



HAL
open science

Etude de l'ébullition d'un fluide diélectrique en mini-canal vertical : application au contrôle thermique des packs batteries

Robin Lioger-Arago

► To cite this version:

Robin Lioger-Arago. Etude de l'ébullition d'un fluide diélectrique en mini-canal vertical : application au contrôle thermique des packs batteries. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université Grenoble Alpes [2020-..], 2023. Français. NNT : 2023GRALI022 . tel-04127164

HAL Id: tel-04127164

<https://theses.hal.science/tel-04127164v1>

Submitted on 13 Jun 2023

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

École doctorale : I-MEP2 - Ingénierie - Matériaux, Mécanique, Environnement, Énergétique, Procédés, Production

Spécialité : MEP : Mécanique des fluides, Énergétique, Procédés

Unité de recherche : CEA Grenoble / LITEN

Étude de l'ébullition d'un fluide diélectrique en mini-canal vertical : application au contrôle thermique des packs batteries

Study of a boiling dielectric fluid in a vertical mini-channel : application to the thermal management of battery packs

Présentée par :

Robin LIOGER--ARAGO

Direction de thèse :

Nadia CANEY

Directeur de Recherche, CEA, Université Grenoble Alpes

Directrice de thèse

Pierre COSTE

Ingénieur de recherche, CEA LITEN

Encadrant de thèse

Rapporteurs :

Jacques JAY

Professeur des universités, INSA-Lyon

Brice TREMEAC

Professeur des universités, CNAM Paris

Thèse soutenue publiquement le **27 mars 2023**, devant le jury composé de :

Nadia CANEY

Directeur de Recherche, CEA LITEN

Directrice de thèse

Jacques JAY

Professeur des universités, INSA-Lyon

Rapporteur

Brice TREMEAC

Professeur des universités, CNAM

Rapporteur

David BRUTIN

Professeur des universités, Aix-Marseille Université

Président

Frédéric AYELA

Professeur des universités, Université Grenoble Alpes

Examineur

Invités :

Pierre COSTE

Ingénieur de recherche, CEA LITEN

RÉSUMÉ - ABSTRACT

Résumé

Cette thèse s'inscrit dans le contexte industriel de fort développement des véhicules électriques qui contiennent des packs de batteries de plus en plus puissants et compacts. Ces packs sont généralement constitués de cellules de batteries lithium-ion qui nécessitent un système de gestion thermique. En effet, un des risques majeurs est l'emballement thermique d'une ou plusieurs de ces cellules, emballement qui se produit lorsqu'une cellule est endommagée ou défectueuse ou lorsqu'elle dépasse une certaine température. Dans ce cas, la cellule s'échauffe spontanément et sa température croît rapidement ce qui peut provoquer l'expulsion de gaz inflammables, une réaction en chaîne dans tout le pack et in fine un incendie ou une explosion.

La solution de gestion thermique retenue dans le cadre de la thèse est le refroidissement direct du pack immergé par un liquide diélectrique circulant entre les cellules. Le HFE-7100 a été choisi comme fluide de travail pour son faible impact écologique, son ininflammabilité, ses propriétés thermophysiques et surtout pour sa température d'ébullition à la pression atmosphérique très proche de la température de peau estimée au début d'un emballement thermique. Le liquide doit changer de phase pour maintenir la température afin d'éviter l'emballement thermique, et évacuer la chaleur en situation accidentelle.

L'agencement des cellules dans le pack et leur faible espacement induisent un problème scientifique d'ébullition convective en mini-canal vertical. L'ébullition convective en milieu confiné est un mode de transfert de chaleur très efficace pour dissiper les flux élevés. Une question qui se pose est de connaître l'efficacité d'un tel écoulement dans le cas hypothétique d'un emballement thermique.

Dans cette thèse, une approche expérimentale et une approche numérique sont conjointement menées pour étudier la solution de refroidissement et l'ébullition convective.

Dans un premier temps, l'état de l'art de la gestion thermique des packs de batterie des véhicules électriques et de l'ébullition convective en milieu confiné est exposé. Une description générale de l'ébullition convective et des approches de simulation numérique des écoulements diphasiques applicables à notre étude est proposée.

Dans un deuxième temps, une campagne d'essais est menée sur un dispositif expérimental pour étudier l'ébullition convective du HFE-7100 dans un mini-canal vertical. La mise en place d'une méthode inverse a permis de calculer le coefficient d'échange local. Le transfert de chaleur, le flux critique (CHF), les régimes d'écoulements et les pertes de charge sont les principaux paramètres étudiés. L'influence de différents paramètres tels que le débit, le sous-refroidissement, la pression et la structuration de la surface est analysée.

Dans un troisième temps, une approche de modélisation numérique est proposée. La simulation de l'écoulement diphasique du HFE-7100 dans le mini-canal de la section d'essais est proposée avec une approche eulérienne. Les modèles numériques sont validés à partir des données expérimentales.

Enfin, un module de batteries immergé dans du HFE-7100 est modélisé et un scénario d'emballement thermique d'une cellule est défini et simulé. Le système de refroidissement s'avère être une solution efficace et prometteuse pour évacuer la chaleur et empêcher la propagation l'emballement thermique.

Mots clés :

Ébullition ; Mini-canal ; Méthode Inverse ; CFD Diphasique ; Emballement thermique ; Flux critique.

Abstract

This thesis is part of the industrial context of rapid development of electric vehicles, which includes the growing demand for more powerful and compact battery packs. These packs are generally made with lithium-ion battery cells and require a Battery Thermal Management System (BTMS) for an efficient cooling and to limit the thermal runaway hazard. Thermal runaway occurs when a cell is damaged, defective or when its temperature reaches a threshold value.

In this case, the cell heats up spontaneously and its temperature rises rapidly, which can cause the expulsion of flammable gases, a chain reaction throughout the pack and ultimately a fire or explosion.

The thermal management solution chosen in this thesis is the direct cooling of the immersed pack by a dielectric liquid circulating between the cells. The HFE-7100 has been selected as a working fluid for its eco-friendly coolant properties, its non-flammability, its attractive thermophysical properties, and especially for its boiling temperature at atmospheric pressure, which is very close to the estimated skin temperature at the beginning of a thermal runaway. The liquid can change phase to maintain the temperature in order to avoid thermal runaway, and to evacuate the heat in accidental situations.

One scientific bottleneck for such a pack design, given the small spacing between cells or between cells and the pack casing, is the flow boiling in a vertical mini-channel. Confined boiling flow is a very efficient mode of heat transfer to dissipate high fluxes. The question to be addressed is whether such a flow can help in the hypothetical case of a thermal runaway.

In this thesis, an experimental and a numerical approach are jointly conducted to study the cooling solution and the flow boiling.

In a first step, the state of the art of Battery Thermal Management System and flow boiling in a mini-channel is presented. A general description of flow boiling and numerical simulation approaches of two-phase flows are proposed.

In a second step, a test campaign is conducted with an experimental device to study the flow boiling of HFE-7100 in a vertical mini channel. The local heat transfer coefficient is obtained by using an inverse method. Heat transfer, critical heat flux (CHF), flow regimes and pressure drops are the main parameters studied. The influence of different parameters such as mass flow rate, subcooling, pressure and surface structuring is analyzed.

In a third step, a numerical modeling approach is proposed. The simulation of the two-phase flow of HFE-7100 in the mini-channel of the test section is proposed with an Eulerian approach. The numerical models are validated from the experimental data. Finally, a battery module immersed by HFE-7100 is modeled, and a thermal runaway scenario of a cell is suggested and simulated. Calculations show that the cooling system is an effective and promising solution to dissipate heat and prevent thermal runaway propagation.

Keywords:

Boiling; Mini-channel; Inverse method; Two-phase CFD; Thermal runaway; Critical heat flux.

REMERCIEMENTS

Je souhaite tout d'abord remercier Nadia Caney ma directrice thèse et Pierre Coste mon encadrant, pour m'avoir permis d'effectuer cette thèse. Je vous remercie pour votre confiance, l'autonomie que vous m'avez laissée et votre soutien total. Je vous remercie particulièrement pour votre disponibilité constante. Je souhaite à d'autres doctorant.es d'avoir la possibilité d'être encadré.es par votre duo très complémentaire.

Je tiens à remercier l'ensemble des membres du jury d'avoir pris le temps de lire ce manuscrit de thèse, d'évaluer ces travaux de recherche et de vous être déplacés pour assister à la soutenance.

Je remercie très sincèrement le CEA de Grenoble de m'avoir accueilli et l'ensemble du personnel pour leur compétence et disponibilité.

Je remercie le LER, devenu LCST, pour son accueil et pour m'avoir permis de mener ce travail. Merci aux deux chefs de laboratoire Frederic Ducros et Stéphane Colasson pour votre accompagnement durant cette thèse. Je remercie l'ensemble des collègues du LCST pour votre aide, la bonne ambiance et les discussions enrichissantes que j'ai partagées avec vous.

Merci à Jean François Fourmigué et Yvan Avenas pour avoir participé à mon comité de suivi de thèse et pour vos nombreux conseils.

Je remercie toutes les personnes qui ont pu contribuer à cette thèse. À ce titre je remercie l'équipe technique sans qui rien n'est possible. Merci Franck, Amélie, Lucas, ptit Lulu, Olivier, Gilles, Benjamin Jérôme, Rémi pour votre aide sur la boucle expérimentale. Je vous remercie pour votre disponibilité : toujours d'accord pour faire une pause dans vos projets pour aider un doctorant en détresse.

Merci à Mohamed et Mohammad pour le travail de qualité que vous avez fourni durant votre stage, je vous souhaite une bonne continuation. Je remercie aussi Jeremy pour ton aide sur la boucle, content de t'avoir retrouvé au CEA.

Merci à mes collègues de bureau de m'avoir supporté. Merci Carlotta et Antoinette pour les pause-café du début au D6. Merci pour ta gentillesse Carlotta et pour m'avoir laissé tenter de te suivre dans les quelques sorties natation. Merci Antoinette pour ta générosité, les gâteaux que tu ramenaient du Liban et la déco de Noël dans le bureau. Chaimae merci de m'avoir appris à prononcer les « R » comme un habitant de Fès. Merci aussi à Malo, Robin et Maïté d'avoir partagé de façon éphémère mais intense mon bureau.

Je remercie toute l'équipe de jeunes pour la bonne ambiance, c'est plus facile de se lever quand on sait que l'on va se marrer en arrivant au bureau.

Merci Guillaume, mon acolyte indéfectible de prank et partenaire multisports (mais je suis bien plus drôle que toi). Merci Alexis pour ton humour (faux) et ton expertise en turbulence et Taylor Swift, merci surtout pour ton mot, tu as fait un effort. Merci Teddy pour le concours d'utilisation de jeton Fluent et l'organisation de tennis. Merci Adrien pour ces discussions ciné (oui j'ai vu Memento). Merci Igor, collègue de thèse et partenaire de foot, vrai brésilien qui dribble en défense. Merci Elie pour les discussions

REMERCIEMENTS

passionnées de géopolitique du Moyen Orient et encore félicitation pour le CDI tu le mérites. Amandine D, merci pour la monstera mais je crois qu'elle n'est plus. Amandine J merci pour ces sorties grimpe. Léa profite de ta supériorité en vélo tant que tu peux, je te rattraperai ! Titouan même si tu te balades avec ta tasse Genvia, pour moi tu as toujours fait partie du LCST. William merci d'être le seul à me comprendre quand je parle de la ligue 1 de 2003. Merci à tous les stagiaires qui ont pu passer. Merci aux anciens. Quentin merci pour ton accueil, tes fichiers EES et la pompe d'Amorce. Louis, merci pour les invit' à la fanfare et les discussions interminables de politique (à la fin c'est nous qu'on gagnera).

Merci à tous les camarades avec qui j'ai pu battre le pavé !

Merci à tous les autres collègues pour toutes les choses que vous m'avez apprises et les moments au café, Nicolas, Fabrice, Arnaud, Franck P, Sébastien, Pierre G, Jérôme P, Mimo, Trang, Zoé, Bénédicte, Alban, Albin, Michel, Benoit, Geneviève, ...

Merci aux secrétaires Nesrine et Joséphine pour votre disponibilité bienveillance et leur disponibilité. Merci Nesrine pour ton aide pour imprimer et relier le manuscrit.

Merci aux bro', Bastien et Ben, on a commencé ensemble mais pas vraiment fini en même temps.

Merci Papa, Maman et frerot pour votre amour et la fierté que je lis dans vos yeux. Merci de m'avoir permis de faire des études dans des bonnes conditions jusqu'à la thèse. Merci aussi pour la relecture de la thèse. Merci Pascale et Michel d'être qui vous êtes. Merci Mamie d'être venue voir la soutenance, Merci à mes Papis, je sais que vous auriez aimé être là. Merci les cousins, Théophane, Mathys et Hugo d'être comme des frères depuis toujours.

Merci à mon amoureuse, Joanna, de m'avoir soutenu et supporté durant toute la durée de la thèse. Merci pour ta tendresse et tous les beaux moments partagés ensemble. Merci aussi de m'avoir écouté, d'avoir essayé de comprendre ce que je fais et d'avoir relu les fautes d'orthographe.

LISTE DES PUBLICATIONS

Articles de journaux :

- LIOGER--ARAGO R., COSTE P., CANEY N., “Enhancement of flow boiling in a vertical mini-channel by surface structuring: heat transfer analysis using inverse method”. International Journal of Thermal Sciences, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108392>.
- LIOGER--ARAGO R., COSTE P., CANEY N., “Experimental and Numerical Study of Boiling HFE-7100 in a Vertical Mini-channel”. Journal of Fluid Flow, Heat and Mass Transfer (JFFHMT), 2022, doi: 10.11159/jffhmt.2022.012.

Articles de conférences:

- LIOGER--ARAGO R., COSTE P., CANEY N., “ Study of flow boiling in a vertical mini-channel : heat transfer analysis using inverse method”, 15th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics - ATE-HEFAT 2021, online, 26-28 July 2021.
- LIOGER--ARAGO R., COSTE P., CANEY N., “Étude de l'ébullition en mini-canal vertical : analyse du transfert de chaleur par méthode inverse”. Congrès de la SFT, Valenciennes, 2022, doi : <https://doi.org/10.25855/SFT2022-026>
- LIOGER--ARAGO R., COSTE P., CANEY N., “Experiment and CFD Simulation of HFE-7100 Boiling from Onset to Dry-out in a Vertical Mini-channel”, 9th International Conference on Fluid Flow, Heat and Mass Transfer (FFHMT'22) 2022, Niagara Falls , Canada.
- LIOGER—ARAGO R., ISMAIL M., COSTE P., CANEY N., “Simulation of a thermal runaway scenario of a cell in a battery module” 17th International Heat Transfer Conference IHTC-17, 2023, (article soumis).

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ - ABSTRACT	3
REMERCIEMENTS	6
LISTE DES PUBLICATIONS	8
TABLE DES MATIÈRES.....	9
LISTE DES FIGURES	14
LISTE DES TABLEAUX.....	20
NOMENCLATURE	21
INTRODUCTION	25
Partie 1. État de l'Art.....	28
Chapitre 1. État de l'art de la gestion thermique des packs de batteries	29
1.1. Contexte industriel.....	29
1.2. Description d'un pack batteries	30
1.2.1. Batterie lithium-ion	30
1.2.2. Structure d'un pack de batteries	31
1.3. Gestions thermiques des batteries de véhicules électriques	32
1.3.1. Enjeux et nécessité de la gestion thermique.....	32
1.3.2. Modes de refroidissement BTMS.....	34
1.4. Présentation de la solution cible de la thèse	43
1.4.1. Principales caractéristiques du système de refroidissement visé	43
1.4.2. Choix et rôle du fluide	44
1.4.3. Problème scientifique.....	46
1.4.4. Objectifs principaux de la thèse	47
1.5. Conclusion chapitre 1	48
Chapitre 2. Revue bibliographique sur l'ébullition en mini-canal vertical	49
2.1. L'ébullition convective ascendante	49
2.1.1. Grandeurs importantes	49
2.1.2. Régime de l'écoulement ascendant en canal vertical	50
2.1.3. Confinement – transition de l'échelle macro à mini.....	52
2.1.4. Régime d'ébullition convective en milieu confiné	53

2.1.5.	Mécanismes de transfert de chaleur	54
2.1.6.	Flux critique et assèchement en ébullition convective	59
2.1.7.	Modèles de prédiction du coefficient de transfert thermique	60
2.1.8.	Structuration de surface	62
2.2.	Expériences d'ébullition avec du HFE-7100 en milieu confiné	64
2.2.1.	Résumé des études	64
2.2.2.	Principaux résultats.....	65
2.2.3.	Synthèse	69
2.3.	Simulation numérique de l'ébullition convective	70
2.3.1.	Théorie de la simulation numérique des écoulements diphasiques	70
2.3.2.	Études numériques d'ébullition convective	72
2.3.3.	Synthèse CFD.....	77
2.4.	Conclusion chapitre 2	78
Partie 2. Expérimentations.....		80
Chapitre 3. Dispositif expérimental et méthodologie.....		81
3.1.	Description générale du dispositif expérimental	81
3.1.1.	Phase de conception	81
3.1.2.	Principe de fonctionnement.....	82
3.1.3.	Description détaillée des composants et instrumentations	82
3.1.4.	Description du réservoir de remplissage et de régulation de pression..	84
3.2.	Description des sections d'essais.....	85
3.2.1.	Section d'essais de référence et canal élémentaire	86
3.2.2.	Instrumentation de la section d'essais	88
3.2.3.	Section d'essais avec plaque amovible	89
3.3.	Protocoles expérimentaux	92
3.3.1.	Procédures de remplissage	92
3.3.2.	Régulation de la pression.....	93
3.3.3.	Régulation de la température d'entrée dans la section d'essais	93
3.3.4.	Tracé d'une courbe d'ébullition	94
3.3.5.	Essais réalisés	95
3.4.	Calcul des paramètres thermiques	96
3.4.1.	Méthode globale monodimensionnelle.....	97
3.4.2.	Méthode inverse monodimensionnelle.....	97

3.4.3.	Méthode inverse bidimensionnelle	98
3.4.4.	Calcul du titre vapeur	102
3.5.	Comparaisons des méthodes de calcul des coefficients de transfert thermique 103	
3.5.1.	Comparaison théorique.....	103
3.5.2.	Comparaison des courbes d'ébullition	103
3.5.3.	Comparaison du profil axial monophasique liquide	105
3.5.4.	Comparaison du profil axial avec assèchement.....	106
3.5.5.	Synthèse	107
3.6.	Répétabilité et incertitudes	108
3.7.	Conclusion chapitre 3	112
Chapitre 4. Résultats de la campagne expérimentale		113
4.1.	Essais avec plaque amovible sans structuration	113
4.1.1.	Courbes d'ébullition	113
4.1.2.	Coefficient de transfert thermique	114
4.1.3.	Analyse locale.....	116
4.1.4.	Visualisations	119
4.2.	Influence de la structuration de surface.....	121
4.2.1.	Courbes d'ébullition et flux critiques.....	122
4.2.2.	Coefficient de transfert thermique	124
4.2.3.	Influence de la position dans le canal	126
4.2.4.	Perte de charge	128
4.3.	Résultats de la campagne paramétrique sans plaque amovible	130
4.3.1.	Influence du sous-refroidissement	130
4.3.2.	Influence de la pression (ou de la température de saturation)	139
4.3.3.	Influence de la présence de la plaque amovible	143
4.4.	Conclusion chapitre 4	147
Partie 3. Modélisation numérique		149
Chapitre 5. Modélisation numérique de l'ébullition en mini-canal vertical.....		150
5.1.	Introduction.....	150
5.2.	Description du modèle eulérien à deux fluides	150
5.2.1.	Équations de conservations	151
5.2.2.	Modélisation de la turbulence	152

5.2.3.	Aire interfaciale	153
5.2.4.	Diamètres des bulles et des gouttelettes	154
5.2.5.	Lois de fermetures quantité de mouvement	154
5.2.6.	Modèle d'ébullition à la paroi.....	156
5.2.7.	Modélisation des flux à la paroi et des régimes d'écoulements	157
5.2.8.	Transfert de chaleur et de masse aux interfaces	159
5.3.	Description du cas d'étude	160
5.3.1.	Géométrie	160
5.3.2.	Maillage.....	160
5.3.3.	Conditions aux limites	161
5.3.4.	Propriétés physiques	161
5.4.	Résultats et Discussions	162
5.4.1.	Sensibilité au maillage	162
5.4.2.	Comparaison de la modélisation avec l'expérience	163
5.4.3.	Taux de vide	170
5.4.4.	Partition du flux	170
5.4.5.	Étude paramétrique sur l'influence de certains paramètres du modèle	172
5.5.	Conclusion chapitre 5	186
Chapitre 6. Simulation numérique d'un scénario d'emballage thermique dans un module de batteries		188
6.1.	Introduction.....	188
6.2.	Description du cas d'étude	188
6.2.1.	Géométrie	188
6.2.2.	Maillage.....	190
6.2.3.	Conditions initiales	190
6.2.4.	Conditions aux limites	191
6.2.5.	Propriétés physiques	191
6.3.	Modélisation des autres BTMS.....	192
6.4.	Scénario d'emballage thermique d'une cellule	193
6.5.	Résultats des simulations.....	194
6.5.1.	Résultats scénario 1	194
6.5.2.	Résultats scénario 2	203
6.5.3.	Résultats scénario 3	210

TABLE DES MATIÈRES

6.6. Conclusion chapitre 6	215
CONCLUSION GÉNÉRALE	216
PERSPECTIVES	218
RÉFÉRENCES	220
DOCUMENTS ANNEXES	228
Annexe 1 : Plan détaillé de la section d'essais de référence.....	228
Annexe 2 : Plan détaillé de la section d'essais à plaque amovible.....	229

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Nouvelles immatriculations de voitures électriques, UE-27 [2].....	29
Figure 1-2 : Comparaison des différentes technologies de batteries en termes de densité énergétique volumique et massique [5].....	30
Figure 1-3 : Principe de fonctionnement d'une cellule d'une batterie lithium-ion [6].	31
Figure 1-4 : Exemples de cellules "pouch", prismatique et cylindrique [3].....	31
Figure 1-5 : Structure de packs de batteries avec des cellules prismatiques (a) et des cellules cylindriques (b) [7].	32
Figure 1-6 : Incendie d'un autobus électrique RATP suite à un emballage thermique, sur le boulevard Saint-Germain à Paris le lundi 4 avril 2022 [12].	34
Figure 1-7 : Système de refroidissement par circulation d'air, actif (gauche) et passif (droite) [17].	35
Figure 1-8 : Différentes formes de modules MCP développés par la société AllCell [26].....	36
Figure 1-9 : BTMS indirect utilisé par Tesla sur le modèle S [31].	37
Figure 1-10 : Refroidissement d'un module de batteries à l'aide de caloducs [33].	38
Figure 1-11 : Évolution du nombre d'articles sur le refroidissement par immersion.	38
Figure 1-12 : Aperçu des différents types de refroidissement par immersion envisagés pour les systèmes de gestion thermique des batteries [16].	39
Figure 1-13 : Représentation schématique du système de refroidissement de Hirano <i>et al.</i> [38].	40
Figure 1-14 : Schéma de principe du module de batteries [37].	40
Figure 1-15 : Représentation schématique du montage expérimental de Van Gils [39] (à gauche) et du coefficient de transfert de chaleur mesuré (à droite).....	41
Figure 1-16 : Système de batterie à refroidissement par immersion IMMERSIO™ XM25 de Xing Mobility [44].	42
Figure 1-17 : Schéma du refroidissement du pack batterie en contact direct avec le HFE-7100.	46
Figure 2-1 : Régimes en écoulement vertical ascendant [46].	51
Figure 2-2 : Visualisation l'écoulement du HFE-7000 à 100 kg/(m ² s) et différents flux de chaleur : (a) 8,8 kW/m ² ; (b) 20,3 kW/m ² ; (c) 35,7 kW/m ² ; (d) 51,4 kW/m ² ; (e) 61,7 kW/m ² [47].	52
Figure 2-3 : Régimes d'écoulement observés au sein d'un tube de diamètre interne 4,26 mm (a) et 1,10 mm (b) lors de l'ébullition convective du fluide R134a sous 10 bar [55].	54
Figure 2-4 : Courbe d'ébullition en vase et régimes observés [56].	55
Figure 2-5 : Configuration d'écoulement et mécanisme de transfert thermique dans un évaporateur vertical [57].	57
Figure 2-6 : Schémas des régimes d'écoulement et de la variation du coefficient de transfert de chaleur le long d'un canal uniformément chauffé : (a) dominé par l'ébullition nucléée ; (b) dominé par l'ébullition convective [58].	58
Figure 2-7 : Différences de régime d'écoulement et de mécanisme d'apparition du CHF : (a) ébullition saturée ; (b) ébullition sous-refroidie [60].	60

LISTE DES FIGURES

Figure 2-8 : Approches descriptives de l'ébullition convective selon Sandler <i>et al.</i> [59].	60
Figure 2-9 : Visualisation de l'écoulement avec un flux massique de 200 kg/(m ² . s) pour un flux thermique de (a) 13,2 ; (b) 24,8 ; (c) 40,6 ; (d) 59,7 et (e) 71,9 kW/m ² [69].	67
Figure 2-10 : Schéma du cas test et comparaison des résultats numériques et expérimentaux [90].	73
Figure 2-11 : Schéma de la géométrie et des conditions du cas test et comparaison des résultats numériques et expérimentaux [92].	73
Figure 2-12 : Configurations du mini-canal rectangulaire et vertical, 3D, de Chen <i>et al.</i> [102].	75
Figure 2-13 : Calcul par ANSYS Fluent d'un écoulement en ébullition dans un micro-canal par [103]: profils de bulles (lignes blanches pleines) et contours des vitesses pour des simulations exécutées avec trois flux de chaleur différents.	76
Figure 3-1 : Photo de la vue d'ensemble de la boucle diphasique.	81
Figure 3-2 : Schéma du dispositif expérimental.	82
Figure 3-3 : Banc de remplissage et schéma ballon de remplissage.	85
Figure 3-4 : Schéma descriptif de la section d'essais.	86
Figure 3-5 : Zoom sur le canal.	87
Figure 3-6 : Schéma de la section d'essais de référence.	88
Figure 3-7 Section d'essais avec plaque amovible - vue de face du canal.	90
Figure 3-8 : Schéma de la section d'essais avec plaque amovible.	91
Figure 3-9 : Plaque avec revêtement de surface poreux (PDC).	91
Figure 3-10 : Dessin du masque hexagonal utilisé pour irradier certaines zones la plaque recouverte de SiO ₂ par PECVD avec la lampe UV.	92
Figure 3-11 : Récapitulatif de l'action des coefficients d'un PID [111].	94
Figure 3-12 : Évolution des 5 thermocouples proche de la paroi du canal entre 2 paliers de puissance.	95
Figure 3-13 : Description des axes et nomenclatures de la section d'essais.	96
Figure 3-14 : Schéma de la section d'essais avec les conditions limites du problème inverse.	98
Figure 3-15 : L'approche de la courbe en L.	101
Figure 3-16 : Températures mesurées et modélisées à partir de la solution du problème direct.	101
Figure 3-17 : Champs de température 2D du problème direct avec la solution du problème inverse.	102
Figure 3-18 : Comparaison des courbes d'ébullition calculées par les trois méthodes (G= 391 kg/(m ² s), P=1 bar, $\Delta T_{sub} = 0^{\circ}C$).	104
Figure 3-19 : Comparaison des courbes de CTT calculées par les trois méthodes (G=391kg/(m ² s), P=1 bar, $\Delta T_{sub} = 0^{\circ}C$).	105
Figure 3-20 : Comparaison de l'analyse locale du coefficient de transfert de chaleur (monophasique).	106
Figure 3-21 : Comparaison de l'analyse locale du coefficient de transfert de thermique (assèchement).	107

LISTE DES FIGURES

Figure 3-22 : Répétabilité des courbes d'ébullition, calculées par la méthode 2D, au centre du canal, $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P= 1\text{bar}$, $\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.	109
Figure 3-23 : Répétabilité des courbes d'ébullition, calculées par la méthode globale, au centre du canal, $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P= 1\text{bar}$, $\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.	110
Figure 3-24 : Répétabilité des CTT, calculés par la méthode 2D, en fonction du titre vapeur local, au centre du canal, $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P= 1 \text{ bar}$, $\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.	111
Figure 3-25 : Répétabilité des pertes de charge en fonction du titre vapeur en sortie, $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P= 1 \text{ bar}$, $\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.	111
Figure 4-1 : Courbes d'ébullition pour trois flux massiques (140 ; 391 ; 648 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$).	114
Figure 4-2 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur, pour différents flux massiques (140 ; 391 ; 648 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$), au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$). (a) Fonction du flux global. (b) Fonction du titre vapeur local. .	116
Figure 4-3 : Profil du coefficient de transfert de chaleur et de la surchauffe à la paroi, le long du canal ($\phi_{global}=18,7 \text{ W}/\text{cm}^2$, $G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$).	117
Figure 4-4 : Photos de l'écoulement vue de face ($\phi_{global}=18,7 \text{ W}/\text{cm}^2$, $G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$).	118
Figure 4-5 : Profil du coefficient de transfert de chaleur le long du canal, à différents flux de chaleur ϕ_{global} et au flux massique $G=391\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.	119
Figure 4-6 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du flux imposé, calculé au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$), pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.	120
Figure 4-7 : Visualisations pour $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ et ϕ_{global} avec les valeurs de flux suivantes (a) : 1,9 W/cm^2 ; (b) : 4 W/cm^2 ; (c) : 7 W/cm^2 ; (d) : 14,6 W/cm^2 ; (e) : 20,9 W/cm^2 .	120
Figure 4-8 : Courbe d'ébullition pour trois flux massiques (140, 391 et 648 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$), avec les trois plaques différentes (<i>Ref</i> , <i>PDC</i> , <i>PECVD</i>).	123
Figure 4-9 : Flux thermique critique au centre de la plaque en fonction du débit massique avec les trois plaques différentes (<i>Ref</i> , <i>PDC</i> , <i>PECVD</i>) : comparaison avec la corrélation de Tibiriçá <i>et al.</i>	124
Figure 4-10 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du flux imposé, pour différents flux massiques (140 ; 391 ; 648 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$), pour les trois plaques (<i>Ref</i> , <i>PDC</i> , <i>PECVD</i>), calculé au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$).	126
Figure 4-11 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du flux imposé, pour les trois flux massiques 140 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; 391 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; 648 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, pour les trois plaques différentes (<i>Ref</i> , <i>PDC</i> , <i>PECVD</i>), 15mm en amont du centre de la plaque ($x=0,025 \text{ m}$).	127
Figure 4-12 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du flux imposé, pour les trois flux massiques 140 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; 391 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; 648 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, pour les trois plaques différentes (<i>Ref</i> , <i>PDC</i> , <i>PECVD</i>), 15mm en aval du centre de la plaque ($x=0,055 \text{ m}$).	127
Figure 4-13 : Profil axial du coefficient de transfert de chaleur avec la plaque <i>PDC</i> , à différents flux de chaleur fixés et au flux massique $G=648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.	128
Figure 4-14 : Perte de charge dans le mini-canal, en fonction du flux imposé, pour trois flux massiques différents (140 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; 391 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; 648 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$) et pour les trois plaques différentes (<i>Ref</i> , <i>PDC</i> , <i>PECVD</i>).	129
Figure 4-15 : Courbe d'ébullition pour différents sous-refroidissements ($\Delta T_{sub} = 0 ; 15 ; 30 ; 45 \text{ }^\circ\text{C}$) pour un flux massique de $G= 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ calculé au centre du canal.	131

LISTE DES FIGURES

Figure 4-16 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre vapeur local (a) ou du flux imposé (b), pour différents sous-refroidissements ($\Delta T_{sub} = 0 ; 15 ; 30 ; 45 \text{ } ^\circ\text{C}$), pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, calculé au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$).	132
Figure 4-17 : Chute des températures de la paroi à l'apparition de l'ébullition.	133
Figure 4-18 : Évolution du CTT en fonction du flux imposé (a) et profil axial du CTT (b), $\Delta T_{sub} = 0^\circ\text{C}$	134
Figure 4-19 : Visualisation de l'ébullition pour des essais sans sous-refroidissement $\Delta T_{sub} = 0^\circ\text{C}$	135
Figure 4-20 : Évolution du CTT en fonction du flux imposé (a) et profil axial du CTT (b), $\Delta T_{sub} = 45^\circ\text{C}$	136
Figure 4-21 : Visualisation de l'ébullition pour les essais avec un sous-refroidissement de $\Delta T_{sub} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$	137
Figure 4-22 Perte de charge en fonction du titre vapeur en sortie (a) ou du flux imposé (b), pour différents sous-refroidissements ($\Delta T_{sub} = 0 ; 15 ; 30 ; 45 \text{ } ^\circ\text{C}$), pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	139
Figure 4-23 : Courbes d'ébullition pour différentes pressions ($P=0,7 \text{ bar} ; 1 \text{ bar} ; 1,5 \text{ bar}$) et pour un flux massique de $G= 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, calculé au centre du canal.	140
Figure 4-24 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre vapeur local (a) ou du flux imposé (b), pour différentes pressions, pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, un sous-refroidissement ($\Delta T_{sub} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$), calculé au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$).	142
Figure 4-25 : Perte de charge en fonction du titre vapeur en sortie pour différentes pressions et pour un flux massique de $G= 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	143
Figure 4-26 : Courbes d'ébullition des deux sections d'essais, à $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	144
Figure 4-27 : Évolution du coefficient d'échange en fonction du flux imposé (a) ou du titre vapeur local (b), pour les deux sections d'essais, pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, calculé au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$).	145
Figure 4-28 : Comparaison de la perte de charge en fonction du flux imposé (a) ou du titre local (b), pour les deux sections d'essais, pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	146
Figure 5-1 : Représentation de la fonction gav	159
Figure 5-2 : Schéma de la géométrie et du maillage de la section d'essais et canal modélisés.	161
Figure 5-3 : Sensibilité au maillage, courbe d'ébullition $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	163
Figure 5-4 : Courbes d'ébullition du flux thermique expérimental et CFD, à 140, 391 et 648 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, calculé au centre du canal.	165
Figure 5-5 : Évolution des coefficients de transfert de chaleur expérimentaux et CFD le long du canal en un point de la Figure 5-4, pour chacun des trois flux de masse.	167
Figure 5-6 : Comparaison de l'évolution des pertes de charge entre l'expérience et la simulation pour $G=140$ (a) ; 391 (b) ; 648 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ (c).	169
Figure 5-7 : Contour de la fraction volumique de la vapeur au point n°1 et 8, $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	170
Figure 5-8 : Profil axial de la partition des différents flux à la paroi et du taux de vide à la paroi, pour le point 1.	171
Figure 5-9 : Profil axial de la partition des différents flux à la paroi et du taux de vide à la paroi, pour le point 8.	172
Figure 5-10 : Comparaison de la fonction f_{al} calculée avec Tentner ou Lavieville.	173

LISTE DES FIGURES

Figure 5-11 : Comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi selon le calcul de la fonction f_{al} .	174
Figure 5-12 : Comparaison du profil axial du CTT selon le diamètre de départ des bulles D_{wb} .	175
Figure 5-13 : Comparaison du taux de vide à la paroi selon le diamètre de départ des bulles D_{wb} .	176
Figure 5-14 : Comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi selon le calcul de la densité de site de nucléation N_w .	177
Figure 5-15 : Comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi selon le calcul de la densité de site de nucléation N_w et le diamètre de départ des bulles D_{wb} .	178
Figure 5-16 : Comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi selon le calcul de la concentration d'aire interfaciale A_i .	179
Figure 5-17 : Comparaison du profil axial du CTT selon la force de traînée.	180
Figure 5-18 : Comparaison du profil axial du taux de vide à la paroi selon la force de traînée.	181
Figure 5-19 : Comparaison du profil axial du CTT selon la force de dispersion turbulente F_{td} .	182
Figure 5-20 : Comparaison du profil axial du taux de vide à la paroi, selon la force de dispersion turbulente F_{td} .	182
Figure 5-21 : Comparaison du profil axial du CTT selon le terme d'interaction turbulente.	183
Figure 5-22 : Comparaison du profil axial du taux de vide à la paroi, selon le terme d'interaction turbulente.	184
Figure 5-23 : Comparaison de la perte de charge pour l'essai de référence ($G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, point 8) entre l'expérience, la simulation de référence et l'impact des différents paramètres du modèle.	185
Figure 5-24 : Comparaison du titre vapeur en sortie pour l'essai de référence ($G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, point 8) entre l'expérience, la simulation de référence et l'impact des différents paramètres du modèle.	185
Figure 6-1 : Représentation et dimensions des cellules du module de batteries.	189
Figure 6-2 : Géométrie du module de batteries (gauche), géométrie des tubes (droite).	189
Figure 6-3 : Description du maillage du module et des cellules.	190
Figure 6-4 : Conditions aux limites du module.	191
Figure 6-5 : Description de la cellule cible et voisine sélectionnées.	194
Figure 6-6 : Profil temporel de la puissance volumique, de la cellule cible, pour le scénario 1.	195
Figure 6-7 : Évolution temporelle de la température maximale de la paroi de la cellule cible, pour les différents systèmes BTMS, avec scénario 1, (a) sur 5 s, (b) sur 50 s.	196
Figure 6-8 : Évolution temporelle de la température maximale de la cellule voisine proche pour les différents systèmes BTMS, avec le scénario 1, (a) sur 5 s, (b) sur 25 s.	198
Figure 6-9 : Températures de paroi de la cellule voisine (gauche) et de la cellule cible (droite) à $t=0,2 \text{ s}$; $0,4 \text{ s}$; 1 s et 11 s .	199
Figure 6-10 : Températures de paroi de la cellule voisine à $t=0,2 \text{ s}$; $0,4 \text{ s}$; 1 s et 11 s .	200
Figure 6-11 : Carte de taux de vide sur un plan coupe (X,Y), au milieu de la cellule cible, à $t=0,2 \text{ s}$; $0,4 \text{ s}$; 1 s et 11 s .	201

LISTE DES FIGURES

Figure 6-12 : Coefficient de transfert thermique et température de la paroi en fonction de la position axiale (a) et contour de taux de vide à la paroi de la cellule cible (b), à 0,4 s.	202
Figure 6-13 : Profil temporel de la puissance volumique, de la cellule cible, pour le scénario 2.	203
Figure 6-14 : Évolution temporelle de la température maximale de la cellule cible, pour les différents systèmes BTMS, avec le scénario 2, (a) sur 3 s, (b) sur 30 s.	204
Figure 6-15 : Évolution temporelle de la température maximale de la cellule voisine proche, pour les différents système BTMS, scénario 2, (a) sur 3 s, (b) sur 30 s.	206
Figure 6-16 : Températures de paroi de la cellule voisine (gauche) et de la cellule cible (droite) à t=0,2 s ; 0,4 s ; 1 s et 3 s.	207
Figure 6-17 : Température de paroi de la cellule voisine à 0,2 s ; 0,4 s ; 1 s et 3 s.	208
Figure 6-18 : Carte de taux de vide sur un plan coupe (X,Y), au milieu de la cellule cible, à t=0,2 s ; 0,4 s ; 1 s et 3 s.	209
Figure 6-19 : Flux volumique en fonction du temps, scénario 3.	210
Figure 6-20 : Flux volumique dans le HFE-7100 liquide en fonction du temps.	211
Figure 6-21 : Évolution temporelle de la température maximale de la cellule cible, pour les différents scénarios.	212
Figure 6-22 : Évolution temporelle de la température maximale de la cellule voisine proche, pour les différents scénarios.	213
Figure 6-23 : Carte de taux de vide sur un plan coupe (X,Y), au milieu de la cellule cible, à t=0,45 s ; 1,1 s ; 3,15 s et 3,35 s.	214

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1-1 : Propriétés physiques de différents éthers fluorés, à 25°C, à la pression atmosphérique.	45
Tableau 1-2 : Propriétés du HFE-7100 ; (*) à 25°C, à la pression atmosphérique.	46
Tableau 2-1 : Limites de confinement pour le HFE-7100.	53
Tableau 2-2 : Plage de validité de la corrélation prédisant le flux critique, de Tibiriçá <i>et al.</i>	62
Tableau 2-3 : Techniques de fabrication des surfaces améliorées.	63
Tableau 2-4 : Résumé des études d'ébullition convective avec du HFE-7100 en milieu confiné.	65
Tableau 3-1 : Caractéristiques des principaux instruments de mesures.	84
Tableau 3-2 : Récapitulatif des organes du banc de remplissage.	85
Tableau 3-3 : Éléments de la section d'essais.	86
Tableau 3-4 : Dimensions du canal.	88
Tableau 3-5 : Récapitulatif des essais avec la section d'essais à plaque amovible (structuration de surface et débit).....	95
Tableau 3-6 : Récapitulatif des essais avec la section d'essais de référence (pression et sous-refroidissement).	95
Tableau 4-1 : Récapitulatif des conditions d'essais réalisés avec la plaque de référence.	113
Tableau 4-2 : Récapitulatif des conditions d'essais réalisés avec les trois plaques.	122
Tableau 4-3 : Récapitulatif des essais avec la section d'essais de référence à différents sous-refroidissements.	130
Tableau 4-4 : Récapitulatif des essais avec la section d'essais de référence à différentes pressions.....	139
Tableau 4-5 : Propriétés thermophysiques du HFE-7100 à P= 0,7 ; 1 ; 1,5 bar (EES).....	139
Tableau 4-6 : Récapitulatif de la comparaison des essais avec la section d'essais de référence et la section d'essais avec la plaque sans structuration.	143
Tableau 5-1 : Propriétés physiques du HFE-7100 liquide et vapeur (à la température de saturation).	162
Tableau 6-1 : Dimensions des différentes longueurs du module.....	190
Tableau 6-2 : Propriétés du HFE-7100 à l'état liquide et vapeur pour la simulation.	192
Tableau 6-3 : Propriétés physiques de l'huile, de la vermiculite et de l'aluminium pour la simulation.	193

NOMENCLATURE

Symboles

A	$[-]$	Matrice
A	$[m^2]$	Aire / surface
A_b	$[-]$	Aire d'influence
A_i	$[m^{-1}]$	Concentration d'aire interfaciale
b	$[-]$	Vecteur
B	$[-]$	Matrice
C	$[-]$	Matrice
C_D	$[-]$	Coefficient de traînée.
C_{TD}	$[-]$	Coefficient de dispersion turbulente
C_{VM}	$[-]$	Coefficient de masse virtuelle
C_p	$[J/(kg \cdot K)]$	Chaleur spécifique / Capacité calorifique massique
d	$[-]$	Vecteur
dx	$[m]$	Distance
dz	$[m]$	Distance
D	$[-]$	Matrice
D_h	$[m]$	Diamètre hydraulique
D_{tr}	$[m]$	Diamètre de transition
D_{wb}	$[m]$	Le diamètre de départ
e	$[m]$	Profondeur du canal
e_r	$[-]$	Erreur
f	$[s^{-1}]$	Fréquence
f_t	$[-]$	Fonction de traînée
\vec{F}	$[N]$	Force
\vec{g}	$[m/s^2]$	Accélération de la pesanteur
G	$[kg/(m^2s)]$	Flux massique ou vitesse massique
h_{lv}	$[J/kg]$	Chaleur latente de vaporisation
h_l	$[J/kg]$	Enthalpie spécifique liquide saturée
H	$[W/(m^2K)]$	Coefficient de transfert de chaleur
H	$[J/kmol]$	Enthalpie molaire
\bar{I}	$[-]$	Matrice identité
k	$[J/kg]$	Énergie cinétique turbulente
k_e	$[-]$	Le facteur d'élargissement
K	$[-]$	Constante empirique de Del Valle et Kenning
K_d	$[s]$	Gain dérivé
K_i	$[s^{-1}]$	Gain intégral
K_p	$[-]$	Gain proportionnel
K_{pq}	$[kg/s]$	Coefficient d'échange de quantité de mouvement entre les phases
l	$[m]$	Largeur
L	$[m]$	Longueur
\dot{m}	$[kg/s]$	Débit massique
\dot{m}_{pq}	$[kg/s]$	Transfert de masse de la phase p vers la phase q
\dot{m}_{lv}	$[kg/s]$	Transfert de masse du liquide vers la vapeur

NOMENCLATURE

M	$[kg/mol]$	Masse molaire
n	$[-]$	Le nombre de mesure
N_w	$[-]$	Densité de site de nucléation,
P	$[Pa]$	Pression
P	$[W]$	Puissance
\dot{q}	$[W/m^2]$	Densité de flux thermique
\dot{q}_c	$[W/m^2]$	Flux convectif liquide
\dot{q}_Q	$[W/m^2]$	Flux de trempe
\dot{q}_E	$[W/m^2]$	Flux thermique d'évaporation
\dot{q}_V	$[W/m^2]$	Flux convectif de vapeur
$\dot{q}_{int,l}$	$[W/m^2]$	Transfert thermique entre l'interface et le liquide
$\dot{q}_{int,v}$	$[W/m^2]$	Transfert thermique entre l'interface et la vapeur
Q	W	Flux de chaleur
Ra	$[m]$	Rugosité moyenne
S	$[m^2K/W]$	Matrice de sensibilité.
t	$[s]$	Temps
T	$[^\circ C]$ ou $[K]$	Température
ΔT	$[^\circ C]$ ou $[K]$	Différence de température
u	$[-]$	Fonction commande
\vec{U}	$[m/s]$	Vitesse moyenne des phases
U_A	$[-]$	L'incertitude élargie de type A
\vec{v}	$[m/s]$	Vitesse
V	$[m^3]$	Volume
x	$[m]$	Position dans la direction x
x_v	$[-]$	Titre de vapeur
z	$[m]$	Position dans la direction z

Symboles grecs

α	$[-]$	Fraction volumique
α_v	$[-]$	Taux de vide ou fraction volumique de vapeur
ε	$[J/(kg \cdot s)]$	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente
η_q	$[kg/(m \cdot s)]$	Viscosité apparente
λ	$[W/(m \cdot K)]$	Conductivité thermique
μ_q	$[kg/(m \cdot s)]$	Viscosité de cisaillement
μ	$[kg/(m \cdot s)]$	Viscosité dynamique
ν_p	$[m^2/s]$	Viscosité turbulente cinématique
Π_{kq}	$[J/(kg \cdot s)]$	Termes sources d'interaction turbulente
$\Pi_{\varepsilon q}$	$[J/(kg \cdot s^2)]$	Termes sources d'interaction turbulente
ρ	$[kg/m^3]$	Masse volumique
σ	$[N/m]$	Tension de surface
σ_{n-1}	$[-]$	Écart type
τ_p	$[s]$	Temps de relaxation des particule
$\bar{\tau}_q$	$[Pa]$	Le tenseur de contrainte-déformation
φ	$[W/m^2]$	Densité de flux de chaleur
Φ	$[-]$	Grandeur interfaciale

Indices

<i>alu</i>	Aluminium
<i>b</i>	Bulle
<i>bloc</i>	Bloc
<i>bubbly</i>	Bubbly
<i>Cap</i>	Capillaire
<i>CHF</i>	Critical Heat Flux / Flux de chaleur critique
<i>crit</i>	Critique
<i>d</i>	Droplet / goutte
<i>droplet</i>	Droplet / goutte
<i>D</i>	Drag / trainée
<i>eff</i>	Effective
<i>elec</i>	Électrique
<i>entrée</i>	Entrée
<i>f</i>	Fluide
<i>Global</i>	Global
<i>int</i>	Interface
<i>l</i>	Liquide
<i>lift</i>	Portance
<i>max</i>	Maximum
<i>mes</i>	Mesure
<i>min</i>	Minimum
<i>p</i>	Phase p
<i>q</i>	Phase q
<i>sat</i>	Saturation
<i>sub</i>	Sous-refroidi
<i>td</i>	Dispersion turbulente
<i>Tot</i>	Total
<i>v</i>	Vapeur
<i>vm</i>	Masse virtuelle
<i>w</i>	Paroi / wall
<i>wl</i>	Lubrification de paroi,
<i>z</i>	Direction z
Z_{TC1}	Position z de la rangée 1 de thermocouples
<i>1D</i>	Monodimensionnel
<i>2D</i>	Bidimensionnel

Nombres adimensionnels

$We = \frac{\rho v^2 L}{\sigma}$	Nombre de Weber
$Bo = \frac{\dot{q}}{G h_{lv}}$	Nombre d'ébullition
$La = \frac{\sigma L \rho}{\mu^2}$	Nombre de Laplace
$L_{cap} = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$	Longueur capillaire

NOMENCLATURE

$$Ja_{sub} = \frac{\rho_l C_{pl} (T_{sat} - T_l)}{\rho_v h_{lv}}$$

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

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

Nombre de Jacob

Nombre de Reynolds

Nombre de Prandtl

Abréviations

BTMS	Battery Thermal Management System
CFD	Computational Fluid Dynamics
CHF	Critical Heat Flux ou flux thermique critique
CTT	Coefficient de Transfert Thermique
DNB	Departure from Nucleate Boiling
EDP	Équation aux Dérivées Partielles
GIEC	Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Évolution du Climat
HFE	Hydrofluoroether
HFO	Hydrofluoroléfine
MCP	Matériau à Changement de Phase
NEB	Ébullition sous-refroidie hors équilibre
PACO	Potentiel d'Appauvrissement de la Couche d'Ozone
PCC	Phase Change Composite
PDC	Polymer Derived Ceramics
PECVD	Plasma Enhanced Chemical Vapor Deposition
PID	Proportionnel Intégral Dérivé
PRP	Potentiel de Réchauffement Planétaire
RNG	Modèle de turbulence RNG
RPI	Rensselaer Polytechnic Institute
SiOC	Oxyde de silicium
TC	Thermocouple
UV	Ultraviolet
VOF	Volume Of Fluid
VOSET	Coupled volume-of-fluid and level set
∇	Quel que soit

INTRODUCTION

Dans un contexte de réchauffement planétaire et d'appauvrissement des réserves de pétrole, le secteur des transports est à la fois responsable d'une part importante des émissions de gaz à effet de serre et à la fois dépendant du pétrole.

Les véhicules électriques représentent une solution prometteuse pour un transport sans émissions et moins dépendant du pétrole. Pour assurer la transition, le défi des constructeurs consiste à développer des véhicules dotés d'une puissance moteur et d'une autonomie suffisantes. Autrement dit, les véhicules électriques doivent reproduire les performances des véhicules à moteur à combustion. En conséquence, les batteries doivent fournir une puissance suffisante et une autonomie équivalente à celles des véhicules thermiques.

Dans ce contexte industriel de fort développement des véhicules électriques, des packs batterie de plus en plus puissants et compacts sont construits. Ces packs sont généralement constitués de cellules de batteries lithium-ion, aux densités de puissance et d'énergie de plus en plus élevées. En fonctionnement, ces cellules produisent de la chaleur qui est susceptible de générer de fortes températures pouvant endommager les batteries et réduire leurs durées de vie et leurs performances. Par conséquent, les véhicules nécessitent un système de gestion thermique pour un refroidissement efficace et sûr.

Par ailleurs, dans le maritime, l'automobile et plus encore dans l'aéronautique, un enjeu majeur est la démonstration qu'un pack batterie ne puisse pas subir d'incendie ou d'explosion catastrophique suite à l'emballement thermique d'une seule des cellules qui le constituent. L'emballement thermique se produit lorsqu'une cellule est endommagée, défectueuse ou lorsque sa température atteint une certaine valeur. Dans ce cas, la cellule s'échauffe spontanément et sa température croît rapidement ce qui peut provoquer l'expulsion de gaz inflammables voire une explosion, avec un risque de propagation aux cellules voisines puis à l'ensemble du pack.

Parmi une variété de solutions, le refroidissement direct du pack immergé dans un liquide diélectrique circulant entre les cellules est étudié pour éviter la propagation de l'emballement thermique. L'introduction des fluides diélectriques capables d'entrer en ébullition, du fait de leur température de saturation plus faible, ouvre des nouveaux horizons à explorer pour la sûreté des batteries de véhicule électriques. Le liquide doit pouvoir rentrer en ébullition d'une part pour maintenir la température et éviter l'emballement thermique, d'autre part en cas accidentel pour évacuer la chaleur. En cas de défaillance thermique, le passage d'un fluide d'un état monophasique à un état diphasique présente l'énorme avantage d'être assimilé à un « refroidissement passif ».

Dans notre étude, il est supposé que le système de refroidissement fonctionnera à une pression proche de la pression atmosphérique et à de faibles débits massiques. Le HFE-7100 a été choisi comme fluide de travail pour ses propriétés diélectriques, son faible impact écologique, son ininflammabilité et ses propriétés thermophysiques intéressantes parmi les autres éthers fluorés. Enfin, sa température d'ébullition (61°C) à la pression atmosphérique est très proche de la température de peau estimée au début d'un emballement thermique.

Le problème scientifique induit par la conception d'un tel pack, étant donné le faible espacement entre les cellules ou entre les cellules et l'enveloppe du pack, est l'ébullition convective dans un mini-canal vertical.

Il est connu que l'ébullition convective en milieu confiné est un mode de transfert de chaleur très efficace pour dissiper les flux élevés. La question qui se pose est de savoir si un tel écoulement peut aider dans le cas hypothétique d'un emballage thermique, pour lequel, par exemple, une seule cellule lithium-ion 18650 libère une énergie de l'ordre de 35 kJ à 75 kJ.

La dissipation de l'énergie libérée repose sur la chaleur latente du fluide et les coefficients de transfert de chaleur élevés de l'ébullition. Cependant, il est bien connu qu'en cas d'assèchement, le coefficient de transfert de chaleur est considérablement réduit. Par conséquent, pour les études de sécurité, le régime d'ébullition et le coefficient de transfert de chaleur correspondant doivent être connus depuis l'ébullition sous-refroidie jusqu'à l'assèchement.

Pour répondre à ce problème le manuscrit de thèse est divisé en trois grandes parties contenant deux chapitres chacune.

La **Partie 1** présente l'état de l'art de l'étude. La **Partie 2** expose les moyens, méthodes et résultats expérimentaux. La **Partie 3** propose une approche de modélisation numérique.

Le **Chapitre 1** présente la problématique et l'état de l'art de la gestion thermique des packs de batterie des véhicules électriques. Le contexte industriel, la description des packs de batterie, les systèmes de gestion thermique, la description et le positionnement de la solution choisie sont exposés.

Le **Chapitre 2** introduit l'état de l'art de l'ébullition convective en milieu confiné. Une description générale de l'ébullition convective, avec un focus sur les écoulements en mini-canal, est proposée. Les principaux résultats expérimentaux de l'ébullition convective du HFE-7100 sont exposés. Les approches de simulation numérique des écoulements diphasiques ayant été considérées comme applicables à notre cas ainsi que les principaux travaux sont décrits.

Le **Chapitre 3** est consacré à la description du dispositif expérimental et de la méthodologie. Le dispositif expérimental permet l'étude de l'ébullition convective dans un mini-canal rectangulaire et vertical. Les méthodes de mesure et de calcul des principaux paramètres thermiques sont décrites.

Le **Chapitre 4** expose les résultats expérimentaux des différents essais d'ébullition convective réalisés avec le dispositif expérimental. Le transfert de chaleur, le flux critique, l'assèchement, les régimes d'écoulements et les pertes de charge sont les principaux paramètres étudiés. L'influence du flux, du débit, du sous-refroidissement, de la pression et de la structuration de la surface est étudiée.

Le **Chapitre 5** traite de simulation de l'écoulement diphasique du HFE-7100 dans le mini-canal de la section d'essais. Il consiste à proposer un modèle eulérien et le valider à partir des données expérimentales précédemment exposées. De plus, une étude paramétrique permet de connaître l'influence de certaines lois de fermeture et de nourrir la compréhension de l'ébullition convective du HFE-7100.

Le [Chapitre 6](#) présente la modélisation d'un module de batteries immergé dans du HFE-7100. Un scénario d'emballage thermique d'une cellule est proposé et simulé. Le but est d'étendre la modélisation de l'écoulement, de l'échelle du mini-canal vers une échelle plus proche du système. De plus, la solution d'immersion diphasique est comparée à d'autres systèmes de gestion thermique, tels que l'immersion dans de l'huile monophasique, l'isolant ou le matériau conducteur.

Partie 1. État de l'Art

Cette partie présente le contexte, la problématique, l'état de l'art et la revue bibliographique de cette thèse.

Dans le [Chapitre 1](#), la problématique et l'état de l'art de la gestion thermique des packs de batterie de véhicule électrique sont exposés.

Dans le [Chapitre 2](#), les principes fondamentaux de l'ébullition convective sont présentés. Un focus est fait sur les écoulement mini-canaux avec du HFE-7100. Une présentation de l'état de l'art de la modélisation des écoulements confinés est faite.

Pour faciliter la lecture, seuls les concepts clés nécessaires à la compréhension du travail seront présentés. Pour une compréhension plus complète, il est possible de consulter la littérature citée.

Chapitre 1. État de l'art de la gestion thermique des packs de batteries

Ce chapitre présente le contexte industriel, la description des packs de batteries, les systèmes de gestion thermique et la description de la solution choisie.

1.1. Contexte industriel

Depuis quelques décennies, un appauvrissement des réserves de pétrole et un réchauffement climatique global sont observés. Les experts du GIEC alertent sur les causes et conséquence du réchauffement climatique qui est principalement provoqué par l'émission de gaz à effet de serre issus des activités humaines. La dépendance actuelle des sociétés humaines aux énergies fossiles et émettrices de gaz à effet de serre nécessite une transition énergétique.

Le secteur des transports, qui constitue une problématique majeure en matière de consommation de pétrole, est le premier émetteur de gaz à effet de serre en France [1]. En effet, en France métropolitaine, 30 % des émissions de gaz à effet de serre sont dues aux activités de transport. Ces émissions étant principalement issues des véhicules à combustion interne, elles justifient l'électrification des différents moyens de transport. En conséquence, une forte augmentation de la vente de véhicules électriques en Europe est observée, comme le montre la [Figure 1-1](#). Entre 2019 et 2021, la part totale des immatriculations de voitures électriques neuves a augmenté de 2,9 % à 17,8 %.

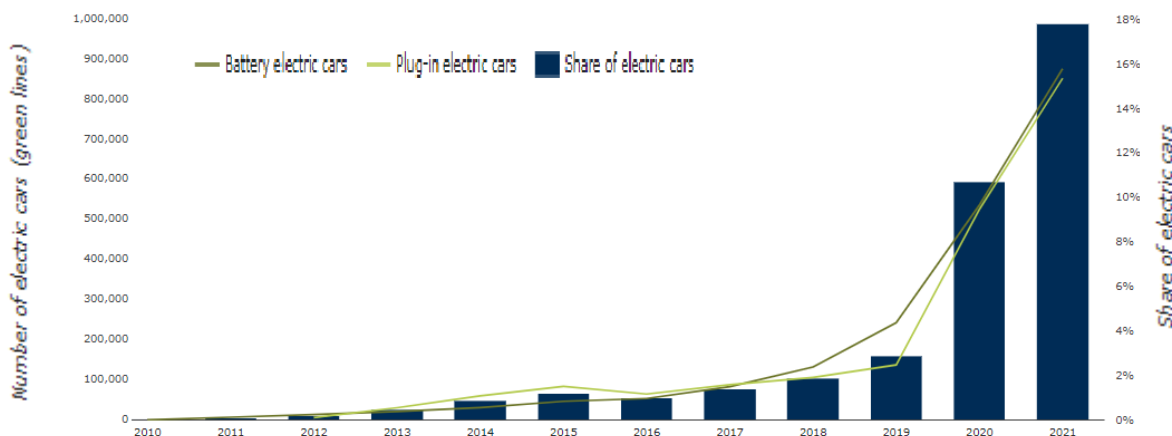


Figure 1-1 : Nouvelles immatriculations de voitures électriques, UE-27 [2].

Dans ce contexte, le parlement européen a récemment voté en faveur de l'interdiction de la vente de voitures neuves à moteur thermique dès 2035 [3].

Les véhicules électriques représentent une solution prometteuse pour un transport sans émissions. Pour assurer la transition, le défi des constructeurs consiste à développer des véhicules dotés d'une puissance moteur et d'une autonomie suffisantes. En somme, les véhicules électriques doivent reproduire les performances des véhicules à moteur à combustion. Les batteries doivent donc fournir une puissance suffisante sur une distance équivalente aux véhicules thermiques.

1.2. Description d'un pack batteries

Les packs de batteries de véhicules électriques peuvent être décrits à différentes échelles : de la cellule au pack.

1.2.1. Batterie lithium-ion

Actuellement, le principal point limitant le développement des véhicules électriques réside dans leur autonomie de fonctionnement. Elle est déterminée par les capacités de leur batterie. La Figure 1-2 montre une comparaison des différentes technologies de batterie en termes de densité énergétique volumique et massique. Parmi les différentes technologies existantes, la batterie lithium-ion constitue le principal choix des constructeurs automobiles du fait de sa haute densité énergétique, de sa souplesse de conception et de sa longue durée de vie [4], [5]. Elles permettent un stockage compact, offrant ainsi un gain d'espace dans le véhicule.

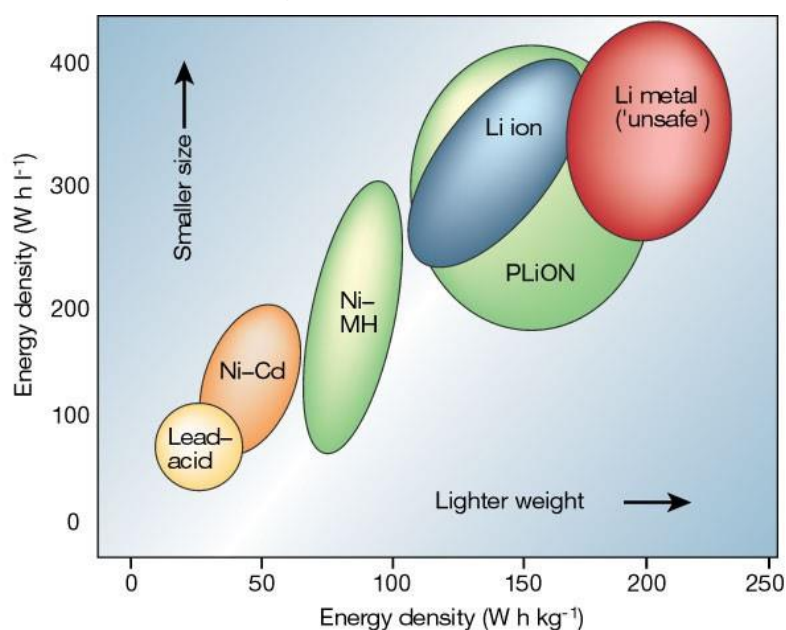


Figure 1-2 : Comparaison des différentes technologies de batteries en termes de densité énergétique volumique et massique [5].

Le principe de fonctionnement d'une cellule de batterie lithium-ion est illustré par la Figure 1-3.

Une cellule est composée de deux électrodes isolées électriquement en baignant dans un électrolyte qui permet le passage des ions. Lorsque la batterie est en activité, donc qu'elle produit de l'électricité, les ions lithium Li⁺ partent de l'électrode négative (l'anode) et se déplacent dans la solution électrolytique jusqu'à l'électrode positive (la cathode). Dans le même temps, les électrons se déplacent, par un circuit extérieur, de l'anode à la cathode. Lorsque la batterie est en charge, les ions Li⁺ et les électrons font le chemin inverse.

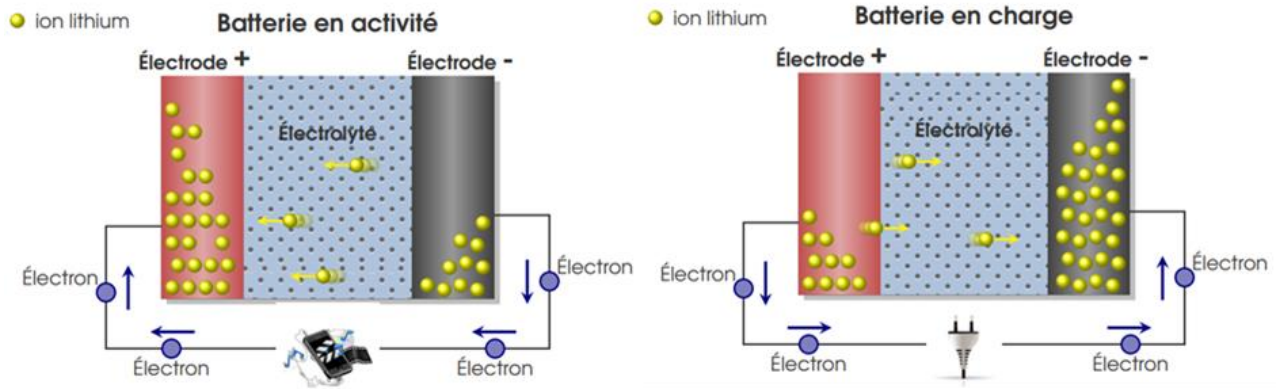


Figure 1-3 : Principe de fonctionnement d'une cellule d'une batterie lithium-ion [6].

Il existe trois types de géométries de cellules contenues dans les packs, en fonction des boîtiers utilisés : le boîtier « pouch » est une enveloppe souple qui permet d'avoir une cellule légère ; les boîtiers prismatiques et cylindriques sont quant à eux rigides. La Figure 1-4 ci-dessous présente un exemple de chacune de ces géométries.



Figure 1-4 : Exemples de cellules "pouch", prismatique et cylindrique [3].

1.2.2. Structure d'un pack de batteries

En général, les véhicules électriques contiennent un pack constitué de plusieurs modules qui sont eux-mêmes constitués de dizaines de cellules, comme le montre le schéma de la Figure 1-5. Le packaging et l'architecture du pack dépendent du système de refroidissement choisi et du véhicule. Les cellules sont connectées entre elles en série ou parallèle selon les conditions de tension ou courant souhaitées. Ces connecteurs jouent un rôle dans la thermique puisqu'ils sont le siège d'effets joules significatifs. Les packs sont conçus de manière compacte, en plaçant les cellules près les unes des autres pour que le volume global soit le plus petit possible. Un espacement minimal entre les cellules reste indispensable pour des raisons de gestion thermique [7].

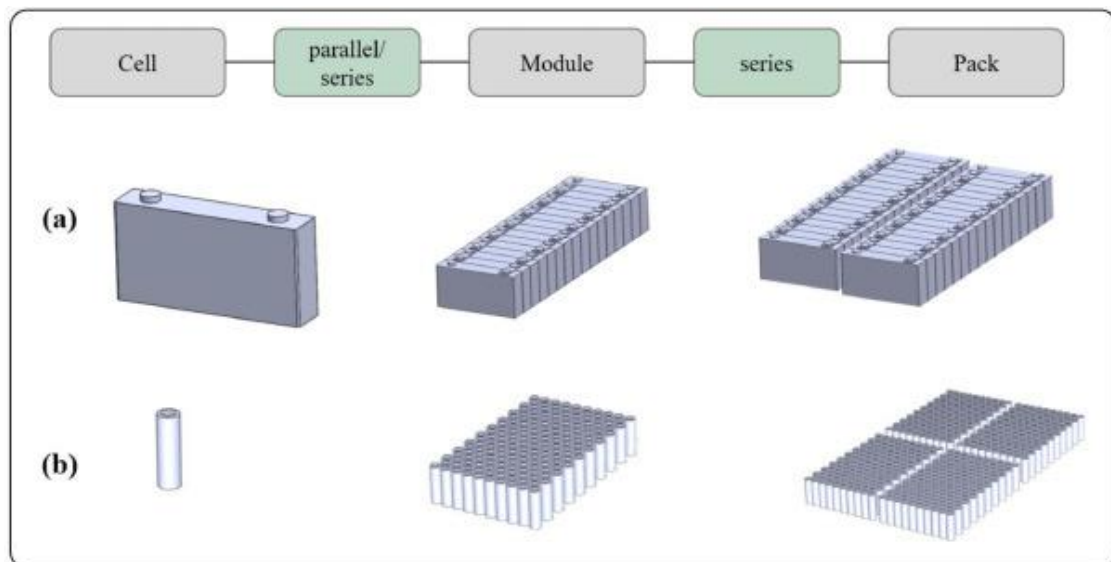


Figure 1-5 : Structure de packs de batteries avec des cellules prismatiques (a) et des cellules cylindriques (b) [7].

1.3. Gestions thermiques des batteries de véhicules électriques

1.3.1. Enjeux et nécessité de la gestion thermique

Dans un véhicule électrique, les batteries sont les composants les plus chers mais ce ne sont pas des composants intrinsèquement sûrs. Une cellule est susceptible au cours de sa vie de connaître plusieurs types de défauts :

- un endommagement mécanique d'origine interne (vieillessement, défaut) ou externe (choc, vibrations, perforation) ;
- un courant de charge ou de décharge trop important ;
- une sur- ou sous-tension ;
- une température d'utilisation ou de stockage trop élevée.

La plupart de ces phénomènes se traduisent par une surchauffe anormale de la cellule, engendrant son vieillissement prématuré ou sa destruction dans le cas extrême (emballement thermique).

Par conséquent, une gestion thermique des batteries (désignée communément et dans la suite de ce document sous son acronyme anglais BTMS pour « Battery Thermal Management System ») est nécessaire pour les batteries Li-ion des véhicules électriques.

L'enjeu est de trouver le mode de refroidissement et l'architecture thermique capables d'assurer un refroidissement efficace du pack en fonctionnement nominal et une protection adéquate contre les risques en situation accidentelle.

a. Situation nominale

En fonctionnement nominal, les performances des cellules de batteries lithium-ion sont dépendantes de leurs températures. Lors des cycles de charge et décharge, de la chaleur est générée et doit être évacuée pour maintenir les cellules dans la gamme de fonctionnement recommandée (entre 15°C et 35°C selon [8]). À basse température, les performances du Li-ion diminuent très rapidement. À haute température, deux phénomènes peuvent se produire : la dégradation des matériaux et l'emballlement thermique des cellules.

Par ailleurs, il a été montré l'influence de la température sur la durée de vie de la batterie [9]. Pour limiter le vieillissement prématuré du pack, il est également nécessaire d'assurer l'homogénéité des températures entre les cellules, avec une différence maximale de température entre les cellules d'environ 5°C (valeur typique couramment utilisée), afin que toutes les cellules subissent des cycles identiques de charge et de décharge [10]. De plus, les cellules vieillies subissent un emballlement thermique à une température plus basse que les cellules neuves avec des effets plus violents [11].

b. Les situations accidentelles d'emballlement thermique

Un des risques majeurs de ces packs est l'emballlement thermique d'une ou plusieurs de ses cellules. Le terme d'emballlement thermique décrit la situation dans laquelle l'énergie dégagée par les réactions exothermiques se déroulant au sein de la cellule est supérieure à la capacité d'évacuation du système de refroidissement.

Divers facteurs (court-circuit interne, apport excessif de chaleur par le milieu extérieur...) peuvent conduire une cellule à rentrer en emballlement thermique. La température à partir de laquelle les cellules de batterie lithium-ion sont susceptibles de connaître un auto-déclenchement de l'emballlement thermique est généralement située au-delà de 60°C. Cette valeur peut varier selon les cellules. Par exemple, les mesures de Abada (2016) [11] sont entre 50°C à 110°C pour la première température détectable d'auto-échauffement de la cellule. Cette valeur marque la fin de la période dite « sûre » de la cellule.

Le dépassement de cette valeur seuil génère alors une surchauffe de la cellule pouvant conduire à l'activation d'autres réactions exothermiques, au dégagement d'un flux de chaleur important, à une expulsion de gaz, à une possible inflammation, voire une explosion de la cellule.

Il est donc nécessaire de limiter les pics locaux de température mais également d'éviter la propagation de l'emballlement thermique des cellules accidentées vers leurs voisines afin d'empêcher une réaction en chaîne.

Dans le cas de la propagation de l'emballlement à tout le pack, l'inflammation du véhicule devient très probable, comme le montrent plusieurs faits divers, exemple Figure 1-6.



Figure 1-6 : Incendie d'un autobus électrique RATP suite à un emballement thermique, sur le boulevard Saint-Germain à Paris le lundi 4 avril 2022 [12].

Lors d'emballement thermique, les valeurs de flux sont extrêmement variables selon le type de cellule et les circonstances. Pour certains systèmes de refroidissement, envisager l'évacuation de tels flux n'est pas technologiquement possible. Deux études [13], [14], dans lesquelles des cellules 18650 (cellules cylindriques de 18 mm de diamètre et 65 mm de hauteur) de différentes chimies ont été chauffées jusqu'à l'emballement, donnant des pics de densité de flux de moins de $0,06 \text{ W.cm}^{-2}$ à près de 140 W.cm^{-2} . D'autre part, pour d'autres cellules 18650, des calculs menés au CEA indiquent un pic de flux à près de 230 W/cm^2 .

En terme d'énergie, dans le cas d'une seule cellule 18650, l'ordre de grandeur lors d'un emballement est de 35 à 75 kJ [15].

Dans le maritime, l'automobile et plus encore dans l'aéronautique, un enjeu majeur est la démonstration qu'un pack batterie ne puisse pas subir d'incendie ou d'explosion catastrophique suite à l'emballement thermique postulé d'une voire de deux des cellules qui le constituent.

1.3.2. Modes de refroidissement BTMS

Les principaux types de systèmes de gestion thermique des batteries sont le refroidissement par air, les matériaux à changement de phase, le refroidissement indirect par liquide et le refroidissement direct par liquide [16].

Les systèmes passifs qui ne consomment pas d'énergie sont également distinguables des systèmes actifs qui en consomment, via l'utilisation d'une pompe par exemple. Une autre distinction peut être faite entre les systèmes à contact direct ou à contact indirect.

a. Circulation d'air

Le refroidissement par circulation d'air est une solution couramment utilisée dans l'industrie automobile. L'échange thermique se fait par contact direct avec les cellules à refroidir. Le système peut être passif, lorsque que seule la convection naturelle est utilisée, ou bien actif s'il est basé sur la convection forcée d'air [17], comme montré [Figure 1-7](#).

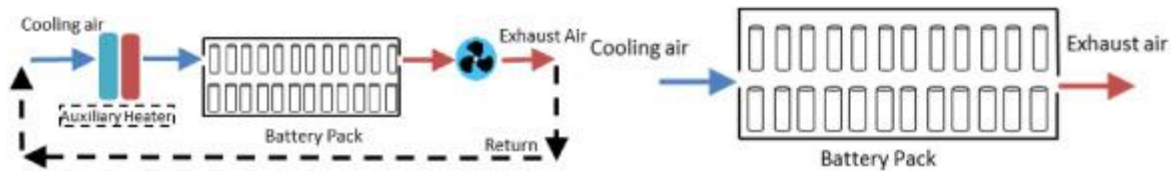


Figure 1-7 : Système de refroidissement par circulation d'air, actif (gauche) et passif (droite) [17].

Cette solution est largement utilisée dans les véhicules électriques commerciaux en raison des avantages d'une structure simple, d'un entretien facile, de leur faible poids, et d'un faible coût [10], [18], [19], [20], [21].

Cependant, son utilisation est limitée par sa faible inertie thermique et son incapacité à générer de forts coefficients d'échange du fait des faibles conductivités thermiques et capacités thermiques volumiques. Le refroidissement par circulation d'air nécessite alors des débits d'air importants. La dépendance aux températures extérieures est également un facteur limitant.

b. Matériaux à changement de phase

Dans le cas des systèmes de refroidissement dit à Matériau à Changement de Phase (MCP), le flux de chaleur est généralement transmis au matériau par contact direct avec les cellules. Il entraîne une augmentation de la température du matériau jusqu'à sa température de fusion. Lors du changement de phase solide-liquide une grande quantité d'énergie est absorbée grâce à la chaleur latente de fusion. Le changement de phase à température constante permet de maintenir le système à une température proche de celle de la fusion. Une variété de températures opérationnelles de fusion est disponible selon le matériau utilisé. L'un des principaux MCP organiques utilisés est la paraffine.

Un BTMS avec seulement du MCP est considéré comme une solution passive. Cependant, il est très difficile de répondre à tous les besoins thermiques des conditions de fonctionnement des batteries utilisées dans les véhicules électriques, en utilisant uniquement un MCP. Plusieurs systèmes performants ont été proposés [22], [23], [24].

Le MCP en combinaison avec un refroidissement actif est l'une des stratégies les plus étudiées. Afin d'améliorer leurs performances thermiques, ils peuvent être associés avec des matériaux conducteurs tels que des ailettes en métal ou des mousses métalliques. En effet, il est nécessaire de s'assurer que le matériau redevienne solide entre chaque cycle de charge et de décharge de la cellule, en évacuant la chaleur accumulée au sein du MCP. Ceci explique le développement des systèmes MCP couplés avec un deuxième système de refroidissement, comme la convection forcée d'air ou des plaques froides [4]. Ces systèmes hybrides peuvent permettre d'éviter la propagation de l'emballement thermique [25]. Un confinement du matériau est également nécessaire pour palier au problème de variation de volume qui intervient lors du changement de phase.

La [Figure 1-8](#) montre un produit industriel développé par la société AllCell [26].



Figure 1-8 : Différentes formes de modules MCP développés par la société AllCell [26].

Le BTMS d'AllCell place les cellules lithium-ion de la batterie en contact direct avec le *PCC Phase Change Composite* (nom donnée par le fabricant à cette matrice graphite + MCP). Lorsque le pack chauffe, le graphite agit comme un conducteur thermique et distribue la chaleur de manière uniforme dans le pack, évitant les points chauds et assurant l'uniformité thermique. Une fois que le PCC atteint le point de fusion, toute l'énergie thermique excédentaire alimente le processus de fusion plutôt que d'augmenter la température des cellules.

c. Refroidissement par circulation de liquide sans contact direct avec les cellules

Compte tenu des limites des systèmes de refroidissement par air, le refroidissement par liquide est une solution usuelle pour le BTMS des véhicules électriques [27]. Par rapport à l'air, les liquides ont une capacité thermique spécifique plus élevée ainsi qu'une meilleure conductivité thermique et donc un meilleur coefficient d'échange [28]. Cependant, ces systèmes sont plus coûteux et présentent un risque de fuite.

La solution de refroidissement indirect est l'une des plus utilisées [29]. La circulation d'eau et d'éthylène glycol dans des canaux ou des plaques froides [10] est courante.

En fonction de la position des canaux de refroidissement par rapport aux batteries, ces systèmes indirects peuvent être divisés en refroidissement par le bas [30] ou refroidissement latéral [31]. Le refroidissement par les parois latérales des cellules est l'une des solutions les plus efficaces puisqu'elle permet de refroidir une plus grande surface. Cette solution assure un faible gradient thermique à l'intérieur de la cellule et un faible gradient de température entre le liquide de refroidissement et la cellule.

La Figure 1-9 montre le système de refroidissement du modèle S de la Tesla. Il permet une circulation de liquide dans un tuyau flexible en caoutchouc intégré entre les cellules cylindriques 18650.

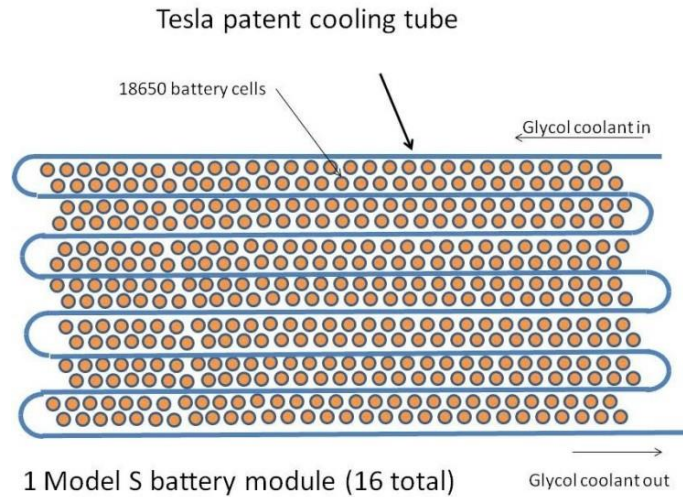


Figure 1-9 : BTMS indirect utilisé par Tesla sur le modèle S [31].

d. Caloducs

Les caloducs sont une autre méthode de refroidissement liquide indirect. Des synthèses bibliographiques telles que l'étude de Kim *et al.* [8] se concentrent sur leurs performances et les défis à relever pour les BTMS.

Un caloduc est une enceinte hermétique renfermant un fluide à l'état d'équilibre liquide-vapeur. Son principe est le suivant [6] : la chaleur est extraite de la source chaude via l'évaporation du fluide caloporteur ; cette évaporation induit une augmentation de la pression dans la phase vapeur et donc un écoulement de la vapeur vers la zone refroidie où la pression est plus faible ; la vapeur s'y condense et retourne finalement à la zone d'évaporation par pompage capillaire.

Une grande quantité d'énergie peut être extraite par un caloduc grâce à l'évaporation du liquide [10]. Ce système présente l'avantage de fonctionner sans pompe et de présenter une structure compacte, dont la géométrie peut s'adapter à la source de chaleur. De plus, un caloduc nécessite peu d'entretien et sa durée de vie est longue. Cependant, le transfert thermique est limité du fait de la faible surface de contact avec la cellule et de la résistance thermique de conduction existant au niveau des sections d'évaporation et de condensation. Une telle solution peut être efficace à l'échelle d'une cellule, mais non du pack batterie [32].

Dans le projet européen iModBatt, présenté Figure 1-10, un BTMS indirect innovant est proposé. Il s'agit d'évacuer la chaleur des cellules via des caloducs mis en contact de ces dernières par un matériau thermoplastique conducteur développé dans le cadre du projet. La chaleur est ensuite transportée par un écoulement d'air à travers des ailettes.

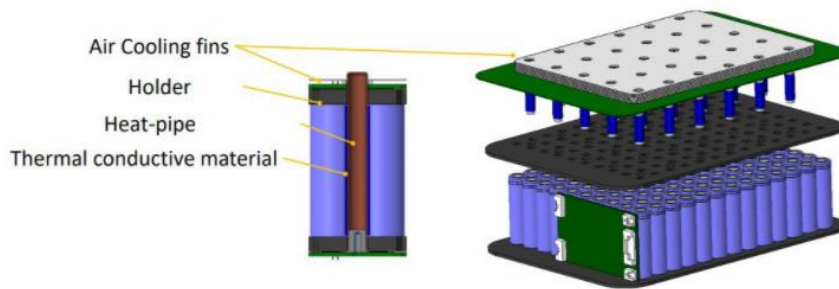


Figure 1-10 : Refroidissement d'un module de batteries à l'aide de caloducs [33].

e. Refroidissement par liquide en contact direct

Le refroidissement direct par liquide, correspond à l'immersion du pack de batteries dans un liquide diélectrique. Les cellules de la batterie sont en contact direct avec le liquide de refroidissement. Ces dernières années, l'intérêt pour cette technologie de la part de l'industrie automobile a augmenté ainsi que le nombre de publications scientifiques ([31], [34], [35], [36]). La Figure 1-11 représente l'évolution du nombre d'articles, par an, sur le sujet du refroidissement par immersion (« immersion cooling »).

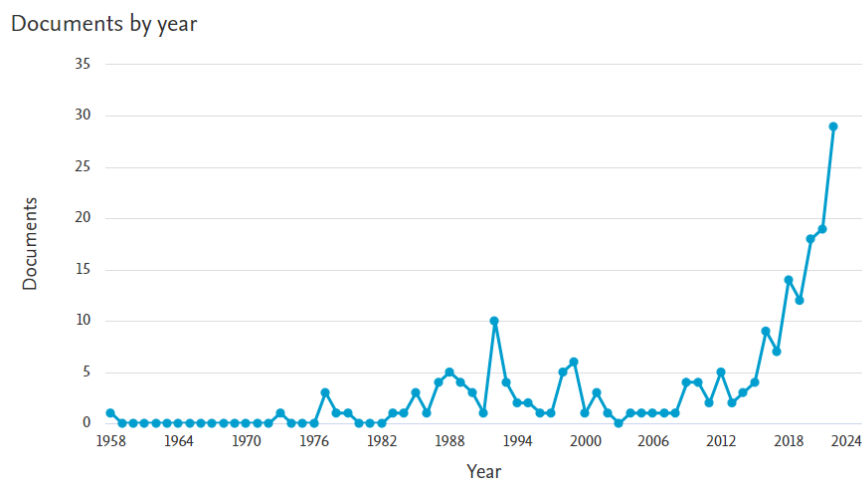


Figure 1-11 : Évolution du nombre d'articles sur le refroidissement par immersion.

La Figure 1-12 montre différents types de refroidissement par immersion. Les différences reposent sur le degré d'immersion, le type d'écoulement et le régime de fonctionnement du fluide [16]. Le système peut être complètement ou partiellement immergé, être utilisé en fonctionnement monophasique ou diphasique et enfin être immergé dans un liquide statique (convection naturelle) ou dans un écoulement forcé généré par une pompe.

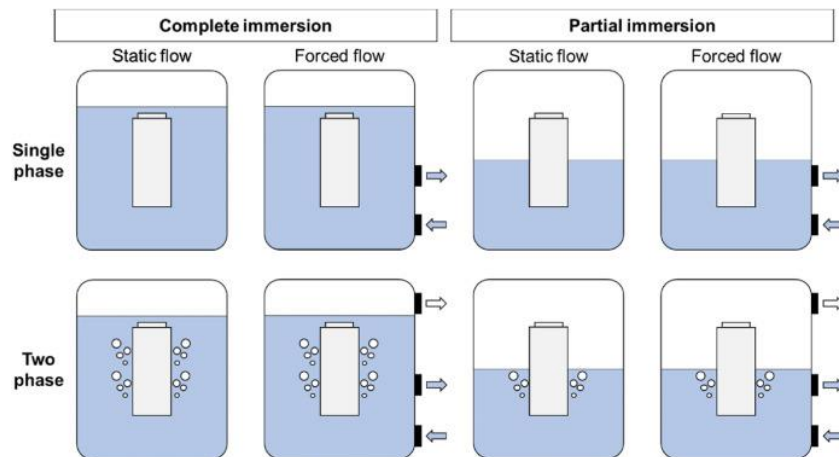


Figure 1-12 : Aperçu des différents types de refroidissement par immersion envisagés pour les systèmes de gestion thermique des batteries [16].

Lors de l'immersion monophasique le fluide reste liquide pendant tout le processus. Il évacue la chaleur générée par la cellule par convection naturelle ou forcée vers une source froide.

La solution d'immersion liquide avec possibilité d'ébullition a récemment suscité un intérêt important et commence à être étudiée afin améliorer les performances thermiques du refroidissement. La configuration diphasique du système est la même que celle du refroidissement par immersion liquide. Une source froide reste bien sûr nécessaire pour évacuer la chaleur. Elle diffère principalement dans le choix du fluide utilisé qui doit permettre l'ébullition aux gammes de pressions et températures souhaitées.

Des solutions d'immersion de cellules de batteries ont été étudiées avec différents fluides. Les principaux fluides diélectriques étudiés sont les hydrofluoroethers (HFE), les hydrocarbures, huiles de silicone [16]. Les HFE ont récemment vu leur intérêt dans le domaine du refroidissement être étendu aux BTMS [10], [37]. Les fluides techniques Novec sont un ensemble de produits hydrofluoroéther, développés par 3M, avec une large gamme de propriétés thermiques.

Une comparaison entre un refroidissement par air et un refroidissement par immersion dans du Novec 7000 et du Novec 649, avec ébullition, a été étudiée par Hirano *et al.* [38]. Un module de batteries avec 10 cellules connectées en série a été soumis à des cycles importants (Figure 1-13). Le système de refroidissement par immersion a présenté d'excellentes performances thermiques en maintenant la température de la batterie à la température d'ébullition des fluides : 34 °C pour Novec 7000 et 49°C pour Novec 649. Ces températures sont nettement inférieures à celles du refroidissement par air.

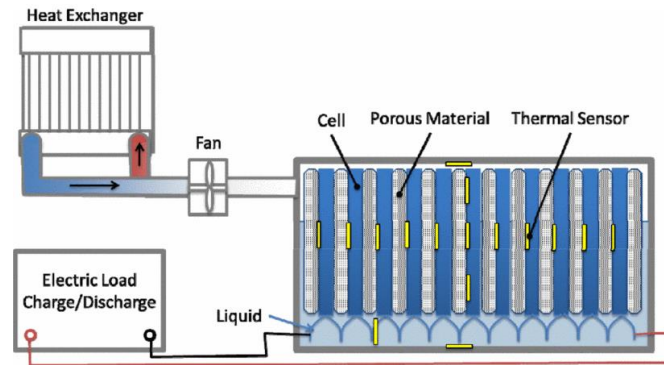


Figure 1-13 : Représentation schématique du système de refroidissement de Hirano *et al.* [38].

Wang *et al.* [37], traitent d'un système de gestion thermique de batterie (BTMS) utilisant l'ébullition en contact direct du HFE-7000. La Figure 1-14 montre le schéma de principe du module de batteries. Ils ont étudié numériquement et expérimentalement les performances du système. Un bon accord a été trouvé entre les résultats numériques et les données expérimentales. Ils ont constaté une distribution plus uniforme de la température à l'intérieur du pack avec l'ébullition. Les performances thermiques du module de batteries sont améliorées. La simulation a été effectuée avec le modèle de mélange basé sur l'approche diphasique Euler-Euler.

