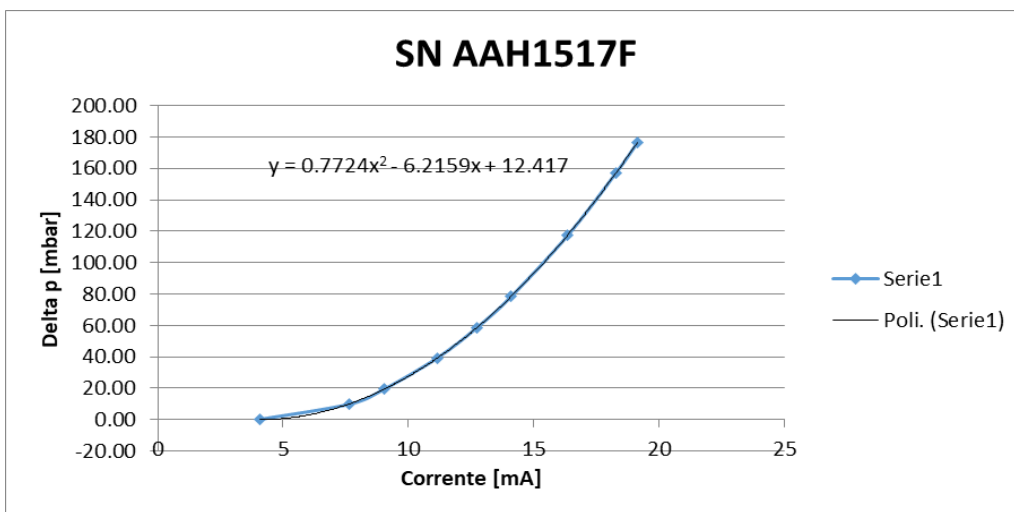


Figura 126 Curva taratura trasduttore SN AAH1517F

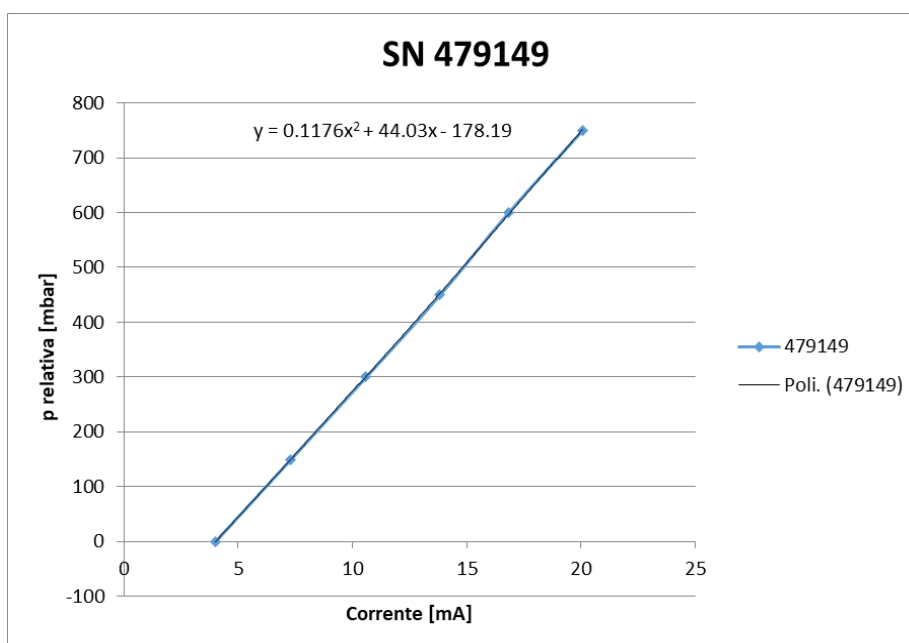


Figura 127 Curva taratura trasduttore SN 479149

## A.2 Disegni costruttivi e curva di taratura diaframma

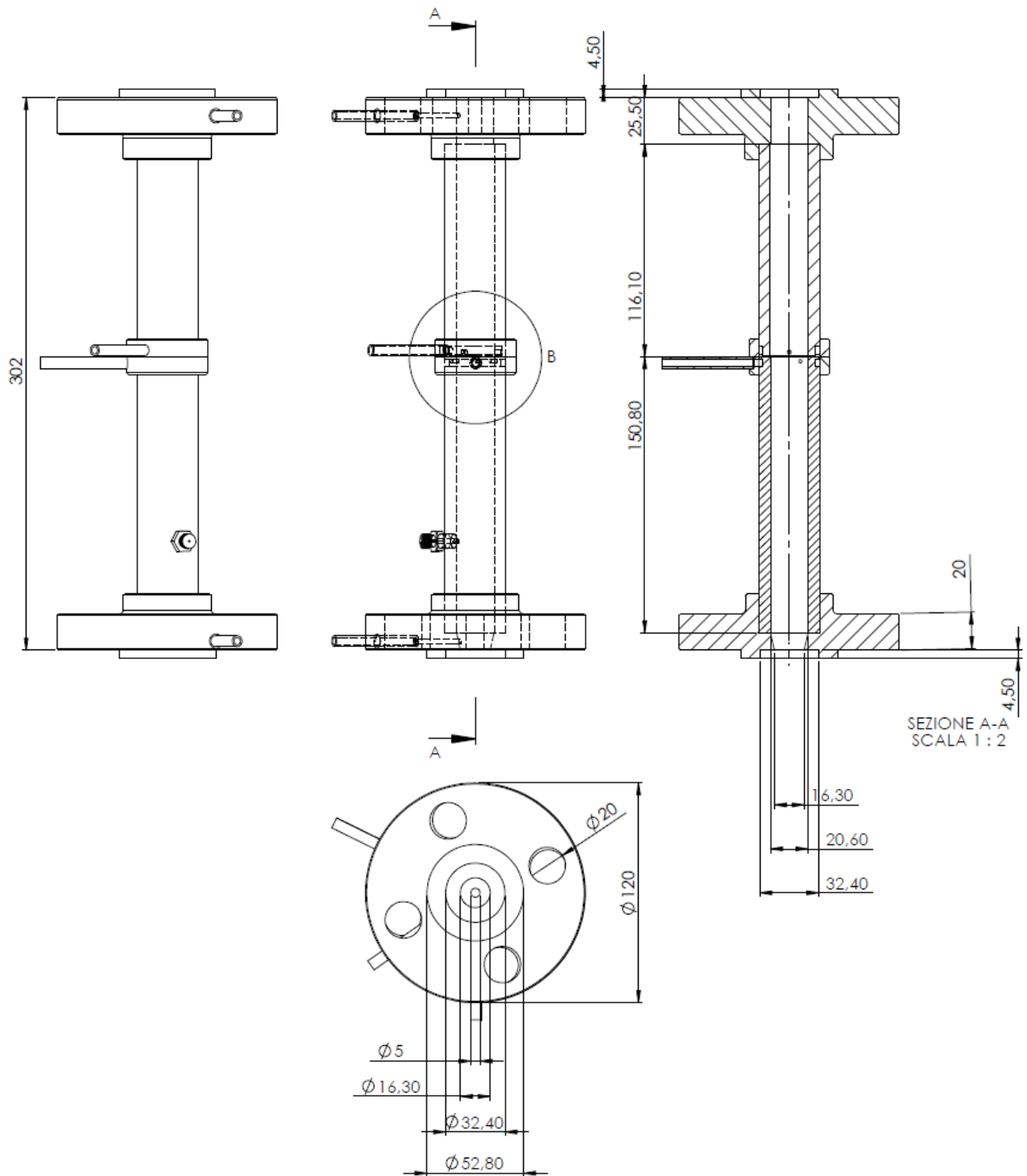


Figura 128 Disegno assieme sezione con diaframma



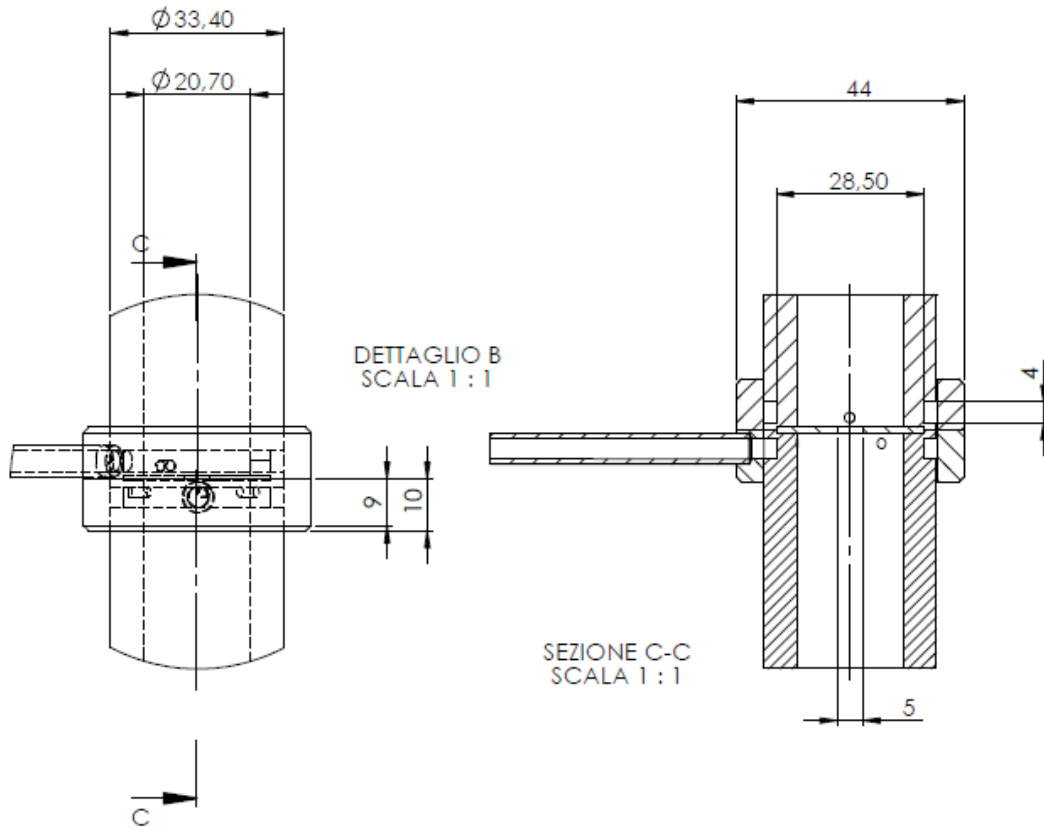


Figura 129 Dettaglio diaframma con vista in sezione

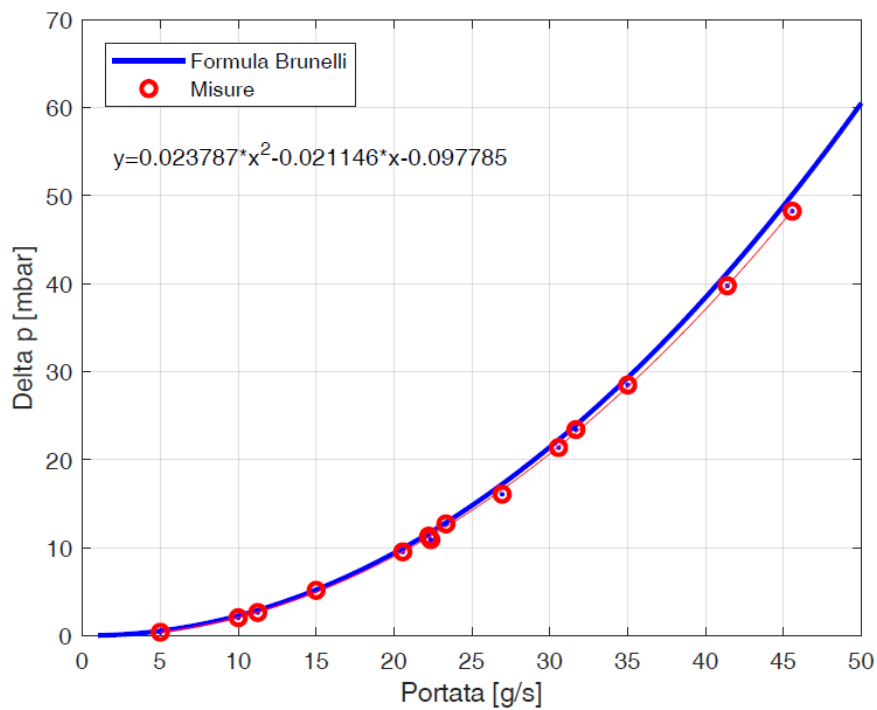


Figura 130 Curva di taratura diaframma



## Appendice B

### B.1 Dettagli nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET

Tabella 27 Volumi nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET

Comp	Tipo	Vol. Tot.	Vol.	Area [m <sup>2</sup> ]	Lungh. [m]	Elev. [m]	Flag vol.	Flag jun.	Note
202	Pipe	16	16	3.3654e-4	0.14	-0.14	1000000	00001000	
204	Pipe	8	8	3.3654e-4	0.0375	-0.0375	0000000	00001000	
206	Pipe	10	6	5.0265e-5	0.0245	-0.0245	0000000	00001000	
			7	5.0265e-5	0.055	-0.055	0000000	00001000	
			8	5.0265e-5	0.03	-0.03	0000000	00001000	
			10	5.0265e-5	0.029	-0.029	0000000	00001000	
208	Pipe	20	20	5.0265e-5	0.0535	-0.0535	0000000	00001000	
210	SnglVol	1	1	3.3654e-4	0.015	-0.015	0000000	-	
212	Pipe	20	20	2.5799e-4	0.0535	0.0535	0000000	00000000	Diametro idraulico 10.7e-3 m
214	Pipe	9	2	2.5799e-4	0.029	0.029	0000000	00000000	Diametro idraulico 10.7e-3 m
			3	2.5799e-4	0.03	0.03	0000000	00001000	
			4	2.5799e-4	0.055	0.055	0000000	00001000	
			9	2.5799e-4	0.0245	0.0245	0000000	00001000	
216	Pipe	5	4	3.3654e-4	0.06589	0	0000000	00001000	
			5	3.3654e-4	0.06	0.055	0000000	00001000	
			6	3.3654e-4	0.06350	0.03	0000000	00001000	
218	Pipe	57	6	3.3654e-4	0.0245	0.0245	1000000	00001000	