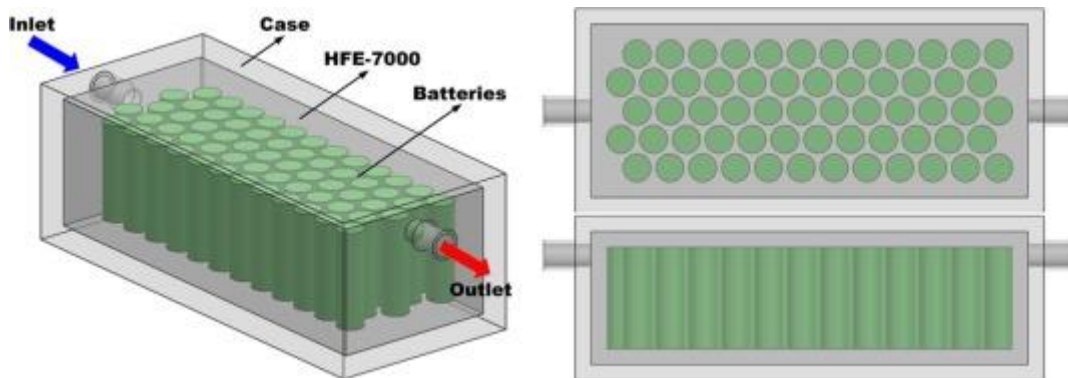


Figure 1-14 : Schéma de principe du module de batteries [37].

Van Gils *et al.* [39] ont étudié expérimentalement l'immersion d'une cellule batterie cylindrique de 18500 dans du Novec 7000 (Figure 1-15 gauche). Ils ont mesuré une augmentation du coefficient de transfert de chaleur, d'un facteur d'environ deux, lors du passage liquide monophasique à l'ébullition (Figure 1-15 droite). Les auteurs rapportent que l'ébullition permet d'obtenir des flux de chaleur plus élevés, une meilleure homogénéisation thermique de la batterie et une réponse plus rapide par rapport aux méthodes conventionnelles.

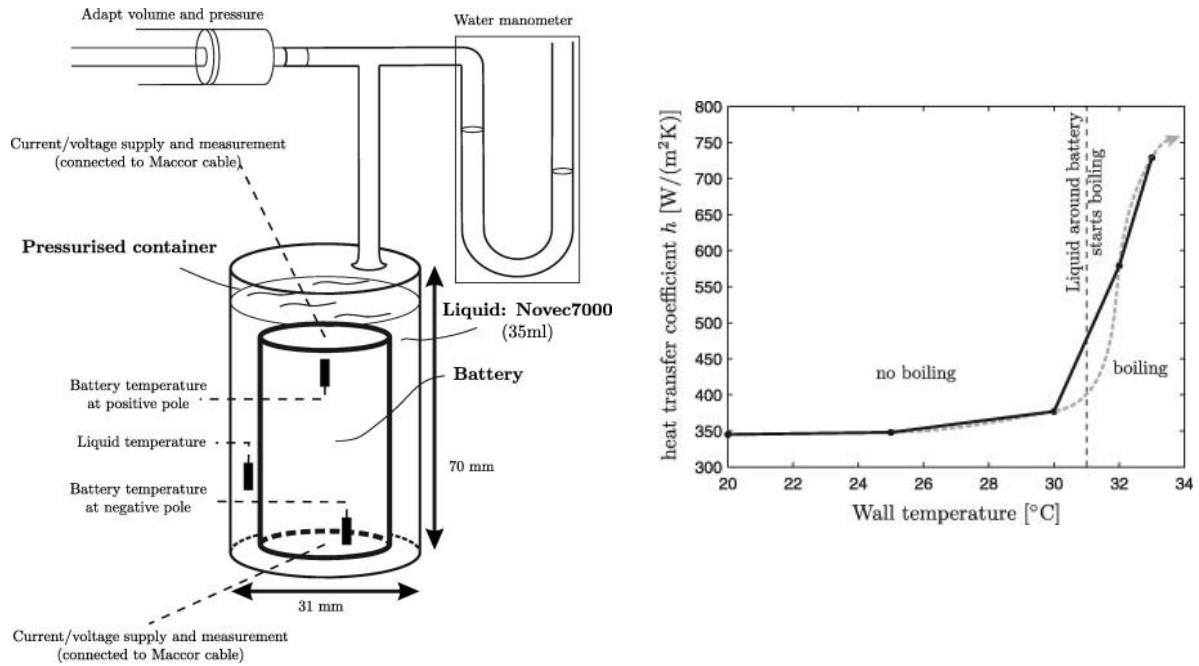


Figure 1-15 : Représentation schématique du montage expérimental de Van Gils [39] (à gauche) et du coefficient de transfert de chaleur mesuré (à droite).

Dans la plupart des études de la littérature ([38], [39], [40]), quand l'ébullition est utilisée, c'est pour maintenir les cellules à des températures de fonctionnement proches de l'optimum et pour minimiser les différences de température. L'objectif de ces études est plus d'éviter les conditions d'emballement thermique que de contrôler ses conséquences. Peu d'études s'intéressent au comportement physique de la solution de refroidissement à la suite d'un emballement thermique. Or, le refroidissement par immersion avec changement de phase donne la possibilité d'absorber de grandes quantités de chaleur. Il pourrait permettre d'éviter la propagation de l'emballement thermique aux autres cellules dans le pack.

Patil *et al.* [41] ont étudié une technologie de refroidissement par immersion totale (monophasique) de la cellule dans un fluide diélectrique. Les performances de refroidissement ont été évaluées et comparées expérimentalement pour quatre méthodes de refroidissement différentes. La technologie proposée a fourni des performances de refroidissement supérieures à celles du refroidissement indirect. Par ailleurs, dans les conditions d'emballement thermique, la propagation de l'emballement a été évitée.

D'après Solai [42], les systèmes de refroidissement par immersion sont également efficaces pour éviter la propagation de l'emballement thermique. Une expérience a été menée chez Exoes [43] pour un pack de huit cellules très rapprochées, immergées dans un fluide diélectrique (du HFO : SF10 et SF33). L'expérience a montré que lorsque l'emballement thermique d'une des cellules a été initié, sa température a considérablement augmenté. Cependant, la présence du fluide entre les cellules a empêché la chaleur de se propager vers les autres cellules. Ainsi, la propagation de l'emballement thermique dans le pack de batteries a été évitée.

Dans la gamme de flux généré par un emballage thermique, un assèchement du film liquide sur la paroi de la cellule peut survenir. Si des couches isolantes de vapeur se forment, cela peut affecter l'efficacité du système. De plus, suivant la quantité d'énergie dégagée (35 à 75 kJ [15]), tout le liquide pourra s'évaporer. Les systèmes de refroidissement par immersion doivent pouvoir répondre à ces problèmes en caractérisant l'apparition possible de l'assèchement.

D'un point de vue industriel, Xing Mobility [44] a développé une technologie de refroidissement immersif de la batterie grâce à son système de module de batteries IMMERSIO™ XM25, voir Figure 1-16.

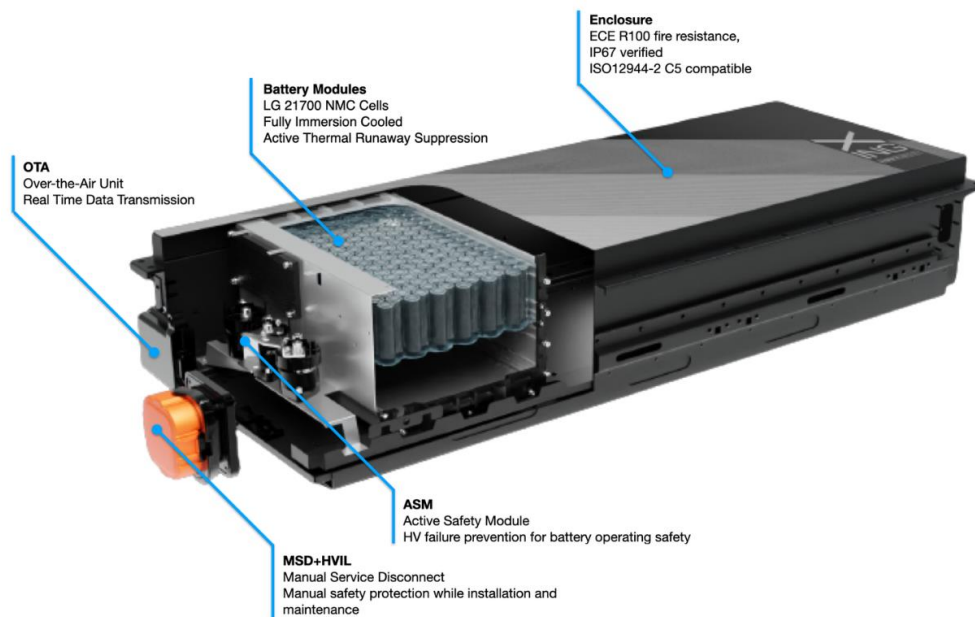


Figure 1-16 : Système de batterie à refroidissement par immersion IMMERSIO™ XM25 de Xing Mobility [44].

Par ailleurs, le refroidissement par immersion trouve des applications dans les voitures de sport de luxe haut de gamme. La nouvelle McLaren « Ultimate Series », baptisée « Speedtail » [45], est la première voiture de série au monde à mettre en œuvre la technologie des batteries immergées. Les batteries sont immergées en permanence dans un fluide diélectrique léger pour de meilleures performances et pendant plus longtemps.

Les difficultés technologiques, qui freinent une large utilisation industrielle des solutions par immersion, sont les suivantes : les questions de fuite, le coût élevé du fluide, les problèmes de compatibilité des matériaux, le poids supplémentaire du fluide, la complexité supplémentaire, la question de la toxicité et de la combustion éventuelles du fluide en cas d'emballage thermique. Cependant, les travaux de Xing Mobility [44] et Mac Laren [45] montrent qu'il est aujourd'hui possible de surmonter ces difficultés afin profiter de l'avantage thermique de ces solutions. Néanmoins, ces projets industriels ne spécifient pas une application diphasique de l'immersion des batteries. La condensation de la vapeur en cas d'ébullition du liquide ou la gestion de la surpression pourraient être des problématiques supplémentaires.

1.4. Présentation de la solution cible de la thèse

Le mode de refroidissement retenu pour notre étude est le refroidissement par contact direct du pack, immergé dans un liquide diélectrique circulant entre les cellules et pouvant aller vers l'ébullition.

1.4.1. Principales caractéristiques du système de refroidissement visé

Il est supposé que le système de refroidissement par contact direct fonctionnera à une pression proche de la pression atmosphérique pour que la mise en place technologique soit la plus simple possible.

Trois situations de fonctionnement sont à distinguer.

- Une situation nominale, pour laquelle un refroidissement monophasique répond parfaitement au besoin. Les puissances à évacuer sont modestes, il convient alors principalement de soigner la distribution du fluide pour réguler et homogénéiser la température du pack.
- Une situation incidentelle où un point chaud peut apparaître et dont la localisation est aléatoire parmi l'ensemble des sources de chaleur présentes. Pour prévenir l'auto déclenchement de l'emballement thermique, le liquide doit pouvoir, localement, entrer en ébullition. L'augmentation du coefficient d'échange doit permettre de stopper l'amorçage du défaut et maintenir à une température inférieure au seuil d'auto déclenchement de l'emballement thermique. Pour cela, la température de vaporisation du liquide doit être inférieure à cette température seuil d'emballement.
- Une situation accidentelle où l'emballement thermique d'une ou plusieurs cellules est déclenché pour une raison quelconque. La cinétique est très rapide et le refroidissement diphasique est utilisé. Dans ce cas, le passage diphasique doit contenir l'emballement et évacuer la chaleur dégagée pour éviter sa propagation à l'ensemble du pack via une réaction en chaîne. L'ébullition comporte l'avantage d'utiliser la chaleur latente pour stocker plus d'énergie et d'augmenter le coefficient de transfert thermique à la paroi des cellules. Le refroidissement par immersion avec utilisation de l'ébullition est de (5 à 20 kW/(m²K)), bien supérieur à l'air [16].

L'utilisation d'un fluide diélectrique pouvant passer d'un état monophasique à un état diphasique en cas de défaillance thermique présente l'avantage considérable d'être assimilé à un refroidissement passif. La localisation du défaut n'est pas nécessaire et ne nécessite pas un indicateur de défaillance (type jauge de température) afin d'actionner un refroidissement d'urgence. Une autre conséquence pratique de l'ébullition est la régulation possible de la température de saturation par l'intermédiaire de la pression dans le pack.

1.4.2. Choix et rôle du fluide

a. Cahier des charges

La solution de refroidissement par immersion sélectionnée, avec les conditions de fonctionnement décrites paragraphe précédent, renseignent sur le cahier des charges pour le choix du fluide.

Plusieurs critères interviennent dans le choix du fluide de refroidissement. Il doit :

- être diélectrique pour pouvoir être mis en contact direct avec les cellules ;
- avoir une capacité thermique spécifique et une conductivité thermique élevées pour garantir des échanges thermiques efficaces ;
- avoir une chaleur latente de vaporisation élevée pour stocker une grande quantité d'énergie ;
- être ininflammable ou avoir un point d'éclair suffisamment élevé, afin de garantir un fonctionnement sûr et de réduire le risque d'incendie en cas d'emballement thermique de la batterie ;
- avoir une plage de température de fonctionnement appropriée ;
- avoir une température d'ébullition proche de la température de peau à partir de laquelle les cellules de batterie lithium-ion sont susceptibles de connaître un auto déclenchement d'emballement thermique, une valeur généralement située au-delà de 60°C ;
- avoir un faible Potentiel de Réchauffement Planétaire (PRP) ;
- avoir un faible Potentiel d'Appauvrissement de la Couche d'Ozone (PACO) ;
- être disponible en grandes quantités pour la production des véhicules ;
- avoir une bonne compatibilité des matériaux ;
- avoir une faible viscosité.

b. Choix du HFE-7100

Les hydrofluoroéthers sont des fluides diélectriques décrits comme un choix de fluide prometteur pour une solution de refroidissement par immersion dans la revue [16]. Cette classe de fluide a Potentiel d'Appauvrissement de la Couche d'Ozone (PACO) nul. Elle a globalement un faible Potentiel de Réchauffement Planétaire (PRP). De plus, ces fluides sont peu visqueux ce qui réduit les coûts de pompage et facilite la convection. C'est donc parmi les éthers fluorés que l'on choisira le fluide qui sera utilisé dans l'application à développer. Le [Tableau 1-1](#) permet de comparer les différents fluides du groupe.

	Unités	NOVEC 774	HFE- 7000	HFE- 7100	HFE- 7200	HFE- 7300	NOVEC 649
Point d'ébullition	°C	74	34	61	76	98	49
Chaleur latente de vaporisation	kJ/kg	90	142	112	119	102	88
Capacité thermique massique	J/(kg.K)	1130	1300	1183	1220	1140	1103
Conductivité thermique	W/(m.K)	0,060	0,075	0,069	0,068	0,063	0,059
Potentiel de Réchauffement Planétaire (PRP)	-	1	420	297	57	310	1

Tableau 1-1 : Propriétés physiques de différents éthers fluorés, à 25°C, à la pression atmosphérique.

Du point de vue du réchauffement planétaire, le NOVEC 774 et le NOVEC 649 présentent un net avantage par rapport aux quatre autres fluides. Cependant, le point d'ébullition du premier est un peu trop élevé par rapport à un emballement potentiel. Quant au second, son point d'ébullition est peut-être un peu trop bas ce qui induit un risque d'ébullition en fonctionnement nominal. Les deux présentent aussi l'inconvénient d'une chaleur latente, capacité et une conductivité thermiques assez inférieure à celle des autres fluides envisageables.

Le HFE-7200 et Le HFE-7300 présentent le même inconvénient que le NOVEC 774 qui est un point d'ébullition trop élevé. Quant au HFE-7000, qui a la chaleur latente, la capacité et la conductivité les plus élevées, son point d'ébullition est beaucoup trop bas.

Le HFE-7100, enfin, a un point d'ébullition (61°C à la pression atmosphérique) qui correspond tout-à-fait à la gamme visée de fonctionnement. Son point d'ébullition est très proche de la température de peau estimée au début d'un emballement thermique. Il pourra être utilisé en monophasique en situation nominale et considéré comme une solution passive en cas d'emballement thermique. De plus, il a des propriétés thermophysiques intéressantes par rapport aux autres éthers fluorés avec une chaleur latente, une capacité et une conductivité suffisantes.

Le HFE-7100 (methoxy nonafluorobutane C₄F₉OCH₃) est commercialisé par 3M et ses principales propriétés physiques sont résumées dans Tableau 1-2.

Propriétés	Unités	Valeur
Point d'ébullition (*)	°C	61
Conductivité thermique (*)	W/(m·K)	0,069
Viscosité cinématique (*)	mm ² /s	0,38
Masse molaire	g/mol	250
Température critique	°C	195
Pression critique	bar	22,3
Chaleur latente de vaporisation (*)	kJ/kg	112
Chaleur spécifique (*)	J/(kg·K)	1183
Densité liquide (*)	kg/m ³	1510
Tension de surface (*)	mN/m	13,6
Constante diélectrique	-	7,4
Potentiel de Réchauffement Planétaire (PRP)	-	297

Tableau 1-2 : Propriétés du HFE-7100 ; (*) à 25°C, à la pression atmosphérique.

1.4.3. Problème scientifique

La solution de refroidissement par contact direct du pack immergé dans du HFE-7100 circulant entre les cellules est sélectionnée. La problématique de gestion thermique d'un pack de batteries et particulièrement la question de la propagation de l'emballement thermique d'une cellule sont étudiées.

La conception d'un tel pack, soumis à des contraintes de compacité, intègre le plus faible espacement entre les cellules ou entre les cellules et l'enveloppe du pack. L'espace minimale de référence choisi pour l'étude est de 1mm. Par conséquent, l'utilisation du HFE-7100 devant bouillir en cas d'emballement thermique induit un problème scientifique d'ébullition convective en mini-canal vertical, présenté [Figure 1-17](#).

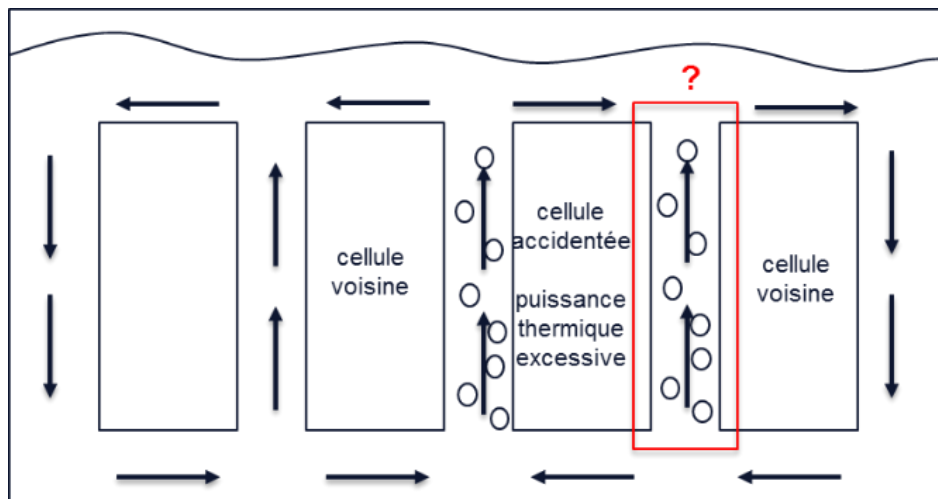


Figure 1-17 : Schéma du refroidissement du pack batterie en contact direct avec le HFE-7100.

Dans les futures applications, un écoulement ascendant pourrait être généré soit par une pompe, soit par des effets systèmes pouvant induire, par une circulation naturelle globale, une large gamme de vitesses à l'échelle du canal.

L'efficacité d'un système de management thermique d'un pack batterie peut s'étudier à plusieurs échelles. Le pack batterie étant constitué de modules eux même constitués de cellules assemblées, ce ne sont pas les mêmes mécanismes qui prédominent selon l'échelle à laquelle on se place. À l'échelle de la cellule, l'intérêt porte sur les échanges de chaleur entre les parois de la cellule et le fluide. À l'échelle du module, l'intérêt porte sur le comportement du fluide et de la diffusion de la chaleur d'une cellule à une autre. À l'échelle du pack, l'intérêt porte sur les échanges entre les modules qui dépendent des choix technologiques faits pour le système.

L'ébullition convective en milieu confiné est un mode de transfert de chaleur très efficace pour dissiper les flux de chaleur élevés. Une question qui se pose est de savoir si un tel écoulement peut être efficace dans le cas d'un emballage thermique. La dissipation de l'énergie libérée par l'emballage thermique repose sur la chaleur latente du fluide et les coefficients de transfert de chaleur élevés de l'ébullition. Cependant, il est bien connu qu'en cas d'assèchement, le coefficient de transfert de chaleur est considérablement réduit. Par conséquent, pour les études de sécurité consacrées à la réponse thermique suite à un emballage thermique, la connaissance et la compréhension d'un tel écoulement sont nécessaires. Les régimes d'ébullition et le coefficient de transfert de chaleur correspondant doivent être connus depuis l'ébullition sous-refroidie jusqu'à l'assèchement.

1.4.4. Objectifs principaux de la thèse

L'objectif principal de la thèse est d'étudier la solution de contrôle thermique d'un pack de batteries immergée dans du HFE-7100 en situation d'emballage thermique.

Une partie de l'étude se fait à l'échelle de la cellule où il s'agit d'étudier l'ébullition convective dans un mini-canal vertical. Une étude expérimentale et une étude numérique sont conjointement menées pour mieux comprendre, décrire et quantifier le phénomène d'ébullition du HFE-7100 dans un mini-canal vertical et rectangulaire.

Un dispositif expérimental permet d'étudier l'ébullition convective jusqu'à l'assèchement. La section d'essais rend possible la mesure de la perte de charge et la quantification locale du coefficient de transfert de chaleur via l'utilisation d'une méthode inverse. La visualisation de l'écoulement permet l'identification des régimes d'écoulement. De plus, il est possible d'étudier différents paramètres tels que le flux de chaleur, le débit, la pression ou le sous-refroidissement. Par ailleurs, une deuxième section d'essais permet l'étude de l'influence de la structuration de la surface de la paroi.

Par la suite l'objectif est de proposer une approche CFD et de la valider avec les données expérimentales, en vue de proposer un modèle d'ébullition de l'écoulement du HFE-7100 en mini-canal vertical. Cette modélisation vise à prédire, sur toute la plage de fonctionnement de l'écoulement, la valeur des différentes quantités d'intérêt telles que le taux de vide, le coefficient de transfert thermique et la perte de charge.

Enfin, l'objectif est de modéliser et simuler un module de batteries immergé dans du HFE-7100 dont une cellule est en emballage thermique. L'intérêt est d'étudier la réponse thermique d'un tel système de refroidissement et d'analyser la possible propagation de l'emballage thermique à l'ensemble du module.

1.5. Conclusion chapitre 1

Dans ce chapitre le contexte et la problématique de l'étude ont été présentés. La nécessaire transition énergétique donne lieu à une électrification des véhicules et à un fort développement des packs batterie. Ces packs sont généralement constitués de cellules de batteries lithium-ion de plus en plus puissantes et nécessitent un système de gestion thermique pour un refroidissement sûr et efficace.

Une problématique importante est la démonstration qu'un pack batterie ne puisse pas subir d'incendie ou d'explosion catastrophique suite à l'emballement thermique d'une seule des cellules qui le constituent. L'emballement thermique se produit lorsqu'une cellule est endommagée, défectueuse ou lorsque sa température atteint une valeur seuil. Dans ce cas, des réactions exothermiques ont lieu et sa température croît rapidement ce qui peut provoquer l'expulsion de gaz inflammables et provoquer une explosion.

Parmi une variété de solutions, le refroidissement direct du pack, immergé dans un liquide diélectrique circulant entre les cellules, est étudié pour éviter la propagation de l'emballement thermique. Le problème scientifique induit par la conception d'un tel pack, étant donné le faible espacement entre les cellules ou entre les cellules et l'enveloppe du pack, est l'ébullition convective dans un mini-canal vertical. La question qui se pose alors est de savoir si un tel écoulement peut aider dans le cas hypothétique d'un emballement thermique, pour lequel, par exemple, une seule cellule 18650 libère une énergie de l'ordre de 35 à 75 kJ.

Dans notre étude, il est supposé que la solution de refroidissement du système fonctionnera à une pression proche de la pression atmosphérique et à de faibles débits massiques. Le HFE-7100 a été choisi comme fluide de travail pour ses propriétés diélectriques, son faible impact écologique, son ininflammabilité et ses propriétés thermophysiques intéressantes. Enfin, sa température d'ébullition (61°C) à la pression atmosphérique est très proche de la température de peau estimée d'auto emballement thermique. Par ailleurs, aucuns travaux concernant les systèmes de gestion thermique par immersion ne s'intéressent à l'utilisation du HFE-7100.

L'utilisation d'un fluide diélectrique pouvant passer d'un état monophasique à un état diphasique en cas de défaillance thermique présente l'énorme avantage d'être assimilée à un « refroidissement passif ». En effet, la localisation du défaut n'est pas nécessaire et ne nécessite pas un indicateur de défaut afin d'actionner un refroidissement « d'urgence ». Le liquide doit pouvoir rentrer en ébullition d'une part pour maintenir la température et éviter l'emballement thermique, d'autre part en cas accidentel pour évacuer la chaleur. La dissipation de l'énergie libérée par l'emballement thermique repose sur la chaleur latente du fluide et les coefficients de transfert de chaleur élevés de l'ébullition. Cependant, il est bien connu qu'en cas d'assèchement, le coefficient de transfert de chaleur est considérablement réduit.

Par conséquent, pour les études de sécurité consacrées à la réponse thermique des cellules voisines suite à un emballement thermique, le régime d'ébullition et le coefficient de transfert de chaleur correspondant doivent être connus depuis l'ébullition sous-refroidie jusqu'à l'assèchement.

Chapitre 2. Revue bibliographique sur l'ébullition en mini-canal vertical

Pour être représentatif de la future application, le dispositif expérimental permettra d'étudier l'ébullition convective. L'objectif de cette étude est d'étudier expérimentalement et numériquement l'écoulement diphasique du HFE-7100 dans un mini-canal vertical.

Ce chapitre présente l'état de l'art de l'ébullition en milieu confiné. Une description générale de l'ébullition convective, avec un focus sur les écoulements confinés est proposée. Les principaux résultats expérimentaux de l'ébullition convective du HFE-7100 sont exposés. Les approches de simulation numérique (CFD) diphasique ainsi que les principaux travaux sont décrits.

2.1. L'ébullition convective ascendante

Dans cette partie, la description d'un écoulement en ébullition dans un canal vertical est présentée, ainsi que les spécificités de l'ébullition convective en mini-canal.

2.1.1. Grandeurs importantes

L'ébullition convective correspond à l'ébullition d'un écoulement liquide en convection forcée. Différentes grandeurs permettent de décrire un écoulement diphasique : la température de la paroi T_w , la température moyenne du fluide T_f , la température de saturation T_{sat} , la surchauffe de la paroi $\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat}$, le flux de chaleur q reçu par le fluide à la paroi, le coefficient de transfert thermique h , le débit massique \dot{m} du fluide, le flux (ou vitesse) massique G , le titre massique de vapeur x_v et le taux de vide α_v .

Le titre vapeur x_v définit la proportion de vapeur dans un écoulement diphasique. Il représente le rapport entre le débit de vapeur et le débit total :

$$x_v = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l} \quad (2-1)$$

avec \dot{m}_v et \dot{m}_l respectivement les débits massiques vapeur et liquide. En pratique cette expression est utilisable lorsque l'écoulement est adiabatique et que les débits sont mesurables.

Pour un écoulement chauffé où il y a un changement de phase le titre thermodynamique vapeur local est utilisé :

$$x_v(x) = \frac{h(x) - h_{l,sat}}{h_{lv}} \quad (2-2)$$

Où h_{lv} est la chaleur latente de vaporisation, $h_{l,sat}$ est l'enthalpie liquide saturée et $h(x)$ est l'enthalpie à la position x du canal.

Le taux de vide α_v est le rapport entre la surface occupée par la vapeur A_v et la surface totale A (occupée par les deux phases) :

$$\alpha_v = \frac{A_v}{A} \quad (2-3)$$

Le flux massique ou vitesse massique G est le rapport entre le débit massique et la section du canal :

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (2-4)$$

Avec l'augmentation du titre de vapeur ou du flux de chaleur, différents régimes d'écoulement peuvent se succéder. Leur nature et apparition dépendent de plusieurs paramètres : orientation de l'écoulement, dimensions de la conduite, nature du fluide.

2.1.2. Régime de l'écoulement ascendant en canal vertical

L'ébullition convective dans les tubes conventionnels est depuis longtemps étudiée et les configurations d'écoulement sont connues.

Compte tenu des contraintes liées à l'application, nous nous intéressons seulement au cas d'un écoulement vertical ascendant. Considérons un écoulement ascendant, alimenté par un liquide sous-refroidi et soumis à un flux de chaleur. Dans la partie inférieure du canal, le transfert de chaleur par convection augmente la température du liquide jusqu'au début de l'ébullition. Le titre en vapeur en augmentant le long du canal entraîne la succession de plusieurs régimes d'écoulement décrit selon Collier [46] et illustrés Figure 2-1.

- L'écoulement à bulles (*bubbly flow*). Lorsque la surchauffe est assez importante, l'ébullition nucléé commence. Elle se traduit par de la création de petites bulles à la paroi. La température du cœur de l'écoulement étant encore inférieure à la température de saturation, la condensation des bulles peut survenir. On parle d'ébullition nucléée sous-refroidie. Quand la température de l'écoulement est égale à la température de saturation, débute l'ébullition nucléée saturée. Les bulles sont de différentes tailles et grossissent au fur et à mesure de l'évaporation.
- L'écoulement à poches et bouchons (*slug flow*). Avec l'augmentation du titre vapeur et de la taille des bulles, celles-ci coalescent. Elles forment de grosses poches de vapeur au centre de l'écoulement, séparées par des bouchons de liquide. Ces poches sont proches de la taille du diamètre du canal et peuvent seulement s'étendre dans la direction de l'écoulement. À l'intérieur du bouchon liquide, persiste de petites bulles dispersées. L'évaporation a lieu à la fois à la paroi et à l'interface liquide-vapeur.
- L'écoulement agité (*churn flow*). L'évaporation continuant, les poches de vapeur deviennent de plus en plus grosses et étirées. La vitesse de la vapeur augmentant, les grosses poches de vapeur commencent à se disloquer donnant l'apparence d'un écoulement agité et oscillant. Ce régime est des fois appelé semi-annulaire.
- L'écoulement annulaire (*annular flow*). Au-delà d'un certain titre vapeur, la phase vapeur devient continue et occupe le cœur de l'écoulement tandis qu'un film liquide la sépare des parois du canal. La vitesse de la vapeur étant bien supérieure à celle du liquide, l'interface devient ondulée et des gouttelettes de liquide sont entraînées au centre de l'écoulement dans la phase vapeur. L'épaisseur de ce film liquide diminue alors progressivement le long du canal jusqu'à ce que la paroi ne soit plus mouillée.

- L'écoulement à brouillard ou gouttelettes dispersées (*mist flow*). Lorsque la paroi est asséchée, l'écoulement se présente sous forme de vapeur dans laquelle subsistent encore des gouttelettes dispersées. Seule l'évaporation des gouttelettes continue. L'assèchement total des parois peut être précédé par une période d'assèchement partiel, avec remouillage intermittent.

Une fois toutes les gouttelettes évaporées, le transfert se fait par convection de vapeur.

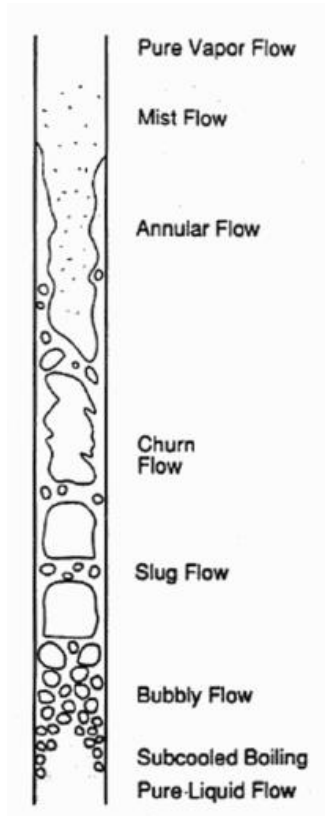


Figure 2-1 : Régimes en écoulement vertical ascendant [46].

Récemment, Eraghubi *et al.* [47] ont étudié l'ébullition du HFE-7000 dans un tube vertical transparent de diamètre intérieur de 8 mm et de longueur de 120 mm. L'expérience s'est faite à une pression de 1,2 bar, un sous-refroidissement d'entrée de 2°C et un flux massique de 50-150 kg/(m².s). Les régimes d'écoulement ont été visualisés grâce à une caméra à haute vitesse. Différents régimes ont été identifiés et sont présentés Figure 2-2 : l'écoulement à bulles, écoulement bouchon et l'écoulement agité. La Figure 2-2 (a) et (b) montrent un écoulement de bulles à deux flux de chaleur différent. La densité des sites de nucléation, la taille et la fréquence des bulles augmentent avec le flux thermique. La Figure 2-2 (c) montre à la fois un écoulement de bulles et un écoulement de bouchons. L'écoulement agité a été observé près de la sortie et devient le régime dominant avec l'augmentation du flux, comme le montre la Figure 2-2 (d) et (e).

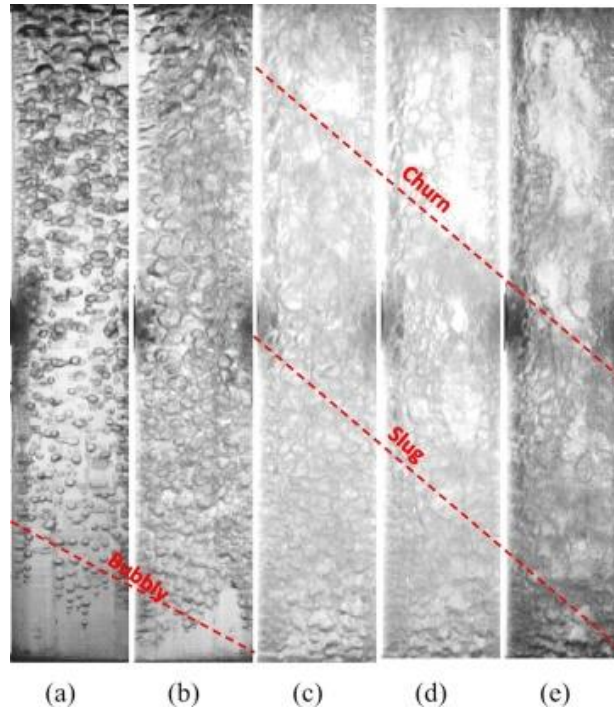


Figure 2-2 : Visualisation l'écoulement du HFE-7000 à 100 kg/(m² s) et différents flux de chaleur : (a) 8,8 kW/m² ; (b) 20,3 kW/m² ; (c) 35,7 kW/m² ; (d) 51,4 kW/m² ; (e) 61,7 kW/m² [47].

2.1.3. Confinement – transition de l'échelle macro à mini

La littérature scientifique a montré que l'ébullition dans les canaux à faible dimension donnait des meilleures performances. Des coefficients d'échange élevés et de faibles pertes de charge étaient observés. Cependant, le comportement du fluide et les corrélations établies ne sont pas les mêmes que pour les écoulements dans les canaux conventionnels.

Il existe plusieurs critères définissant la transition entre canal conventionnel et canal de petite taille. La classification de l'écoulement dépend des auteurs. Kandlikar *et al.* [48] proposent une définition pour se référer à un écoulement en mini-canal. Elle est simple, elle ne dépend que du diamètre hydraulique du canal D_h . Les canaux dont le diamètre hydraulique est supérieur à 3 mm sont qualifiés de conventionnels, les mini-canaux ont un diamètre compris entre 200 μm et 3 mm et les canaux ayant un diamètre inférieur à 200 μm sont qualifiés de micro-canaux.

Cependant, il a été montré que le comportement de l'écoulement ainsi que les caractéristiques du transfert thermique ne dépendent pas uniquement des dimensions du canal mais d'autres critères tels que les propriétés physiques du fluide ou les conditions opératoires. En effet, la principale différence entre les canaux conventionnels et les canaux de petite taille réside dans la prédominance au sein des canaux de petite taille des forces capillaires par rapport aux forces de flottabilité. C'est pourquoi plusieurs auteurs ont développé des critères basés sur la comparaison de ces deux forces via un nombre adimensionnel. Pour d'autres auteurs, le passage de l'échelle macro à l'échelle micro peut aussi être classé en fonction de la longueur capillaire $L_{cap} = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$, qui est le rapport des forces capillaires aux forces de gravité.

Le terme « micro » définit l'échelle à partir de laquelle les phénomènes hydrodynamiques et thermiques présents dans un canal classique changent de manière significative par rapport à l'échelle macro.

On trouvera dans le Tableau 2-1 ci-dessous quelques formulations issues de la littérature et retenues par Layssac [49], ainsi que les valeurs correspondantes pour le fluide de travail, le HFE-7100.

Source	Critère	Valeur pour le HFE-7100
Suo et Griffith (1964) [50]	$D_{tr} = 0,134L_{cap}$	0,1 mm
Triplett <i>et al.</i> (1999) [51]	$D_{tr} = L_{cap}$	0,8 mm
Cornwell et Kew (1992) [52]	$D_{tr} = 2L_{cap}$	1,6 mm
Ong et Thome (2011) [53]	$D_{tr} = 2,94L_{cap}$	2,4 mm
Brauner et Maron (1992) [54]	$D_{tr} = 2\pi L_{cap}$	5,0 mm

Tableau 2-1 : Limites de confinement pour le HFE-7100.

La notation D_{tr} indique un diamètre de transition (entre les échelles confinées et non confinées). Ce diamètre correspond approximativement à la taille maximale des bulles où la signification physique du confinement est la possibilité pour celles-ci d'obstruer le canal. Dans le cas d'un canal cylindrique, la limite de confinement porte donc bien sur le diamètre, mais dans le cas d'un canal de section rectangulaire, la limite porte sur la plus petite longueur.

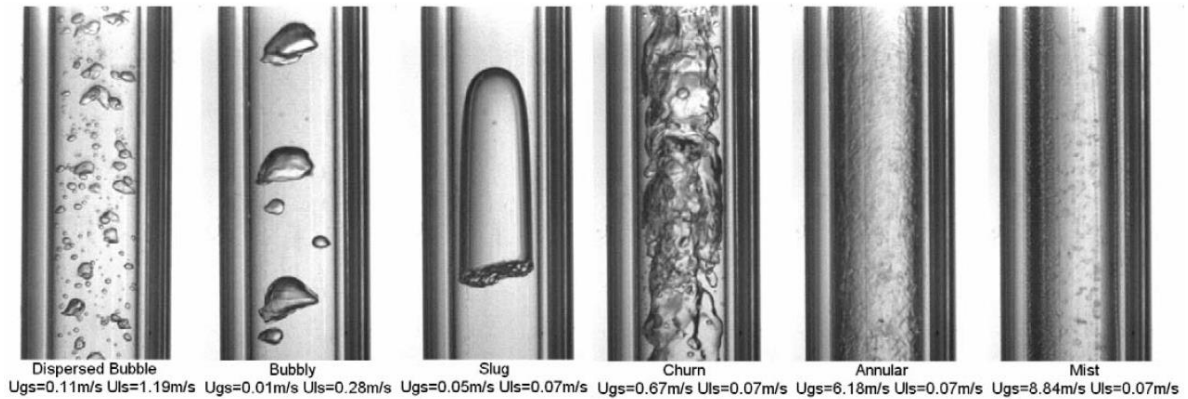
2.1.4. Régime d'ébullition convective en milieu confiné

Les régimes d'écoulement au sein des canaux de petites tailles présentent des particularités, induisant une modification de configuration d'écoulements et de transfert thermique par rapport aux canaux conventionnels. Ainsi, du fait de la petite taille du canal, les bulles vont être confinées par les parois du canal lors de leur croissance. Elles ne pourront croître que dans la direction axiale pour les tubes et dans la direction axiale et transversale pour les canaux rectangulaires.

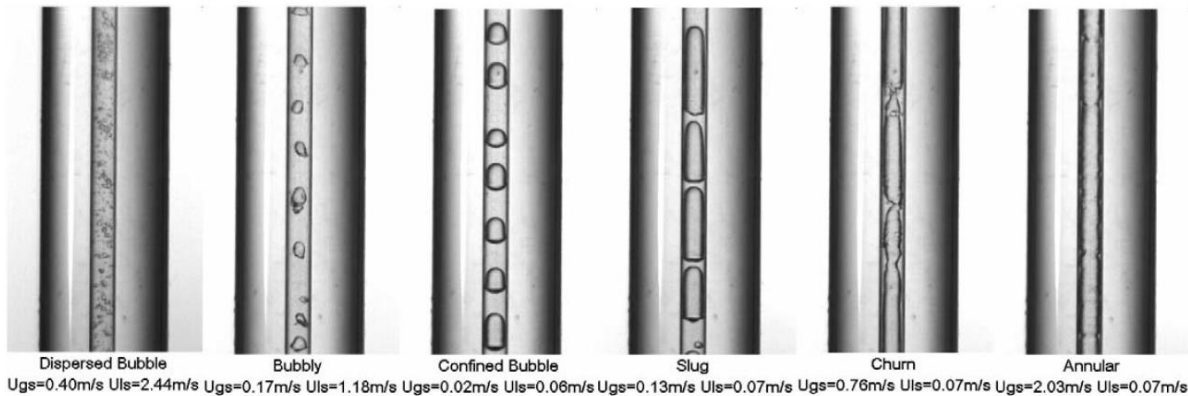
La Figure 2-3 montre des images des configurations d'écoulement capturées par Chen *et al.* [55] en utilisant du R134a à une pression 10 bars dans deux tubes de diamètre intérieur de 4,26 mm (Figure 2-3 (a)) et 1,1 mm (Figure 2-3 (b)). Les auteurs ont rapporté que les régimes d'écoulement dans le tube de 4,26 mm étaient similaires à ceux visualisés dans les tubes conventionnels : « *dispersed bubble, bubbly, slug, churn, annular et mist flow* » ont été observés.

Pour l'écoulement dans le tube de diamètre de 1,1 mm (Figure 2-3 (b)), lorsque la taille de la bulle atteint le diamètre du tube, un régime d'écoulement supplémentaire est alors obtenu : l'écoulement à bulles confinées (*confined bubble*) qui s'intercale entre l'écoulement à bulles et l'écoulement à poches et bouchons. Les bulles restent sphériques dans cette configuration. Le dernier régime, l'écoulement de brouillard (*mist flow*), n'a pas été capturé pour ce diamètre.

Par ailleurs, ils ont montré que la transition de *churn* / *annular* et de *slug* / *churn* se produisaient à des vitesses de vapeur plus élevées, lorsque le diamètre du tube diminuait. Ils ont conclu que ces limites de transition dépendent fortement du diamètre du tube. En revanche, les limites de transition *bubbly* / *slug* et *dispersed bubble* / *churn* n'étaient pas significativement affectées par le diamètre.



(a)



(b)

Figure 2-3 : Régimes d'écoulement observés au sein d'un tube de diamètre interne 4,26 mm (a) et 1,10 mm (b) lors de l'ébullition convective du fluide R134a sous 10 bar [55].

2.1.5. Mécanismes de transfert de chaleur

a. Ébullition en vase

Pour introduire l'explication des mécanismes de transfert de chaleur lors de l'ébullition convective, il est préférable de commencer une configuration simple qui ne comprend pas d'effet inertiel : l'ébullition en « vase ». En effet, l'ébullition convective est influencée par l'aspect inertiel de la convection forcée. L'ébullition en vase ou « *pool boiling* » en anglais, correspond à une ébullition sur une paroi chauffée. Les premiers travaux sur les phénomènes de transfert de chaleur en ébullition en « vase », ont été étudiés par Nukiyama (1934)).

La « courbe d'ébullition » représentant le flux de chaleur en fonction de la surchauffe de la paroi est représentée Figure 2-4. Elle a été obtenue en imposant successivement des flux croissants ou des flux décroissants. Elle montre les mécanismes de transfert et régime observé lors de l'ébullition en vase.

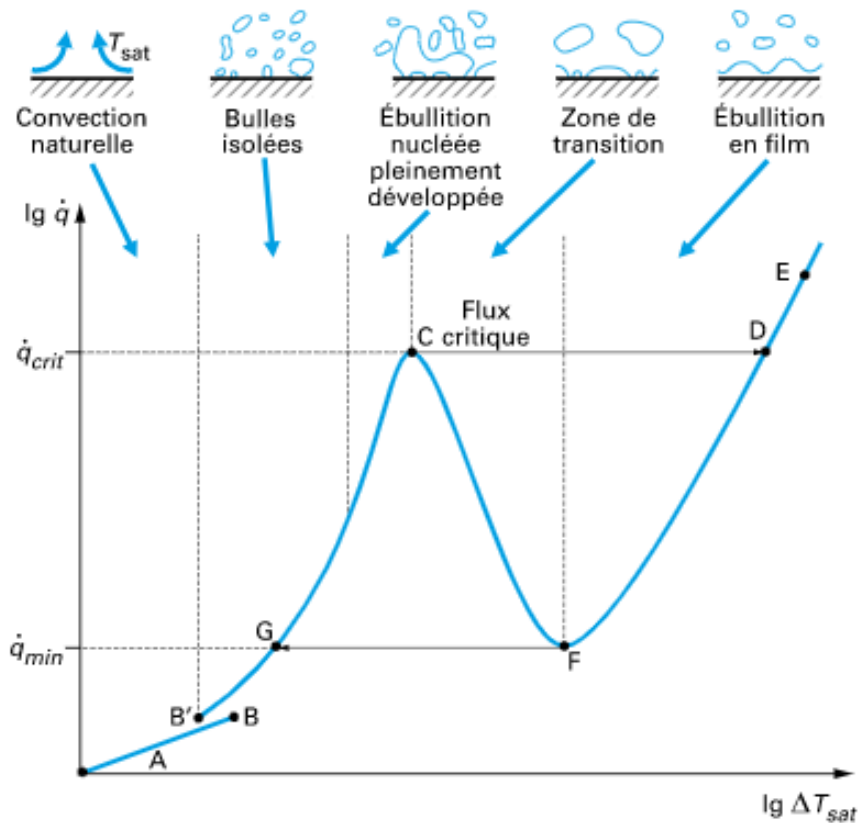


Figure 2-4 : Courbe d'ébullition en vase et régimes observés [56].

Dans la zone A-B, aux faibles flux, la chaleur est transférée par convection naturelle. Au point B, la surchauffe de la paroi fait apparaître une ébullition locale générant des mouvements convectifs plus intenses. L'amélioration des transferts provoque une diminution de la surchauffe jusqu'au point B'. Le régime d'ébullition nucléée débute point B' avec l'apparition des premières bulles. À faible flux, les bulles se condensent après avoir quitté la paroi. Un flux plus important augmente alors le nombre de sites de nucléation. La quantité de vapeur croît et les bulles coalescent. Elles forment des poches et colonnes de vapeur. La quantité de vapeur sur la paroi augmente avec le flux de chaleur jusqu'au point critique, le point C. Le volume important de vapeur empêche le liquide de remouiller la paroi ce qui conduit à un assèchement local. La valeur maximale du flux thermique est appelée flux critique « Critical Heat Flux » en anglais, noté CHF. À flux imposé, la température de la paroi augmente fortement du point C au point D. Le régime d'ébullition en film apparaît au point D. Le transfert de chaleur se fait par conduction au travers du film de vapeur pour assurer la vaporisation du liquide à l'interface. Des grosses bulles se détachent périodiquement de l'interface. À flux décroissant, ce régime d'ébullition en film peut perdurer à des valeurs bien en dessous du flux critique. Le point F, dit point de *Leidenfrost*, correspond au flux minimal où le film est stable. Passé ce point, si le flux est abaissé, le régime devient instable et la courbe rejoint la courbe d'ébullition nucléée au point G.

b. Ébullition convective

Dans les canaux conventionnels, deux principaux mécanismes de transfert de chaleur peuvent être identifiés : l'ébullition nucléée et l'évaporation convective (ou convection forcée ou ébullition convective selon les auteurs). Cette terminologie est également adoptée dans les mini-canaux. La prédominance de chaque mécanisme dépend des caractéristiques des schémas d'écoulement. Ces mécanismes peuvent être affectés par la géométrie, les propriétés du fluide, les conditions de fonctionnement et la structure de la surface du canal. Ces deux composantes peuvent coexister. Leur prédominance dépend des gammes de flux de chaleur et de titre vapeur.

- **L'ébullition nucléée**

Comme pour l'ébullition en vase, l'ébullition nucléée résulte de la nucléation des bulles à la paroi. Il dépend de leur apparition, de leur croissance et de leur départ de la paroi chauffée. Le transfert thermique vient de la création des bulles. Le régime prédominant pendant ce mécanisme est l'écoulement à bulle. Quand le coefficient de transfert de chaleur dépend majoritairement du flux de chaleur et est indépendant du débit ou titre vapeur, le mécanisme de transfert de chaleur dominant est l'ébullition nucléée. Les expériences d'ébullition en vase montrent que le coefficient de chaleur est contrôlé par le flux de chaleur imposé à la paroi.

- **L'évaporation convective.**

Lorsque, au contraire, le coefficient de transfert de chaleur dépend du débit ou du titre vapeur, le mécanisme de transfert de chaleur dominant est considéré comme étant l'évaporation convective. Il correspond à la vaporisation du liquide aux interfaces liquide / vapeur. Le coefficient de transfert de chaleur n'est alors pas ou peu fonction du flux de chaleur. Il dépend de l'effet convectif. Le coefficient d'échange s'améliore avec la diminution de l'épaisseur du film liquide. La résistance thermique est alors plus faible et l'évaporation plus élevée. Ce film peut diminuer avec l'augmentation du débit ou du titre vapeur. Le régime dominant est l'écoulement annulaire.

La [Figure 2-5](#) [57] montre les mécanismes de transfert thermique d'un écoulement diphasique ascendant, chauffé uniformément, en fonction des différents régimes d'écoulement associés. Il met en évidence le régime d'ébullition nucléé et d'évaporation convective. Le liquide entre sous-refroidi et c'est la convection monophasique qui assure le transfert de chaleur. Lorsque la surchauffe est suffisante pour créer de petites bulles à la paroi, l'ébullition nucléé sous-refroidie commence. L'ébullition nucléée saturée débute quand la température de l'écoulement est égale à la température de saturation. La coalescence des bulles et le passage à un écoulement type poches et bouchons donne une évaporation à la fois à la paroi et à l'interface liquide vapeur. Avec l'augmentation du titre vapeur, se forme l'écoulement annulaire, où le transfert se fait par convection forcée dans le liquide et par évaporation à l'interface. Lorsque le film liquide sur la paroi disparaît, c'est l'assèchement et la vapeur isole la paroi.

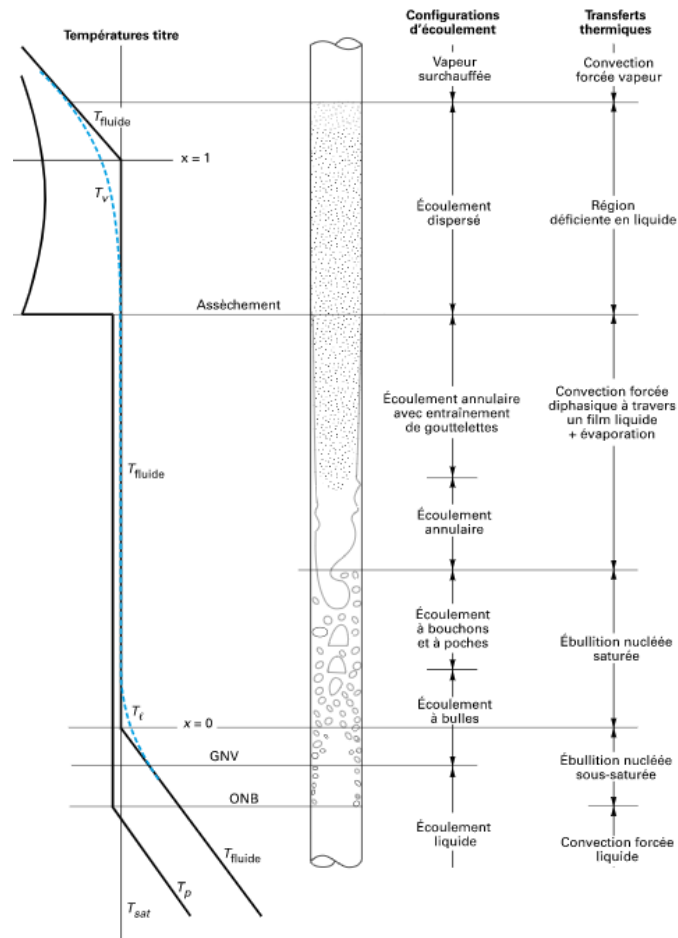


Figure 2-5 : Configuration d'écoulement et mécanisme de transfert thermique dans un évaporateur vertical [57].

c. Échelle mini-canal

Kim et Mudawar [58] décrivent les différents régimes d'écoulement et l'évolution du coefficient de transfert thermique selon le mécanisme de transfert dominant dans les mini/micro-canaux. Ces mécanismes de transfert de chaleur évoluent avec le titre vapeur, le flux ou la position de l'écoulement. La Figure 2-6 montre les schémas d'écoulement de deux types de régimes de transfert de chaleur.

La Figure 2-6 (a) montre un écoulement où le transfert de chaleur est dominé par l'ébullition nucléée. Les régimes d'écoulement de bulles et de bouchons occupent une partie importante de la longueur du canal. Le coefficient de transfert de chaleur diminue progressivement en raison de la suppression progressive de l'ébullition nucléée.

En revanche, la Figure 2-6 (b) illustre un transfert de chaleur dominé par l'ébullition convective où l'écoulement annulaire couvre une fraction significative de la longueur du canal. Dans ce cas, l'évaporation et l'amincissement progressifs du film liquide entraînent une augmentation du coefficient de transfert de chaleur sur la longueur du canal.

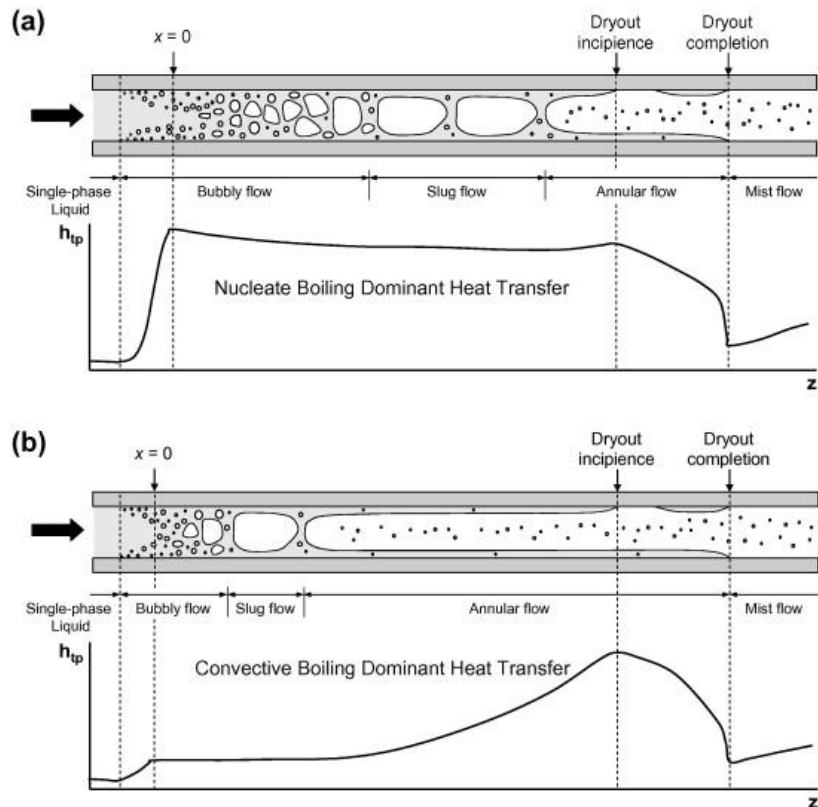


Figure 2-6 : Schémas des régimes d'écoulement et de la variation du coefficient de transfert de chaleur le long d'un canal uniformément chauffé : (a) dominé par l'ébullition nucléée ; (b) dominé par l'ébullition convective [58].

Par ailleurs, selon Sandler *et al.* [59], l'évolution du coefficient d'échange en fonction de différents paramètres donne des indications quant au régime d'écoulement et au mécanisme prédominant (ébullition nucléée ou convection forcée). Le coefficient d'échange diphasique est une fonction décroissante du titre vapeur pour les régimes d'écoulement à bulles et bouchons, et est une fonction croissante pour le régime annulaire.

D'autre part, dans le cas de l'ébullition nucléée, ce coefficient ne dépend ni du titre massique ni de la vitesse massique, mais est une fonction croissante du flux de chaleur et de la pression de saturation. À flux massique, flux de chaleur et pression fixés, le coefficient d'échange et la surchauffe sont uniformes sur toute la longueur du canal.

À l'inverse, dans le cas de la prédominance de la convection, le coefficient d'échange est une fonction croissante du titre vapeur et du flux massique, il dépend peu du flux de chaleur et de la pression.

Ainsi, à flux massique, flux de chaleur et pression fixés, l'évolution du coefficient d'échange en fonction du titre vapeur donne les indications suivantes : une courbe ascendante indique la domination de la convection forcée, une courbe plate ou descendante celle de l'ébullition nucléée, une courbe en forme de U le passage de la domination de l'ébullition nucléée à celle de la convection forcée.

2.1.6. Flux critique et assèchement en ébullition convective

Le flux thermique critique (CHF) est souvent la limite principale pour la conception des systèmes de dissipation thermique. Le dépassement du CHF induit une réduction soudaine et importante du coefficient de transfert de chaleur. Il est provoqué par l'assèchement du film liquide sur la paroi chauffée. Dans les systèmes à flux imposé, cet assèchement peut provoquer une surchauffe importante de la paroi qui varie selon l'intensité du CHF. L'assèchement peut apparaître sous différentes formes. Pour l'ébullition convective, la littérature recense deux types de condition d'assèchement.

La Figure 2-7, issue des travaux de Lee et Mudawar [60], montre les différences de régime d'écoulement et de mécanisme d'apparition du CHF entre l'ébullition saturée et l'ébullition sous-refroidie.

La Figure 2-7 (a) montre le mécanisme d'apparition du CHF pour l'ébullition saturée (ou à fort titre vapeur). Pour ce type d'écoulement, l'augmentation de la quantité de vapeur donne une succession de régimes d'écoulement (à bulles, bouchons, agité, annulaire). Durant le régime annulaire, l'évaporation du film liquide à la paroi s'amincit progressivement jusqu'à disparaître. Ce phénomène est appelé assèchement de second type, en anglais « dry-out ». Le coefficient de transfert de chaleur est considérablement plus faible et l'écoulement qui subsiste est un écoulement de vapeur avec des gouttelettes de liquide dispersées : « mist flow ». Selon Lee et Mudawar [60], ce type d'assèchement intervient pour des faibles sous-refroidissements ou flux massiques et de grands rapports longueur / diamètre.

La Figure 2-7 (b) montre le mécanisme d'apparition du CHF pour l'ébullition sous-refroidie ou saturée à faibles titres. L'écoulement à bulle est présent sur une grande partie du canal. Les bulles de plus en plus proches coalescent et forme des poches de vapeur. Il peut persister un film liquide entre cette poche de vapeur et la paroi jusqu'à son assèchement. Ce phénomène est appelé assèchement de premier type ou en anglais « Departure from Nucleate Boiling » (DNB). Le CHF est bien plus important que dans le cas d'un écoulement saturé et l'assèchement est bien plus violent. L'augmentation de la température de paroi peut devenir très problématique. Ce flux critique est similaire à celui se produisant en ébullition en vase. Selon Lee et Mudawar [60], il se produit avec des sous-refroidissements d'entrée élevés et / ou flux massiques élevés et de petits rapports longueur / diamètre.

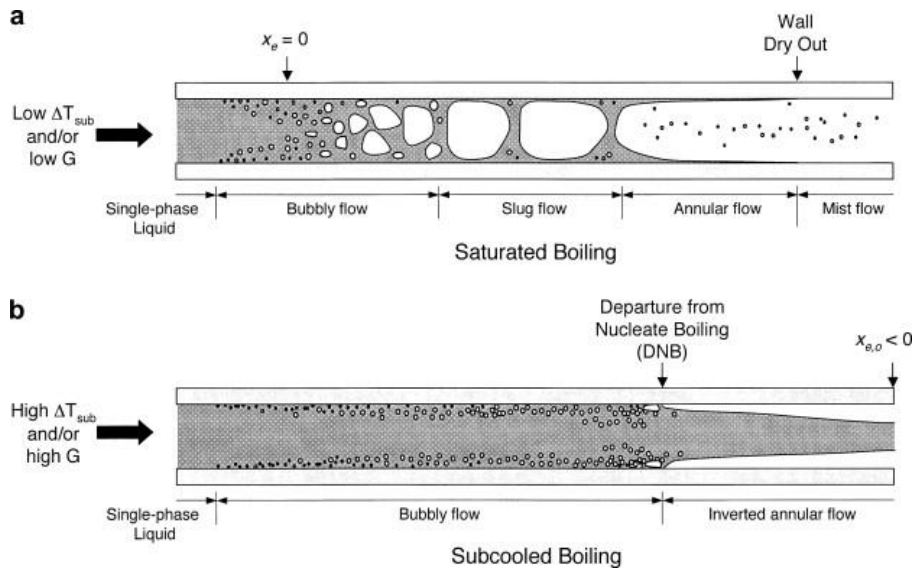


Figure 2-7 : Différences de régime d'écoulement et de mécanisme d'apparition du CHF : (a) ébullition saturée ; (b) ébullition sous-refroidie [60].

Les principaux paramètres dont dépendent le CHF sont : le sous-refroidissement, le flux massique, la pression, la structuration de surface, le diamètre et la longueur du tube.

2.1.7. Modèles de prédiction du coefficient de transfert thermique

Il existe de nombreux modèles et corrélations qui visent à décrire l'ébullition convective. Ces modèles seront rapidement évoqués car ce n'est pas l'approche retenue dans cette thèse. L'approche retenue est la simulation numérique de l'écoulement (CFD).

a. Cas général : canaux conventionnels

De nombreux modèles de prédiction du coefficient de transfert thermique en ébullition convective ont été établis. D'après Sandler *et al.* [59], ces modèles suivent des approches additives, asymptotiques, de type Nusselt et phénoménologiques selon le raisonnement appliqué. Le schéma des approches et des modèles est présenté Figure 2-8.

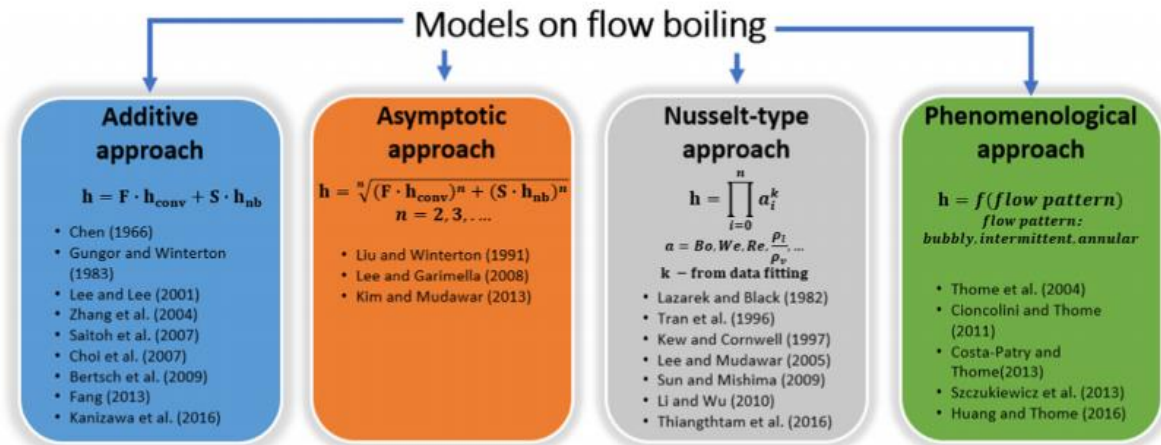


Figure 2-8 : Approches descriptives de l'ébullition convective selon Sandler *et al.* [59].

- **Les modèles de superposition**

Les approches additive et asymptotique sont des modèles dit de superposition. Dans l'approche de ces modèles, deux mécanismes distincts mais en interaction sont considérés comme prédominants dans le transfert thermique de chaleur entre le fluide et la paroi : l'ébullition nucléée et la convection forcée. La différence entre ces deux approches réside dans la formulation de l'équation finale du coefficient de transfert de chaleur. La première utilise une simple addition de termes représentant la contribution de chaque mécanisme, tandis que la seconde utilise la somme des puissances de ces contributions.

- **Les modèles phénoménologiques**

Le raisonnement utilisé pour l'établissement des modèles phénoménologiques est basé sur l'identification du régime d'écoulement. Des hypothèses sur les différents régimes d'écoulement qui se succèdent le long du canal sont réalisées ainsi que sur la transition entre ces régimes et sur le mécanisme de transfert thermique dominant pour chaque régime d'écoulement. Par conséquent, elles utilisent différentes équations pour le coefficient de transfert de chaleur en fonction de la configuration de l'écoulement dans le canal.

- **Les modèles de type Nusselt**

Dans les modèles de type Nusselt, le coefficient de transfert thermique s'exprime sous la forme d'un terme formé d'une combinaison de paramètres empiriques et de nombres sans dimension tels que le nombre de Reynolds, le nombre de Weber et le nombre de Bond. Ces nombres adimensionnels permettent de prendre en compte l'interaction des forces d'inertie, de viscosité et de tension de surface dans le phénomène d'ébullition convective.

b. Modèle appliqué au mini-canal : Tibiriçá et al.

Un modèle de prédiction du coefficient de transfert thermique a été sélectionné sur les critères de simplicité de mise en œuvre et d'adéquation avec nos conditions opératoires, notamment avec la spécificité de la géométrie en mini-canal.

L'étude de Tibiriçá *et al.* [61] propose un ensemble complet de corrélations simples et optimisées pour l'ébullition dans les micro-canaux. Ce modèle spécifique à l'ébullition convective en mini-canal a été développé avec l'objectif d'être facilement implémentable au sein d'un modèle numérique. Onze corrélations ont été proposées pour prédire l'apparition du flux critique, les transitions de régime d'écoulement, le coefficient de transfert thermique et la perte de charge par frottement.

La corrélation de la prédiction du CHF, ci-dessous, est une fonction continue avec quelques nombres sans dimension.

Le flux critique $\dot{q}_{w,CHF}$ peut être prédit à l'aide de la corrélation suivante :

$$\begin{aligned}
 Bo_{CHF} &= \frac{\dot{q}_{w,CHF}}{G h_{lv}} \\
 &= 0,242 \cdot We_l^{-0,1635} \cdot \left(\frac{L}{D_h}\right)^{-0,6834} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,0598} \\
 &\quad \cdot (1 - x_{v,entr\acute{e}e})^{0,881} \cdot La_l^{-0,0714}
 \end{aligned} \tag{2-5}$$

avec Bo_{CHF} le nombre d'ébullition critique.

Cette corrélation est valide dans les plages de valeurs présentées dans le [Tableau 2-2](#).

Nombres adimensionnels	Plage de valeurs
Nombre de Weber	$10^{-2} \leq We_l \leq 2 \cdot 10^5$
Nombre de Laplace	$5 \cdot 10^4 \leq La_l \leq 6 \cdot 10^6$
L/D_h	$20 \leq L/D_h \leq 500$
ρ_l/ρ_v	$6,5 \leq \rho_l/\rho_v \leq 129\,000$
$x_{v,entr\acute{e}e}$	$-0,6 \leq x_{v,entr\acute{e}e} \leq 0,15$

Tableau 2-2 : Plage de validité de la corrélation prédisant le flux critique, de Tibiriçá *et al.*

2.1.8. Structuration de surface

La modification de la structure de la surface permet notamment d'intensifier les échanges thermiques. Ces modifications peuvent avoir lieu à différentes échelles ou par des modifications dites hybrides, c'est-à-dire combinant les échelles. Plusieurs techniques de structuration de surface ont été développées afin d'améliorer les performances d'ébullition, comme décrit par exemple dans les revues de Leong *et al.* [62] et Shojaeian *et al.* [63].

Les méthodes qui permettent d'obtenir des surfaces améliorées sont nombreuses. Généralement, les surfaces sont améliorées de la façon suivante :

- dépôt sur la surface afin d'en modifier la mouillabilité ;
- modification de la rugosité de la surface ;
- augmentation de la surface d'échange.

Les différentes techniques utilisées sont résumées dans le [Tableau 2-3](#).

Technique	Description
Méthodes utilisant un apport de matière	
Revêtement	Utilisation du courant électrique afin de recouvrir le matériau d'une fine surface de matériau
Peinture	Mélange de particules dans une peinture appliquée sur la surface
Frittage	Méthode de dépôt d'une couche de particules métalliques à haute température
Pulvérisation	Pulvérisation de particules d'alumine
Méthodes utilisant un enlèvement de matière	
Gravure chimique	Dépôt chimique en phase vapeur
Traitement abrasif	Structuration par modification de la rugosité de la surface
Méthodes utilisant une modification de la surface	
Cavités tridimensionnelles	Pressage de cavités cylindriques ou coniques dans la surface
Rainures	Formation de rainures parallèles en tranchant mécaniquement la surface

Tableau 2-3 : Techniques de fabrication des surfaces améliorées.

D'un point de vue théorique, les paramètres significatifs contribuant à l'amélioration du transfert thermique sont les suivants :

- Le nombre de sites de nucléation doit augmenter pour favoriser l'ébullition.
- La taille des sites doit augmenter afin de réduire la surchauffe nécessaire à l'activation des sites.
- Le gaz doit être piégé dans les cavités afin d'augmenter la fréquence d'émission des bulles.

La structuration peut aussi améliorer la rugosité et la mouillabilité de la paroi dans le but de retarder le flux critique ou de favoriser le détachement des bulles. Les études de la littérature sont assez consensuelles sur l'effet de retard induit sur le flux critique mais en désaccord concernant l'effet sur le coefficient d'échange. Certaines études reportent une amélioration du coefficient d'échange alors que d'autres ne notent aucun changement, voire une détérioration due à la structuration.

L'amélioration de la performance de l'ébullition peut se faire à partir de diverses méthodes visant des aspects particuliers de l'ébullition convective.

- Une première catégorie d'approches vise à améliorer l'initiation de l'ébullition nucléée à une surchauffe minimale de la paroi.
- Une deuxième catégorie vise à augmenter le coefficient d'échange thermique local.
- Une troisième catégorie agit sur le flux de chaleur critique et vise à l'augmenter.

Les efforts actuels de la structuration de surface se focalisent sur des échelles plus faibles, de l'ordre du nanomètre ou du micromètre. L'intérêt croissant des structurations aux faibles échelles en ébullition convective est directement relié aux études en ébullition en vase. Aujourd'hui, les solutions de nano revêtement ont été améliorées et cette technologie peut modifier la mouillabilité de la surface sans changement significatif de la topographie de la surface à l'échelle microscopique.

Les chercheurs ont reconnu très tôt que la mouillabilité de la surface était un facteur important dans le transfert de chaleur par ébullition. Une modification contrôlée de la mouillabilité de la surface vise à améliorer les performances d'ébullition. Ces modifications peuvent avoir lieu à différentes échelles.

Phan *et al.* [64] ont cherché à mettre en évidence les effets de la mouillabilité des surfaces sur le transfert de chaleur de l'ébullition en vase. Des techniques de nano-revêtement ont été utilisées pour faire varier l'angle de contact avec l'eau en modifiant la topographie et la chimie des surfaces à l'échelle nanométrique. Les résultats sur le coefficient de transfert de chaleur montrent une variation pouvant aller jusqu'à 150-200% en fonction de l'angle de contact.

Betz *et al.* [65] sont allés plus loin, puisqu'ils ont montré que les plus grands coefficients de transfert de chaleur sont atteints non pas sur des surfaces à mouillabilité spatialement uniforme, mais sur des surfaces « biphiliques » (juxtaposant des régions hydrophobes et hydrophiles). Les auteurs ont fabriqué et testé les premières surfaces juxtaposant des régions superhydrophobes et superhydrophiles, qui ont montré des performances exceptionnelles dans l'ébullition en vase. Les flux de chaleur critiques étaient supérieurs à 100 W/cm² et les coefficients de transfert de chaleur supérieurs à 100 kW/(m².K).

Selon Phan *et al.* [66], les surfaces hydrophobes favorisent à la fois la nucléation des bulles et la rétention du film sur la paroi. Les surfaces hydrophiles améliorent la croissance des bulles et favorisent leur détachement. Le mélange de zones hydrophiles et hydrophobes peut améliorer l'efficacité de l'ébullition [67]. L'objectif global des surfaces biphiliques est, simultanément et alternativement, d'améliorer la nucléation, de favoriser la croissance et le détachement des bulles, et de retarder l'assèchement en remouillant la surface et/ou en retenant le liquide.

2.2. Expériences d'ébullition avec du HFE-7100 en milieu confiné

2.2.1. Résumé des études

L'ébullition convective en milieu confiné étant un moyen de refroidissement efficace notamment utilisé pour l'électronique, de nombreuses études expérimentales traitent de ce sujet. Des corrélations ont été développées pour les canaux conventionnels. Il en existe aussi quelques-unes pour les mini/micro-canaux. Les études expérimentales d'ébullition avec du HFE-7100 sont déjà plus restreintes.

Si on restreint le domaine aux cas d'études concernant l'ébullition convective en milieu confiné avec du HFE-7100, des études en nombre limité sont recensées dans les bases de données. Les principales sont résumées dans le Tableau 2-4 et serviront de base pour l'exposition des principaux résultats au paragraphe suivant.

Auteurs	D_h (mm)	G (kg/(m ² .s))	ϕ (W.cm ⁻²)	ΔT_{sub} (°C)	P (bar)	vue	caractéristiques
Al-Zaidi <i>et al.</i> [68]	0,46	50 à 250	2.2 à 33,5	5	1	oui	H, M, R
Choi <i>et al.</i> [69]	0,89	200 à 500	0,62 à 11,4	3,7 et 13,6	1 à 1,5	oui	V, M, R
Lee et Mudawar [70] et [71],[60]	0,175 à 0,416	670 à 6730	0 à 750	97-5	1,1	oui	H, M, R
Yang <i>et al.</i> [72]	0,48 à 0,79	100 à 400	2,5 à 3,75	0	1,1	oui	H, M, R
Wang <i>et al.</i> [73]	0,85	100 à 300	2,5 - 3,75	0	1,1	oui	H et V, M, R
Fu <i>et al.</i> [74]	0,4 à 1,13	39 à 180	-	30	1	non	H, M, R, P
Fu <i>et al.</i> [75]	0,8	127 à 285	-	80 à 30	1 à 3,5	oui	H, M, R, P
Strąk <i>et al.</i> [76], [77]	3,1	401 à 650	4 à 12,5	30 à 70	1,1 à 2,3	oui	V et H S, R, P
Piasecka <i>et al.</i> [78]		423	60 à 7,5	47	1,75	oui	H S, R
Hsu <i>et al.</i> [79]	0,440	100 à 200	2,5 à 4	0	1	non	V et H, M, R
Drummond <i>et al.</i> [80]	0,0196 à 0,0317	1300 à 2900	68 à 910	7	1,23	non	H, M, R
Pulvirenti <i>et al.</i> [81]	5,6	491 à 1614	0 à 18	0	1	non	V, M, R, P
Luciani <i>et al.</i> [82] [83]	0,49 ; 0,84 ; 1,18	171 à 2756	3,3 à 4,5	2	0,835	oui	V, S, R
Brutin <i>et al.</i> [84]			1,5 à 3,2			oui	V, S, R

H : horizontale, V : verticale, S : canal seul, M : multiple canaux, R : rectangulaire, P : géométries ou surface particulières

Tableau 2-4 : Résumé des études d'ébullition convective avec du HFE-7100 en milieu confiné.

2.2.2. Principaux résultats

a. Mécanismes de transfert de chaleur

Les mécanismes de transfert de chaleur dominants sont discutés dans certaines études d'écoulement confiné avec du HFE-7100.

Choi *et al.* [69] dans leur étude expérimentale dans cinq mini-canaux rectangulaires et verticaux, ont montré que le coefficient de transfert de chaleur dépend fortement du flux de chaleur et du titre vapeur, mais est moins sensible au flux de masse. De la même manière Al-Zaidi *et al.* [68] montrent que le coefficient de transfert de chaleur local augmente avec le flux de chaleur et ne dépend pas du flux de masse. Lorsque le titre vapeur local augmente, le coefficient de transfert de chaleur diphasique local diminue. Wang *et al.* [73] et Luciani *et al.* [82], montrent aussi des résultats avec une prédominance de l'ébullition nucléée et un écoulement à régime intermittent.

Cependant, Hsu *et al.* [79] montrent des résultats où le transfert de chaleur est dominé par la convection forcée. De plus, Yang *et al.* [72] ont étudié l'ébullition avec du HFE-7100 dans des dissipateurs thermiques à micro-canaux avec des diamètres hydrauliques de 480 μm et 790 μm . Ils constatent que les coefficients de transfert de chaleur sont à peu près indépendants du flux de chaleur et du titre vapeur pour un flux de masse allant de 200 à 400 $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ pour un diamètre hydraulique de 480 μm . Il y a une augmentation notable du coefficient de transfert de chaleur avec le flux de chaleur pour un diamètre hydraulique de 790 μm . La différence provient du schéma d'écoulement. Dans l'ensemble, ils observent une influence du flux de masse assez faible sur le coefficient de transfert de chaleur pour les deux canaux.

Il y a des disparités dans l'analyse des mécanismes de transfert de chaleur entre les différentes études avec du HFE-7100.

b. Calcul local du coefficient de transfert de chaleur

Le coefficient de transfert de chaleur moyen a été calculé et présenté dans certaines études : Lee et Mudawar [70], Yang *et al.* [72], Wang *et al.* [73], Hsu *et al.* [79], Drummond *et al.* [80]. Or, le calcul du coefficient d'échange local associé à une visualisation de l'écoulement améliorent la compréhension. Ainsi, pour une meilleure compréhension de l'ébullition de l'écoulement dans un mini-canal, le transfert de chaleur local doit être quantifié avec précision.

Al-Zaidi *et al.* [68] ont mis en place une méthode de calcul local du coefficient de transfert thermique et du titre vapeur. D'autres études proposent des analyses de coefficients d'échanges locaux. Plusieurs méthodes de calcul sont disponibles. La comparaison d'une méthode inverse 2D et d'une méthode de calcul du coefficient de transfert de chaleur 1D est présentée par Strak *et al.* [85]. L'utilisation de méthodes inverses peut être utile lorsque la mesure locale est difficile. Avec des géométries simples, il est possible d'utiliser une expression explicite pour relier les mesures à la condition limite inconnue. Sinon, des méthodes numériques sont utilisées. Dans l'article de Luciani *et al.* [83], une méthode des éléments de frontière (BEM) est appliquée. Dans l'article de Piasecka *et al.* [78], le problème de conduction thermique est résolu par la méthode des éléments finis (FEM) avec des fonctions de Trefftz.

c. Configuration d'écoulement

Différentes études avec du HFE-7100 proposent des visualisations de l'ébullition et l'identification des configurations d'écoulement. Le schéma d'écoulement dans les mini/micro-canaux verticaux est généralement de type bulles, bouchons, agité et annulaire. Cette tendance peut légèrement différer en fonction des conditions expérimentales telles que le flux de masse, le flux de chaleur et la géométrie du canal.

Récemment, Choi *et al.* [69] ont réalisé une étude expérimentale en utilisant le HFE-7100 dans cinq canaux rectangulaires et verticaux de diamètre hydraulique de 0,89 et de 90 mm de longueur. Leurs expériences ont été effectuées pour une température d'entrée du fluide de 55 °C, une pression de 1,02 bar, une gamme de flux de chaleur de 6,2-114 kW/m^2 et une gamme de flux massique de 200-500 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$. Les changements de schéma d'écoulement avec l'augmentation du flux de chaleur sont présentés dans la Figure 2-9.

À faible flux de chaleur, la Figure 2-9 (a) montre un écoulement monophasique avec l'apparition de petites bulles près de la sortie du canal. Avec l'augmentation du flux de chaleur, les bulles se développent et coalescent faisant apparaître des bulles allongées, visibles Figure 2-9 (b). Elle montre un écoulement à bulles en début de canal puis le développement d'un écoulement à poches et bouchons. Sur la Figure 2-9 (c) la zone de l'écoulement à bulles devient plus petite et la zone de l'écoulement à poches et bouchons plus grande. Figure 2-9 (d), le flux continue d'augmenter et une perturbation de l'écoulement à poches et bouchons apparaît avec le début d'un écoulement agité. Les schémas d'écoulement deviennent plus difficiles à reconnaître clairement et l'écoulement annulaire n'est pas repéré. À un flux thermique élevé, l'écoulement agité devient le régime dominant le long du canal, Figure 2-9 (e). Les auteurs évoquent la présence d'un assèchement partiel du fait d'une plus grande brillance du canal causée par un taux de vide plus important.

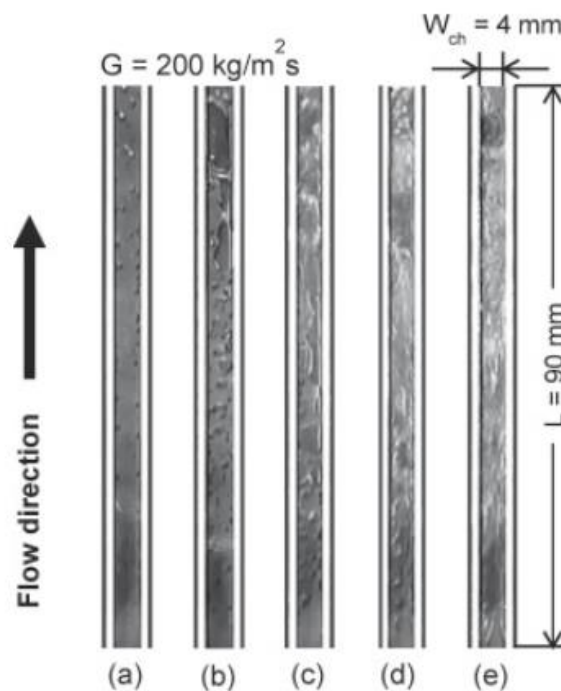


Figure 2-9 : Visualisation de l'écoulement avec un flux massique de $200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ pour un flux thermique de (a) $13,2$; (b) $24,8$; (c) $40,6$; (d) $59,7$ et (e) $71,9 \text{ kW}/\text{m}^2$ [69].

Al-Zaidi *et al.* [68] ont étudié expérimentalement les caractéristiques d'ébullition du HFE-7100 dans un dissipateur thermique rectangulaire horizontal à multiples micro-canaux avec un diamètre hydraulique de $0,46 \text{ mm}$. Les schémas d'écoulement ont été visualisés à l'aide d'une caméra à haute vitesse montée sur un microscope. Toutes les expériences ont été menées à une pression de système de 1 bar , un sous-refroidissement d'entrée proche de 5 K , un flux thermique de base allant de $21,7$ à $335,3 \text{ kW}/\text{m}^2$ et un flux de masse de 50 à $250 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. Quatre types d'écoulement ont été observés au cours des expériences : bulle, bouchon, agité et écoulement annulaire. Avec l'augmentation du flux thermique, des sites de nucléation en plus grand nombre et des bulles de plus grandes tailles ont été observés. Par ailleurs, le passage d'un écoulement de type bouchon à un écoulement de type bulle a eu lieu avec l'augmentation du flux de masse, pour un flux thermique donné.

Dans certaines expériences, quelques petites bulles de nucléation ont été capturées dans le film liquide de l'écoulement bouchon et annulaire. Par conséquent, il est possible que l'évaporation du film liquide et la nucléation dans le film liquide contribuent toutes deux au transfert de chaleur, en particulier à des flux de chaleur élevés.

D'autres auteurs Piasecka *et al.* [78] et Yang *et al.* [72] ont présenté et discuté des modèles d'écoulement diphasique.

d. Sous-refroidissement et pression

L'influence de certains paramètres sur l'écoulement comme le sous-refroidissement et la pression ont aussi été étudiés.

Dans des études avec un autre fluide frigorigène il est globalement observé que le sous-refroidissement améliore le coefficient d'échange. Par ailleurs, il a été observé que le sous-refroidissement change la nature du CHF. De plus, un sous-refroidissement plus élevé retarde son apparition. D'après Lee et Mudawar [60], [70], avec le HFE-7100, la diminution de la température du liquide en entrée retarde le début de l'ébullition, réduit la taille des bulles et les effets de coalescence et améliore le CHF. De plus, le CHF a été amélioré en augmentant le débit.

L'effet de la pression sur l'écoulement a peu été étudié. L'effet de la pression du système sur le flux de chaleur critique a été étudié par Fu *et al.* [75]. Les auteurs observent une amélioration du CHF par l'augmentation du débit massique et de la pression.

e. Perte de charge

La plupart des études en ébullition convective s'accordent sur le fait que la perte de charge augmente avec le flux de chaleur, le titre vapeur et le flux de masse. Ceci a été attribué à une augmentation des composantes d'accélération et de frottement.

Les pertes de charge n'ont pas beaucoup été étudiées avec le HFE-7100.

Brutin *et al.* [84] ont étudié les pertes de charge d'un écoulement en ébullition, dans un micro-canal, en fonction du nombre de Reynolds en entrée. Ils étudient surtout l'influence de la gravité sur l'écoulement. Ils observent une augmentation de la perte de charge avec le nombre de Reynolds.

Lee et Mudawar [71] explorent la chute de pression dans un dissipateur thermique (micro-canaux). Ils observent que durant le refroidissement monophasique, la chute de pression diminue avec l'augmentation du flux de chaleur en raison de la diminution de la viscosité du liquide. Après la formation et le départ des bulles, le taux de vide commence à augmenter sensiblement et la chute de pression commence alors à augmenter avec le flux de chaleur.

L'augmentation du sous-refroidissement du liquide a diminué la chute de pression diphasique en raison de la diminution de la fraction de vide causée par une forte condensation aux interfaces des bulles ainsi que de la diminution de la probabilité de coalescence des bulles.

f. Études en HFE-7100 avec des géométries et des structures de surface particulières

Parmi les études citées dans cette partie quelques-unes ont des géométries et structurations de surface particulières.

Deux études de Strak *et al.* [76], [77], ont été menées avec une surface chauffante texturée par voie laser mais aucune comparaison avec une paroi non modifiée n'a été effectuée pour le HFE-7100.

L'étude de Pulvirenti *et al.* [81], a été menée dans un milieu confiné formé par des ailettes à pas décalés. Ils ont observé que pour de faibles charges thermiques, l'évaporateur à ailettes décalées donne de meilleures performances que l'évaporateur sans ailette. Fu *et al.* [74] ont comparé l'ébullition dans des micro-canaux uniformes ou divergents. Le micro-canal divergent présente généralement un transfert de chaleur et un CHF plus élevés que ceux du micro-canal uniforme, en particulier pour un petit débit et un petit diamètre hydraulique. Fu *et al.* [75] ont étudié l'ébullition du HFE-7100 dans le dissipateur thermique avec quatre mini-canaux avec des structures en dents de scie et un diamètre hydraulique de 0,8 mm. Les résultats montrent que CHF peut être amélioré de manière significative en introduisant des structures en dents de scie. Le flux de chaleur est amélioré d'environ 40% dans le canal avec la structure en dents de scie par rapport au canal non modifié.

2.2.3. Synthèse

Cette revue bibliographique a exposé les différentes études de l'ébullition du HFE-7100 en milieu confiné.

Peu d'études ont été effectuées dans un seul canal vertical et beaucoup ont été faites dans des dissipateurs thermiques à multicanaux. Un petit nombre d'études proposent une approche locale de l'analyse de l'écoulement. Dans ce but, certaines études calculent le coefficient d'échange local par l'intermédiaire d'une méthode inverse. Un manque d'analyse locale du schéma d'écoulement avec l'évolution locale du coefficient d'échange est reporté. De plus, un petit nombre d'études se proposent de visualiser et d'identifier les schémas d'écoulement.

Très peu d'études proposent des courbes d'ébullition entières, du début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement. Beaucoup fournissent des résultats pour seulement quelques conditions opératoires. Ainsi, peu d'études donnent des valeurs de CHF.

Par ailleurs, il y a un manque de données sur l'influence de certains paramètres de l'écoulement, notamment de la pression. Seulement deux études proposent des mesures de la perte de charge de l'écoulement du HFE-7100 en ébullition. Aucune ne donne le comportement de la perte de charge au niveau du flux critique.

Cette revue bibliographique révèle aussi des disparités dans la prédominance des mécanismes de transfert de chaleur entre l'ébullition nucléée et convective. La prédominance de chaque mécanisme dépend des schémas d'écoulement et des conditions de fonctionnement.

Enfin, seulement deux études avec une structuration de surface ont été effectuées avec du HFE-7100.

2.3. Simulation numérique de l'ébullition convective

2.3.1. Théorie de la simulation numérique des écoulements diphasiques

La simulation numérique des écoulements ou « Computational Fluid Dynamics » (CFD) est une approche de la mécanique des fluides qui consiste à étudier le comportement d'un fluide en écoulement par la résolution numérique des équations qui le régissent.

Dans le domaine de la recherche et de l'industrie de la sûreté nucléaire, des approches CFD avancées ont été développées pour les écoulements diphasiques [86], [87], mais leur application à d'autres industries est limitée. Des logiciels commerciaux de CFD ont été développés pour des applications plus diverses dans l'industrie. ANSYS Fluent est l'un des logiciels commerciaux de CFD les plus connus et les plus largement utilisés.

La perspective d'une application de refroidissement des batteries par immersion pose la question des conséquences d'une situation d'emballement thermique, à l'échelle d'un module. La simulation numérique est nécessaire car l'expérimentation monopoliserait des moyens hors de portée. Par conséquent, dans cette thèse, la simulation numérique des écoulements diphasiques est abordée. L'étude bibliographique se concentre sur les problèmes posés par la solution technologique : les études CFD d'ébullition convective en milieu confiné. De plus, les simulations des phénomènes de flux critique et d'assèchement sont abordés.

La première étape de la résolution de tout problème multiphasique consiste à déterminer quels régimes d'écoulement multiphasique représentent le mieux notre écoulement. Dans notre cas, on souhaite couvrir la plus grande gamme possible : de l'ébullition sous-refroidie à l'assèchement.

a. Approches CFD de la modélisation diphasique

Pour le calcul numérique des écoulements multiphasiques il est possible de distinguer l'approche lagrangienne (Euler-Lagrange) de l'approche eulérienne (Euler-Euler).

- [Approche lagrangienne](#)

L'approche lagrangienne consiste à suivre dans le temps les particules le long de leurs trajectoires. Dans cette méthode le référentiel se déplace avec l'écoulement. Dans Ansys Fluent, lorsque l'approche Euler-Lagrange est appliquée, la phase fluide est traitée comme un continuum (ensemble homogène) en résolvant les équations de Navier-Stokes. La phase dispersée est résolue en suivant les particules à travers l'écoulement calculé. Cette approche est considérablement simplifiée lorsque les interactions entre les particules peuvent être négligées, ce qui exige que les phases dispersées occupent une faible fraction volumique. Cette approche est inappropriée pour les modélisations où la fraction volumique de la seconde phase ne peut être négligée. Cette approche n'est donc pas adaptée à notre cas d'étude.

- [Approche eulérienne](#)

Dans l'approche Euler-Euler, les différentes phases sont traitées mathématiquement comme des continus. C'est à dire que le volume d'une phase ne peut pas être

occupé par les autres phases. Le concept de fraction volumique d'une phase est alors introduit. La représentation eulérienne définit à chaque point fixe de l'écoulement et à tout instant la valeur d'une grandeur physique. La variation temporelle de cette grandeur est décrite par une dérivée partielle. C'est l'approche retenue pour la modélisation de notre problème.

b. L'approche Euler-Euler

Dans Ansys Fluent, trois modèles multiphasiques de l'approche Euler-Euler sont disponibles : le modèle « Volume Of Fluid » (VOF), le modèle de mélange et le modèle eulérien.

Le modèle VOF et le modèle de mélange sont considérés comme des modèles homogènes et le modèle eulérien est considéré comme un modèle inhomogène. Est appelé modèle homogène « tout modèle diphasique ne possédant qu'une équation aux dérivées partielles (EDP) sur le moment du mélange des deux phases » [88].

- **Le modèle de mélange « mixture »**

Le modèle de mélange ou « mixture model » considère l'écoulement multiphasique comme un seul fluide dont les propriétés sont déterminées par une loi de mélange. Il modélise un écoulement multiphasique homogène simplifié. C'est un bon substitut au modèle multiphasique eulérien qui est plus complet mais plus complexe. En effet, il résout un plus petit nombre de variables et doit nécessiter en principe un temps de calcul plus faible. Par ailleurs, il peut être préférable au modèle multiphasique eulérien si les lois de fermetures et d'interactions entre les phases sont inconnues ou si leur fiabilité est mise en doute.

- **Le modèle VOF**

Le modèle VOF est une technique de suivi d'interface utilisée lorsque la position de l'interface entre les fluides est intéressante. Ce modèle utilise un maillage eulérien fixe. Un seul ensemble d'équations de quantité de mouvement est partagé par les fluides, et la fraction volumique de chacun des fluides dans chaque cellule de calcul est suivie dans tout le domaine. Les applications du modèle VOF comprennent par exemple : les écoulements stratifiés, les écoulements à surface libre, le mouvement de grosses bulles dans un liquide et le suivi permanent ou transitoire de toute interface liquide-gaz.

- **Le modèle eulérien**

Le modèle eulérien, aussi appelé un modèle à deux fluides pour un écoulement diphasique, est le plus complexe des modèles multiphasiques. Les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie sont résolues pour chaque phase, ce qui conduit à six équations. Les équations de conservation sont écrites avec une structure similaire pour toutes les phases. Il permet d'évaluer les vitesses et enthalpies de chaque phase, ainsi que le taux de vide et la pression. Ces équations de conservation, pour être résolues, sont fermées par des lois de fermetures. Elles nécessitent la connaissance des termes pariétaux et interfaciaux. Ces modèles, mêmes s'ils sont plus complets, restent généralement basés sur des lois empiriques par le biais des lois de fermeture.

c. Modèle d'ébullition à la paroi

L'ébullition est un phénomène complexe où l'interaction entre la paroi et fluide ainsi que le transfert de chaleur doivent être correctement pris en compte.

L'ébullition sous-refroidie est la situation physique dans laquelle la température de la paroi est suffisamment élevée pour provoquer une ébullition même si la température moyenne du liquide est inférieure à la valeur de saturation. Dans ce cas, l'énergie est transférée directement de la paroi au liquide. Une partie de cette énergie fera augmenter la température du liquide et une autre partie générera de la vapeur. Le transfert de chaleur entre les phases entraînera également une augmentation de la température moyenne du liquide, mais la vapeur saturée se condensera.

Ces mécanismes de base de l'ébullition sous-refroidie sont les fondements des modèles dits Rensselaer Polytechnic Institute (RPI) de Kurual et Podowski [89]. Deux extensions à ce modèle ont été développées pour modéliser l'ébullition sous-refroidie hors équilibre (NEB) et le régime de flux critique (CHF). Ils sont développés dans l'approche du modèle multiphasique eulérien. Le modèle CHF prend en compte le flux convectif de la phase vapeur et l'augmentation de sa température, contrairement au modèle RPI dans lequel cette température est supposée constante et égale à la température de saturation. Il permet surtout de modéliser le flux critique, l'assèchement et la transition du régime d'écoulement. Des sous-modèles permettent de prendre en compte les transferts interfaciaux de masse, de quantité de mouvement, et de chaleur, ainsi que la turbulence.

2.3.2. Études numériques d'ébullition convective

Cette partie expose différentes études CFD sur les écoulements diphasiques.

Certaines études sont appliquées aux canaux conventionnels, d'autres s'intéressent à la prédiction du CHF et enfin à la simulation des écoulements en mini-canal.

a. Écoulement diphasique canal conventionnel

Un cas test d'ANSYS propose une modélisation de l'ébullition dans un tuyau à paroi chauffée : « Boiling in a pipe with heated wall » (VMFL039) of ANSYS Fluent [90]. Il s'agit d'un écoulement d'eau liquide-vapeur dans un tuyau vertical de 7,7 mm de rayon et de 2 m de hauteur. L'étude montre une comparaison correcte avec une expérience de Bartolomej *et al.* [91]. Il s'agit d'un exemple opérationnel d'écoulement diphasique turbulent à six équations Euler-Euler utilisant le modèle d'ébullition à la paroi RPI. La comparaison se fait cependant avec peu de données expérimentales : neuf sondes de température de liquide le long de la paroi du tuyau. Le cas test et la comparaison du calcul CFD avec l'expérience sont exposés Figure 2-10.

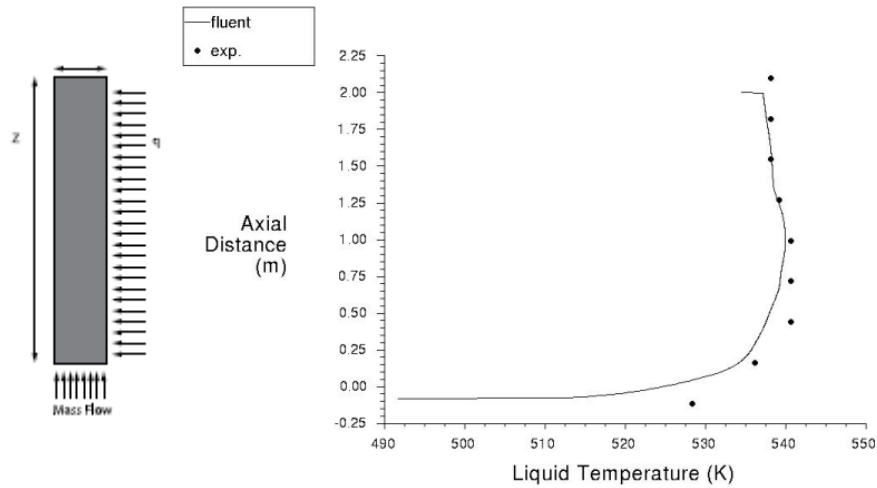


Figure 2-10 : Schéma du cas test et comparaison des résultats numériques et expérimentaux [90].

Un autre cas test [92] proposé par Ansys Fluent propose une modélisation de l'ébullition d'eau dans un tuyau à paroi chauffée d'une autre expérience de Bartolomej *et al.* (1980). La modélisation utilise aussi Euler-Euler avec le modèle d'ébullition de paroi RPI. Le cas test et la comparaison du calcul CFD avec l'expérience sont exposés Figure 2-11. Les résultats sont une comparaison axiale de la distribution du taux de vide. Les calculs sont en relativement bon accord avec l'expérience.

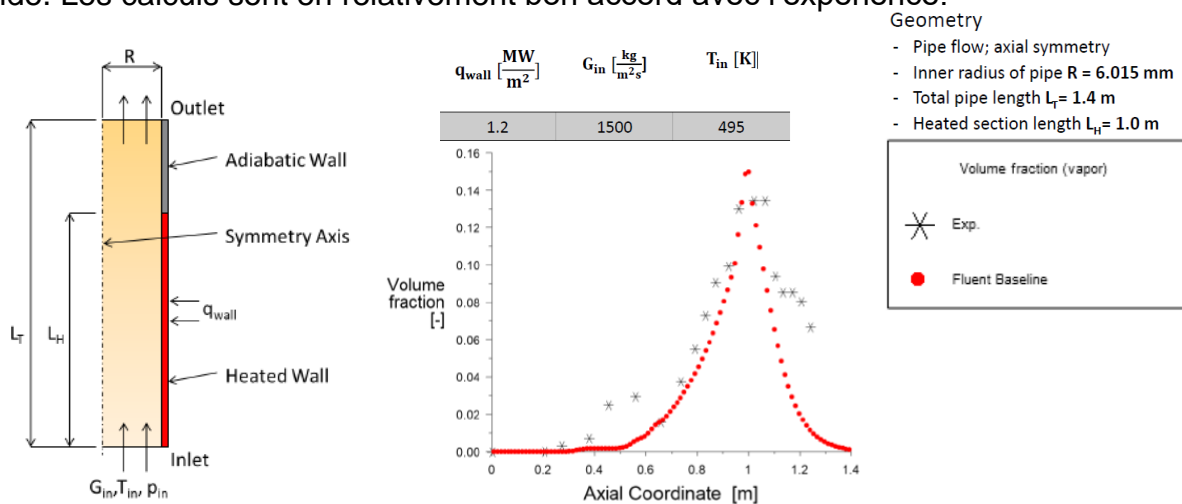


Figure 2-11 : Schéma de la géométrie et des conditions du cas test et comparaison des résultats numériques et expérimentaux [92].

Les résultats précédents sont faits avec de l'eau comme la plupart des études sur le sujet. Il est intéressant de chercher des études avec d'autres fluides, notamment des fluides frigorigènes.

Des auteurs comme Chen *et al.* [93] et Krepper *et al.* [94] ont étudié numériquement l'ébullition avec des fluides frigorigènes. Chen *et al.* [93] ont simulé l'ébullition d'un écoulement ascendant sous-refroidi avec du R113 dans un tube vertical avec le code CFX. Ils ont étudié l'influences des propriétés physiques, du diamètre des bulles et de la température de saturation sur les résultats. Krepper *et al.* [94] ont étudié l'ébullition sous-refroidie dans des tubes verticaux chauffés avec du R12 comme fluide de travail en utilisant le modèle d'ébullition à la paroi RPI.

b. Prédiction du CHF

La modélisation de l'ébullition aux parois et la prédiction des crises d'ébullition constituent l'un des défis les plus importants pour le développement d'un modèle CFD multiphasique général. En effet, l'ébullition est un phénomène complexe et la plupart des sous-modèles proposés ne tiennent que partiellement compte de toute la physique. La modélisation est encore plus compliquée lorsqu'il faut considérer le flux thermique critique et les transitions de régime d'écoulement. Peu d'études proposent des simulations du début de l'ébullition nucléée jusqu'au flux de chaleur critique et à l'assèchement de la paroi.

Les contraintes de notre problème induisent une possibilité de flux critique, il est donc nécessaire de pouvoir le modéliser et le prédire.

Au cours des dernières décennies, le CHF a été étudié par des expériences. Des corrélations empiriques ou semi-empiriques ont été développées. Ces corrélations peuvent prédire le CHF. Cependant, leur utilisation est limitée à la plage et à la géométrie dans lesquelles elles ont été établies. Pour une géométrie compliquée ou un fluide non courant, les corrélations développées sur la base des données expérimentales ne sont pas forcément adaptées.

Avec une meilleure compréhension du mécanisme du CHF, il est possible de développer des modèles numériques CFD afin de le prédire.

Zhang *et al.* [95] ont étudié le phénomène d'assèchement dans des tuyaux d'eau verticaux en utilisant le code FLUENT 14.5. L'étude a été effectuée avec le modèle à deux fluides couplé au modèle d'ébullition à la paroi CHF (extension du modèle RPI). Un flux de chaleur extrêmement élevé a été appliqué. Les distributions de la température avant et après l'assèchement ont été obtenues ainsi que les flux de chaleur critiques (CHF). Les CHF calculés ont été comparés aux données expérimentales de Celata *et al.* [96] pour valider le modèle. La déviation maximale des CHF prédits par rapport aux données expérimentales était inférieure à 15 %. Les résultats ont montré que le modèle à deux fluides couplé au modèle CHF était qualifié pour prédire le flux critique avec précision.

L'article de Li *et al.* [97] s'intéresse aussi à la validation d'un modèle d'ébullition avec l'approche eulérienne. Pour prédire l'ébullition et le flux de chaleur critique le solveur CFD de FLUENT est utilisé. Le modèle RPI est étendu en partageant le flux de chaleur de la paroi entre les phases liquide et vapeur. L'introduction de fonctions topologiques permettent la transition du flux à la paroi, de l'ébullition nucléée au flux de chaleur critique (CHF). Le changement de régime d'écoulement correspondant est également modélisé : de l'écoulement à bulles à l'écoulement à gouttes dispersées. Les simulations ont été comparées aux études expérimentales suivantes [98], [99], [100], [101]. Les résultats montrent que le modèle est capable de prédire raisonnablement bien la température de la paroi, la température du sous-refroidissement du fluide et la fraction volumique de vapeur moyenne. Pour le flux de chaleur critique et l'assèchement, le modèle est également capable de prédire correctement l'emplacement et l'augmentation de température.

c. CFD mini-canal

Les phénomènes d'ébullition sont différents pour les écoulements en mini-canaux par rapport aux canaux conventionnels. Par conséquent, il est nécessaire de valider des modèles CFD dans des géométries confinées et pour des fluides appropriés.

Cependant, peu d'études CFD s'intéressent à l'ébullition en mini-canal.

Dans un article très récent (2023) de Chen *et al.* [102], la méthode VOSET (variante du VOF) est adoptée pour étudier le CHF d'un écoulement d'eau en ébullition sous-refroidie dans un mini-canal rectangulaire vertical. La configuration du mini-canal est présentée Figure 2-12. Les bulles sont simulées et les régimes d'écoulement sont reproduits. La crise d'ébullition de l'écoulement dans un mini-canal rectangulaire est révélée par un nouveau mécanisme. La coalescence de longues bulles allongées entrave le remouillage de la plaque et déclenche la crise d'ébullition.

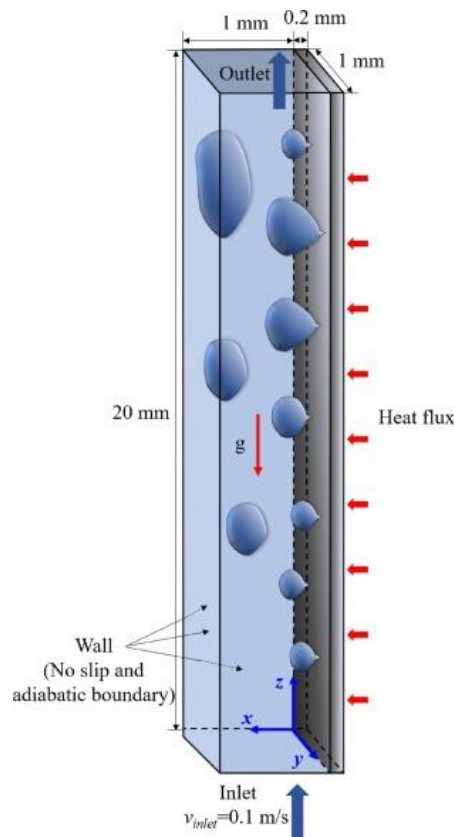


Figure 2-12 : Configurations du mini-canal rectangulaire et vertical, 3D, de Chen *et al.* [102].

Les auteurs Magnini et Thome [103] ont réalisé des simulations CFD de l'ébullition dans des micro-canaux (diamètre 0,3 à 0,7mm) avec du R245fa.

La configuration de l'écoulement diphasique analysé est un écoulement de type bouchon. L'étude est plutôt adaptée aux interfaces liquide/vapeur suffisamment grandes par rapport à la taille des cellules pour qu'elles puissent être explicitement calculées et positionnées sur chaque cellule du maillage CFD. Les interfaces liquide/vapeur sont simulées avec la méthode Volume Of Fluid (VOF) avec le code ANSYS Fluent 14.5. Les effets de tension de surface sur ces interfaces sont pris en compte avec la méthode Continuum Surface Force (CSF).

L'objectif de cet article est de clarifier, à l'aide de simulations CFD, l'effet des principaux paramètres d'écoulement sur les performances de transfert thermique d'un écoulement saturé. Le titre vapeur, le flux de chaleur, le flux de masse, le diamètre du canal, la fréquence des bulles et la température de saturation sont les paramètres analysés.

La Figure 2-13 montre les interfaces simulées (lignes solides blanches).

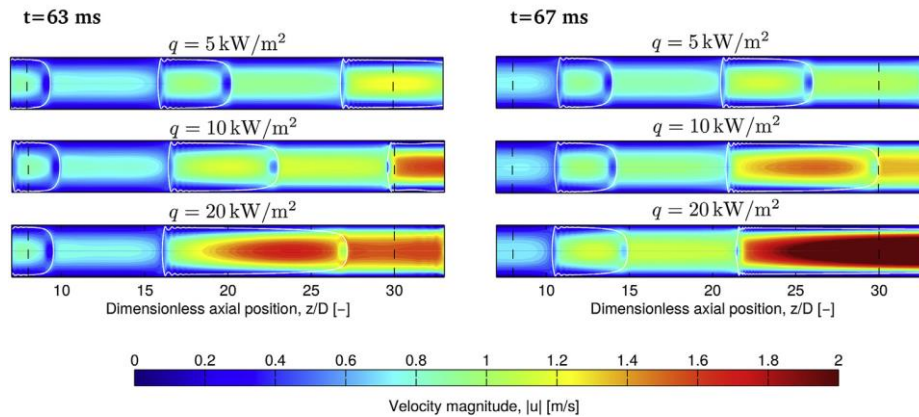


Figure 2-13 : Calcul par ANSYS Fluent d'un écoulement en ébullition dans un micro-canal par [103]: profils de bulles (lignes blanches pleines) et contours des vitesses pour des simulations exécutées avec trois flux de chaleur différents.

Cependant l'approche VOF ou VOSET ne sont pas les approches retenues pour notre problème car elles ne sont pas pertinentes en regard de l'objectif de l'extension de la simulation à un module entier.

Ma *et al.* [104] ont étudié le mécanisme d'ébullition saturée avec du Freon R21 dans un mini-canal rectangulaire vertical de l'échangeur de chaleur à plaques et ailettes (PFHE). L'approche Euler-Euler a été utilisée avec le logiciel ANSYS CFX. Le modèle a été validé sur des données expérimentales et la corrélation de Liu & Winterton. L'étude montre que l'écart entre les résultats de la simulation et les expériences est de $\pm 15\%$. Selon les résultats de la simulation, le principal mécanisme d'ébullition est l'ébullition convective forcée pour le transfert de chaleur d'ébullition saturée à haute qualité de vapeur, tandis que la contribution de l'ébullition nucléée est légère.

Chien *et al.* [105] comparent le coefficient de transfert de chaleur de l'ébullition du R410A en mini-canaux, entre une expérience et une simulation CFD. L'approche Euler-Euler est utilisée. Le modèle de RPI, étendu par la formulation de Lavieville [106] pour la partition du flux à la paroi, est appliquée. Les données expérimentales ont été obtenues dans les tubes circulaires horizontaux de 3 mm de diamètre intérieur et 3000 mm de longueur. Le flux de masse et le flux de chaleur sont dans une gamme respective de 300 à 600 kg/(m²s) et de 5 à 10 kW/m². La température de saturation est maintenue à 20°C. Les effets du flux de masse et du flux de chaleur sur le coefficient de transfert de chaleur du R410A ont été analysés. Les données comparatives entre la CFD et l'expérience ont également été illustrées.

2.3.3. Synthèse CFD

Différentes approches de simulation des écoulements diphasiques sont possibles. Elles dépendent de l'objectif visé notamment en terme de précision ou temps de calcul mais aussi du type d'écoulement.

La modélisation de l'ébullition aux parois et la prédiction de la crise d'ébullition constituent l'un des défis les plus importants pour le développement d'un modèle CFD multiphasique général. La modélisation est encore plus compliquée lorsque les transitions de régime d'écoulement doivent être prises en compte.

L'approche Euler-Euler est plus riche que l'approche homogène du modèle de mélange. De plus, elle permet d'utiliser le modèle d'ébullition à la paroi RPI et son extension CHF. L'approche VOF quant à elle permet le suivi des interfaces mais n'est pertinente qu'avec des interfaces de taille plus grande (d'un ordre de grandeur au moins) que la taille des mailles [107]. Dans un objectif de modéliser l'ensemble des configurations d'écoulement avec un maillage assez grossier à l'échelle d'un sous-canal pour pouvoir passer à une l'échelle module ce modèle n'est pas adapté.

Les modèles Euler-Euler pour la CFD des écoulements diphasiques ont été largement développés et validés pour les applications nucléaires de thermo hydraulique. Ainsi, les bases de données expérimentales sont généralement de l'eau, souvent sous pression avec des diamètres hydrauliques plus grands que dans notre cas. La modélisation du CHF a aussi été étudiée dans ce cadre et avec de l'eau. Les lois de fermeture sont en général semi-empiriques.

Très peu d'études proposent une modélisation du début de l'ébullition sous-refroidie jusqu'au flux de chaleur critique et à l'écoulement asséché.

Les études CFD diphasiques avec des fluides frigorigènes se développent mais encore trop peu ont été publiées. De plus, il y a un très petit nombre de papiers où la CFD diphasique est appliquée au mini-canaux.

Enfin, aucune étude CFD n'est recensée avec du HFE-7100.

2.4. Conclusion chapitre 2

L'état de l'art de l'ébullition en milieu confiné a été présenté dans ce chapitre. Une description générale de l'ébullition convective, avec un focus sur les écoulements confinés, a été proposée. Les principaux résultats expérimentaux de l'ébullition convective du HFE-7100 ont été exposés. Les approches de simulation numérique diphasique ainsi que les principaux travaux en lien avec notre sujet ont été décrits.

L'ébullition convective en milieu confiné est un mode de transfert de chaleur très efficace pour dissiper les flux élevés. Quelques articles ont présenté leurs études sur l'ébullition convective avec du HFE-7100 dans un canal vertical confiné. Deux principaux mécanismes de transfert de chaleur ont été signalés dans les canaux conventionnels : l'ébullition nucléée et convective. Cette terminologie est aussi adoptée dans les mini-canaux. La prédominance de chaque mécanisme dépend des caractéristiques des schémas d'écoulement, qui peuvent être affectés par les propriétés du fluide, les géométries des canaux, les conditions de fonctionnement et la structure de la surface du canal.

Pour une meilleure compréhension de l'ébullition de l'écoulement dans un mini-canal, le transfert de chaleur local doit être quantifié avec précision. Plusieurs méthodes de calcul du coefficient de transfert de chaleur local sont disponibles. L'utilisation de méthodes inverses peut être utile lorsque la mesure locale est difficile. Avec des géométries simples, il est possible d'utiliser une expression explicite pour relier les mesures à la condition limite inconnue. Sinon, des méthodes numériques sont utilisées.

Par ailleurs, plusieurs techniques de structuration de surface ont été développées afin d'améliorer les performances d'ébullition. Aujourd'hui, les solutions de nano revêtement ont été améliorées et cette technologie peut modifier la mouillabilité de la surface sans changement significatif de la topographie de la surface à l'échelle microscopique. Une modification contrôlée de la mouillabilité de la surface vise à améliorer les performances d'ébullition, notamment en augmentant le coefficient de transfert de chaleur. Le mélange de zones hydrophiles et hydrophobes peut améliorer l'efficacité de l'ébullition. Ce concept est appelé surface « biphilique ». Son objectif global est : d'améliorer la nucléation, de favoriser la croissance et le détachement des bulles, et de retarder l'assèchement en remouillant la surface.

Différentes approches de simulations des écoulements diphasiques sont possibles. Elles dépendent de l'objectif visé notamment en terme de précision ou temps de calcul mais aussi du type d'écoulement. Au cours des deux dernières décennies, l'approche CFD eulérienne diphasique a gagné en maturité pour simuler les phénomènes d'ébullition et d'assèchement. L'ébullition est un phénomène complexe où l'interaction paroi-fluide et le transfert de chaleur doivent être correctement pris en compte pour une approche numérique appropriée. L'approche Euler-Euler semble la plus appropriée car elle permet la prise en compte de chacun de ces phénomènes par modélisation sous-maille ce qui lui confère une meilleure tolérance aux maillages moins fins. De plus elle permet de modéliser une plus grande gamme d'écoulement. Enfin, l'utilisation du modèle d'ébullition à la paroi est intéressante pour notre cas d'étude notamment pour la modélisation de l'assèchement.

Partie 2. Expérimentations

Cette partie 2 contient deux chapitres.

Le [Chapitre 3](#) est la description du dispositif expérimental et des sections d'essais. Le dispositif expérimental permet l'étude de l'ébullition convective dans un mini-canal rectangulaire et vertical. Les méthodes de mesure et calcul des principaux paramètres thermiques sont décrites.

Le [Chapitre 4](#) expose les principaux résultats des campagnes d'essais. L'influence du flux, du débit, du sous-refroidissement, de la pression et de la structuration de la surface est étudiée.

Chapitre 3. Dispositif expérimental et méthodologie

3.1. Description générale du dispositif expérimental

3.1.1. Phase de conception

Le dispositif expérimental est composé d'une section d'essais, intégrée au sein d'une boucle diphasique. Il a été conçu afin d'étudier les phénomènes physiques interagissant au sein d'un mini-canal. Il simule un système de refroidissement de batteries, par immersion, en situation accidentelle et pour des cellules prismatiques.

L'objectif de ce dispositif est de représenter l'écoulement du fluide diélectrique entre une cellule en emballage thermique et une cellule en fonctionnement nominal. Pour être représentatif du système de refroidissement il doit permettre d'étudier l'ébullition convective du HFE-7100 dans un mini-canal orienté verticalement. En effet, dans les applications potentielles, un écoulement pourrait être généré soit par une pompe, soit par des effets systèmes pouvant induire, par une circulation naturelle globale, une large gamme de vitesses à l'échelle du canal.

Le banc d'essais a été conçu pour pouvoir contrôler différents paramètres de l'écoulement diphasique tels que le flux thermique, le débit massique, la pression et le sous-refroidissement en entrée de section d'essais. Il permet de fournir des données pour l'analyse de l'ébullition avec des mesures de flux, de température et de pression. Il permet d'étudier les différentes configurations de l'écoulement diphasique pour différentes gammes de flux de chaleur, de l'écoulement sous-refroidi jusqu'à l'assèchement de la paroi chauffée.

L'installation expérimentale a été dimensionnée pour pouvoir imposer un flux thermique maximal \dot{q}_W de 80 W/cm² avec 4 cartouches chauffantes qui délivrent chacune une puissance de 600 W. Le débit massique maximal du fluide \dot{m} est de 0,04 kg/s, soit un flux massique maximal G de 1 325 kg/(m² s) dans le mini-canal. Le volume de la boucle est d'environ 1 litre et sa pression maximale d'environ 2 bar.

Une vue d'ensemble de la boucle est montrée [Figure 3-1](#).



Figure 3-1 : Photo de la vue d'ensemble de la boucle diphasique.

3.1.2. Principe de fonctionnement

La boucle diphasique permet de faire circuler du HFE-7100 pur, à différents débits massiques. Le schéma du dispositif expérimental est présenté [Figure 3-2](#).

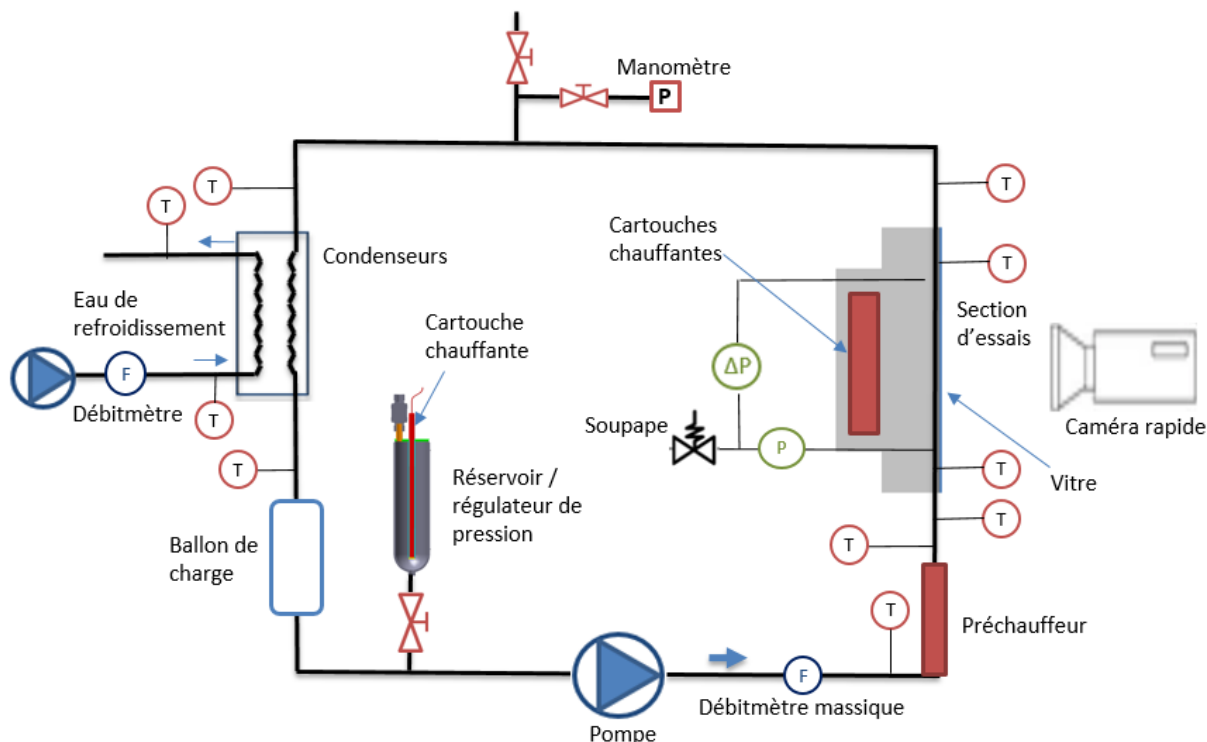


Figure 3-2 : Schéma du dispositif expérimental.

La circulation du HFE-7100 liquide est assurée par une pompe volumétrique. Le débit est mesuré par un débitmètre massique. Le liquide est ensuite préchauffé jusqu'à la température de consigne choisie. Le fluide peut sortir sous la forme d'un liquide sous-refroidi ou d'un mélange liquide vapeur. L'ébullition a ensuite lieu dans le mini-canal de la section d'essais. Puis, deux condenseurs en parallèle, permettent la condensation des vapeurs et le sous-refroidissement du liquide. Les condenseurs sont deux échangeurs qui transfèrent la chaleur du HFE-7100 à un circuit secondaire d'eau liquide. Le circuit secondaire est composé d'une pompe et d'un débitmètre. Après les condenseurs, le HFE-7100 passe dans un ballon de charge (ou réservoir de compensation) avant de repasser par la pompe. Un piquage avant la pompe relie la boucle à un réservoir thermo-régulé faisant à la fois office de régulateur de pression et de banc de remplissage. Par ailleurs, il est possible de visualiser les phénomènes d'ébullition dans le mini-canal grâce à une caméra rapide.

3.1.3. Description détaillée des composants et instrumentations

La description détaillée des différents composants est présentée ci-dessous. Comme le montre la Figure 3-2, l'installation expérimentale est composée de 2 circuits.

Le circuit principal avec le HFE-7100 est composé des éléments suivants :

- une pompe de type volumétrique (ISMATEC MCP-Z + tête Micropump, Séries 200.350 à vitesse variable 60 à 6000 tr/min) qui permet la circulation du fluide ;
- un débitmètre massique à effet Coriolis (EMERSON, CMFS015M, gamme d'étalonnage 0/150 kg/h : 230VAC ; signal 4/20 mA) qui mesure le débit imposé par la pompe ;
- un préchauffeur, composé d'une cartouche chauffante, (16 mm x 160 mm, 1 kW, 230 V) insérée dans un tuyau de 20 mm de diamètre intérieur, qui préchauffe le fluide jusqu'à une température de consigne ;
- une section d'essais dans laquelle le fluide s'évapore dans un mini-canal et qui sera présentée dans le paragraphe 3.2. ;
- deux condenseurs (SWEP/5T-M 43,3 kW/m²), montés en parallèle, pour assurer la condensation totale de la vapeur ;
- un ballon de charge ;
- un banc de remplissage et de régulation de pression qui sera présenté paragraphe 3.1.4 ;
- un manomètre relatif (-1 bar/1 bar).

La puissance du préchauffeur est mesurée par un wattmètre (SFERE) de gamme 1100 W. Elle est régulée par un régulateur PID (voir paragraphe 3.3.3).

De nombreux thermocouples (TC), étalonnés, de type K, mesurent la température du fluide, en contact direct, à différents endroits de la boucle au travers de passages étanches (voir Figure 3-2) : en amont et aval du préchauffeur ; en amont et aval de la section d'essais ; en amont et aval des condenseurs.

Le circuit d'eau permettant le refroidissement et la condensation du HFE-7100 est composé des éléments suivants :

- une pompe de type volumétrique à vitesse variable, (Salmson, Sirius 32-90 , vitesse rotation de 1400/4800 tr/mn, alimentation 230 VAC) qui permet la circulation de l'eau ;
- un débitmètre volumique, de type électromagnétique (Endress Hauser, Flowtec, Gamme d'étalonnage de 0/6600 l/h, alimentation 230 VAC ; signal 4/20 mA) qui mesure le débit d'eau imposé par la pompe ;
- deux condenseurs (voir ci-dessus).

Des thermocouples de type K mesurent la température de l'eau à différents endroits du circuit secondaire (voir Figure 3-2) : en amont et aval des condenseurs.

L'acquisition des mesures est réalisée par une centrale d'acquisition de marque Agilent équipée de cartes multiplexeur, connectée à un ordinateur et pilotée par le logiciel PARI. La mesure est suivie en temps réel via la création d'une interface Labview.

L'instrumentation concernant la section d'essais sera détaillée dans le paragraphe associé. Néanmoins une vue d'ensemble de l'instrumentation, avec leurs précisions, caractéristiques et gammes de fonctionnement est donnée par le [Tableau 3-1](#).

Paramètres expérimentaux mesurés	Gamme de mesure	Équipement, type, modèle	Erreur absolue maximale
Température de la section d'essais	10-200 °C	Thermocouple type K étalonné (10-300°C)	1 K
Température du HFE-7100	10-100 °C	Thermocouple type K étalonné (10-100°C)	0,5 K
Débit massique liquide	15-150 kg/h	Coriolis (EMERSON, CMFS015M)	0,3 kg/h
Puissance électrique des cartouches de la section d'essais P_{elec}	0-2300 W	Ardetem TRM1 TA	2,3 W
Puissance électrique du préchauffeur	0-1100 W	SFERE, Elit 92	1,1 W
Perte de pression	0-200 mbar	Rosemont 3051CD3	0,13 mbar (13 Pa)
Pression absolue	2 bar 200000 Pa	Keller 25 HTC	4 mbar (400 Pa)

Tableau 3-1 : Caractéristiques des principaux instruments de mesures.

3.1.4. Description du réservoir de remplissage et de régulation de pression

Ce réservoir est relié à la boucle en amont de la pompe pour permettre notamment son remplissage en HFE-7100. Il assure aussi la fonction de vase expansion et permet d'imposer la pression souhaitée dans la boucle. Les éléments sont décrits [Figure 3-3](#) et [Tableau 3-2](#). Ce réservoir contient une cartouche chauffante d'une puissance de 2200W et équipée d'un thermocouple (type J) raccordé à un limiteur de température. Ce dernier permet de régler la température pour éviter l'ébullition du HFE-7100 et ne pas surcompresser le réservoir. La cartouche permet de dégazer l'air dissout dans le HFE-7100 lors du remplissage.

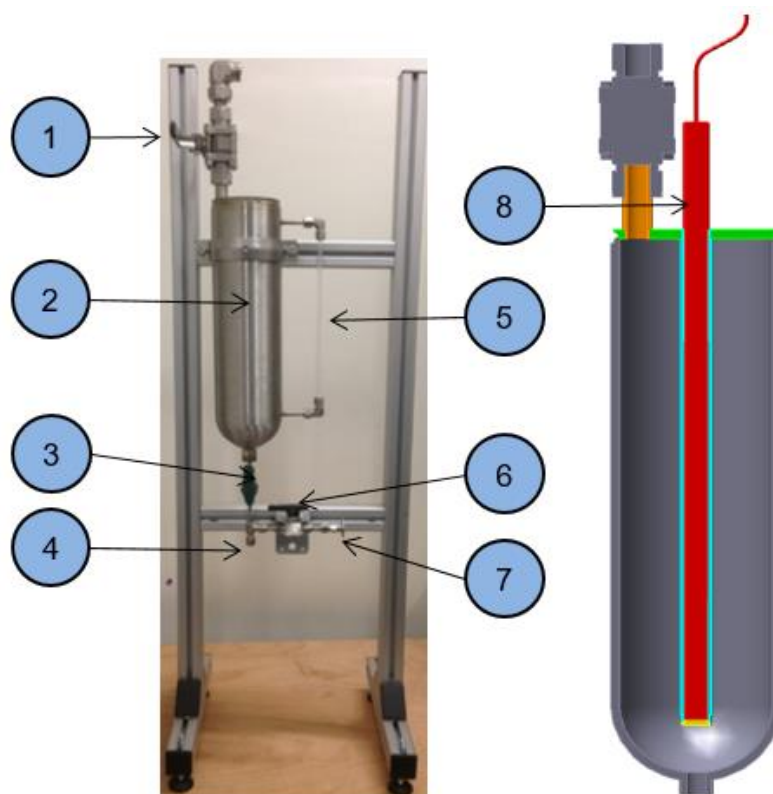


Figure 3-3 : Banc de remplissage et schéma ballon de remplissage.

N°	Désignation
1	Vanne de remplissage
2	Vase de remplissage
3	Vanne de vidange
4	Raccord à boucle diphasique
5	Niveau de liquide
6	Vanne de pompe à vide
7	Raccord pour tirer au vide
8	Cartouche chauffante et son thermocouple intégré

Tableau 3-2 : Récapitulatif des organes du banc de remplissage.

3.2. Description des sections d'essais

Deux sections d'essais un peu différentes sont étudiées. La première est décrite partie 3.2.1 et est nommée section d'essais de référence ou sans plaque amovible. Elle est composée d'un canal uniforme. La deuxième est décrite partie 3.2.3 et est nommée section d'essais avec plaque amovible. Elle est composée d'une plaque amovible au niveau de la paroi chauffée permettant de tester différentes structures de surface.

3.2.1. Section d'essais de référence et canal élémentaire

L'élément principal du dispositif expérimental est la section d'essais représentée en [Figure 3-4](#). Elle est composée principalement d'un mini-canal rectangulaire et vertical qui permet d'étudier l'ébullition convective du HFE-7100 en situation confinée. Voir le plan en Annexe 1 pour plus de détails.

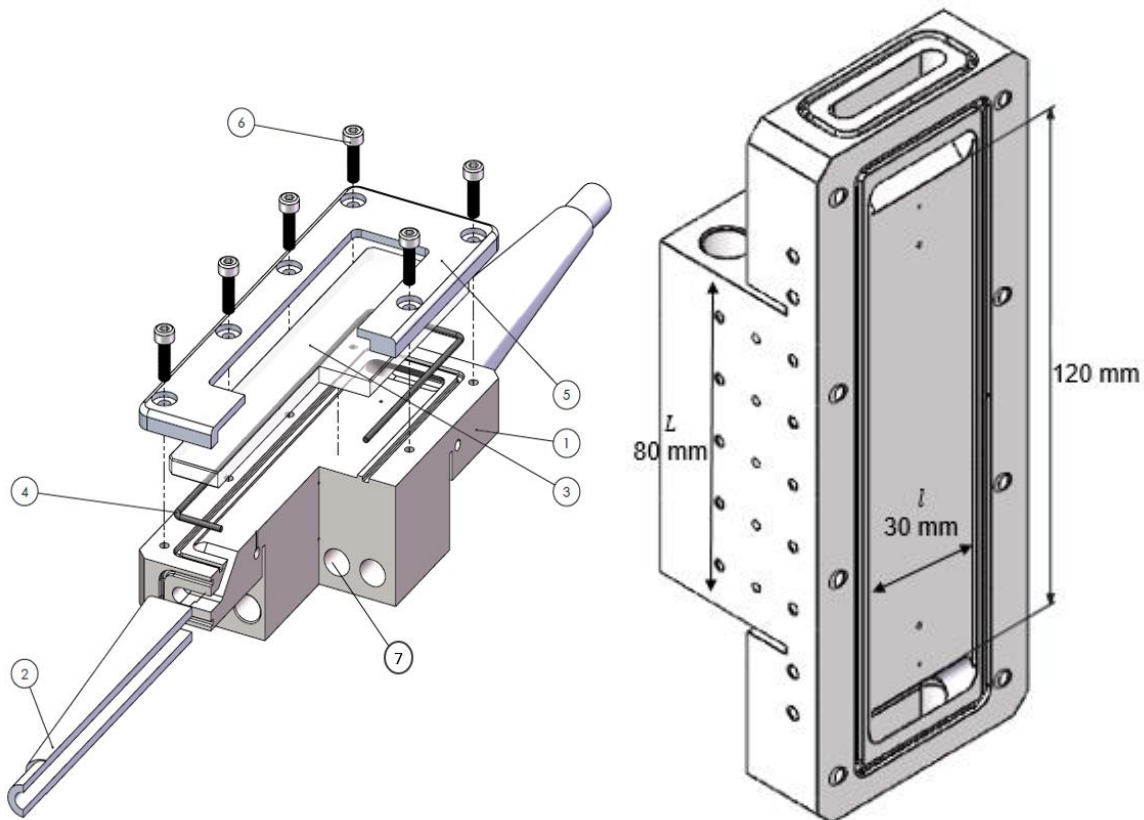


Figure 3-4 : Schéma descriptif de la section d'essais.

La section d'essais est composée par les éléments décrit dans le Tableau 3-3 :

Numéro	Description
1	Bloc d'aluminium 6061
2	Collecteur
3	Vitre
4	Joint
5	Cadre
6	Vis
7	Emplacements cartouches chauffantes

Tableau 3-3 : Éléments de la section d'essais.

La section d'essais dispose d'un mini-canal orienté verticalement dans un bloc de 60 mm de largeur et visible Figure 3-5. Elle permet de reproduire l'écoulement au sein d'un canal séparant deux cellules prismatiques, dont l'une sera supposée en emballage thermique.

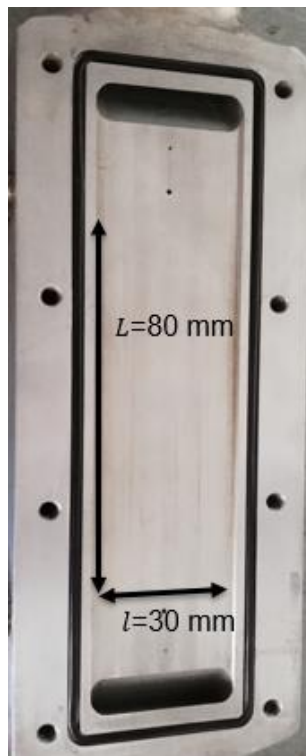


Figure 3-5 : Zoom sur le canal.

Il s'agit d'un canal rectangulaire de 1 mm de profondeur, 30 mm de largeur et 120 mm de longueur. La chaleur est imposée sur 80 mm de long.

- La longueur chauffée L de 80 mm a été choisie pour correspondre à l'ordre de grandeur de la hauteur des cellules.
- La profondeur ou l'entrefer $e = 1 \text{ mm}$ entre la vitre et la paroi correspond à l'espace entre deux cellules. La vitre représente la cellule en fonctionnement « normal ». La paroi du bloc est, quant à elle, soumise à un flux thermique, via des cartouches chauffantes, afin de simuler celui émis par une potentielle cellule accidentée. L'entrefer a été choisi le plus petit possible car le confinement est souhaitable dans les packs de batteries pour minimiser l'encombrement et augmenter la compacité. Cependant, il est mécaniquement difficile d'assurer une valeur d'écartement entre les cellules non-nulle et inférieure à 1mm. Par ailleurs, des raisons de place disponible contre-indiquent le recours à un écartement de plus de 5 mm entre les cellules.
- La largeur l , égale à 30 mm, a été choisie pour pouvoir considérer l'écoulement comme étant 2D plan. C'est-à-dire, permettant de réaliser des mesures non perturbées, à mi-largeur, par les potentiels effets de bord. Elle doit donc être suffisamment grande pour qu'il existe une zone établie. Elle doit être grande devant la profondeur du canal et la taille des bulles. Dans notre cas $l = 30 \cdot e$

Les dimensions importantes du canal sont récapitulées dans le [Tableau 3-4](#).

Grandeurs	L	l	e
Unités	mm	mm	mm
Valeurs	80	30	1

Tableau 3-4 : Dimensions du canal.

Ce canal est caractérisé par un diamètre hydraulique de 1,9 mm et peut donc être qualifié de mini-canal selon la définition de Kandlikar et Grande [108].

3.2.2. Instrumentation de la section d'essais

Le but de la section d'essais est de mesurer les transferts de chaleur et les pertes de pression dans l'écoulement diphasique. La section d'essais de référence est décrite dans cette partie et la seconde section d'essais permettant une structuration de surface par dépôt est décrite dans la partie [3.2.3](#).

La description de l'instrumentation de section d'essais de référence est présentée sur la [Figure 3-6](#).

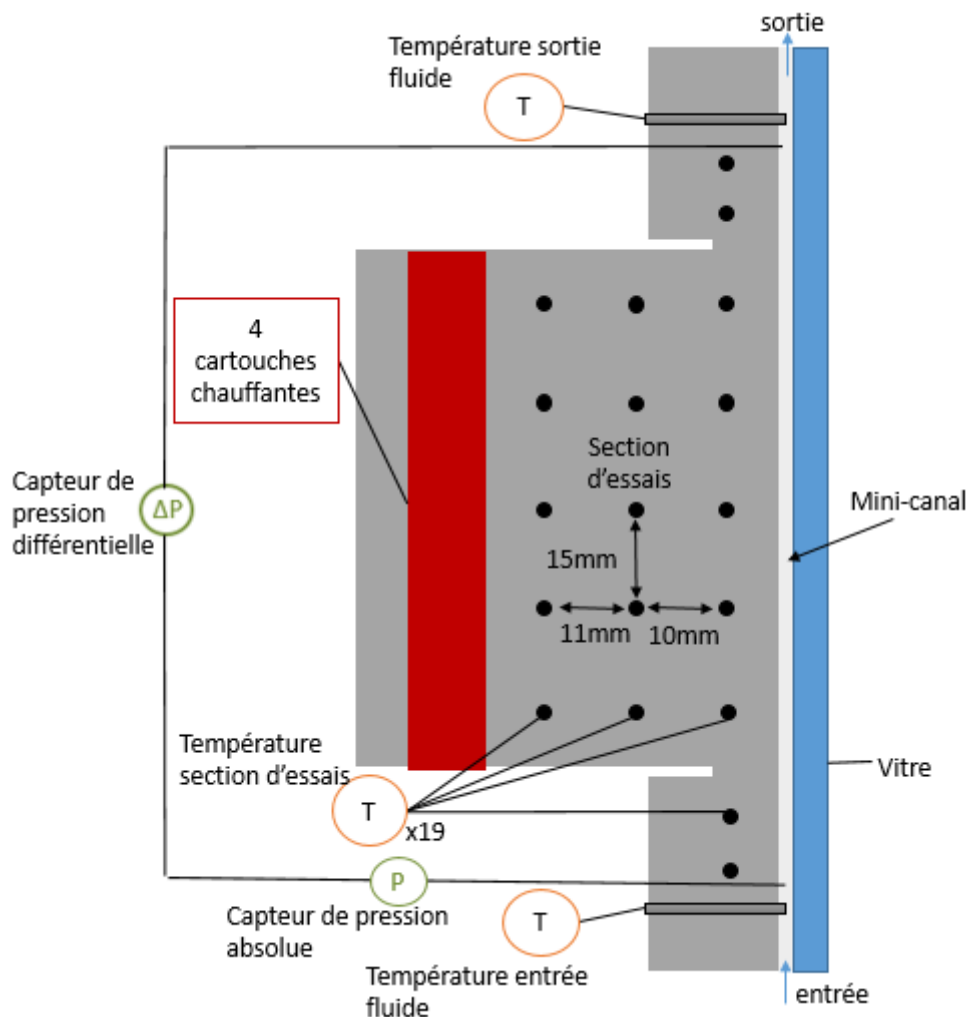


Figure 3-6 : Schéma de la section d'essais de référence.

Le fluide est chauffé par la conduction de la chaleur dans le bloc d'aluminium de la section d'essais. La chaleur est produite par quatre cartouches chauffantes de 600 W max chacune, placées dans les quatre tubes extrudés du bloc. La puissance électrique et donc la puissance thermique produite est mesurée par un Wattmètre. La régulation de la puissance électrique se fait manuellement, par un gradateur qui fait varier l'intensité du courant électrique. La section d'essais est isolée thermiquement.

La section contient trois rangées de cinq thermocouples de type K, représentés par des points sur la [Figure 3-6](#). Les thermocouples ont préalablement été étalonnés sur la gamme 10 - 300°C. La première rangée se trouve à 6 mm de la paroi du canal. La deuxième se situe à 10 mm de la première. La troisième à 11 mm de la deuxième. Sur l'axe vertical, les thermocouples sont séparés de 15 mm. Quatre thermocouples supplémentaires sont disposés sur l'axe de la première rangée. Ils servent d'indication supplémentaire pour la température de paroi en amont et aval du canal. L'ensemble des thermocouples sont insérés dans le bloc jusqu'à une profondeur de 30mm, ce qui correspond au milieu de la largeur du canal. Deux thermocouples, de 0,5 mm de diamètre, de type K, mesurent la température du fluide à l'intérieur du canal, à l'entrée et la sortie.

Un capteur de pression absolue mesure la pression à l'entrée du mini-canal. Un capteur de pression différentielle entre l'entrée et la sortie du mini-canal permet d'obtenir les pertes de charge de l'écoulement. Ces deux capteurs permettent d'obtenir la température moyenne de saturation du fluide. La distance entre les deux prises de pression est de 92 mm.

La caméra rapide est positionnée en face de la vitre, à une distance d'environ 50 cm. Elle enregistre 4000 à 5400 images par seconde pendant 8 secondes. Ensuite pour une question de place de stockage, les séquences d'images ont été enregistrées sur 1/10 seconde. L'éclairage est assuré par un projecteur. Pour filmer l'écoulement, la vitre est temporairement décalorifugée le temps de l'acquisition.

3.2.3. Section d'essais avec plaque amovible

Une deuxième section d'essais a été conçue pour tester des surfaces de paroi avec des structures différentes. Une partie de la paroi est une plaque amovible sur laquelle il est possible d'effectuer des dépôts afin de structurer sa surface. Elle est faite du même matériau et le contact thermique est garanti par du papier graphite. La plaque mesure 80 mm de long et 30 mm de large, voir [Figure 3-7](#). Voir le plan en Annexe 2 pour plus de détails.

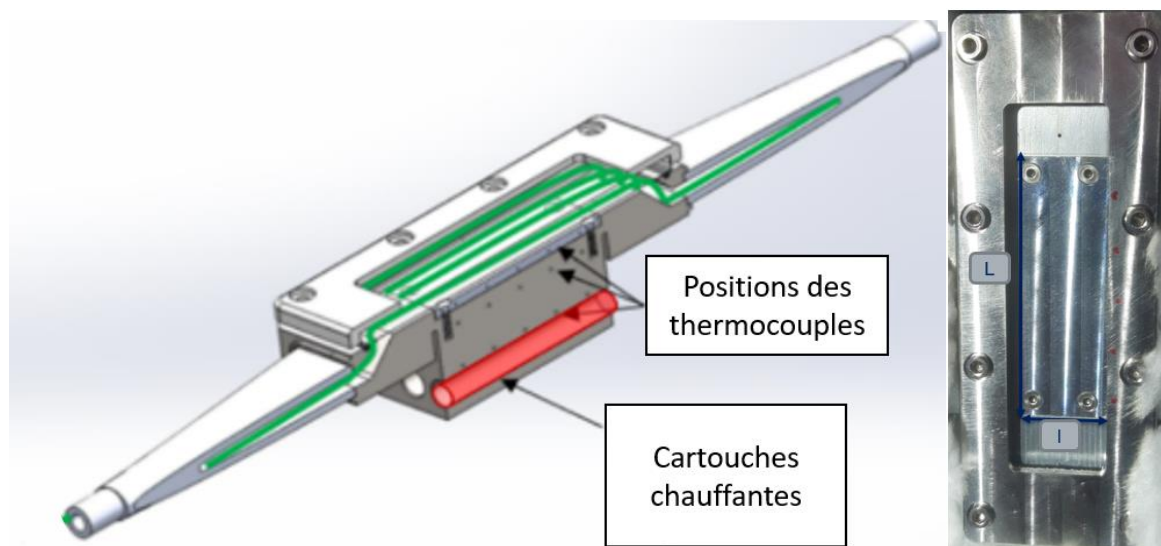


Figure 3-7 Section d'essai avec plaque amovible - vue de face du canal.

L'instrumentation est décrite ci-dessous et sur la [Figure 3-8](#).

La section contient aussi trois rangées de cinq thermocouples de type K cependant à des positions différentes. La première rangée est située à l'intérieur de la plaque et sert de mesure de température de la paroi du canal. Les thermocouples dans la plaque ont un diamètre de 0,5 mm et sont placés à 2 mm de la paroi du canal. La deuxième rangée de thermocouples est située à 10 mm de la paroi et à 8 mm de la première rangée et la troisième à 17 mm de la deuxième. Sur l'axe vertical les thermocouples sont aussi séparés de 15 mm.

Dans la partie [4.1](#) de la thèse, une plaque de référence, sans structuration et identique à la section d'essai est testée. Dans la partie [4.2](#), des plaques avec différentes structures de surface sont étudiées pour comparaison.

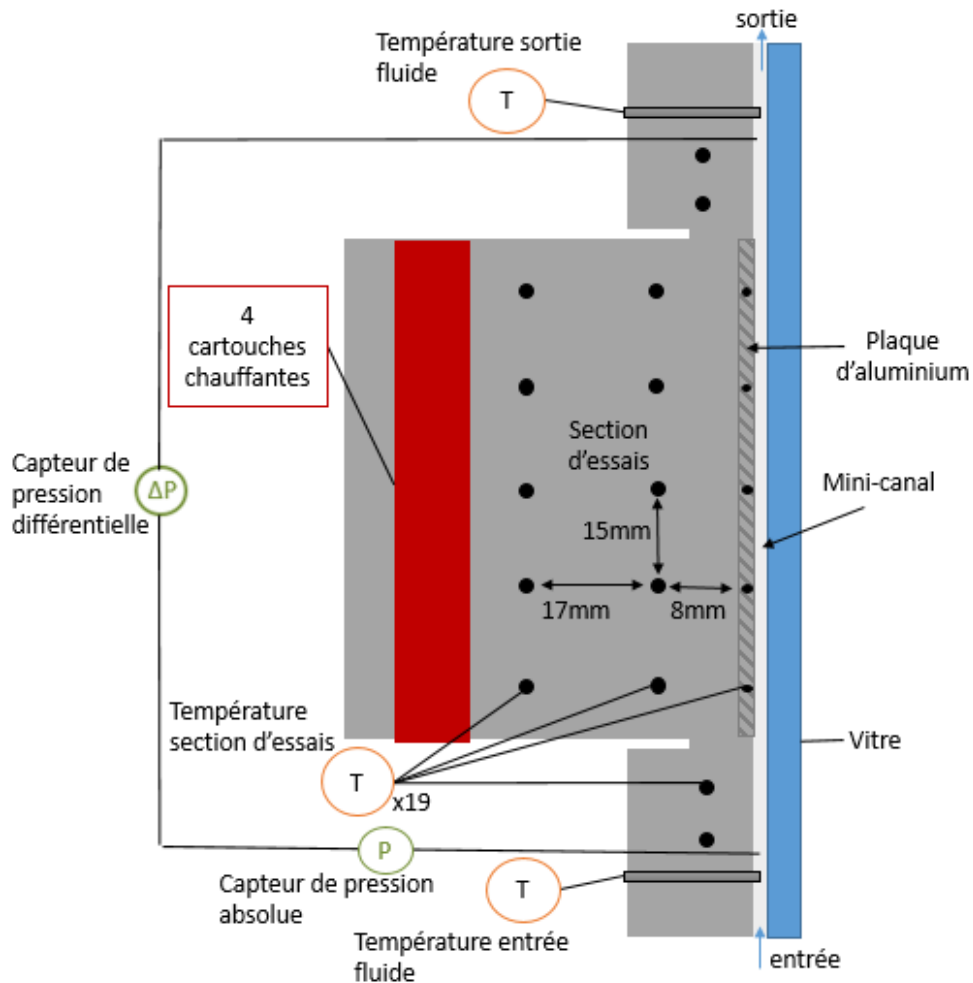


Figure 3-8 : Schéma de la section d'essais avec plaque amovible.

Deux procédés de traitement de surface pour les rendre biphiliques ont été sélectionnés, testés et comparés à une plaque de référence.

- Une plaque de référence sans traitement de surface, avec une rugosité de surface de $Ra \leq 0,5 \mu\text{m}$ est notée par la suite *Ref*.
- Une plaque a un revêtement de surface poreux et hydrophobe basé sur une céramique dérivée de polymère ou « Polymer Derived Ceramics » (*PDC*), avec du verre fritté. Une couche d'une épaisseur de $100 \mu\text{m}$ a été déposée comme indiqué sur la Figure 3-9. Le dépôt du revêtement a été réalisé par trempage. La surface biphilique a pu être obtenue en retirant le revêtement au centre de la plaque. La plaque est notée par la suite *PDC*.

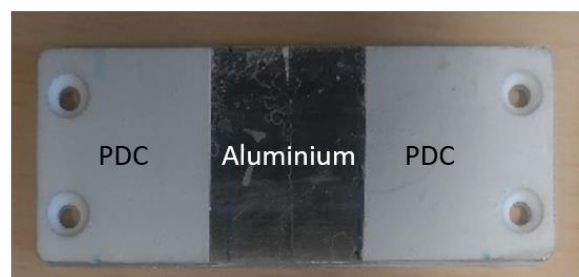


Figure 3-9 : Plaque avec revêtement de surface poreux (*PDC*).

- Une plaque biphilique a un dépôt d'oxyde de silicium (SiOC) hydrophobe ayant subi une irradiation au travers d'un masque de forme hexagonale pour rendre la surface hydrophile. Le motif du masque est illustré Figure 3-10. La technique de dépôt de SiOC utilisée est une technique bien connue : « Plasma Enhanced Chemical Vapor Deposition » dit *PECVD*. C'est une méthode de dépôt d'une couche mince d'un revêtement solide sur une surface chauffée à partir de précurseurs (liquides gazeux ou vaporisés) [109]. La surface biphilique a été obtenue par irradiation avec une lampe UV appliquée à travers un masque hexagonal pour diminuer les performances d'hydrophobie sur la partie irradiée de la plaque. La plaque est notée par la suite *PECVD*.

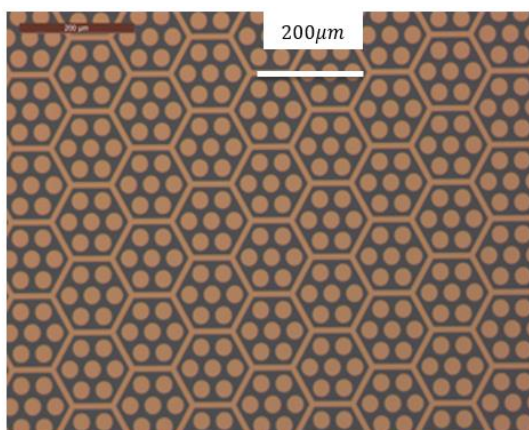


Figure 3-10 : Dessin du masque hexagonal utilisé pour irradier certaines zones la plaque recouverte de SiO₂ par *PECVD* avec la lampe UV.

3.3. Protocoles expérimentaux

Dans cette partie sont décrits les différents protocoles expérimentaux.

3.3.1. Procédures de remplissage

La procédure de remplissage de la boucle passe par le réservoir de remplissage voir partie 3.1.4.

Avant de remplir la boucle en transférant le HFE-7100 à partir du réservoir, il faut le dégazer. Le but est d'évacuer l'air dissout dans le fluide. Il faut commencer par : remplir le réservoir avec au moins deux litres de HFE-7100 afin d'immerger suffisamment la cartouche ; laisser ouverte la vanne de remplissage et mettre sous tension la cartouche chauffante avec une température de consigne aux alentours de 60°C ; laisser chauffer environ 10 minutes pour que le liquide ait le temps de dégazer et refermer la vanne. Le fluide est maintenant pur et en équilibre liquide-vapeur. L'étape de remplissage de la boucle peut commencer.

La boucle doit être connectée au banc de remplissage et tirée au vide. Une fois le vide atteint, le liquide peut être transféré. Le volume transféré est mesuré par le niveau de liquide du réservoir. De plus, le réservoir est monté sur une balance qui permet la mesure de la masse de fluide transférée au circuit : 1,2 +/- 0,1 kg. Pour s'assurer de l'absence d'incondensables dans la boucle, la pression mesurée doit correspondre à la pression de saturation à la température du fluide.

3.3.2. Régulation de la pression

La régulation de la pression dans la section d'essais se fait en ajustant la température de consigne du banc de remplissage (Figure 3-3). La température est régulée par un régulateur Tout ou Rien qui met en marche la cartouche chauffante en fonction de la température mesurée par le thermocouple. Le réservoir, étant rempli uniquement de HFE-7100 pur avec un ciel de vapeur, est à la pression d'équilibre du fluide. In fine, cette pression est imposée à la boucle.

3.3.3. Régulation de la température d'entrée dans la section d'essais

La régulation de la température d'entrée dans la section d'essais se fait par la variation de la puissance du préchauffeur. La température de consigne est asservie grâce à un régulateur PID. Un gradateur fait varier l'intensité du courant électrique fourni à la cartouche chauffante pour maintenir la température de consigne constante et répondre rapidement aux différentes perturbations du système. Le régulateur PID relie le thermocouple en entrée de section d'essais au gradateur.

L'équation qui relie la fonction commande $u(t)$ à l'erreur $e_r(t)$ d'un régulateur PID s'écrit sous la forme [110] :

$$u(t) = K_p e_r(t) + K_i \int_0^t e_r(\tau) d\tau + K_d \frac{de_r(t)}{dt} \quad (3-1)$$

avec K_p le gain proportionnel, K_i le gain intégral et K_d le gain dérivé.

Les différents paramètres : gain proportionnel K_p , le gain intégral K_i et le gain dérivé K_d sont de préférence à identifier au préalable pour chaque débit testé.

Le débit du HFE-7100 est la variable ayant le plus d'impact sur la régulation de la température de sortie du préchauffeur. L'augmentation de la puissance thermique transmise au fluide dans la section d'essais a peu d'impact sur la régulation. En effet, elle peut modifier la température en sortie de condenseur et donc en entrée de préchauffeur mais sa variation est lente et faible. Le régulateur PID s'adapte donc rapidement. De plus, comme les condenseurs sont surdimensionnés, le débit d'eau et la température de sortie peuvent facilement être ajustés.

Les valeurs des gains K_p , K_i et K_d ont été trouvées par des méthodes empiriques. Il s'agit d'imposer le débit et la température de consigne, de fixer les valeurs de K_i et K_d à zéro et d'augmenter le gain K_p , jusqu'à ce que la température soit atteinte. Généralement la température oscille et il faut ensuite augmenter le gain K_i jusqu'à ce que cette oscillation cesse. Enfin, si nécessaire, il est possible d'augmenter la valeur de K_d pour avoir une régulation plus rapide. Néanmoins, si ce dernier paramètre est trop important il peut amplifier exagérément les réponses aux faibles perturbations. Cette technique permet de s'approcher de la valeur idéale des gains K_p , K_i et K_d . Cependant, la régulation peut être imparfaite et ces valeurs doivent être modifiées légèrement pour répondre aux problèmes pouvant survenir (dépassement, temps de réponse, erreur...). Il s'agit de jouer sur les différents gains selon leurs actions et le but recherché comme montré [Figure 3-11](#). En général il y a un léger dépassement et la valeur du gain K_p doit être baissée.

Coefficient	Temps de montée	Temps de stabilisation	Dépassement	Erreur statique
K_p	Diminue	Augmente	Augmente	Diminue
K_i	Diminue	Augmente	Augmente	Annule
K_d	-	Diminue	Diminue	-

Figure 3-11 : Récapitulatif de l'action des coefficients d'un PID [111].

3.3.4. Tracé d'une courbe d'ébullition

Quel que soit le débit, la pression ou le sous-refroidissement, les courbes d'ébullition présentées dans cette thèse ont été obtenues avec le protocole décrit ci-dessous.

- La circulation d'eau du circuit secondaire assurant le refroidissement du circuit principal est mise en route via la pompe volumétrique.
- La circulation du HFE-7100 est activée via la pompe et réglée au débit souhaité.
- La température du HFE-7100 en sortie de condenseur est réglée en ajustant le débit d'eau froide.
- Le préchauffeur est allumé et la température de consigne d'entrée de section d'essais définie. Le système de régulation PID est activé avec les paramètres de régulation déterminés comme décrit au section 3.3.3 de manière à avoir le sous-refroidissement souhaité.
- La température de régulation du réservoir de remplissage est fixée et ajustée de manière à obtenir la pression souhaitée au niveau de la section d'essais (voir paragraphe 3.3.2).
- Une fois le débit, le sous-refroidissement et la pression proches des valeurs recherchées, la puissance des cartouches chauffantes de la section d'essais peut être imposée à la valeur désirée.
- Lorsque les différentes consignes des paramètres de régulation sont atteintes et les grandeurs d'intérêt stabilisées, le régime permanent est considéré.
- L'acquisition de l'ensemble des paramètres mesurés est effectuée sur une durée minimum d'environ 5 minutes avec une fréquence d'environ 3 secondes.
- L'écoulement est filmé avec la caméra rapide à la fin de chaque palier.
- Ensuite la valeur de la puissance des cartouches chauffantes est modifiée pour passer au palier supérieur et au point de mesure suivant. Les étapes de régulation des paramètres contrôlés (débit, pression, sous-refroidissement) sont renouvelées.
- Pour des questions de sécurité, la fin des essais et de l'acquisition cessent lorsque la paroi est asséchée et que sa température atteint environ 200°C.

Le passage d'un palier de flux à un autre est illustré par la [Figure 3-12](#). Elle représente l'évolution des températures proches de la paroi du canal en fonction du temps. La stabilisation des températures est attendue avant de passer au palier suivant.

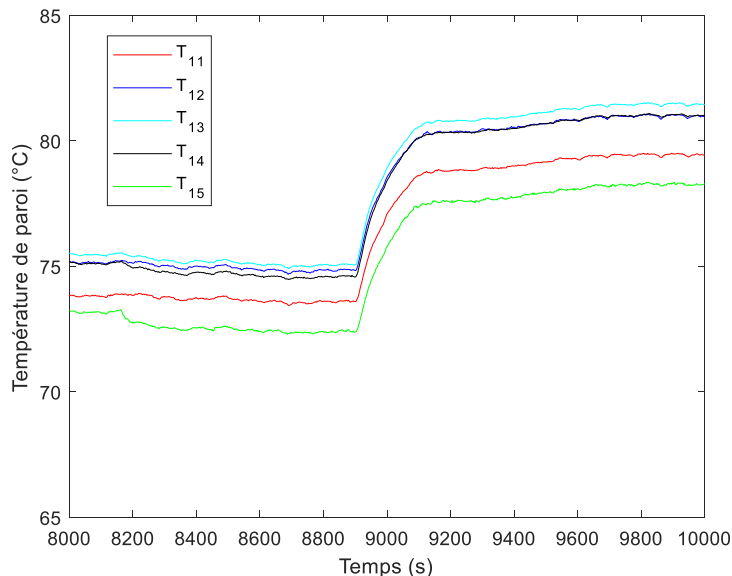


Figure 3-12 : Évolution des 5 thermocouples proche de la paroi du canal entre 2 paliers de puissance.

Lors du post traitement on sélectionnera environ 5 minutes (une centaine de mesures) d'un palier stabilisé. La moyenne et l'écart type de l'ensemble des paramètres mesurés seront calculés sur cette plage. La moyenne servira de valeur finale du point de mesure.

3.3.5. Essais réalisés

Les différents essais réalisés pour étudier l'ébullition convective dans le mini-canal vertical sont résumés dans le Tableau 3-5 et le Tableau 3-6. Différentes conditions opératoires ont été testées. L'ébullition a été étudiée du début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement. Des courbes d'ébullitions ont été réalisées pour différents flux massiques G , sous-refroidissements ΔT_{sub} , pressions P et structurations de surface.

Section d'essais plaque amovible	Conditions fixes	G (kg/(m ² s))		
		140	391	648
Plaque vierge	$P = 1,1 \text{ bar} ; T_{sat} = 64 \text{ }^\circ\text{C} ; \Delta T_{sub} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$	140	391	648
Plaque PDC	$P = 1,1 \text{ bar} ; T_{sat} = 64 \text{ }^\circ\text{C} ; \Delta T_{sub} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$	140	391	648
Plaque PECVD	$P = 1,1 \text{ bar} ; T_{sat} = 64 \text{ }^\circ\text{C} ; \Delta T_{sub} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$	140	391	648

Tableau 3-5 : Récapitulatif des essais avec la section d'essais à plaque amovible (structuration de surface et débit).

Conditions fixes	ΔT_{sub} (°C)			
	$P = 1 \text{ bar} ; T_{sat} = 60 \text{ }^\circ\text{C} ; G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	45	30	15
Conditions fixes	P (bar)			
	$\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C} ; G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	0,7	1	1,5

Tableau 3-6 : Récapitulatif des essais avec la section d'essais de référence (pression et sous-refroidissement).

3.4. Calcul des paramètres thermiques

Pour une meilleure compréhension de l'ébullition dans un mini-canal, le transfert de chaleur local ainsi que le titre de vapeur doivent être quantifiés avec précision. Plusieurs méthodes de calcul du coefficient de transfert thermique local sont possibles. L'utilisation de méthodes inverses peut être utile lorsque la mesure locale est difficile.

L'objectif des méthodes numériques présentées dans cette section est de calculer avec précision le coefficient de transfert de chaleur local, au niveau de la paroi chauffée du mini-canal, à partir des mesures de température. Trois méthodes de calcul sont proposées, étudiées et comparées. Pour les calculs du coefficient de transfert de chaleur local, il est supposé que la température du fluide est égale à la température de saturation moyenne T_{sat} dans tout le canal. Si l'ébullition n'a pas encore lieu, la température du liquide est donnée par l'interpolation de la mesure des deux thermocouples situés en entrée et sortie du mini-canal.

Les méthodes de calcul du coefficient de transfert de chaleur diffèrent peu entre les deux sections d'essais et seront présentées ensemble.

La Figure 3-13 montre les axes, positions et noms définis sur le schéma de la section d'essais.

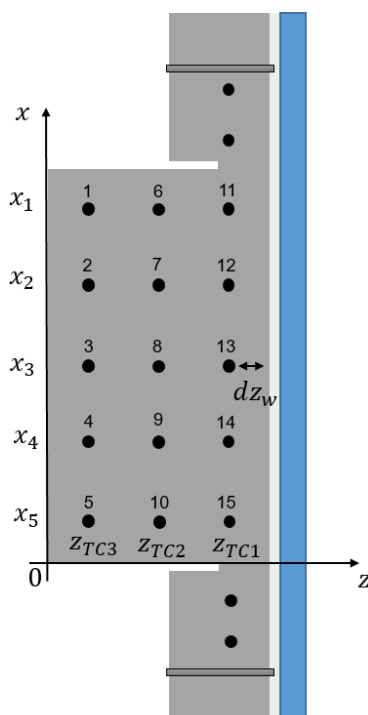


Figure 3-13 : Description des axes et nomenclatures de la section d'essais.

On définit $\Delta T_{w,mes}(x)$ comme la différence de température mesurée entre la rangée de thermocouple la plus proche de la paroi (en z_{TC1}) et la température moyenne de saturation dans le canal T_{sat} , décrit ci-dessous :

$$\Delta T_{w,mes}(x) = T_{z_{TC1}}(x) - T_{sat} \quad (3-2)$$

3.4.1. Méthode globale monodimensionnelle

L'approche globale 1D considère que toute la chaleur générée par les cartouches est entièrement récupérée par le fluide au travers de la paroi chauffée du canal. Il est supposé que la densité de flux thermique φ_{global} est homogène le long de la paroi et est définie ainsi :

$$\varphi_{Global} = \frac{P_{elec}}{A_w} \quad (3-3)$$

P_{elec} est la mesure de la puissance électrique des cartouches chauffantes, A_w est la surface de la paroi chauffée du canal (0,03 m x 0,08 m).

Dans cette méthode, le coefficient de transfert de chaleur local est calculé en fonction de la position axiale du canal, en supposant que la dépendance en x est uniquement due à la température de la paroi $T_w(x)$.

Pour la section d'essais de référence, la température de paroi $T_w(x)$ est calculée de la manière suivante :

$$T_w(x) = T_{Z_{TC1}}(x) - \frac{\varphi_{Global}}{\lambda_{alu}} dz_w \quad (3-4)$$

où $T_{Z_{TC1}}(x)$ est la mesure de température au niveau de la rangée de thermocouples proche de la paroi, λ_{alu} est la conductivité thermique de l'aluminium, dz la distance entre la première rangée de thermocouples et la paroi et $dz_w = 6 \text{ mm}$ dans le cas de la section d'essais sans plaque amovible.

Pour la section d'essais à plaque amovible la température de paroi $T_w(x)$ est celle mesurée par les thermocouples dans la plaque (à 2 mm de la paroi).

$$h(x)_{Global} = \frac{\varphi_{Global}}{\Delta T_w(x)} \quad (3-5)$$

$$\Delta T_w(x) = T_w(x) - T_{sat} \quad (3-6)$$

Les calculs et propriétés thermiques sont effectués avec le logiciel EES (logiciel de résolution d'équations thermodynamiques).

3.4.2. Méthode inverse monodimensionnelle

Une autre méthode mise en place et testée pour la quantification du transfert de chaleur à la paroi est la méthode dite « inverse monodimensionnelle »

Cette méthode consiste à utiliser les mesures de température dans le bloc de la section d'essais pour calculer le flux. La loi de Fourier monodimensionnelle est appliquée, dans la direction radiale (z), entre deux points de mesure de température. Le flux est calculé à cinq hauteurs différentes le long de l'axe du canal (entre les rangées 1 et 2). Les calculs sont présentés ci-dessous et décrits [Figure 3-13](#).

Par exemple, le flux calculé à la position axiale x_1 est égal à

$$\varphi_{1D}(x_1) = -\lambda \frac{T_{11} - T_6}{z_6 - z_1} \quad (3-7)$$

avec $z_6 - z_1$ la distance entre les deux rangées de thermocouple.

Le flux calculé entre les deux thermocouples est supposé être le même à la paroi. La température à la paroi est alors calculée comme suit :

$$T_w(x_1) = T_{11} - \frac{\varphi_{1D}(x_1)}{\lambda} dz_w \tag{3-8}$$

Le coefficient de transfert thermique vaut :

$$h_{1D}(x_1) = \frac{\varphi_{1D}(x_1)}{\Delta T(x)} \tag{3-9}$$

3.4.3. Méthode inverse bidimensionnelle

a. Principe et hypothèses

Cette méthode repose sur l'inversion d'un problème « direct » de conduction thermique sur un domaine défini du bloc de la section. Ce problème est décrit schématiquement dans la [Figure 3-14](#) : (a) section d'essais sans plaque amovible, (b) section d'essais avec plaque amovible.

Le principe de résolution d'un problème « direct » de conduction thermique est : connaissant les conditions aux limites il est possible d'obtenir le champ de température. Le principe de la résolution du problème « inverse » est : connaissant une partie des conditions aux limites et du champ de température, il est possible d'estimer la partie des conditions aux limites inconnues, comme le flux de chaleur.

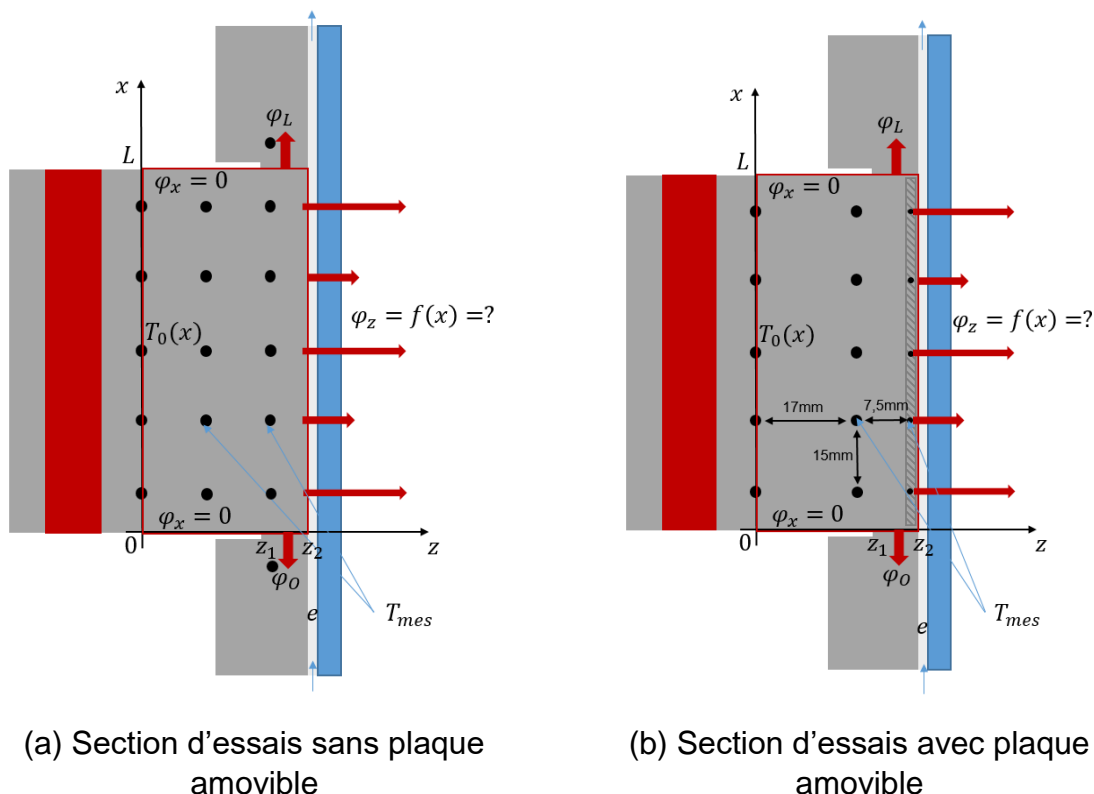


Figure 3-14 : Schéma de la section d'essais avec les conditions limites du problème inverse.

Pour commencer, le problème est supposé être bidimensionnel dans les directions (x, z) . Une raison mathématique suffisante pour cela est la symétrie de la section d'essais autour du plan central $y = 0$ (y est la direction perpendiculaire au plan (x, z)). De plus, le problème suppose que devant la largeur suffisamment grande du canal il y a une zone de non-variation de la température moyenne, autour du plan central ($y = 0$) dans la direction y .

Le flux de chaleur à la paroi n'est pas ici considéré comme homogène mais dépendant de la position x . Le coefficient de transfert de chaleur local est calculé le long de la paroi verticale du canal selon l'équation suivante :

$$h_{2D}(x) = \frac{\varphi_{2D}(x)}{\Delta T(x)} \quad (3-10)$$

b. Définition et mise en place du problème direct bidimensionnel

Pour résoudre le problème inverse il faut d'abord définir le problème direct. Le problème étant purement conductif, il est régi par l'équation de la chaleur en 2D :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (3-11)$$

Les conditions aux limites sont décrites ci-dessous et illustrées sur la [Figure 3-14](#).

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 ; \forall z \in [0, z_1] \text{ pour } x = 0 \text{ \& } x = L \quad (3-12)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = \varphi_L(z) ; \forall z \in [z_1, z_2] \text{ \& } x = L \quad (3-13)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = \varphi_0(z) ; \forall z \in [z_1, z_2] \text{ \& } x = 0 \quad (3-14)$$

$$T(x) = T_0(x) ; \forall x \in [0, L] \text{ \& } z = 0 \quad (3-15)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = \varphi_z(x) ; \forall x \in [0, L] \text{ \& } z = z_2 \quad (3-16)$$

Sur la ligne $z = 0$, la condition de Dirichlet $T_0(x)$ est connue : il s'agit de l'interpolation des températures mesurées aux emplacements des thermocouples dans la direction x . L'interpolation utilisée est l'interpolation modifiée d'Akima dite « makima » [112]. Le profil de température $T(x)$, au niveau des deux autres rangées de thermocouples est aussi obtenu par interpolation « makima » et est appelé T_{mes} . L'objectif de la méthode inverse décrite ci-dessous est de calculer $\varphi_{Tot} = (\varphi_L \ \varphi_z \ \varphi_0)$ avec $\varphi_{2D} = \varphi_z$, en connaissant et utilisant T_{mes} .

Ensuite, les équations (3-11) à (3-16) sont discrétisées spatialement (avec des mailles de taille : $dx = dz = 1 \text{ mm}$) avec la méthode des différences finies, comme décrit dans [113], et écrites sous la forme matricielle suivante :

$$A T = b \quad (3-17)$$

A est une matrice bidimensionnelle, T un vecteur, qui correspond au champ de température et b un vecteur qui correspond aux conditions aux limites (ou conditions de fermeture).

c. Résolution du problème inverse

Le système matriciel (3-17) doit être modifié et décomposé pour obtenir une relation linéaire entre T_{mes} et la condition aux limites inconnue φ_{Tot} . La programmation et la résolution sont effectuées sur le logiciel Matlab. Les notations matricielles suivantes sont introduites :

$$T_{mes} = C T \quad (3-18)$$

où C est une matrice qui relie le vecteur T_{mes} au vecteur T .

Ensuite, on décompose le vecteur b de manière à isoler le vecteur φ_{Tot} comme suit :

$$b = -B \varphi_{Tot} + d \quad (3-19)$$

On obtient de l'équation (3-18) :

$$T_{mes} = -C A^{-1} B \varphi_{Tot} + C A^{-1} d \quad (3-20)$$

On définit

$$T_{mes_D} = T_{mes} - D \quad (3-21)$$

et

$$D = C A^{-1} d \quad (3-22)$$

pour obtenir une relation linéaire entre la mesure et la condition inconnue :

$$T_{mes_D} = S \varphi_{Tot} \quad (3-23)$$

où S est la matrice de sensibilité.

$$S = -C A^{-1} B \quad (3-24)$$

Ensuite, le système (3-23) peut être inversé :

$$\varphi_{Tot} = (S^T S)^{-1} S^T T_{mes_D} \quad (3-25)$$

puis régularisé et résolu.

La régularisation de la matrice est effectuée par la technique de pénalisation de Tikhonov. Le système est résolu pour différentes valeurs de μ introduites comme suit:

$$\varphi_{Tot} = (S^T S + \mu R^T R)^{-1} S^T T_{mes_D} \quad (3-26)$$

La meilleure solution est trouvée lorsque la différence entre la mesure et le modèle $\|S * \varphi_{Tot} - T_{mes_D}\|$ est à sa valeur minimale dans une région numériquement stable. La meilleure solution est trouvée avec la technique de la « courbe en L » [114] comme le montre la [Figure 3-15](#): la norme du vecteur solution tracée en fonction de la norme du vecteur résidu dessine une « courbe en L ». L'angle de cette courbe représente les solutions du meilleur compromis entre biais et stabilité.

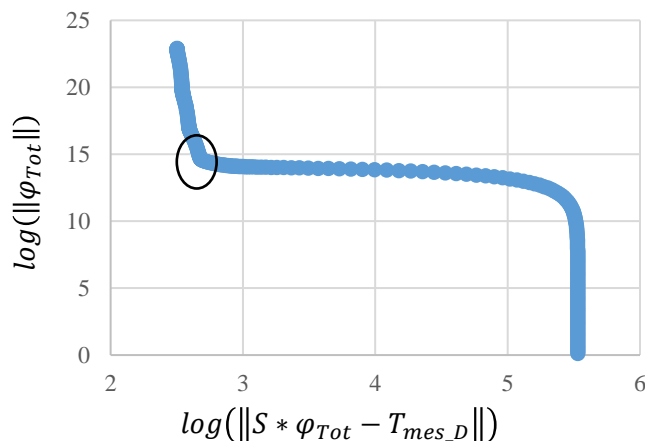


Figure 3-15 : L'approche de la courbe en L.

Pour vérifier la convergence et la validité du modèle, le profil de température des mesures est comparé dans la Figure 3-16 avec la solution du problème direct, c'est-à-dire le champ de température calculé avec φ_{Tot} . En effet, la Figure 3-16 compare le profil de température, dans l'axe de canal (x), de la mesures interpolées $T_{Z_{TC1}}$ et $T_{Z_{TC2}}$ avec le profil de température issu de l'inversion aux mêmes positions.

La comparaison des deux donne un résultat cohérent et acceptable. L'écart entre le profil mesuré et inversé est dans l'ordre de grandeur de l'incertitude des mesures de température des thermocouples.