			14	3.3654e-4	0.0375	0.0375	1000000	00001000	
			30	3.3654e-4	0.14	0.14	1000000	00001000	
			32	3.3654e-4	0.0975	0.0975	1000000	00001000	
			52	3.3654e-4	0.025	0.025	1000000	00001000	
			57	3.3654e-4	0.041	0.041	1000000	00001000	
220	Pipe	5	5	3.3654e-4	0.0728	0	0000000	00001000	
222	Pipe	5	5	3.3654e-4	0.041	-0.041	0000000	00001000	
224	Pipe	20	20	3.3654e-4	0.025	-0.025	0000000	00001000	
226	Pipe	2	2	3.3654e-4	0.0975	-0.0975	0000000	00001000	



228	Branch	1	1	3.3654e-4	0.06	0.06	0000000	00001000	5 giunzioni: 22001-22801 (k <sub>forw</sub> =0.9 k <sub>rev</sub> =0.9) 22801-23001 22801-23201 22801-23401 22002-22801 (k <sub>forw</sub> =0.9 k <sub>rev</sub> =0.9)
230	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.08	0.08	0000000	00001000	
232	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.08	0.08	0000000	00001000	
234	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.08	0.08	0000000	00001000	
236	Branch	1	1	3.3654e-4	0.06	0	0000000	00001000	4 giunzioni: 23403-23601 23601-23801 23601-24001 23601-24201
238	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.06	0	0000000	00001000	
240	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.06	0	0000000	00001000	
242	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.06	0	0000000	00001000	
252	TmdVol	1	1	1.e6	1	0	0000010	-	
300	TmdVol	1	1	1.e6	1	1	0000010	-	
302	Branch	1	1	0.01923	0.025	0.025	0000000	00001000	4 giunzioni: 30420-30201 30620-30201 30820-30201 30201-30001
304	Pipe	20	20	0.002447	0.025	0.025	0000000	00001000	
306	Pipe	20	20	0.008900	0.025	0.025	0000000	00001000	
306	Pipe	20	20	0.008900	0.025	0.025	0000000	00001000	
310	TmdVol	1	1	1.e6	1	1	0000010	-	