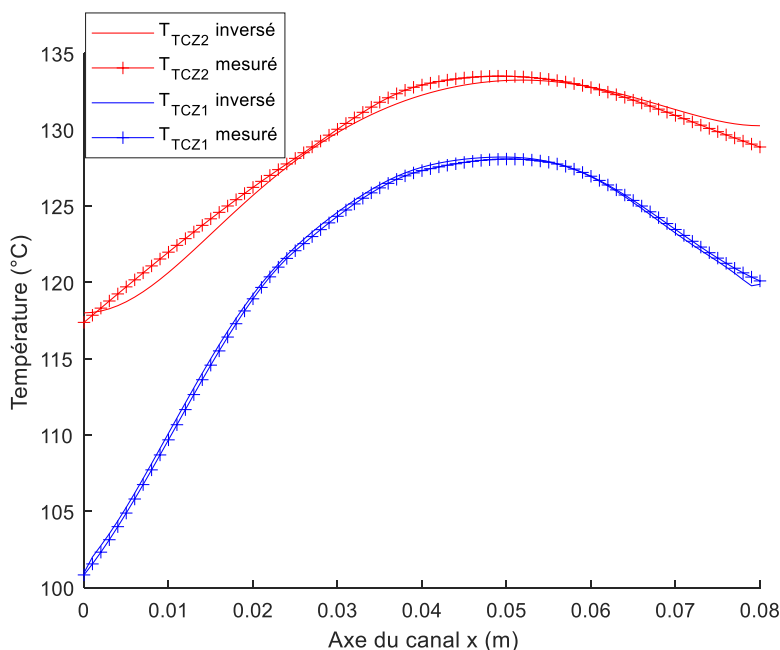


Figure 3-16 : Températures mesurées et modélisées à partir de la solution du problème direct.

La Figure 3-17 représente le champs de température 2D dans le bloc issu de la résolution du problème direct avec la solution du problème inverse.

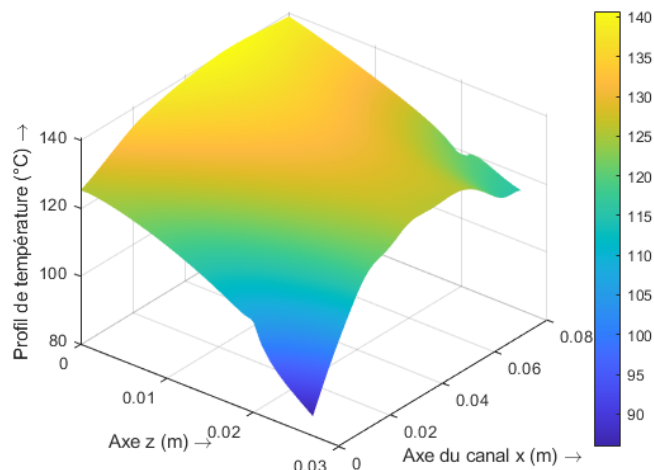


Figure 3-17 : Champs de température 2D du problème direct avec la solution du problème inverse.

3.4.4. Calcul du titre vapeur

Le titre vapeur local $x_v(x)$ peut être calculé avec la méthode 2D inverse comme suit:

$$x_v(x) = \frac{h(x) - h_{l,sat}}{h_{lv}} \quad (3-27)$$

L'enthalpie spécifique locale $h(x)$ est calculée comme suit

$$h(x) = h_{inlet} + \frac{Q(x)}{\dot{m}} \quad (3-28)$$

avec h_{inlet} l'enthalpie spécifique à l'entrée du collecteur de la section.

Dans l'équation ci-dessus, le flux de chaleur local transféré au fluide $Q(x)$ est défini comme suit :

$$Q(x) = l_{bloc} \int_{z1}^{z2} \varphi_0(z) dz + l_{canal} \int_0^x \varphi_z(x) dx \quad (3-29)$$

avec l_{bloc} la largeur totale du bloc (60 mm) de la section d'essais.

Cette équation comporte la partie du flux qui correspond aux pertes thermiques axiales en bas de la section et le flux radial le long du canal.

Le titre de vapeur en sortie $x_{v,sortie}$ est aussi calculé avec la méthode 2D inverse.

$$x_{v,sortie} = \frac{h_{sortie} - h_{l,sat}}{h_{lv}} \quad (3-30)$$

avec h_{sortie} l'enthalpie spécifique à la sortie du canal.

$$h_{sortie} = h_{inlet} + \frac{Q_{Tot}}{\dot{m}} \quad (3-31)$$

Dans l'équation ci-dessus, le flux de chaleur total transféré au fluide Q_{Tot} est défini comme suit :

$$Q_{Tot} = l_{bloc} \int_{z1}^{z2} (\varphi_0(z) + \varphi_L(z)) dz + l_{canal} \int_0^L \varphi_z(x) dx \quad (3-32)$$

3.5. Comparaisons des méthodes de calcul des coefficients de transfert thermique

3.5.1. Comparaison théorique

Les différences entre les hypothèses posées par chaque méthode pour le calcul du transfert thermique permettent déjà d'estimer leurs avantages et leurs défauts.

- La méthode globale 1D fait l'hypothèse que toute la puissance des cartouches est transférée de manière homogène le long de la paroi de la section A_w .
- La méthode inverse 1D calcule le flux proche de la paroi avec la mesure des températures dans le bloc. Elle fait cependant l'hypothèse que le flux est uniquement monodimensionnel dans la direction radiale. Elle ne considère pas les pertes et flux axiaux. De plus, les erreurs lors de l'inversion non régularisée peuvent être grandes.
- La méthode inverse 2D est résolue sur un domaine bidimensionnel, avec l'ensemble des thermocouples. Elle prend en compte la variation du flux de chaleur dans la direction axiale du bloc. Elle évalue les pertes de chaleur axiales dans le bloc en amont et en aval du canal. Enfin, elle est régularisée, ce qui évite les instabilités des résultats.

Ces différentes hypothèses et méthodes de résolutions se vérifient avec l'analyse des courbes d'ébullition et profils de coefficients de transfert présentés ci-dessous.

3.5.2. Comparaison des courbes d'ébullition

La Figure 3-18 montre trois courbes d'ébullition calculées avec les trois méthodes présentées dans la section 3.4. Elle représente le flux à la paroi, calculé au milieu du canal, en fonction de la surchauffe ($\Delta T_{w,mes} = T_{Z_{TC1}} - T_{sat}$), pour un flux massique $G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$. Les essais sont du début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement de la paroi.

Pour les différentes méthodes, le flux augmente nettement jusqu'à atteindre le flux critique (CHF) et une paroi surchauffée de 30°C. Puis l'assèchement apparaît en étant caractérisé par une augmentation brutale de la surchauffe (67°C). La valeur du flux calculé diffère selon les méthodes.

Il est observé que la méthode globale donne un flux bien supérieur par rapport aux méthodes inverses qui utilisent les thermocouples. Cet écart augmente avec l'augmentation du flux et de la surchauffe. L'allure des courbes diffère après le CHF. Il y a une baisse du flux à la paroi pour les méthodes inverses alors que la méthode globale ne peut l'observer.

La comparaison des méthodes inverses 1D et 2D montre une allure similaire. Cependant l'estimation du flux par la méthode 1D est supérieure de 80% en moyenne par rapport à la méthode 2D.

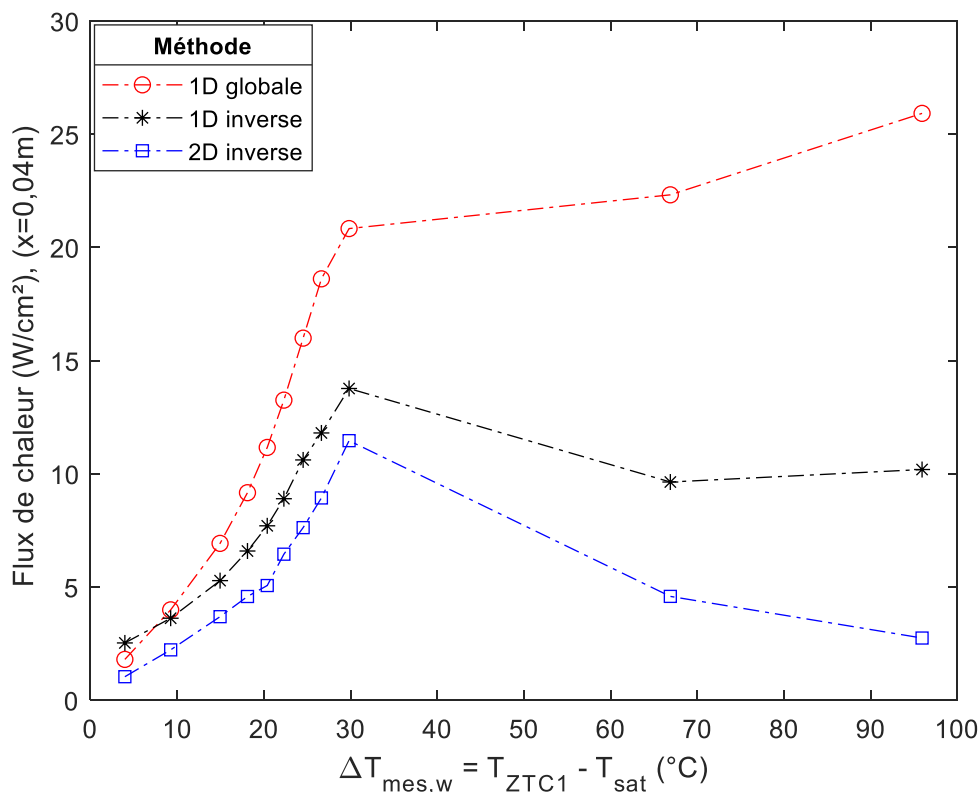


Figure 3-18 : Comparaison des courbes d'ébullition calculées par les trois méthodes ($G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P = 1 \text{ bar}$, $\Delta T_{\text{sub}} = 0^\circ\text{C}$).

La Figure 3-19 représente la comparaison du coefficient de transfert thermique (CTT), calculé au milieu du canal, en fonction du flux imposé par les cartouches (φ_{global}), pour le même flux massique $G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$. Comme précédemment, la méthode globale donne un CTT bien supérieur par rapport aux méthodes inverses qui utilisent les thermocouples. Cet écart augmente avec l'augmentation du flux imposé. Une différence importante est visible sur le premier point calculé par la méthode inverse 1D. La valeur très importante du coefficient de transfert est caractéristique de l'erreur qui peut être faite lors de l'utilisation d'une méthode inverse non régularisée. Elle est causée par le faible écart de température entre les 2 rangées de thermocouples qui peut générer une erreur relative plus importante, la propager et l'accentuer.

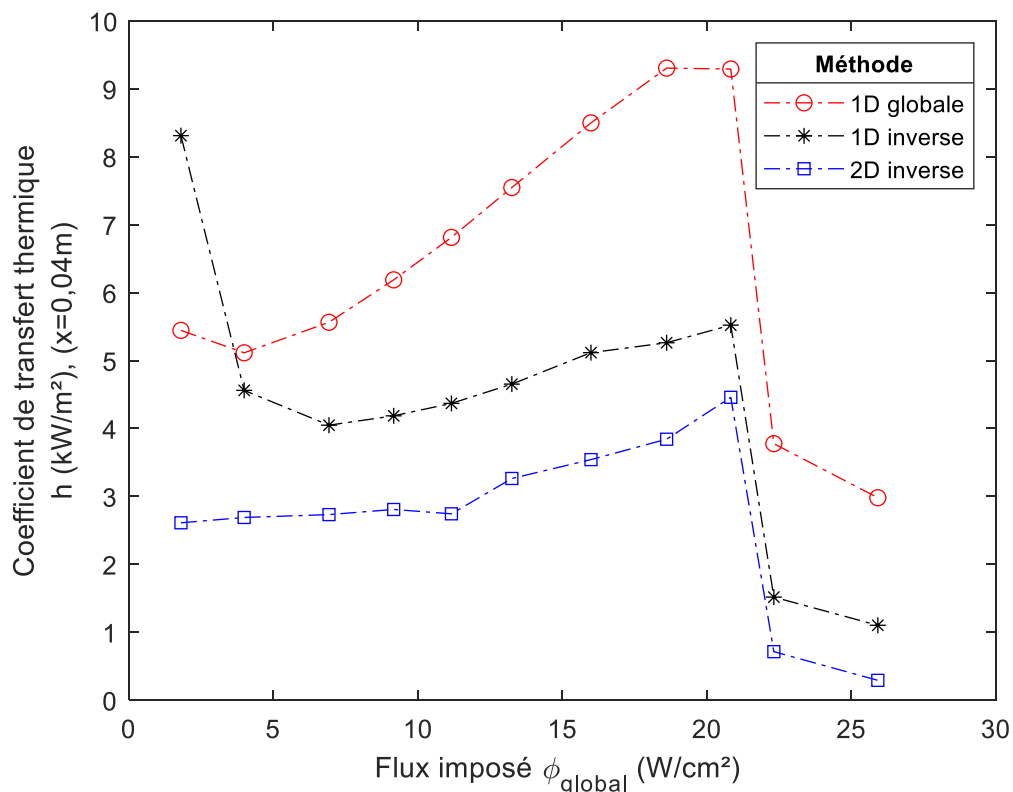


Figure 3-19 : Comparaison des courbes de CTT calculées par les trois méthodes ($G=391\text{kg}/(\text{m}^2\text{ s})$, $P=1\text{ bar}$, $\Delta T_{sub} = 0^\circ\text{C}$).

3.5.3. Comparaison du profil axial monophasique liquide

La Figure 3-20 représente le profil axial du coefficient de transfert de chaleur le long du canal, calculé avec les trois méthodes, pour un écoulement monophasique de HFE-7100 liquide. Les conditions de l'essai sont : $G=391\text{ kg}/(\text{m}^2\text{ s})$, $P=1\text{ bar}$, $\Delta T_{sub} = 30^\circ\text{C}$.

Elle montre aussi la différence entre la température mesurée proche de la paroi et la température mesurée du liquide.

Le CTT est aussi comparé à la corrélation [115] dans les conditions de l'écoulement (température du liquide mesurée 35°C). L'équation de la corrélation est basée sur l'intégration et l'ajustement des données fournies par Hornbeck (1965) et présentée dans Shah and London (1978) [116]. Cette corrélation est intégrée et calculée dans le logiciel EES et est applicable aux mini-canaux. Elle calcule le coefficient de transfert thermique moyen sur la longueur du canal.

La méthode globale 1D surestime d'un facteur 2,3 par rapport à la corrélation.

La méthode inverse 1D surestime le CTT d'un facteur 2,8 par rapport à la corrélation. Pour cet essai la méthode inverse 1D surestime plus le CTT que la méthode globale 1D. On observe que cette méthode est plus sensible aux mesures de température à faible flux et donc à faible gradient thermique.

La méthode inverse 2D donne une valeur de coefficient de transfert thermique du même ordre de grandeur que la corrélation. Le coefficient de transfert thermique est plus important au début du canal. Cet effet est courant pour les entrées de canal.

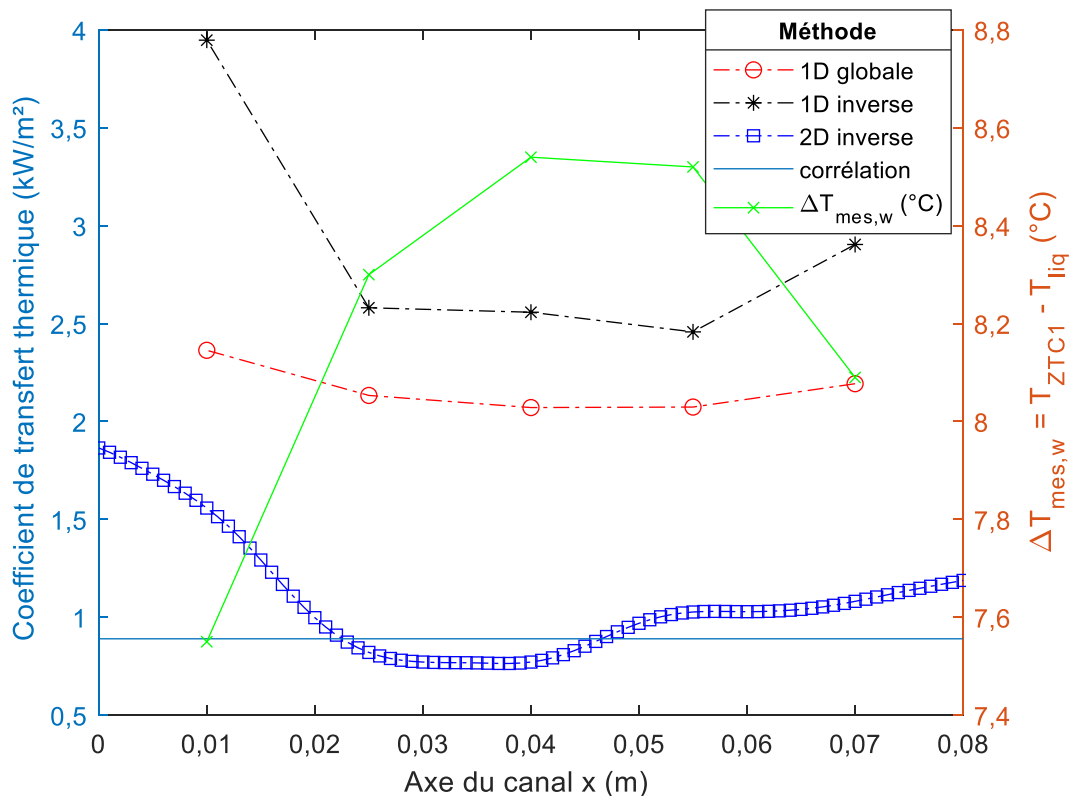


Figure 3-20 : Comparaison de l'analyse locale du coefficient de transfert de chaleur (monophasique).

3.5.4. Comparaison du profil axial avec assèchement

La Figure 3-21 représente l'évolution du coefficient de transfert de chaleur le long du canal, calculé avec les trois méthodes. Sur la même figure, la différence entre la température mesurée proche de la paroi et la température de saturation est également tracée. Le profil axial du CTT correspond au dernier essai de la courbe d'ébullition (Figure 3-18) où l'écoulement est asséché. Les conditions de l'essai sont : $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P=1 \text{ bar}$, $\Delta T_{sub} = 0^\circ\text{C}$. Il est supposé que la phase vapeur isole la paroi, typiquement à partir de $x = 0,02 \text{ m}$.

Pour vérifier si les valeurs de CTT issues des trois méthodes sont cohérentes dans la zone asséchée, le transfert de chaleur est considéré comme dépendant uniquement de la convection forcée de la phase vapeur. À cette fin, les coefficients de transfert thermique sont comparés à une corrélation établie pour un écoulement monophasique [115]. La corrélation est appliquée en considérant un écoulement de vapeur de HFE-7100 avec un débit égal au produit du titre en sortie et du débit total ($G_{vap} = x_{v,sortie} * G$, avec $x_{v,sortie} = 0,2$ et une température du fluide mesurée de 67°C).

La méthode globale 1D, de par les hypothèses faites d'un flux homogène et sans pertes, surestime d'un facteur 10 le coefficient et ne marque pas l'apparition de l'assèchement en début de canal.

La méthode inverse 1D donne un profil plus réaliste marquant l'apparition de l'assèchement. Néanmoins la valeur du coefficient au milieu du canal où l'assèchement a eu lieu est surestimé d'un facteur 4.

La méthode inverse 2D donne une valeur de coefficient de transfert thermique au milieu du canal du même ordre de grandeur que la corrélation. L'assèchement est marqué par la transition rapide la valeur du CTT de 4 kW/(m².K) à 0,3 kW/(m².K). La remontée du CTT en fin de canal peut s'expliquer à la fois par les effets de bord de la section d'essais qui permettent des pertes axiales et possiblement par une accélération de la phase vapeur qui augmenterait le CTT.

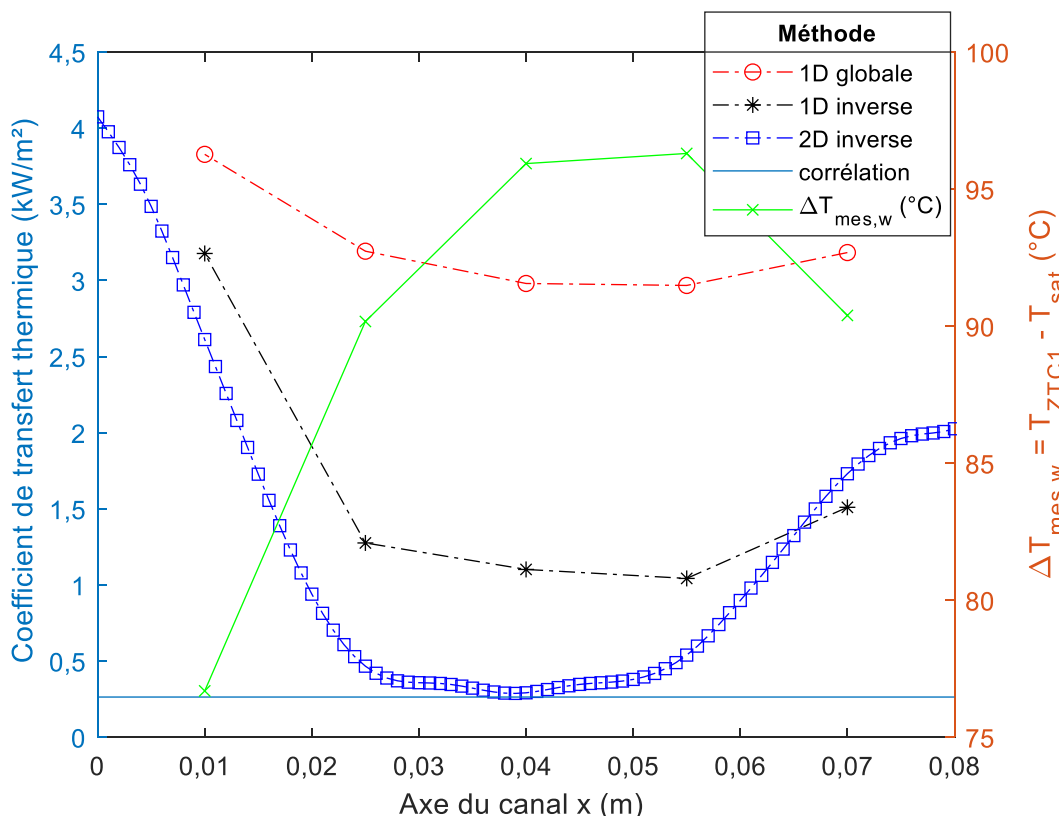


Figure 3-21 : Comparaison de l'analyse locale du coefficient de transfert de thermique (assèchement).

3.5.5. Synthèse

Dans les différentes configurations, de faible flux à flux élevé, la méthode inverse 2D est plus précise et plus appropriée que les deux autres méthodes proposées. Elle donne des valeurs de coefficient de transfert thermique plus proches des valeurs attendues. Elle considère le problème comme bidimensionnel et prend en compte la variation du flux de chaleur dans la direction axiale du bloc. Elle permet une analyse locale du transfert de chaleur. Elle évalue les pertes de chaleur axiales dans le bloc en amont et en aval du canal. Enfin, la régularisation lors de la résolution du problème inverse évite les instabilités des résultats.

En conséquence, la méthode inverse 2D sera principalement utilisée dans la suite de cette thèse pour les calculs des paramètres thermiques (coefficient de transfert thermique, flux de chaleur et titre vapeur).

3.6. Répétabilité et incertitudes

Cette partie présente la répétition de trois essais de courbe d'ébullition. Elle a pour objectif de fournir une incertitude élargie de type A sur les principaux types de résultats présentés dans le [Chapitre 4](#).

Pour rappel, l'incertitude est la somme quadratique de l'incertitude de type A expérimentale et celle de type B théorique. Les moyens techniques calculatoires rendent compliqué le calcul théorique (type B) de l'incertitude totale du flux de chaleur calculée par la méthode inverse 2D. Il a donc été choisi d'évaluer l'incertitude des calculs par une méthode expérimentale de répétabilité, dite de type A.

L'ensemble des sources erreurs de ce flux comprend l'instrumentation, l'opérateur, la mesure, l'écart type des mesures, la résolution de la méthode inverse.

L'incertitude élargie de type A est donné par :

$$U_A = k_e \frac{\sigma_{n-1}}{\sqrt{n}} \quad (3-33)$$

avec n le nombre de mesure, σ_{n-1} l'écart type et k_e le facteur d'élargissement pris égal à 2. D'après le GUM (Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure) [117], à la lumière de la connaissance des instruments, il est possible de considérer qu'une infinité de mesures a été effectuée avec ces instruments et de choisir un coefficient d'élargissement $k_e = 2$.

La [Figure 3-22](#) montre la répétabilité de trois courbes d'ébullition obtenues à trois moments différents. Le flux est calculé par la méthode inverse 2D, au milieu du canal, pour $G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P = 1 \text{ bar}$, $\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$. Dit autrement, l'expérience a été répétée trois fois et chacune d'elles a permis d'obtenir une courbe d'ébullition.

Au niveau d'une surchauffe de $\Delta T_{mes,W} \sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$, qui correspond à un assèchement de la paroi, l'incertitude élargie U_A de la surchauffe $\Delta T_{mes,W}$ mesurée est de $1 \text{ }^\circ\text{C}$ (soit 1% d'incertitude relative). Par ailleurs à cette surchauffe, l'incertitude élargie maximale du flux de chaleur est atteint avec une valeur de $0,5 \text{ W}/\text{cm}^2$ (soit 18 % en relatif).

Au niveau du CHF à une surchauffe de $\Delta T_{mes,W} \sim 30 \text{ }^\circ\text{C}$, l'incertitude élargie de la surchauffe $\Delta T_{mes,W}$ mesurée est de $2,1 \text{ }^\circ\text{C}$ (soit 6% relatif). L'incertitude élargie du flux de chaleur est de $0,4 \text{ W}/\text{cm}^2$ (soit 4% relatif).

Remarquons que les écarts-type maximums sont situés au niveau du pic de flux et de la zone asséchée, pour $\Delta T_{mes,W} > 30 \text{ }^\circ\text{C}$. En effet, ce sont des régions « instables » où une petite modification des conditions d'entrée (pression, débit, puissance électrique...) peut modifier grandement la valeur du flux de chaleur à la paroi.

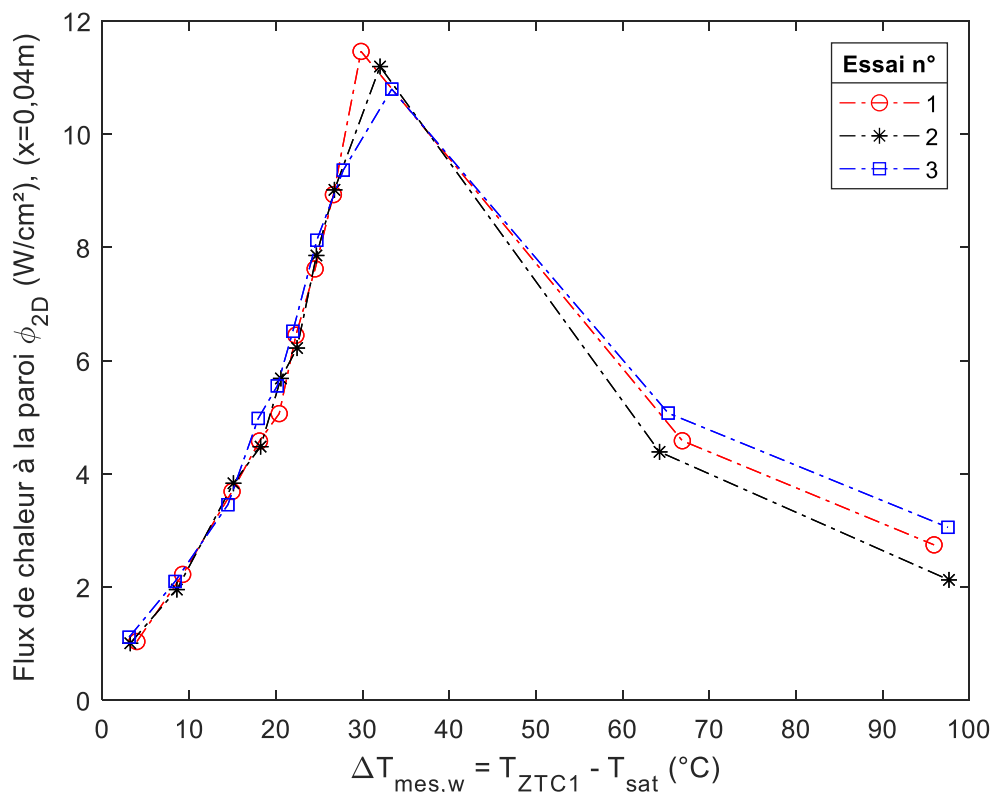


Figure 3-22 : Répétabilité des courbes d'ébullition, calculées par la méthode 2D, au centre du canal, $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P=1 \text{ bar}$, $\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

La Figure 3-23 montre la répétabilité des mêmes courbes d'ébullition pour trois essais, avec un flux calculé par la méthode globale 1D en fonction de la surchauffe mesurée à la paroi. La courbe montre uniquement des valeurs mesurées par les instruments de mesure (wattmètre et thermocouples). La répétabilité de la mesure est bonne avec une incertitude élargie maximale de $0,3 \text{ W}/\text{cm}^2$ (1% relatif) sur les derniers points ($\Delta T_{mes,W} \sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$). L'incertitude relative maximale (6%) est quant à elle observée au niveau du premier point ($\Delta T_{mes,W} \sim 3 \text{ }^\circ\text{C}$) à cause du faible flux imposé.

La différence entre la Figure 3-22 et la Figure 3-23 montre la part de l'incertitude générée par le calcul du flux avec la méthode inverse 2D.

Néanmoins, comme vu dans la partie précédente (3.5), malgré sa dispersion plus importante, la méthode inverse 2D donne une meilleure estimation du résultat par rapport à la méthode globale 1D.

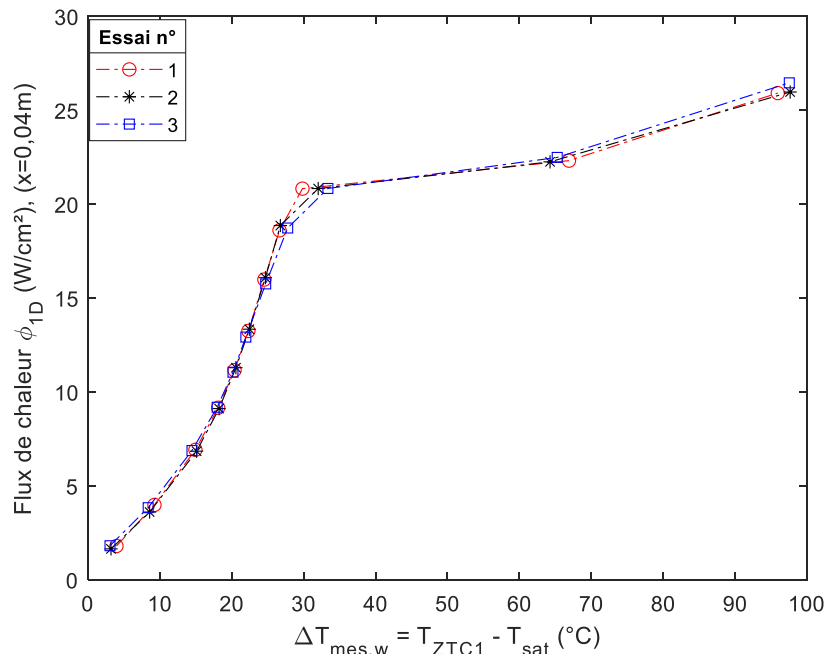


Figure 3-23 : Répétabilité des courbes d'ébullition, calculées par la méthode globale, au centre du canal, $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P=1 \text{ bar}$, $\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

La Figure 3-24 montre la répétabilité du coefficient de transfert thermique calculé par la méthode inverse 2D, en fonction de titre vapeur local. L'incertitude élargie maximale est de $0,6 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ (17% relatif), au niveau du premier point de la courbe d'ébullition. Le premier point de la courbe d'ébullition est celui le plus incertain car les gradients de température dans le bloc sont faibles. Ainsi, une petite erreur de température peut provoquer une grande erreur sur le calcul du flux. De plus, la différence entre la température de paroi et la température de saturation étant aussi faible, une petite erreur induit une grande erreur sur le coefficient d'échange.

Le titre vapeur local est calculé à partir du flux issu de la méthode inverse 2D, présenté partie 3.4.4. L'incertitude élargie maximale est de $0,6 \%$ (5% relatif) au niveau du flux critique.

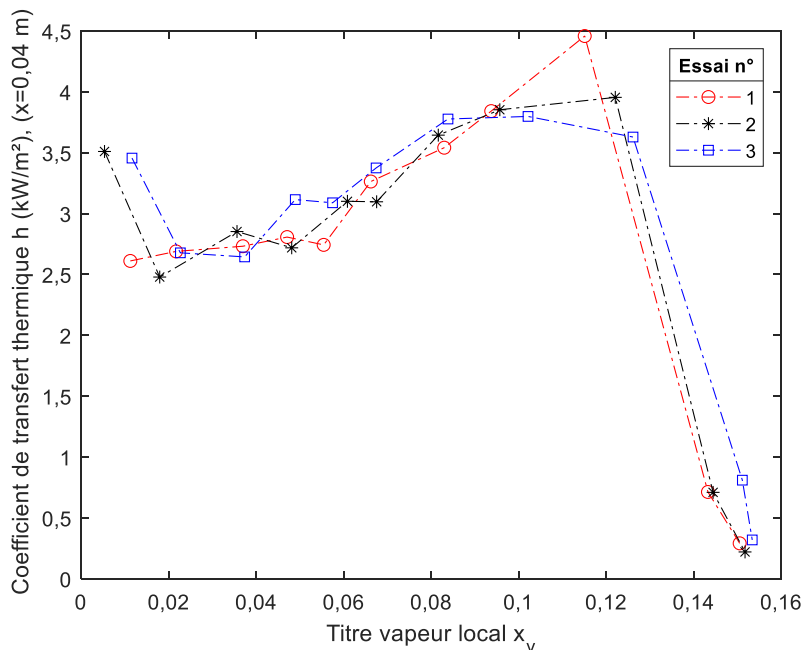


Figure 3-24 : Répétabilité des CTT, calculés par la méthode 2D, en fonction du titre vapeur local, au centre du canal, $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P= 1 \text{ bar}$, $\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

La Figure 3-25 montre la répétabilité de la mesure de la perte de charge en fonction de titre vapeur en sortie. L'incertitude élargie maximale est de 2,6 mbar (6% relatif) au pic (CHF).

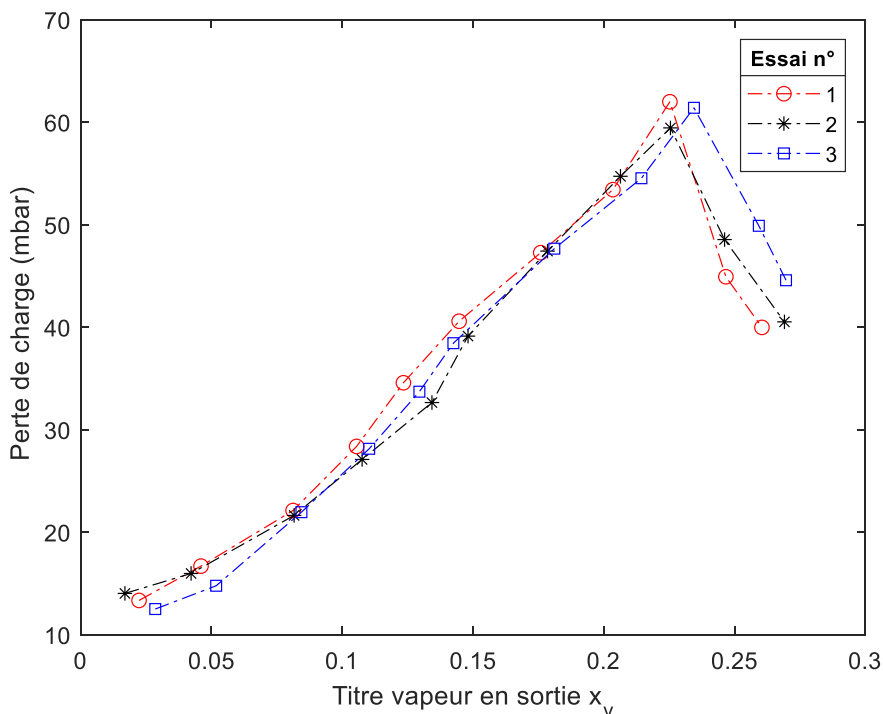


Figure 3-25 : Répétabilité des pertes de charge en fonction du titre vapeur en sortie, $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $P= 1 \text{ bar}$, $\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Cette partie permet de donner une idée de l'incertitude des différents résultats présentés dans le [Chapitre 4](#).

3.7. Conclusion chapitre 3

Dans ce chapitre ont été décrits : le dispositif expérimental, l'instrumentation, les sections d'essais, les protocoles expérimentaux, les méthodes de calcul des paramètres thermiques, les incertitudes et la répétabilité des résultats.

Le dispositif expérimental est une boucle diphasique permettant d'étudier l'ébullition du HFE-7100 dans un mini-canal vertical rectangulaire. Différents paramètres de l'écoulement peuvent être réglés : le flux thermique, le débit, le sous-refroidissement et la pression. Deux sections d'essais légèrement différentes sont disponibles. La première a une paroi chauffée homogène sur toute la longueur du canal. La deuxième dispose d'une plaque amovible insérée sur une partie de la paroi chauffée. Trois plaques différentes sont testées dont deux avec une surface biphilique.

Trois méthodes pour l'estimation du transfert de chaleur local ont été proposées et comparées. L'approche retenue est la résolution d'un problème inverse de conduction thermique 2D. Elle utilise la méthode numérique des différences finies (FDM) pour la discrétisation spatiale et la méthode de Tikhonov pour la régularisation. Cette méthode fournit avec précision l'évolution du coefficient de transfert de chaleur le long du canal.

Une étude de répétabilité a été effectuée pour estimer l'incertitude et aider à l'analyse des principaux résultats présentés [Chapitre 4](#).

Chapitre 4. Résultats de la campagne expérimentale

Ce chapitre expose les résultats expérimentaux des différents essais d'ébullition convective réalisés avec le dispositif expérimental. Le transfert de chaleur, le flux critique (CHF), l'assèchement, les régimes d'écoulements et les pertes de charge sont les principaux paramètres étudiés.

La première partie montre les essais réalisés avec la section d'essais avec plaque amovible. Elle présente des courbes d'ébullitions réalisées avec la plaque de référence, avec un fluide sous-refroidi de 4°C, du début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement. L'influence du débit massique et les différentes configurations d'écoulements visualisées sont discutées.

Dans la deuxième partie, deux techniques de structuration de surface de type biphilique ont été testées et comparées à la plaque de référence.

La dernière partie traite des essais réalisés avec la section d'essais de référence (sans plaque amovible). Elle présente l'influence du sous-refroidissement et de la pression sur l'écoulement en ébullition. Pour finir, une comparaison des résultats entre les deux sections d'essais est réalisée.

4.1. Essais avec plaque amovible sans structuration

Les premiers résultats ont été obtenus avec la section d'essais avec la plaque amovible sans structuration de surface (plaque *ref*).

Les essais ont été effectués à trois flux massiques fixés ($G = 140, 391$ et $648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$). La pression d'entrée du mini-canal est réglée pour être maintenue à environ 1,1 bar (température de saturation de 64°C). La température d'entrée du fluide dans la section d'essais est réglée à 60°C. Le flux thermique délivré par les cartouches chauffantes est augmenté progressivement du début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement de la paroi. Les essais sont résumés Tableau 4-1.

Section d'essais plaque amovible	Conditions fixes	$G \text{ (kg}/(\text{m}^2 \text{ s}))$		
plaque sans structuration (ref)	$P = 1,1 \text{ bar} ; T_{sat} = 64^\circ \text{C} ; \Delta T_{sub} = 4^\circ \text{C}$	140	391	648

Tableau 4-1 : Récapitulatif des conditions d'essais réalisés avec la plaque de référence.

4.1.1. Courbes d'ébullition

La Figure 4-1 représente les courbes d'ébullition pour les trois flux massiques. Elle montre le flux thermique calculé au milieu du canal par la méthode inverse 2D en fonction de la surchauffe à la paroi à la même position.

Il est observé une augmentation du transfert thermique jusqu'au flux critique (CHF). Ensuite, l'assèchement est caractérisé par une chute brutale du flux et une augmentation de la surchauffe de la paroi.

Il est observé un fort impact du flux massique sur le CHF : plus le débit augmente plus le CHF est important. De la même manière, la surchauffe critique de la paroi est augmentée avec le débit de fluide. Cette augmentation du CHF avec le débit massique correspond aux observations de plusieurs études de la littérature ([74]; [69], [118]).

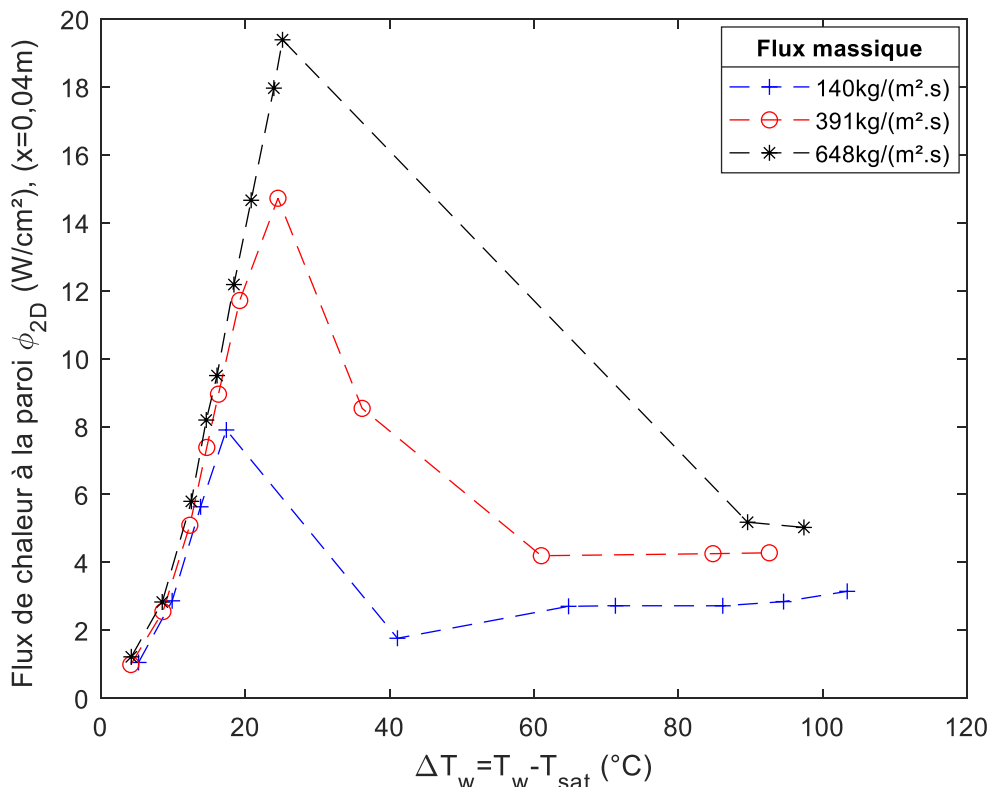


Figure 4-1 : Courbes d'ébullition pour trois flux massiques (140 ; 391 ; 648 kg/(m².s)).

4.1.2. Coefficient de transfert thermique

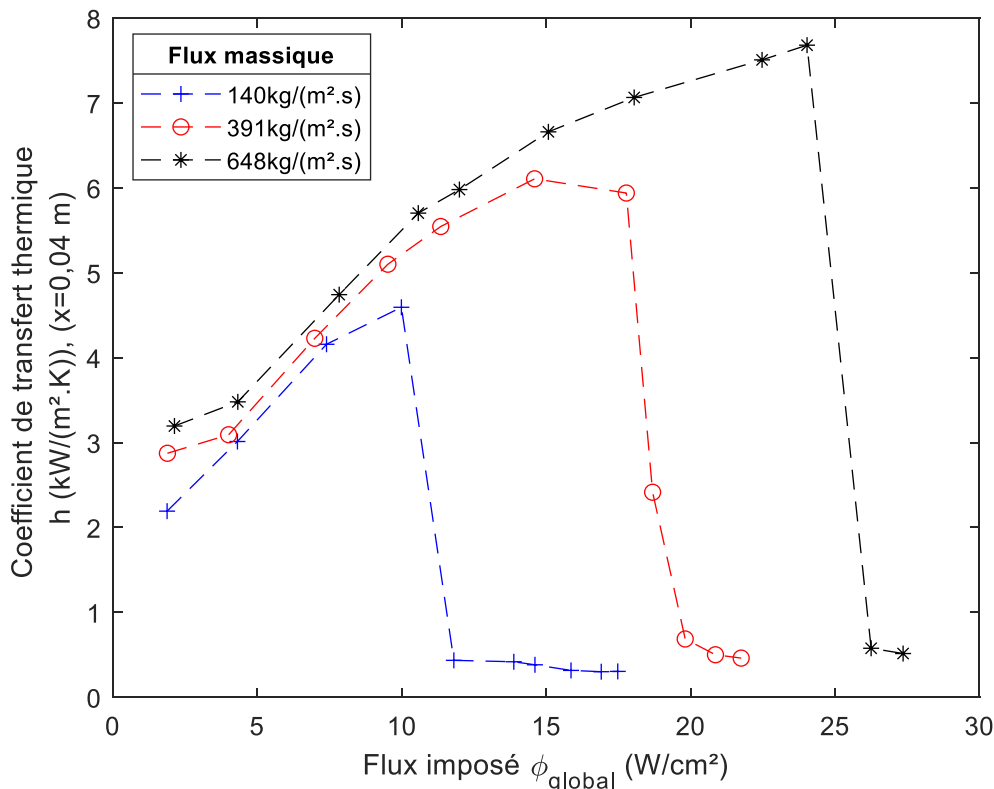
La Figure 4-2 (a) montre les coefficients de transfert de chaleur en fonction du flux de chaleur imposé ϕ_{global} pour les trois flux massiques. Ils sont calculés au milieu du canal ($x = 0,04$ m).

Les coefficients de transferts thermiques (CTT) augmentent avec le flux jusqu'à l'assèchement qui est caractérisé par une nette chute. On observe que le débit massique a peu d'effet sur le coefficient de transfert de chaleur avant l'assèchement. En effet, à 4 W/cm² pour un débit 4,6 fois plus élevé, le CTT est seulement 1,2 fois plus grand. Ces deux phénomènes : l'augmentation de CTT avec le flux et la faible importance du débit sur celui-ci, sont caractéristiques de la contribution prédominante de l'ébullition nucléée sur le transfert de chaleur par rapport à l'effet convectif. La prédominance de l'ébullition nucléée sur le transfert de chaleur est aussi observée dans d'autres études [69] et [68].

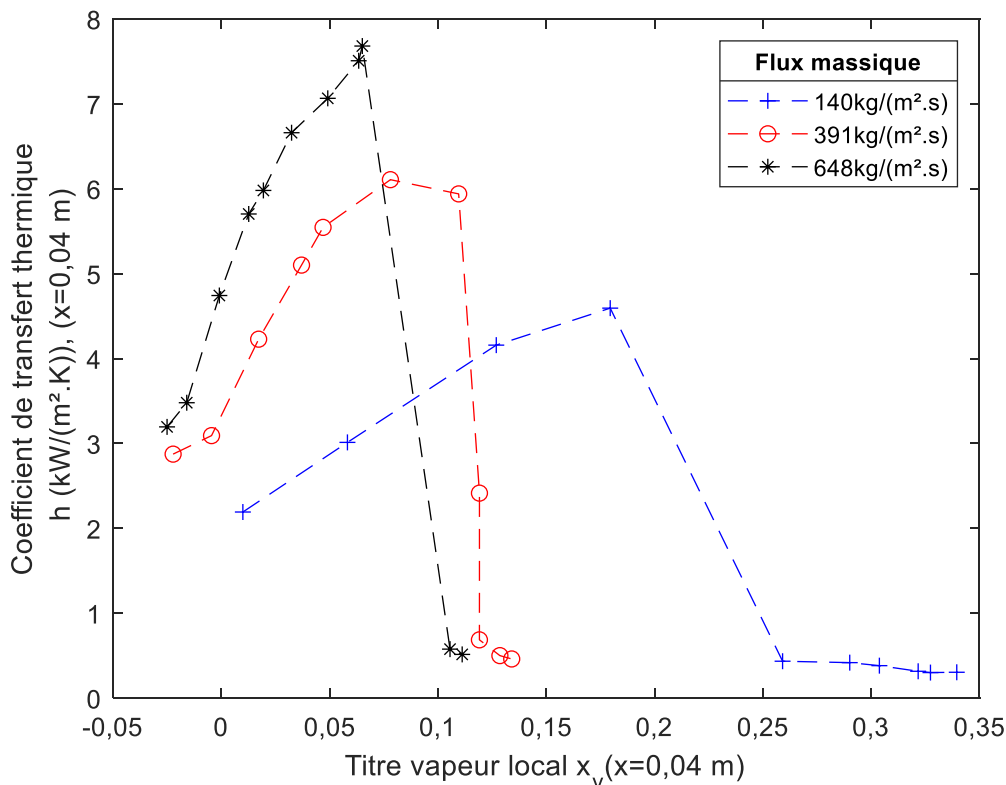
On observe cependant, qu'à l'approche du flux critique, l'augmentation du coefficient d'échange avec le flux est plus faible. De plus, l'impact du débit sur le transfert de chaleur est plus important. Ces deux aspects peuvent signifier une augmentation de la convection sur les transferts et une transition vers l'évaporation convective. Avec

l'apparition de l'assèchement, l'ébullition nucléé disparaît pour laisser place uniquement à un écoulement convectif de la vapeur.

La Figure 4-2 (b) montre les mêmes coefficients de transfert mais cette fois en fonction du titre de vapeur local. Il est observé que l'assèchement se produit à un titre vapeur local plus faible pour les débits massiques plus élevés ce qui est un résultat cohérent. En effet, il est nécessaire d'apporter plus d'énergie au fluide pour augmenter le titre vapeur avec un débit plus élevé. L'augmentation du coefficient d'échange avec le titre vapeur est donc plus rapide avec un débit massique plus important.



(a)



(b)

Figure 4-2 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur, pour différents flux massiques (140 ; 391 ; 648 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$), au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$). (a) Fonction du flux global. (b) Fonction du titre vapeur local.

4.1.3. Analyse locale

Le dispositif expérimental et la méthode inverse 2D permettent une représentation locale du coefficient de transfert de chaleur. Les courbes de la Figure 4-3 correspondent à un essai avec une forte différence de température sur la longueur du canal induite par une forte variation du coefficient de transfert de chaleur local. La différence entre la température de paroi et la température de saturation est également tracée.

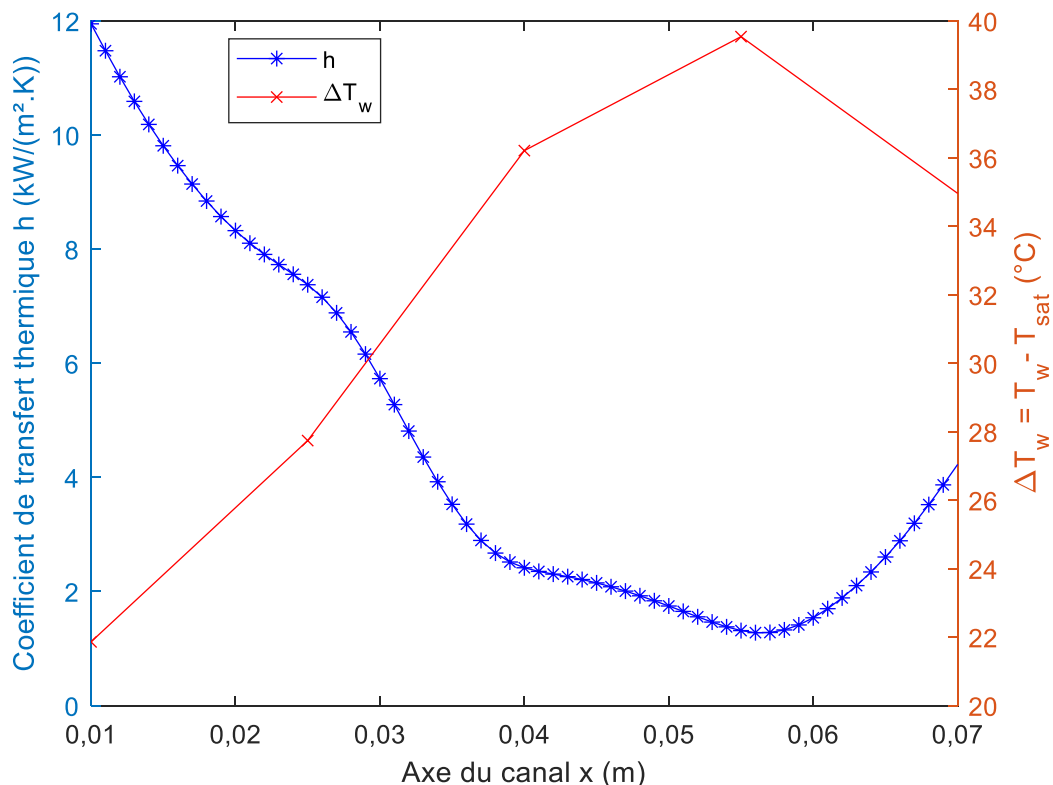


Figure 4-3 : Profil du coefficient de transfert de chaleur et de la surchauffe à la paroi, le long du canal ($\varphi_{global}=18,7 \text{ W/cm}^2$, $G = 391 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$).

Le profil des coefficients de transfert de chaleur peut être interprété avec la photo de l'écoulement sur la Figure 4-4, qui fournit une observation de la configuration d'écoulement correspondante. Un changement de configuration d'écoulement peut être observé autour du premier tiers du canal. En amont, un écoulement de bulles dispersées est observé. En effet, un mélange de nombreuses petites bulles proches les unes des autres se forme. Plus en aval, il n'est plus possible de distinguer les bulles car le régime devient agité. Les deux phases deviennent difficiles à identifier à cause de la dislocation des bulles provoquée par l'augmentation de la quantité de vapeur et du cisaillement. Le changement de configuration d'écoulement et la baisse du CTT correspondant laissent supposer un assèchement partiel du film liquide avec remouillage intermittent de la paroi.

Une hypothèse est qu'un profil axial descendant puis ascendant du CTT (avec une forme en « U ») indiquerait le changement d'une prédominance de l'ébullition nucléée en amont vers une prédominance de la convection forcée en aval. En effet, selon Sandler *et al.* [59], dans le cas de l'ébullition nucléée, ce coefficient ne dépend ni du titre, ni du débit massique, mais est une fonction croissante du flux de chaleur. Ainsi, à débit massique, pression et flux de chaleur fixés, le coefficient d'échange est uniforme sur toute la longueur du canal et la surchauffe de la paroi l'est aussi.

À l'inverse, dans le cas de la convection forcée, le coefficient d'échange est une fonction croissante du titre et du débit massique et dépend peu du flux de chaleur.

Ainsi, à débit massique, pression et flux de chaleur fixés, l'évolution du coefficient d'échange en fonction du titre (ou de la longueur du canal) donne les indications suivantes : une courbe ascendante indique la domination de la convection forcée ; une courbe plate ou descendante celle de l'ébullition nucléée ; une courbe en U le passage de la domination de l'ébullition nucléée à celle de la convection forcée.

En résumé, l'interprétation des [Figure 4-3](#) et [Figure 4-4](#) montre un changement du profil d'écoulement vers le premier tiers du canal et une diminution correspondante du coefficient d'échange.

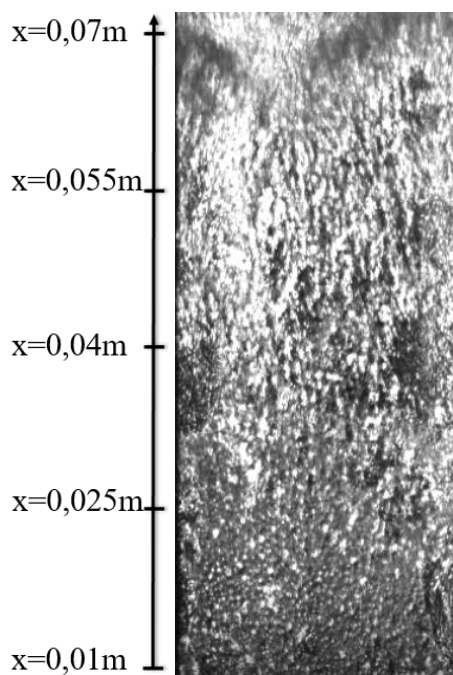


Figure 4-4 : Photos de l'écoulement vue de face ($\varphi_{global}=18,7 \text{ W/cm}^2$, $G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$).

La [Figure 4-5](#) représente le profil du coefficient de transfert de chaleur le long du canal, pour différents flux de chaleur imposés, à un flux massique de $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

Pour un faible flux thermique ($\varphi_{global} = 4,0 \text{ W/cm}^2$), la valeur du coefficient de transfert thermique est de l'ordre de $3,5 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$, constant sur toute la longueur, sauf sur les extrémités. La diminution du coefficient d'échange en début de canal et son augmentation en fin de canal peuvent à la fois être dues à l'effet de bord de la section et à la configuration d'écoulement. En augmentant le flux thermique jusqu'à $\varphi_{global} = 9,5 \text{ W/cm}^2$, le coefficient augmente en gardant la même forme de profil, avec un plateau à environ $5 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$. L'augmentation du flux jusqu'à $\varphi_{global} = 17,8 \text{ W/cm}^2$, donne un profil de coefficient d'échange qui commence à changer. Il y a une diminution significative le long de l'écoulement puis une augmentation en fin de canal. L'augmentation du coefficient en fin de canal peut également être causée par l'accélération de l'écoulement. En augmentant d'un petit incrément le flux jusqu'à $\varphi_{global} = 18,7 \text{ W/cm}^2$, l'assèchement partiel dans la zone inférieure du canal devient de plus en plus important. En augmentant encore d'un petit incrément jusqu'à $\varphi_{global} = 19,8 \text{ W/cm}^2$, l'assèchement total du canal est presque atteint (sauf en début de canal). Un dernier petit incrément jusqu'à $\varphi_{global} = 21,8 \text{ W/cm}^2$, augmente encore la zone asséchée.

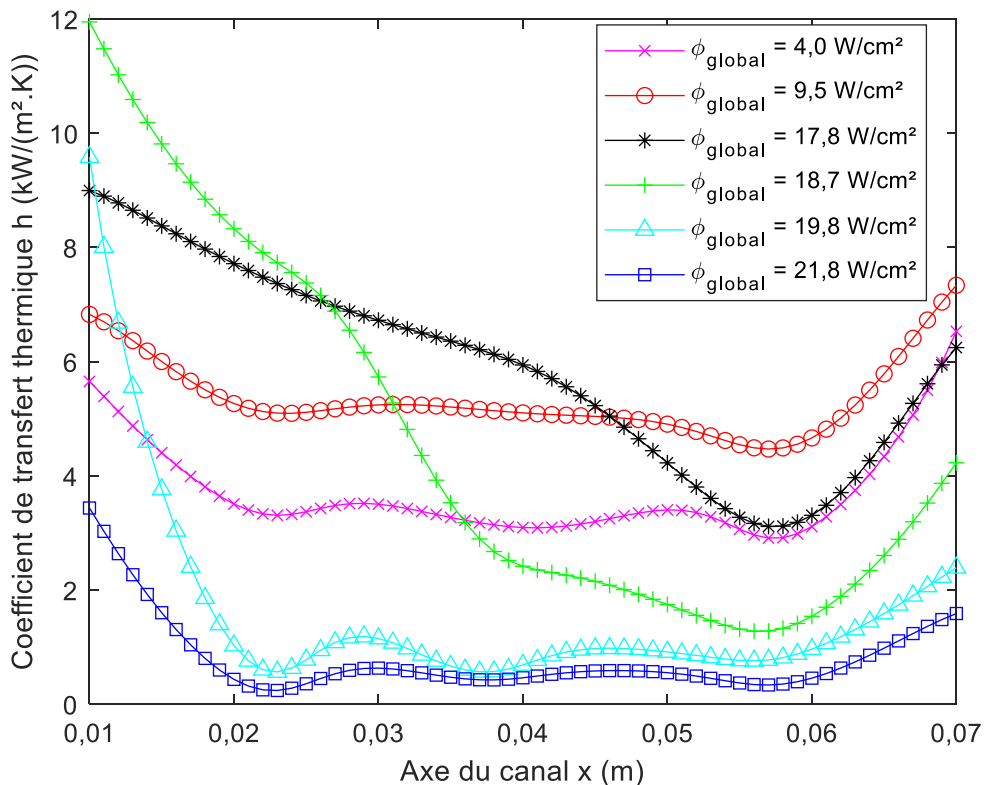


Figure 4-5 : Profil du coefficient de transfert de chaleur le long du canal, à différents flux de chaleur ϕ_{global} et au flux massique $G=391\text{kg}/(\text{m}^2\text{ s})$.

4.1.4. Visualisations

La visualisation de différents écoulements intéressants de l'essai de la Figure 4-6 sont présentées sur la Figure 4-7. Les images des écoulements sont des photos des films capturés en vue de face.

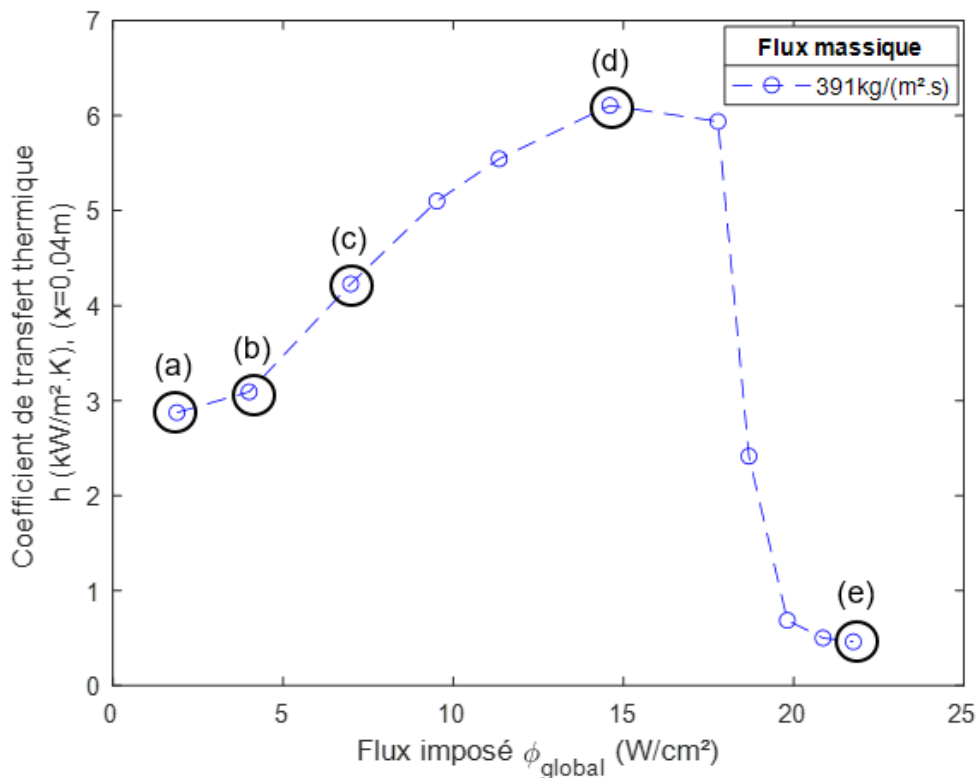


Figure 4-6 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du flux imposé, calculé au milieu du canal ($x=0,04$ m), pour un flux massique $G=391$ kg/(m² s).

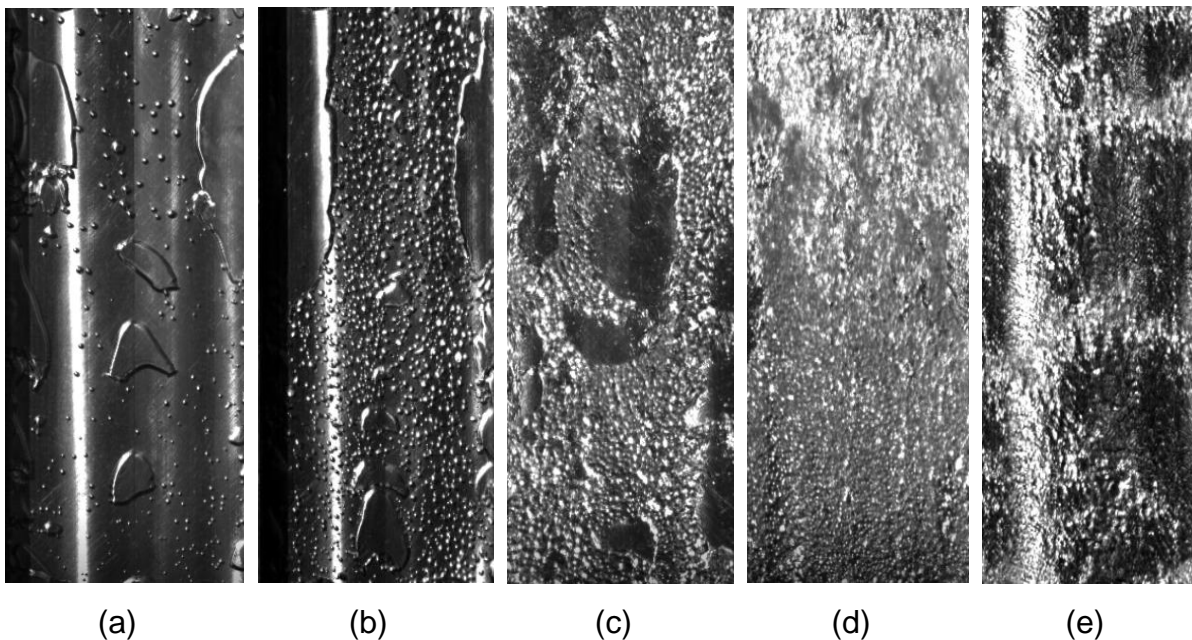


Figure 4-7 : Visualisations pour $G=391$ kg/(m² s) et ϕ_{global} avec les valeurs de flux suivantes (a) : 1,9 W/cm² ; (b) : 4 W/cm² ; (c) : 7 W/cm² ; (d) : 14,6 W/cm² ; (e) : 20,9 W/cm².

Ces images présentent des configurations d'écoulement caractéristiques décrites sur la base des travaux de Piasecka *et al.* [78].

- [Figure 4-7 \(a\)](#) : Écoulement de petites bulles isolées et de grosses bulles aplaties dans la direction de l'écoulement et transverse. Il représente un écoulement de type bulles et de type poches et bouchons.
- [Figure 4-7 \(b\)](#) : Écoulement de petite bulles dispersées. Les plus petites bulles sont observées à l'entrée du canal et les plus grosses à la fin du canal. De grosses bulles allongées sont toujours présentes. Il représente aussi un écoulement de type bulles et de type poches et bouchons.
- [Figure 4-7 \(c\)](#) : Écoulement de bulles dispersées et écoulement de poches et bouchons. Il correspond à un mélange de bulles agglomérées et de bulles coalescées en poches de vapeur.
- [Figure 4-7 \(d\)](#) : Écoulement de bulles dispersées, écoulement à vague, écoulement agité. Cette configuration consiste en des bulles agglomérées en amont se transformant en un écoulement agité en aval.
- [Figure 4-7 \(e\)](#) : Écoulement à phases séparées sur toute la longueur du canal (type annulaire). Du fait de l'assèchement, il est supposé que la phase vapeur isole la paroi et qu'un film liquide présentant des vagues est plaqué contre la vitre.

Remarque : les photos sont prises à un instant t et ne peuvent pas réellement représenter l'écoulement qui est parfois une intermittence de configuration d'écoulement. Les photos ont été sélectionnées pour montrer les configurations dominantes.

4.2. Influence de la structuration de surface

Les résultats expérimentaux présentés dans cette partie montrent la comparaison de l'ébullition pour trois plaques différentes :

- sans structuration (*Ref*),
- avec la structuration de la [Figure 3-9 \(PDC\)](#),
- avec la structuration de la [Figure 3-10 \(PECVD\)](#).

Les résultats comprennent l'analyse des courbes d'ébullition, du coefficient d'échange et des pertes de charge. Pour chacune des plaques trois séries d'essais sont réalisées correspondant à trois niveaux de flux massiques : 140, 391 et 648 kg/(m² s). Chaque essai d'ébullition a été réalisé jusqu'à l'assèchement. Les conditions de fonctionnement des essais réalisés sont résumées dans le [Tableau 4-2](#).

Section d'essais plaque amovible	Conditions fixes	G kg/(m ² s)		
Plaque sans structuration (<i>Ref</i>)	$P = 1,1bar ; T_{sat} = 64^{\circ}C ; \Delta T_{sub} = 4^{\circ}C$	140	391	648
Plaque <i>PDC</i>	$P = 1,1bar ; T_{sat} = 64^{\circ}C ; \Delta T_{sub} = 4^{\circ}C$	140	391	648
Plaque <i>PECVD</i>	$P = 1,1bar ; T_{sat} = 64^{\circ}C ; \Delta T_{sub} = 4^{\circ}C$	140	391	648

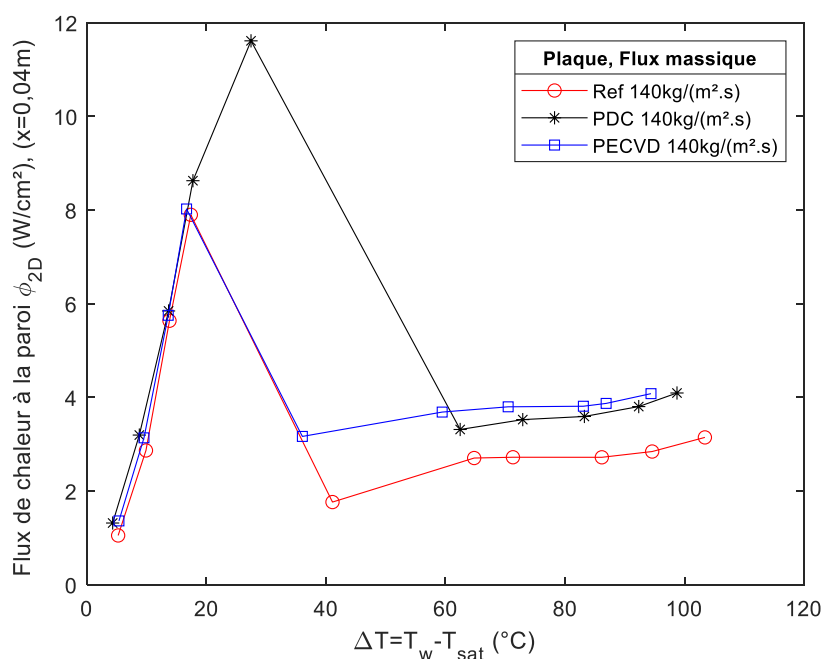
Tableau 4-2 : Récapitulatif des conditions d'essais réalisés avec les trois plaques.

4.2.1. Courbes d'ébullition et flux critiques

La Figure 4-8 représente les courbes d'ébullition pour trois flux massiques (140, 391 et 648 kg/(m² s)), avec les trois plaques différentes (*Ref*, *PDC*, *PECVD*). Elle montre le flux thermique (ϕ_{2D}) calculé au centre de la plaque en fonction de la surchauffe de la paroi. Comme décrit précédemment, le pic correspond au flux critique (CHF) et l'inflexion qui suit à l'assèchement. Globalement le traitement des deux plaques (*PDC*, *PECVD*) conduit à augmenter le flux critique et à retarder l'apparition de l'assèchement par rapport à la plaque de référence. La plaque *PDC* donne la plus grande amélioration.

Pour la plaque en *PDC*, le CHF est augmenté de : 47% pour 140 kg/(m² s) ; 28% pour 391 kg/(m² s) ; 53% pour 648 kg/(m² s). La surchauffe critique de la paroi est augmentée de : 58 % pour 140 kg/(m² s) ; 45 % pour 391 kg/(m² s) ; 48 % pour 648 kg/(m² s).

Pour la plaque *PECVD*, aucune augmentation du CHF n'est observée pour 140 kg/(m² s). Le CHF est augmenté de 12% pour 391 kg/(m² s) et 648 kg/(m² s).



Expérimentations

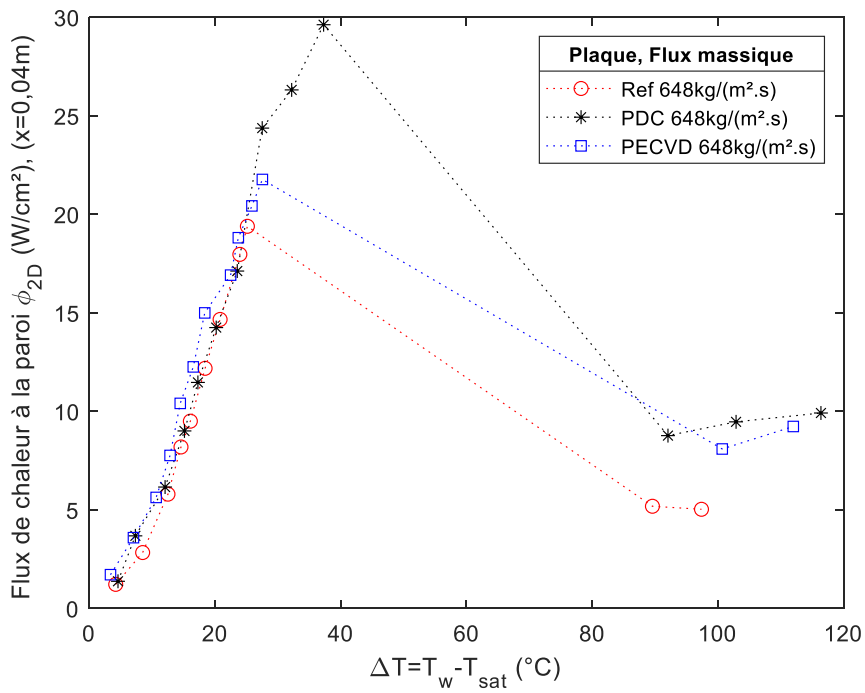
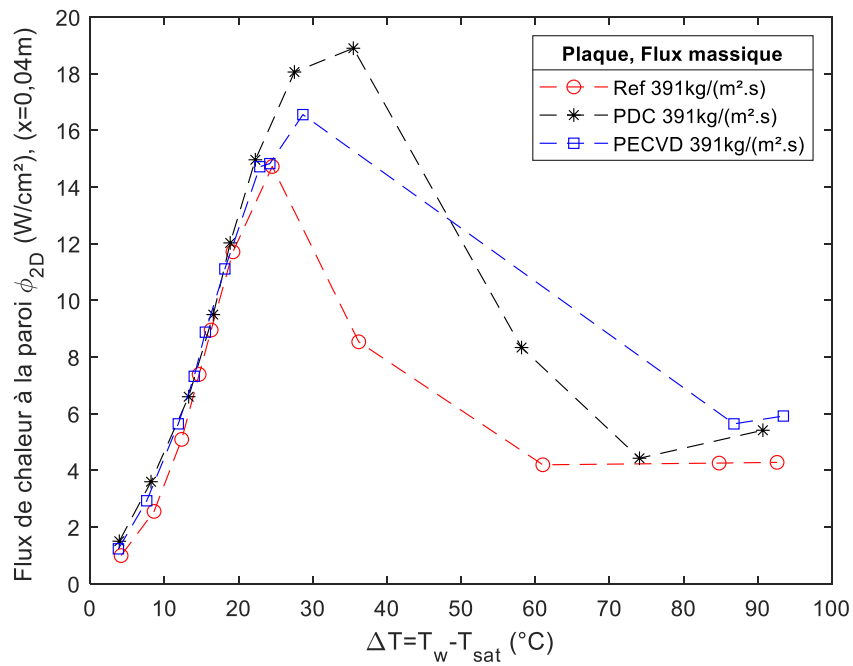


Figure 4-8 : Courbe d'ébullition pour trois flux massiques (140, 391 et 648 kg/(m² s)), avec les trois plaques différentes (Ref, PDC, PECVD).

La **Figure 4-9** montre le flux thermique critique, calculé au centre de la plaque, en fonction du débit massique, avec les trois plaques différentes (*Ref*, *PDC*, *PECVD*). Les valeurs mesurées sont comparées à celles obtenues avec la corrélation de Tibiriçá *et al.* [61]. On observe que la valeur obtenue par corrélation est assez cohérente avec les essais, en particulier pour les plaques *PECVD* et *Ref*.

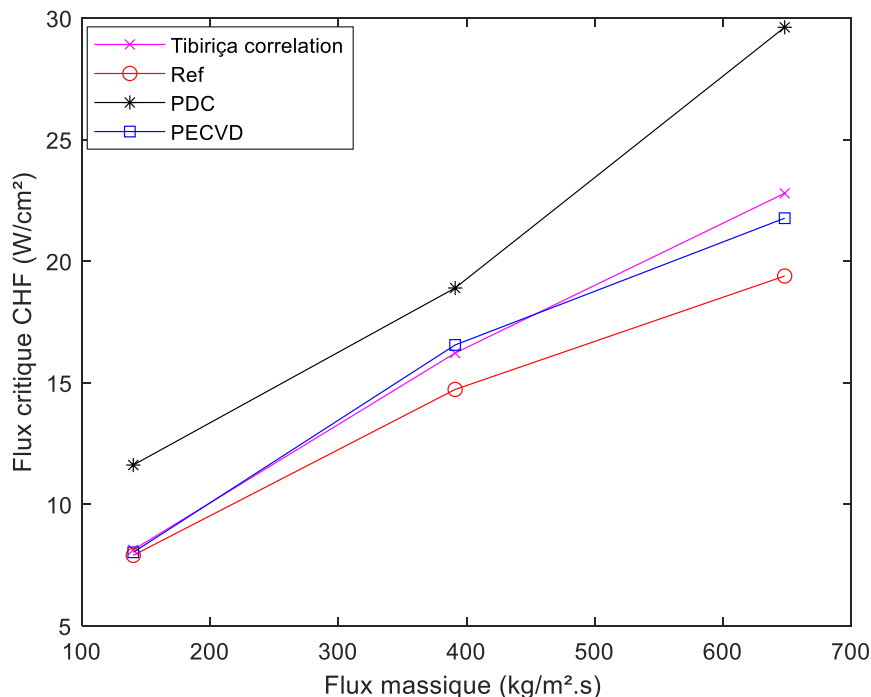


Figure 4-9 : Flux thermique critique au centre de la plaque en fonction du débit massique avec les trois plaques différentes (*Ref*, *PDC*, *PECVD*) : comparaison avec la corrélation de Tibiriçá *et al.*

4.2.2. Coefficient de transfert thermique

La **Figure 4-10** montre l'évolution du coefficient de transfert thermique calculé au milieu du canal en fonction du flux imposé φ_{global} . Pour la plaque *PDC*, le coefficient de transfert de chaleur est calculé au niveau de la bande d'aluminium (voir Figure 3-9).

Les résultats expérimentaux montrent globalement que le traitement de surface apporte à la fois une légère amélioration du coefficient transfert de chaleur et retarde l'apparition de l'assèchement.

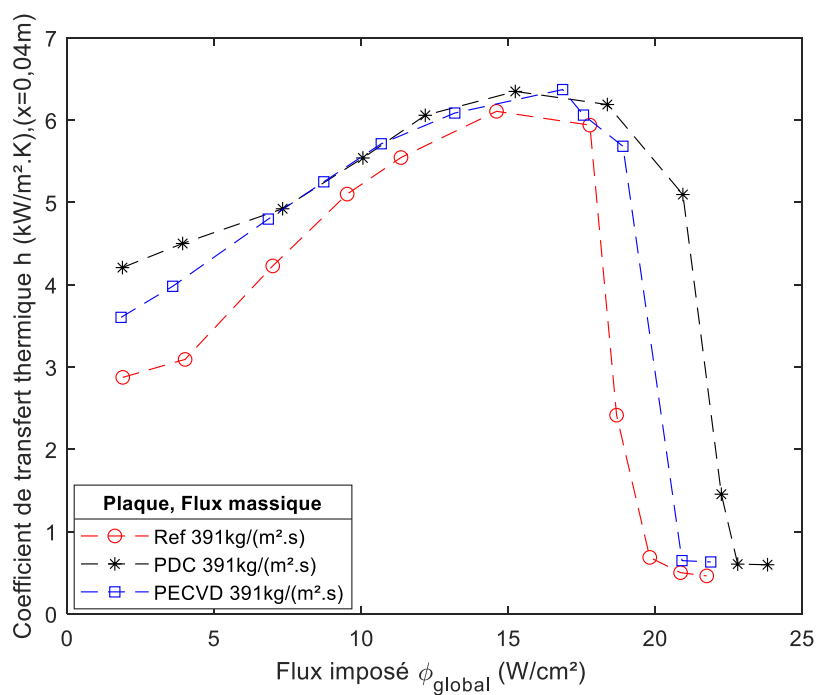
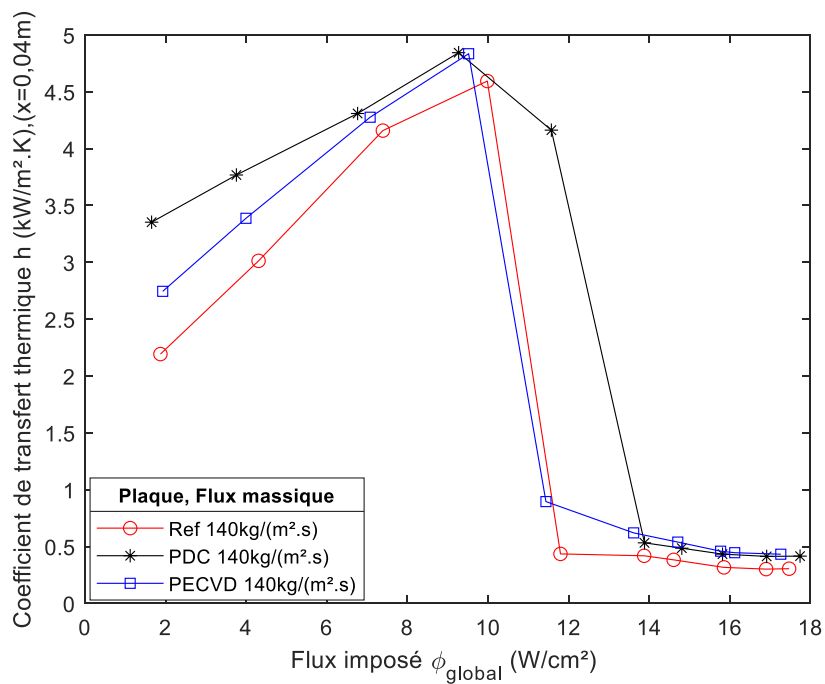
Sur l'ensemble de la courbe d'ébullition, pour les deux plaques (*PDC* et *PECVD*) et les trois débits massiques, le coefficient d'échange (en $x=0,04$ m) est légèrement supérieur à la plaque de référence.

Pour les trois débits massiques, l'assèchement est effectivement retardé pour les deux échantillons mais de manière plus importante pour la plaque *PDC*.

Pour la plaque *PDC*, le flux maximal imposé avant l'assèchement par rapport à la plaque *Ref* est augmenté de : 18% pour 140 kg/(m² s) ; 19% pour 391 kg/(m² s) ; 17% pour 648 kg/(m² s).

Pour la plaque *PECVD*, le flux maximal imposé avant l'assèchement par rapport à la plaque *Ref* est augmenté de 6% pour 391 kg/(m² s) et 648 kg/(m² s).

Expérimentations



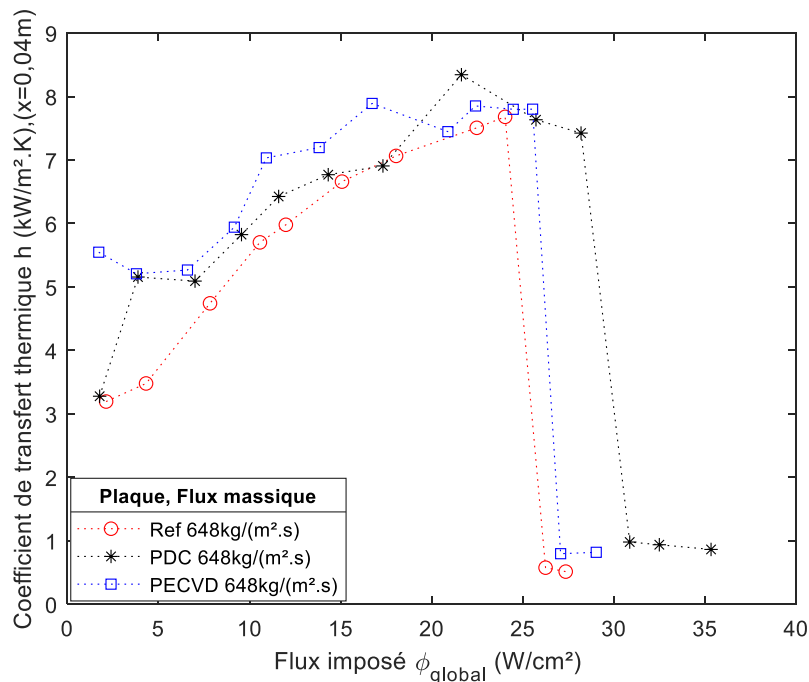


Figure 4-10 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du flux imposé, pour différents flux massiques (140 ; 391 ; 648 kg/(m².s)), pour les trois plaques (*Ref*, *PDC*, *PECVD*), calculé au milieu du canal ($x=0,04$ m).

4.2.3. Influence de la position dans le canal

Les résultats précédents ont été calculés au centre du canal. Cette partie, s'intéresse à l'influence de la position du calcul sur le coefficient de transfert de chaleur. La [Figure 4-11](#) et la [Figure 4-12](#) représentent le coefficient de transfert thermique en fonction du flux imposé, aux trois débits massiques, avec les trois plaques (*Ref*, *PDC*, *PECVD*). Le coefficient de transfert thermique est calculé 15mm en amont du centre de la plaque ([Figure 4-11](#)) et 15mm en aval ([Figure 4-12](#)).

Pour la plaque *Ref* et la plaque *PECVD*, les tendances générales restent les mêmes quelle que soit la position axiale. L'assèchement est observé à des valeurs de flux imposés plus faibles en aval qu'en amont. Un titre vapeur local plus élevé en aval qu'en amont favorise un assèchement précoce. De plus, le coefficient de transfert de chaleur atteint une valeur maximale plus élevée en amont qu'en aval du canal. En effet, l'assèchement se produisant en aval, le transfert de chaleur se concentre sur la zone en amont.

Pour la plaque *PDC*, sur les deux parties poreuses, le coefficient de transfert de chaleur est globalement plus faible que sur les autres plaques. La différence atteint son maximum proche du flux critique. Le coefficient de transfert de chaleur en amont est également plus élevé qu'en aval. La faible augmentation du coefficient d'échange avec le flux de chaleur signifie paradoxalement une diminution de l'effet de l'ébullition nucléée. De plus, dans la zone asséchée où la convection de vapeur est le mécanisme dominant, il est observé que la partie poreuse a un coefficient d'échange supérieur aux autres plaques (bien visible à haut débit). Une hypothèse est que la partie poreuse de la plaque *PDC* retient le film liquide et permet le remouillage de la paroi, retardant ainsi l'assèchement. Par contre, elle ne permet pas une meilleure nucléation.

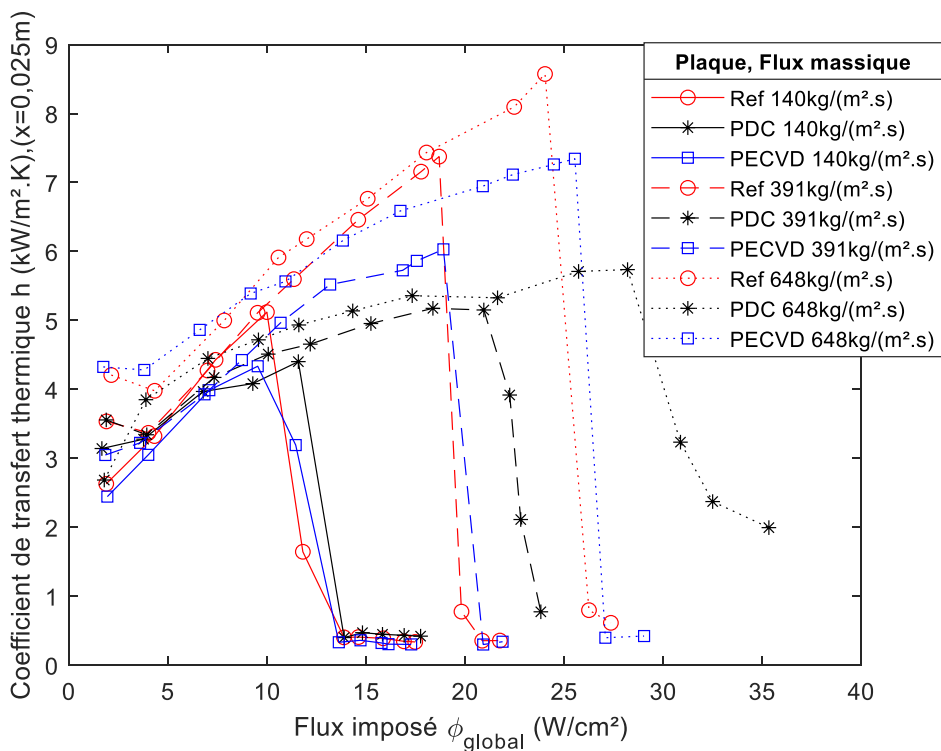


Figure 4-11 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du flux imposé, pour les trois flux massiques 140 kg/(m² s) ; 391 kg/(m² s) ; 648 kg/(m² s), pour les trois plaques différentes (Ref, PDC, PECVD), 15mm en amont du centre de la plaque (x=0,025 m).

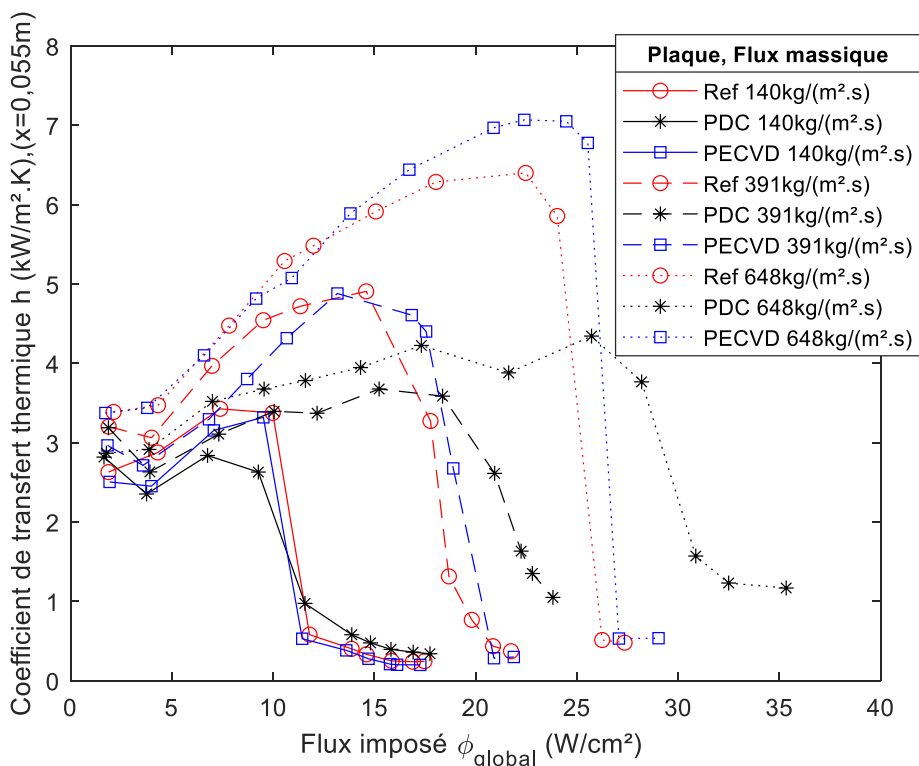


Figure 4-12 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du flux imposé, pour les trois flux massiques 140 kg/(m² s) ; 391 kg/(m² s) ; 648 kg/(m² s), pour les trois plaques différentes (Ref, PDC, PECVD), 15mm en aval du centre de la plaque (x=0,055 m).

La Figure 4-13 représente le profil axial du coefficient de transfert de chaleur avec la plaque *PDC*, à différents flux de chaleur fixés et au flux massique $G=648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$. De la même manière que pour la plaque de référence *Réf*, le coefficient d'échange augmente avec l'augmentation du flux jusqu'à l'assèchement. Comme observé précédemment, avant l'assèchement, le coefficient d'échange au centre de la plaque (zone aluminium) est plus élevé que dans les zones avec le dépôt poreux. La différence se creuse avec l'augmentation du flux. Ainsi, le revêtement poreux a un impact négatif sur le transfert de chaleur sur sa zone. Mais la présence du dépôt poreux, en amont de la zone aluminium semble améliorer les transferts dans cette dernière.

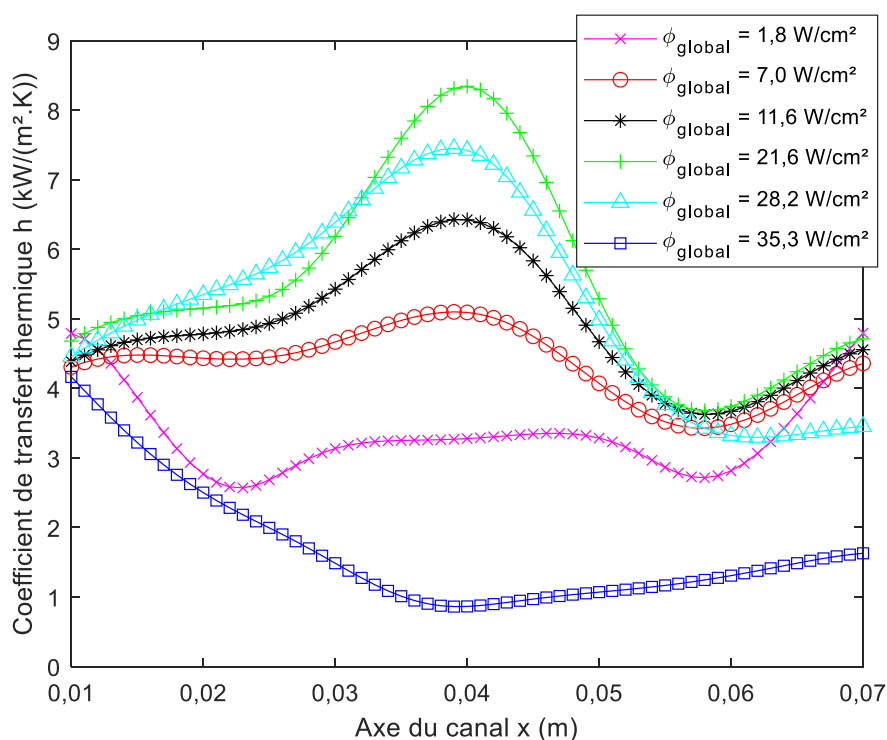


Figure 4-13 : Profil axial du coefficient de transfert de chaleur avec la plaque *PDC*, à différents flux de chaleur fixés et au flux massique $G=648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

4.2.4. Perte de charge

La Figure 4-14 représente l'évolution des pertes de charge, dans le mini-canal, avec les trois débits massiques différents ($140 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; $391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; $648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$) et avec les trois plaques différentes (*Ref*, *PDC*, *PECVD*).

Les résultats quantifient la tendance attendue qui est : plus le débit massique est élevé, plus la perte de pression est élevée. La perte de charge s'accroît avec l'augmentation du flux thermique jusqu'à l'assèchement. Lorsque l'assèchement se produit, une chute de la perte de charge est observée. Cette chute peut être expliquée par la séparation complète des deux phases le long du canal et par conséquent la diminution des instabilités de l'écoulement. Avant le CHF, plus le débit est grand et plus l'augmentation des pertes de charge avec le flux est importante. Pour le flux massique $140 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, l'augmentation est très faible.

Les pertes de charge de la plaque *PECVD* et de la plaque *Ref* sont similaires, alors que la perte de charge de la plaque *PDC* est plus élevée d'environ 27%.

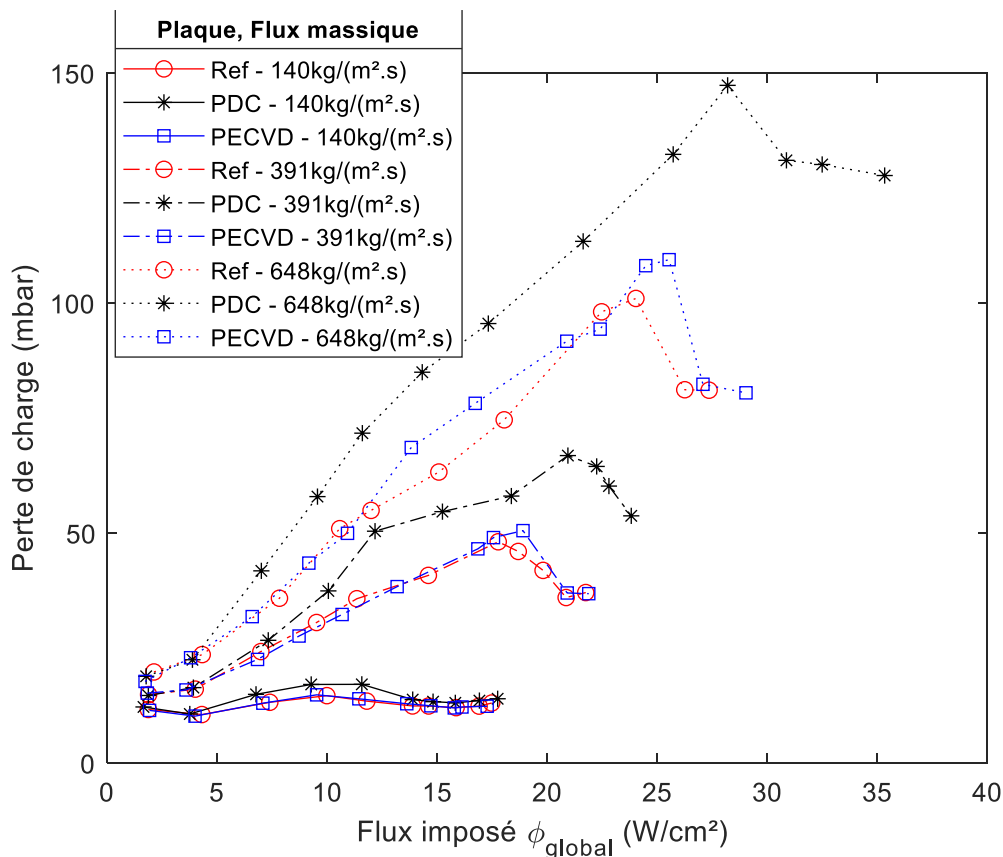


Figure 4-14 : Perte de charge dans le mini-canal, en fonction du flux imposé, pour trois flux massiques différents (140 kg/(m² s) ; 391 kg/(m² s) ; 648 kg/(m² s)) et pour les trois plaques différentes (*Ref*, *PDC*, *PECVD*).

4.3. Résultats de la campagne paramétrique sans plaque amovible

Ces résultats ont été obtenus avec la section d'essais de référence, sans plaque amovible.

Les essais ont été effectués à débit constant. La pression d'entrée du mini-canal est réglée pour être maintenue à environ 1 bar (température de saturation de 60°C). La température d'entrée du fluide dans la section d'essais est réglée à 60°C. Pour un flux massique fixé ($G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$), le flux thermique délivré par les cartouches chauffantes est augmenté progressivement du début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement de la paroi.

Dans la première partie, l'influence du sous-refroidissement du fluide en entrée de section d'essais est testée avec $\Delta T_{sub} = 45, ; 30 ; 15 ; 0^\circ\text{C}$.

Dans la deuxième partie, l'influence de la pression est testée avec $P = 0,7 ; 1 ; 1,5 \text{ bar}$.

4.3.1. Influence du sous-refroidissement

Les essais de cette partie sont résumés dans le Tableau 4-3.

Conditions fixes	$\Delta T_{sub} (^\circ\text{C})$			
$P = 1 \text{ bar} ; T_{sat} = 60^\circ\text{C} ; G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	45	30	15	0

Tableau 4-3 : Récapitulatif des essais avec la section d'essais de référence à différents sous-refroidissements.

a. Courbes d'ébullition

La [Figure 4-15](#) montre les courbes d'ébullition pour les différents sous-refroidissements. Elle représente le flux φ_{2D} calculé au niveau de la paroi en fonction de la surchauffe. Il est principalement observé une augmentation du flux critique et de la surchauffe critique avec l'augmentation du sous-refroidissement. Pour les sous-refroidissements de 30°C et 45°C, les points asséchés n'ont pas été mesurés car l'assèchement était plus violent et la température de la paroi était trop haute.

Comme exposé dans le [Chapitre 2](#), Lee et Mudawar [70], [60], ont mené des essais sur le transfert de chaleur par ébullition du HFE-7100 dans quatre micro-canaux rectangulaires horizontaux en cuivre avec un diamètre hydraulique allant de 0,176 à 0,416 mm. Ils ont étudié l'impact du sous-refroidissement pour des flux massiques, allant de 670 à 6730 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$. Ils ont indiqué que le flux thermique critique (CHF) pouvait être amélioré en augmentant le sous-refroidissement en entrée.

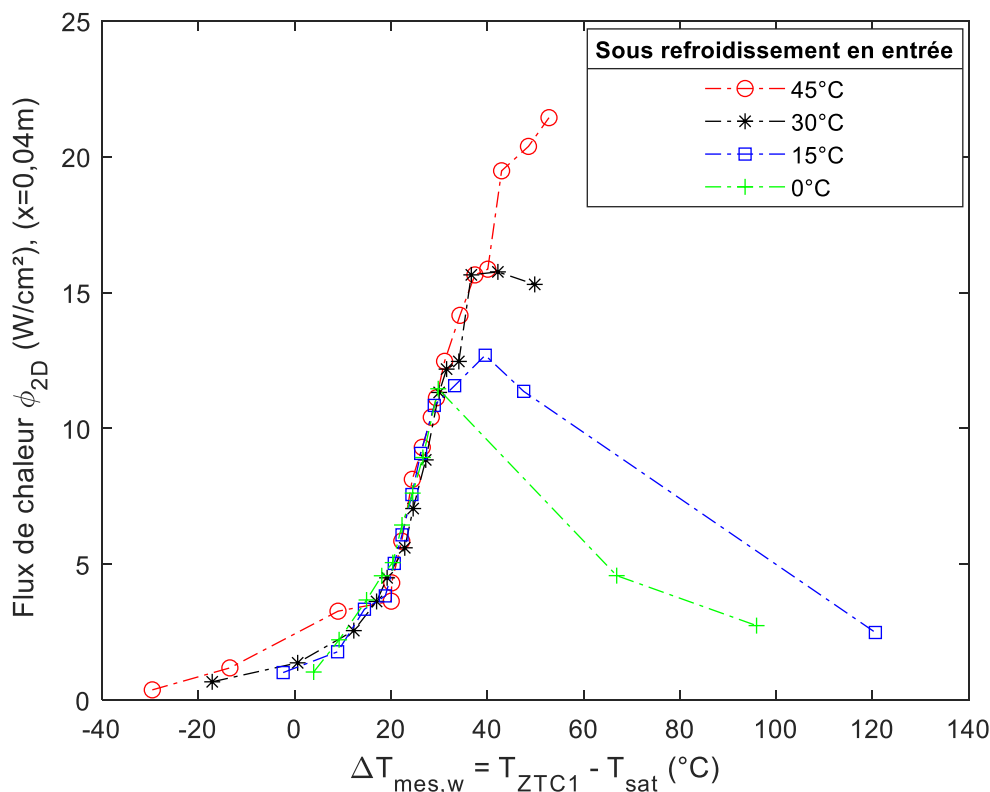


Figure 4-15 : Courbe d'ébullition pour différents sous-refroidissements ($\Delta T_{sub} = 0; 15; 30; 45 \text{ } ^\circ\text{C}$) pour un flux massique de $G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ calculé au centre du canal.

b. Coefficient de transfert thermique

La Figure 4-16 représente l'évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre vapeur local (a) ou du flux imposé (b), pour différentes valeurs du sous-refroidissement ($\Delta T_{sub} = 0; 15; 30; 45 \text{ } ^\circ\text{C}$), pour un flux massique $G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, calculé au milieu du canal ($x = 0,04 \text{ m}$). Les points entourés sur la Figure 4-16 correspondent à des écoulements purement monophasiques. Après ces points, l'écoulement est en ébullition. Le passage en diphasique augmente le coefficient d'échange jusqu'à une valeur supérieure à $2 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Sur les deux graphiques, il est globalement observé une augmentation du CTT avec l'augmentation du titre vapeur et du flux imposé. Plus le sous-refroidissement est important et plus la valeur maximale du CTT est importante.

La Figure 4-16 (a) montre que le titre vapeur local est très dépendant du sous-refroidissement. Plus le sous-refroidissement est important plus le titre vapeur est faible. Pour une même courbe d'ébullition le CTT augmente avec le titre vapeur.

La Figure 4-16 (b) donne un autre point de vue. Elle montre l'évolution du CTT en fonction du flux imposé. Elle montre qu'entre environ 10 et $20 \text{ W}/\text{cm}^2$ le sous-refroidissement a peu d'impact sur le CTT. Il augmente de manière équivalente pour tous les sous-refroidissements.

Pour rappel, le titre vapeur dépend du flux de chaleur. Or ici, on observe que le CTT dépend surtout du flux de chaleur et que sa dépendance au titre vapeur n'est qu'une conséquence. Ceci est une caractéristique de la prédominance de l'ébullition nucléée.

L'assèchement de l'écoulement saturé $\Delta T_{sub} = 0^\circ\text{C}$, apparaît vers 20 W/cm^2 . Ensuite, pour les essais sous-refroidis avec un flux global au-delà de 20 W/cm^2 , le CTT se stabilise avec l'augmentation du flux, voire baisse par endroits. Ce comportement peut être synonyme d'une contribution plus importante de l'évaporation convective. Les profils de CTT sont interprétés avec les visualisations de l'écoulement dans la partie suivante.

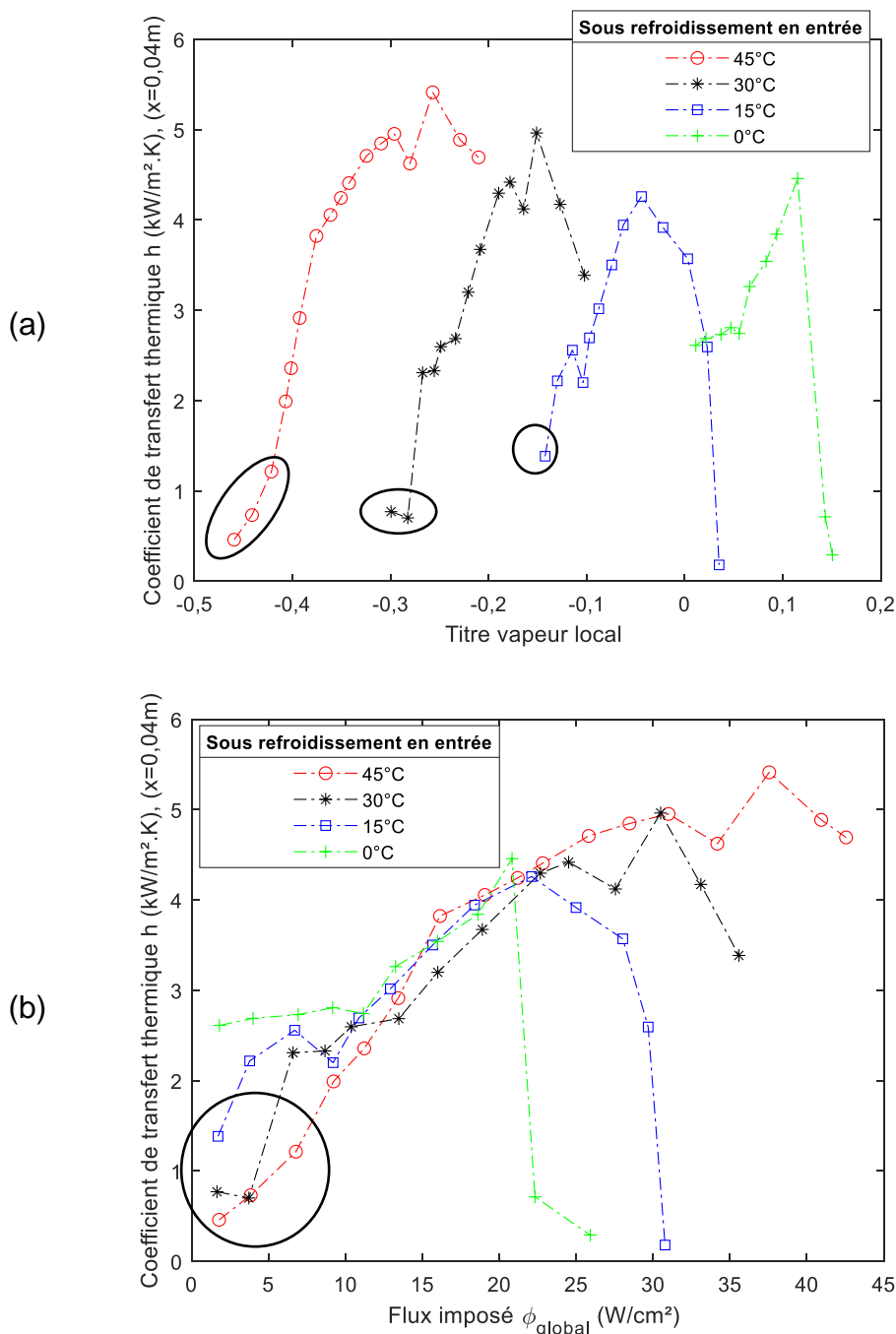


Figure 4-16 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre vapeur local (a) ou du flux imposé (b), pour différents sous-refroidissements ($\Delta T_{sub} = 0 ; 15 ; 30 ; 45^\circ\text{C}$), pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, calculé au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$).

L'apparition de l'ébullition est visible au travers de la vitre mais est aussi observée par la chute de la température de paroi lors de l'acquisition en dynamique, [Figure 4-17](#). Elle est causée par l'augmentation du coefficient d'échange.

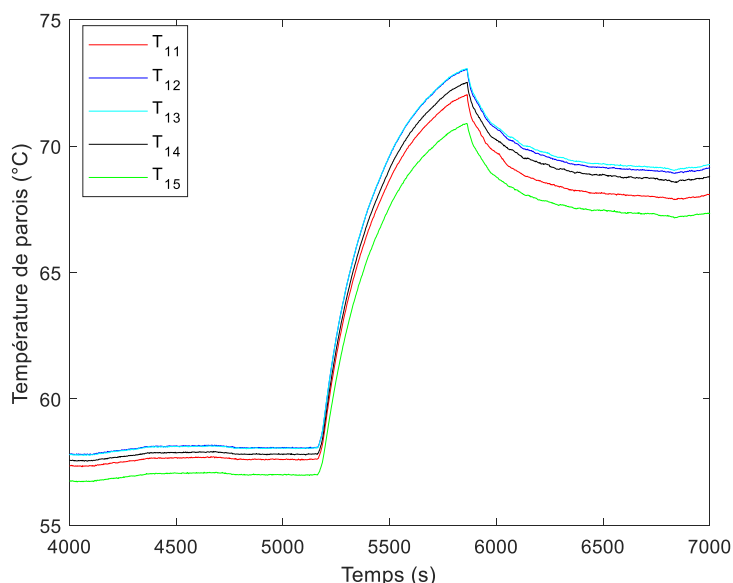


Figure 4-17 : Chute des températures de la paroi à l'apparition de l'ébullition.

c. Interprétation axiale avec visualisation

Une interprétation axiale du CTT est faite avec la visualisation de l'écoulement, pour quatre points caractéristiques des courbes d'ébullition, avec deux sous-refroidissements : $\Delta T_{sub} = 45^{\circ}C$ et $\Delta T_{sub} = 0^{\circ}C$.

La Figure 4-18 (b) montre le profil axial du CTT de quatre points différents de la courbe d'ébullition Figure 4-18 (a) avec $\Delta T_{sub} = 0^{\circ}C$. Elle est interprétable avec la Figure 4-19 qui montre les visualisations de l'écoulement correspondant.

1 : Le premier point à $\varphi_{global} = 1,8 W/cm^2$ représente un écoulement de petites et grosses bulles allongées (non sphériques). C'est un écoulement de type poches et bouchons. Comme dans le paragraphe 4.1.4, ce type d'écoulement apparaît à faible flux. Il est possible qu'il y ait avant cette configuration d'écoulement, un écoulement à bulles, avec des petites bulles qui représentent le début de l'ébullition mais il n'est pas observé dans notre essai. Le CTT entre $x=0,02$ m et $x=0,06$ m est d'environ $3 kW/(m^2.K)$. Les remontées du CTT aux extrémités sont expliquées comme étant causées par l'effet de bord de la section d'essais. Les pertes de chaleur axiales donnent une température plus faible aux extrémités et donc un CTT plus élevé.

2 : Le passage jusqu'à l'écoulement (2) se fait par une dislocation progressive des bulles. De l'aval du canal vers l'amont, l'écoulement devient de type agité ou annulaire. Ainsi, le deuxième point à $\varphi_{global} = 11,2 W/cm^2$, montre un écoulement à bulles en début de canal, et agité ou annulaire, en deuxième partie du canal. Le CTT entre $x=0,02$ m et $x=0,06$ m est globalement le même qu'au point 1, légèrement plus haut par endroits.

3 : Sur le troisième point à $\phi_{global} = 20,8 \text{ W/cm}^2$ la transition de l'écoulement à bulles vers un écoulement agité semble se déplacer encore plus en amont du canal. Le CTT augmente et tend vers un profil décroissant du début vers la fin du canal. (Il correspond au CHF, c'est-à-dire le dernier flux imposé avant l'assèchement). Il est supposable que sur la fin du canal, le film liquide à la paroi est de plus en plus fin et que la paroi est remouillée par intermittence.

4 : Sur le quatrième point à $\phi_{global} = 25,9 \text{ W/cm}^2$, une toute petite zone d'écoulement à bulles persiste en début de canal. Le profil du CTT chute brutalement et atteint sa valeur minimale vers $x=0,02 \text{ m}$. Au regard du profil du CTT, le liquide ne mouille plus la paroi et est remplacé par la vapeur, c'est l'assèchement.

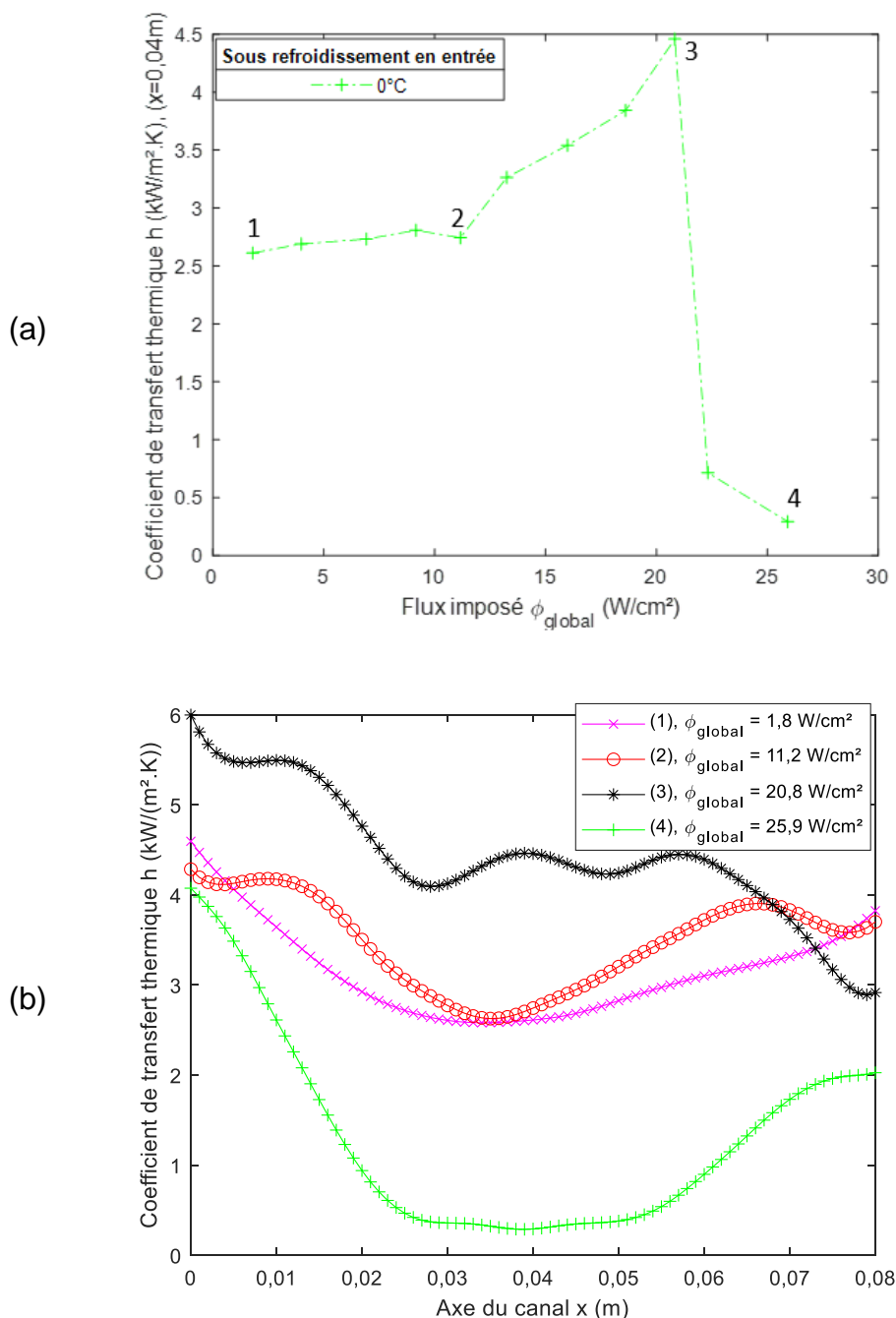


Figure 4-18 : Évolution du CTT en fonction du flux imposé (a) et profil axial du CTT (b), $\Delta T_{sub} = 0^\circ\text{C}$.

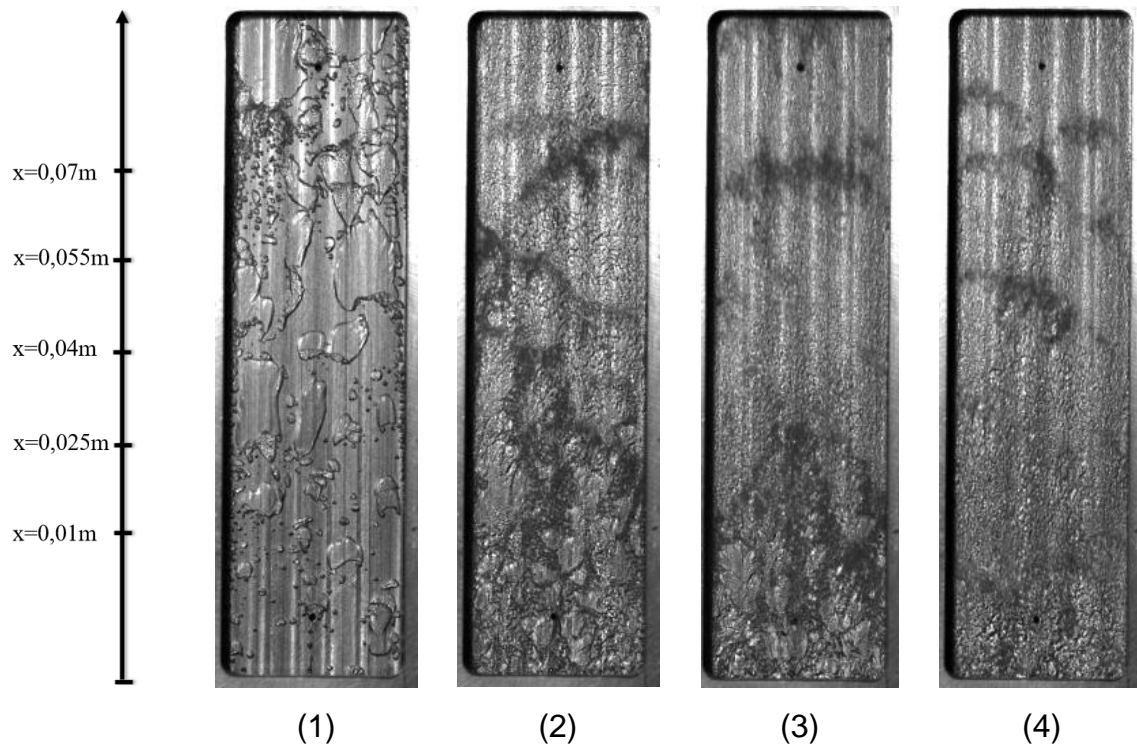


Figure 4-19 : Visualisation de l'ébullition pour des essais sans sous-refroidissement $\Delta T_{sub} = 0^\circ C$.

La Figure 4-20 (b) montre le profil axial du CTT de quatre points différents de la courbe d'ébullition Figure 4-20 (a) avec $\Delta T_{sub} = 45^\circ C$. Elle est interprétable avec la Figure 4-21 qui montre les visualisations de l'écoulement correspondant.

1 : Le premier point à $\varphi_{global} = 9,2 W/cm^2$ représente un écoulement de toutes petites bulles (non visibles sur l'image, excepté sur les bords de canal où elles sont un peu plus grosses). Le CTT au milieu du canal est d'environ $2 kW/(m^2.K)$.

2 : Le deuxième point à $\varphi_{global} = 16,1 W/cm^2$ montre un écoulement avec de toutes petites bulles et des bulles plus grosses, non sphériques, qui se forment en fin de canal et sur les bords. Le CTT augmente ($4 kW/(m^2.K)$) en $x=0,04 m$, le long de la paroi, avec l'augmentation du flux imposé.

3 : Le troisième point à $\varphi_{global} = 31 W/cm^2$ montre un écoulement avec des grosses bulles de vapeur qui ont progressivement coalescé et occupent une place de plus en plus grande sur la fin du canal. Le CTT s'accroît encore avec l'augmentation du flux imposé et particulièrement en début de canal. Le profil axial montre une nette augmentation en début de canal et un profil plutôt plat à partir de $x=0,02 m$. L'augmentation du CTT se fait surtout dans la zone d'ébullition nucléée.

4 : Le quatrième point à $\varphi_{global} = 42,5 W/cm^2$ est le dernier avant l'assèchement total. La transition entre la zone d'écoulement à toutes petites bulles « bubbly » et la zone à fort taux de vide se déplace encore vers le début du canal. Dans cette zone à fort taux de vide, la paroi est encore mouillée par intermittence par le liquide du fait de la turbulence de l'écoulement. Le CTT augmente encore au début du canal et commence à baisser sur la zone à fort taux de vapeur.

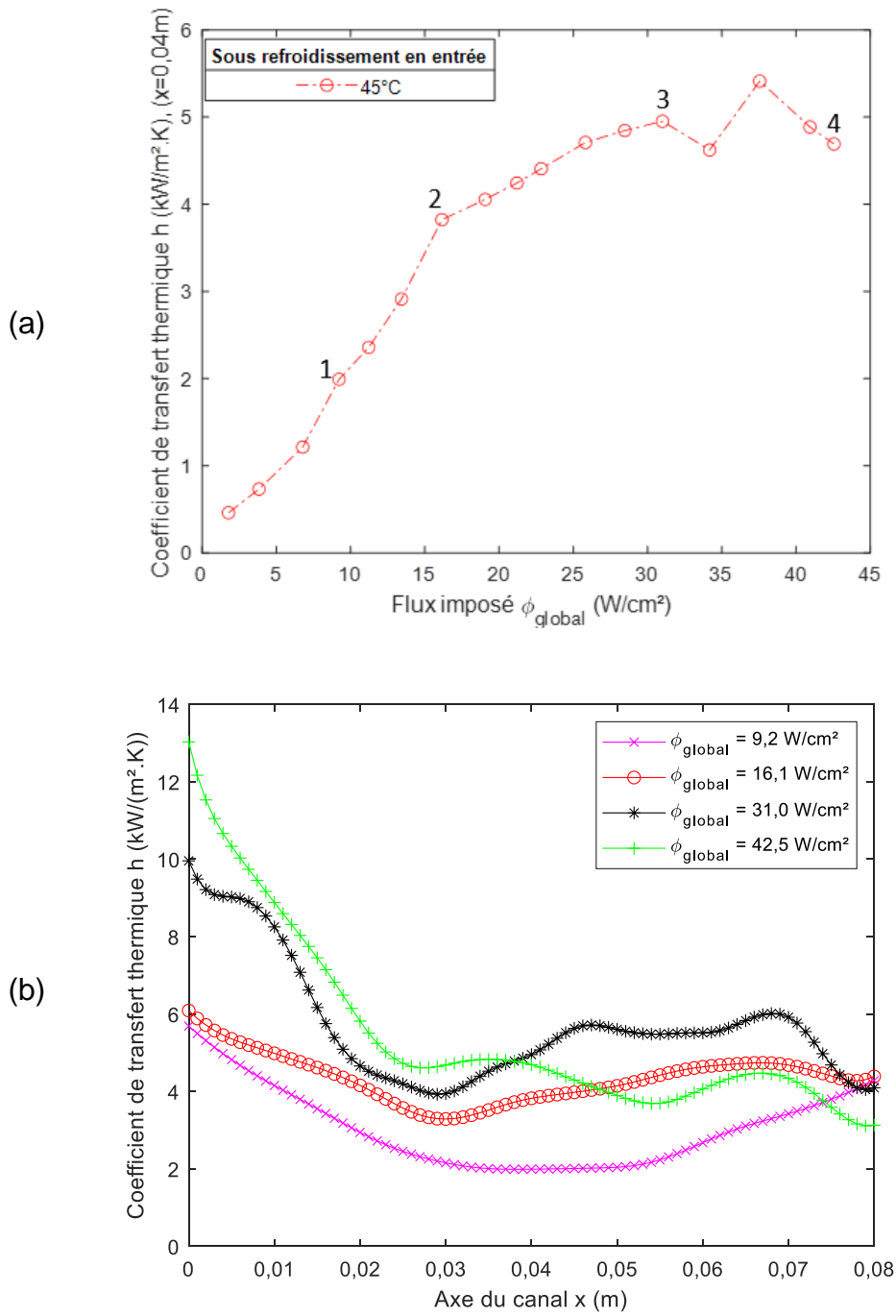


Figure 4-20 : Évolution du CTT en fonction du flux imposé (a) et profil axial du CTT (b), $\Delta T_{sub} = 45^\circ\text{C}$.

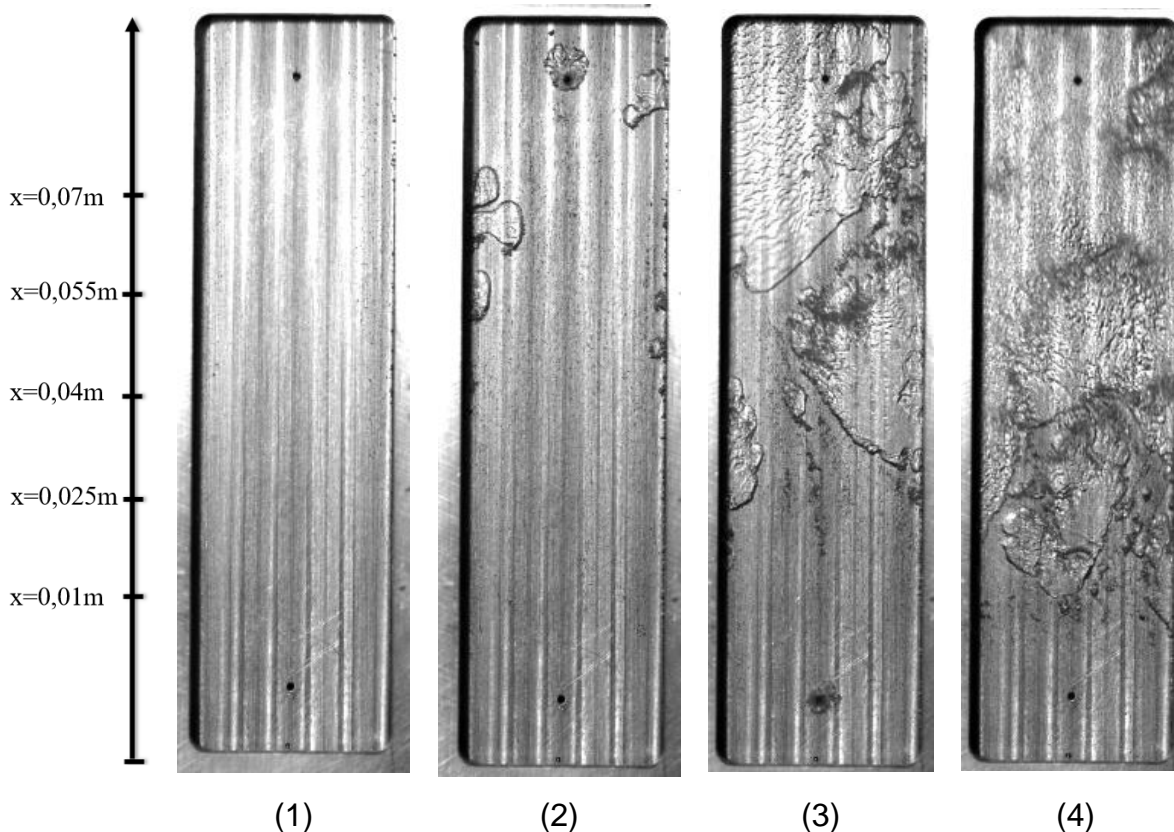


Figure 4-21 : Visualisation de l'ébullition pour les essais avec un sous-refroidissement de $\Delta T_{sub} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La comparaison de l'écoulement sous-refroidi $\Delta T_{sub} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ et saturé $\Delta T_{sub} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ est interprétée avec l'aide de la Figure 2-7, issue des travaux de Lee et Mudawar [60]. Elle montre les différences de régime d'écoulement et de mécanisme d'apparition de l'assèchement entre l'ébullition saturée et sous-refroidie.

Pour l'ébullition dans un écoulement saturé, l'augmentation de la quantité de vapeur donne une succession de régimes d'écoulements (à bulles, bouchons, agité, annulaire). Durant le régime annulaire, l'évaporation du film liquide à la paroi s'amincit progressivement jusqu'à disparaître : c'est l'assèchement, le « dry-out ». Le coefficient de transfert de chaleur est considérablement plus faible et l'écoulement qui subsiste est un écoulement de vapeur avec des gouttelettes de liquide dispersées.

Pour un écoulement fortement sous-refroidi, l'écoulement à bulles est présent sur une grande partie du canal jusqu'à que les bulles coalescent et forme une zone de vapeur. Entre cette poche de vapeur et la paroi peut persister, un temps, un film liquide jusqu'à son assèchement. Selon [60] cette forme de CHF est appelée « Departure from Nucleate Boiling » (DNB). Le CHF est bien plus important que dans le cas d'un écoulement saturé. De plus, l'assèchement est bien plus violent avec l'augmentation de la température de paroi plus problématique. C'est d'ailleurs ce qui est observé dans notre cas pour un sous-refroidissement de $\Delta T_{sub} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $\Delta T_{sub} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

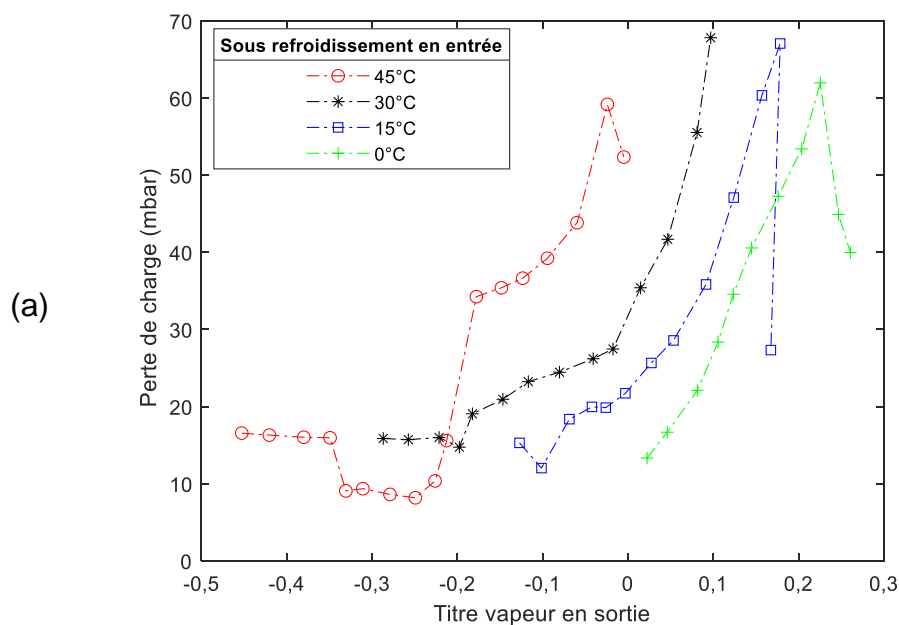
d. Perte de charge de l'écoulement

La Figure 4-22 représente l'évolution des pertes de charge dans l'écoulement en fonction du titre vapeur en sortie (a) ou flux imposé (b), pour les différents sous-refroidissements. Elle montre, globalement, une augmentation des pertes de charge avec l'augmentation du flux et du titre vapeur. De ces deux graphiques, il est difficile de distinguer si les pertes de charge dépendent plus de l'un ou de l'autre.

Il est observé, que pour les écoulements sous-refroidis, les pertes de charge n'augmentent pas tout de suite avec l'augmentation du flux (ou du titre vapeur). En effet, plus le sous-refroidissement est important et plus un palier important est observé avant l'augmentation des pertes de charge. Or, plus les écoulements sont sous-refroidis et moins les bulles se maintiennent. La déduction est que les pertes de charge dépendent surtout du taux de vide. Plus la vapeur prend de la place dans l'écoulement et plus les vitesses des phases augmentent, ce qui accentue les pertes de charge.

Par ailleurs, la configuration de l'écoulement semble aussi avoir son importance sur les pertes de charge. En effet, il est observé que lors de l'apparition de l'assèchement, (qui est synonyme d'un changement d'écoulement), la perte de charge chute.

Il est observé une baisse des pertes de charge avec le flux de chaleur, pour $\Delta T_{sub} = 45^\circ\text{C}$, à faible titre vapeur. Une explication serait qu'à ces faibles titres vapeur, le régime d'ébullition sous-refroidi fait apparaître de toutes petites bulles dispersées qui ne se maintiennent pas dans l'écoulement. Il se comporte alors comme un écoulement monophasique. Dans ces conditions, l'augmentation de la température du liquide baisse sa viscosité et donc les pertes de charge. Ce phénomène est observé dans les travaux de Lee et Mudawar [71].



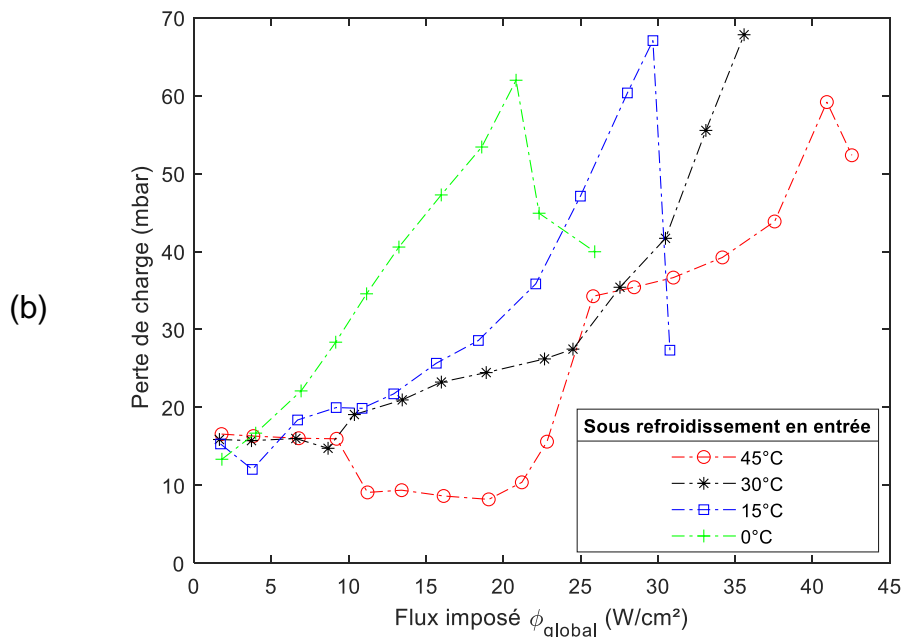


Figure 4-22 Perte de charge en fonction du titre vapeur en sortie (a) ou du flux imposé (b), pour différents sous-refroidissements ($\Delta T_{sub} = 0 ; 15 ; 30 ; 45 \text{ }^\circ\text{C}$), pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2.\text{s})$.

4.3.2. Influence de la pression (ou de la température de saturation)

Dans cette partie, les essais ont été réalisés pour un flux massique de $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, à trois pressions de fonctionnement différentes ($P=0,7 \text{ bar} ; 1 \text{ bar} ; 1,5 \text{ bar}$) et aucun sous-refroidissement ($\Delta T_{sub} = 0^\circ\text{C}$). Les essais sont résumés dans le Tableau 4-4.

Conditions fixes	$P \text{ (bar)}$		
$\Delta T_{sub} = 0^\circ\text{C} ; G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	0,7	1	1,5

Tableau 4-4 : Récapitulatif des essais avec la section d'essais de référence à différentes pressions.

Le Tableau 4-5 donne les propriétés thermophysiques du HFE-7100 à différentes pressions. Il aidera à l'analyse des résultats.

P bar	T_{sat} $^\circ\text{C}$	ρ_l $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	ρ_v $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	h_{lv} $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$c_{p,l}$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$	$c_{p,v}$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$	μ_l $\frac{\mu\text{g}}{\text{m.s}}$	μ_v $\frac{\mu\text{g}}{\text{m.s}}$	λ_l $\frac{\text{mW}}{\text{m.K}}$	λ_v $\frac{\text{mW}}{\text{m.K}}$	σ $\frac{\text{mN}}{\text{m}}$	Pr_l -	Pr_v -
0,7	50,4	1449	6,8	120	1,18	0,9	451	19,3	63,9	8,0	10,5	8,3	2,2
1	60,7	1420	9,5	116	1,19	0,93	394	19,8	61,9	8,6	9,6	7,6	2,1
1,5	73,4	1383	14,0	112	1,21	0,95	342	20,6	59,4	9,3	8,5	7,0	2,1

Tableau 4-5 : Propriétés thermophysiques du HFE-7100 à $P= 0,7 ; 1 ; 1,5 \text{ bar}$ (EES).

a. Courbes d'ébullition

La Figure 4-23 montre les courbes d'ébullition pour différentes pressions et donc différentes températures de saturation dans le canal. Elle représente le flux de chaleur calculé au milieu du canal en fonction de la surchauffe à la paroi. Il est observé une augmentation du flux critique et de la surchauffe critique avec la diminution de la pression. L'assèchement est donc retardé avec la diminution de la pression. L'augmentation du CHF avec la diminution de la pression est prédite par la corrélation de Tibiriçá *et al.* [61] mais d'autres expériences prédisent l'inverse. L'effet de la pression du système sur le flux de chaleur critique a été étudié par Fu *et al.* [75] avec du HFE-7100. Les auteurs observent une amélioration du CHF par l'augmentation de la pression. D'autres études prédisent la même chose avec du R134a [119] ou avec de l'eau [120]. Ces auteurs expliquent que la diminution de la pression augmente le volume de vapeur. Il faut donc moins de vapeur pour couvrir la surface de la paroi et obtenir le CHF.

Un autre paramètre pourrait expliquer notre résultat qui est l'augmentation CHF avec la diminution de la pression. La valeur de la chaleur latente, plus importante à basse pression, pourrait évacuer plus de chaleur lors du changement de phase et donc améliorer le CHF (voir Tableau 4-5).

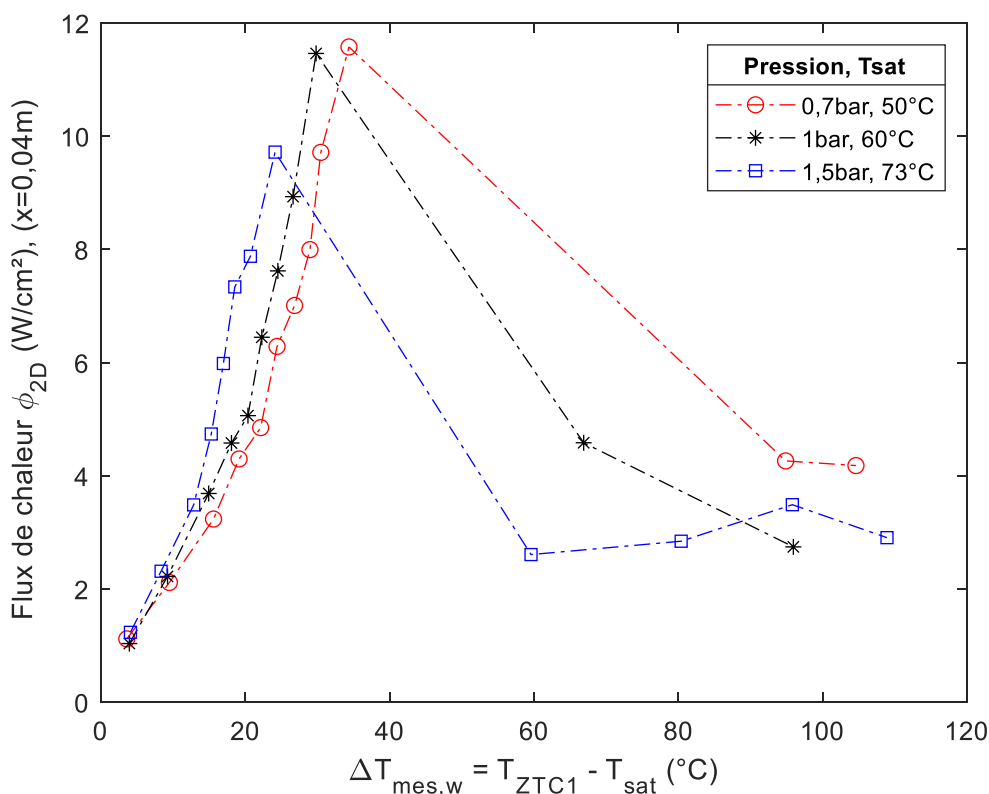


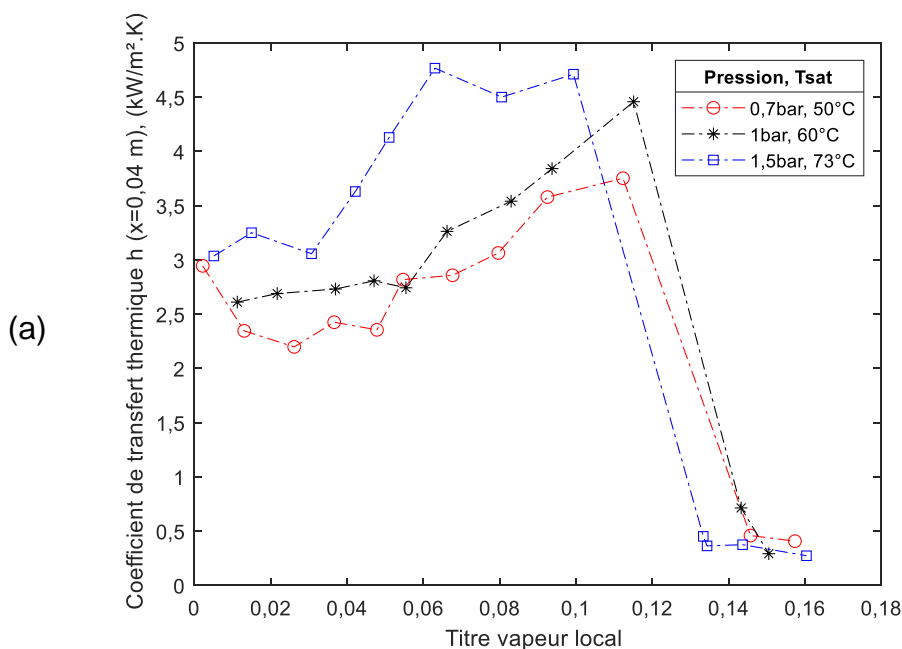
Figure 4-23 : Courbes d'ébullition pour différentes pressions ($P=0,7 \text{ bar}$; 1 bar ; $1,5 \text{ bar}$) et pour un flux massique de $G= 391 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$, calculé au centre du canal.

b. Coefficient de transfert thermique

La Figure 4-24 représente l'évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre vapeur local (a) ou du flux imposé (b), pour différentes valeurs de pression ($P=0,7 ; 1 ; 1,5$ bar), pour un flux massique $G=391$ kg/(m² s), calculé au milieu du canal ($x=0,04$ m).

Il est observé, pour les trois pressions, un coefficient d'échange plutôt constant à faible titre vapeur ou flux. Puis, le coefficient de transfert s'accroît avec l'augmentation du titre vapeur ou flux. Par ailleurs, pour un titre vapeur ou flux équivalent, les coefficients de transfert thermique sont plus élevés avec une pression plus importante.

Cette augmentation du coefficient de transfert avec la pression a déjà été observée pour d'autres fluides dans des mini-canaux. La littérature rapporte une amélioration du régime d'ébullition nucléée avec la pression. En effet, la diminution de la tension de surface avec la pression favorise l'apparition de l'ébullition, voir Tableau 4-5.



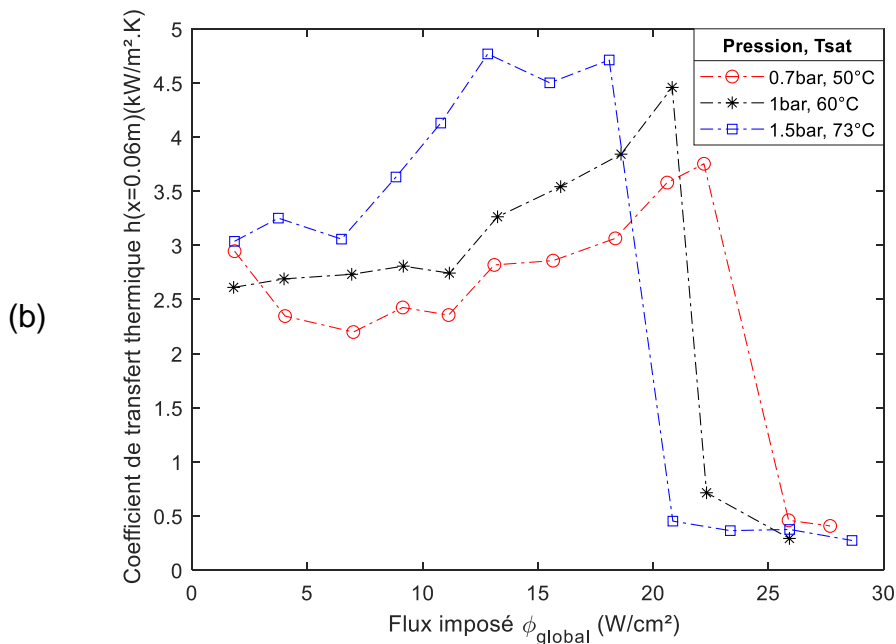


Figure 4-24 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre vapeur local (a) ou du flux imposé (b), pour différentes pressions, pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, un sous-refroidissement ($\Delta T_{sub} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$), calculé au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$).

c. Perte de charge

La Figure 4-25 représente la perte de charge dans l'écoulement en fonction du titre vapeur en sortie, pour différentes pressions ($P=0,7\text{b}$; 1b ; $1,5\text{b}$), sans sous-refroidissement et un flux massique de $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

La perte de charge s'accroît avec l'augmentation du titre vapeur jusqu'à l'assèchement. Pour un même titre vapeur, les pertes de charge sont plus importantes avec une pression plus faible. L'écart des pertes de charge entre les différentes pressions augmente avec l'augmentation du titre vapeur.

Différentes interprétations des causes de l'augmentation de la perte de charge avec la diminution de la pression peuvent être faites.

- L'augmentation du rapport ρ_l/ρ_v avec la diminution de la pression. L'augmentation de ce rapport favoriserait les cisaillements interfaciaux causés par une augmentation de la vitesse de la vapeur.
- L'augmentation de la taille des bulles avec la diminution de la pression.
- L'augmentation de la viscosité du liquide avec la diminution de la pression.

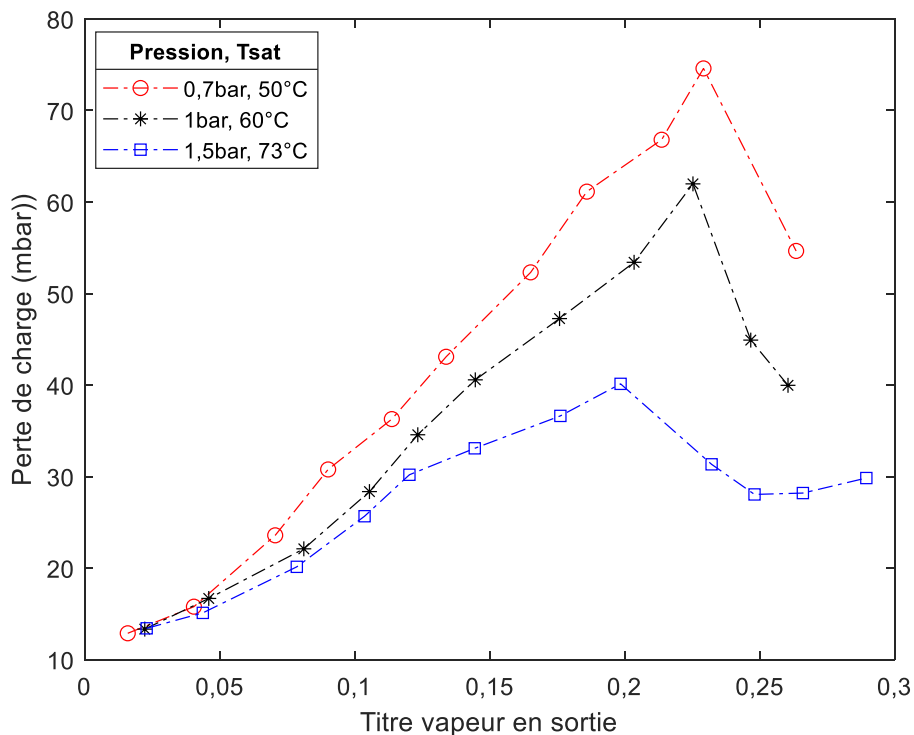


Figure 4-25 : Perte de charge en fonction du titre vapeur en sortie pour différentes pressions et pour un flux massique de $G= 391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

4.3.3. Influence de la présence de la plaque amovible

Dans cette partie sont comparés deux essais, réalisés avec la section d’essais de référence (sans plaque amovible) et la section d’essais avec la plaque sans structuration, à $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$. Les essais sont résumés dans le Tableau 4-6. Les conditions d’essais sont légèrement différentes.

Section d’essais	$G \text{ (kg}/(\text{m}^2 \text{ s}))$	$P \text{ (bar)}$	$T_{sat} \text{ (}^\circ\text{C)}$	$\Delta T_{sub} \text{ (}^\circ\text{C)}$
de référence (sans plaque amovible)	391	1	60	0
(avec plaque amovible) plaque sans structuration	391	1,1	64	4

Tableau 4-6 : Récapitulatif de la comparaison des essais avec la section d’essais de référence et la section d’essais avec la plaque sans structuration.

Les deux sections d’essais comportent quelques différences.

- La présence d’une plaque (voir Figure 3-4, et Figure 3-7)
- La position des thermocouples (voir Figure 3-6 et Figure 3-8)

a. Courbes d'ébullition

La Figure 4-26 montre la comparaison du flux thermique (ϕ_{2D}), calculé au milieu du canal, en fonction de la surchauffe, pour les deux sections d'essais différentes, à $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

Le CHF avec la section d'essais à la plaque amovible est supérieur à la section de référence. De plus, sa pente jusqu'au CHF est aussi plus grande, ce qui laisse présager un coefficient d'échange plus élevé.

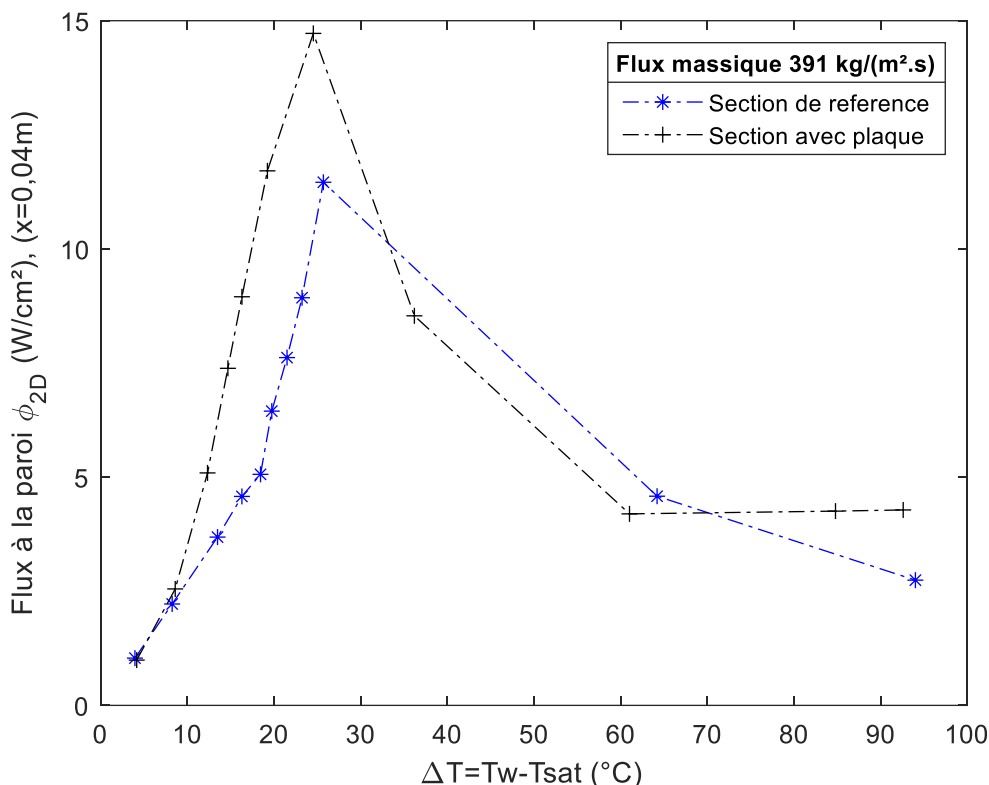


Figure 4-26 : Courbes d'ébullition des deux sections d'essais, à $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

b. Coefficient de transfert thermique

La Figure 4-27 représente la comparaison du coefficient d'échange en fonction du flux imposé (a) ou du titre vapeur local (b), pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, calculé au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$).

Il est observé que l'assèchement apparaît à peu près au même flux imposé (a) ou au même titre vapeur local (b).

Le coefficient d'échange de la section d'essais à plaque amovible est supérieur à la section de référence. L'écart augmente à partir du deuxième point. Il est près de deux fois plus grand par endroits. Cet écart est principalement expliqué par la présence de la plaque qui crée des sites de nucléation et améliore le transfert de chaleur.

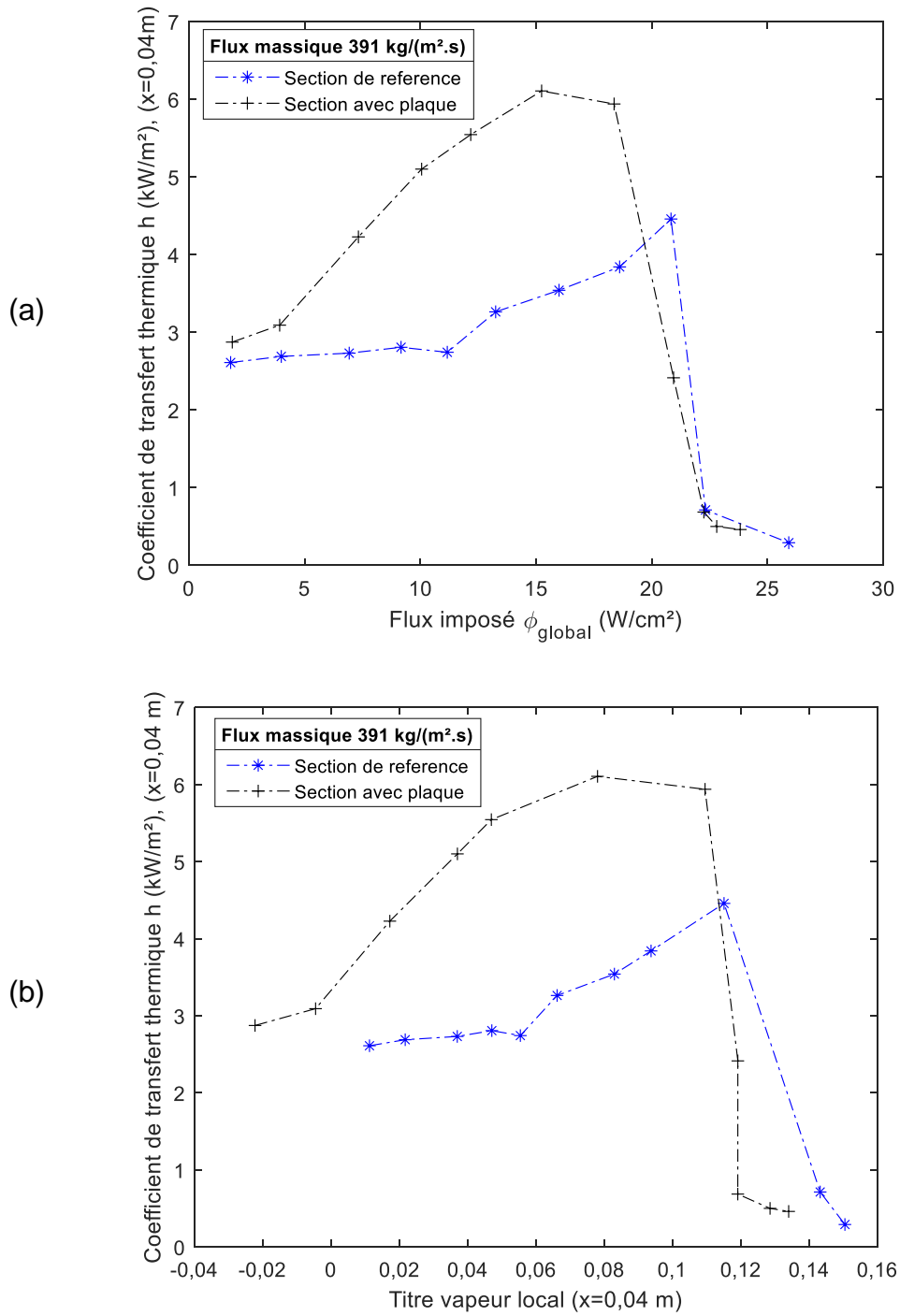


Figure 4-27 : Évolution du coefficient d'échange en fonction du flux imposé (a) ou du titre vapeur local (b), pour les deux sections d'essais, pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, calculé au milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$).

c. Perte de charge

La Figure 4-28 compare l'évolution de la perte de charge dans le mini-canal, en fonction du flux imposé (a) ou du titre vapeur local (b), entre les deux sections d'essais, pour le flux massique $391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

L'évolution des pertes de charge entre les deux sections d'essais est similaire sur le début de la courbe d'ébullition. Une différence apparaît à l'approche du CHF. Les pertes de charge deviennent plus importantes avec la section d'essais de référence (sans plaque). Ce résultat est paradoxal du fait que le transfert thermique est inférieur avec cette section d'essais de référence (sans plaque).

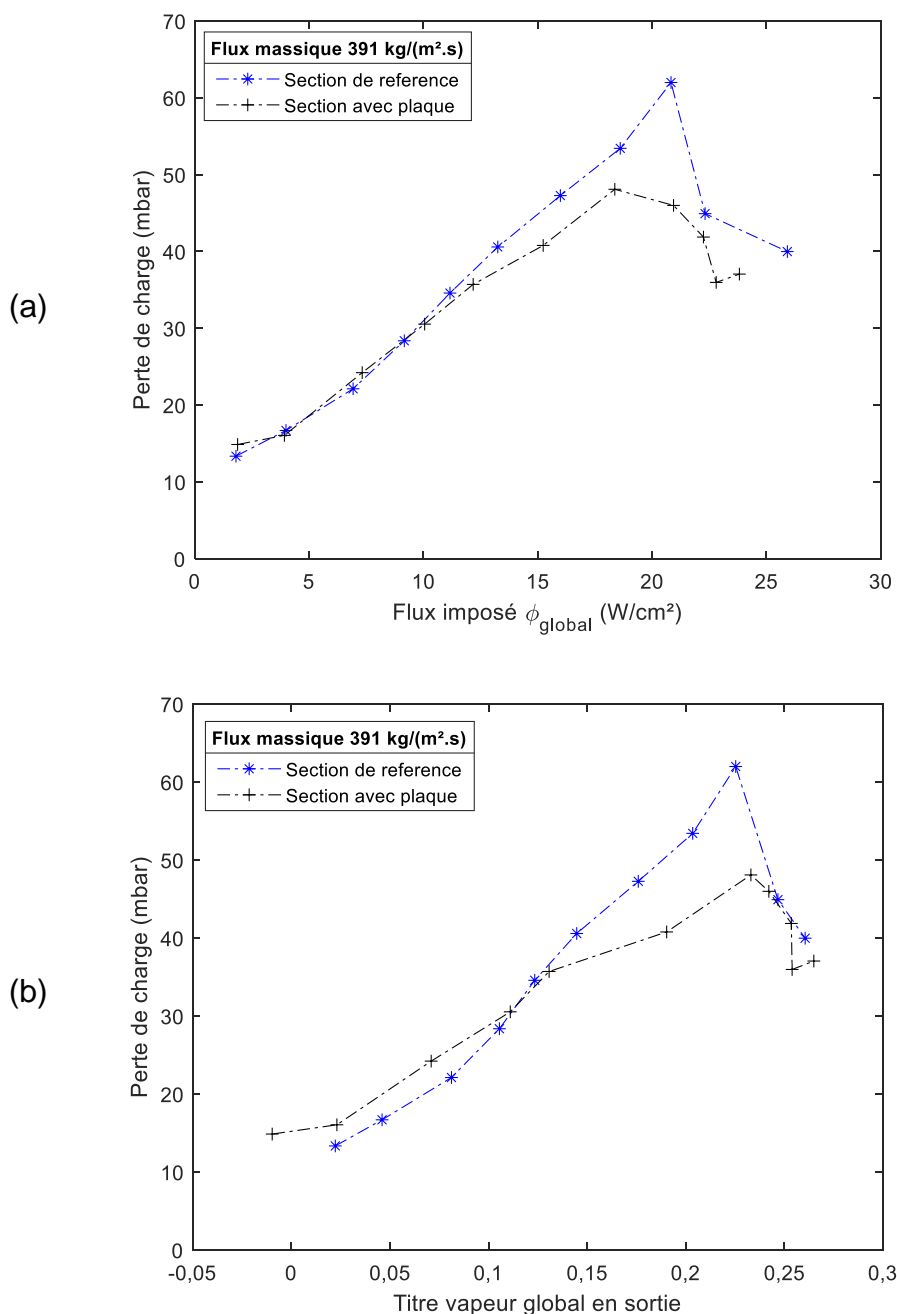


Figure 4-28 : Comparaison de la perte de charge en fonction du flux imposé (a) ou du titre local (b), pour les deux sections d'essais, pour un flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

4.4. Conclusion chapitre 4

Des essais d'ébullition du HFE-7100 dans un mini-canal vertical et rectangulaire (de 1 mm de profondeur, 30 mm de largeur et 120 mm de longueur) ont été réalisées.

Deux sections d'essais différentes ont été testées et comparées : une de référence avec une paroi homogène ; une autre avec une partie de la paroi qui est une plaque amovible.

Trois plaques amovibles avec des structurations de surface différentes ont été étudiées : deux techniques de structuration de surface biphilique ont été comparées à une plaque sans structuration. La première technique est un revêtement poreux (*PDC*) et la deuxième est un dépôt de SiOC (*PECVD*).

Pour la section d'essais avec la plaque amovible, les courbes d'ébullition ont été tracées du début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement, pour différents flux de masse $G = 140, 391$ et $648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ et à une pression de $P = 1,1 \text{ bar}$ et un sous-refroidissement $\Delta T_{sub} = 4^\circ\text{C}$.

Pour la plaque sans structuration (*ref*), plusieurs configurations d'écoulements ont été visualisées et décrites telles que l'écoulement à bulles, l'écoulement poches et bouchons, l'écoulement agité et l'écoulement annulaire. L'apparition de l'assèchement a été caractérisée et l'impact du débit massique sur son apparition a été observé et quantifié. Plus le débit est élevé, plus l'assèchement est retardé. La chute du coefficient de transfert thermique lors de l'assèchement est d'un facteur 10 environ. Il est aussi observé une chute des pertes de charge lors de l'assèchement. Le flux thermique critique (CHF) a été prédit avec précision par la corrélation de Tibiriçá *et al.* [61]. Le faible impact du débit massique sur le coefficient de transfert de chaleur, avant l'assèchement, ainsi que l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur avec le flux de chaleur, suggèrent une contribution significative de l'ébullition nucléée sur le transfert de chaleur.

Deux techniques de structuration de surface biphilique ont été testées et comparées avec la plaque de référence. L'impact du dépôt de SiOC (*PECVD*) sur le coefficient de transfert de chaleur et sur l'apparition de l'assèchement est plutôt faible par rapport à la plaque de référence. Le revêtement de surface poreux (*PDC*) augmente le CHF (de 47% à $140 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, de 28% ; à $391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ et de 53% à $648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$) et améliore le transfert dans la zone de l'aluminium. Cependant, avec l'échantillon *PDC*, la chute de pression est environ 27% plus élevée et le coefficient de transfert de chaleur est plus faible dans la zone poreuse. Cette structuration biphilique peut être optimisée. D'autres études seraient nécessaires sur des surfaces biphiliques avec des zones poreuses plus fines mais avec un plus grand nombre de transitions entre zones poreuses et zones en aluminium. L'objectif est de retarder l'assèchement tout en gardant un coefficient de transfert de chaleur élevé. Plus généralement, il serait intéressant de tester d'autres techniques de structuration de surface, comme l'intégration de broches ou d'ailettes artificielles ou la création de cavités artificielles sur la surface pour favoriser la nucléation et améliorer les performances d'ébullition par une approche 3D du contrôle de surface.

Les essais avec la section d'essais de référence (sans plaque amovible) ont été effectués depuis l'ébullition nucléée jusqu'à l'assèchement, pour un flux de masse $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$. L'influence du sous-refroidissement et de la pression a été étudiée.

Quatre différents sous-refroidissements ont été testés $\Delta T_{sub} = 45 ; 30 ; 15 ; 0^\circ\text{C}$ à $P = 1 \text{ bar}$. Le sous-refroidissement augmente le CHF et retarde l'assèchement. Le coefficient de transfert thermique est aussi globalement augmenté. Le sous-refroidissement a un impact sur la configuration d'écoulement. En effet, pour un écoulement saturé, plusieurs régimes d'écoulements peuvent apparaître tels que l'écoulement à bulles, l'écoulement poche et bouchon, l'écoulement agité, l'écoulement annulaire. L'assèchement est appelé « dry out » et il résulte de l'assèchement progressif du liquide, généralement dans une configuration annulaire. Pour les écoulements fortement sous-refroidis on observe seulement une ébullition sous-refroidie avec de petites bulles dispersées qui ont du mal à se maintenir. Une grosse zone de vapeur résultant de la coalescence des bulles apparaît en fin de canal et prend de plus en plus de place avec l'augmentation du flux. L'assèchement qui en résulte est appelé « Departure from Nucleate Boiling » (DNB). Il est généralement plus violent que le « dry out ». L'analyse des pertes de charge nous laisse penser qu'elles dépendent surtout du taux de vide et de l'interaction des phases.

Trois pressions différentes ont été testées $P = 0,7 ; 1 ; 1,5 \text{ bar}$, sans sous-refroidissement $\Delta T_{sub} = 0^\circ\text{C}$. La pression a un impact direct sur la température de saturation. Une augmentation du CHF et un retard de l'assèchement avec la diminution de la pression sont observés. Par contre, il y a un accroissement du coefficient d'échange avec l'augmentation de la pression. De même, les pertes de charge sont moins importantes avec une pression élevée. La pression modifie principalement les propriétés physiques du fluide. Globalement une faible pression augmente la taille des bulles et donne un rapport de densité entre les phases plus important. Cela entraîne une augmentation de la vitesse de la vapeur et une plus grande turbulence ce qui explique les pertes de charge plus importantes et pourrait expliquer le retard de l'assèchement. Au contraire, une forte pression, favorise l'ébullition par une tension de surface plus faible et de plus petites bulles, ce qui explique le meilleur coefficient d'échange.

La dernière partie était une comparaison des résultats des deux sections d'essais pour voir l'influence de la plaque amovible sur le résultat. Dans des conditions relativement similaires, il a été observé un coefficient d'échange près de deux fois plus important avec la section d'essais à plaque amovible, avec des pertes de charge légèrement inférieures. Ainsi, de simples rainures, pourraient être une technique suffisante pour améliorer les échanges.

Partie 3. Modélisation numérique

Cette partie traite de l'aspect numérique de cette thèse. Les simulations se font sur le logiciel commercial de CFD Ansys Fluent. Le [Chapitre 5](#) traite de la simulation numérique de l'écoulement diphasique du HFE-7100 dans le mini-canal de la section d'essais. Il consiste à proposer un modèle eulérien et de le valider à partir des données expérimentales précédemment exposées. Une étude paramétrique permet de connaître l'influence de certaines lois de fermeture et de nourrir la compréhension de l'ébullition convective de HFE-7100. Le [Chapitre 6](#) traite de l'extension de la simulation de l'échelle du mini-canal vers une échelle système. Un scénario d'emballement thermique d'une cellule dans un module de batteries est proposé et simulé.

Chapitre 5. Modélisation numérique de l'ébullition en mini-canal vertical

5.1. Introduction

Dans l'optique d'une application technologique du refroidissement des batteries par ébullition liquide, une approche numérique des écoulements diphasiques est nécessaire pour comprendre et dimensionner les futurs systèmes.

Le but de ce chapitre est de proposer un modèle d'écoulement diphasique avec du HFE-7100 en ébullition. Il doit être applicable à l'écoulement mini-canal, à l'échelle module et aux conditions de la solution de gestion thermique choisie. Cela exclut donc les approches avec simulation des interfaces liquide / vapeur, à une échelle mini-canal, qui nécessiteraient un trop grand nombre de mailles. Ce modèle devra pouvoir prédire le comportement du HFE-7100, dans un espace confiné et dans les gammes de flux d'un potentiel emballage thermique.

Pour commencer, l'étude consiste à modéliser numériquement l'écoulement au sein du canal de la section d'essais, avec un maillage suffisamment général pour pouvoir être extrapolé à un pack de batteries. Cette modélisation vise à prédire, sur l'ensemble de la gamme de fonctionnement du dispositif expérimental, en chaque point du maillage, la valeur des différentes grandeurs d'intérêt tels que le coefficient de transfert thermique, la température à la paroi, le taux de vide, le titre vapeur, les vitesses et la pression.

Elle a un double objectif : utiliser les données des essais expérimentaux et contribuer à leur interprétation. En d'autres termes, elle se nourrit des essais tout en nourrissant leur interprétation.

L'approche CFD proposée est validée avec les données expérimentales précédemment exposées (4.1). Les expériences sont menées depuis le début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement, pour différents flux de masse ($G = 140, 391$ et 648 kg/(m² s)). Les résultats exposés sont une comparaison entre la CFD et l'expérience de : courbe d'ébullition, profils de coefficient de transfert de chaleur axiaux, pertes de pression et titre vapeur.

Enfin, une étude de sensibilité du modèle à certains paramètres est aussi effectuée afin d'améliorer la compréhension.

5.2. Description du modèle eulérien à deux fluides

Dans cette étude, l'approche Euler-Euler, aussi appelée modèle à 2 fluides, a été choisie pour calculer l'écoulement diphasique, associée au modèle d'ébullition à la paroi de Fluent. La description de ce modèle est issue du « Theory guide » de Ansys Fluent [121].

Le principe repose sur la résolution de six équations de conservation : trois équations de conservation (masse, quantité de mouvement et énergie) pour chaque phase (liquide-vapeur). Ces équations de conservation sont décrites section 5.2.1.

Une seule pression est partagée par les deux phases dans chaque maille (modèle à une pression). Pour la modélisation, une phase est définie comme continue et une autre phase dispersée. L'indice q représente la phase continue et p la phase dispersée. Ainsi, selon la configuration de l'écoulement la phase liquide peut passer de phase continue à dispersée.

La description d'un écoulement multiphasique eulérien nécessite l'introduction du concept de fraction volumique α_q d'une phase q . Les fractions volumiques représentent l'espace occupé par chaque phase dans l'écoulement.

Le volume de la phase q , V_q , est défini par

$$V_q = \int_V \alpha_q dV \quad (5-1)$$

5.2.1. Équations de conservations

a. *Équations de conservation de la masse*

L'équation de conservation de la masse écrite pour la phase q est :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = \dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp} \quad (5-2)$$

Le terme \dot{m}_{pq} caractérise le transfert de masse de la phase p vers la phase q et \dot{m}_{qp} l'inverse. Donc si q est la phase liquide et p la phase vapeur alors \dot{m}_{qp} représente le changement de phase causé par l'ébullition. Les termes ρ_q et \vec{v}_q représentent respectivement la densité et la vitesse de la phase q .

b. *Équation de conservation de la quantité de mouvement*

L'équation de conservation de la quantité de mouvement écrite pour la phase q est :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = & -\alpha_q \nabla P + \nabla \cdot \bar{\tau}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \\ & + K_{pq} (\vec{v}_p - \vec{v}_q) + \dot{m}_{pq} \vec{v}_p - \dot{m}_{qp} \vec{v}_q + (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{wl,q} + \vec{F}_{vm,q} + \vec{F}_{td,q}) \end{aligned} \quad (5-3)$$

Le terme P est la pression partagée par toutes les phases. Le terme \vec{g} correspond à l'accélération de la pesanteur.

Le terme $\bar{\tau}_q$ est le tenseur de contrainte-déformation de la phase q , défini :

$$\bar{\tau}_q = \alpha_q \mu_q (\nabla \vec{v}_q + \vec{v}_q^T) + \alpha_q (\eta_q - \frac{2}{3} \mu_q) \nabla \cdot \vec{v}_q \bar{I} \quad (5-4)$$

Ici μ_q et η_q sont la viscosité de cisaillement et la viscosité apparente de la phase q .

Le terme $K_{pq} (\vec{v}_p - \vec{v}_q)$ représente une force d'interaction entre les phases (ou frottement interfacial). Cette force dépend du frottement, de la pression, de la cohésion et d'autres effets. Le terme $K_{pq} = (K_{qp})$ est le coefficient d'échange de quantité de mouvement entre les phases de vitesses \vec{v}_p et \vec{v}_q . Notons que le terme $K_{pq} (\vec{v}_p - \vec{v}_q)$ représente l'échange moyen de quantité de mouvement entre les phases et n'inclut aucune contribution due à la turbulence. Le frottement interfacial turbulent est modélisé par le terme de force de dispersion turbulente $\vec{F}_{td,q}$.

Le terme \vec{F}_q est une force de corps externe, $\vec{F}_{lift,q}$ est une force de portance, $\vec{F}_{wl,q}$ est une force de lubrification de paroi, $\vec{F}_{vm,q}$ est une force de masse virtuelle. Les termes $\dot{m}_{pq}\vec{v}_p$ et $\dot{m}_{qp}\vec{v}_q$ représentent l'échange de quantité de mouvement lors du transfert de masse.

c. Équation de conservation de l'énergie

La conservation de l'énergie s'écrit de la façon suivante, (dans notre cas où il n'y a ni réaction chimique ni prise en compte du rayonnement) :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q h_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q h_q) \\ = \alpha_q \frac{\partial P_q}{\partial t} + \bar{\tau}_q : \nabla \vec{v}_q - \nabla \cdot \vec{q}_q + Q_{pq} + \dot{m}_{pq} h_{pq} - \dot{m}_{qp} h_{qp} \end{aligned} \quad (5-5)$$

Où h_q est l'enthalpie spécifique, \vec{q}_q est le flux de chaleur vers la phase q , Q_{pq} est l'échange de chaleur entre les phases p et q , h_{pq} est l'enthalpie de la phase p à l'interface et h_{qp} l'enthalpie de la phase q à l'interface.

5.2.2. Modélisation de la turbulence

Par rapport aux écoulements monophasiques, le nombre de termes à modéliser dans l'équation de quantité de mouvement des écoulements multiphasiques est important. Cela rend la modélisation de la turbulence extrêmement complexe.