Tabella 28 Giunzioni nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET

Comp.	Tipo	From	To	Area [m <sup>2</sup> ]	Flag	Note
203	SnglJun	20216	20401	3.3654e-4	00001000	
205	SnglJun	20408	20601	5.0265e-5	00001000	k <sub>forw</sub> =0.425 k <sub>rev</sub> =0.724
207	SnglJun	20610	20801	5.0265e-5	00001000	
209	SnglJun	20820	21001	5.0265e-5	00001000	k <sub>forw</sub> =0.724 k <sub>rev</sub> =0.425
211	SnglJun	21001	21201	2.5799e-4	00001000	k <sub>forw</sub> =0.167 k <sub>rev</sub> =0.054
213	SnglJun	21220	21401	2.5799e-4	00001000	
215	SnglJun	21402	21601	3.3654e-4	00001000	k <sub>forw</sub> =2.3 k <sub>rev</sub> =2.3
217	SnglJun	21606	21801	3.3654e-4	00001000	k <sub>forw</sub> =0.526 k <sub>rev</sub> =0.526
219	SnglJun	21857	22001	3.3654e-4	00001000	k <sub>forw</sub> =0.526 k <sub>rev</sub> =0.526
221	SnglJun	22005	22201	3.3654e-4	00001000	k <sub>forw</sub> =0.526 k <sub>rev</sub> =0.526
223	SnglJun	22205	22401	3.3654e-4	00001000	
225	SnglJun	22420	226	3.3654e-4	00001000	
227	SnglJun	22602	20201	3.3654e-4	00001000	
231	MtplJun	230	232	0.	00001000	4 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
233	MtplJun	230	234	0.	00001000	4 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
239	MtplJun	238	240	0.	00001000	4 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
241	MtplJun	240	242	0.	00001000	4 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
251	Valve	23204	25201	0.1e-6	00000200	
305	MtplJun	304	306	0.	00000000	20 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
307	MtplJun	304	308	0.	00000000	20 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
333	Valve	31001	30801	1.7671e-4	00101100	

Tutti i k localizzati sono stati calcolati secondo le formule proposte da Idel'chik [19].



Tabella 29 Strutture termiche nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET

Comp.	Str. Tot.	Mesh point	Geom.	R int. [m]	R est. [m]	Mater.	Left BC	Righ BC	Note
001	20	5	Cilindr.	4.e-3	5.e-3	AISI 304	208	212	
002	19	20	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	210 212	Heat flux	Simulate 2 flange camera inversione (altezza 2 cm, raggio 6)
003	20	10	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	224	304	
004	9	5	Cilindr.	4.e-3	5.e-3	AISI 304	206	214	Simulata flangia (altezza 3 cm, raggio 6 cm)
005	20	3	Cilindr.	0.082	0.084	AISI 304	306	Heat loss	Simulata massa fondo piscina
006	20	3	Cilindr.	0.082	0.084	AISI 304	308	Heat loss	Simulata massa fondo piscina
007	9	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	214	Heat loss	Simulata flangia (altezza 2 cm, raggio 6 cm)
010	6	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	216	Heat loss	Simulate 2 flange (altezza 2 cm, raggio 6 cm)
011	57	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	218	Heat loss	Simulate 4 flange (altezza 2 cm, raggio 6 cm)
012	5	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	220	Heat loss	
013	5	5	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	222	Heat loss	Simulate 2 flange (altezza 2 cm, raggio 6 cm)
014	2	5	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	226	Heat loss	Simulate 2 flange (altezza 2 cm, raggio 6 cm)



015	16	5	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	202	Heat loss	
016	8	5	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	204	Heat loss	Simulate 3 flange (altezza 2 cm, raggio 6 cm)
017	1	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	228	Heat loss	
018	4	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	232	Heat loss	
019	4	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	234	Heat loss	
020	4	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	236	Heat loss	
021	4	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	240	Heat loss	
022	4	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	242	Heat loss	



## B.2 Dettagli nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET-2

Tabella 30 Volumi nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET-2

Comp	Tipo	Vol. Tot.	Vol.	Area [m <sup>2</sup> ]	Lungh. [m]	Elev. [m]	Flag vol.	Flag jun.	Note
202	Pipe	16	16	3.3654e-4	0.14	-0.14	1000000	00000000	
204	Pipe	8	1	3.3654e-4	0.02	-0.02	0000000	00000000	La giunzione 4 simula l'orifizio (area 7.854e-5 m <sup>2</sup> e abrupt area model)
			4	3.3654e-4	0.04	-0.04	0000000	00000000	
			7	3.3654e-4	0.05	-0.05	0000000	00000000	
			8	3.3654e-4	0.01	-0.01	0000000	00000000	
206	Pipe	4	2	5.0265e-5	0.029	-0.029	0000000	00000000	
			4	5.0265e-5	0.039	-0.039	0000000	00000000	
208	Pipe	21	20	5.0265e-5	0.0577	-0.0577	0000000	00000000	
			21	5.0265e-5	0.022	-0.022	0000000	00000000	
210	SnglVol	1	1	3.3654e-4	0.015	-0.015	0000000	-	
212	Pipe	21	1	2.5799e-4	0.022	0.022	0000000	00000000	Diametro idraulico 10.7e-3 m
			21	2.5799e-4	0.0577	0.0577	0000000	00000000	
214	Pipe	3	2	2.5799e-4	0.039	0.039	0000000	00000000	Diametro idraulico 10.7e-3 m
			3	2.5799e-4	0.029	0.039	0000000	00000000	
216	Pipe	5	5	3.3654e-4	0.0728	0	0000000	00000000	
218	Pipe	54	1	3.3654e-4	0.039	0.039	1000000	00000000	
			3	3.3654e-4	0.029	0.029	1000000	00000000	
			4	3.3654e-4	0.010	0.010	1000000	00000000	
			7	3.3654e-4	0.050	0.050	1000000	00000000	
			10	3.3654e-4	0.040	0.040	1000000	00000000	
			11	3.3654e-4	0.020	0.020	1000000	00000000	
			27	3.3654e-4	0.140	0.140	1000000	00000000	
			29	3.3654e-4	0.0975	0.0975	1000000	00000000	
			48	3.3654e-4	0.025	0.025	1000000	00000000	
			49	3.3654e-4	0.035	0.035	1000000	00000000	
54	3.3654e-4	0.048	0.048	1000000	00000000				
220	Pipe	5	5	3.3654e-4	0.0728	0	0000000	00000000	
222	Pipe	5	5	3.3654e-4	0.048	-0.048	0000000	00000000	
224	Pipe	20	1	3.3654e-4	0.035	-0.035	0000000	00000000	
			20	3.3654e-4	0.025	-0.025	0000000	00000000	
226	Pipe	2	2	3.3654e-4	0.0975	-0.0975	0000000	00000000	



228	Branch	1	1	3.3654e-4	0.06	0.06	0000000	00000000	5 giunzioni: 22001-22801 (k <sub>forw</sub> =0.9 k <sub>rev</sub> =0.9) 22801-23001 22801-23201 22801-23401 22002-22801 (k <sub>forw</sub> =0.9 k <sub>rev</sub> =0.9)
230	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.08	0.08	0000000	00000000	
232	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.08	0.08	0000000	00000000	
234	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.08	0.08	0000000	00000000	
236	Branch	1	1	3.3654e-4	0.06	0	0000000	00000000	4 giunzioni: 23403-23601 23601-23801 23601-24001 23601-24201
238	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.06	0	0000000	00000000	
240	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.06	0	0000000	00000000	
242	Pipe	4	4	1.1310e-4	0.06	0	0000000	00000000	
252	TmdVol	1	1	1.e6	1	0	0000010	-	
300	TmdVol	1	1	1.e6	1	1	0000010	-	
302	Branch	1	1	0.01923	0.025	0.025	0000000	00000000	4 giunzioni: 30420-30201 30620-30201 30820-30201 30201-30001
304	Pipe	20	19	0.002447	0.025	0.025	0000000	00000000	
			20	0.002447	0.035	0.035	0000000	00000000	
306	Pipe	20	19	0.008900	0.025	0.025	0000000	00000000	
			20	0.008900	0.035	0.035	0000000	00000000	
306	Pipe	20	19	0.008900	0.025	0.025	0000000	00000000	
			20	0.008900	0.035	0.035	0000000	00000000	
310	TmdVol	1	1	1.e6	1	1	0000010	-	