Dans notre étude, le modèle de turbulence dispersée k- ε RNG, avec le traitement des parois proches « *Non Equilibrium Wall Functions* », est utilisé. L'interaction turbulente, c'est-à-dire le terme source de turbulence induit par la phase secondaire, est déterminée par le modèle de Troshko-Hassan [122].

a. Modèle de turbulence dispersée k- ε

• Phase continue

Les prédictions turbulentes pour la phase continue sont obtenues en utilisant le modèle k- ε , complété par un terme supplémentaire de quantité de mouvement turbulent interfacial : l'interaction turbulente. Les équations de transport (excluant la flottabilité, la dilatation et les termes sources) sont les suivantes :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q k_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{U}_q k_q) \\ = \nabla \cdot (\alpha_q \mu_{eff} \nabla k_q) + \alpha_q G_{k,q} - \alpha_q \rho_q \varepsilon_q + \alpha_q \rho_q \Pi_{kq} \end{aligned} \quad (5-6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \varepsilon_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{U}_q \varepsilon_q) \\ = \nabla \cdot (\alpha_q \mu_{eff} \nabla \varepsilon_q) + \alpha_q \frac{\varepsilon_q}{k_q} (C_{1,\varepsilon} G_{k,q} - C_{2,\varepsilon} \rho_q \varepsilon_q) + \alpha_q \rho_q \Pi_{\varepsilon q} \end{aligned} \quad (5-7)$$

Ici, les termes contenant Π_{kq} et $\Pi_{\varepsilon q}$ sont des termes sources qui peuvent être inclus pour modéliser l'influence des phases dispersées p sur la phase continue q (via les modèles d'interactions de la turbulence, partie **b**). $G_{k,q}$ est la production d'énergie cinétique turbulente et \vec{U} la vitesse moyenne des phases. Tous les autres termes ont la même signification que dans le modèle k- ε monophasique. Pour plus de détails voir le guide théorique de Fluent [121].

- Phase dispersée

Les quantités de turbulence pour la phase dispersée ne sont pas obtenues à partir des équations de transport. Les échelles de temps et de longueur qui caractérisent le mouvement sont utilisées pour évaluer les coefficients de dispersion, les fonctions de corrélation et l'énergie cinétique turbulente de chaque phase dispersée.

b. Modèle d'interaction turbulente de Troshko-Hassan

Dans les écoulements avec ébullition, pour modéliser l'agitation et la dissipation supplémentaires des bulles sur le liquide, il est possible d'ajouter des modèles d'interaction de la turbulence entre les phases. Ainsi dans le modèle de turbulence est incluse l'influence de la phase dispersée. Cette influence des phases dispersées est représentée par des termes sources (Π_{kq} et $\Pi_{\varepsilon q}$ dans l'équation (5-6) et l'équation (5-7)).

Les trois modèles d'interactions turbulentes, proposés par Fluent, pour les écoulements en ébullition sont : Troshko-Hassan (par défaut) [122], Simonin *et al.* [123], et Sato [124].

Dans notre étude, l'interaction turbulente, c'est-à-dire le terme source de turbulence induit par la phase secondaire, est déterminée par le modèle de Troshko-Hassan [122].

- Phase continue

Dans les modèles de turbulence dispersée, le terme Π_{kq} est calculé comme suit :

$$\Pi_{kq} = C_{k,e} \frac{K_{pq}}{\alpha_q \rho_q} |\vec{U}_p - \vec{U}_q|^2 \quad (5-8)$$

et

$$\Pi_{\varepsilon q} = C_{t,d} \frac{1}{\tau_p} \Pi_{kq} \quad (5-9)$$

Par défaut $C_{k,e} = 0,75$ et $C_{t,d} = 0,45$. Le temps caractéristique τ_p est défini comme

$$\tau_p = \frac{2C_{VM}D_p}{3C_D|\vec{U}_p - \vec{U}_q|} \quad (5-10)$$

avec C_{VM} est le coefficient de masse virtuelle et C_D le coefficient de traînée.

- Phase dispersée

Avec le modèle de Troshko-Hassan, la viscosité turbulente cinématique de la phase dispersée est calculée comme suit :

$$\nu_p = \nu_q \quad (5-11)$$

5.2.3. Aire interfaciale

Afin d'évaluer les différents transferts aux interfaces des deux phases, il est nécessaire de déterminer la concentration d'aire interfaciale. Elle peut être calculée à l'aide d'une équation de transport ou de modèles algébriques. Pour les écoulements en ébullition, les formulations algébriques sont généralement choisies.

Les modèles algébriques de concentration d'aire interfaciale sont dérivés du rapport A_i : surface/volume. Pour une bulle ou une goutte sphérique son expression est :

$$A_i = \frac{\pi D_p^2}{\frac{1}{6}\pi D_p^3} = \frac{6}{D_p} \quad (5-12)$$

où D_p est le diamètre de la bulle ou de la gouttelette.

Dans notre étude, le modèle algébrique utilisé est le modèle particulaire (modèle par défaut de Fluent). Il calcule la concentration d'aire interfaciale, A_i , comme suit :

$$A_i = \alpha_p A_p = \frac{6\alpha_p}{D_p} \quad (5-13)$$

5.2.4. Diamètres des bulles et des gouttelettes

a. Diamètre des bulles

En ébullition sous-refroidie, le diamètre des bulles est défini sous Fluent (par défaut) comme une fonction du sous-refroidissement local $\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_l$:

$$D_b \begin{cases} \max[1,0 \times 10^{-5}, D_{min} \exp\left[\frac{-K_1(\Delta T_{sub} - \Delta T_{max})}{D_{min}}\right]] & \text{si } \Delta T_{sub} > 13,5 \text{ K} \\ D_{max} - K_1(\Delta T_{sub} - \Delta T_{min}) & \text{si } \Delta T_{sub} \leq 13,5 \text{ K} \end{cases} \quad (5-14)$$

avec $D_{min} = 0,00015\text{m}$, $D_{max} = 0,001 \text{ m}$, $\Delta T_{min} = 0 \text{ K}$, $\Delta T_{max} = 13,5 \text{ K}$ et

$$K_1 = \frac{D_{max} - D_{min}}{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}$$

b. Diamètre des gouttelettes

Lorsque le régime d'écoulement devient à gouttes dispersées, le diamètre des gouttelettes est, dans notre cas, la valeur par défaut de Fluent : $D_d = 10^{-5} \text{ m}$ constant.

5.2.5. Lois de fermetures quantité de mouvement

L'équation (5-4) doit être fermée par les expressions appropriées.

Dans cette étude, deux forces sont prises en compte pour modéliser les transferts interfaciaux de quantité de mouvement : le frottement interfacial (ou la force de traînée) $\vec{F}_{D,q}$ et la force de dispersion turbulente $\vec{F}_{td,q}$.

a. Frottement interfacial : modèle d'Ishii-Zuber

Le terme $K_{pq}(\vec{v}_p - \vec{v}_q)$ d'interaction entre les phases représente le frottement interfacial. Il est défini avec le coefficient d'échange de quantité de mouvement K_{pq} qui peut être écrit sous la forme générale suivante :

$$K_{pq} = \frac{\rho_p f_t}{6\tau_p} D_p A_i \quad (5-15)$$

où A_i est l'aire interfaciale, f_t la fonction de traînée, définie différemment pour les différents modèles et τ_p le "temps de relaxation des particules" défini de la manière suivante :

$$\tau_p = \frac{\rho_p D_p^2}{18\mu_q} \quad (5-16)$$

Presque toutes les définitions de f_t comprennent un coefficient de traînée C_D qui est basé sur le nombre de Reynolds relatif Re .

Dans ce cas, le coefficient de traînée peut être approximé avec précision par la corrélation de Schiller-Naumann [125]:

$$f_t = \frac{C_D Re}{24} \quad (5-17)$$

et Re est le nombre de Reynolds relatif obtenu à partir de

$$Re = \frac{\rho_q |\vec{v}_p - \vec{v}_q| D_p}{\mu_q} \quad (5-18)$$

Le frottement interfacial $\vec{F}_{D,q}$ prend alors la forme générale suivante :

$$\vec{F}_{D,q} = -\frac{3 C_D}{4 D_p} \alpha_p \rho_q |\vec{v}_p - \vec{v}_q| (\vec{v}_q - \vec{v}_p) \quad (5-19)$$

Le choix de modèle permet alors différents calculs du coefficient de traînée C_D .

De nombreux modèles pour le calcul du frottement interfacial sont disponibles dans Ansys Fluent.

Dans notre étude, le frottement interfacial est calculé en utilisant le coefficient de traînée C_D du modèle d'Ishii-Zuber [126]. Il prend en compte différents régimes de distribution de bulles.

b. Force de dispersion turbulente : modèle de Lopez de Bertodano

La force de dispersion turbulente agit comme une diffusion de la turbulence dans les écoulements dispersés. Pour les écoulements en ébullition, cette force est importante pour transporter la vapeur des parois vers le centre du canal.

Dans notre étude, la dispersion turbulente est déterminée en utilisant le modèle original de Lopez de Bertodano [127] qui la modélise sous la forme de la force suivante:

$$\vec{F}_{td,q} = -\vec{F}_{td,p} = C_{TD} \rho_q k_q \nabla \alpha_p \quad (5-20)$$

Où ρ_q est la densité de la phase continue, k_q est l'énergie cinétique turbulente dans la phase continue, et, $\nabla \alpha_p$, est le gradient de la fraction volumique de la phase dispersée, et C_{TD} est le coefficient de dispersion turbulente. Par défaut, $C_{TD} = 1$.

Dans le modèle RPI, le modèle de Lopez de Bertodano est celui généralement choisi pour tenir compte des effets de la dispersion turbulente.

5.2.6. Modèle d'ébullition à la paroi

Nous choisissons pour notre étude le modèle de flux thermique critique (CHF) de Fluent dont une composante essentielle est le modèle RPI [89], développé par Kurul et Podowski de l'Institut Polytechnique de Rensselaer. Deux extensions à ce modèle ont été développées pour modéliser l'ébullition sous-refroidie hors équilibre (NEB) et le régime de flux critique (CHF).

Le modèle CHF prend en compte le flux convectif de la phase vapeur et l'augmentation de sa température, contrairement au modèle RPI dans lequel cette température est supposée constante et égale à la température de saturation. Il permet surtout de modéliser le flux critique, l'assèchement et la transition du régime d'écoulement.

La décomposition du flux de chaleur à la paroi est exprimée comme suit :

$$\dot{q}_W = (\dot{q}_C + \dot{q}_Q + \dot{q}_E) f(\alpha_l) + (1 - f(\alpha_l)) \dot{q}_V \quad (5-21)$$

Le flux convectif \dot{q}_C avec la phase liquide s'exprime comme :

$$\dot{q}_C = h_c (T_w - T_l)(1 - A_b) \quad (5-22)$$

avec h_c le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la phase liquide et la paroi, T_w la température de la paroi et T_l la température du liquide.

Le flux dit de trempe \dot{q}_Q modélise le transfert thermique entre la phase liquide et la paroi qui a lieu lorsque le liquide retrempe la paroi après le départ de la bulle de vapeur. Il s'exprime comme :

$$\dot{q}_Q = 2 \sqrt{\frac{\lambda_l \rho_l C_{pl}}{\pi t}} (T_w - T_l) A_b \quad (5-23)$$

avec λ_l la conductivité thermique du liquide, ρ_l la densité du liquide, C_{pl} la chaleur spécifique de la phase liquide et t le temps périodique.

Le flux thermique d'évaporation \dot{q}_E est égal à :

$$\dot{q}_E = \frac{\pi}{6} D_{wb}^3 f N_w \rho_v h_{lv} \quad (5-24)$$

avec D_{wb} le diamètre de départ de la bulle, N_w la densité de site de nucléation, ρ_v la densité de la vapeur, h_{lv} la chaleur latente d'évaporation, f la fréquence de départ de la bulle.

Le flux convectif de vapeur \dot{q}_V est exprimé comme :

$$\dot{q}_V = h_v (T_w - T_v) \quad (5-25)$$

avec h_v le coefficient de transfert de chaleur de la phase vapeur et T_v la température de la vapeur.

L'aire d'influence A_b est définie comme la fraction de la paroi recouverte de bulles de vapeur en formation et $(1 - A_b)$ est une autre fraction recouverte de liquide. Elle est déterminée à partir du diamètre de départ de la bulle et de la densité de site de nucléation :

$$A_b = \min\left(1; K \frac{N_w \pi D_{wb}^2}{4}\right) \quad (5-26)$$

Le diamètre de départ de la bulle est calculé à partir de la corrélation de Tolubinski & Kostanchuk [128] :

$$D_{wb} = \min\left\{0,0014; 0,0006 e^{-\frac{\Delta T_{sub}}{45}}\right\}; \Delta T_{sub} = T_{sat} - T_l. \quad (5-27)$$

La fréquence de départ des bulles est basée sur la croissance contrôlée par inertie définie par Cole [129] :

$$f = \frac{1}{t} = \sqrt{\frac{4 g (\rho_l - \rho_v)}{3 \rho_l D_{wb}}} \quad (5-28)$$

La constante empirique K est basée sur la relation proposée par Del Valle et Kenning [130] :

$$K = 4,8 \exp\left(-\frac{Ja_{sub}}{80}\right) \quad (5-29)$$

avec Ja_{sub} le nombre de Jacob sous-refroidi. Il est défini comme suit :

$$Ja_{sub} = \frac{\rho_l C_{pl} (T_{sat} - T_l)}{\rho_v h_{lv}} \quad (5-30)$$

La densité des sites de nucléation est exprimée à partir d'une corrélation basée sur la surchauffe à la paroi :

$$N_w = C^n (T_w - T_{sat})^n \quad (5-31)$$

où $n = 1,41$ et $C = 220$, qui sont les valeurs recommandées par le support ANSYS [Communication privée] pour que le modèle CHF soit cohérent avec le modèle RPI dans le régime de nucléation. Par défaut $n = 1,805$ et $C = 210$ d'après les travaux de Lemmert et Chawla [131].

5.2.7. Modélisation des flux à la paroi et des régimes d'écoulements

Dans un écoulement en ébullition, lorsque le flux critique est dépassé, l'assèchement de la paroi intervient. La vapeur isole la paroi chauffée qui n'est alors plus mouillée par le liquide. L'énergie est alors directement transférée de la paroi vers la vapeur. Il en résulte une forte réduction du coefficient de transfert de chaleur et une forte augmentation de la température de la paroi.

Pour modéliser ces conditions de flux thermique critique et d'assèchement, Ansys Fluent, dans le modèle CHF, permet une partition du flux thermique à la paroi et une transition du régime d'écoulement.

Pour la partition du flux à la paroi, équation (5-21), la fonction $f(\alpha_l)$ qui dépend de la fraction volumique locale liquide/vapeur (α_l / α_v) permet la transition d'un régime d'ébullition nucléée vers un régime post assèchement.

Par défaut et pour notre modélisation, l'expression de Tentner *et al.* [132] est utilisée.

$$f(\alpha_v) = 1 - f(\alpha_l) = \begin{cases} 0 & \alpha_v < \alpha_{v,1} \\ \frac{1}{2} \left(1 - \cos \left(\pi \frac{\alpha_v - \alpha_{v,1}}{\alpha_{v,2} - \alpha_{v,1}} \right) \right) & \alpha_{v,1} \leq \alpha_v \leq \alpha_{v,2} \\ 1 & \alpha_v > \alpha_{v,2} \end{cases} ; \alpha_{v,1} = 0,9 ; \alpha_{v,2} = 0,95 \quad (5-32)$$

Le modèle CHF permet aussi la modélisation de la transition du régime d'écoulement. Avec l'augmentation du taux de vide, le régime d'écoulement passe d'un écoulement de bulles à un écoulement à gouttes dispersées « mist flow ». Ce changement est pris en compte par une modification de la définition des différentes grandeurs interfaciales, en faisant passer la phase liquide de la phase continue à la phase dispersée. Inversement, la phase vapeur passe de la phase dispersée à la phase continue.

Ainsi la valeur de chaque grandeur interfaciale Φ , qui peut représenter l'aire interfaciale, un terme de transfert de quantité de mouvement (frottement, dispersion turbulente..) ou un terme de transfert thermique interfacial, est calculée de la manière suivante :

$$\Phi = (1 - g(\alpha_v)) \varphi_{bubbly} + g(\alpha_v) \varphi_{droplet} \quad (5-33)$$

Chaque grandeur interfaciale ϕ est déterminée uniquement en fonction de la fraction volumique locale de la vapeur α_v . Le transfert de chaleur et les grandeurs turbulentes changent en conséquence.

Le terme Φ_{bubbly} correspond à la valeur de la grandeur interfaciale Φ , calculée en considérant le liquide comme la phase principale. Inversement $\Phi_{droplet}$ correspond à celle calculée en considérant la vapeur comme la phase principale. Le diamètre alors utilisé pour le calcul est le diamètre de goutte.

La fonction $g(\alpha_v)$ est définie comme l'équation $f(\alpha_v)$ (5-32) mais avec une modification des valeurs de $\alpha_{v,1}$ et $\alpha_{v,2}$ qui valent respectivement dans ce cas 0,3 et 0,7. Elle est présentée sur la [Figure 5-1](#). Ces deux valeurs correspondent à la transition des régimes d'écoulement.

- Écoulement à bulles : la phase vapeur est dispersée dans le liquide continu sous forme de bulles, pour $(\alpha_v) \leq 0,3$.
- Écoulement agité : régime intermédiaire entre l'écoulement de bulles et l'écoulement à gouttes dispersées, pour $0,3 < (\alpha_v) < 0,7$.
- Écoulement à gouttes dispersées : la phase liquide est dispersée dans la vapeur continue sous forme de gouttes, pour $(\alpha_v) \geq 0,7$.

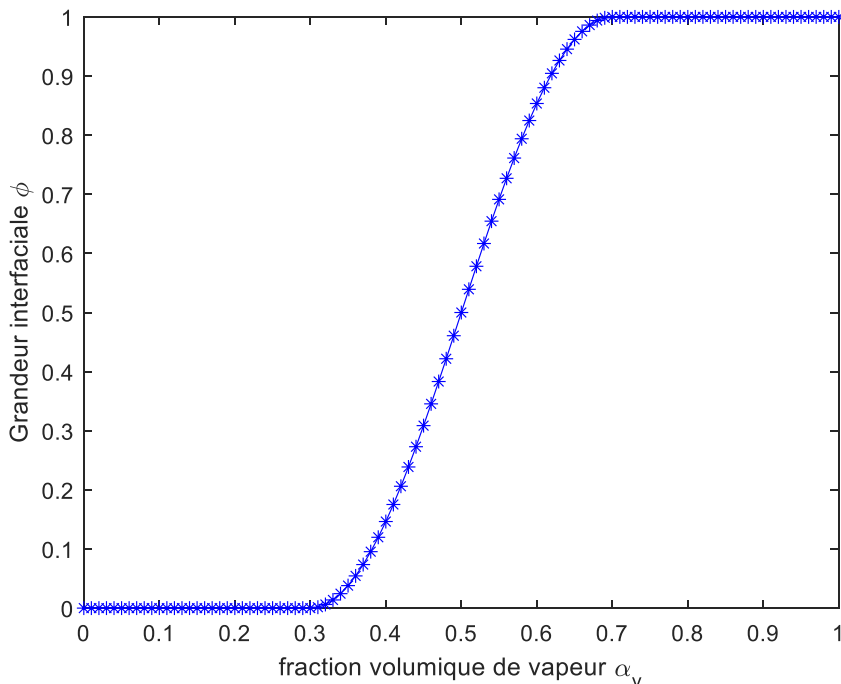


Figure 5-1 : Représentation de la fonction $g(\alpha_v)$.

5.2.8. Transfert de chaleur et de masse aux interfaces

a. Transferts thermiques aux interfaces

Le transfert de chaleur interfacial inclut le transfert de chaleur du liquide vers la vapeur à la paroi et le transfert de chaleur entre la vapeur et le liquide dans la région sous-refroidie.

Lorsque les bulles se détachent du mur pour aller vers la région sous-refroidie, un transfert de chaleur a lieu de la bulle vers le liquide :

$$\dot{q}_{int,l} = A_i h_{int,l} (T_{sat} - T_l) \tag{5-34}$$

avec $h_{int,l}$ le coefficient de transfert thermique basé sur la corrélation de Ranz-Marshall [133] :

$$h_{int,l} = \frac{\lambda_l}{D_b} (2 + 0,6Re_p^{1/2} Pr^{1/3}) \tag{5-35}$$

où Re_p est le nombre de Reynolds relatif basé sur le diamètre de la phase p et la vitesse relative $|\vec{v}_p - \vec{v}_q|$, et Pr est le nombre de Prandtl de la phase q :

$$Pr = \frac{C_{p,q}\mu_q}{\lambda_q} \tag{5-36}$$

Le transfert thermique entre l'interface et la vapeur est calculé par la méthode de Lavieville *et al.* [106], qui suppose que la vapeur reste à la température de saturation par un processus d'évaporation/condensation. L'expression du transfert thermique est :

$$\dot{q}_{int,v} = \frac{\alpha_v \rho_v C_{p,v}}{\delta t} (T_{sat} - T_v) \tag{5-37}$$

avec δt (par default à 0,05) l'échelle de temps de retour à la température de saturation et $C_{p,v}$ la capacité thermique isobare de la vapeur.

b. Vaporisation à la paroi

Le débit massique d'évaporation appliqué à la cellule près de la paroi est dérivé du flux thermique d'évaporation, équation (5-24) :

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{q}_E}{h_{lv} + C_{pl} \Delta T_{sub}} \quad (5-38)$$

c. Transfert de masse interfacial

Le transfert de masse interfacial dépend directement du transfert de chaleur interfacial. En supposant que toute la chaleur transférée à l'interface est utilisée dans le transfert de masse (c'est-à-dire l'évaporation ou la condensation), le taux de transfert de masse interfacial \dot{m}_{int} peut être écrit comme suit :

$$\dot{m}_{int} = \dot{m}_{int,l} + \dot{m}_{int,v} = \frac{\dot{q}_{int,l} + \dot{q}_{int,v}}{h_{lv}} \quad (5-39)$$

Finalement le transfert de masse total de la phase liquide vers la phase vapeur \dot{m}_{lv} est égal à :

$$\dot{m}_{lv} = \dot{m}_E - \dot{m}_{int} \quad (5-40)$$

5.3. Description du cas d'étude

5.3.1. Géométrie

La géométrie de la section d'essais est modélisée en 2D, avec un logiciel de conception de la suite ANSYS. Elle est composée du bloc d'aluminium et du mini-canal vertical, présentée [Figure 5-2](#).

Le mini-canal a une longueur totale de 140 mm, (pour prendre en compte la diffusion de la chaleur en amont et en aval du canal) et une longueur étudiée de $L = 80$ mm. La largeur l , égale à 30 mm, est spécifiée dans le logiciel afin de travailler avec les mêmes valeurs de débit massique que dans le montage expérimental. La profondeur e est égale à 1 mm. Le bloc est borné par la dernière rangée de thermocouples (z_{TC3}) sur la [Figure 3-13](#).

5.3.2. Maillage

Le maillage du canal est composé de 5 cellules radiales et 32 cellules axiales sur la partie chauffée $L=80$ mm. Le non raffinement du maillage à la paroi a été choisi d'une part du fait de la faible profondeur e du canal et d'autre part dans la perspective d'une extension 3D à un système dont l'échelle de longueur est plus grande de plusieurs ordres de grandeur : un pack de batteries.

Par ailleurs, une étude de sensibilité au maillage a été effectuée (présentée partie [5.4.1](#)) et montre qu'aucune sensibilité significative n'a été trouvée avec un maillage deux fois plus fin.

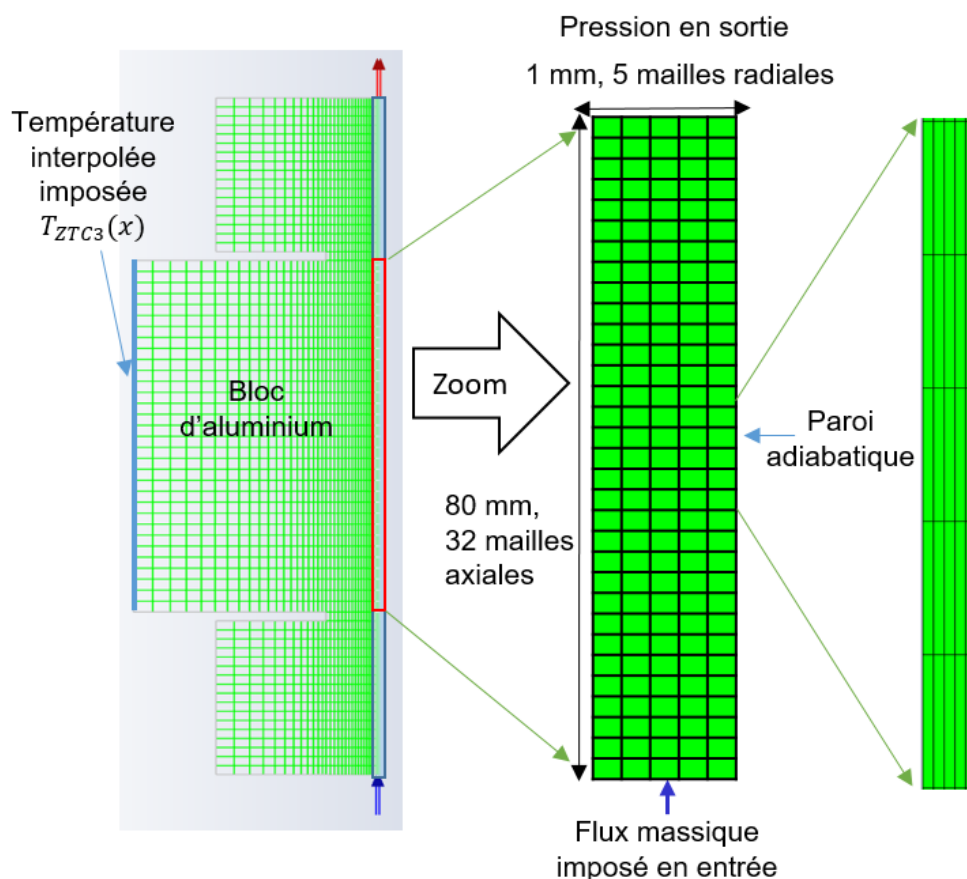


Figure 5-2 : Schéma de la géométrie et du maillage de la section d'essais et canal modélisés.

5.3.3. Conditions aux limites

La simulation des essais est effectuée en régime permanent. Pour chaque essai simulé les conditions opératoires sont définies et visibles [Figure 5-2](#).

- Le flux massique ($G = 140, 391$ et $648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$) du HFE-7100 liquide est défini à l'entrée du canal à une température de $333,81 \text{ K}$, soit un sous-refroidissement de $3,01 \text{ K}$.
- La sortie du canal est spécifiée à pression constante.
- La paroi extérieure du canal est définie comme étant adiabatique.
- La « paroi chauffée » au niveau de la première rangée de thermocouples est définie avec la condition aux limites « température imposée ». Le profil de température ($T_{ZTC3}(x)$) est obtenu par interpolation des mesures.

5.3.4. Propriétés physiques

Les propriétés physiques des phases liquide et vapeur du HFE-7100, définies dans Fluent, sont déterminées à partir de la base de données du logiciel EES et présentées dans le [Tableau 5-1](#). Elles sont considérées constantes pour la phase liquide entre la température d'entrée $333,81 \text{ K}$ et la température de saturation $336,82 \text{ K}$. La température de saturation est définie constante à $T_{sat} = 336,82 \text{ K}$. Les propriétés de la phase vapeur sont données à la température de saturation du HFE-7100 à $1,1 \text{ bar}$. L'état liquide est défini comme la phase principale de l'écoulement diphasique.

Phase	Liquide	Vapeur
Température T (K)	333,81	336,82
Masse volumique ρ (kg/m ³)	1422	9,571
Capacité calorifique massique C_p (J/(kg · K))	1177	937,7
Conductivité thermique λ (mW/(m · K))	61,9	8,6
Viscosité dynamique μ (kg/(m · s))	$3,97 \cdot 10^{-4}$	$1,986 \cdot 10^{-5}$
Masse molaire M (kg/kmol)	250	250
Enthalpie molaire H (J/kmol)	$6,83 \cdot 10^7$	$9,72 \cdot 10^7$
Tension de surface σ (mN/m)	9,596	

Tableau 5-1 : Propriétés physiques du HFE-7100 liquide et vapeur (à la température de saturation).

5.4. Résultats et Discussions

Cette partie expose l'étude de sensibilité au maillage, la comparaison des simulations avec les résultats expérimentaux et une étude paramétrique sur l'influence de certaines lois de fermeture.

5.4.1. Sensibilité au maillage

Le maillage de référence est composé 5 mailles radiales et 32 mailles axiales.

Trois autres maillages ont été testés pour voir la sensibilité des résultats au maillage :

- 10 mailles radiales et 64 axiales (x2 dans les deux directions),
- 3 mailles radiales et 32 axiales,
- 1 maille radiale et 32 axiales.

La [Figure 5-3](#) montre la comparaison de courbes d'ébullition, calculées au milieu du canal, pour le flux massique de 391 kg/(m² s) entre les différents maillages testés.

On remarque qu'il n'y a pas de changement significatif pour l'ensemble des maillages avant le dernier point de la courbe d'ébullition. De plus, il y a un changement important du résultat uniquement pour le maillage avec une maille radiale et 32 axiales (1x32). En effet, contrairement aux résultats des autres maillages le dernier point (1x32) ne représente pas un assèchement. Le flux de chaleur à la paroi augmente encore alors que pour les autres maillages il baisse. Ce résultat s'explique sûrement par un plus faible taux de vide dans un maillage avec une seule maille radiale. (Absence de gradient de fraction volumique de vapeur avec une maille radiale). La valeur du flux et de la surchauffe, pour le dernier point des autres maillages, diffère aussi mais représente quand même l'assèchement.

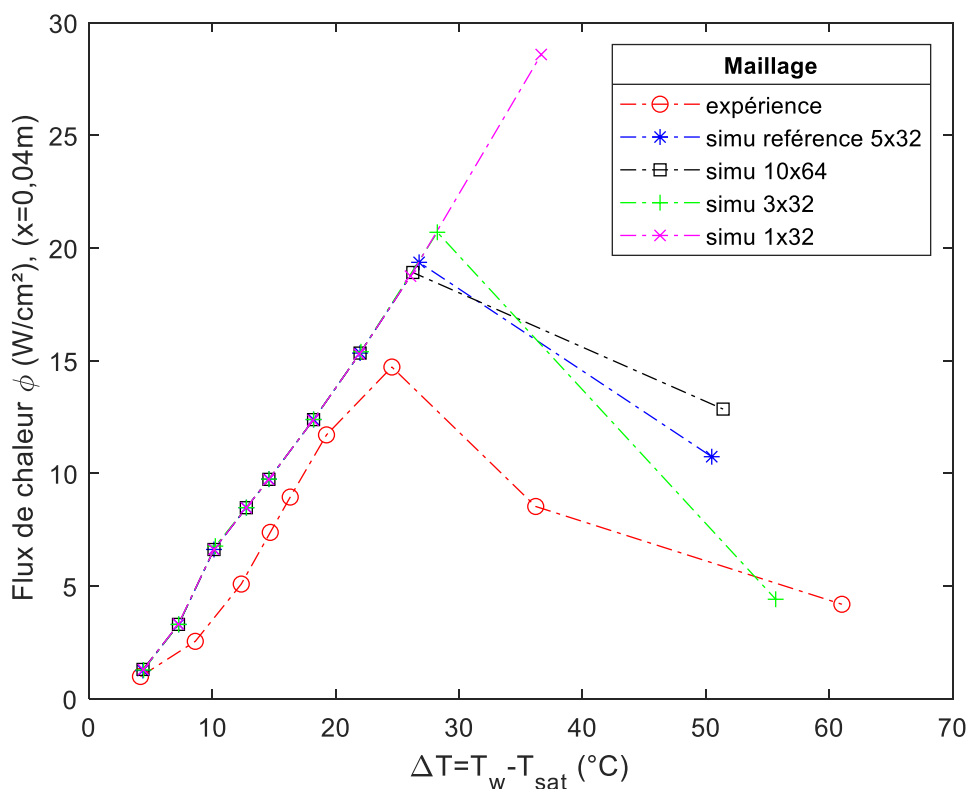


Figure 5-3 : Sensibilité au maillage, courbe d'ébullition $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

5.4.2. Comparaison de la modélisation avec l'expérience

Dans cette partie les essais expérimentaux présentés dans la section (4.1) ont été modélisés et calculés avec le logiciel Fluent comme décrit dans la partie 5.3.3. Il s'agit des essais avec la section d'essais à plaque amovible et la plaque sans structuration. Les simulations sont effectuées comme dans l'expérience du début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement, pour les différents flux de masse ($G = 140, 391$ et $648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$). Les résultats exposés sont une comparaison entre les calculs CFD et les résultats expérimentaux : les courbes d'ébullition, les profils de coefficient de transfert de chaleur axiaux et les pertes de charge.

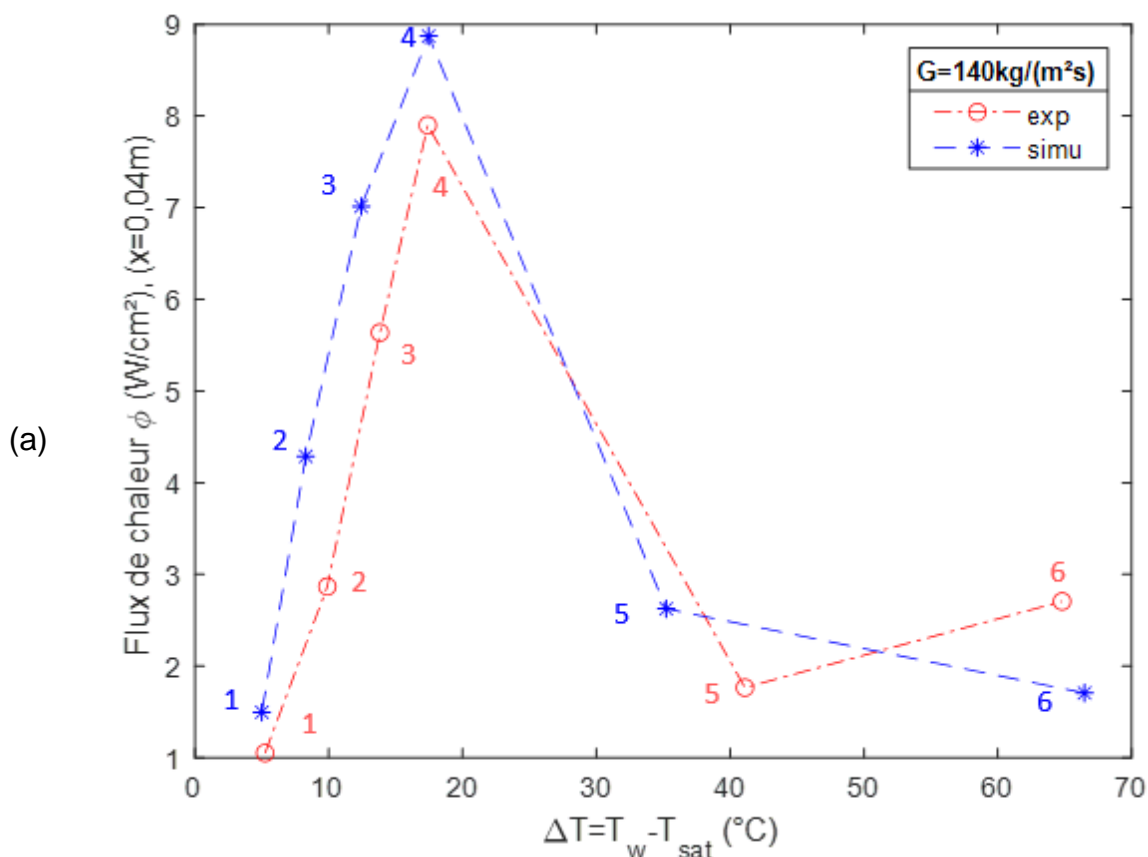
a. Courbes d'ébullition

La Figure 5-4 compare les courbes d'ébullition expérimentales et numériques. Les courbes d'ébullition représentent le flux thermique, calculé au centre la paroi, en fonction de la surchauffe de la paroi ($T_w - T_{sat}$), pour les trois débits massiques testés ($140 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; $391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$; $648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$).

Comme pour l'expérience, le transfert de chaleur à la paroi calculé par la CFD, augmente jusqu'au (CHF) qui est le flux thermique maximum avant l'assèchement. Les simulations CFD pour les trois débits massiques prédisent correctement les transferts de chaleur expérimentaux avant l'assèchement. L'apparition de l'assèchement et la valeur du CHF sont également bien prédites, à $140 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ Figure 5-4 (a) et $648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ Figure 5-4 (c).

Pour le débit massique de $391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, [Figure 5-4 \(b\)](#), la CFD surestime la valeur du flux thermique au pic (point 8) caractéristique du CHF, qui d'ailleurs se produit plus tôt dans l'expérience (au point 7). Cette différence de valeur flux et prédiction de l'apparition de l'assèchement, entre la CFD et l'expérience, au point 8, est expliquée par la représentation locale de la courbe d'ébullition. En effet, la courbe d'ébullition est tracée au centre du canal ($x=0,04 \text{ m}$). Par conséquent, une meilleure compréhension de la différence entre la valeur CFD et expérimentale, au point 8, sera donnée par le profil axial de la [Figure 5-5 \(e\)](#).

Une différence entre la valeur expérimentale et CFD du flux de chaleur à la paroi est aussi observée, au point 9 pour $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ [Figure 5-4 \(b\)](#) et au point 6 pour $G=648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ [Figure 5-4 \(c\)](#). Elle peut s'expliquer à la fois par un décalage axial du phénomène d'assèchement et par une condition adiabatique de la section d'essais, moins réaliste pour des essais à hautes températures avec un assèchement à la paroi. En effet, dans l'expérience, malgré l'isolation de la section d'essais, les pertes thermiques augmentent avec l'augmentation de la température alors que, dans la modélisation, la condition aux limites « adiabatique » est mathématique. L'explication serait que malgré la surchauffe de la paroi, dans le calcul CFD, un flux important est transféré au fluide pour respecter l'équilibre énergétique.



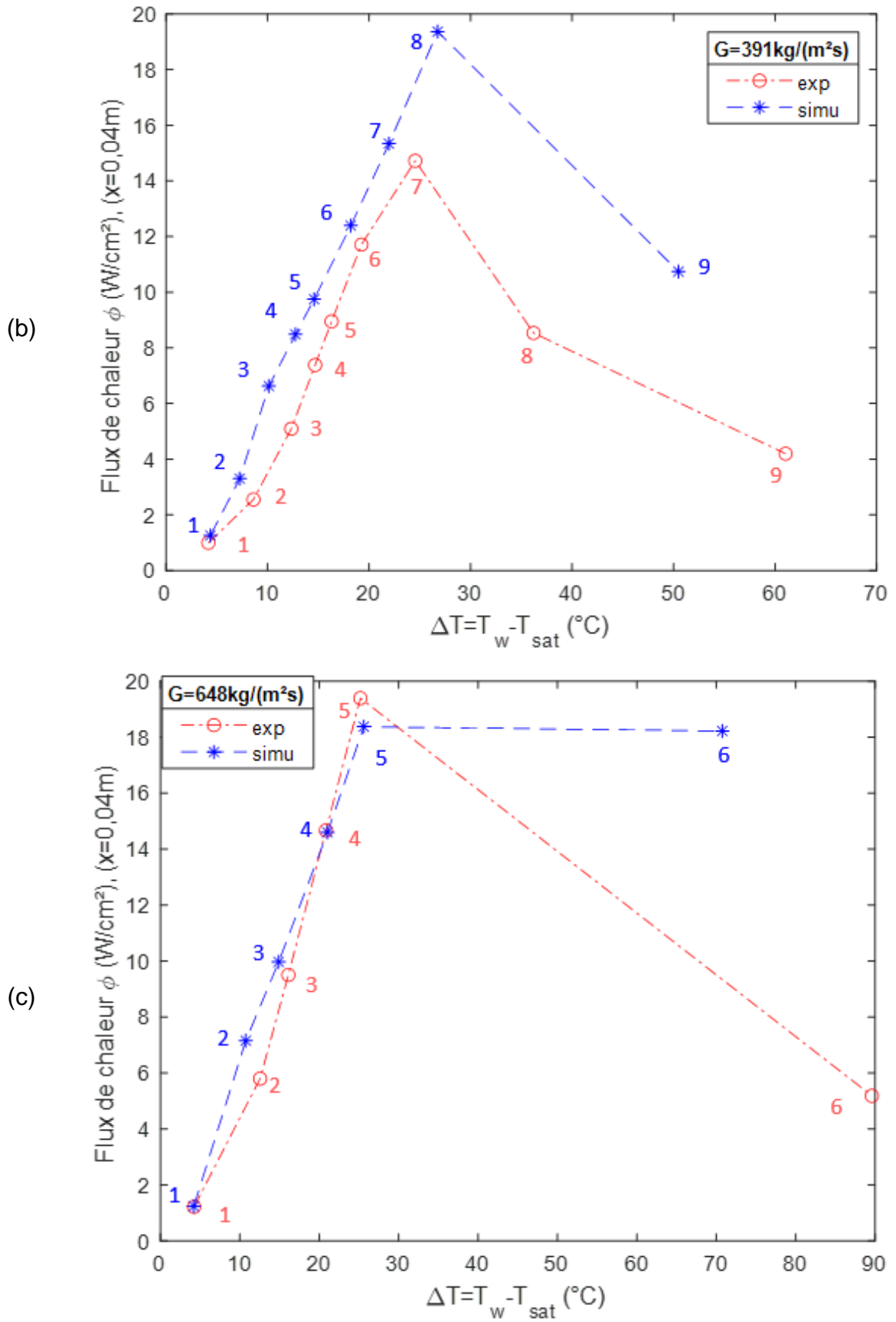


Figure 5-4 : Courbes d'ébullition du flux thermique expérimental et CFD, à 140, 391 et 648 kg/(m² s), calculé au centre du canal.

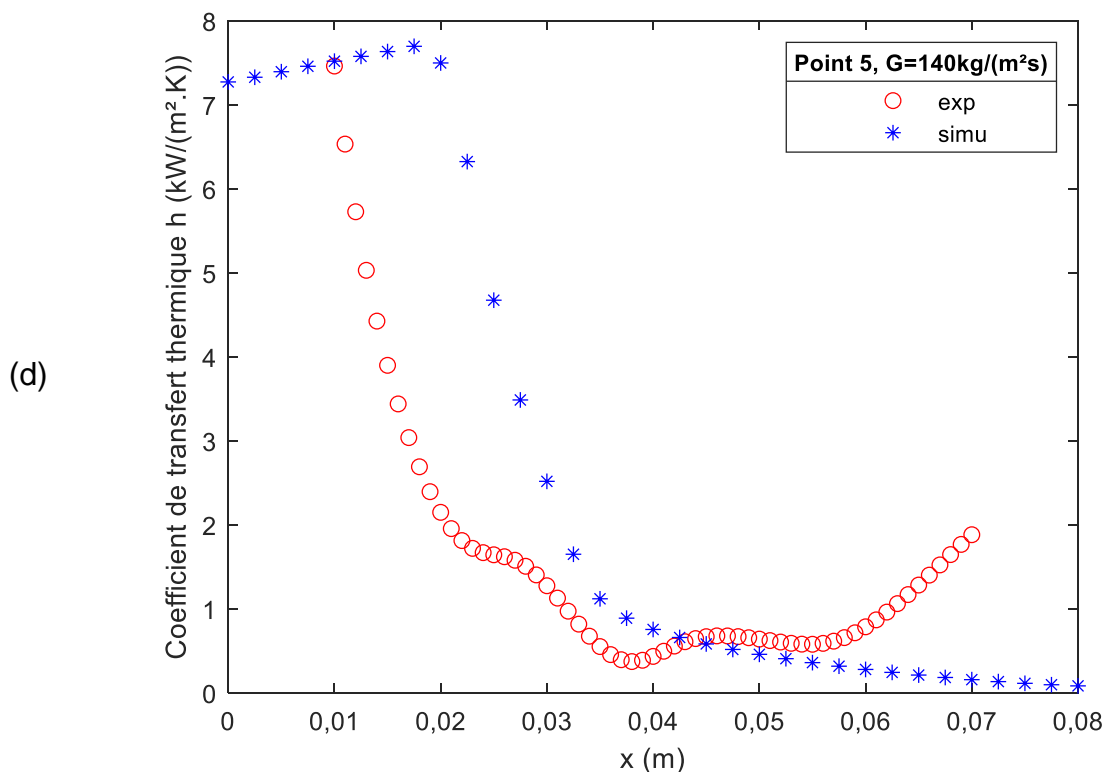
b. Profil axial du coefficient de transfert thermique

La Figure 5-5 montre la comparaison du profil de CTT le long du canal entre la CFD et l'expérience pour un point de chaque courbe d'ébullition. Les points sélectionnés sont ceux représentant un assèchement et étant les plus éloignés de l'expérience (Figure 5-4). Leurs analyses permettent de mieux comprendre la cause de leur écart.

Le profil axial du CTT, Figure 5-5 (d) (point 5 et $G=140 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$), correspond à un état où l'assèchement se produit avant le milieu du canal ($x=0,04 \text{ m}$). L'ordre de grandeur du CTT avant et après l'assèchement est relativement similaire entre la CFD et l'expérience. De plus, l'assèchement de la CFD apparaît à une position axiale relativement proche de l'expérience.

Le profil axial du CTT, Figure 5-5 (e) (point 8 et $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$), correspond à un état où l'assèchement s'est déjà produit à $x=0,04 \text{ m}$ pour l'expérience alors qu'il se produit à $x=0,06 \text{ m}$ pour la CFD. Ce résultat explique la différence entre la CFD et l'expérience au point 8 de la courbe d'ébullition (Figure 5-4). Néanmoins, l'ordre de grandeur du CTT avant et après l'assèchement est similaire entre la CFD et l'expérience.

Le profil axial du CTT, Figure 5-5 (f) (point 6 et $G=648 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$), correspond à un état où l'assèchement est établi à $x=0,02 \text{ m}$ pour l'expérience alors qu'il l'est à $x=0,03 \text{ m}$ pour la CFD. L'assèchement de CFD apparaît à une position axiale relativement proche de l'expérience. À $x=0,04 \text{ m}$, dans la zone asséchée, le CTT est plus important (environ 3 fois) dans la simulation que dans l'expérience.



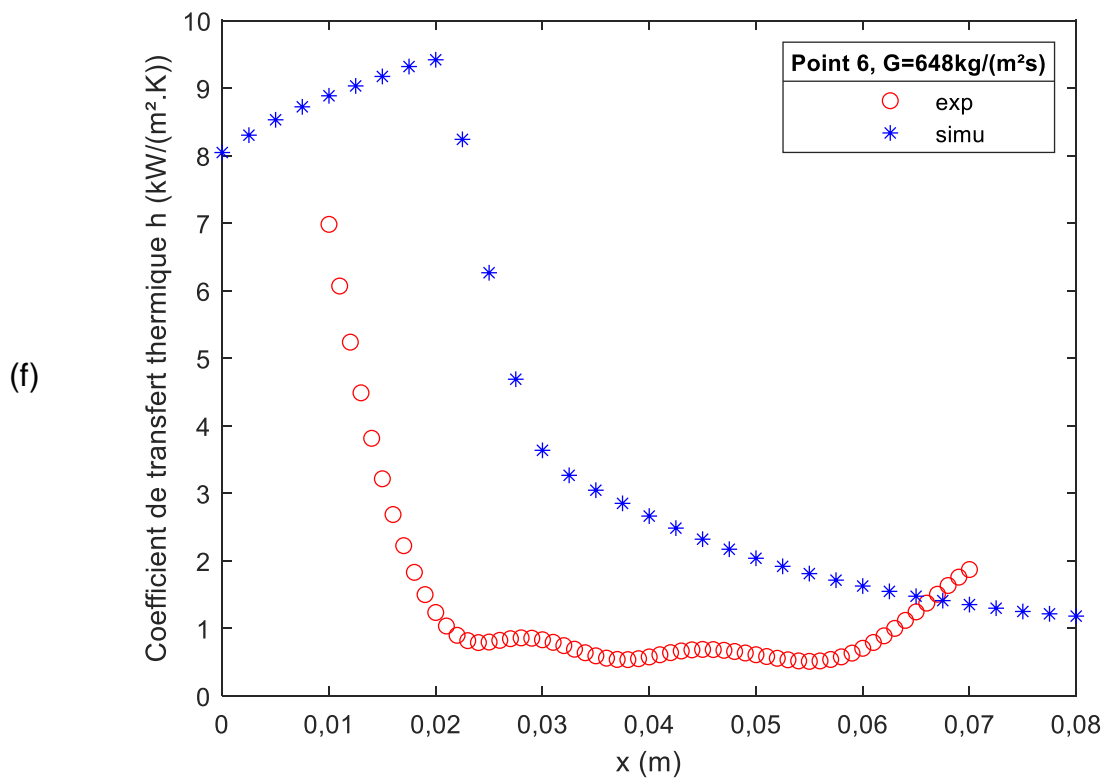
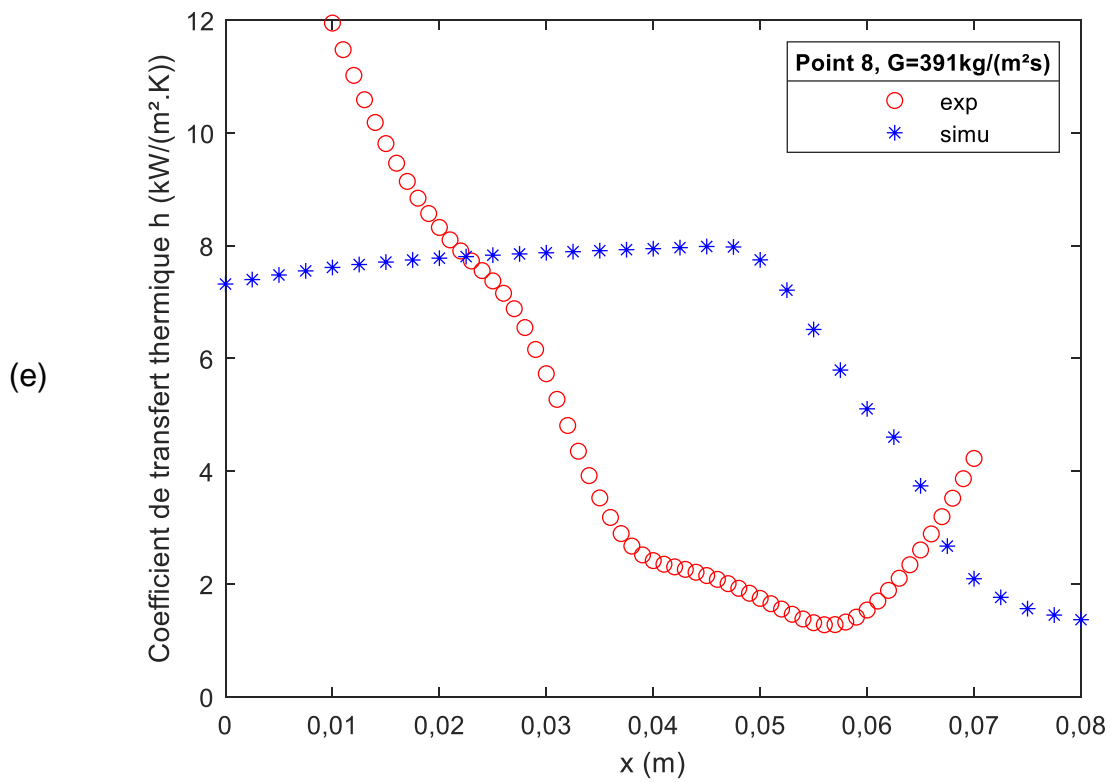


Figure 5-5 : Évolution des coefficients de transfert de chaleur expérimentaux et CFD le long du canal en un point de la Figure 5-4, pour chacun des trois flux de masse.

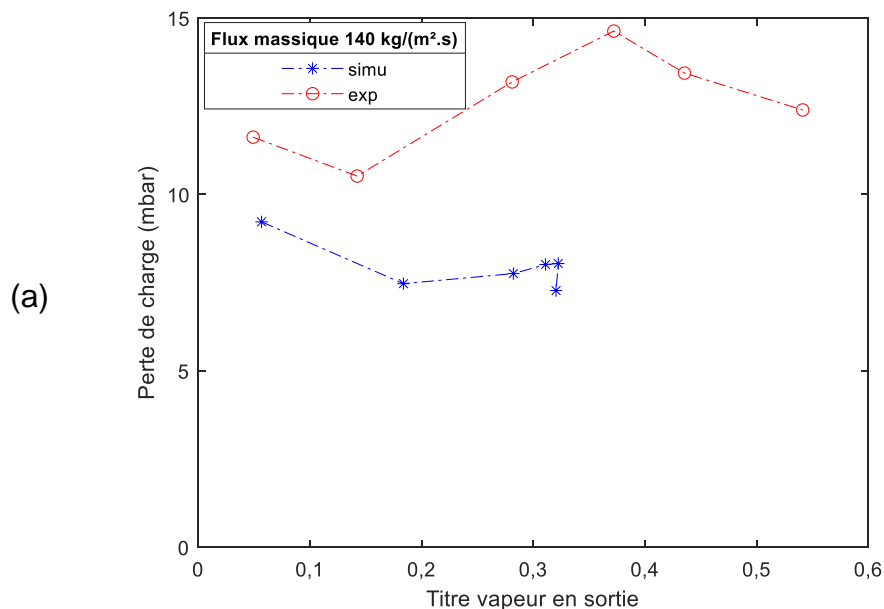
c. Pression

La [Figure 5-6](#) montrent la comparaison de l'évolution des pertes de charge entre l'expérience et la simulation en fonction du titre vapeur en sortie, pour les trois flux massiques 140 ; 391 et 648 kg/(m² s).

La [Figure 5-6](#) (a) représente l'évolution de la perte de charge pour 140 kg/(m² s). Elle montre que la simulation sous-estime légèrement la valeur de la perte de charge par rapport à l'expérience. La tendance est la même exceptée lorsque l'assèchement est simulé. En effet, lorsque l'assèchement apparaît, le titre vapeur CFD en sortie n'augmente plus du fait de la chute du transfert de chaleur. Or dans l'expérience les pertes axiales sont prises en compte dans le calcul du titre vapeur ce qui explique la différence.

La [Figure 5-6](#) (b) représente l'évolution de la perte de charge pour 391 kg/(m² s). Elle montre que la simulation prédit correctement les pertes de charge à faible titre vapeur. Cependant avec l'augmentation du titre vapeur la CFD sous-estime la perte de charge. De plus, la simulation ne prédit pas la baisse de la perte de charge lors de l'apparition de l'assèchement alors qu'elle est mesurée dans l'expérience. Au contraire, la simulation prédit une augmentation de la perte de charge.

La [Figure 5-6](#) (c) représente l'évolution de la perte de charge pour 648 kg/(m² s). Elle montre, comme pour la [Figure 5-6](#) (b), qu'à faible titre vapeur la perte de charge est bien prédite par la CFD mais qu'avec l'augmentation du titre vapeur et flux imposé elles sont sous estimées. De la même manière, la CFD prédit la baisse de la perte de charge avec l'assèchement.



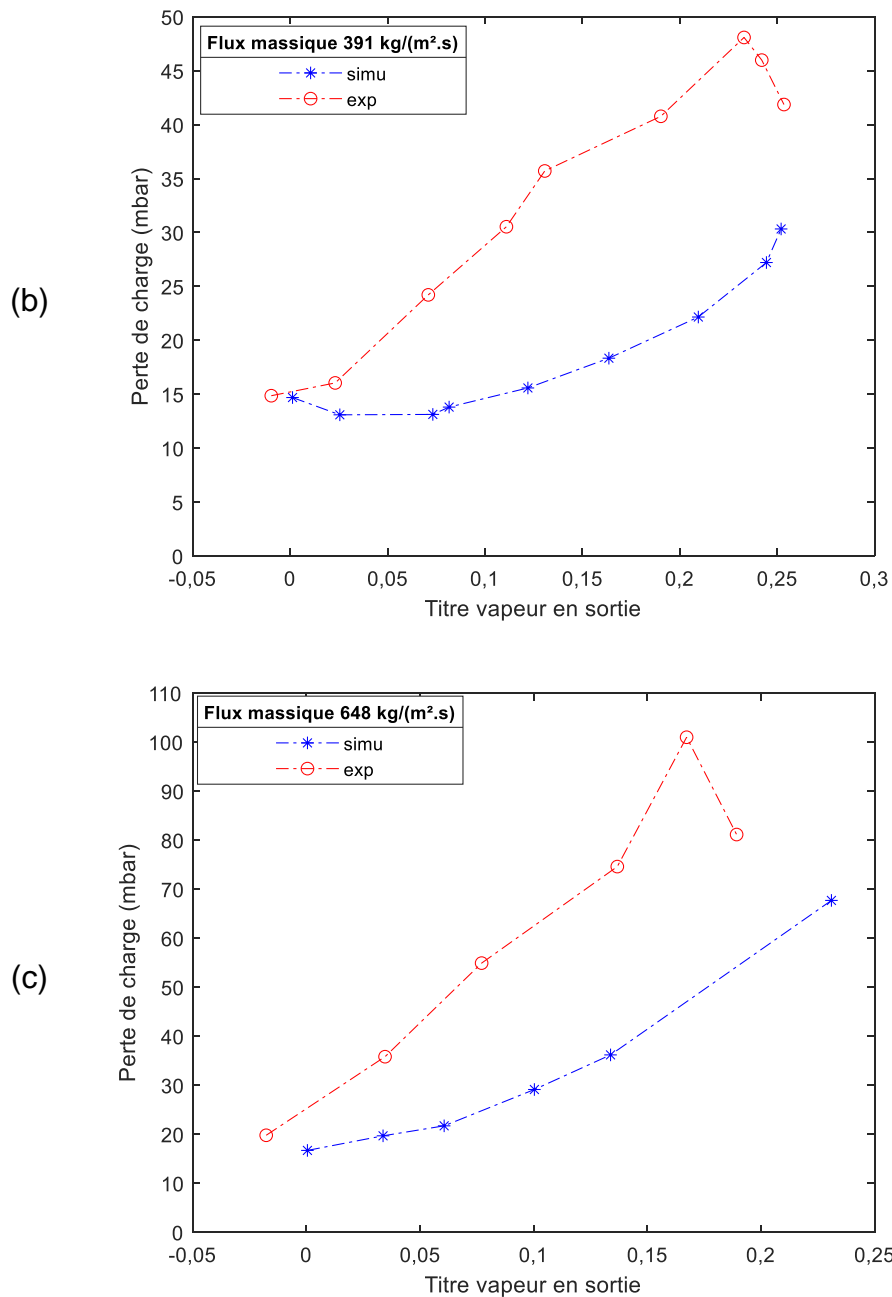


Figure 5-6 : Comparaison de l'évolution des pertes de charge entre l'expérience et la simulation pour $G=140$ (a) ; 391 (b) ; 648 kg/(m² s) (c).

La perte de charge dans la simulation étant la résultante de tous les phénomènes physiques, sa correspondance avec l'expérience est difficile à analyser en l'absence d'autres mesures dynamiques tels que les vitesses ou le taux de vide. D'autant plus, que la mesure de perte de charge est ici le résultat d'une moyenne de grandes fluctuations. Néanmoins, la tendance globale de l'augmentation de la perte de charge avec l'augmentation du flux ou du titre vapeur est simulée de façon satisfaisante.

5.4.3. Taux de vide

La Figure 5-7 montre le contour de la fraction volumique de vapeur calculée par la CFD. Les résultats simulés sont obtenus avec un débit massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, au point n°1 et n°8. La profondeur e du canal est dilatée pour permettre la visualisation. Dans la profondeur du canal, le taux de vide est plutôt homogène pour l'ensemble de la gamme de flux. Autrement dit, il n'y a pas de stratification de la vapeur, le gradient de vapeur est faible dans la direction radiale.

Pour le point 1, le taux de vide varie de 0 à 0,15 sur la partie chauffée du canal. Pour le point 8, le taux de vide varie de 0,4 à 0,95 sur la partie chauffée du canal. Pour ce dernier point, le taux de vide est bien de 0 à l'entrée du canal.

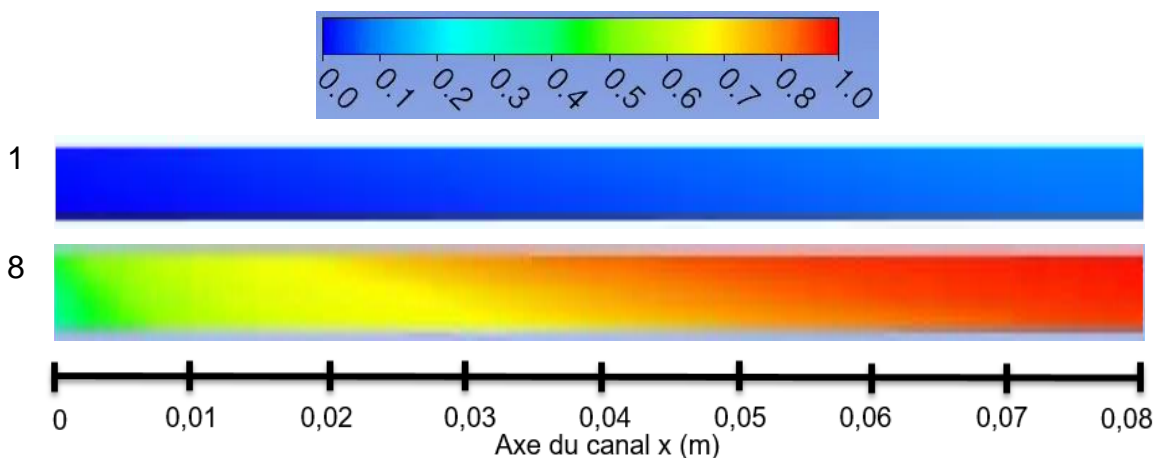


Figure 5-7 : Contour de la fraction volumique de la vapeur au point n°1 et 8, $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

5.4.4. Partition du flux

La Figure 5-8 représente le profil axial de la partition du flux et du taux de vide, à la paroi, pour le point 1, du flux massique $391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$. À ce point, le flux convectif de la vapeur n'existe pas car le CHF est encore loin. Le flux total \dot{q}_W est deux fois plus important au centre du canal qu'aux extrémités. Le flux de trempe \dot{q}_Q (quenching) est le flux le plus important, il est environ 2 fois plus grand que le flux d'évaporation \dot{q}_E . Le flux convectif de liquide \dot{q}_L est du même ordre de grandeur que le flux d'évaporation \dot{q}_E .

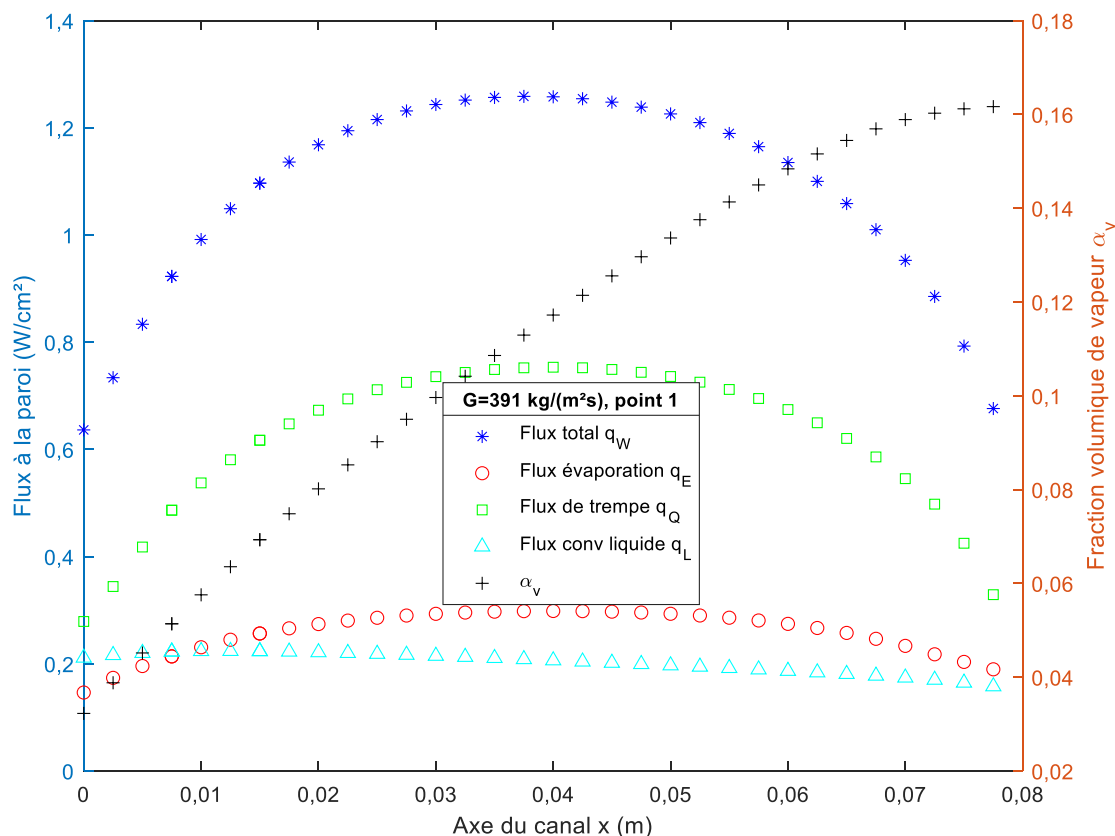


Figure 5-8 : Profil axial de la partition des différents flux à la paroi et du taux de vide à la paroi, pour le point 1.

La Figure 5-9 représente le profil axial de la partition du flux et du taux de vide à la paroi, pour le point 8 et flux massique 391 kg/(m² s). À ce point, le flux convectif du liquide n'existe plus du fait de l'aire d'influence des bulles A_b égale à 1. Le flux de trempe \dot{q}_Q (quenching) est le flux le plus important, il est environ 2 fois plus grand que le flux d'évaporation \dot{q}_E jusqu'à ce que les courbes se croisent vers $x=0,06$ mm. Le flux convectif de vapeur \dot{q}_V commence à apparaître à partir de $x=0,05$ mm, zone du début d'assèchement. Sa valeur est très faible par rapport aux autres flux. Le flux total \dot{q}_W baisse de manière importante à partir de $x=0,05$ mm, du fait de la fraction volumique de vapeur α_v qui dépasse 0,9. Cette baisse est provoquée par la fonction de partition flux $f(\alpha_v)$ qui modélise la transition vers l'assèchement de la paroi.

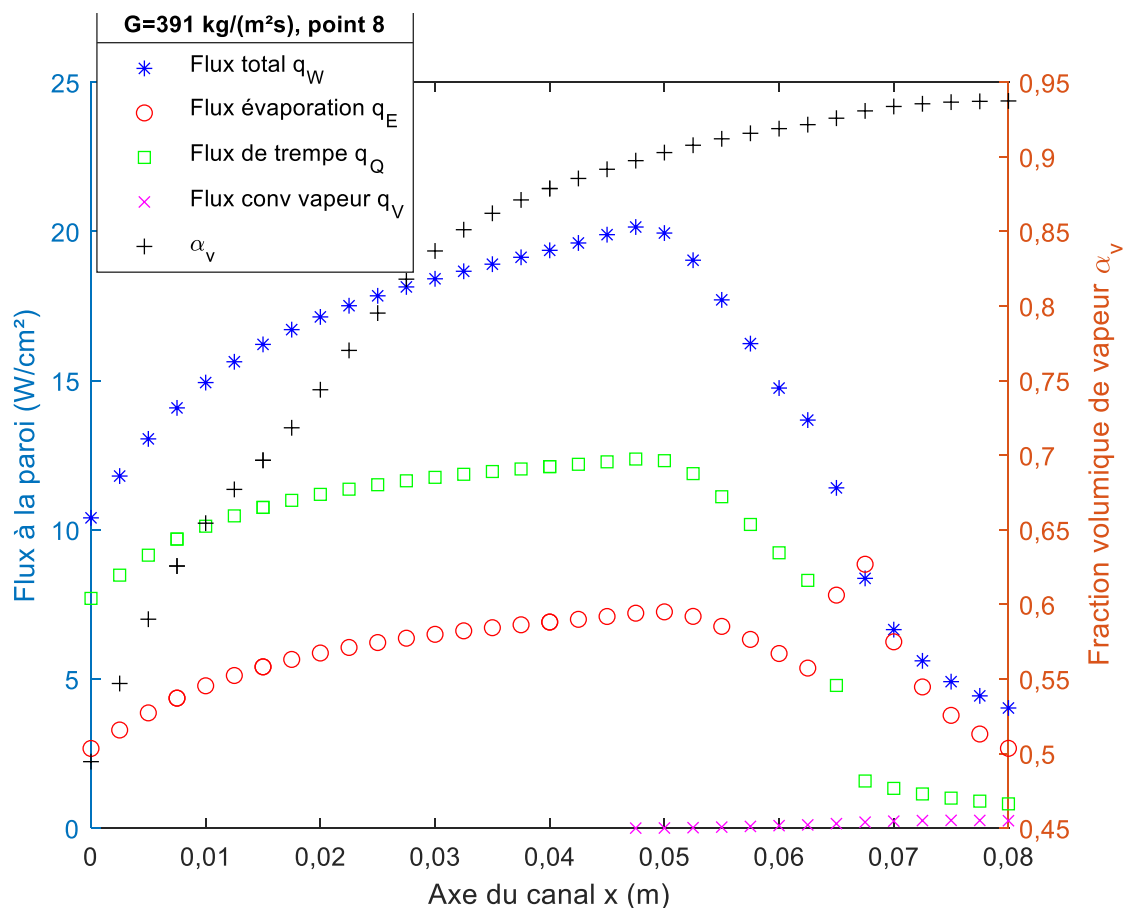


Figure 5-9 : Profil axial de la partition des différents flux à la paroi et du taux de vide à la paroi, pour le point 8.

5.4.5. Étude paramétrique sur l'influence de certains paramètres du modèle

La simulation de l'écoulement est sensible à certains paramètres des lois de fermeture. Ils ont notamment une influence sur le calcul du transfert de chaleur, de l'apparition de l'assèchement, du taux de vide et des pertes de charge, Dans cette partie, une étude de la sensibilité de ces paramètres est présentée.

Pour identifier les lois de fermeture ayant une grande influence sur le comportement de l'écoulement, il faut regarder leur impact individuel sur un point de référence. Le point de référence choisi est le point 8 du flux massique $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, (Figure 5-5 (e)).

a. La fonction $f(\alpha_l)$ de partition du flux de chaleur à la paroi

Dans notre étude (noté ref), la fonction $f(\alpha_l)$ utilisée est donnée par Tentner *et al.* [132] (équation (5-32)).

L'équation de Lavieville *et al.* [106] est aussi disponible et est décrite de la manière suivante :

$$f(\alpha_l) = \begin{cases} 1 - \frac{1}{2} \exp[-20(\alpha_l - \alpha_{l,crit})] & \text{si } \alpha_l \geq \alpha_{l,crit} \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha_l}{\alpha_{l,crit}} \right)^{20 \alpha_{l,crit}} & \text{si } \alpha_l < \alpha_{l,crit} \end{cases} ; \alpha_{l,crit} = 0,2 \quad (5-41)$$

La comparaison de la forme de la fonction $f(\alpha_l)$ est montrée Figure 5-10.

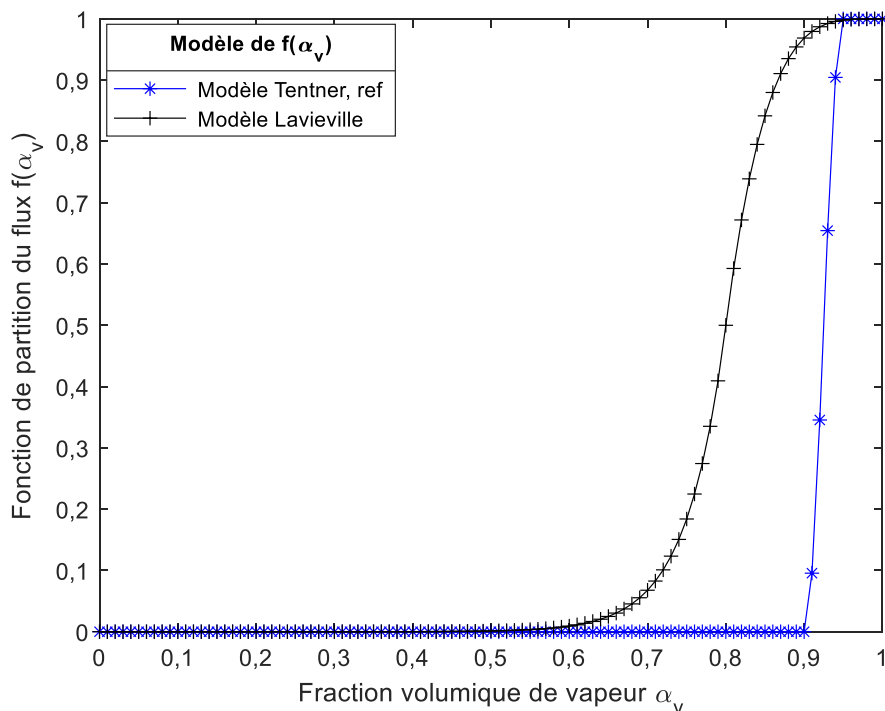


Figure 5-10 : Comparaison de la fonction $f(\alpha_l)$ calculée avec Tentner ou Lavieville.

La Figure 5-11 montre la comparaison du profil axial du CTT et de la fraction volumique de vapeur à la paroi entre une fonction $f(\alpha_l)$ calculée avec Tentner et calculée avec Lavieville.

Pour cet essai, la fonction de Lavieville avance l'apparition de l'assèchement. Il semble apparaitre à une position plus proche de l'expérience que le modèle de référence. Cependant si on modélise l'essai précédent (point 7) on observe que l'assèchement apparait alors trop tôt. La fonction de Lavieville peut être choisie s'il y a un besoin de régler la transition de l'ébullition nucléée vers la convection de la phase vapeur pour un taux de vide plus faible et de manière moins abrupte. En outre, une modification de la fonction de partition $f(\alpha_l)$ de Tentner peut se faire en changeant les paramètres $\alpha_{v,1}$ et $\alpha_{v,2}$.

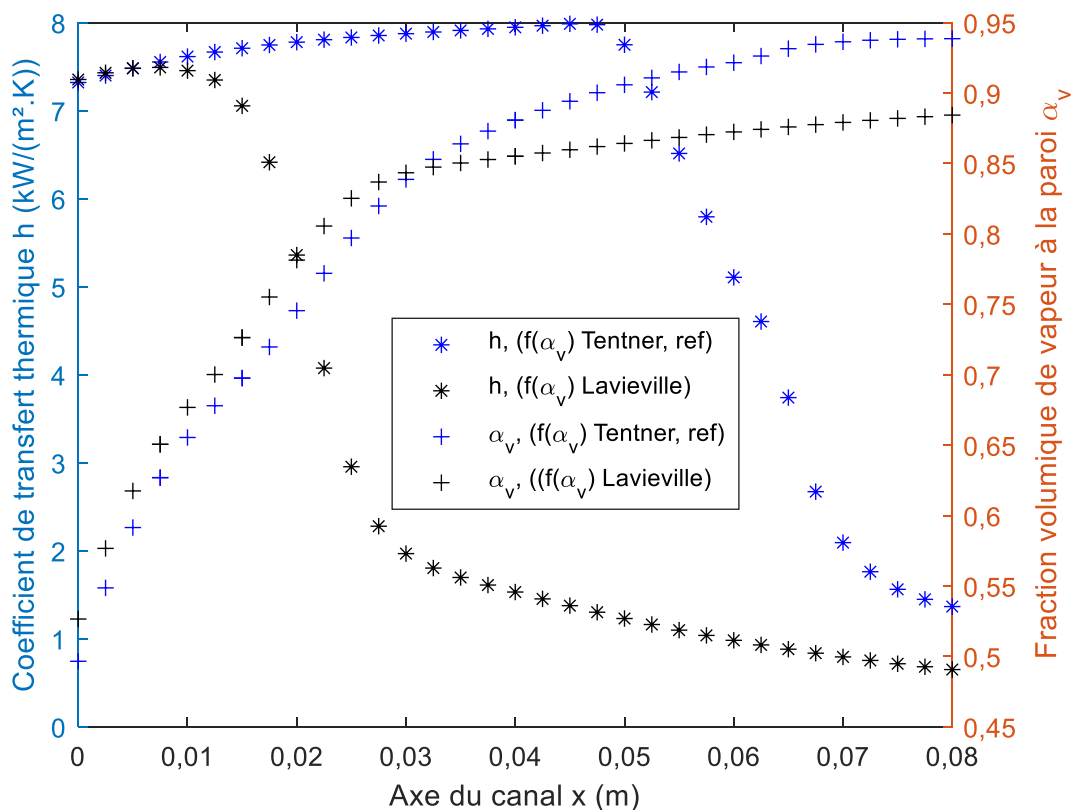


Figure 5-11 : Comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi selon le calcul de la fonction $f(\alpha_v)$.

b. Diamètre de départ des bulles

La description du modèle et l’analyse de la Figure 5-12 et Figure 5-13 montrent que le diamètre de départ des bulles joue un rôle très important sur le transfert de chaleur à la paroi, l’apparition de l’assèchement et le taux de vide.

Les diamètres de départ des bulles testés sont calculés :

- à partir de la corrélation de Tolubinski & Kostanchuk [128] pour notre cas ;
- à partir de la corrélation de Kocamustafaogullari and Ishii [134] ;
- avec un diamètre constant $D_{wb} = 0,1 \text{ mm}$;
- avec un diamètre constant $D_{wb} = 0,8 \text{ mm}$.

La Figure 5-12 et Figure 5-13 montre respectivement la comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi, selon le diamètre de départ des bulles D_{wb} .

La Figure 5-12 montre que contrairement au modèle de référence (Tolubinski), le modèle de Kocamustafaogullari ne représente pas l’assèchement pour cet essai. De plus, le CTT est environ 3 fois plus faible ($2 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$). Le profil axial du CTT avec $D_{wb} = 0,1 \text{ mm}$ est proche du profil de Kocamustafaogullari. Leurs valeurs doivent être proches. Le profil axial du CTT avec $D_{wb} = 0,8 \text{ mm}$ montre un CTT de $10 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ avant un assèchement vers $x=0,02 \text{ m}$. Par rapport au cas de référence, le CTT est augmenté avant un assèchement qui apparaît plus en amont.

La [Figure 5-13](#) montre que la fraction volumique à la paroi est bien plus faible pour le modèle de Kocamustafaogullari et $D_{wb} = 0,1 \text{ mm}$ que pour le modèle de référence et $D_{wb} = 0,8 \text{ mm}$. Pour les premiers, le taux de vide reste tout au long du canal inférieur à 0,7. La fraction volumique à la paroi conditionne notamment la transition du régime d'écoulement et la partition du flux à la paroi ce qui explique le comportement de l'assèchement [Figure 5-12](#).

D'après les résultats, le modèle de référence donnerait un diamètre de départ des bulles : $0,1 \text{ mm} < D_{wb} < 0,8 \text{ mm}$. Dans le modèle de référence D_{wb} dépend du sous-refroidissement contrairement au modèle de Kocamustafaogullari qui dépend principalement de la tension de surface et de l'angle de contact.

Dans le modèle de Kocamustafaogullari, l'angle de contact utilisé de 45° par défaut. Cette angle représente un fluide plutôt mouillant. Le HFE-7100 est un fluide très mouillant et son angle de contact est plus proche des 10° . Or, un angle de contact plus petit donnerait un D_{wb} plus faible et un CTT encore plus faible. Ce résultat n'irait pas dans le sens des résultats expérimentaux.

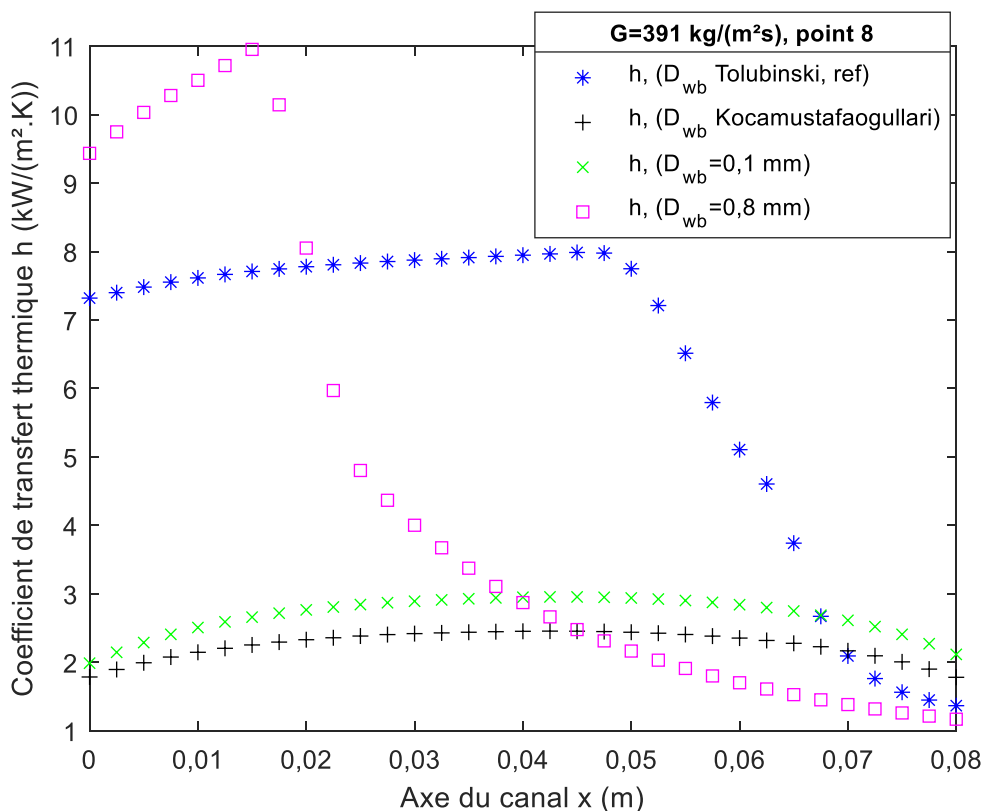


Figure 5-12 : Comparaison du profil axial du CTT selon le diamètre de départ des bulles D_{wb} .

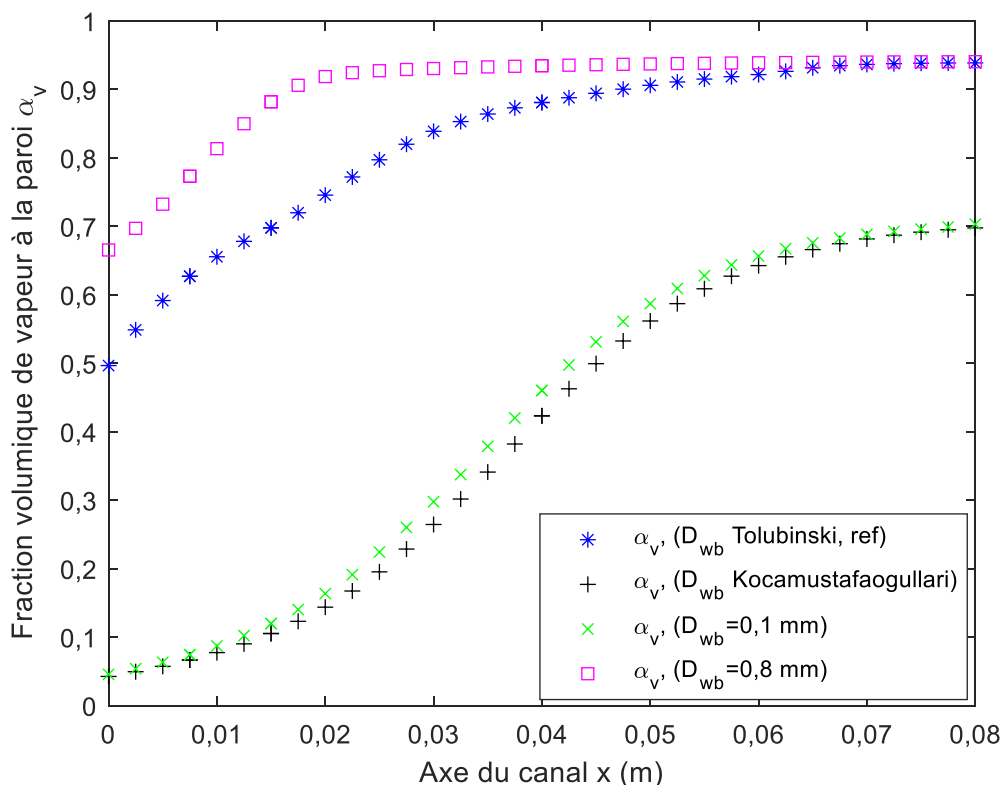


Figure 5-13 : Comparaison du taux de vide à la paroi selon le diamètre de départ des bulles D_{wb} .

c. Densité de site de nucléation

La densité de site de nucléation N_w intervient directement dans l'équation (5-24) et (5-26). Elle a un impact direct sur le flux d'évaporation \dot{q}_E et l'aire d'influence A_b .

Fluent propose deux corrélations pour le calcul de N_w :

- la corrélation de Lemmert and Chawla [131] ;
- la corrélation de Kocamustafaogullari and Ishii [135].

La Figure 5-14 montre la comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi selon le calcul de la densité de site de nucléation N_w . Elle montre que l'expression de Kocamustafaogullari donne un CTT plus faible de 15% (en $x=0,04$ m) par rapport la simulation de référence. De plus, le taux de vide augmente moins le long du canal ce qui retarde l'apparition de l'assèchement. La densité de site de nucléation N_w est logiquement plus faible avec l'expression de Kocamustafaogullari.

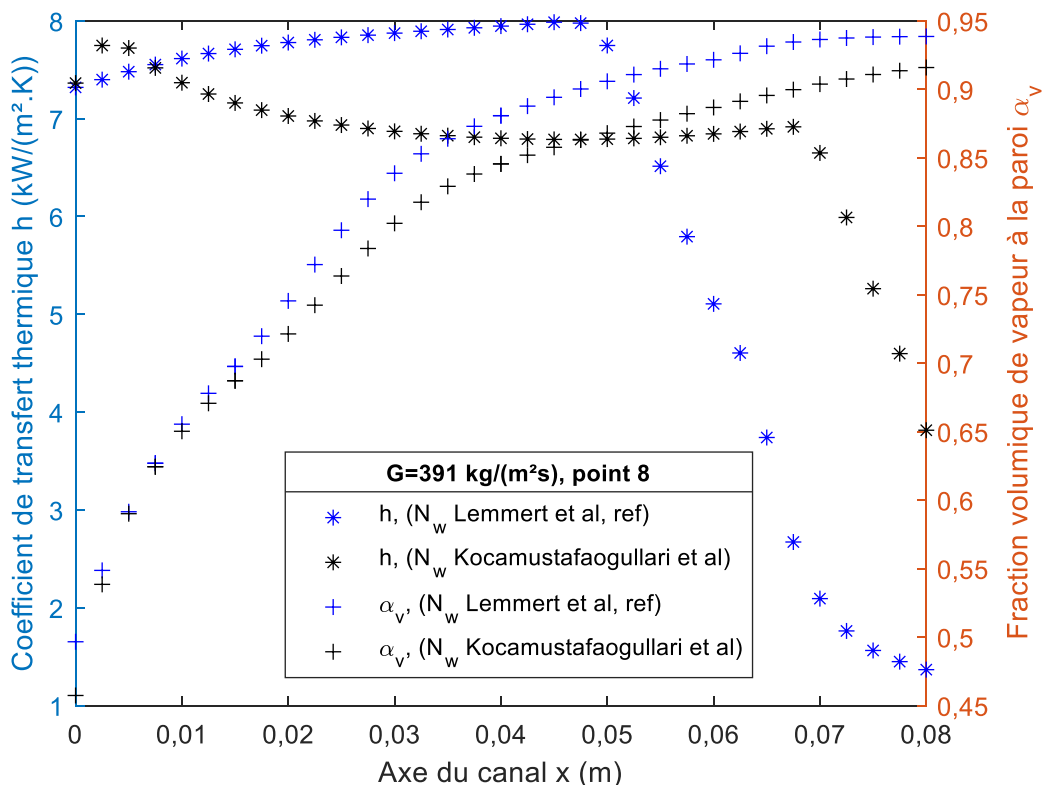


Figure 5-14 : Comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi selon le calcul de la densité de site de nucléation N_w .

d. Densité de site de nucléation et diamètre de départ des bulles

Fluent indique qu’il est préférable, si l’on décide d’utiliser les modèles de Kocamustafaogullari-Ishii, de le faire à la fois pour la densité de site de nucléation N_w et pour le diamètre de départ de bulle D_{wb} .

La Figure 5-15 montre la comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi selon la méthode de calcul de la densité de site de nucléation N_w et du diamètre de départ de bulle D_{wb} . Elle compare la simulation de référence avec les expressions de Kocamustafaogullari-Ishii.

On observe que ce modèle réduit drastiquement les échanges de chaleur et la création de vapeur. Le comportement est complètement différent et montre l’importance du choix de ces paramètres.

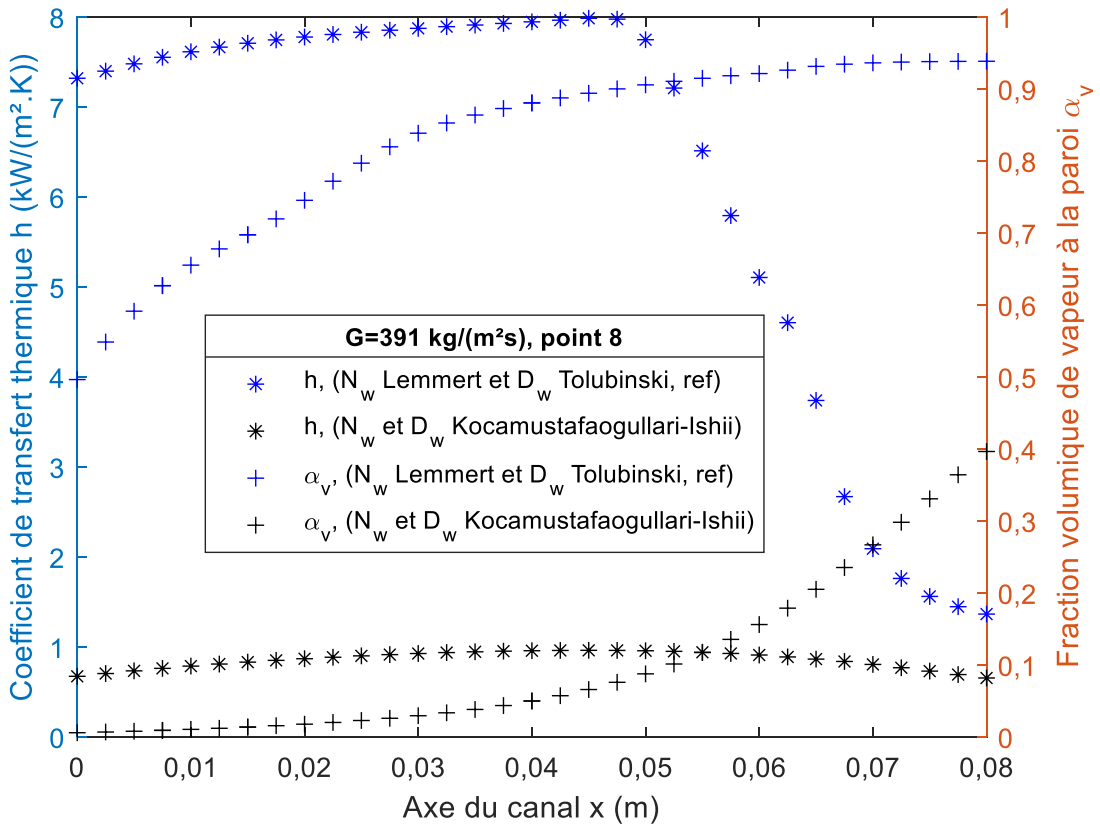


Figure 5-15 : Comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi selon le calcul de la densité de site de nucléation N_w et le diamètre de départ des bulles D_{wb} .

e. Impact de la concentration d'aire interfaciale

Dans notre cas de référence la définition choisie de l'aire interfaciale A_i est le modèle «particulaire » donné par l'équation (5-13) et qui est le modèle par défaut. Une autre définition proposée est le modèle « symétrique », défini comme suit :

$$A_i = \frac{6\alpha_q\alpha_p}{d_{p,q}} \tag{5-42}$$

Si p est la phase dispersée $d_{p,q} = d_p$. Si p et q sont dispersées $d_{p,q} = \alpha_q d_p + \alpha_p d_q$

La concentration d'aire interfaciale A_i intervient sur les échanges d'énergies et de quantités de mouvement entre les phases.

La Figure 5-16 montre la comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi, selon le calcul de la concentration d'aire interfaciale A_i .

Elle montre que le CTT calculé avec le modèle symétrique est près de 2 fois plus petit, au début de canal, que le cas de référence. Il est environ 4 fois plus petit au milieu du canal.

Le modèle symétrique a un taux de vide à la paroi plus faible que le modèle de référence. Par ailleurs, il est observé que l'assèchement n'apparaît pas et que le taux de vide reste toujours inférieur à 0,9.

Les définitions des flux à la paroi n'étant pas directement dépendantes de l'aire interfaciale, la différence de transfert thermique à la paroi entre les deux modèles est une conséquence indirecte. Il a été observé, à la maille proche de la paroi, une surchauffe du liquide ($\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_l < 0$) plus importante pour le modèle de référence que pour le modèle symétrique. Or ΔT_{sub} est un paramètre important du modèle d'ébullition et notamment du calcul du diamètre de départ de bulle D_{wb} . Ce dernier, comme vu paragraphe b et dans les équations du modèle, impacte le calcul du flux d'évaporation \dot{q}_E et du flux de trempé \dot{q}_Q . Pour résumer, une surchauffe du liquide plus importante induit un diamètre de départ de bulle plus important et un transfert thermique à la paroi plus important.

De par sa définition, le modèle symétrique a une aire interfaciale A_i logiquement plus faible que le modèle particulaire. Cette différence provoque un échange global plus faible entre les phases. Le mélange de l'écoulement est moins présent, avec notamment des vitesses de vapeur et de liquide plus faibles.

Par ailleurs, l'utilisation du modèle symétrique n'est pas cohérente avec la fonction Φ de l'équation (5-33) qui permet déjà d'ajuster les transferts aux interfaces en fonction du régime d'écoulement. Le modèle symétrique semble alors faire doublon.

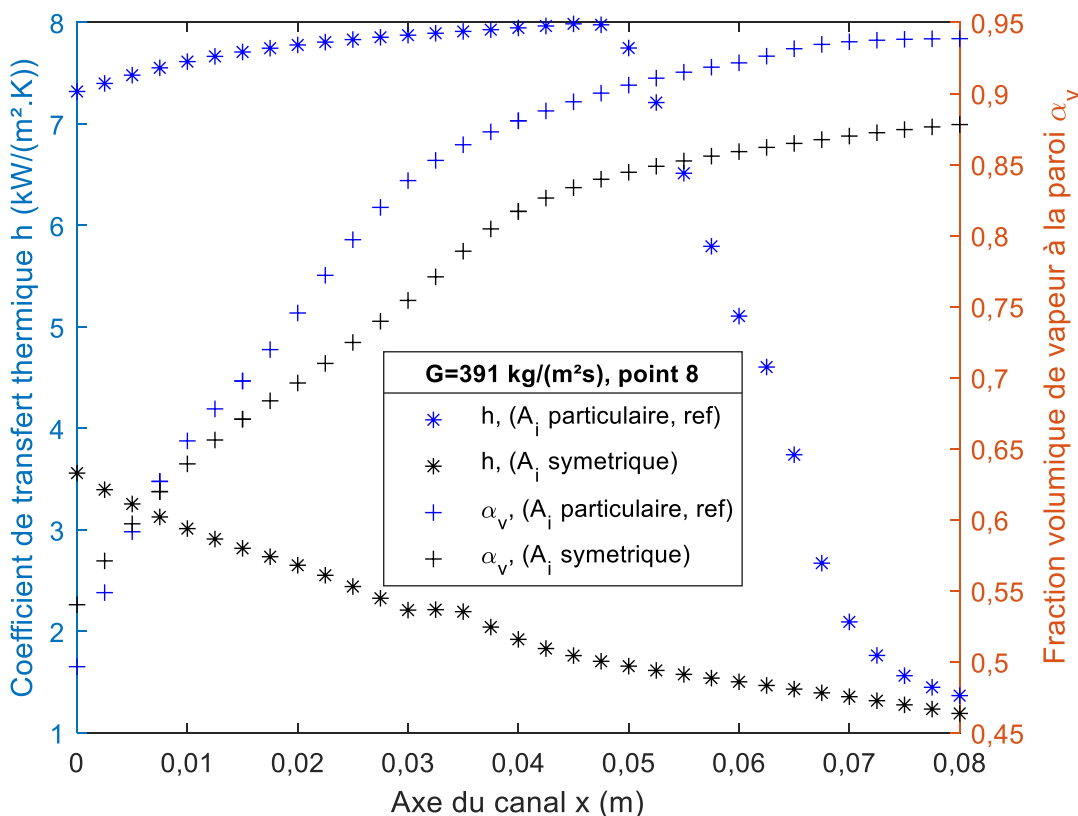


Figure 5-16 : Comparaison du profil axial du CTT et du taux de vide à la paroi selon le calcul de la concentration d'aire interfaciale A_i .

f. Frottement interfacial

Les [Figure 5-17](#) et [Figure 5-18](#) permettent d'étudier l'influence du calcul du coefficient de traînée C_D sur le transfert thermique à la paroi et le taux de vide à la paroi.

Le coefficient de traînée C_D issu de Ishii-Zuber, utilisé dans notre simulation et décrit partie [5.2.5.a](#) est comparé à :

- une simulation avec le coefficient de traînée C_D de Ishii [136] ;
- une simulation avec le coefficient de traînée C_D de Schiller [125].

Sans la présence de cette force de trainée la simulation diverge.

La [Figure 5-17](#) montre la comparaison du profil axial du CTT selon le calcul du coefficient de traînée C_D .

Elle montre que, selon le calcul du coefficient de traînée C_D , le transfert de chaleur avant assèchement n'est pas modifié. Cependant, la position de l'assèchement n'est pas la même selon les modèles. L'assèchement apparaît à $x=0,03$ m pour le modèle de Ishii, à $x=0,05$ m pour le modèle de Ishii-Zuber et à $x=0,075$ m pour le modèle de Schiller.

La [Figure 5-18](#) représente la comparaison du profil axial du taux de vide à la paroi, selon le calcul du coefficient de traînée C_D . Elle montre que le taux de vide à la paroi change selon le modèle utilisé. C'est cette valeur qui conditionne la position de l'apparition de l'assèchement ([Figure 5-17](#)).

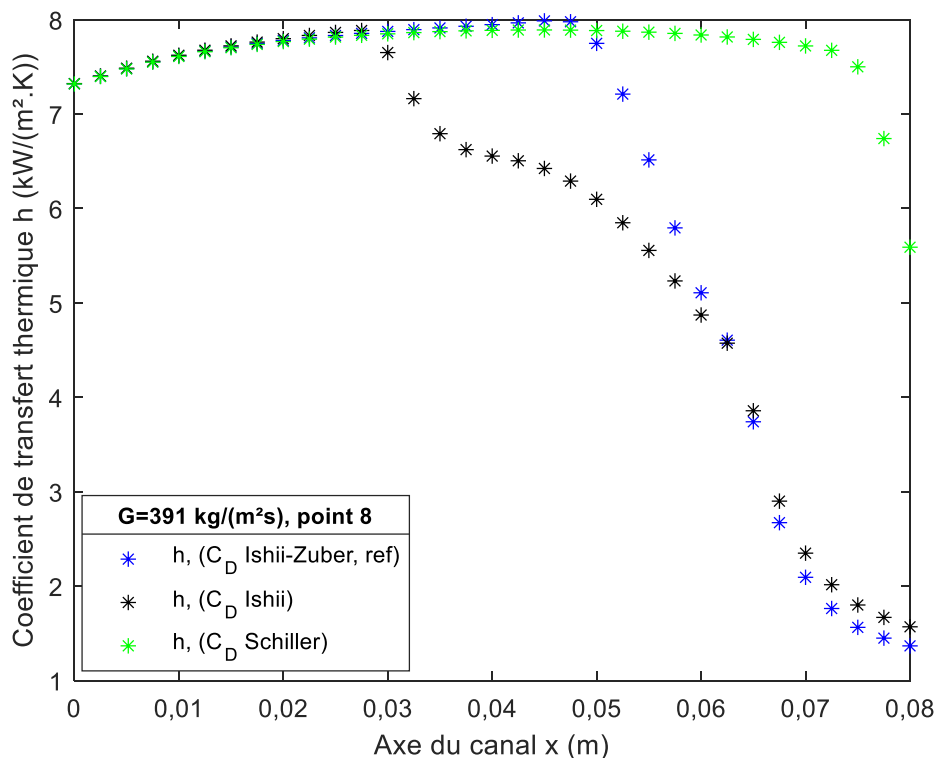


Figure 5-17 : Comparaison du profil axial du CTT selon la force de traînée.

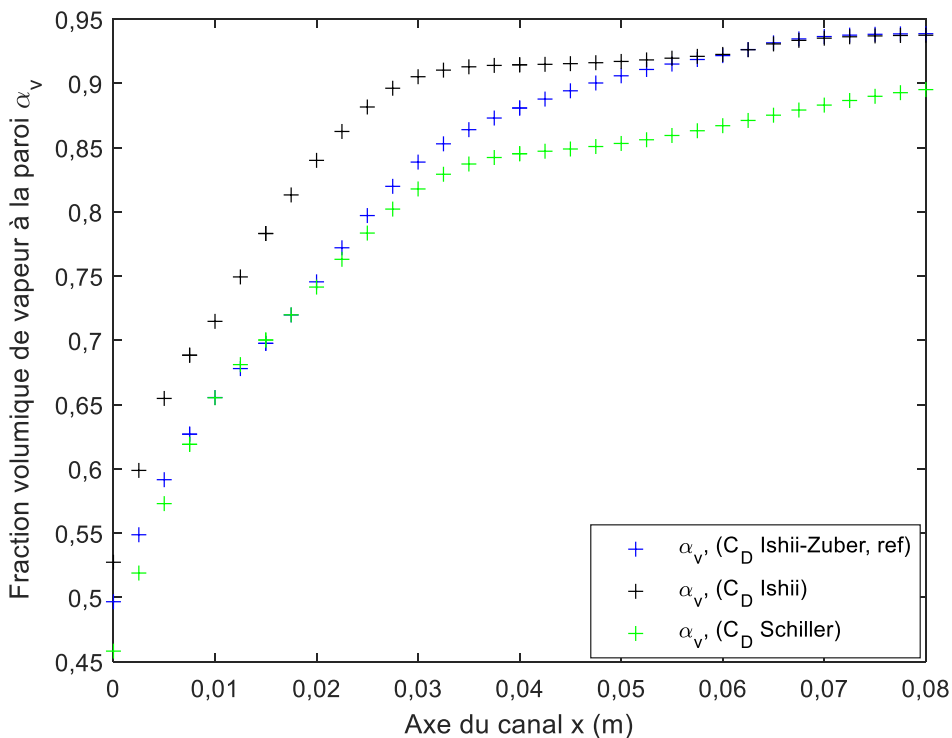


Figure 5-18 : Comparaison du profil axial du taux de vide à la paroi selon la force de trainée.

g. Force de dispersion turbulente

Les Figure 5-19 et Figure 5-20 permettent d'étudier l'impact de la force de dispersion turbulente \vec{F}_{td} sur le transfert thermique à la paroi et le taux de vide à la paroi.

La force de dispersion turbulente de Lopez de Bertodano, utilisée dans notre simulation et décrite partie 5.2.5.b, est comparée à :

- une simulation sans force de dispersion turbulente ;
- une simulation avec la force de dispersion turbulente de Burns [137].

La Figure 5-19 représente la comparaison du profil axial du CTT selon la force de dispersion turbulente \vec{F}_{td} . Elle montre que si cette force n'est pas modélisée, l'assèchement de la paroi et la chute du CTT arrivent dès le début du canal. L'utilisation du modèle de Burns montre uniquement un assèchement légèrement avancé par rapport à la référence mais pas de modification du CTT avant celui-ci.

La Figure 5-20 représente la comparaison du profil axial du taux de vide à la paroi, selon la force de dispersion turbulente \vec{F}_{td} . Elle montre que sans force de dispersion turbulente le taux de vide est de $\alpha_v = 0,95$ dès le début du canal. Cela explique l'assèchement visible Figure 5-20. L'interprétation est que sans la force de dispersion turbulente \vec{F}_{td} la vapeur est bloquée contre la paroi et l'isole. Cette force permet de pousser la vapeur de la paroi vers le centre du canal. L'utilisation du modèle de Burns montre une augmentation du taux de vide plus rapide que le modèle de référence ce qui explique l'avancement de l'assèchement Figure 5-19. De plus, cela indique que le modèle de Burns donne une force de dispersion plus faible que le modèle de Lopez de Bertodano.

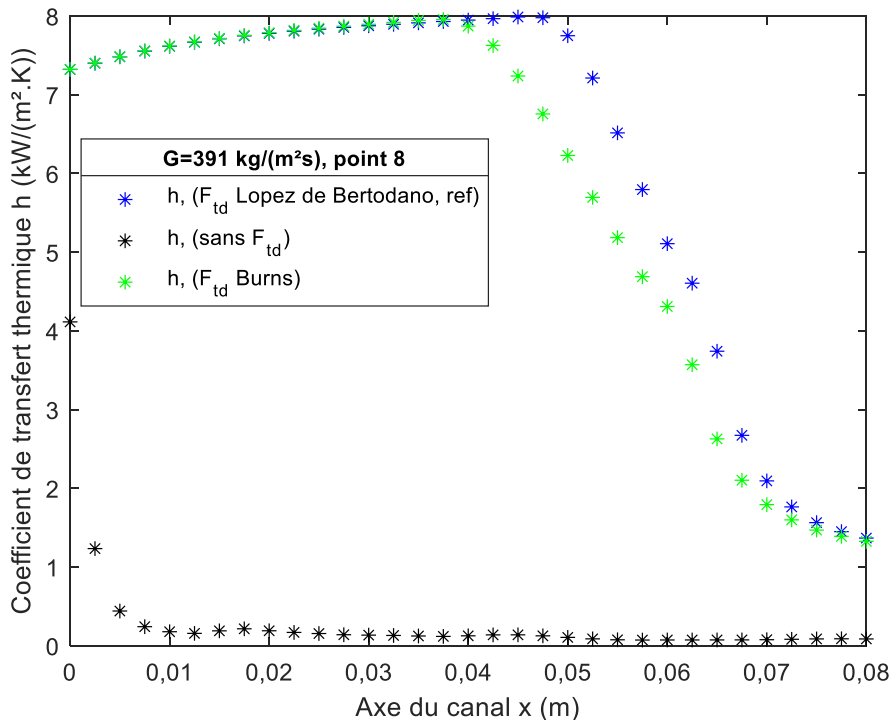


Figure 5-19 : Comparaison du profil axial du CTT selon la force de dispersion turbulente \vec{F}_{td} .

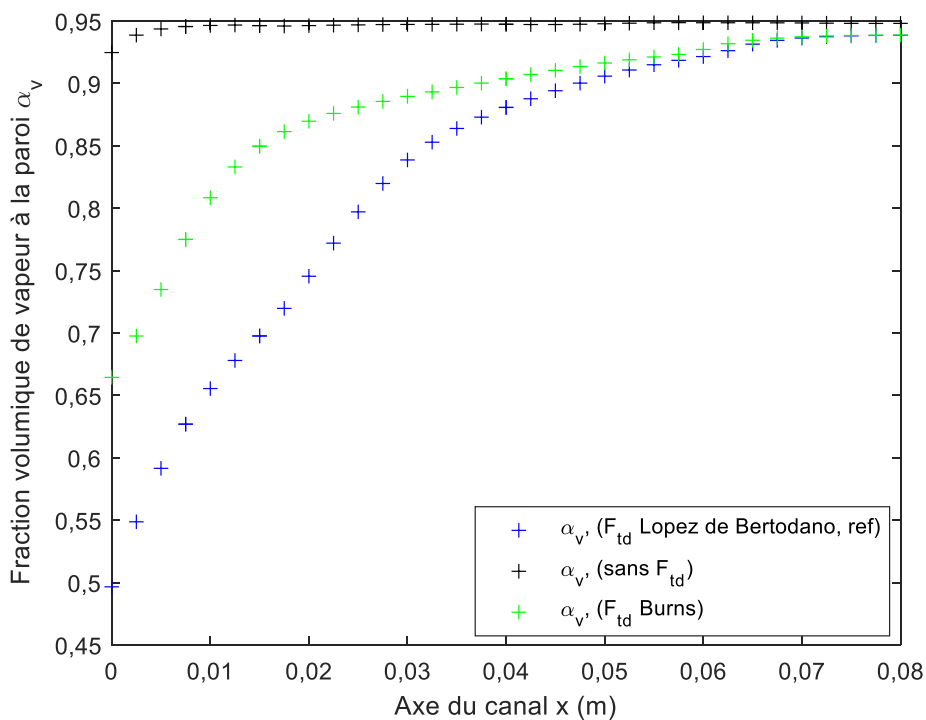


Figure 5-20 : Comparaison du profil axial du taux de vide à la paroi, selon la force de dispersion turbulente \vec{F}_{td} .

h. Interaction turbulente

Les [Figure 5-21](#) et [Figure 5-22](#) permettent d'étudier l'impact de l'interaction turbulente sur le transfert thermique à la paroi et le taux de vide à la paroi. Le terme de turbulence dépend de la différence entre la vitesse de la phase vapeur et liquide.

La prise en compte de l'interaction turbulente de Troshko-Hassan, utilisée dans notre simulation et décrite partie [5.2.2.b](#), est comparée à :

- Une simulation sans interaction turbulente ;
- Une simulation avec l'interaction turbulente de Sato [124].

La [Figure 5-21](#) représente la comparaison du profil axial du CTT selon le calcul de l'interaction turbulente. Elle montre que sans ce terme, l'assèchement arrive plus tôt ($x=0,02$ m) et qu'une fois la paroi asséchée, le transfert est quasi nul sur les premières distances. L'utilisation du modèle de Sato montre aussi que l'assèchement est avancé ($x=0,03$ m) et que dans la zone post assèchement le transfert est très faible.

La [Figure 5-22](#) représente la comparaison du profil axial du taux de vide à la paroi, selon le calcul de l'interaction turbulente. Elle montre que sans ce terme, le taux de vide à la paroi augmente plus rapidement jusqu'à 0,9 ($x=0,02$ m). Avec le modèle de Sato, ce taux de vide critique de 0,9 arrive à $x=0,03$ m. Ces profils du taux de vide donnent des résultats cohérents avec l'interprétation du profil du CTT [Figure 5-21](#).

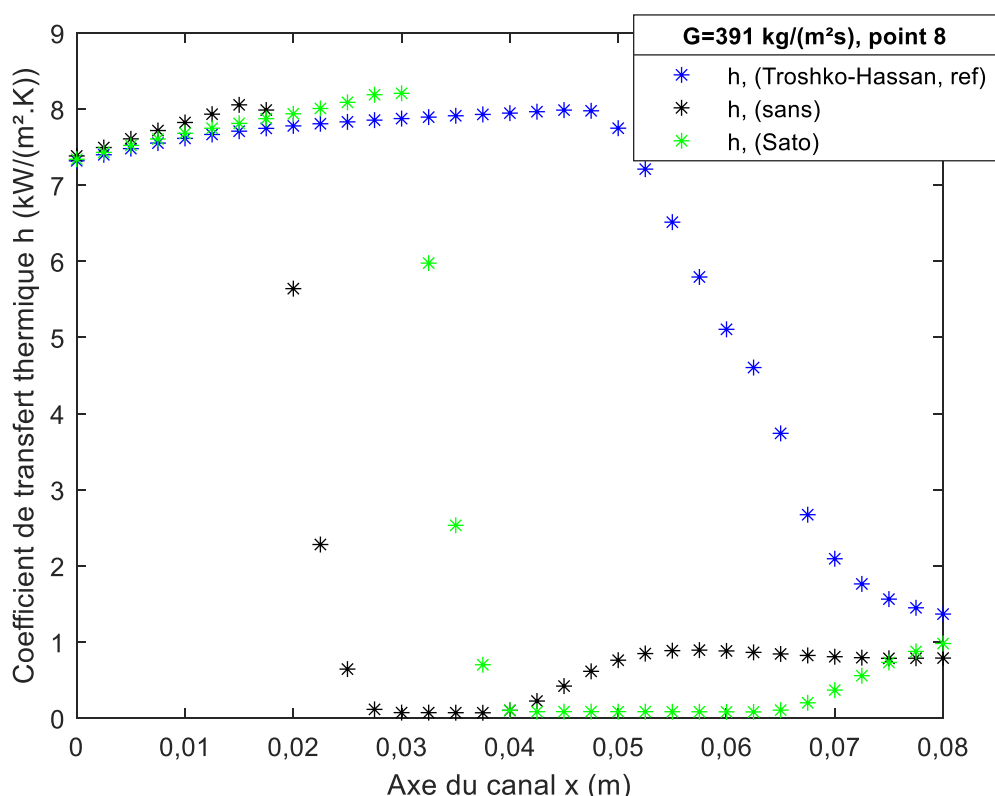


Figure 5-21 : Comparaison du profil axial du CTT selon le terme d'interaction turbulente.

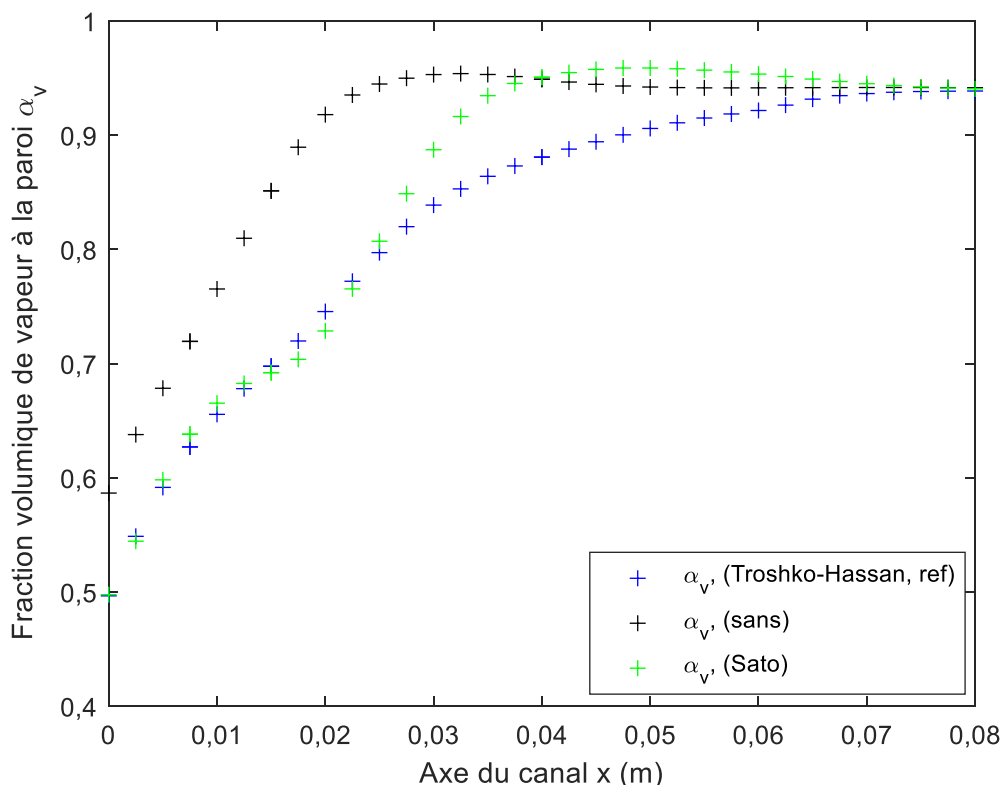


Figure 5-22 : Comparaison du profil axial du taux de vide à la paroi, selon le terme d'interaction turbulente.

i. Influence des paramètres sur la pression et le titre vapeur

La Figure 5-23 montre la comparaison de la perte de charge entre l'expérience, la simulation de référence et les différents paramètres testés du modèle. La perte de charge de la simulation de référence est la plus proche de l'expérience par rapport aux simulations avec les autres paramètres testés. Cependant, sa valeur est sous-estimée de 40 % par rapport à l'expérience.

Globalement les différentes simulations sous-estiment les pertes de charge par rapport à l'expérience. Les simulations présentant un écart important de profil de CTT et de taux de vide à la paroi donnent aussi un écart important sur la prédiction de la perte de charge.

La Figure 5-23 est à analyser avec la Figure 5-24 qui montre la comparaison du titre vapeur en sortie entre : l'expérience, la simulation de référence et les différents paramètres testés du modèle. La Figure 5-24 montre une très bonne prédiction du titre vapeur en sortie pour la simulation de référence. De plus, l'analyse montre que la perte de charge de l'écoulement est liée à la quantité de vapeur dans l'écoulement. En effet, lorsque la perte de charge est faible, on observe que le titre vapeur l'est aussi et inversement. On peut donc supposer que la perte de charge est plus liée à la vitesse de la vapeur qui augmente avec le titre vapeur plutôt qu'à l'aspect gravitaire de l'écoulement ascendant.

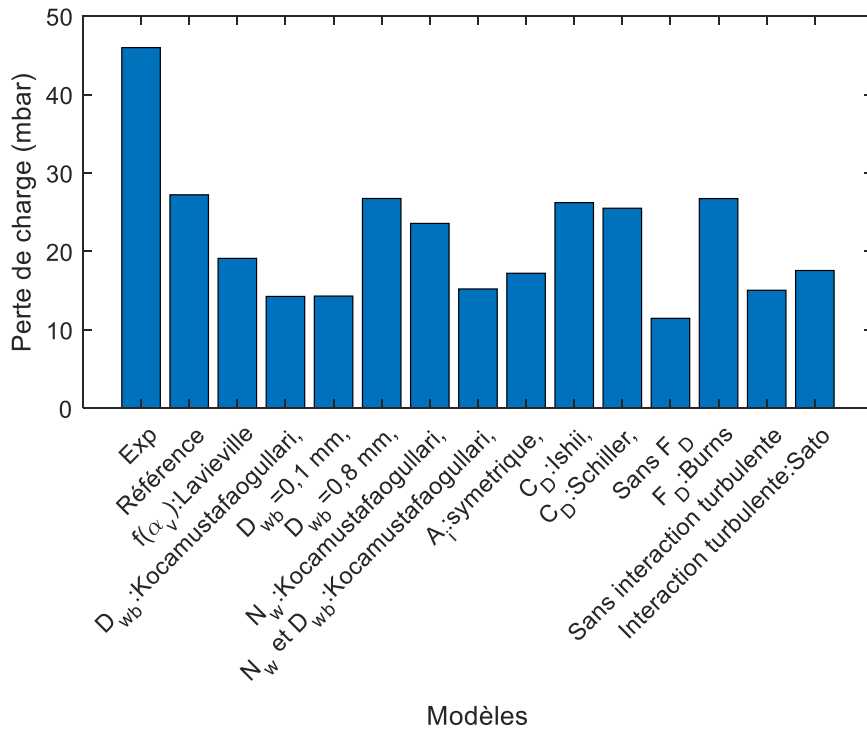


Figure 5-23 : Comparaison de la perte de charge pour l'essai de référence ($G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, point 8) entre l'expérience, la simulation de référence et l'impact des différents paramètres du modèle.

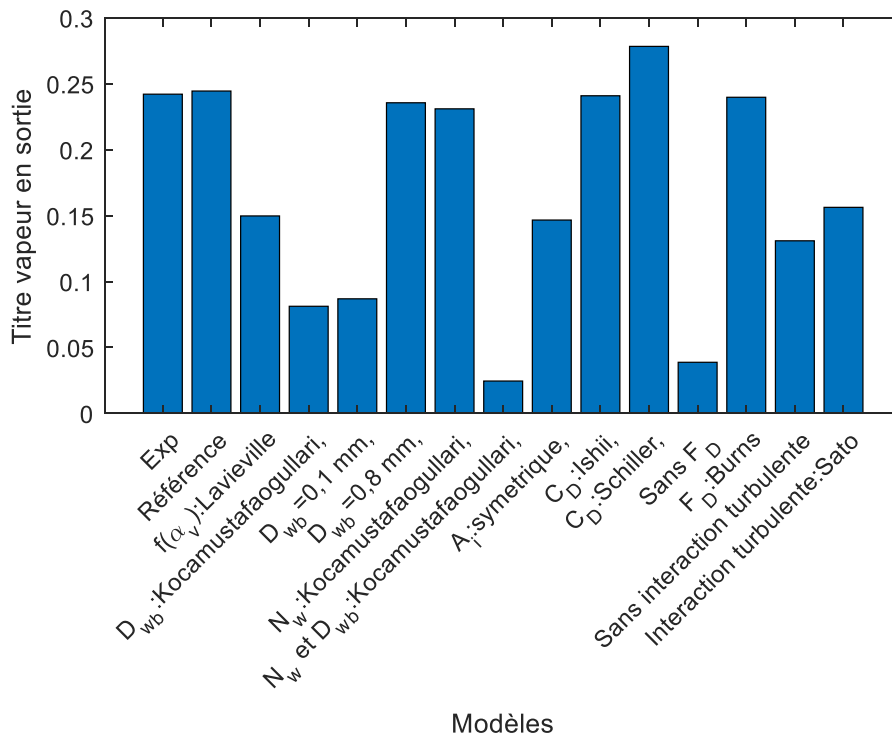


Figure 5-24 : Comparaison du titre vapeur en sortie pour l'essai de référence ($G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, point 8) entre l'expérience, la simulation de référence et l'impact des différents paramètres du modèle.

5.5. Conclusion chapitre 5

Une géométrie représentant la section d'essais avec le mini-canal a été modélisée en 2D. Un cas test a été mis en place avec le choix approprié des conditions aux limites et des propriétés physiques du HFE-7100.

Une étude de sensibilité au maillage a été effectuée pour choisir un maillage adapté aux objectifs fixés. Un maillage qui se veut suffisamment précis pour prendre en compte la complexité d'un écoulement diphasique confiné et suffisamment large pour être étendu à une échelle système 3D, a été sélectionné.

Une approche eulérienne, diphasique, avec un modèle d'ébullition à la paroi utilisant le modèle CHF et de nombreuses lois de fermetures a été proposée et validée avec des résultats expérimentaux.

La comparaison a été effectuée du début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement, pour trois flux de masse (140 kg/(m² s) ; 391 kg/(m² s) ; 648 kg/(m² s)). Sur l'ensemble des gammes de flux de chaleur et débits massiques testés, les résultats numériques sont satisfaisants. La simulation numérique montre une prédiction correcte des coefficients de transfert de chaleur expérimentaux, de l'apparition de l'assèchement et du titre vapeur. Les pertes de charge sont correctement évaluées à faible flux ou faible titre vapeur. Elles sont cependant sous estimées avec leurs augmentations.

Par ailleurs, pour un essai sélectionné ($G=391$ kg/(m² s), point 8) de la courbe d'ébullition, une étude paramétrique de l'influence de certains paramètres du modèle a été effectuée. Cette étude a montré l'importance de certaines lois de fermeture sur le résultat du calcul CFD.

Les lois de paroi du modèle d'ébullition avec notamment le choix du diamètre de départ de bulle D_{wb} ont un impact considérable sur le transfert de chaleur, la quantité de vapeur, le taux de vide et par conséquent sur l'apparition de l'assèchement.

Par ailleurs, la fonction de partition du flux $f(\alpha_l)$ de Tentner *et al.* [132] qui a été utilisée, avec les paramètres $\alpha_{v,1}$ et $\alpha_{v,2}$ par défaut, a un impact important sur l'apparition de l'assèchement. Ces deux paramètres ($\alpha_{v,1}$ et $\alpha_{v,2}$) peuvent être ajustés pour retarder ou avancer l'apparition de l'assèchement.

Certaines lois de fermetures concernant les échanges entre les phases, de masse, de quantité de mouvement et d'énergie, ont aussi leur importance sur le calcul. La bonne définition de la concentration d'aire interfaciale A_i est primordiale. Les forces de frottement interfaciales, de dispersion turbulente et d'interaction turbulente ont un impact sur la répartition de la vapeur, l'apparition de l'assèchement et les pertes de charge.

Les lois de fermeture sont en général semi-empiriques. Elles ont été développées et validées sur des bases de données expérimentales différentes de notre cas d'étude : fluide différent (généralement de l'eau, souvent sous pression), conditions différentes (généralement des diamètres hydrauliques plus grands) et pour des applications différentes (nucléaires). Néanmoins, elles sont utilisées dans leur forme originale dans nos simulations, sans réglage spécifique, ce qui rend ces calculs plutôt du type « calcul à l'aveugle ».

Par la suite, une amélioration de la CFD peut être envisagée, avec des choix différents des lois de fermetures ou des paramètres réglables, en fonction des tests expérimentaux, du temps et des objectifs visés. Cependant, dans le cadre de cette thèse, la volonté de simuler un emballement thermique à l'échelle d'un module a conduit à la décision de valider le modèle présenté, comme une première approche satisfaisante.

Chapitre 6. Simulation numérique d'un scénario d'emballage thermique dans un module de batteries

6.1. Introduction

L'objectif de ce dernier chapitre est de simuler un scénario d'emballage thermique d'une cellule de batterie au sein d'un module. Les cellules sont immergées dans du HFE-7100 pouvant changer de phase. Le but est d'étendre la modélisation de l'écoulement, de l'échelle du mini-canal vers une échelle plus proche du système. L'étude s'inscrit dans la problématique de contrôle thermique de pack de batteries pour véhicules électriques.

Un scénario d'emballage thermique a été défini en vue d'analyser sa propagation à l'ensemble du module. La simulation transitoire a été effectuée avec le modèle diphasique précédemment validé à l'échelle du mini-canal.

De plus, la solution d'immersion diphasique a été comparée à d'autres systèmes de gestion thermique, tels que l'immersion dans un fluide monophasique, l'isolation par un matériau isolant ou la conduction de la chaleur par un matériau conducteur.

6.2. Description du cas d'étude

Dans cette section, la géométrie, le maillage et les conditions aux limites du cas test sont présentés.

6.2.1. Géométrie

Le module a été conçu pour étudier les phénomènes physiques interagissant dans le système de refroidissement, dans une situation d'accident.

Il a été choisi de modéliser un petit module de batteries, composé de cellules cylindriques et représenté [Figure 6-1](#). Le module est composé de 25 cellules (20 cellules pleines et 5 demi cellules). Il a une forme de pavé droit afin de se rapprocher des modules de batteries de voitures. Dans un objectif de forte compacité, les cellules sont disposées en quinconce. L'espace minimum entre chaque cellule est de 1 mm. Cette configuration géométrique est volontairement désavantageuse contre la propagation de l'emballage thermique. Les dimensions des cellules correspondent à peu près à des cellules lithium-ion 18650. Elles sont résumées [Tableau 6-1](#).

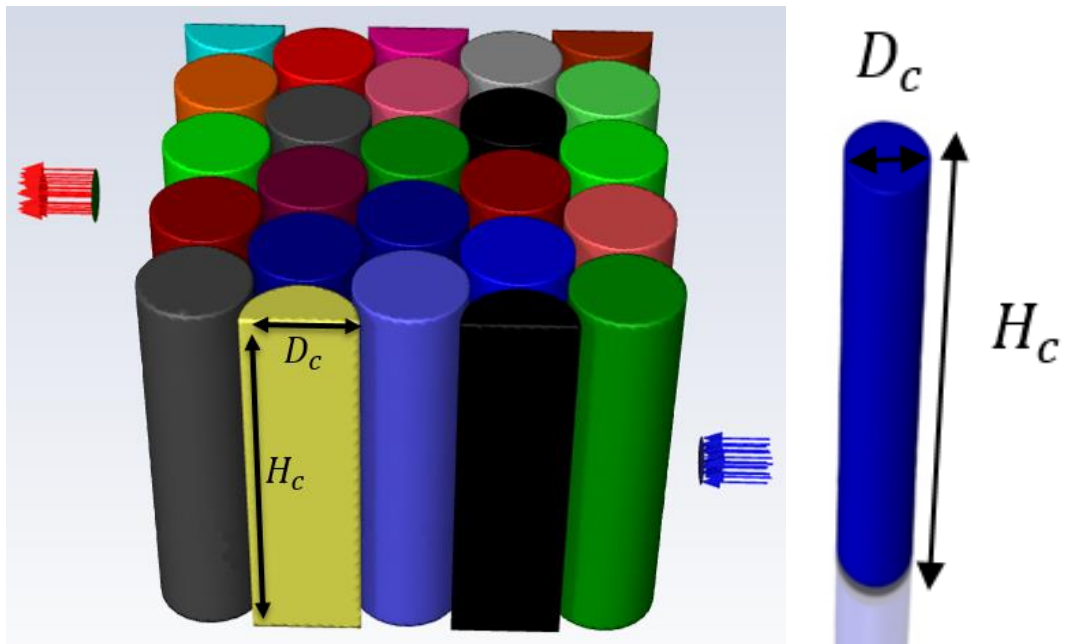


Figure 6-1 : Représentation et dimensions des cellules du module de batteries.

Les cellules sont immergées dans du HFE-7100 comme présenté Figure 6-2. Le fluide occupe l'espace entre les cellules et forme les contours de l'enveloppe du module. Dans les différents cas d'étude, ce volume de fluide pourra être remplacé par d'autres matériaux. Le volume occupé par le fluide est de $V=137,51$ ml. Deux tubes situés sur deux faces opposées, permettent l'entrée et la sortie du fluide.

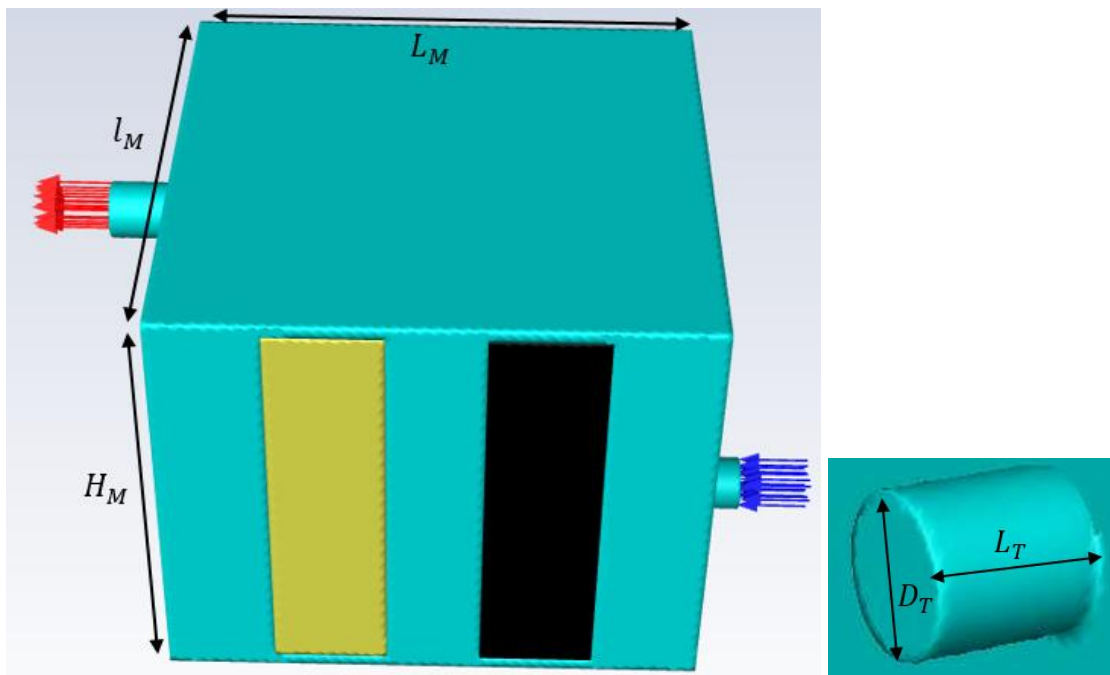


Figure 6-2 : Géométrie du module de batteries (gauche), géométrie des tubes (droite).

Les dimensions des différentes longueurs d'intérêts du module sont récapitulées dans le Tableau 6-1.

Paramètres	Valeurs
Longueur du module (L_M)	8,5 cm
Largeur du module (I_M)	8,55 cm
Hauteur du module (H_M)	6,9 cm
Hauteur de la cellule (H_C)	6,5 cm
Diamètre de la cellule (D_C)	1,8 cm
Diamètre du tube (D_T)	0,9 cm
Longueur du tube (l_T)	1 cm

Tableau 6-1 : Dimensions des différentes longueurs du module.

6.2.2. Maillage

Le maillage du module et des cellules de batterie a été choisi pour trouver un compromis entre précision et temps de calcul. De plus, un nombre minimum de mailles entre chaque cellule de batterie a été vérifié pour être cohérent avec notre approche de validation du modèle à l'échelle du mini-canal (paragraphe 5.4.1). Le nombre de mailles générées dans le module est de 104825, de type polyèdre et d'une qualité de 0,20067. La Figure 6-3 montre une vue du maillage du module et d'une cellule de batterie.

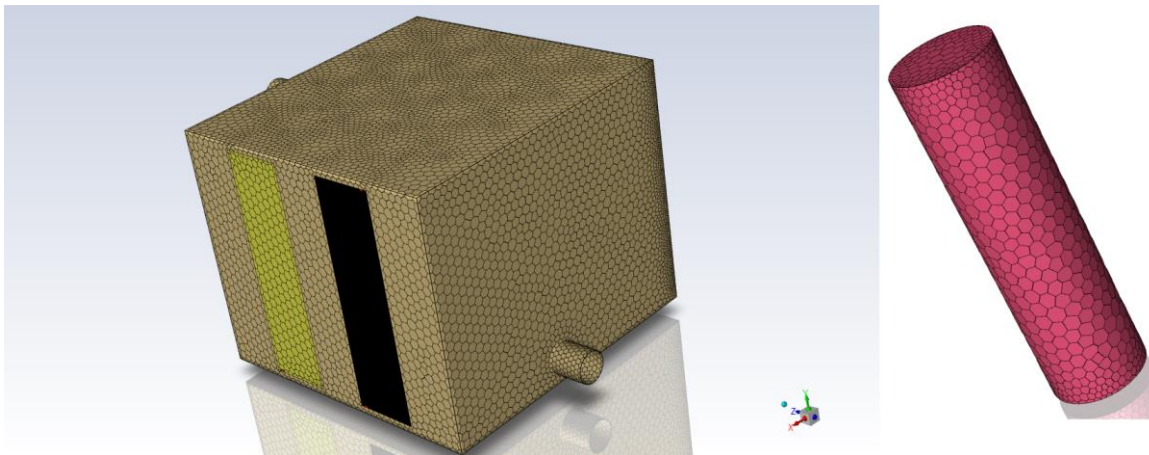


Figure 6-3 : Description du maillage du module et des cellules.

6.2.3. Conditions initiales

Le volume et la masse de HFE-7100 à l'état initial sont respectivement de $V=137,51$ ml et 206,4 g. La température initiale dans tout le module est de 303 K. Le HFE-7100 est à l'état liquide.

6.2.4. Conditions aux limites

Pour se mettre en situation désavantageuse, un faible écoulement de HFE-7100 est considéré. Il entre dans le module par le tube du bas, à débit imposé, et sort par le tube du haut, à pression atmosphérique. L'écoulement dans un cas réel pourrait être assuré par une pompe lors du refroidissement nominal. L'ensemble du contour du module est considéré comme adiabatique.

Les conditions aux limites appliquées au système sont résumées Figure 6-4.

- Entrée du HFE-7100 liquide par le tube du bas :
 - Débit massique $\dot{m} = 5 \times 10^{-4}$ kg/s.
 - Température d'entrée du liquide : 303 K.
- Sortie du HFE-7100 à pression atmosphérique (101325 Pa).
- Parois du module : adiabatique.

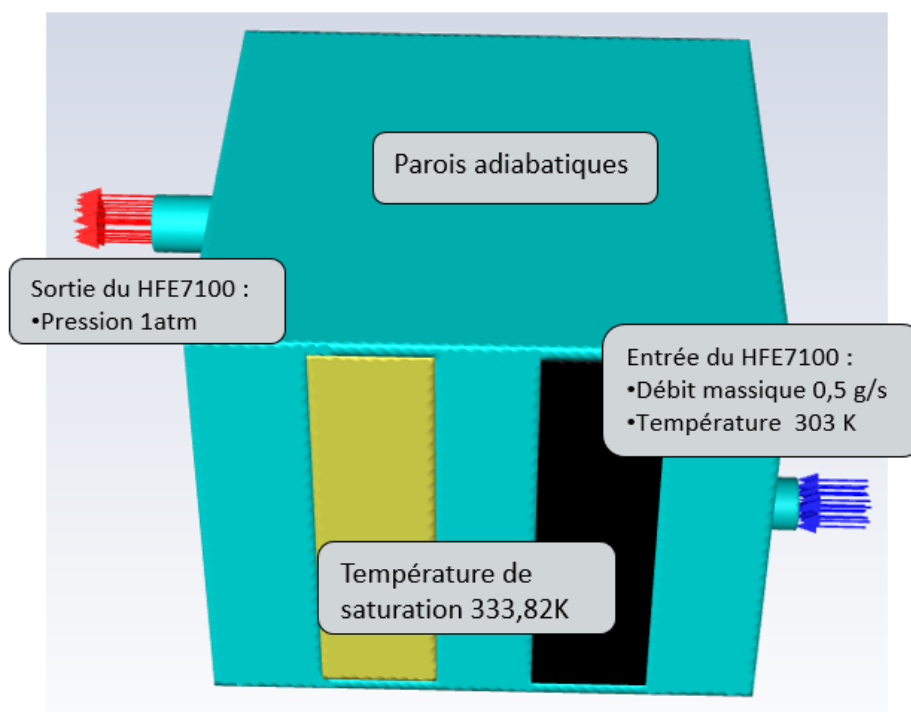


Figure 6-4 : Conditions aux limites du module.

6.2.5. Propriétés physiques

Les propriétés physiques du HFE-7100 imposées dans Fluent sont déterminées à partir de la base de données du logiciel EES. Elles sont présentées dans le Tableau 6-2.

Les propriétés du HFE-7100 à l'état liquide sont calculées par des fonctions linéaires par morceaux de la température et déterminées à partir de 3 points. Le liquide est défini comme la phase principale de l'écoulement diphasique. Les propriétés du HFE-7100 à l'état de vapeur sont données à la température de saturation égale à 333,82 K à 1 bar. La vapeur est définie comme la phase secondaire de l'écoulement diphasique.

Phase	Liquide			Vapeur
Température T (K)	293	313	333,81	333,82
Masse volumique ρ (kg/m ³)	1529	1477	1422	9,571
Capacité calorifique C_p (J/(kg · K))	1215	1175	1177	937,7
Conductivité thermique λ (mW/(m · K))	69,8	65,9	61,99	8,60
Viscosité dynamique μ (g/(m · s))	0,737	0,527	0,397	0,019
Masse molaire M (kg/kmol)	250			
Enthalpie molaire H (J/kmol)	-	-	$6,83 \cdot 10^7$	$9,72 \cdot 10^7$
Tension de surface σ (mN/m)	9,59			-

Tableau 6-2 : Propriétés du HFE-7100 à l'état liquide et vapeur pour la simulation.

Propriétés des cellules :

- Densité constante : 2974 kg/m³.
- Capacité calorifique : 950 J/(kg K).
- Conductivité thermique cylindrique-orthotrope :
 - Conductivité thermique axiale et tangentielle : 25 W/(m K).
 - Conductivité thermique radiale : 0,6 W/(m K).

6.3. Modélisation des autres BTMS

Dans le cadre de la problématique qui consiste à éviter la propagation de l'emballement thermique aux cellules voisines, la pertinence de la solution diphasique d'un point de vue thermique se pose. Une comparaison avec des solutions de gestion thermique est intéressante. Une question plus globale est de savoir, pour la géométrie et le scénario choisis, s'il faut mieux conduire la chaleur de la cellule cible ou l'isoler.

La simulation de l'emballement thermique dans un module de batteries immergé dans du HFE-7100 (diphasique) est comparée à trois autres solutions.

- Huile : le fluide entre les cellules est de l'huile Midel 7131 diélectrique [138] qui reste monophasique. Le point éclair est de 260°C, 533 K et le point d'inflammation de 316°C, 589 K.
- Vermiculite : le fluide est remplacé par un matériaux isolant, de la mousse de vermiculite.
- Aluminium : le fluide est remplacé par un matériau très conducteur et dense.

Les propriétés physiques des matériaux utilisés comme matrice entre les cellules sont présentées [Tableau 6-3](#). Les propriétés physiques de l'huile liquide sont calculées par une fonction linéaire de la température et déterminées à partir de deux points. La variation de la densité avec la température est indispensable pour prendre en compte l'éventuelle convection naturelle induite par la chaleur de l'emballement. Les propriétés physiques de la vermiculite et de l'aluminium sont considérées constantes avec la température.

Phase	Huile		Vermiculite	Aluminium
Température T (K)	303	413	-	-
Masse volumique ρ (kg/m^3)	963	882	160	2719
Capacité calorifique C_p ($J/(kg \cdot K)$)	1910	2145	1000	871
Conductivité thermique k ($mW/(m \cdot K)$)	0,144	0,128	0,08	202
Viscosité dynamique μ ($g/(m \cdot s)$)	41,41	2,47	-	-

Tableau 6-3 : Propriétés physiques de l'huile, de la vermiculite et de l'aluminium pour la simulation.

L'immersion dans de l'huile (monophasique) est une solution en développement dans l'industrie. Pour cette simulation les mêmes conditions de débit sont imposées. Le modèle standard k- ϵ est choisi pour la modélisation de la turbulence. Ainsi, la comparaison de son efficacité de refroidissement avec la solution HFE-7100 diphasique est intéressante.

6.4. Scénario d'emballage thermique d'une cellule

L'objectif de cette partie est de proposer un scénario d'emballage thermique d'une cellule du module de batteries. Le scénario proposé est un cas simplifié d'un emballage thermique. Le concept global de scénario est expliqué. Il sera précisé et modifié dans les parties suivantes. Trois scénarios différents seront étudiés.

Ces scénarios permettront, d'une part, d'étudier la solution de refroidissement diphasique et d'autre part, de comparer différents systèmes de contrôle thermique entre eux. Ils seront entièrement basés sur l'aspect thermique de l'emballage. En effet, les phénomènes chimiques, la combustion ou l'expulsion de particules ne seront pas directement simulés. Néanmoins en dernière partie une modélisation des conséquences thermiques de l'expulsion de gaz et de particules sera proposée.

Les ordres de grandeur des énergies et des temps mis en jeu sont issus de travaux internes et de la bibliographie. L'idée est de définir des sources de chaleur transitoires qui imitent raisonnablement l'emballage thermique d'une cellule réelle.

Comme présenté [Chapitre 1](#), une cellule en emballage thermique est le siège de réactions exothermiques. Sa température augmente très rapidement, elle dégage un flux de chaleur important et finit par expulser des gaz chauds et des particules par son haut. Pour rappel, lors d'un emballage, l'ordre de grandeur de l'énergie libérée pour une seule cellule 18650 est de 35 à 75 kJ [15]. Dans les scénarios, il est considéré qu'une cellule qui s'emballage perd environ 50 % de sa masse et de son énergie via l'expulsion de gaz chaud et de particules [139]. L'autre moitié de l'énergie correspond à l'augmentation de l'énergie interne de la cellule via l'augmentation rapide de sa température.

Pour définir un scénario d'emballage thermique, une cellule cible sujette à l'emballage est sélectionnée. Sa position pourrait avoir un impact sur la propagation de l'emballage thermique et les cellules les plus proches plus susceptibles de le subir. Dans nos scénarios, est posée l'hypothèse que seule une cellule cible part en emballage thermique. De plus, il est considéré que les cellules voisines, en situation de fonctionnement « nominal » ne dégagent pas d'énergie.

Comme le montre la [Figure 6-5](#), la cellule cible (C) au centre du module est choisie. Une cellule voisine proche (P) est aussi sélectionnée pour étudier la possible propagation.

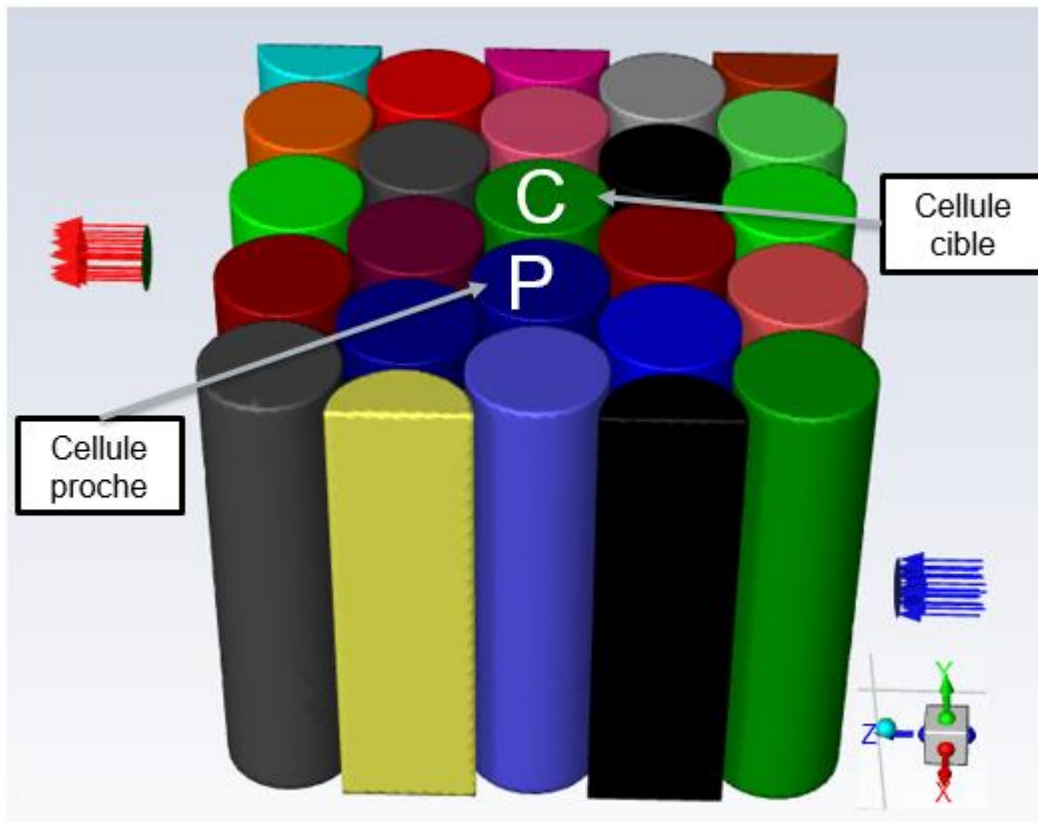


Figure 6-5 : Description de la cellule cible et voisine sélectionnées.

6.5. Résultats des simulations

Dans cette partie sont présentés trois scénarios d'emballage thermique et les résultats des simulations. Les paramètres importants tels que la température de la cellule cible, la température de la cellule voisine, le taux de vide et le coefficient de transfert thermique sont analysés. Le résultat de la solution diphasique d'immersion avec du HFE-7100 est comparé aux résultats de trois autres solutions de contrôle thermique : huile, vermiculite et aluminium.

6.5.1. Résultats scénario 1

Dans ce scénario 1, l'énergie libérée par la cellule en emballage thermique est seulement le résultat de l'augmentation rapide de sa température. Ainsi, une importante quantité d'énergie est dégagée sur un temps très court. Elle est modélisée par une puissance volumique appliquée à la cellule cible sur un temps de 0,4 s comme montré [Figure 6-6](#). Au final, l'énergie totale dégagée est de 23,2 kJ. L'énergie libérée via l'expulsion de gaz chaud et de particules n'est pas modélisée dans ce scénario 1.

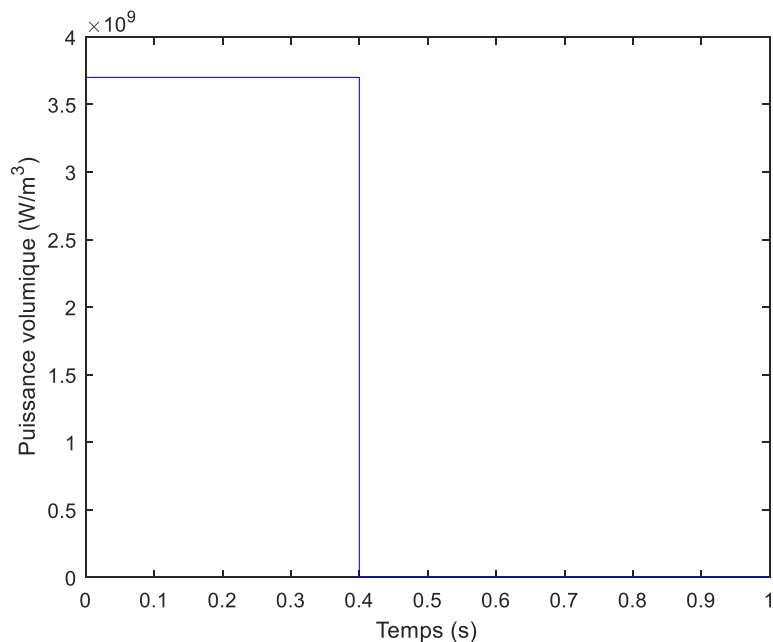


Figure 6-6 : Profil temporel de la puissance volumique, de la cellule cible, pour le scénario 1.

a. Comparaison entre les solutions BTMS

- Évolution de la température de la cellule cible

La Figure 6-7 représente l'évolution temporelle de la température maximale de la paroi de la cellule cible, pour les différents système BTMS, avec le scénario 1. La Figure 6-7 (a) montre l'évolution temporelle sur 5 s et la Figure 6-7 (b) sur 50 s.

Globalement il est observé que la température augmente rapidement jusqu'à son pic à 0,4 s puis diminue. La valeur du pic et la vitesse de redescente de la température dépendent du système de refroidissement.

La valeur du pic est donnée et classée de manière décroissante selon le matériau utilisé : 823 K pour la vermiculite ; 816 K pour l'huile ; 769 K pour le HFE-7100 et 444 K pour l'aluminium.

Le temps de diminution de la température est classé de manière décroissante. Le temps de diminution le plus important est : la vermiculite, l'huile, le HFE-7100 et enfin l'aluminium.

Les résultats viennent valider l'hypothèse qu'il est plus efficace d'utiliser un matériau conducteur entre les cellules qu'un matériau isolant pour limiter le pic de température et pour évacuer rapidement cette chaleur. De plus, il est observé une meilleure performance de l'aluminium par rapport à la solution diphasique pour ces critères. À noter que l'aluminium et la vermiculite ont une condition de contact parfait (zéro résistance thermique) avec la cellule.

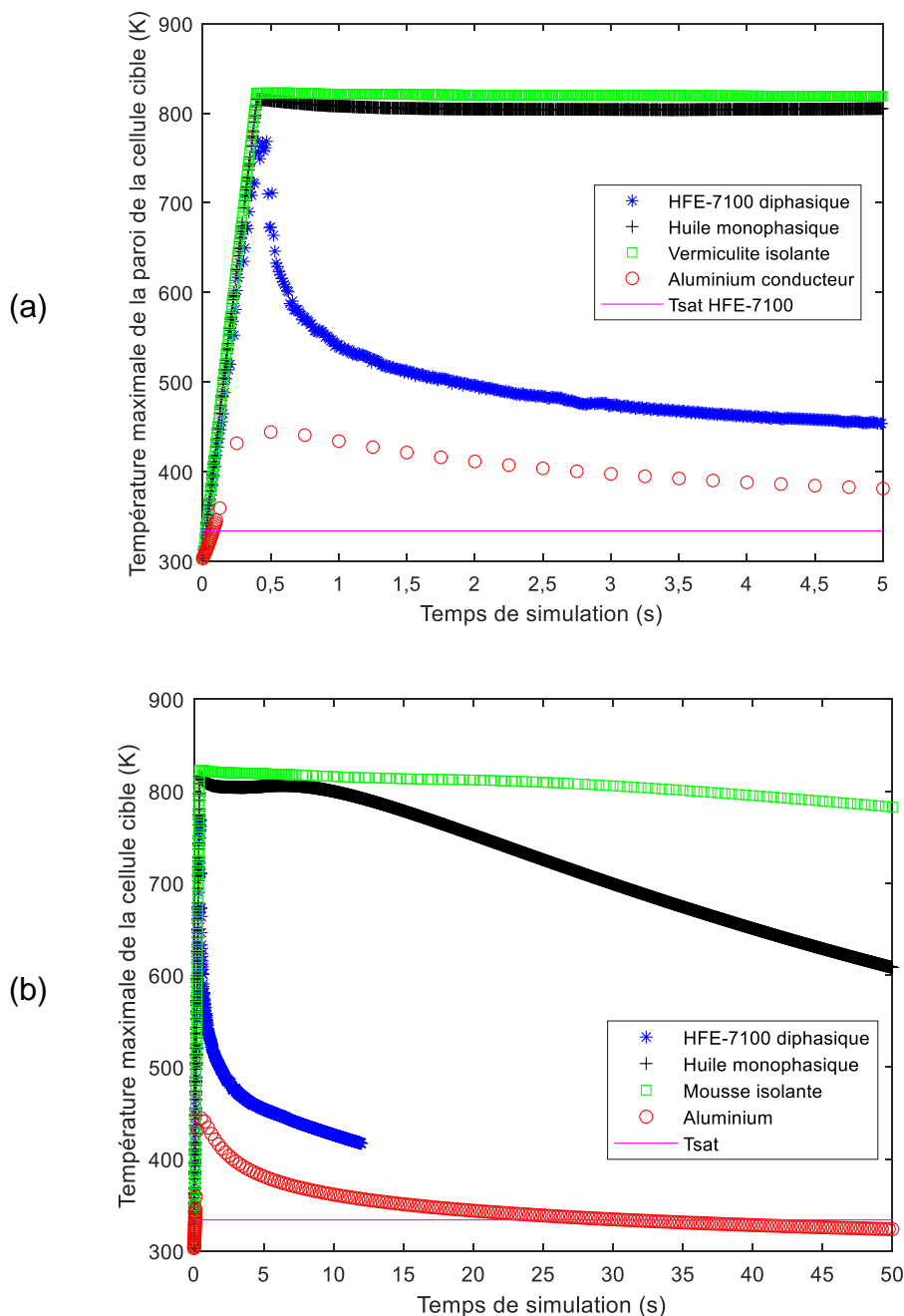


Figure 6-7 : Évolution temporelle de la température maximale de la paroi de la cellule cible, pour les différents systèmes BTMS, avec scénario 1, (a) sur 5 s, (b) sur 50 s.

• Évolution de la cellule voisine

La Figure 6-8 représente l'évolution temporelle de la température maximale de la cellule voisine, pour les différents système BTMS, avec le scénario 1. La Figure 6-8 (a) montre l'évolution temporelle sur 5 s et la Figure 6-8 (b) sur 25 s.

Pour la solution avec la vermiculite, la température maximale de la cellule voisine :

- atteint un pic de 360 K,
- dépasse la température de 333 K (température de saturation de HFE) à 1,34 s.

Pour la solution avec l'aluminium, la température maximale de la cellule voisine :

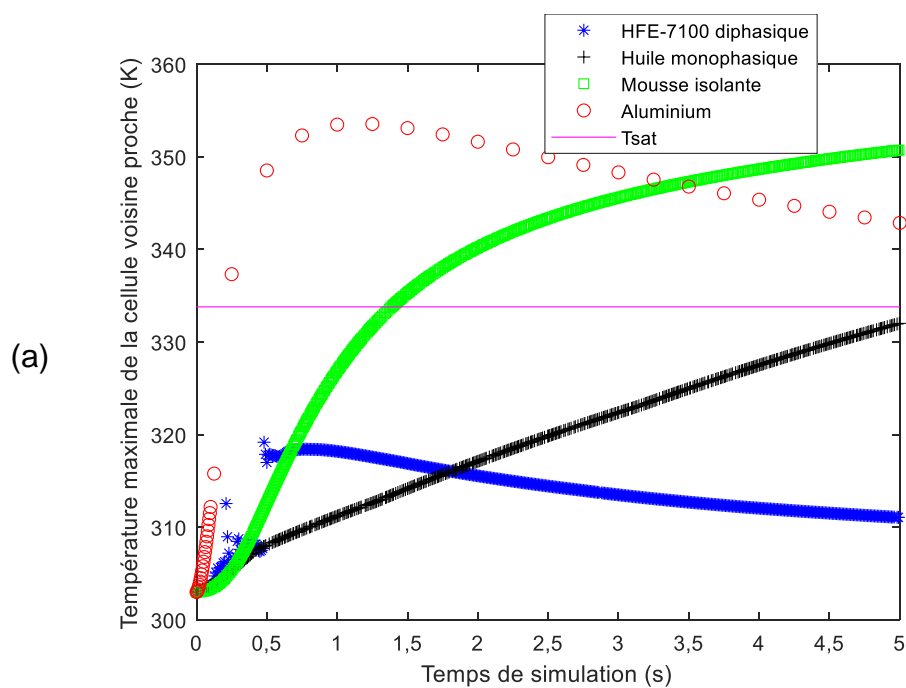
- atteint un pic de 354 K,
- dépasse la température de 333 K à 0,25 s.

Pour la solution avec l'huile monphasique, la température maximale de la cellule voisine :

- atteint un pic de 356 K,
- dépasse la température de 333 K à 5,2 s.

Pour la solution avec le HFE-7100 diphasique, la température maximale de la cellule voisine :

- atteint un pic de 319 K,
- ne dépasse pas la température de 333 K.



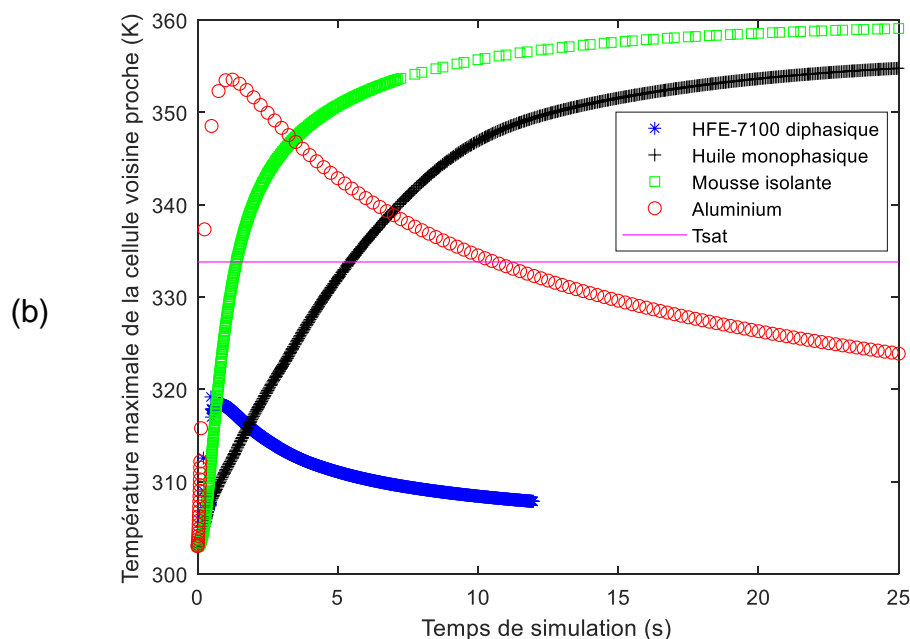


Figure 6-8 : Évolution temporelle de la température maximale de la cellule voisine proche pour les différents systèmes BTMS, avec le scénario 1, (a) sur 5 s, (b) sur 25 s.

Pour une solution purement conductrice, avec l'aluminium, la chaleur est très rapidement transmise aux cellules voisines.

Les solutions avec la vermiculite et l'huile ont des comportements similaires. Elles ne sont pas efficaces pour isoler la cellule cible des voisines. Bien que la cellule voisine mette plus de temps à être impactée qu'avec solution aluminium, elle atteint très rapidement (5 à 10 secondes) une température similaire. Ce résultat s'explique par le faible espace entre les cellules qui ne permet pas une bonne isolation.

La solution huile isole mieux la cellule voisine que la solution vermiculite. Le phénomène de convection naturelle dans l'huile, induit par la différence de température, permet de transporter la chaleur et de mieux homogénéiser la température dans le module.

La solution HFE-7100 diphasique est la solution la plus efficace pour éviter la propagation de la chaleur vers les cellules voisines. En effet, la température maximale de la cellule voisine reste inférieure à la température de saturation. De plus elle redescend rapidement après le pic. Ce résultat s'explique par le phénomène d'ébullition, via la chaleur latente, qui permet de stocker la chaleur extraite de la cellule cible, plutôt que de la transmettre aux voisines. De plus, la faible viscosité du fluide et l'apparition de bulles génèrent des mouvements favorisant le transport de la chaleur et l'homogénéisation de la température dans le module.

b. Analyse du cas diphasique HFE-7100

La simulation diphasique avec le HFE-7100 a été effectuée jusqu'à 12 s. Il faut noter que pour les simulations diphasiques le temps de calcul est extrêmement long. Le calcul est compliqué et diverge souvent. Cela explique le peu de temps de calcul.

- Contour température des cellules

La Figure 6-9 représente les températures de paroi de la cellule cible et cellule voisine proche, vues dans la direction z, à différents instants. L'augmentation importante de la température de la cellule cible apparaît principalement en haut et en bas de la cellule cible. Les parois latérales se maintiennent aux alentours de 370 K. Le haut et le bas ont une température bien plus élevée qui peut atteindre au maximum 769 K à 0,4 s. Ce phénomène est causé par l'anisotropie de conductivité thermique de la cellule. En effet la conductivité de la cellule dans la direction axiale est 42 fois supérieure à la conductivité radiale. Cela favorise le transfert de chaleur dans la direction axiale.

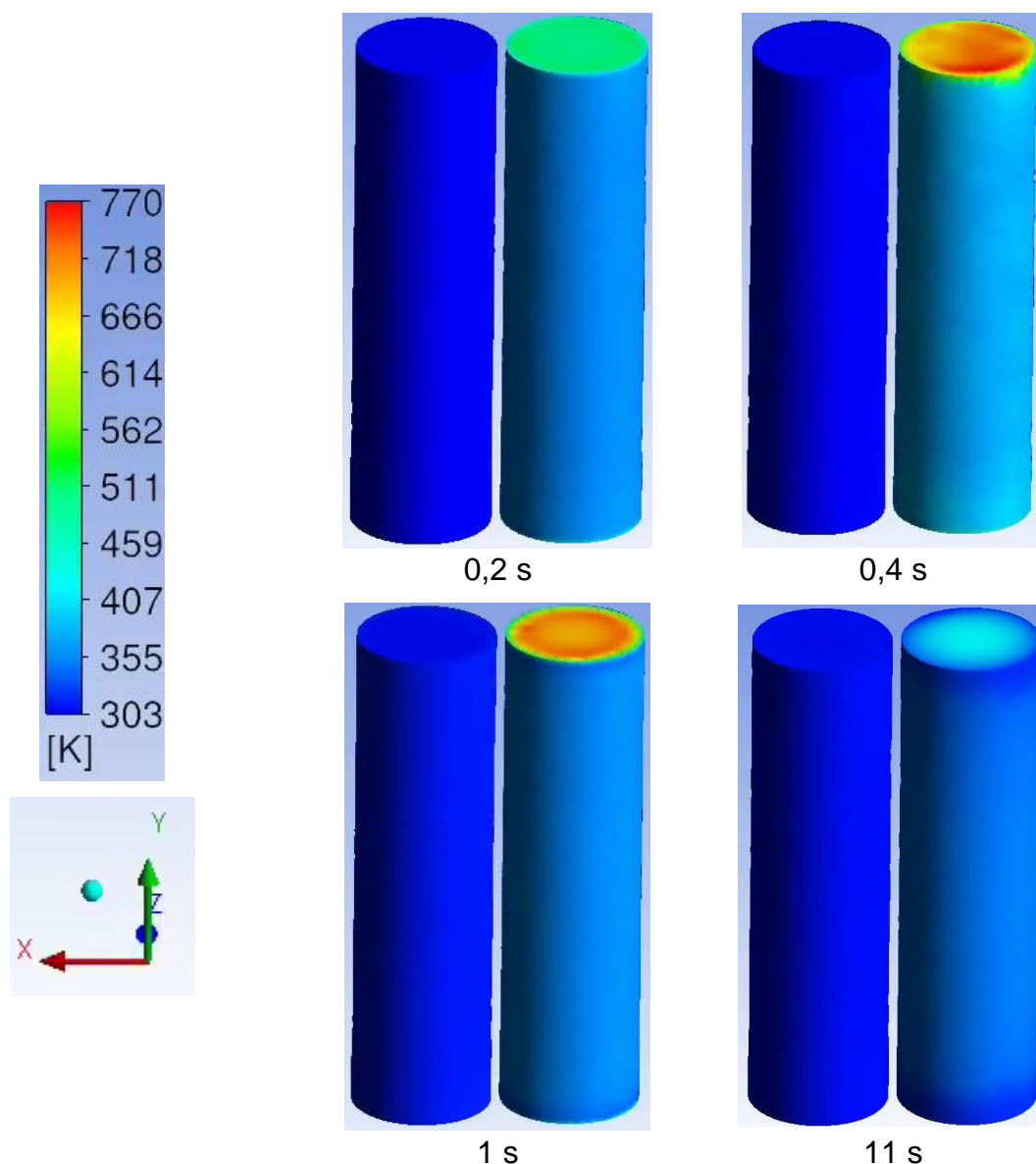


Figure 6-9 : Températures de paroi de la cellule voisine (gauche) et de la cellule cible (droite) à $t=0,2$ s ; $0,4$ s ; 1 s et 11 s.

La [Figure 6-10](#) représente la température de paroi de la cellule voisine proche, vue dans la direction x (vue de la cellule cible), à différents instants. Elle montre que la cellule voisine reçoit de la chaleur sur son côté proche de la cellule cible. À 1 s, la température de la paroi dépasse les 310 K et est plutôt homogène sur l'ensemble du contour du côté de la cellule. À 11 s, la température du côté de la cellule est toujours homogène et est passée sous 310 K. Cette homogénéité de température de la cellule est causée à la fois par une température de fluide relativement homogène à partir de 1 s et par la grande conductivité tangentielle des cellules.

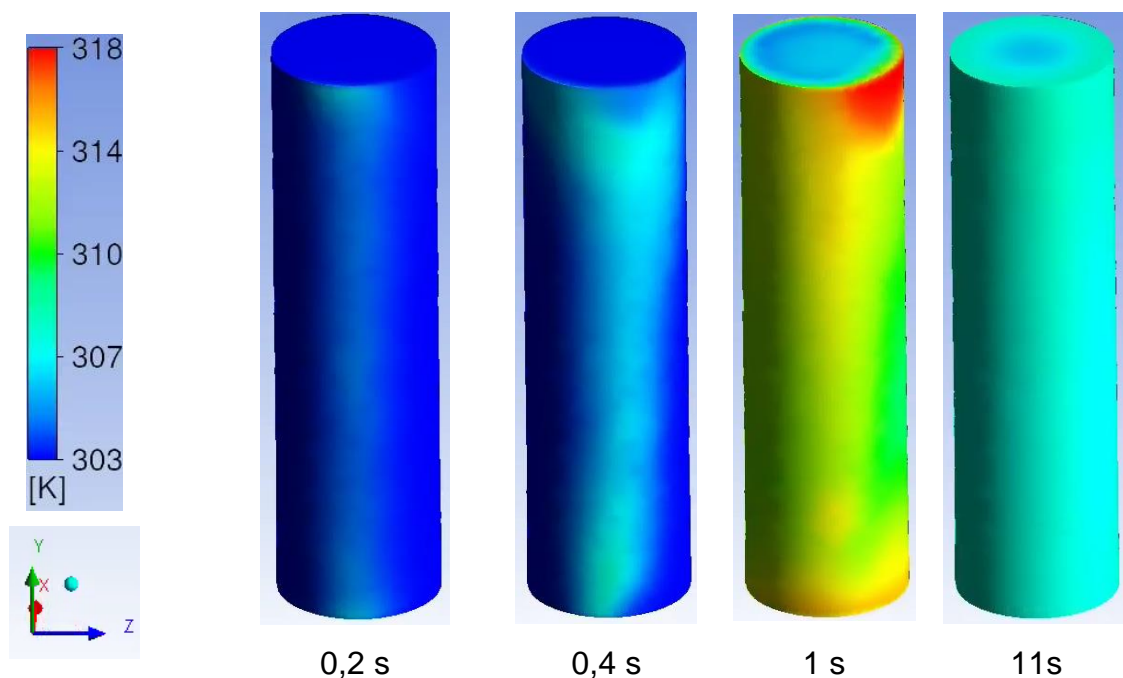


Figure 6-10 : Températures de paroi de la cellule voisine à $t=0,2$ s ; $0,4$ s ; 1 s et 11 s.

- [Contour taux de vide](#)

La [Figure 6-11](#) représente le taux de vide du plan de coupe (X,Y), au milieu de la cellule cible, à $t=0,2$ s ; $0,4$ s ; 1 s et 11 s. Elle montre un taux de vide important au-dessus et au-dessous de la cellule, 0,2 s et 0,4 s. À partir de 1 s, le taux de vide devient inférieur à 0,1 et est négligeable. Sur les côtés de la cellule, le taux de vide est inférieur à 0,01.

En résumé, pendant la plupart du temps de simulation, un taux de vide très faible entoure la cellule cible et l'ébullition est sous-refroidie. Durant un très court instant (moins d'une seconde), un taux de vide important apparaît au-dessus et au-dessous de la cellule. Il provoque le phénomène d'assèchement sur le haut et le bas de cellule. L'assèchement engendre la chute du transfert de chaleur et une importante température de paroi. Les effets système et la présence d'une importante quantité de liquide favorisent la condensation de la vapeur et l'arrêt rapide de l'assèchement.

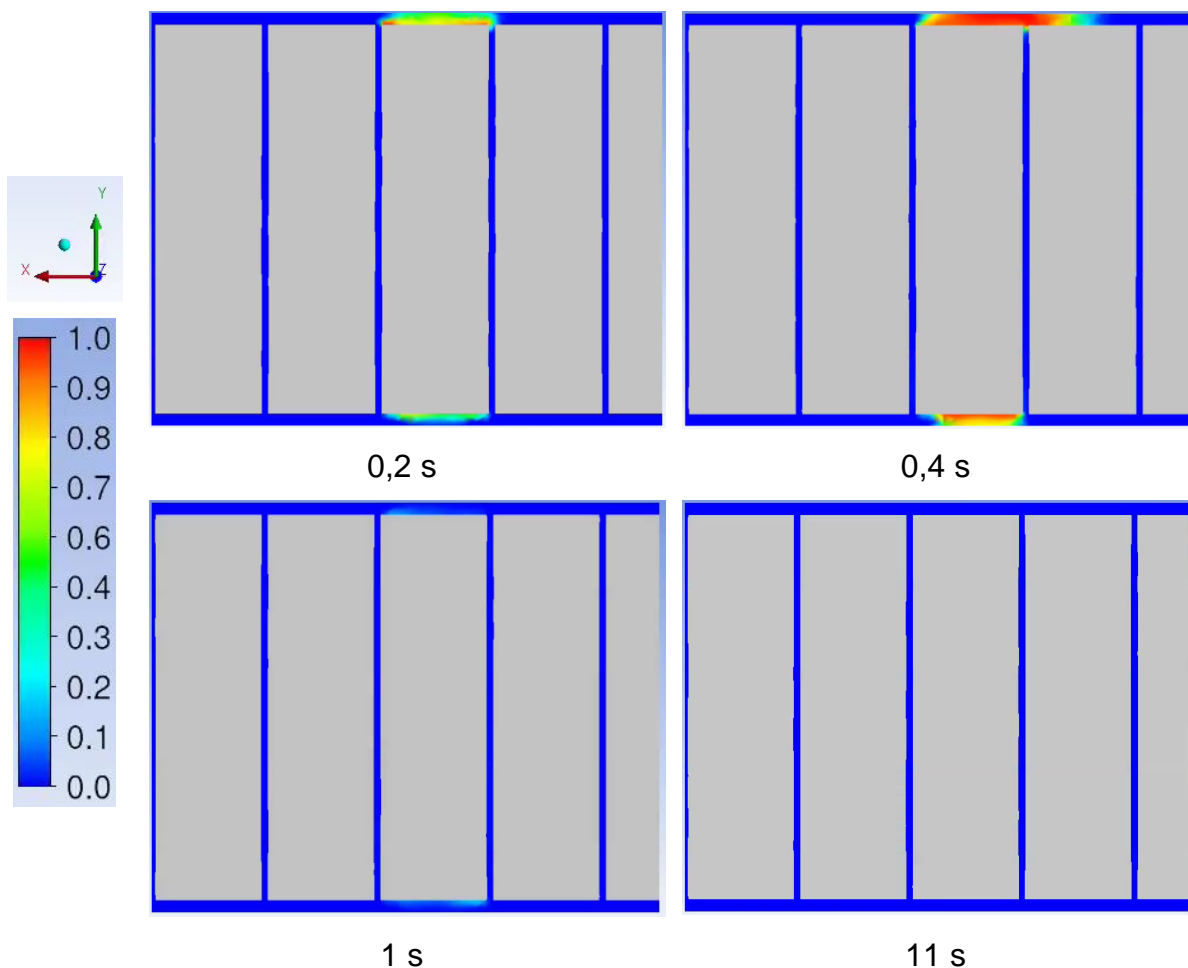


Figure 6-11 : Carte de taux de vide sur un plan coupe (X,Y), au milieu de la cellule cible, à t=0,2 s; 0,4 s ; 1 s et 11 s.

- **Transfert thermique CTT**

La Figure 6-12 (gauche) représente le coefficient de transfert thermique et la température de la paroi de la cellule cible en fonction de la position axiale, à 0,4 s. Elle montre les valeurs pour chaque maille à la paroi de la cellule. La Figure 6-12 (droite) représente le taux de vide à la paroi de la cellule cible, à 0,4 s.

Le phénomène d’assèchement est observé en haut et en bas de la cellule, En effet, la température de paroi aux extrémités de la cellule peut doubler par rapport à la température des côtés. La température centrale est d’environ 375 K alors qu’elle peut atteindre 750 K sur les zones asséchées. Logiquement, le coefficient de transfert thermique est très élevé dans la zone centrale de la cellule (10 kW/(m² K)) et chute aux extrémités.

L’observation du taux de vide à la paroi de la cellule montre bien un assèchement aux extrémités avec un taux de vide proche de 1. L’ébullition a bien lieu sur la paroi latérale mais la fraction volumique est toute petite (entre 0,001 et 0,01).

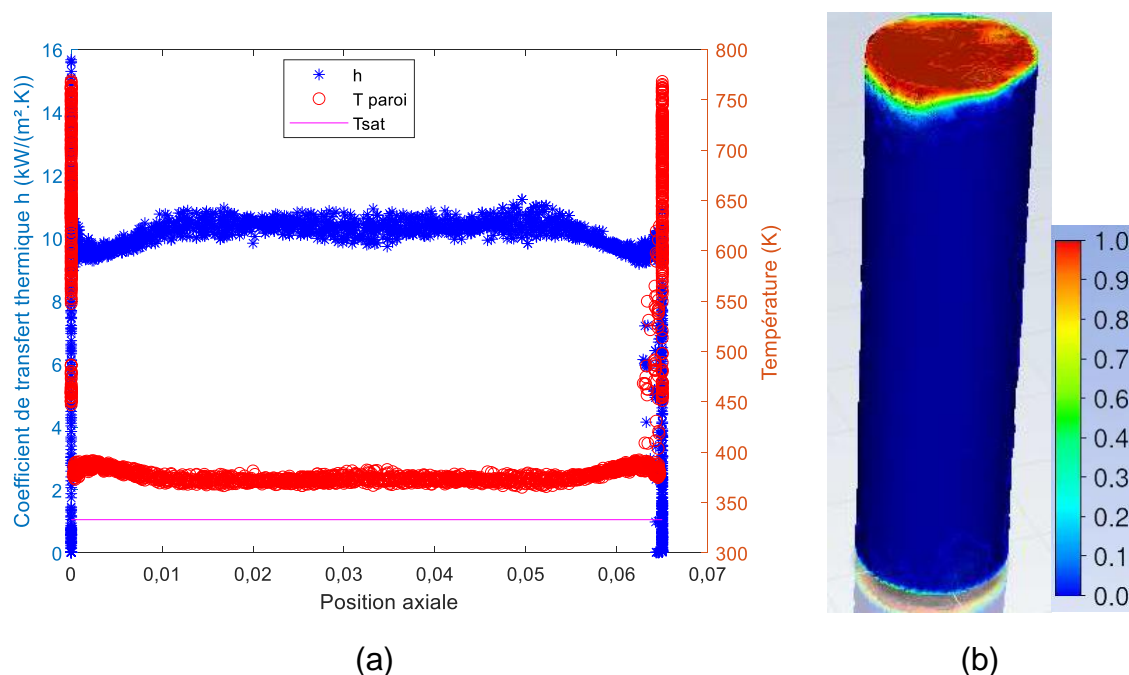


Figure 6-12 : Coefficient de transfert thermique et température de la paroi en fonction de la position axiale (a) et contour de taux de vide à la paroi de la cellule cible (b), à 0,4 s.

c. Synthèse des résultats du scénario 1

Les résultats du scénario 1 nous montrent que la solution HFE-7100 diphasique est la plus efficace pour éviter la propagation de la chaleur vers les cellules voisines.