Tabella 31 Giunzioni nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET-2

Comp.	Tipo	From	To	Area [m <sup>2</sup> ]	Flag	Note
203	SnglJun	20216	20401	3.3654e-4	00000000	
205	SnglJun	20408	20601	5.0265e-5	00000000	k <sub>forw</sub> =0.425 k <sub>rev</sub> =0.724
207	SnglJun	20604	20801	5.0265e-5	00000000	
209	SnglJun	20821	21001	5.0265e-5	00000000	k <sub>forw</sub> =0.724 k <sub>rev</sub> =0.425
211	SnglJun	21001	21201	2.5799e-4	00000000	k <sub>forw</sub> =0.167 k <sub>rev</sub> =0.054
213	SnglJun	21221	21401	2.5799e-4	00000000	
215	SnglJun	21401	21601	3.3654e-4	00000000	k <sub>forw</sub> =2.3 k <sub>rev</sub> =2.3
217	SnglJun	21605	21801	3.3654e-4	00000000	k <sub>forw</sub> =0.526 k <sub>rev</sub> =0.526
219	SnglJun	21854	22001	3.3654e-4	00000000	k <sub>forw</sub> =0.526 k <sub>rev</sub> =0.526
221	SnglJun	22005	22201	3.3654e-4	00000000	k <sub>forw</sub> =0.526 k <sub>rev</sub> =0.526
223	SnglJun	22205	22401	3.3654e-4	00000000	
225	SnglJun	22420	226	3.3654e-4	00000000	
227	SnglJun	22602	20201	3.3654e-4	00000000	
231	MtplJun	230	232	0.	00001000	4 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
233	MtplJun	230	234	0.	00001000	4 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
239	MtplJun	238	240	0.	00001000	4 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
241	MtplJun	240	242	0.	00001000	4 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
251	Valve	23204	25201	0.1e-6	00000200	
305	MtplJun	304	306	0.	00000000	20 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
307	MtplJun	304	308	0.	00000000	20 giunzioni Area calcolata come minima tra quelle adiacenti
333	Valve	31001	30801	1.7671e-4	00101100	

Tutti i k localizzati sono stati calcolati secondo le formule proposte da Idel'chik [19].



Tabella 32 Strutture termiche nodalizzazione RELAP5-3D configurazione PROPHET-2

Comp.	Str. Tot.	Mesh point	Geom.	R int. [m]	R est. [m]	Mater.	Left BC	Righ BC	Note
001	21	5	Cilindr.	4.e-3	5.e-3	AISI 304	208	212	
002	22	20	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	210 212	Heat flux	Simulata massa tappo fondo baionetta (altezza 2 cm)
003	20	10	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	224	304	
004	3	5	Cilindr.	4.e-3	5.e-3	AISI 304	206	214	Simulata flangia (altezza 3 cm, raggio 6 cm)
005	20	3	Cilindr.	0.082	0.084	AISI 304	306	Heat loss	Simulata massa fondo piscina
006	20	3	Cilindr.	0.082	0.084	AISI 304	308	Heat loss	Simulata massa fondo piscina
007	3	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	214	Heat loss	Simulata flangia (altezza 2 cm, raggio 6 cm)
010	5	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	216	Heat loss	
011	54	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	218	Heat loss	Simulate 4 flange (altezza 2 cm, raggio 6 cm)
012	5	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	220	Heat loss	
013	5	5	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	222	Heat loss	Simulate 2 flange (altezza 2 cm, raggio 6 cm)
014	2	5	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	226	Heat loss	Simulate 2 flange (altezza 2 cm, raggio 6 cm)
015	16	5	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	202	Heat loss	



016	8	5	Cilindr.	0.01035	0.0167	AISI 304	204	Heat loss	Simulate 3 flange (altezza 2 cm, raggio 6 cm)
017	1	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	228	Heat loss	
018	4	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	232	Heat loss	
019	4	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	234	Heat loss	
020	4	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	236	Heat loss	
021	4	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	240	Heat loss	
022	4	9	Cilindr	0.01035	0.0167 AISI 304 0.0467 isolante	AISI 304 (mesh 1-5) Isolante (mesh 5-9)	242	Heat loss	



## Appendice C

### C.1 Modello per la stima della portata in massa in PROPHET

Di seguito è presentato il modello utilizzato per la stima della portata in massa circolante nelle prove in regime di circolazione naturale monofase effettuate con PROPHET. Il modello è simile a quello sviluppato da Scarlat [10] e permette di valutare la portata in massa a partire dai dati acquisiti durante le prove sperimentali.

Il modello è sviluppato a partire dalle equazioni di conservazione della massa e del momento scritta per un deflusso mono dimensionale:

$$W = \rho_0 u_n A_n \quad (20)$$

$$\rho_0 \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial s} - \rho g \hat{e}_z \cdot \hat{e}_s - \frac{\rho_0 u^2}{2} \frac{f}{d_h} \quad (21)$$

Dove  $W$  è la portata in massa,  $\rho_0$  è la densità media del fluido nella sezione,  $u_n$  è la velocità media nella sezione  $n$ ,  $A_n$  è la sezione di passaggio nella sezione  $n$ ,  $p$  è la pressione,  $s$  è la coordinata curvilinea lungo il circuito,  $g$  è l'accelerazione di gravità,  $\hat{e}_z$  è il versore lungo la direzione  $z$  crescente,  $\hat{e}_s$  è il versore lungo la crescente curvilinea  $s$  crescente,  $f$  è il fattore di attrito e  $d_h$  è il diametro idraulico.

Assumendo il fluido incomprimibile e riscrivendo l'equazione del momento in termini di portata in massa, se si integra l'equazione lungo ogni segmento  $n$  in cui può essere suddiviso il sistema e dividendo tutti i termini per  $\rho_0$  si ottiene:

$$\frac{L_n}{A_n \rho_0} \frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\Delta P_n}{\rho_0} - g \int_n \frac{\rho}{\rho_0} dz - \frac{W^2}{2 A_n^2 \rho_0^2} \left( \frac{1}{d_{h,n}} \int_n f ds \right) \quad (22)$$

Dove  $L_n$  è la lunghezza della sezione  $n$ ,  $\Delta P_n$  è la variazione di pressione lungo la sezione  $n$ .

I quattro termini presenti nell'equazione (22) rappresentano rispettivamente:

- l'inerzia del fluido ( $IT_n$ ),



$$IT_n = \frac{L_n}{A_n \rho_0} \frac{\partial W}{\partial t} \quad (23)$$

- il promotore di circolazione ( $HT_n$ )

$$HT_n = \frac{\Delta P_n}{\rho_0} \quad (24)$$

- il galleggiamento ( $BT_n$ )

$$BT_n = -g \int_n \frac{\rho}{\rho_0} dz \quad (25)$$

- le perdite per attrito ( $FT_n$ ).

$$FT_n = \frac{W^2}{2A_n^2 \rho_0^2} \left( \frac{1}{d_{h,n}} \int_n f ds \right) \quad (26)$$

Alcune semplificazioni possono essere fatte al termine relativo alle perdite di attrito lungo ogni segmento  $n$ .

Integrando e raccogliendo insieme tutti i termini con pedice  $n$ , si ottiene un coefficiente  $F'_n$  che caratterizza le perdite per attrito per ogni segmento  $n$ :

$$FT_n = \frac{W^2}{2\rho_0^2} F'_n = \frac{\Delta P_n}{\rho_0} \quad (27)$$

$$F'_n = \frac{1}{A_n^2} \frac{1}{d_{h,n}} \int_n f(s) ds = C_n f_n \quad (28)$$



Dove  $C_n$  è un coefficiente che comprende tutti i parametri geometrici del singolo segmento  $n$ , rispetto ai quali il termine delle perdite di attrito è proporzionale e  $f_n$  è il fattore di attrito medio lungo la sezione  $n$ .  $C_n$  è definito come:

$$C_n \equiv \left( \frac{1}{A_n^2} \frac{L_n}{d_n} \right) \quad (29)$$

Sommando tutti i termini  $F'_n$  per i vari segmenti si ottiene il termine  $F'$  definito come:

$$F' \equiv \sum_n F'_n \quad (30)$$

Considerando anche i coefficienti di perdita localizzata lungo la singola sezione  $n$ ,  $K_{i,n}$ , il termine  $F'$  può essere riscritto nel seguente modo:

$$F' \equiv \sum_n \frac{1}{A_n^2} \left( \frac{L_n}{d_n} f_n + \sum_i K_{i,n} \right) \quad (31)$$

Alcune semplificazioni possono essere effettuate al termine di galleggiamento lungo ogni segmento,  $BT_n$ , con l'ipotesi che la densità del fluido vari linearmente con la temperatura (approssimazione di Boussinesq):

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT} \xrightarrow{(\beta)=const} \frac{\rho}{\rho_0} = 1 - \beta(T - T_0) \quad (32)$$

$$BT_n = -g \int_n \frac{\rho}{\rho_0} dz \xrightarrow{\beta=const} BT_n = -g\Delta z_n + g\beta \int_n (T - T_0) dz \quad (33)$$

$$\sum_n BT_n = g\beta \oint T dz \quad (34)$$



Dove  $\Delta z_n$  è la variazione netta di quota nel segmento  $n$ .

L'integrale della temperatura lungo tutto il loop può essere espresso come somma discreta di termini nella forma:

$$\oint T dz = \sum_n^{loop} [T_{av,n} \Delta z_n] \quad (35)$$

Dove  $T_{av,n}$  è la temperatura media lungo il segmento  $n$ .

Alla luce delle considerazioni fatte, l'equazione (21) diventa:

$$\frac{L_n}{A_n \rho_0} \frac{\partial W}{\partial t} = \left( \frac{\Delta P_n}{\rho_0} - g \Delta z_n \right) + g \beta \int_n (T - T_0) dz - \frac{W^2}{2\rho_0^2} F'_n \quad (36)$$

Sommando lungo tutto il loop si ottiene:

$$\sum_n^{loop} \frac{\partial W}{\rho_0 \partial t} \sum_n \frac{L_n}{A_n} = g \beta \oint T dz - \frac{W^2}{2\rho_0^2} \sum_n F'_n \quad (37)$$

Sostituendo l'equazione (35) nell'equazione (37) si ottiene:

$$\sum_n^{loop} \frac{\partial W}{\rho_0 \partial t} \sum_n \frac{L_n}{A_n} = g \beta \sum_n^{loop} [T_{av,n} \Delta z_n] - \frac{W^2}{2\rho_0^2} \sum_n F'_n \quad (38)$$

Si mette in evidenza come il termine  $F'_n$  dipenda da  $W$ . Infatti il coefficiente di attrito  $f_n$  dipende dal numero di Reynolds  $Re_n$ , il quale dipende da  $W$ :



$$Re_n = \frac{1}{\mu_n} W \frac{d_n}{A_n} \quad (39)$$

Dove  $\mu_n$  è la viscosità dinamica del fluido lungo il segmento  $n$ .

Il fattore di attrito è stato valutato utilizzando le seguenti correlazioni:

- $0 < Re \leq 2000$

$$f = \frac{64}{Re} \quad (40)$$

- $2000 < Re \leq 4000$

$$f = \frac{Re^{1/3}}{381} \quad (41)$$

- $Re > 4000$

$$f = 0.0055 \left[ 1 + \left( 20000 \frac{\epsilon}{d} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right] \quad (42)$$

L'equazione (38) è stata risolta utilizzando MATLAB. Il termine contenente la derivata della portata nel tempo è stato calcolato utilizzando il metodo di Eulero esplicito.

I segmenti in cui è stato suddiviso il loop sono stati definiti in modo tale che i punti di misura delle temperature siano gli estremi di ogni sezione.

I dati utilizzati per la risoluzione delle equazioni sono:

- I dati geometrici del circuito;
- I valori di temperatura misurati durante la prova;
- I valori di pressione misurati durante la prova.

La temperatura media di ogni sezione è stata calcolata come la media delle temperature ai suoi estremi. I valori delle proprietà dell'acqua sono stati calcolati utilizzando lo script XSteam disponibile per MATLAB. La viscosità dinamica e la densità dell'acqua sono state calcolate alla temperatura media del segmento.

Il coefficiente di espansione termica isobara è stato calcolato interpolando i valori riportati in [20].





## Appendice D

### D.1 Introduzione

In quanto segue sono stati comparati e analizzati due circuiti di rimozione passiva del calore di decadimento ideati per reattori della IV generazione: il primo, preso come sistema di riferimento, è il DHR2, che sarà implementato nel futuro reattore ALFRED-LEADER, refrigerato a piombo fuso, progettato da Ansaldo Nucleare. Il secondo impianto è un modello, in scala ridotta, dello stesso DHR2, realizzato presso il laboratorio del dipartimento energia del Politecnico di Torino.

In tale sede sono stati analizzate le similitudini tra i due sistemi, in modo da poter rappresentare adeguatamente l'evoluzione di determinati fenomeni, in scala ridotta, senza dover ricorrere alla realizzazione di complessi e costosi impianti in grandezza reale.

### D.2 Analisi di scala dell'impianto

Per poter realizzare propriamente un impianto in scala vi sono delle leggi di similitudine, ricavate dalle equazioni di continuità e della conservazione moto e dell'energia [21]. Tali parametri di similitudine sono stati ricavati da un'analisi di perturbazione del modello drift flux, essendo i due impianti in regime di circolazione naturale, con deflusso bifase. Tale modello, ai fini dell'analisi del moto e dell'energia, considera la miscela bifase come un tutt'uno piuttosto che come due fasi separate. Da tale analisi si ottiene una serie di gruppi di similitudine presentati nel rapporto PAR2016 emesso dal Politecnico di Torino [8]. Naturalmente, oltre ai gruppi di similitudine bisogna tener conto anche dei rapporti fra le grandezze geometriche del sistema. In un impianto in scala ideale i rapporti fra i vari parametri di similitudine devono essere uguali ad uno.

#### D.2.1 Limiti della scalatura

Gli impianti di riferimento sono il Progetto ALFRED di Ansaldo Nucleare con riferimento al sistema DHR2 e il circuito PROPHET [7][8]. La scalatura è stata applicata secondo la metodologia proposte da Ishi et al [18][20].

Per ragioni ingegneristiche e di spazio, non è stato possibile mantenere i rapporti di scala rigorosamente. In particolare non è stato possibile ridurre eccessivamente i diametri delle tubazioni, già di progetto molto piccoli, per problematiche nella fabbricazione; né è stato possibile riprodurre

un'adeguata piscina di condensazione sospesa, dato il gran quantitativo di massa ivi contenuta che avrebbe comportato non banali problematiche strutturali legate al peso di tale pozzo termico. Inoltre non è stato possibile ricreare le esatte condizioni operative del sistema (scambio termico a temperatura imposta), sebbene inizialmente si sia pensato di utilizzare dell'olio diatermico per simulare la vasca di piombo fuso, ma per questioni di economicità, tossicità e limiti di massima temperatura raggiungibili dal fluido in questione, tale soluzione è stata scartata. Infine, la potenza imposta alle baionette è limitata alla taglia di potenza disponibile in laboratorio.

### D.3 Impostazione del problema

Lo studio di scalatura è stato realizzato con l'ausilio del codice di calcolo RELAP5-3D. Di seguito è riportata la nodalizzazione adottata.