La comparaison avec d'autres matériaux montre que conduire la chaleur ou isoler la cellule cible n'est pas suffisant. En effet, la solution conductrice de l'aluminium transmet rapidement la chaleur aux cellules voisines.

Les solutions avec la vermiculite et l'huile, sensées isoler la cellule cible, transmettent quand même rapidement la chaleur aux cellules voisines. L'espace entre les cellules est trop faible pour qu'une stratégie isolante soit efficace avec ces matériaux.

Pour cette géométrie de module, ce scénario, et dans le but d'éviter la propagation de l'emballement thermique, il est préférable d'utiliser une solution qui conduit, stocke et transporte la chaleur. La solution HFE-7100 diphasique réunit ces conditions.

Globalement, l'ébullition assure un transfert efficace de la chaleur. Le changement de phase permet de stocker la chaleur et de maintenir la température des cellules voisines sous la température de saturation. Enfin, le transport et l'évacuation de la chaleur sont assurés par la convection et la turbulence induites par l'ébullition.

Bien qu'il soit observé un phénomène d'assèchement aux extrémités de la cellule cible, causé par un taux de vide trop important, les effets système favorisent son arrêt rapide. En effet, la taille du module, la quantité de liquide et sa faible viscosité induisent des mouvements importants qui favorisent le transport du taux de vide et la condensation des bulles.

6.5.2. Résultats scénario 2

Dans ce scénario 2, la quantité d'énergie libérée sur le même temps (0,4 s) par la cellule cible est doublée par rapport au scénario 1. Le but est de se rapprocher des valeurs critiques de l'énergie libérée lors de l'emballement d'une cellule et de tester le refroidissement diphasique dans les conditions intenses. L'énergie totale dégagée est de 46,4 kJ. La Figure 6-13 représente le profil temporel de la puissance volumique de la cellule cible pour le scénario 2.

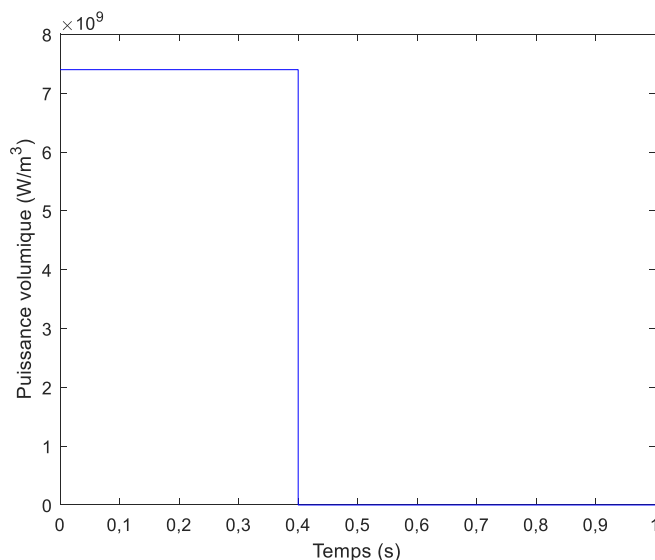


Figure 6-13 : Profil temporel de la puissance volumique, de la cellule cible, pour le scénario 2.

a. Comparaison entre les solutions BTMS

- Évolution de la température de la cellule cible

La Figure 6-14 représente l'évolution temporelle de la température maximale de la paroi de la cellule cible, pour les différents systèmes BTMS, avec le scénario 2. La Figure 6-14 (a) montre l'évolution temporelle sur 3 s et la Figure 6-14 (b) sur 30 s.

La simulation diphasique avec le HFE-7100 a été effectuée jusqu'à 3 s.

Comme dans le scénario 1, il est observé que l'évolution de la température augmente rapidement jusqu'à son pic à 0,4 s. La valeur du pic et la vitesse de redescente de la température dépendent du système de refroidissement.

La valeur du pic est donnée et classée de manière décroissante selon le matériau utilisé : 1328 K pour l'huile ; 1124 K pour la vermiculite ; 1069 K pour le HFE-7100 et 585 K pour l'aluminium.

La condition de contact parfait entre la cellule et la vermiculite peut expliquer une température maximale supérieure pour l'huile par rapport à la vermiculite. En effet, une résistance thermique existe entre la cellule et l'huile ce qui n'est pas le cas pour les matériaux solides dans notre modélisation. Néanmoins la température diminue plus rapidement avec l'huile par rapport à la vermiculite en raison de la convection naturelle qui augmente les transferts. La redescente en température s'effectue toujours plus rapidement avec l'aluminium.

Pour le cas diphasique, le faible temps de simulation ne permet pas de voir une redescente de la température maximale de la paroi. Une analyse plus approfondie de la température de la cellule cible sera discutée partie b.

Globalement pour ces graphiques, les conclusions sont les mêmes que pour le scénario 1.

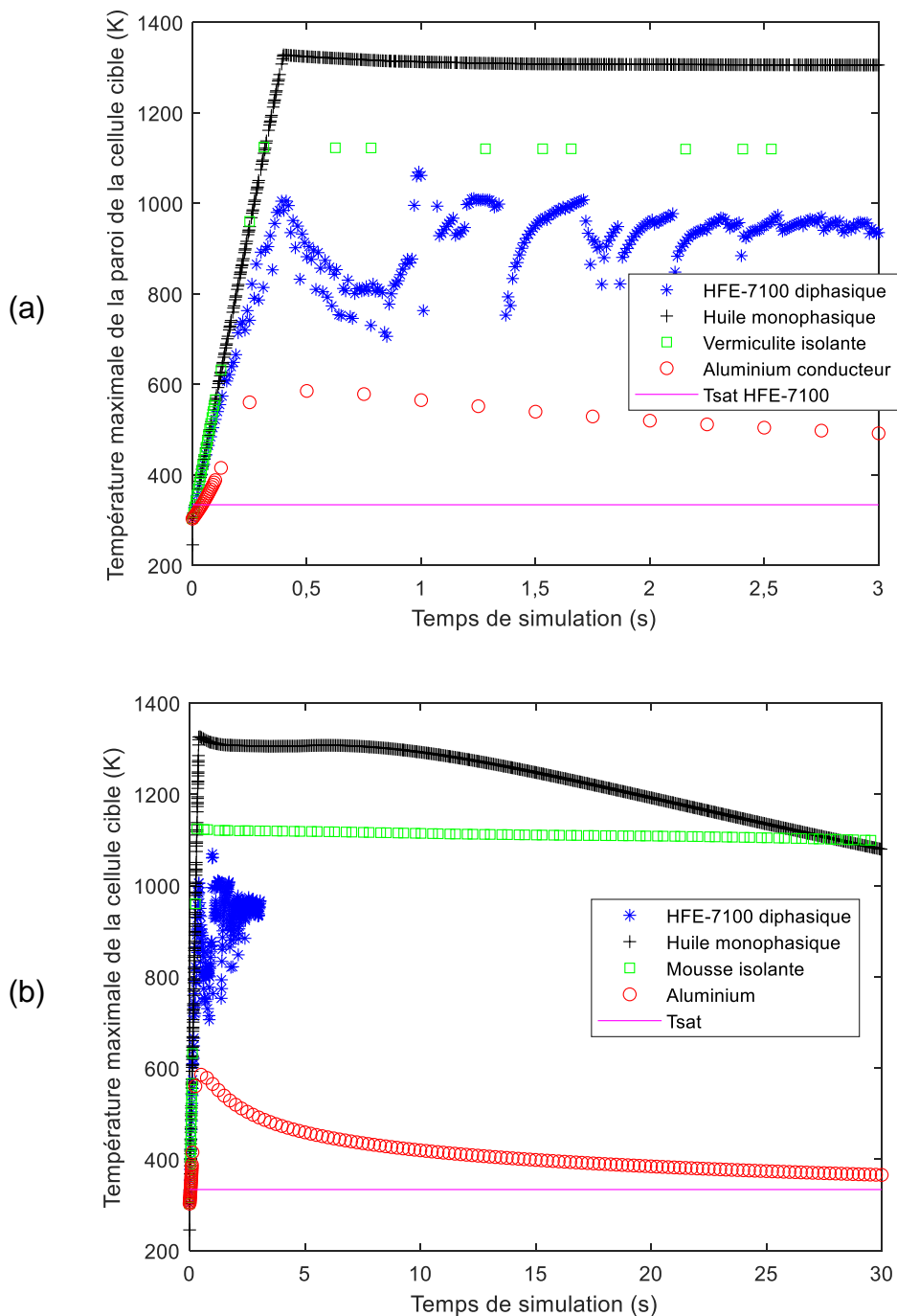


Figure 6-14 : Évolution temporelle de la température maximale de la cellule cible, pour les différents systèmes BTMS, avec le scénario 2, (a) sur 3 s, (b) sur 30 s.

- **Évolution de la cellule voisine**

La Figure 6-15 représente l'évolution temporelle de la température maximale de la cellule voisine proche, pour les différents systèmes BTMS, avec le scénario 2.

Pour la solution vermiculite, la température maximale de la cellule voisine :

- atteint au maximum 420 K,
- dépasse 333 K (température de saturation de HFE-7100) à 0,67 s.

Pour la solution avec l'aluminium, la température maximale de la cellule voisine :

- atteint au maximum 404 K,
- dépasse 333 K à 0,14 s.

Pour la solution avec l'huile monophasique, la température maximale de la cellule voisine :

- atteint au maximum 377 K,
- dépasse 333 K à 2,4 s.

Pour la solution avec le HFE-7100 diphasique, la température maximale de la cellule voisine :

- atteint au maximum 328 K (ponctuellement),
- ne dépasse pas 333 K.

Pour le scénario 2, globalement, la température maximale de la cellule voisine augmente à une valeur plus élevée et plus rapidement.

Malgré le faible temps de calcul, la solution HFE-7100 semble rester la solution la plus efficace pour éviter la propagation de l'emballement thermique. En effet, de la même manière que pour le scénario 1, sur le temps de simulation, la solution diphasique est la seule à maintenir les cellules voisines en dessous de 333 K.

Une analyse plus approfondie de la température de la cellule voisine sera discutée partie [b](#).

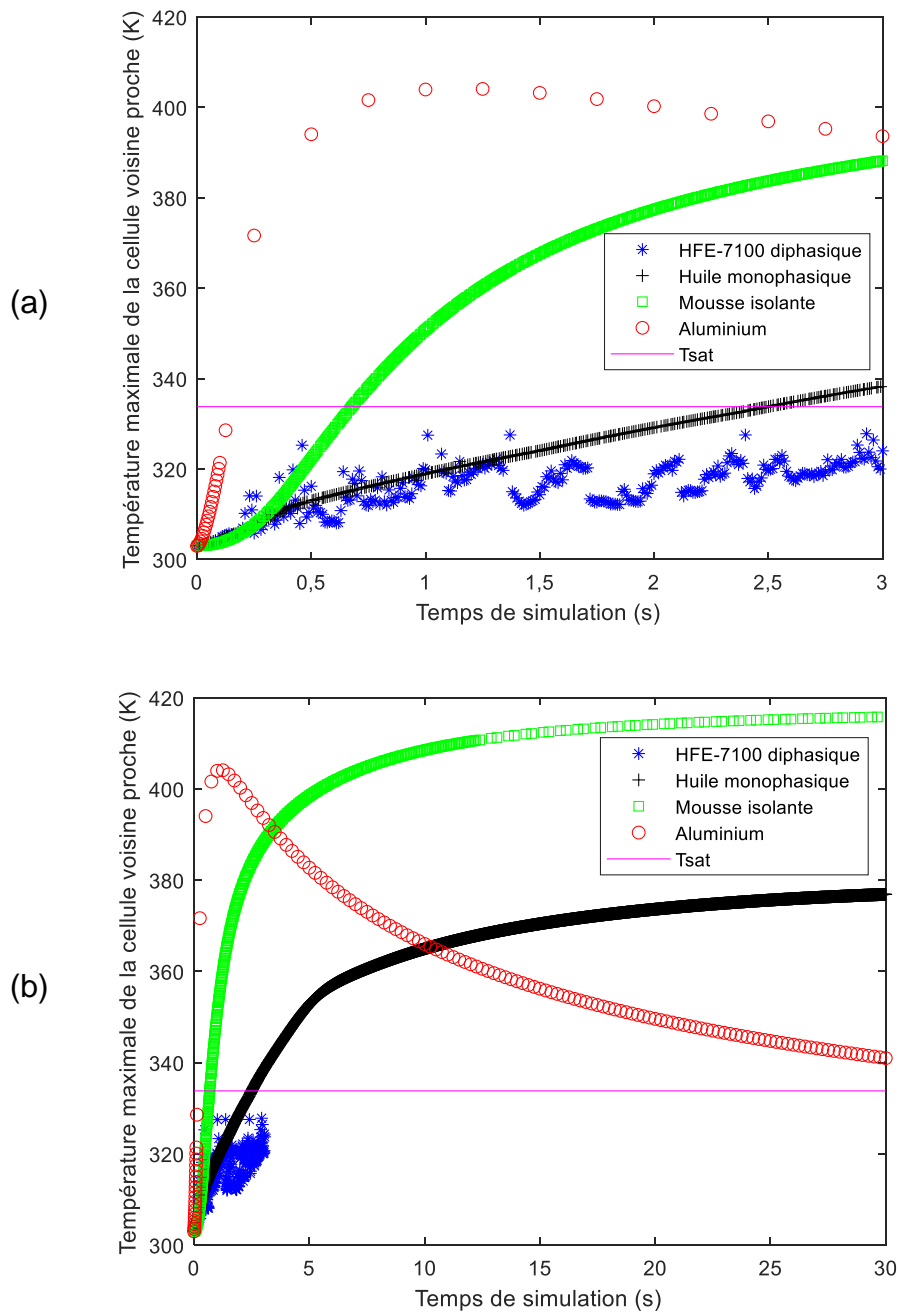


Figure 6-15 : Évolution temporelle de la température maximale de la cellule voisine proche, pour les différents système BTMS, scénario 2, (a) sur 3 s, (b) sur 30 s.

b. Analyse du cas diphasique HFE-7100

- Contour température des cellules

La Figure 6-16 représente la température de paroi de la cellule cible et de la cellule voisine à différents instants. Un écart important de température est à nouveau observé entre la paroi latérale et les extrémités de la cellule cible. Les parois latérales se maintiennent sous 500 K alors que le haut et le bas peuvent atteindre le double. Comme pour le scénario 1, ce phénomène est causé par l'anisotropie de la conductivité de la cellule et par le phénomène d'assèchement. À partir de 1 s, une partie importante de la paroi latérale de la cellule a une température du même ordre de grandeur que le haut et le bas. Cela laisse supposer que des assèchements locaux de la paroi latérale apparaissent. Ce phénomène sera confirmé par l'analyse du taux de vide Figure 6-18. À 3 s, la surface des zones asséchées de la paroi latérale semble diminuer. Cela laisse présager une fin de l'assèchement local de la paroi latérale.

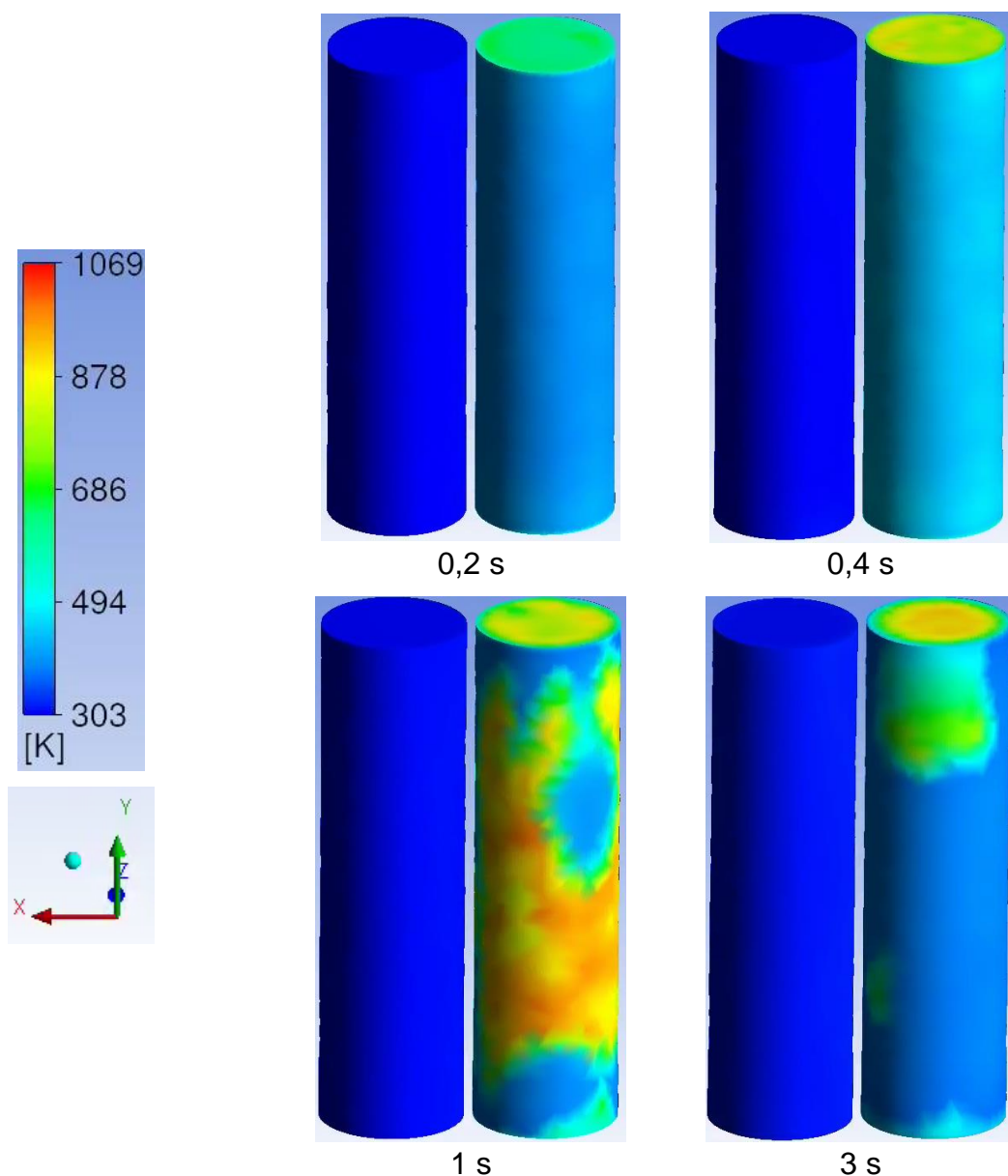


Figure 6-16 : Températures de paroi de la cellule voisine (gauche) et de la cellule cible (droite) à $t=0,2$ s ; $0,4$ s ; 1 s et 3 s.

La [Figure 6-17](#) représente la température de paroi de la cellule cible voisine proche, vue dans la direction x, à différents instants. Elle montre que la cellule voisine reçoit de la chaleur sur le côté proche de la cellule cible. À 1 s, la température de la paroi dépasse les 310 K. À 3 s, la température de paroi du côté de la cellule est globalement supérieure à 315 K.

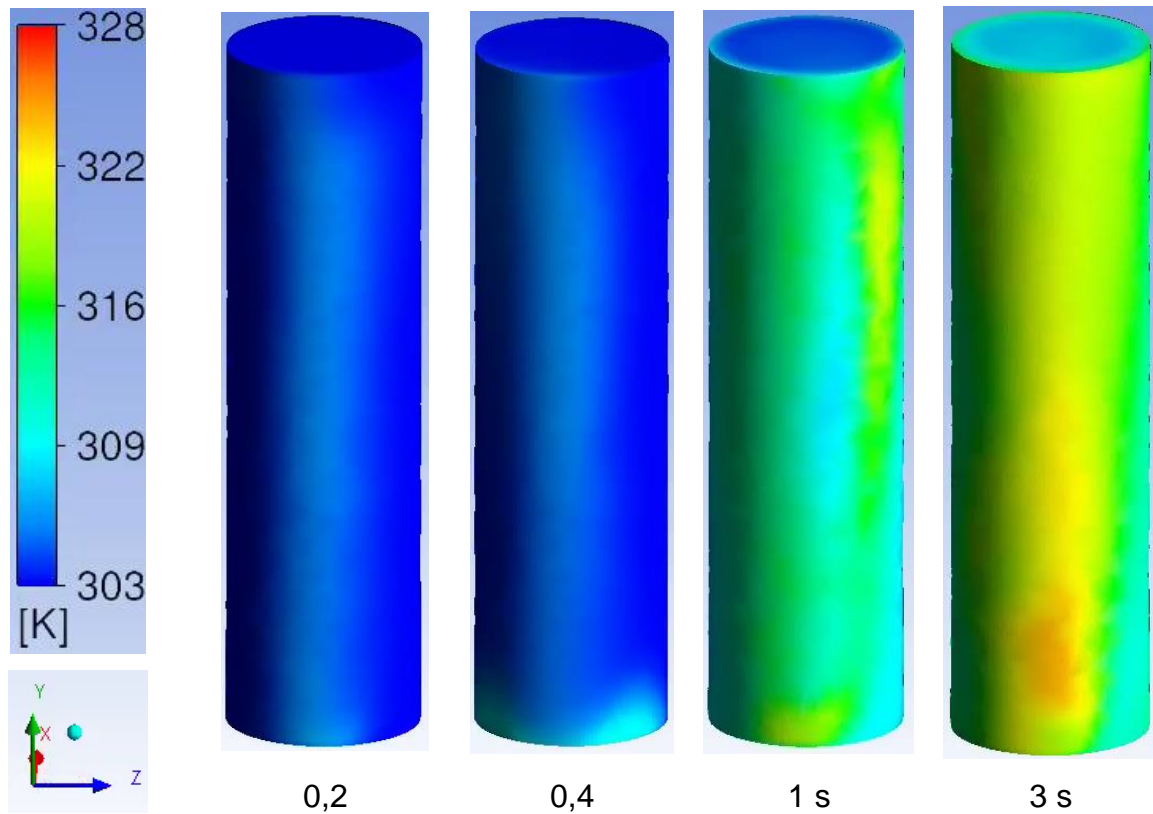


Figure 6-17 : Température de paroi de la cellule voisine à 0,2 s ; 0,4 s ; 1 s et 3 s.

- [Contour taux de vide](#)

La [Figure 6-18](#) représente le taux de vide du plan de coupe (X,Y), au milieu de la cellule cible, à différents instants. Un taux de vide important est atteint sur le haut et le bas de la cellule à 0,2 s et 0,4 s. À partir de 1 s, un important taux de vide entoure toute la cellule cible. À 3 s, le taux de vide autour de la cellule persiste mais diminue.

Ces images viennent confirmer la présence de zones asséchées à la paroi de la cellule cible. En effet le taux de vide proche de 1 indique une transition du flux à la paroi comme décrit dans le [Chapitre 5](#).

À 3 s, le taux de vide diminue et il reste une grande quantité de liquide. Il est supposable que malgré une simulation qui ne dépasse pas 3 s, le pire du scénario est passé. Les effets système devraient rapidement faire disparaître la vapeur du module et homogénéiser la température.

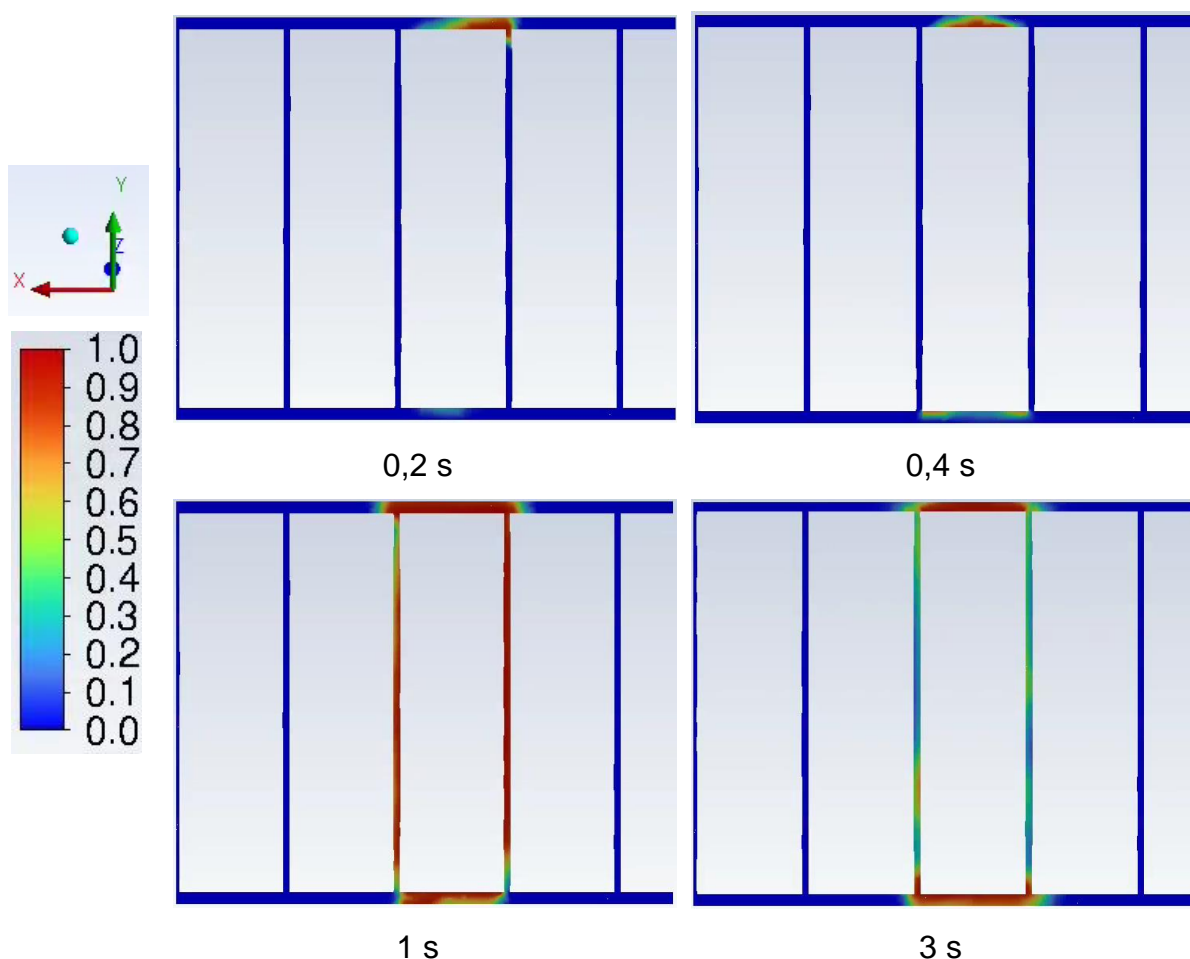


Figure 6-18 : Carte de taux de vide sur un plan coupe (X,Y), au milieu de la cellule cible, à $t=0,2$ s ; $0,4$ s ; 1 s et 3 s.

c. Synthèse des résultats du scénario 2

Les simulations du scénario 2 ont été réalisées avec une puissance imposée à la cellule cible deux fois plus grande que pour le scénario 1. Les résultats montrent que la solution diphasique avec le HFE-7100 évite la propagation de l'emballement thermique. Cette solution est largement plus efficace que les solutions avec l'huile, la vermiculite ou l'aluminium. La température maximale de la cellule voisine dépasse 375 K pour ces trois solutions alors qu'elle ne dépasse pas 328 K avec le HFE-7100.

Les résultats confirment les conclusions du scénario 1. Il ne suffit pas d'une solution qui isole la cellule cible ou qui conduit la chaleur. Il faut une solution qui assure un bon transfert, stockage et transport de la chaleur afin d'éviter la propagation de l'emballement thermique. Ces phénomènes sont assurés par l'ébullition du fluide qui améliore le coefficient de transfert de chaleur. La chaleur latente permet de stocker la chaleur et maintenir la température du fluide et des cellules voisines, en dessous de 333 K. Les différences de densité avec l'apparition de la vapeur et la faible viscosité du liquide permettent un bon transport de la chaleur et une homogénéité de la température du module.

Les phénomènes d'assèchement sont plus importants que pour le scénario 1 et peuvent apparaître tout autour de la cellule cible pendant de courts instants. Ils se produisent lorsque qu'un fort taux de vide se forme à la paroi. La température de paroi augmente alors à cause de la chute du coefficient de transfert de chaleur.

Malgré l'apparition d'assèchements locaux et le fort taux de vide présent autour de la cellule cible, les effets système et la quantité importante de liquide restant laissent supposer une situation contrôlée vis-à-vis de l'emballage thermique.

6.5.3. Résultats scénario 3

Le scénario 3 propose de prendre en compte l'énergie éjectée par le haut de la cellule lors de l'emballage thermique. Pour rappel, durant un emballage thermique, se produisent à la fois, une augmentation de la température de la cellule et une expulsion de gaz chauds et de particules.

Le scénario 3 considère deux formes d'énergies. La première est la même que dans le scénario 1. Elle est causée par l'augmentation brutale de température de la cellule sur un temps très court. Elle est modélisée par une puissance volumique appliquée à la cellule cible sur 0,4 s, illustrée Figure 6-19. L'énergie dégagée est de 23,2 kJ.

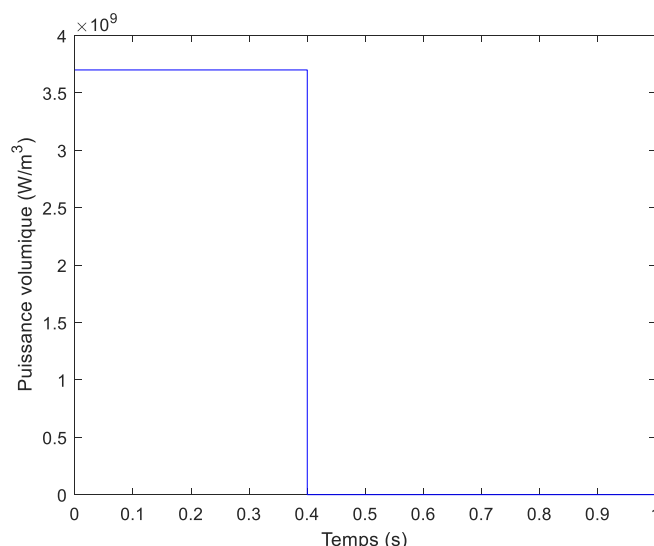


Figure 6-19 : Flux volumique en fonction du temps, scénario 3.

La deuxième énergie est causée par les gaz et particules à hautes températures qui sont éjectés par le haut des cellules lors de l'emballage. Suivant où se trouve l'événement, une partie de ce qui est expulsé peut rester dans le module. Les particules qui retombent dans le module et les gaz transmettent leur chaleur au fluide. Une approche lagrangienne de « tracking » des particules, complexifierait énormément le problème et augmenterait le temps de calcul. Par conséquent, il a été choisi de modéliser cette énergie par une énergie interne dans le fluide. Elle représente l'énergie que pourrait recevoir le liquide de ces gaz et particules à hautes températures. Le temps de diffusion d'une particule qui tomberait dans le liquide est de l'ordre de la dizaine de secondes. Ainsi, un flux volumique, qui décroît progressivement en 10s, est appliqué au HFE-7100 liquide et illustré Figure 6-20. L'énergie transmise au fluide est d'environ 18 kJ sur 10 s.

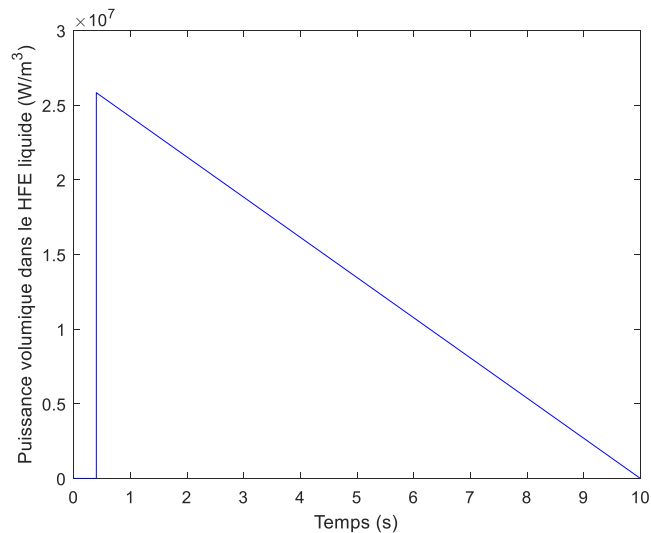


Figure 6-20 : Flux volumique dans le HFE-7100 liquide en fonction du temps.

Quelques modifications du modèle et des conditions aux limites ont été effectuées par rapport aux scénarios 1 et 2. Elles s'inspirent des travaux de Wang *et al.* (2020) [37] pour améliorer le calcul en temps et convergence.

Les modifications sont :

- Le modèle de turbulence multiphasique « mixture » est choisi plutôt que le modèle dispersé.
- Le modèle $k-\varepsilon$ « realizable » est choisi plutôt que le modèle $k-\varepsilon$ « RNG »
- Une condition de vitesse est imposée en entrée plutôt qu'une condition de débit imposé. La vitesse de $5 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$ correspond à la vitesse moyenne du débit des scénarios 1 et 2 de $\dot{m} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$.

a. Évolution de la température de la cellule cible

La Figure 6-21 représente l'évolution temporelle de la température maximale de la cellule cible, pour les différents scénarios. Elle montre que le pic de la température maximale du scénario 3 est plus faible que celui du scénario 1 à 0,4 s. Théoriquement, jusqu'à 0,4 s, la puissance volumique imposée est la même entre les deux scénarios. La différence peut s'expliquer par le fait que l'assèchement est un phénomène très instable. Par conséquent une petite modification peut engendrer une grande différence sur son apparition et sa valeur. Ainsi, une différence du calcul de l'apparition de l'assèchement modifie la température maximale. Les conditions aux limites et les modèles n'étant pas exactement les mêmes, ils peuvent expliquer cette différence.

Après le pic, la température du scénario 3 suit la même tendance que celle du scénario 1 à l'exception de certains sursauts de température. Ces sursauts de température peuvent s'expliquer par des assèchements ponctuels. En effet, l'énergie imposée au liquide après 0,4 s augmente le taux de vide. Or, une augmentation du taux de vide favorise l'assèchement et l'augmentation de la température de paroi. Le scénario 2 a une température supérieure aux scénarios 1 et 3.

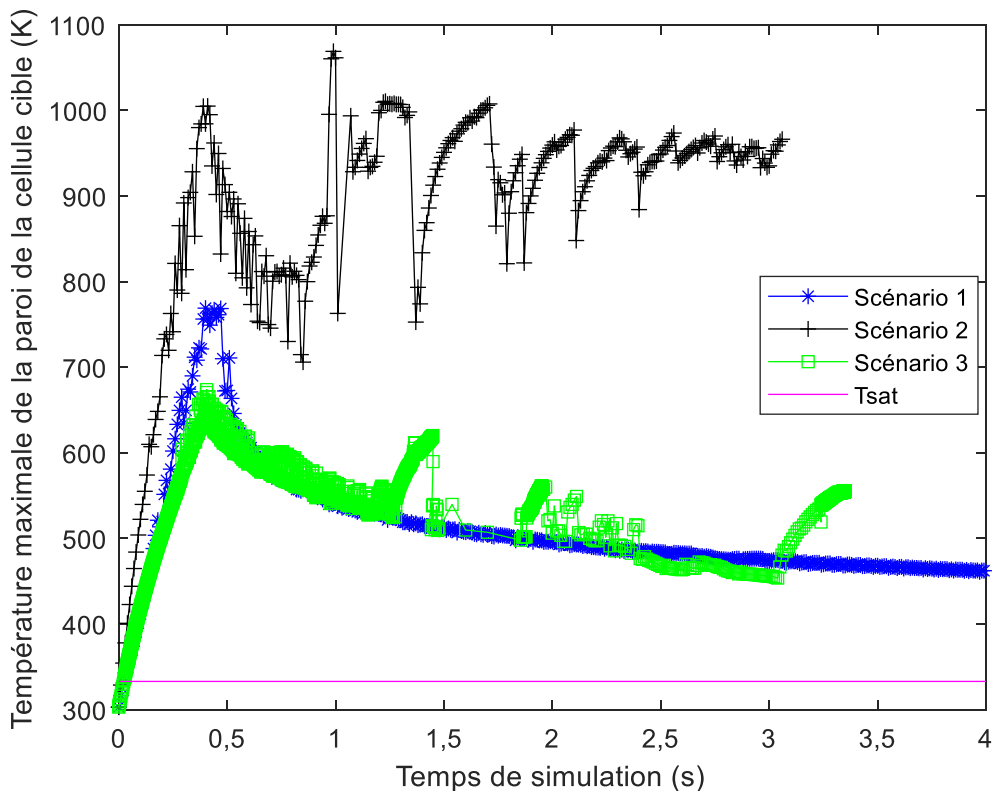


Figure 6-21 : Évolution temporelle de la température maximale de la cellule cible, pour les différents scénarios.

b. Évolution de la température de la cellule voisine

La Figure 6-22 représente l'évolution temporelle de la température maximale de la cellule voisine, pour les différents scénarios.

La température maximale de la cellule voisine du scénario 3 augmente moins rapidement que celles des autres scénarios. Cependant, sur la plage de temps de calcul elle finit par les dépasser, elle reste néanmoins sous la température de saturation de 333 K.

Les fluctuations des températures maximales représentées sont corrélées à la quantité de vapeur présente dans le module. En effet la vapeur induit de la turbulence qui génère des instabilités dans l'écoulement. Ces instabilités provoquent des fluctuations ponctuelles à la fois spatiales et temporelles de la température maximale. Ces fluctuations sont donc plus importantes avec le scénario 2 et 3 qui impose une plus grande quantité d'énergie.

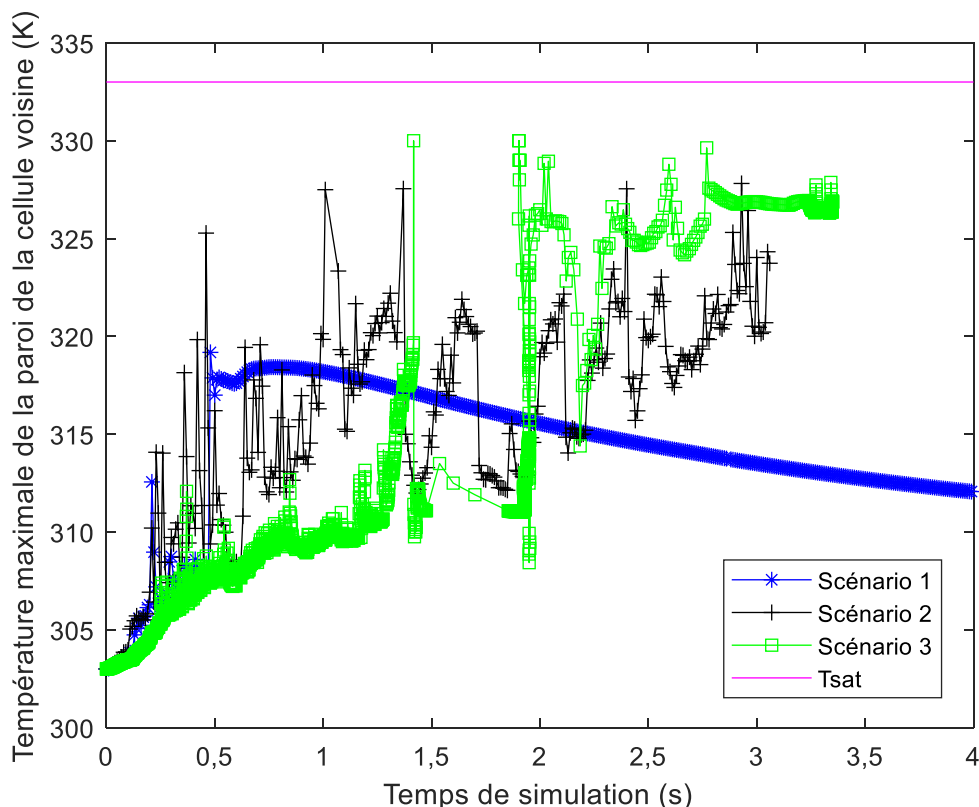


Figure 6-22 : Évolution temporelle de la température maximale de la cellule voisine proche, pour les différents scénarios.

c. Contour taux de vide

La Figure 6-23 représente le taux de vide du plan coupe (X,Y), au milieu de la cellule cible, à différents instants du scénario 3. Un taux de vide apparaît de manière ponctuelle sur le haut et/ou sur le bas de la cellule à 0,4 s et 1,1 s. À partir de 3,15 s un taux de vide important entoure la cellule cible. À 3,35 s le taux de vide autour de la cellule augmente encore et se diffuse dans le module. La vapeur se situe principalement sur le haut du module. Le fait d'imposer de l'énergie à l'ensemble du liquide du module après 0,4 s génère une évaporation dans une zone plus large du module.

Ce taux de vide important, générant assèchement et instabilités, est une raison des difficultés de calcul et de divergence.

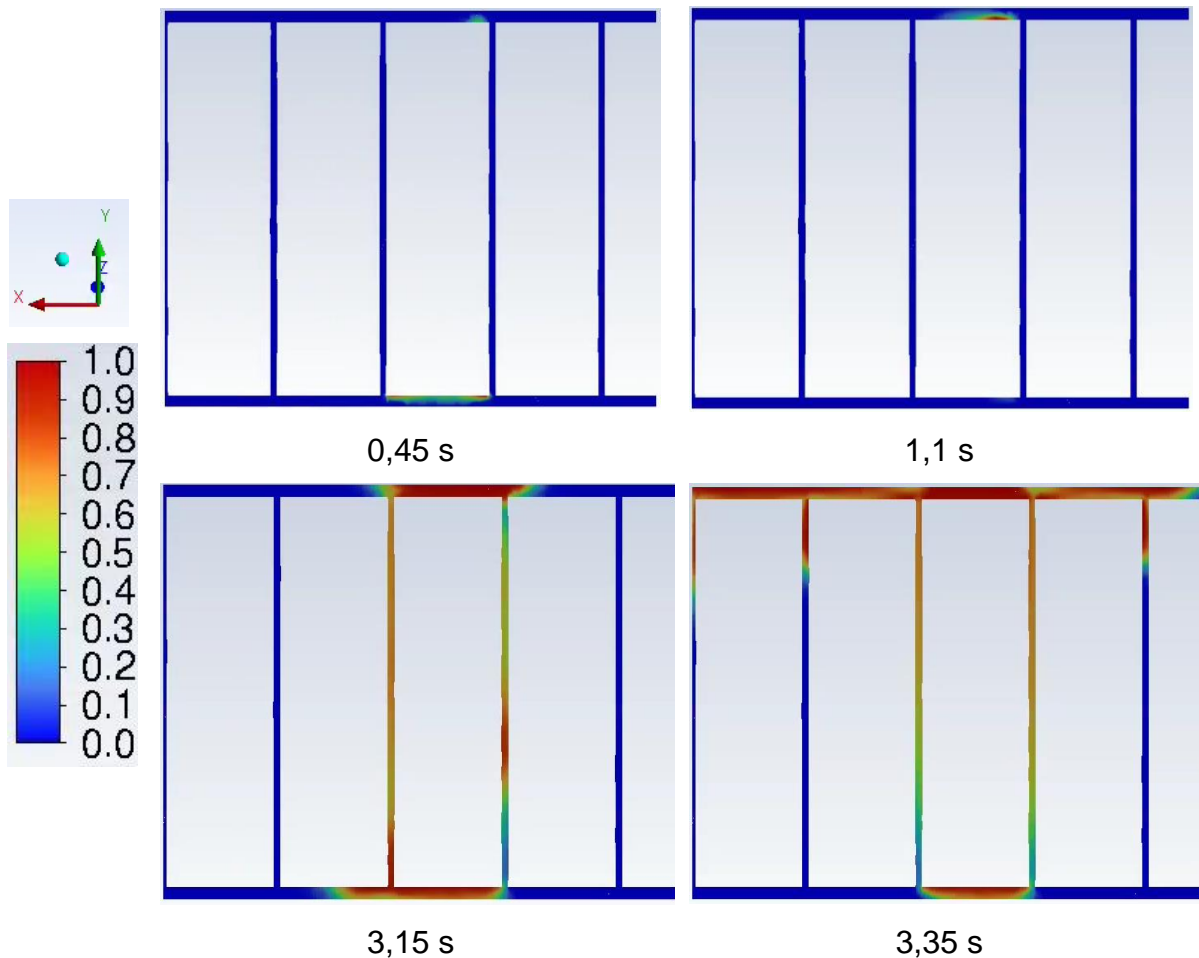


Figure 6-23 : Carte de taux de vide sur un plan coupe (X,Y), au milieu de la cellule cible, à $t=0,45$ s ; 1,1 s ; 3,15 s et 3,35 s.

d. Synthèse des résultats du scénario 3

Dans ce scénario 3, deux types de phénomènes de l’emballement thermique ont été modélisés : l’augmentation de la température de la cellule cible et l’expulsion à haute température de gaz et de particules.

Sur le temps de simulation effectué, les résultats montrent que la température des cellules voisines est maintenue en dessous de 333 K. Bien que la simulation du scénario 3 ne soit pas finie, plusieurs arguments laissent penser que la propagation de l’emballement est évitée. La plus grosse partie de l’énergie a été transmise au module. Une grande quantité de liquide est toujours présente dans le module et l’évolution des températures n’indique pas de tendance critique.

6.6. Conclusion chapitre 6

Une géométrie de module de batteries inspirée des modules de voitures électriques a été modélisée. Ce module contient 25 cellules de forme prismatique avec les dimensions des cellules lithium-ion 18650. Le module est compact avec un espace minimal entre les cellules de 1 mm. Les cellules sont immergées dans du HFE-7100 liquide pouvant bouillir à 333 K.

Un maillage du module a été réalisé avec un objectif de compromis entre précision et temps de calcul. L'approche eulérienne diphasique, précédemment validée à l'échelle du mini-canal a été utilisée. Elle comporte le modèle d'ébullition à la paroi CHF et de nombreuses lois de fermeture. Un cas test a été mis en place avec un choix approprié de conditions aux limites et propriétés physiques du HFE-7100 et des cellules de batterie. Trois scénarios transitoires d'emballement thermique d'une cellule du module ont été définis et simulés.

La réponse thermique des cellules voisines a été analysée en vue de discuter d'une potentielle propagation de l'emballement thermique à l'ensemble du module. La solution d'immersion diphasique a été comparée à d'autres systèmes de gestion thermique, tels que l'immersion dans l'huile monophasique, l'isolant ou le matériau conducteur.

La solution du système diphasique s'avère être la réponse la plus efficace pour évacuer la chaleur et empêcher la propagation de l'emballement thermique. Dans ces conditions de confinement et de situation accidentelle, cette solution est prometteuse.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Les travaux de thèses présentés dans ce manuscrit s'inscrivent dans un contexte de réchauffement planétaire et d'appauvrissement des réserves de pétrole. La transition énergétique donne lieu à une forte électrification des véhicules. Le défi des constructeurs consiste à développer des véhicules électriques dotés d'une puissance moteur et d'une autonomie suffisantes. Il en résulte un fort développement des véhicules électriques contenant des packs de plus en plus compacts et généralement constitués de cellules de batteries lithium-ion de plus en plus puissantes.

En fonctionnement, ces cellules produisent de la chaleur susceptible de générer de fortes températures pouvant endommager les batteries et réduire leurs performances. Par conséquent, les véhicules nécessitent un système de gestion thermique pour un refroidissement sûr et efficace. De plus, une problématique importante est la démonstration qu'un pack batterie ne puisse pas subir d'incendie ou d'explosion catastrophique suite à l'emballement thermique d'une des cellules. L'emballement thermique se produit lorsqu'une cellule est endommagée, défectueuse ou lorsque sa température atteint une valeur seuil. Dans ce cas, des réactions exothermiques ont lieu et sa température croît rapidement ce qui peut provoquer l'expulsion de gaz inflammables voire une explosion.

Parmi une variété de solutions, le refroidissement direct du pack immergé dans un liquide diélectrique circulant entre les cellules est étudié pour éviter la propagation de l'emballement thermique. Le liquide doit pouvoir rentrer en ébullition d'une part pour maintenir la température et éviter l'emballement thermique, d'autre part en cas accidentel pour évacuer la chaleur. Ce système basé sur le changement de phase présente l'énorme avantage d'être assimilé à un refroidissement passif. Le HFE-7100 a été choisi comme fluide de travail pour ses propriétés diélectriques, son faible impact écologique, son ininflammabilité et surtout sa température d'ébullition à pression atmosphérique proche de la température de peau estimée d'auto emballement thermique.

Le problème scientifique induit par la conception d'un tel pack, étant donné le faible espacement entre les cellules ou entre les cellules et l'enveloppe du pack, est l'ébullition convective dans un mini-canal vertical.

Il est établi que l'ébullition convective en milieu confiné est un mode de transfert de chaleur très efficace pour dissiper les flux élevés. La question qui se pose est de savoir si un tel écoulement peut aider dans le cas hypothétique d'un emballement thermique, pour lequel, par exemple, une seule cellule 18650 libère une énergie de l'ordre de 35 à 75 kJ. La dissipation de l'énergie libérée par l'emballement thermique repose sur la chaleur latente du fluide et les coefficients de transfert de chaleur élevés de l'ébullition. Cependant, il est bien connu qu'en cas d'assèchement, le coefficient de transfert de chaleur est considérablement réduit. Par conséquent, pour les études de sécurité consacrées à la réponse thermique des cellules voisines suite à un emballement thermique, le régime d'ébullition et le coefficient de transfert de chaleur correspondant doivent être connus depuis l'ébullition sous-refroidie jusqu'à l'assèchement.

Durant la thèse, une étude expérimentale et une étude numérique ont été conjointement menées pour mieux comprendre, décrire et quantifier le phénomène d'ébullition du HFE-7100 dans un mini-canal vertical et rectangulaire.

Un dispositif expérimental a permis d'obtenir des résultats expérimentaux du transfert de chaleur par ébullition du HFE-7100 dans un mini-canal vertical et rectangulaire (1 mm de profondeur, 30 mm de largeur et 120 mm de longueur). Son objectif principal est d'obtenir le coefficient de transfert de chaleur. La modélisation et la résolution d'un problème inverse ont permis l'estimation du coefficient de transfert de chaleur local. Le problème inverse a été résolu en utilisant la méthode numérique des différences finies pour la discrétisation spatiale et la méthode de Tikhonov pour la régularisation.

Durant la campagne d'essais expérimentale, des courbes d'ébullition ont été réalisées de l'ébullition sous-refroidie jusqu'à l'assèchement et pour différents débits massiques, sous-refroidissement et pression. De plus une comparaison de l'ébullition entre une surface de référence non modifiée et deux surfaces biphiliques a été effectuée. L'impact de ces paramètres sur le transfert de chaleur, le flux critique et la perte de charge a été mesuré et quantifié. Grâce à une caméra à haute vitesse, plusieurs configurations d'écoulements ont été visualisées et décrites tels que l'écoulement à bulles, l'écoulement poches et bouchons, l'écoulement agité et l'écoulement annulaire.

Par la suite, une approche CFD a été proposée pour simuler l'ébullition du HFE-7100 en mini-canal vertical. Une géométrie représentant la section d'essais avec le mini-canal a été modélisée en 2D. Un cas test a été mis en place avec un choix approprié des conditions aux limites et propriétés physiques. Une étude de sensibilité au maillage a été effectuée pour choisir un maillage qui se veut suffisamment précis pour prendre en compte la complexité d'un écoulement diphasique confiné et suffisamment grossier pour être étendu à une échelle système 3D. Une approche eulérienne, diphasique, avec un modèle d'ébullition à la paroi utilisant le modèle CHF et nombreuses lois de fermetures a été proposée et validée avec des résultats expérimentaux. La comparaison a été effectuée du début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement, pour trois débits massiques. Sur l'ensemble des gammes de flux de chaleur et débits massiques testés les résultats numériques montrent une prédiction correcte des coefficients de transfert de chaleur, de l'apparition de l'assèchement et du titre vapeur. Par ailleurs, une étude sur l'influence de certains paramètres du modèle a été effectuée, montrant l'importance de certaines lois de fermeture sur le résultat du calcul CFD.

Enfin, la modélisation d'un module de batteries immergé dans du HFE-7100 a été réalisée. Un maillage du module a été réalisé avec un objectif de compromis entre précision et temps de calcul. Trois scénarios transitoires d'emballement thermique d'une cellule ont été définis en vue d'analyser sa propagation à l'ensemble du module. La simulation transitoire a été effectuée avec le modèle diphasique précédemment validé à l'échelle du mini canal. La solution d'immersion diphasique a été comparée à d'autres systèmes de gestion thermique, tels que l'immersion dans l'huile monophasique, l'isolant ou le matériau conducteur. La solution du système diphasique s'avère être la réponse la plus efficace pour évacuer la chaleur et empêcher la propagation de l'emballement thermique. Dans ces conditions de confinement et situation accidentelle, cette solution est prometteuse pour empêcher la propagation de l'emballement thermique.

PERSPECTIVES

Dans cette thèse, de nombreux essais expérimentaux de l'ébullition convective du HFE-7100 ont été réalisés. Néanmoins, il est possible d'enrichir la base de données en testant d'autres conditions, voire même d'autres géométries de canaux.

La visualisation et l'acquisition des films de l'écoulement ont permis l'identification de plusieurs régimes. Une meilleure utilisation de la visualisation de l'écoulement serait nécessaire pour mesurer le taux de vide et les vitesses des phases. Un travail de traitement d'image a été commencé pour pouvoir extraire ces grandeurs des images de l'écoulement. Cependant, le mauvais éclairage donne des contrastes de lumière trop importants limitant la possibilité d'un bon traitement d'image. Ce travail aurait été trop chronophage pour la durée de la thèse mais reste une perspective importante notamment pour la validation des simulations numériques.

En ce qui concerne le travail initié sur la structuration de surface, il s'agit de mieux comprendre l'ébullition sur des surfaces biphiliques. Les surfaces biphiliques testées peuvent être optimisées. Par exemple, pour le revêtement *PDC*, avoir des zones poreuses plus fines et un plus grand nombre de transitions zone poreuse / zone aluminium pourrait retarder l'assèchement tout en gardant un coefficient de transfert de chaleur élevé. Par ailleurs, d'un point de vue des matériaux, il faudrait trouver comment rendre les surfaces réellement biphiliques avec un fluide mouillant comme le HFE-7100. Plus généralement, il serait intéressant de tester d'autres techniques de structuration de surface, comme l'intégration de broches ou d'ailettes artificielles ou la création de cavités artificielles sur la surface pour favoriser la nucléation et améliorer les performances d'ébullition par une approche 3D du contrôle de surface.

Pour les travaux de simulation numérique, les modèles CFD ont été validés sur trois courbes d'ébullition correspondant à trois débits différents et une pression. Il serait intéressant de calculer l'ensemble des essais expérimentaux, notamment aux différents sous-refroidissement et pression. Une modification éventuelle de certains modèles pourrait être envisagée selon la correspondance avec les résultats expérimentaux.

En ce qui concerne la simulation de l'emballage thermique dans un module de batteries il est nécessaire d'augmenter la durée de simulation. Pour cela il faut rendre plus robuste la simulation transitoire et mieux gérer la convergence. Par ailleurs, il est aussi possible de modifier et d'améliorer les scénarios d'emballage thermique. Différents paramètres peuvent être changer comme par exemple la puissance de l'emballage, le nombre de cellules en emballage, la géométrie du module, etc. De plus, la modélisation de l'emballage peut être améliorée en incluant la chimie, la combustion et même le suivi des particules expulsées.

Dans la perspective d'une application technologique avec du HFE-7100, des essais en condition réelle doivent être étudiés. Récemment, des essais d'emballage thermique d'une cellule dans une tube remplie de HFE-7100 ont été effectués par le département des batteries du CEA Grenoble [140].

Les essais sont encourageants d'un point de vue sécurité car aucune inflammation du HFE-7100 n'a été observée malgré la haute température de la cellule (260°C). Les essais ont été comparés à une cellule en emballage thermique dans le même tube mais sans HFE-7100. La conclusion esquissée par ces essais, qui reste à confirmer par des essais supplémentaires d'après leurs auteurs, est que la présence du HFE-7100 limite l'augmentation de température de la cellule cible, réduit les températures des gaz et des particules éjectées et empêche la formation de flammes lors de l'éjection des gaz.

À la suite de ces essais sur le comportement de HFE-7100 à haute température, il serait intéressant d'effectuer des essais réels du module proposé dans le [Chapitre 6](#). La prochaine étape serait de monter une expérience instrumentée de l'emballage thermique d'une cellule de batterie dans un module immergé de HFE-7100. Il serait alors possible de modéliser cette expérience et de la calculer avec l'approche CFD développée dans cette thèse.

Enfin, bien que des systèmes de gestion thermique par immersion liquide commencent à se commercialiser [44], [45], aucun ne se décrit comme diphasique. En conséquence, une réflexion sur l'application technologique de ce type de refroidissement reste à poursuivre, notamment sur la gestion de la vapeur et de la pression.

RÉFÉRENCES

- [1] « Information GES des prestations de transport », *Ministères Écologie Énergie Territoires*. <https://www.ecologie.gouv.fr/information-ges-des-prestations-transport> (consulté le 19 octobre 2022).
- [2] « New registrations of electric vehicles in Europe ». <https://www.eea.europa.eu/ims/new-registrations-of-electric-vehicles> (consulté le 19 octobre 2022).
- [3] « Union européenne : vers l'interdiction de voitures neuves à moteur thermique dès 2035 », *vie-publique.fr*. <https://www.vie-publique.fr/en-bref/285406-les-eurodeputes-votent-linterdiction-des-moteurs-thermiques-en-2035> (consulté le 19 octobre 2022).
- [4] Q. Wang, B. Jiang, B. Li, et Y. Yan, « A critical review of thermal management models and solutions of lithium-ion batteries for the development of pure electric vehicles », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 64, p. 106-128, oct. 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.05.033.
- [5] J.-M. Tarascon et M. Armand, « Issues and challenges facing rechargeable lithium batteries », *Nature*, vol. 414, n° 6861, Art. n° 6861, nov. 2001, doi: 10.1038/35104644.
- [6] « Principe de fonctionnement d'une batterie lithium ion », *Germain Salvato Vallverdu*, 30 septembre 2011. <https://gsalvatovallverdu.gitlab.io/post/2011-09-30-principe-de-fonctionnement-dune-batterie-lithium-ion/> (consulté le 11 octobre 2022).
- [7] M. F. R. Zwicker, M. Moghadam, W. Zhang, et C. V. Nielsen, « Automotive battery pack manufacturing – a review of battery to tab joining », *J. Adv. Join. Process.*, vol. 1, p. 100017, mars 2020, doi: 10.1016/j.jajp.2020.100017.
- [8] J. Kim, J. Oh, et H. Lee, « Review on battery thermal management system for electric vehicles », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 149, p. 192-212, févr. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.020.
- [9] K. Smith, T. Markel, G.-H. Kim, et A. Pesaran, « Design of Electric Drive Vehicle Batteries for Long Life and Low Cost », présenté à IEEE 2010 Workshop on Accelerated Stress Testing and Reliability, Denver, Colorado, 2010.
- [10] Z. An, L. Jia, X. Li, et Y. Ding, « Experimental investigation on lithium-ion battery thermal management based on flow boiling in mini-channel », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 117, p. 534-543, mai 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.02.053.
- [11] S. Abada, « Compréhension et modélisation de l'emballage thermique de batteries Li-ion neuves et vieilles », phdthesis, Université Pierre et Marie Curie - Paris VI, 2016. Consulté le: 21 juillet 2022. [En ligne]. Disponible sur: <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01596035>
- [12] J.-P. Pastre, « Incendies d'autobus électriques : quels enseignements pour le transport de marchandises ? », *TRM24.fr*, 2 mai 2022. <https://trm24.fr/incendies-dautobus-electriques-quels-enseignements-pour-le-transport-de-marchandises/> (consulté le 19 octobre 2022).
- [13] B. Lei, W. Zhao, C. Ziebert, N. Uhlmann, M. Rohde, et H. Seifert, « Experimental Analysis of Thermal Runaway in 18650 Cylindrical Li-Ion Cells Using an Accelerating Rate Calorimeter », *Batteries*, vol. 3, n° 4, p. 14, avr. 2017, doi: 10.3390/batteries3020014.
- [14] C. J. Orendorff, J. Lamb, G. Nagasubramanian, K. R. Fenton, et J. L. Langendorf, « Quantifying Thermal Runaway and Improvements Through Materials Development ».
- [15] W. Q. Walker *et al.*, « Decoupling of heat generated from ejected and non-ejected contents of 18650-format lithium-ion cells using statistical methods », *J. Power Sources*, vol. 415, p. 207-218, 2019, doi: 10.1016/j.jpowsour.2018.10.099.
- [16] C. Roe *et al.*, « Immersion cooling for lithium-ion batteries – A review », *J. Power Sources*, vol. 525, p. 231094, mars 2022, doi: 10.1016/j.jpowsour.2022.231094.

RÉFÉRENCES

- [17] A. A. H. Akinlabi et D. Solyali, « Configuration, design, and optimization of air-cooled battery thermal management system for electric vehicles: A review », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 125, p. 109815, juin 2020, doi: 10.1016/j.rser.2020.109815.
- [18] N. Okamoto, « Thermal Management of Electronics- Liquid Cooling », *San José State University*, 2005. http://www.sjsu.edu/people/nicole.okamoto/courses/me_146/
- [19] Y. Fan, Y. Bao, C. Ling, Y. Chu, X. Tan, et S. Yang, « Experimental study on the thermal management performance of air cooling for high energy density cylindrical lithium-ion batteries », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 155, p. 96-109, juin 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.157.
- [20] K. Chen, Y. Chen, Y. She, M. Song, S. Wang, et L. Chen, « Construction of effective symmetrical air-cooled system for battery thermal management », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 166, p. 114679, févr. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114679.
- [21] Z. Lu *et al.*, « Parametric study of forced air cooling strategy for lithium-ion battery pack with staggered arrangement », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 136, p. 28-40, mai 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.02.080.
- [22] N. Javani, I. Dincer, G. F. Naterer, et B. S. Yilbas, « Heat transfer and thermal management with PCMs in a Li-ion battery cell for electric vehicles », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 72, p. 690-703, mai 2014, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.12.076.
- [23] Z. Wang, Z. Zhang, L. Jia, et L. Yang, « Paraffin and paraffin/aluminum foam composite phase change material heat storage experimental study based on thermal management of Li-ion battery », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 78, p. 428-436, mars 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.009.
- [24] A. Babapoor, M. Azizi, et G. Karimi, « Thermal management of a Li-ion battery using carbon fiber-PCM composites », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 82, p. 281-290, mai 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.02.068.
- [25] W. Zhang, Z. Liang, X. Yin, et G. Ling, « Avoiding thermal runaway propagation of lithium-ion battery modules by using hybrid phase change material and liquid cooling », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 184, p. 116380, févr. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116380.
- [26] AllCell Technologies, « Phase Change Composite (PCC™) Thermal Management Material », *AllCell Technologies*, 2018. <http://www.allcelltech.com/index.php/products/thermal-management-material> (consulté le 12 mars 2018).
- [27] Z. Shang, H. Qi, X. Liu, C. Ouyang, et Y. Wang, « Structural optimization of lithium-ion battery for improving thermal performance based on a liquid cooling system », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 130, p. 33-41, mars 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.074.
- [28] C. Aswin Karthik, P. Kalita, X. Cui, et X. Peng, « Thermal management for prevention of failures of lithium ion battery packs in electric vehicles: A review and critical future aspects », *Energy Storage*, vol. 2, n° 3, p. e137, 2020, doi: 10.1002/est2.137.
- [29] S. Chen, X. Peng, N. Bao, et A. Garg, « A comprehensive analysis and optimization process for an integrated liquid cooling plate for a prismatic lithium-ion battery module », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 156, p. 324-339, juin 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.04.089.
- [30] H. Zhang, X. Wu, Q. Wu, et S. Xu, « Experimental investigation of thermal performance of large-sized battery module using hybrid PCM and bottom liquid cooling configuration », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 159, p. 113968, août 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113968.
- [31] W. Wu, S. Wang, W. Wu, K. Chen, S. Hong, et Y. Lai, « A critical review of battery thermal performance and liquid based battery thermal management », *Energy Convers. Manag.*, vol. 182, p. 262-281, févr. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.12.051.
- [32] Y. Ye, L. H. Saw, Y. Shi, et A. A. O. Tay, « Numerical analyses on optimizing a heat pipe thermal management system for lithium-ion batteries during fast charging », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 86, p. 281-291, juill. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.04.066.

RÉFÉRENCES

- [33] iModBatt EC Project, « iModBatt participation in JEC Composites Technical Conference 2020 cancelled due to COVID19 – iModBatt », 2020. <https://cidetec.es/imodbatt/en/imodbatt-participation-in-jec-composites-technical-conference-2020-cancelled-due-to-covid19/> (consulté le 16 octobre 2020).
- [34] Y. Deng *et al.*, « Effects of different coolants and cooling strategies on the cooling performance of the power lithium ion battery system: A review », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 142, p. 10-29, sept. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.06.043.
- [35] M. Al-Zareer, I. Dincer, et M. A. Rosen, « Novel thermal management system using boiling cooling for high-powered lithium-ion battery packs for hybrid electric vehicles », *J. Power Sources*, vol. 363, p. 291-303, sept. 2017, doi: 10.1016/j.jpowsour.2017.07.067.
- [36] M. Al-Zareer, I. Dincer, et M. A. Rosen, « Electrochemical modeling and performance evaluation of a new ammonia-based battery thermal management system for electric and hybrid electric vehicles », *Electrochimica Acta*, vol. 247, p. 171-182, sept. 2017, doi: 10.1016/j.electacta.2017.06.162.
- [37] Y.-F. Wang et J.-T. Wu, « Thermal performance predictions for an HFE-7000 direct flow boiling cooled battery thermal management system for electric vehicles », *Energy Convers. Manag.*, vol. 207, p. 112569, mars 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112569.
- [38] H. Hirano, T. Tajima, T. Hasegawa, T. Sekiguchi, et M. Uchino, « Boiling Liquid Battery Cooling for Electric Vehicle », *2014 IEEE Conf. Expo Transp. Electrification Asia-Pac. ITEC Asia-Pac. Transp. Electrification Asia-Pac. ITEC Asia-Pac. 2014 IEEE Conf. Expo*, p. 1, 2014, doi: 10.1109/ITEC-AP.2014.6940931.
- [39] R. W. van Gils, D. Danilov, P. H. L. Notten, M. F. M. Speetjens, et H. Nijmeijer, « Battery thermal management by boiling heat-transfer », *Energy Convers. Manag.*, vol. 79, p. 9, mars 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2013.12.006.
- [40] T. M. Bandhauer et S. Garimella, « Passive, internal thermal management system for batteries using microscale liquid–vapor phase change », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 61, n° 2, p. 756-769, nov. 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.08.004.
- [41] M. Suresh Patil, J.-H. Seo, et M.-Y. Lee, « A novel dielectric fluid immersion cooling technology for Li-ion battery thermal management », *Energy Convers. Manag.*, vol. 229, p. 113715, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113715.
- [42] E. Solai, « Numerical Simulation and Uncertainty Quantification for Immersion Cooling of Lithium-ion Batteries », These de doctorat, Bordeaux, 2022. Consulté le: 20 octobre 2022. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.theses.fr/2022BORD0123>
- [43] R. Daccord, J. Juhász, D. Brandt, A. Darmedru, P. Bonnamy, et J. Pouponnot, « Novel battery thermal management enabling near zero temperature gradient for fast charging while improving safety », 2020. <https://www.semanticscholar.org/paper/Novel-battery-thermal-management-enabling-near-zero-Daccord-Juh%C3%A1sz/f40c538557c64b66d910efac84075315ad9c9fb1> (consulté le 20 octobre 2022).
- [44] « IMMERSIO™ XM25 », *XING Mobility*. <https://www.xingmobility.com/xm25> (consulté le 20 octobre 2022).
- [45] « McLaren Speedtail: ‘Albert’ model revealed as swansong nears », *CAR Magazine*. <https://www.carmagazine.co.uk/car-news/first-official-pictures/mclaren/speedtail-bp23/> (consulté le 22 décembre 2022).
- [46] J. G. Collier, *Convective boiling and condensation*, 2nd éd. McGraw-Hill, London, 1981.
- [47] M. Eraghubi, P. Di Marco, et A. J. Robinson, « Low mass flux upward vertical forced flow boiling of HFE7000 », *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 102, p. 291-301, avr. 2019, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2018.11.011.
- [48] S. G. Kandlikar, « Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels », *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 26, n° 2, Art. n° 2, juin 2002, doi: 10.1016/S0894-1777(02)00150-4.
- [49] T. Layssac, « Contribution à l'étude phénoménologique de l'ébullition convective en mini-canal ». 2018.
- [50] M. Suo et P. Griffith, « Two-phase flow in capillary tubes ». 1964.

RÉFÉRENCES

- [51] K. A. Triplett, S. M. Ghiaasiaan, S. I. Abdel-Khalik, et D. L. Sadowski, « Gas–liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns », *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 25, n° 3, p. 377-394, avr. 1999, doi: 10.1016/S0301-9322(98)00054-8.
- [52] K. Cornwell et P. A. Kew, « Boiling in Small Channels ». 1992.
- [53] C. L. Ong et J. R. Thome, « Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 – Two-phase flow patterns and film thickness measurements », *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, n° 1, p. 37-47, janv. 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.08.004.
- [54] N. Brauner et D. Moalem Maron, « Analysis of stratified/non-stratified transitional boundaries in inclined gas-liquid flows », *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 18, n° 4, p. 541-557, juill. 1992, doi: 10.1016/0301-9322(92)90051-H.
- [55] L. Chen, Y. S. Tian, et T. G. Karayiannis, « The effect of tube diameter on vertical two-phase flow regimes in small tubes », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, n° 21-22, p. 4220-4230, 2006, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.03.025.
- [56] « Transferts de chaleur au cours de l'ébullition en convection libre », *Techniques de l'Ingénieur*. <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/transferts-thermiques-42214210/transferts-en-changement-de-phase-be8235/transferts-de-chaleur-au-cours-de-l-ebullition-en-convection-libre-be8235v2niv10002.html> (consulté le 9 janvier 2023).
- [57] « Ébullition convective », *Techniques de l'Ingénieur*. <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/transferts-thermiques-42214210/transferts-en-changement-de-phase-be8236/ebullition-convective-be8236v2niv10001.html> (consulté le 9 janvier 2023).
- [58] S.-M. Kim et I. Mudawar, « Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part II. Two-phase heat transfer coefficient », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 64, p. 1239-1256, sept. 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.014.
- [59] S. Sandler, B. Zajackowski, et Z. Krolicki, « Review on flow boiling of refrigerants R236fa and R245fa in mini and micro channels », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 126, Part A, p. 591-617, nov. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.048.
- [60] J. Lee et I. Mudawar, « Critical heat flux for subcooled flow boiling in micro-channel heat sinks », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, n° 13, Art. n° 13, juin 2009, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.12.019.
- [61] C. B. Tibiriçá *et al.*, « A complete set of simple and optimized correlations for microchannel flow boiling and two-phase flow applications », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 126, p. 774-795, nov. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.07.161.
- [62] K. C. Leong, J. Y. Ho, et K. K. Wong, « A critical review of pool and flow boiling heat transfer of dielectric fluids on enhanced surfaces », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 112, p. 999, févr. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.138.
- [63] M. Shojaeian et A. Koşar, « Pool boiling and flow boiling on micro- and nanostructured surfaces », 2015.
- [64] H. T. Phan, N. Caney, P. Marty, S. Colasson, et J. Gavillet, « How does surface wettability influence nucleate boiling? », *Comptes Rendus Mécanique*, vol. 337, n° 5, p. 251-259, mai 2009, doi: 10.1016/j.crme.2009.06.032.
- [65] A. R. Betz, J. Jenkins, C.-J. Kim, et D. Attinger, « Boiling heat transfer on superhydrophilic, superhydrophobic, and superbiphilic surfaces », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 57, n° 2, p. 733-741, févr. 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.080.
- [66] H. T. Phan, N. Caney, P. Marty, S. Colasson, et J. Gavillet, « Surface wettability control by nanocoating: The effects on pool boiling heat transfer and nucleation mechanism », *Int. J. HEAT MASS Transf.*, vol. 52, n° 23-24, Art. n° 23-24, nov. 2009, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.06.032.
- [67] B. Shen *et al.*, « Enhanced pool boiling of ethanol on wettability-patterned surfaces », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 149, p. 325-331, févr. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.049.

RÉFÉRENCES

- [68] A. H. Al-Zaidi, M. M. Mahmoud, et T. G. Karayiannis, « Flow boiling of HFE-7100 in microchannels: Experimental study and comparison with correlations », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 140, p. 100-128, sept. 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.095.
- [69] E. J. Choi, J. Y. Park, et M. S. Kim, « Two-phase cooling using HFE-7100 for polymer electrolyte membrane fuel cell application », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, p. 868-877, févr. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.103.
- [70] J. Lee et I. Mudawar, « Fluid flow and heat transfer characteristics of low temperature two-phase micro-channel heat sinks – Part 1: Experimental methods and flow visualization results », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, n° 17, Art. n° 17, août 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.02.012.
- [71] J. Lee et I. Mudawar, « Fluid flow and heat transfer characteristics of low temperature two-phase micro-channel heat sinks – Part 2. Subcooled boiling pressure drop and heat transfer », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, n° 17, p. 4327-4341, août 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.02.013.
- [72] K.-S. Yang, Y.-R. Jeng, C.-M. Huang, et C.-C. Wang, « Heat Transfer and Flow Pattern Characteristics for HFE-7100 Within Microchannel Heat Sinks », *Heat Transf. Eng.*, vol. 32, n° 7-8, p. 697-704, juin 2011, doi: 10.1080/01457632.2010.509774.
- [73] C.-C. Wang, W.-J. Chang, C.-H. Dai, Y.-T. Lin, et K.-S. Yang, « Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE-7100 », *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 36, p. 143-148, janv. 2012, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2011.09.006.
- [74] B.-R. Fu, C.-Y. Lee, et C. Pan, « The effect of aspect ratio on flow boiling heat transfer of HFE-7100 in a microchannel heat sink », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 58, n° 1, Art. n° 1, mars 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.11.050.
- [75] B.-R. Fu, S.-Y. Chung, W.-J. Lin, L. Wang, et C. Pan, « Critical heat flux enhancement of HFE-7100 flow boiling in a minichannel heat sink with saw-tooth structures », *Adv. Mech. Eng.*, vol. 9, n° 2, p. 1687814016689022, févr. 2017, doi: 10.1177/1687814016689022.
- [76] K. Strąk, B. Maciejewska, et M. Piasecka, « The heat transfer coefficient determination with the use of the Beck-Treffitz method in flow boiling in a minichannel », in *EPJ Web of Conferences*, 2018, vol. 180, p. 02099.
- [77] K. Strąk, M. Piasecka, et B. Maciejewska, « Spatial orientation as a factor in flow boiling heat transfer of cooling liquids in enhanced surface minichannels », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 117, p. 375-387, févr. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.019.
- [78] M. Piasecka, K. Strąk, et B. Maciejewska, « Heat transfer characteristics during flow along horizontal and vertical minichannels », *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 137, p. 103559, avr. 2021, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2021.103559.
- [79] L.-C. Hsu, S.-W. Cion, K.-W. Lin, et C.-C. Wang, « An experimental study of inclination on the boiling heat transfer characteristics of a micro-channel heat sink using HFE-7100 », *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 62, p. 13-17, mars 2015, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.01.007.
- [80] K. P. Drummond *et al.*, « A hierarchical manifold microchannel heat sink array for high-heat-flux two-phase cooling of electronics », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 117, p. 319-330, févr. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.015.
- [81] B. Pulvirenti, A. Matalone, et U. Barucca, « Boiling heat transfer in narrow channels with offset strip fins: Application to electronic chipsets cooling », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, n° 14, p. 2138-2145, oct. 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.05.026.
- [82] S. Luciani, D. Brutin, C. Le Niliot, L. Tadrist, et O. Rahli, « Boiling heat transfer in a vertical microchannel: local estimation during flow boiling with a non intrusive method », *Multiph. Sci. Technol.*, vol. 21, n° 4, Art. n° 4, 2009, doi: 10.1615/MultScienTechn.v21.i4.30.
- [83] S. Luciani, D. Brutin, C. Le Niliot, O. Rahli, et L. Tadrist, « Flow Boiling in Minichannels Under Normal, Hyper-, and Microgravity: Local Heat Transfer Analysis Using Inverse Methods », *J. Heat Transf.*, vol. 130, n° 10, p. 101502, 2008, doi: 10.1115/1.2953306.

RÉFÉRENCES

- [84] D. Brutin, S. Luciani, O. Rahli, Ch. LeNiliot, et L. Tadrist, « Flow Boiling in Minichannels Under Normal, Hyper and Microgravity: Frictional Pressure Loss and Flow Patterns », 2007, p. 29-33. doi: 10.1115/ICNMM2007-30050.
- [85] K. Strak, M. Piasecka, et B. Maciejewska, « Comparison of the 1D and 2D calculation models used for determination of the heat transfer coefficient during flow boiling heat transfer in a minichannel », présenté à E3S Web of Conferences, 2019, vol. 128. doi: 10.1051/e3sconf/201912801017.
- [86] S. Mimouni, C. Baudry, M. Guingo, J. Lavieville, N. Merigoux, et N. Mechitoua, « Computational multi-fluid dynamics predictions of critical heat flux in boiling flow », *Nucl. Eng. Des.*, vol. 299, p. 28-36, avr. 2016, doi: 10.1016/j.nucengdes.2015.07.017.
- [87] L. Vyskocil et J. Macek, « CFD simulation of the departure from nucleate boiling », présenté à International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics 2015, NURETH 2015, 2015, vol. 5, p. 3915-3927.
- [88] O. Hurisse, « Simulation des écoulements industriels diphasiques compressibles. », Habilitation à diriger des recherches, Université de Strasbourg, 2017. Consulté le: 5 janvier 2023. [En ligne]. Disponible sur: <https://hal.archives-ouvertes.fr/tel-01570985>
- [89] N. Kurul et M. Z. Podowski, « On the modeling of multidimensional effects in boiling channels », *In Proceedings of the 27th National Heat Transfer Conference*, Minneapolis, Minnesota, USA, 1991.
- [90] ANSYS, « ANSYS Fluid Dynamics Verification Manual WB16.0 ». 2015.
- [91] G. G. Bartolomej, V. G. Brantov, et Y. S. Molochnikov, « An experimental investigation of the true volumetric vapour content with subcooled boiling tubes », *Therm. Eng.*, vol. 29, n° 3, p. 20-22, 1982.
- [92] Amine Ben Hadj Ali, « RPI Wall Boiling and Thermal Phase Change in Ansys Fluent: A Guided Workshop ». 2022.
- [93] E. Chen, Y. Li, et X. Cheng, « CFD simulation of upward subcooled boiling flow of refrigerant-113 using the two-fluid model », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, n° 11, p. 2508-2517, août 2009, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.12.022.
- [94] E. Krepper et R. Rzehak, « CFD for subcooled flow boiling: Simulation of DEBORA experiments », *Nucl. Eng. Des.*, vol. 241, n° 9, p. 3851-3866, sept. 2011, doi: 10.1016/j.nucengdes.2011.07.003.
- [95] R. Zhang, T. Cong, W. Tian, S. Qiu, et G. Su, « Prediction of CHF in vertical heated tubes based on CFD methodology », *Prog. Nucl. Energy*, vol. 78, p. 196-200, janv. 2015, doi: 10.1016/j.pnucene.2014.10.001.
- [96] G. P. Celata, M. Cumo, et A. Mariani, « Burnout in highly subcooled water flow boiling in small diameter tubes », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 36, n° 5, p. 1269-1285, janv. 1993, doi: 10.1016/S0017-9310(05)80096-1.
- [97] H. Li, S. A. Vasquez, H. Puneekar, et R. Muralikrishnan, « Prediction of Boiling and Critical Heat Flux Using an Eulerian Multiphase Boiling Model », 2011, p. 463-476. doi: 10.1115/IMECE2011-65539.
- [98] G. G. Bartolomej *et al.*, « Experimental study on void fraction in subcooled boiling in tubes », *Teploehnergetika*, n° 3, p. 20-22, 1982.
- [99] R. P. Roy, V. Velidandla, et S. P. Kalra, « Velocity Field in Turbulent Subcooled Boiling Flow », *J. Heat Transf.*, vol. 119, n° 4, p. 754-766, nov. 1997, doi: 10.1115/1.2824180.
- [100] C. C. St. Pierre et S. G. Bankoff, « Vapor volume profiles in developing two-phase flow », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 10, n° 2, p. 237-249, févr. 1967, doi: 10.1016/0017-9310(67)90101-9.
- [101] N. Hoyer, « Calculation of dryout and post-dryout heat transfer for tube geometry », *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 24, n° 2, p. 319-334, mars 1998, doi: 10.1016/S0301-9322(97)00057-8.
- [102] Y.-J. Chen *et al.*, « Numerical investigation of critical heat flux during subcooled flow boiling in a vertical rectangular Mini-channel », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 221, p. 119862, févr. 2023, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119862.

RÉFÉRENCES

- [103] M. Magnini et J. R. Thome, « A CFD study of the parameters influencing heat transfer in microchannel slug flow boiling », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 110, p. 119-136, déc. 2016, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.06.032.
- [104] H. Ma, W. Cai, J. Chen, Y. Yao, et Y. Jiang, « Numerical investigation on saturated boiling and heat transfer correlations in a vertical rectangular minichannel », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 102, p. 285-299, avr. 2016, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.12.003.
- [105] N. B. Chien, K.-I. Choi, et J.-T. Oh, « Experiment and CFD Simulation of Boiling Heat Transfer Coefficient of R410A in Minichannels », *Int. J. Air-Cond. Refrig.*, vol. 23, n° 04, 635845248000000000, doi: 10.1142/s2010132515500327.
- [106] J. Lavieville, E. Quemerais, S. Mimouni, M. Boucker, et N. Mechitoua, « NEPTUNE CFD V1.0 Theory Manual ». EDF, 2005.
- [107] D. Bestion, P. Coste, B. Niceno, S. Mimouni, D. Lakehal, et Y. Bartosiewicz, « Two-phase CFD: The various approaches and their applicability to each flow regime », *Multiph. Sci. Technol.*, vol. 23, n° 2-4, p. 101-128, 2011, doi: 10.1615/MultScienTechn.v23.i2-4.20.
- [108] S. G. Kandlikar, « Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels », *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 26, n° 2, p. 389-407, juin 2002, doi: 10.1016/S0894-1777(02)00150-4.
- [109] D. Dobkin et M. K. Zuraw, *Principles of Chemical Vapor Deposition*. Springer Netherlands, 2003. doi: 10.1007/978-94-017-0369-7.
- [110] A. Besançon-Voda et S. Gentil, « Régulateurs PID analogiques et numériques », *Autom. Ingénierie Système*, mars 1999, doi: 10.51257/a-v1-r7416.
- [111] C. LE LANN, « Le PID utilisé en régulation de position et/ou de vitesse de moteurs électriques ». 2006.
- [112] « Modified Akima piecewise cubic Hermite interpolation - MATLAB - MathWorks France ».
- [113] D. Mailet, Y. Jarny, et D. Petit, « Problèmes inverses en diffusion thermique - Formulation et résolution du problème des moindres carrés », *Ref: TIP201WEB - « Physique énergétique »*, 10 juillet 2018.
- [114] P. C. Hansen, « Rank-Deficient and Discrete Ill-Posed Problems: Numerical Aspects of Linear Inversion », 1998.
- [115] G. Nellis et S. Klein, *Heat Transfer*. Cambridge University Press, 2009.
- [116] R. Shah et A. London, « Laminar Flow Forced Convection in Ducts: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data », *undefined*, 2014. /paper/Laminar-Flow-Forced-Convection-in-Ducts%3A-A-Source-Shah-London/8b2041efc797982eb51fd36f4c4e9b63d19fea77 (consulté le 29 octobre 2020).
- [117] « publications - BIPM ». <https://www.bipm.org/fr/committees/jc/jcgm/publications> (consulté le 25 janvier 2023).
- [118] V. V. Belosludtsev, D. V. Zaitsev, et O. A. Kabov, « Flow boiling of HFE-7100 in a minichannel with local heating », *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 2211, n° 1, p. 012013, mars 2022, doi: 10.1088/1742-6596/2211/1/012013.
- [119] S. J. Kim, L. Zou, et B. G. Jones, « An experimental study on sub-cooled flow boiling CHF of R134a at low pressure condition with atmospheric pressure (AP) plasma assisted surface modification », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 81, p. 362-372, févr. 2015, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.10.032.
- [120] J. Y. Jung, M. S. Lee, H. M. Park, et Y. H. Jeong, « Flow boiling experiments for CHF evaluation under downward-facing heating including flow visualization: Effects of pressure, orientation, mass flux, and local quality », *Ann. Nucl. Energy*, vol. 171, p. 108994, juin 2022, doi: 10.1016/j.anucene.2022.108994.
- [121] Ansys Fluent, 2021 R2, « Theory Guide ».
- [122] A. A. Troshko et Y. A. Hassan, « A Two-Equation Turbulence Model of Turbulent Bubbly Flow », *International Journal of Multiphase Flow*, 2001.
- [123] C. Simonin et P. L. Viollet, « Predictions of an oxygen droplet pulverization in a compressible subsonic coflowing hydrogen flow », *Numer. Methods Multiph. Flows*, vol. 91, n° 2, p. 65-82, 1990.

RÉFÉRENCES

- [124] Y. Sato et K. Sekoguchi, « Liquid velocity distribution in two-phase bubble flow », *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 2, n° 1, p. 79-95, juin 1975, doi: 10.1016/0301-9322(75)90030-0.
- [125] L. Schiller et A. Naumann, « A Drag Coefficient Correlation », *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 1935.
- [126] M. Ishii et N. Zuber, « Drag Coefficient and Relative Velocity in Bubbly, Droplet or Particulate Flows », *AIChE J.*, 1979.
- [127] M. Lopez de Bertodano, « Turbulent Bubbly Flow in a Triangular Duct », Ph.D. Thesis, Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, New York, 1991.
- [128] V. I. Tolubinski et D. M. Kostanchuk, « Vapor bubbles growth rate and heat transfer intensity at subcooled water boiling », *4th International Heat Transfer Conference*, Paris, France, 1970.
- [129] R. Cole, « A Photographic Study of Pool Boiling in the Region of the Critical Heat Flux », *AIChE J.*, 1960.
- [130] V. H. Del Valle et D. B. R. Kenning, « Subcooled flow boiling at high heat flux », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1985.
- [131] M. Lemmert et L. M. Chawla, « Influence of flow velocity on surface boiling heat transfer coefficient in Heat Transfer in Boiling », *E. Hahne and U. Grigull, Eds., Academic Press and Hemisphere*, New York, NY, USA, 1977.
- [132] A. Tentner, S. Lo, et V. Kozlov, « Advances in Computational Fluid Dynamics Modeling of Two-Phase Flow in a Boiling Water Reactor Fuel Assembly », *In International Conference on Nuclear Engineering*, Miami, Florida, 2006.
- [133] W. E. Ranz et W. R. Marshall, « Evaporation from Drops, Part I and Part II », *Chem. Eng. Prog*, avril 1952.
- [134] G. Kocamustafaogullari et M. Ishii, « Interfacial area and nucleation site density in boiling system », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1983.
- [135] Kocamustafaogullari et M. Ishii, « Foundation of the Interfacial Area Transport Equation and its Closure Relations », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1995.
- [136] M. Ishii, « Two-fluid model for two-phase flow », *Multiph. Sci. Technol.*, vol. 5, n° 1-4, 1990, doi: 10.1615/MultScienTechn.v5.i1-4.10.
- [137] A. Burns, T. Frank, I. Hamill, et J.-M. Shi, « The Favre Averaged Drag Model for Turbulent Dispersion in Eulerian Multi-Phase Flows », présenté à 5th International Conference on Multiphase Flow, ICMF, janv. 2004, vol. 392.
- [138] « MIDEL 7131 biodegradable synthetic ester transformer fluid », *MIDEL*. <https://www.midel.com/midel-range/midel-7131/> (consulté le 8 décembre 2022).
- [139] M. Chen *et al.*, « A large-scale experimental study on the thermal failure propagation behaviors of primary lithium batteries », *J. Energy Storage*, vol. 31, p. 101657, oct. 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101657.
- [140] A. Bengaouer, K. Bachir Elezaar, P. Balfet, J. Cognard, et T. Grossetête, « Essais de caractérisation du fluide HFE7100 », CEA Grenoble, COMPTE RENDU D'ESSAI, août 2022.