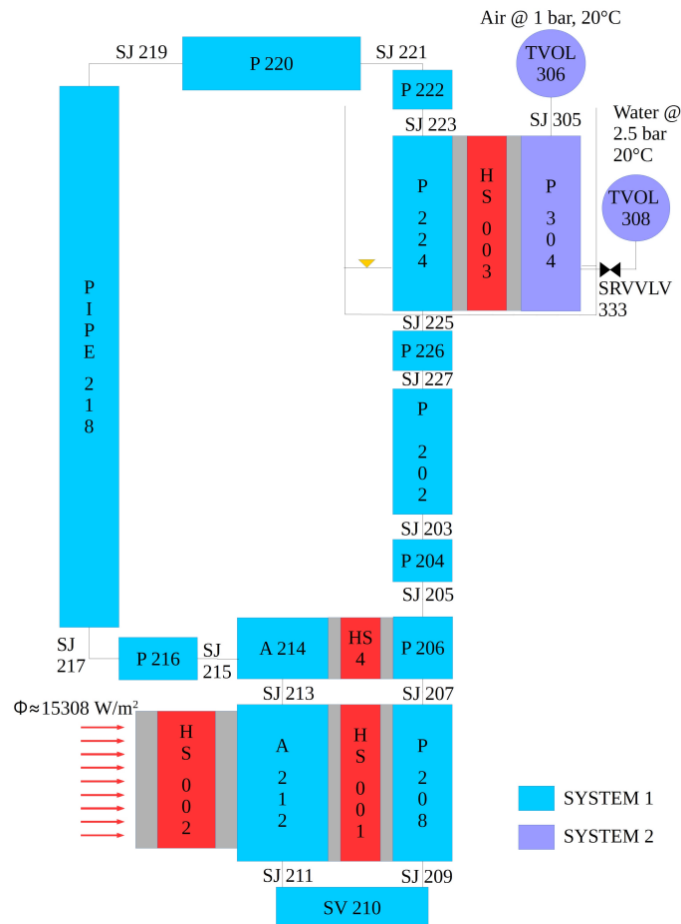


Figura 131 Nodalizzazione RELAP5-3D



#### D.4 Assunzioni e condizioni al contorno

Si è assunto che entrambi i volumi dei sistemi, all'avvio, siano per il 50% riempiti con acqua alle condizioni di saturazione ad 1 bar e per il 50% con vapore in equilibrio con la fase liquida.

Per poter meglio simulare il transitorio iniziale che si ha in fase di avvio del sistema, nelle simulazioni della facility sperimentale e del sistema reale, è stata seguita una particolare sequenza di operazioni:

- $t \in [0-50]$  s: la potenza fornita è nulla e la piscina di rimozione del calore è piena d'aria
- $t \in (50-110]$  s: la potenza termica viene attivata. La potenza segue una rampa lineare fino a 1 MW, nel caso del DHR2 reale, e 1.5 kW, nell'impianto di laboratorio
- $t \in (110-170]$  s: la potenza viene mantenuta costante e la piscina rimane piena d'aria
- $t \in (170-230]$  s: la piscina di rimozione viene riempita di acqua a 30°C con un andamento esponenziale fino a un livello di 2 m nel sistema scalato e a 14 cm nella facility
- $t \in (230-6000]$  s: la potenza imposta sulle baionette e il livello della piscina sono mantenuti costanti.

#### D.5 Risultati delle simulazioni

Per quanto concerne i parametri del circuito sperimentale, i principali scostamenti sono dovuti alle masse minori presenti nel sistema rispetto al DHR2 originale che presenta un'inerzia termica maggiore rispetto alla facility del laboratorio. Le oscillazioni che si riscontrano, specie nel transitorio iniziale, sono essenzialmente dovute ai cambi di flow pattern all'interno dei sistemi e anche al tipo stesso di flow pattern, in particolare al deflusso a slug che determina la presenza di bolle di grandi dimensioni lungo il circuito. Dunque il tutto è riconducibile alle oscillazioni della portata (Figura 132 e Figura 133) che raggiunge un andamento stazionario dopo alcuni minuti (circa 500 secondi per il DHR2, 400 s per la facility sperimentale).

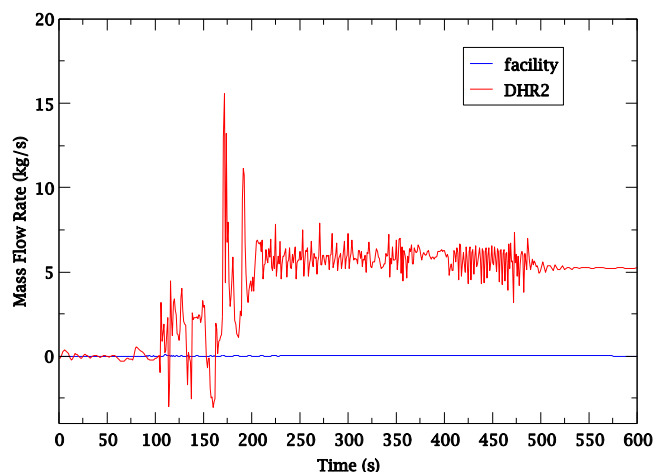


Figura 132 Portata in massa, transitorio iniziale

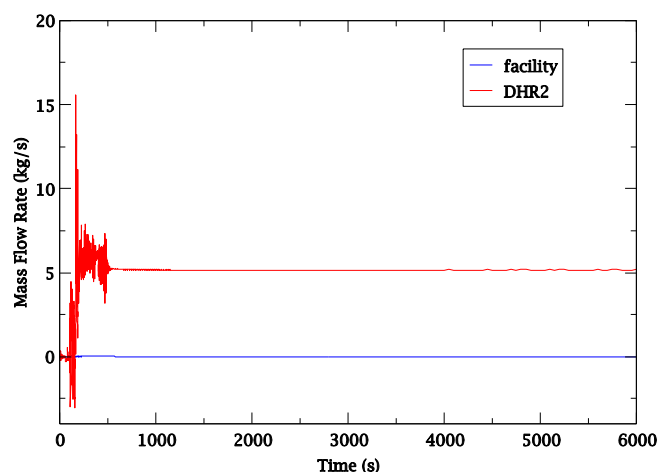


Figura 133 Portata in massa

I valori delle portate in condizioni stazionarie sono 5.2 kg/s per il DHR2 e 13 g/s per il circuito sperimentale. Sebbene, con masse minori in gioco, i transitori siano più rapidi nel sistema ridotto, le differenze nelle scale temporali sono piuttosto ridotte e gli andamenti dei vari parametri sono simili.

Nelle figure seguenti sono riportati gli andamenti delle potenze fornite alla singola baionetta per entrambi i sistemi durante il transitorio iniziale, ovvero fin quando la piscina di condensazione non viene totalmente riempita, e per tutta la durata della simulazione.

In Figura 134, che si riferisce alla fase iniziale che termina con il riempimento della piscina, si può osservare come il transitorio per il DHR2 sia più lento; il circuito sperimentale, al contrario, si assesta sulla potenza nominale molto più rapidamente, dopo circa 200 secondi. Nella Figura 135 è

riportata l'evoluzione temporale, durante tutta la simulazione, della potenza scambiata alla baionetta.

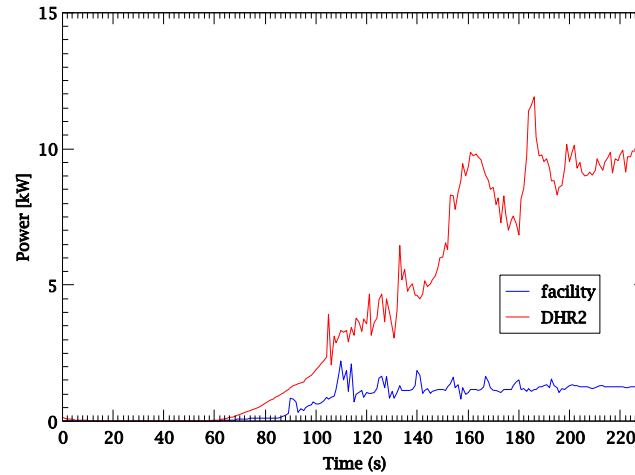


Figura 134 Potenza erogata alla singola baionetta, transitorio iniziale

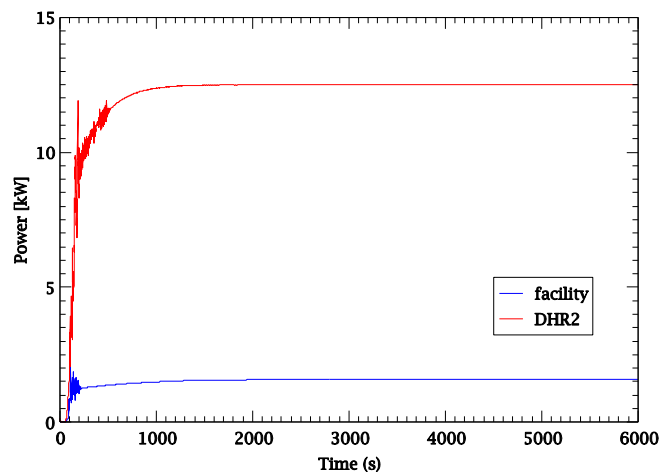


Figura 135 Potenza erogata alla singola baionetta

Analizzando la prima frazione della simulazione in Figura 136 è possibile notare come nel circuito DHR2 la potenza termica nell'Isolation Condenser converge più velocemente al valore stazionario, dovuto ad uno scambio termico più efficiente in questa prima fase. Ciò è dovuto alla massa maggiore contenuta nella piscina di condensazione che mantiene temperature basse e non raggiunge le condizioni di saturazione (dopo 6000 secondi la temperatura raggiunta dall'acqua è circa 43°C, Figura 137), al contrario della facility sperimentale dove, finché non si raggiunge la

saturation, la temperatura del liquido aumenta, determinando una diminuzione del gradiente di temperatura e, dunque, della potenza di scambio.

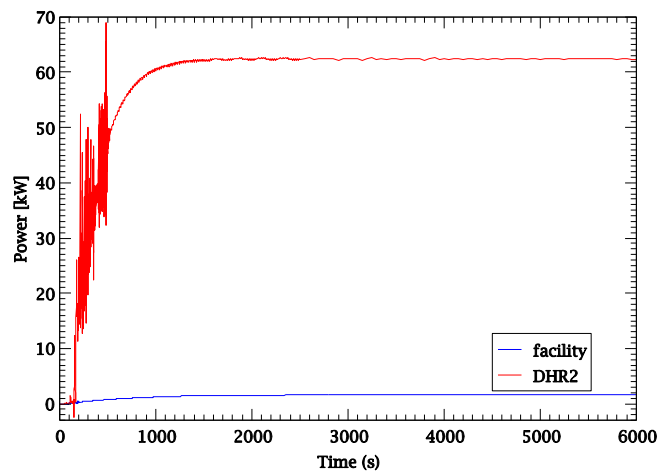


Figura 136 Potenza scambiata lato Isolation Condenser

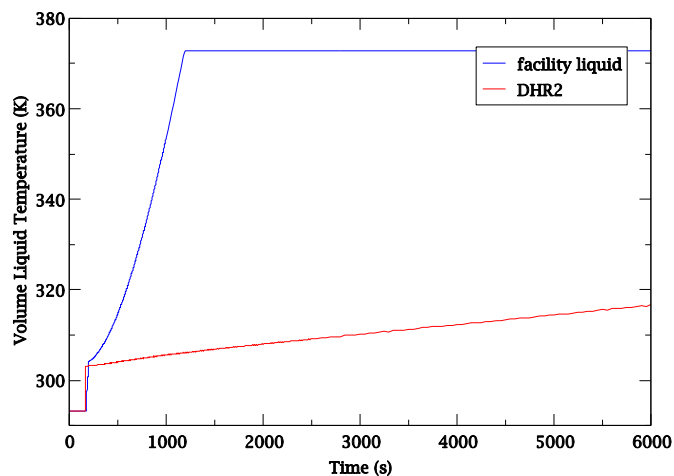


Figura 137 Temperatura dell'acqua in fase liquida all'interno della piscina di condensazione

In Figura 138 e Figura 139 è riportata la generazione volumetrica di vapore nei due sistemi. Anche in questo caso è possibile notare delle forti oscillazioni nella fase iniziale, ancora una volta riconducibili alle variazioni del flow pattern.

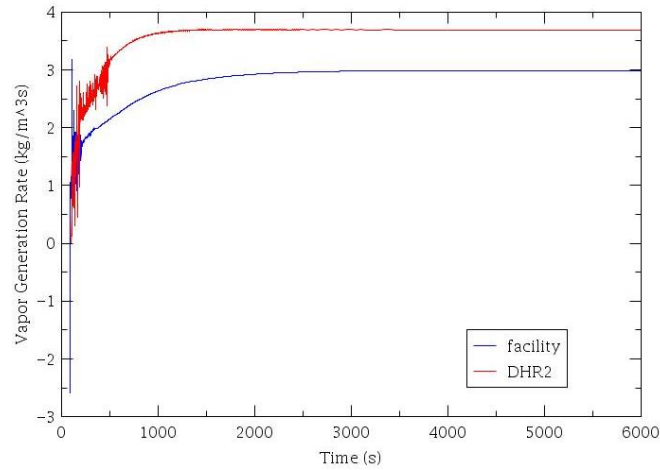


Figura 138 Generazione di vapore nel tratto di risalita della baionetta

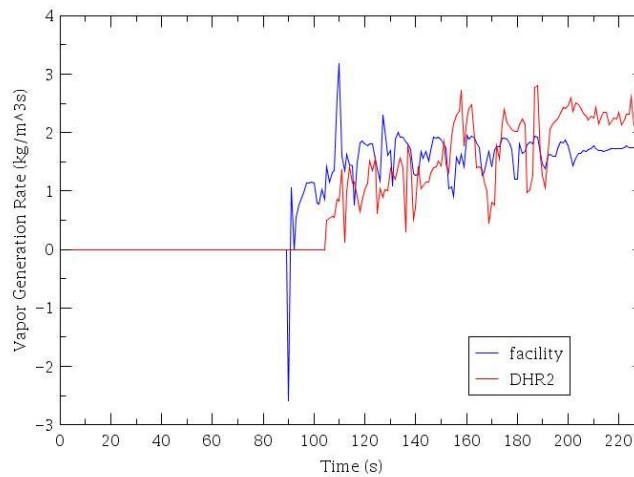


Figura 139 Generazione del vapore nel tratto di risalita della baionetta, transitorio iniziale

In Figura 140 è riportato l’andamento della pressione all’interno del sistema. L’impianto di laboratorio si stabilizza su valori di pressione più bassi (17.5 bar) rispetto ai 25.6 bar del DHR2. Tali valori sono correlati alle masse presenti nei circuiti e nei volumi coinvolti. Gli andamenti qualitativi sono comunque simili.

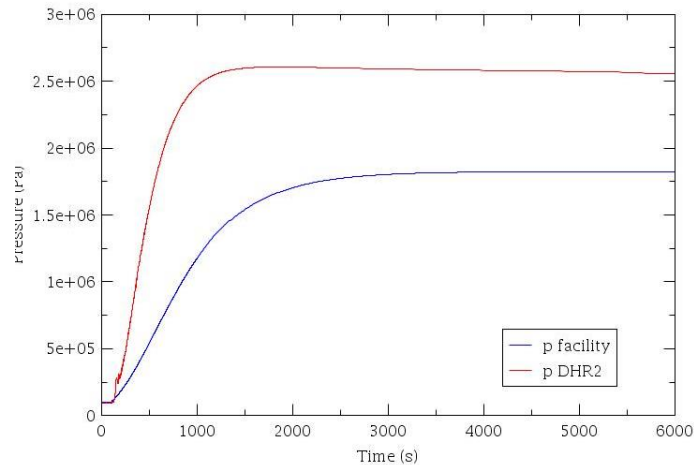


Figura 140 Pressione assoluta del sistema

L’evoluzione delle temperature in ingresso ed uscita dalla baionetta e dal condensatore (da Figura 141 a Figura 144) è legata alle pressioni caratteristiche dei due sistemi. In particolare le temperature di uscita dei fluidi dalle baionette sono legate alla temperatura di saturazione, maggiore nel caso del DHR2. Si può comunque notare come gli andamenti siano molto simili tra loro nella forma pur presentando delle valutazioni asintotiche differenti.

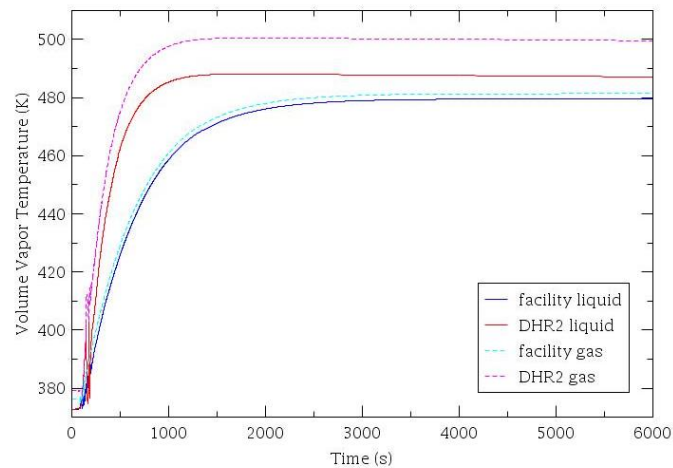


Figura 141 Andamento temperature all'ingresso della baionetta



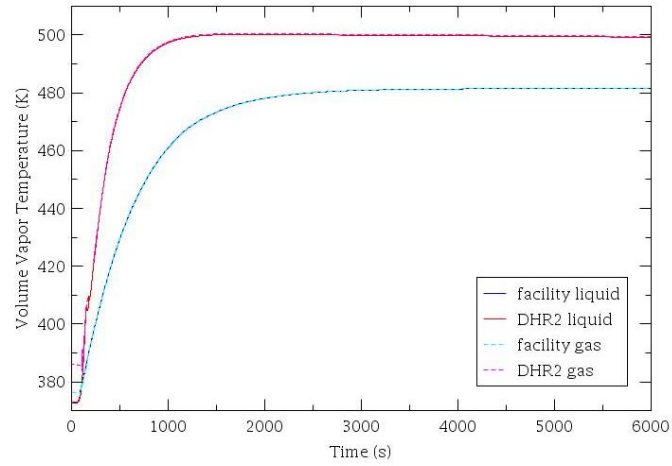


Figura 142 Andamento temperature all'uscita della baionetta

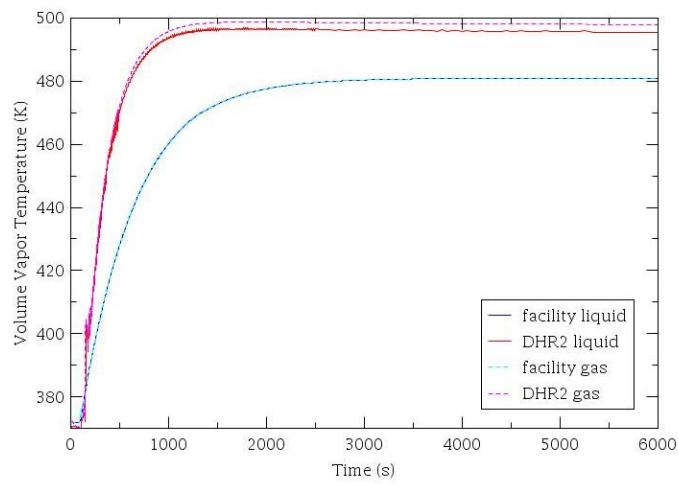


Figura 143 Andamento temperature all'ingresso dell'IC

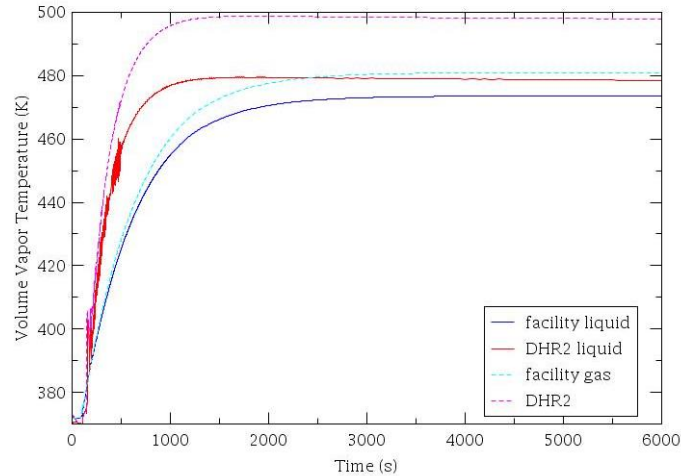


Figura 144 Andamento temperature all'uscita dell'IC

## D.6 Conclusioni

Nel presente report sono stati confrontati due sistemi di rimozione passiva del calore di decadimento; il primo rappresenta il sistema DHR2 reale; il secondo, un impianto scalato, realizzato in laboratorio. Per quanto non sia stato possibile rispettare rigorosamente i principi della scalatura, i due impianti presentano forti similitudini ed è possibile affermare che, in grandi linee, è possibile prevedere e caratterizzare fenomeni e condizioni di funzionamento, partendo dalle stesse condizioni al contorno. In futuro si prevede di studiare in modo più approfondito tutte le possibili condizioni di funzionamento dell'impianto sperimentale e confrontare i risultati empirici con le simulazioni effettuate tramite codice di calcolo RELAP5-3D per validarne l'uso e la veridicità.



## Bibliografia

- [1] Generation IV International Forum, A Technology Roadmap for Generation IV Nuclear Energy Systems, 2002.
- [2] IAEA, Advances in Small Modular Reactor Technology Developments, A supplement to: IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS), 2016
- [3] IAEA, Passive Safety Systems and Natural Circulation in Water Cooled Nuclear Power Plants, IAEA-TECDOC-1624, 2009
- [4] 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, Proceedings of 25th International Conference on Nuclear Engineering, Shanghai (China), July 2–6, 2017
- [5] 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, Journal of Physics: Conference Series, 923, 2017
- [6] A. Alemberti, ALFRED The EUROPEAN Lead Fast Reactor Demonstrator, The 5th Annual International Conference on Sustainable Development through Nuclear Research and Education 16-18 May 2012, Pitesti, Romania
- [7] 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
- [8] M. De Salve, C. Bertani, A. Bersano, N. Falcone e 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, rapporto ADPFISS-LP1-104, 2017
- [9] Werner Kast, L1.2 Pressure Drop in Flow Through Pipes, ATLAS Manual
- [10] R.O. Scarlat, Design of Complex Systems to Achieve Passive Safety: Natural Circulation Cooling of Liquid Salt Pebble Bed Reactors, PhD Dissertation, Department of Nuclear Engineering, University of California, Berkeley, 2012
- [11] NEA/CSNI/R(2016)14, A State-of-the-art report on scaling in system thermal-hydraulics applications to nuclear reactor safety and design, 2014



- [12] W. Wulff, U.S. Rohatgi, System Scaling for the Westinghouse AP600 PWR and Related facilities. US Nuclear regulatory Commission (NUREG/CR-5541), 1998
- [13] Reyes, Integral System Scaling Analysis, IAEA-ICTP Natural Circulation Training Course, Trieste, Italy, 25-29 June 2007
- [14] A. Achilli, O. De Pace, D. Balestri, M. Polidori, Progettazione, realizzazione ed interpretazione di prove sperimentali per la simulazione del comportamento di un sistema passivo con scambiatore a baionetta per la rimozione del calore di decadimento, ADPFISS-LP1-069, 2016
- [15] M. Frogheri, A. Alemberti, L. Mansani, The Lead Fast Reactor: Demonstrator (ALFRED) And ELFR Design, International Conference on Fast Reactors and Related Fuel Cycles: Safe Technologies and Sustainable Scenarios (FR13), paris, France, 2013
- [16] A.N. Navahandi, S. Castellana, E.N. Moradjaniav, Scaling Laws for Modeling Nuclear Reactor Systems, Nuclear Science and Engineering, 72, 1979
- [17] M. Polidori, M. Santinello, M.E. Ricotti, Validazione del modello RELAP5 di un Sistema DHR in circolazione naturale tramite analisi di post-test ed analisi del comportamento di tale sistema in SMR di tipo PWR, ADPFISS-LP1-090, 2017
- [18] M. Ishii, I. Kataoka, Scaling laws for thermal-hydraulic system under single phase and two-phase natural circulation, Nuclear Engineering and Design, 81, 1984
- [19] I.E. Idel'chik, Handbook of hydraulic resistance, Coefficient of local resistance and of friction, 1960
- [20] G.S. Kell, Density, Thermal Expansivity, and Compressibility of Liquid Water from 0° to 150°C: Correlations and Tables for Atmospheric Pressure and Saturation Reviewed and Expressed on 1968 Temperature Scale, Journal of Chemical and Engineering Data, 20, 1975
- [21] M. Ishii, S. Revankar, T. Leonardi, R. Dowlati, M. Bertodano, I. Babelli, W. Wang, H. Pokharna, V. Ransom, R. Viskanta and J. Han, The three-level scaling approach with application to the Purdue University Multi-Dimensional Integral Test Assembly (PUMA), Nuclear Engineering and Design 186, 1997.



## 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) e due dottorandi (Andrea Bersano e 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>).